

POLITECNICO DI TORINO



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
LAUREA MAGISTRALE

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria
Meccanica

TITOLO TESI

*Reingegnerizzazione di una gru foldable per
ambito offshore*

Candidato:

Gioacchino Critti

Relatore:

Prof. Carlo Rosso

a.a. 2019/2020

RINGRAZIAMENTI

Vorrei dedicare questo spazio della mia tesi a chi, grazie al suo immenso aiuto, ha contribuito al raggiungimento dei miei obiettivi.

Questi anni sono stati particolarmente intensi e colmi di momenti di difficoltà, ma soprattutto di tanta gioia e soddisfazione condivisa con chi mi ha accompagnato in questo lungo percorso universitario.

La prima parte dei ringraziamenti la dedico alla mia famiglia, grazie alla quale ho potuto intraprendere e realizzare gli obiettivi prefissati supportandomi e motivandomi durante questi anni di intenso lavoro. Grazie a loro ho ricevuto un sostegno morale di notevole importanza che mi ha permesso di non mollare mai e di portare a termine i miei studi.

In secondo luogo, un ringraziamento va al mio relatore Carlo Rosso, il quale ha contribuito a farmi crescere culturalmente e professionalmente. I suoi insegnamenti riguardo l'ambito della scienza delle costruzioni hanno arricchito il mio bagaglio culturale, facendomi scoprire una fetta particolarmente importante e affascinante dell'ingegneria della quale prima non ero a conoscenza. I suoi consigli e il suo supporto sono stati, inoltre, molti utili anche per il presente lavoro di tesi.

Un grazie particolare va ai miei amici che mi hanno spinto fin dall'inizio a lottare per i miei scopi, dandomi conforto nei momenti difficili della mia lunga carriera. Dedico loro un caloroso ringraziamento perché l'aiuto che mi hanno fornito mi ha permesso di affrontare i momenti difficili con maggiore semplicità.

È doveroso, da parte mia, ringraziare gli ingegneri Agostino Bivona e Fabio Berto che mi hanno guidato durante l'intera fase sperimentale dandomi chiarimenti sulla procedura di progettazione durante la mia permanenza in azienda.

Ringrazio la Sormec Srl, azienda di progettazione e sperimentazione di impianti di sollevamento, la quale ha mostrato la massima disponibilità ad accettarmi per la realizzazione di questo progetto all'interno di un contesto lavorativo accogliente ed armonioso.

Infine, ma non meno rilevanti, sono i ringraziamenti rivolti ai miei colleghi e compagni d'avventura, con i quali ho condiviso ogni momento di questo percorso di crescita culturale all'insegna della felicità, determinazione ed altruismo.

INTRODUZIONE

Il continuo sviluppo del mercato internazionale della produzione di impianti di sollevamento ha prodotto esigenze di miglioramento crescente per l'ottimizzazione di un prodotto al fine di rimanere competitivi nello scenario mondiale. L'inarrestabile processo di crescita tecnologica determina un impegno costante da parte degli enti produttori nella ricerca di nuove soluzioni innovative che consentano di poter spiccare tra tanti. Dopotutto, come diceva in una sua celebre frase l'imprenditore e inventore statunitense Robert Norton Noyce "l'innovazione è tutto. Quando si è in prima linea si riesce a vedere quale sarà la prossima innovazione necessaria. Quando si è dietro si devono spendere le energie per recuperare terreno".

Questo progresso richiede l'attribuzione al prodotto di nuove proprietà e l'integrazione di quelle già esistenti al fine di garantire le migliori prestazioni possibili.

La grande concorrenza nel settore rende, inoltre, fondamentale la messa in atto di nuove soluzioni progettuali delle varie parti di un impianto che permettano di ottimizzare i processi, limitare i tempi di realizzazione e di messa in esercizio ma che, al tempo stesso, rispettino le funzionalità richieste garantendo, quindi, versatilità e durata del prodotto.

Il processo di ideazione di un prodotto innovativo implica l'inizio di un percorso di progettazione critica, razionale e al tempo stesso creativa.

A questo proposito è stato intrapreso il presente lavoro di tesi, con l'obiettivo di generare una possibile nuova soluzione applicativa per l'ambito offshore che si distingua da quelle proposte sul mercato.

La creazione di nuovi impianti offshore, come piattaforme petrolifere, navi mercantili, parchi eolici, navi per le operazioni di salvataggio o per la

movimentazione di containers, ha, infatti, prodotto una crescente richiesta, da parte dei grandi cantieri di produzione, di nuovi prodotti studiati su misura per le funzioni che andranno a svolgere.

Per questi motivi il lavoro, incentrato sulla reingegnerizzazione di una gru foldable per l'applicazione in ambiente offshore, ha come obiettivo il ridimensionamento della macchina e la riprogettazione di alcuni degli elementi costituenti.

In particolare, si tratta di una macchina articolata, in grado di assumere diverse configurazioni e sollevare carichi anche di diverse tonnellate.

La macchina, descritta più dettagliatamente nel capitolo successivo, presenta un certo numero di sezioni telescopiche e di snodi per permettere un'elevata compattezza in posizione di riposo ma, al tempo stesso, di raggiungere raggi operativi anche molto elevati (si è in grado di raggiungere lunghezze complessive del braccio della macchina di oltre 50 metri) e posizioni per il prelievo o rilascio del carico tra le più variegate. Non a caso l'impiego di queste macchine è, molto spesso, relegata a quelle installazioni dove gli spazi per la movimentazione del carico sono limitati e dove vi è un elevato rischio di urto contro elementi presenti nelle vicinanze della macchina stessa.

Nelle prime fasi delle analisi condotte, verranno discussi gli elementi di miglioramento della macchina in un'ottica offshore e le principali differenze rispetto ad una macchina nata per l'installazione su autocarro e che solo recentemente si è diffusa nell'offshore.

Questo ha richiesto innanzitutto lo studio e la comprensione delle principali caratteristiche che deve possedere la gru alla luce delle normative vigenti per la progettazione di impianti elettro-idraulici e al tempo stesso per il soddisfacimento delle specifiche tecniche.

Successivamente, il lavoro è stato incentrato sullo studio progettuale vero e proprio della macchina, comprendente le regole alla base della scienza delle costruzioni per un corretto dimensionamento della stessa. Per far ciò di

fondamentale aiuto sono state anche le più recenti metodologie di progettazione e analisi computazionale che richiamano l'impiego di software con grandi potenzialità, come modellatori CAD e simulatori agli elementi finiti, in grado di offrire risultati di elevata precisione e rilevanza in tempi ridotti.

Lo studio ripercorrerà tutti i diversi step esecutivi quali determinazione dei carichi applicati, analisi dei movimenti e delle possibili configurazioni della macchina, calcolo delle caratteristiche di sollecitazione, dimensionamento delle varie sezioni della macchina e dei sistemi di rotazione ecc...

A queste seguiranno le opportune verifiche per stabilire la resistenza strutturale della gru. Esse riguarderanno l'analisi a fatica e ad imbozzamento dei semilavorati, nonché lo studio statico tramite analisi FEM.

Infine, verranno discussi i risultati ottenuti ed i vantaggi apportati al livello progettuale, produttivo ed economico ed i possibili sviluppi futuri per un maggiore efficienza del lavoro svolto.

INDICE

RINGRAZIAMENTI.....	III
INTRODUZIONE	V
NOMENCLATURA	XIII
1 SCOPI E DESCRIZIONE DI UNA GRU FOLDABLE	1
1.1 Applicazioni e caratteristiche peculiari di una gru foldable.....	1
1.2 Principali differenze tra applicazioni per autocarro e offshore	5
1.3 Descrizione funzionale delle parti.....	7
1.3.1 Il piedistallo	9
1.3.2 Sistema di rotazione.....	10
1.3.3 La colonna.....	12
1.3.4 Pacco bracci	13
1.3.5 Verricello e bozzello	15
2 REINGEGNERIZZAZIONE DI UNA GRU FOLDABLE.....	17
2.1 Obiettivi del lavoro	17
2.2 Strumenti di analisi	20
2.2.1 CATIA V5	21
2.2.2 ANSYS	22
2.2.3 HTBasic	24
2.3 Norme di riferimento.....	24
2.3.1 Normativa RINA.....	25
2.3.2 Normativa EN 13001	26
2.4 Condizioni operative e ambientali della macchina	28

3	OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE DELLA MACCHINA	31
3.1	Determinazione dei carichi	31
3.2	Calcolo dei coefficienti dinamici	32
3.3	Dimensionamento dei componenti strutturali della macchina	35
3.3.1	Dimensionamento del piedistallo.....	36
3.3.2	Scelta della ralla.....	48
3.3.3	Dimensionamento bozzello.....	50
3.3.4	Dimensionamento bracci e sfili	53
3.3.5	Dimensionamento della colonna	65
3.3.6	Dimensionamento dei martinetti.....	66
3.3.7	Dimensionamento dei perni	70
3.3.8	Analisi del sistema di rotazione	73
4	VERIFICA DEI COMPONENTI STRUTTURALI.....	83
4.1	Verifica a fatica	83
4.1.1	Verifica di resistenza all'imbozzamento.....	89
5	SCHEMI FUNZIONALI, VERIFICHE FEM E RISULTATI DELLA PROGETTAZIONE.....	97
5.1	Rimozione delle bielle e angoli di piega della macchina.....	98
5.1.1	Rimozione delle bielle	98
5.2	Ingombri della macchina.....	102
5.3	Modelli 3D e verifiche FEM	104
	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	123
	INDICE DELLE FIGURE.....	125
	INDICE DELLE TABELLE	129
	BIBLIOGRAFIA	131
	SITOGRAFIA.....	132

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA	DESCRIZIONE
K	Fattore di rigidezza della gru
C_{vh} e C_{vd}	Coefficienti dinamici
$SWLH$	Somma della massa del carico del blocco-gancio
SWL	“Safe working load” (rappresenta il carico da sollevare)
P_{gancio}	Peso del gancio
FL	“Vertical factored load” carico vertical complessivo che agisce in punta maggiorato del coefficiente dinamico
V_r	Velocità relativa del carico
g	Accelerazione gravitazionale
$C_{vh_{offboard}}$	Coefficiente dinamico per sollevamenti offboard
$C_{vh_{onboard}}$	Coefficiente dinamico per sollevamenti onboard
V_h	Massimo valore costante della velocità effettiva di sollevamento
V_d	Velocità lungo la direzione verticale del ponte della nave dove è installato l’impianto
V_c	Velocità relativa della parte terminale del braccio della gru
SWH	Significant wave height (altezza d’onda significativa)
$V_{h,min}$	Velocità minima di sollevamento del gancio
V_{winch}	Velocità di recupero del verricello
A_v	Accelerazione verticale della parte terminale del braccio della gru
D_i	Diametro interno del piedistallo
D_e	Diametro esterno del piedistallo
s_p	Spessore del piedistallo
R_{med}	Raggio medio della sezione
A	Area della sezione
I_x e I_y	Momenti di inerzia della sezione
W_x	Modulo di resistenza a flessione
A_{med}	Area della sezione media
W_t	Modulo di resistenza a torsione
$H_{piedistallo}$	Altezza complessiva del piedistallo
WR	“Working radius” (rappresenta il raggio operativo cioè la distanza massima con cui si può sollevare il carico in una certa condizione operativa)
$L_{braccio\ primario}$	Lunghezza della prima sezione del braccio compresa tra lo snodo della colonna e lo snodo del pacco sfilati
$L_{braccio\ secondario}$	Lunghezza della seconda sezione del braccio compresa tra lo snodo del pacco sfilati e l’inizio del primo sfilato
$L_{sfilato_i}$	Lunghezza dello sfilato i-esimo
x_{ralla}	Distanza tra l’asse di rotazione della gru e lo snodo tra

	braccio e colonna
F	Forza verticale che agisce in punta della gru
P_i	Peso del componente i-esimo
x_{G_i}	Coordinata baricentrica del componente i-esimo
$\alpha(heel)$	Angolo di rollio
$\beta(trim)$	Angolo di beccheggio
FHL	Forza longitudinale dovuta al beccheggio della nave
FHT	Forza trasversale dovuta al rollio della nave
F_R	Forza inerziale totale
M_{tc}	Momento torcente dovuto alle forze centrifughe
F_{vento}	Forza totale del vento
$F_{vento,i}$	Forza del vento del componente strutturale i-esimo
C	Coefficiente di forma del carico
q	Pressione specifica del vento
$A_{elemento,i}$	Superficie di spinta del vento sul componente i-esimo
A_{carico}	Superficie di spinta del vento sul carico
$l_{elemento,i}; h_{elemento,i}$	Dimensioni della superficie di spinta
V_{vento}	Velocità del vento
$M_{t,vento}$	Momento torcente dovuto al vento
M_f	Momento flettente totale
h_{pul}	Altezza puleggia dal piano di appoggio del carico
N	Sforzo normale
T	Taglio puro
σ_N	Tensione dovuto allo sforzo normale
σ_{M_f}	Tensione dovuta al momento flettente
τ_{M_t}	Tensione dovuta al momento torcente
M_t	Momento torcente
τ_T	Tensione dovuta al taglio puro
σ_y	Tensione di snervamento del materiale, in Mpa
σ_r	Tensione di rottura del materiale, in Mpa
σ_{amm}	Tensione ammissibile del materiale
σ_{eq}	Tensione equivalente di Von Mises
$CS_{pedistallo}$	Coefficiente di sicurezza del piedistallo
$m_{flangia}$	Massa delle due flange del piedistallo
$D_{i,flangia}$	Diametro interno della flangia
ρ	Densità del materiale
$s_{flangia}$	Spessore della flangia
$m_{pedistallo}$	Massa complessiva del piedistallo
$H_{pedistallo}$	Altezza complessiva del piedistallo
h_{pul}	Altezza puleggia dal piano di appoggio del carico
y_f	Freccia massima ammissibile
H_f	Reazione orizzontale della fune
q_f	Peso per metro lineare di fune metallica
L_f	Distanza tra i due punti di attacco della fune
V_f	Reazione verticale della fune
R_f	Reazione totale della fune
L_e	Lunghezza effettiva della fune inflessa

l_{1j}	Ingambonatura
H_j	Altezza della sezione
L_{sfilo_j}	Lunghezza dello sfilo
l_{2j}	Quota parte dello sfilo non retraibile
c_j	Corsa del martinetto sfilo
x_{gioco}	Gioco trasversale tra due sfili consecutivi (uguale per tutte le sezioni)
t_j	Spessore del pattino di scorrimento
s_j	Spessore della sezione
B_j	Larghezza della sezione
$F_{sez,j}$	Forza verticale dovuta ai pesi della struttura e al carico
$a_{sez,j}$	Sbalzo tra la sezione di riferimento e la coordinata in cui agisce il carico
$M_{sez,j}$	Momento flettente dovuto ai pesi della struttura e al carico
$l_{sez,j}$	Distanza orizzontale del perno di rotazione del braccio e la sezione di riferimento
$T_{zsez,j}$	Forza di taglio dovuta ai pesi della struttura e al carico
$\sigma_{Mfx,carico\ e\ pesi}^j$	Tensione di momento flettente (carico e pesi)
e_2	Coordinata verticale del punto più sollecitato
$\tau_{x,carico\ e\ pesi}^j$	Tensione di taglio (carico e pesi)
$S_x ; S_y$	Momenti di inerzia statici
$\sigma_{N,long}^j$	Tensione di sforzo normale dovuta alle azioni longitudinali
n_f	Tiri del gancio
$A_{sez,j}$	Area della sezione
$M_{f,long}$	Momento flettente dovuto ai carichi longitudinali
x_{dis}	Disallineamento della puleggia di testa
$\sigma_{Mf,long}^j$	Tensione di momento flettente (carichi longitudinali)
$\tau_{Mf,FHT}^j$	Tensione di momento torcente (FHT)
$M_{t,FHT}$	Momento torcente dovuto all'azione trasversale FHT
R_b	Forza di taglio dovuto all'azione trasversale FHT
$\tau_{T,FHT}^j$	Tensione di taglio (FHT)
M_b^j	Momento flettente dovuto all'azione trasversale FHT
$\sigma_{M_b}^j$	Tensione di momento flettente (FHT)
e_1	Coordinata orizzontale del punto più sollecitato
$F_{R,j}$	Forza inerziale sul componente j-esimo
$M_{R,j}$	Tensione di momento flettente (carichi inerziali)
τ_{FR}^j	Tensione di taglio (carichi inerziali)
σ_{MR}^j	Tensione di momento flettente (carichi inerziali)
$F_{vento,j}$	Forza del vento sulla sezione j-esima
$F_{vento,carico}$	Forza del vento sul carico
$M_{vento,j}$	Momento flettente dovuto al vento
τ_{vento}^j	Tensione di taglio (vento)
σ_{vento}^j	Tensione di momento flettente (vento)

σ_{id}^j	Tensione ideale sulla sezione
CS_j	Coefficiente di sicurezza della sezione
$\phi_{c,i}$	Diametro interno della camicia del martinetto
$\phi_{c,e}$	Diametro esterno della camicia del martinetto
s_c	Spessore della camicia del martinetto
$\phi_{s,i}$	Diametro interno dello stelo del martinetto
$\phi_{s,e}$	Diametro esterno dello stelo del martinetto
s_s	Spessore dello stelo del martinetto
P_c	Peso della camicia del martinetto
A_c	Area della camicia del martinetto
l_c	Lunghezza della camicia del martinetto
P_s	Peso dello stelo del martinetto
A_s	Area dello stelo del martinetto
l_s	Lunghezza dello stelo del martinetto
P_m	Peso complessivo del martinetto
P_{acc}	Peso accessori del martinetto
b_m	Distanza tra l'asse del martinetto e il polo di rotazione
$A_{c,i}$	Area di spinta della pressione interna
p_e	Pressione di esercizio
F_m	Forza del martinetto
p_{test}	Pressione di collaudo
$s_{c,min}$	Spessore minimo della camicia del martinetto
$s_{fondello,min}$	Spessore minimo del fondello
$s_{fondello}$	Spessore del fondello
I_s	Momento di inerzia dello stelo del martinetto
β_g	Fattore geometrico dell'attacco del martinetto
p_{cr}	Pressione massima sullo stelo del martinetto
f_n	Coefficiente di sicurezza del martinetto
E	Modulo di Young
L^*	Interasse tra gli attacchi del martinetto
M_A	Momento flettente sul perno
F_p	Forza applicata al perno
$b ; c$	Appoggi del perno
G	Gioco tra gli appoggi del perno
L	Parametro dimensionale del sistema perno
σ_A	Tensione di momento flettente sul perno
W	Modulo di resistenza a flessione del perno
ϕ	Diametro del perno
τ_{amm}	Tensione ammissibile sul perno
τ_A	Tensione di taglio sul perno
A_p	Area del perno
σ_{id}	Tensione ideale sul perno
σ_p	Pressione specifica sui perni e sui cuscinetti
h_r	Durata richiesta
τ_m	Rapporto di trasmissione
z_{ralla}	Numero di denti della ralla
$z_{pignone}$	Numero di denti del pignone
f_s	Fattore di servizio

T_r	Coppia richiesta
$n_{motoriduttori}$	Numero di motoriduttori impiegati
η_m	rendimento trasmissione
T_c	Coppia richiesta corretta
f_h	Fattore di durata
n_1	Velocità angolare del pignone
$\Phi_{c,motoriduttore}$	Diametro primitiva corretto della ralla
F_t	Forza tangenziale esercitata sul dente
F_r	Forza radiale esercitata sul dente
F_{tot}	Forza totale sul dente
θ	Angolo di pressione
$F_{tot,supporto}$	Forza radiale ammissibile dal motoriduttore
$F_{r,2}$	Forza radiale non corretta esercitata sul motoriduttore
$k_{r,2}$	Fattore di correzione della forza radiale sul motoriduttore
$T_{f,richiesta}$	Coppia frenante richiesta
$T_{f,disponibile}$	Coppia frenante disponibile
k_p	Spettro di carico
s_m	Fattore di stress della macchina
ν	Numero totale relativo di occorrenze di intervalli di sollecitazione
N_t	Numero di cicli di funzionamento
N_{ref}	Numero di cicli di riferimento
$\Delta\sigma_{Rd}; \Delta\tau_{Rd}$	Resistenza a fatica a $2 \cdot 10^6$ cicli
$\Delta\sigma_c; \Delta\tau_c$	Intervallo di sollecitazioni di progetto
γ_{mf}	Fattore specifico di resistenza alla fatica
m	Pendenza della curva di resistenza alla fatica
$\Delta\sigma_{sd}; \Delta\tau_{sd}$	Intervalli limite delle tensioni
$\sigma_{max}; \sigma_{min}; \tau_{max}; \tau_{min}$	Tensione massime e minime per la verifica a fatica
$\sigma_{inf,sez}; \sigma_{sin,sez}; \sigma_{sup,sez}$	Tensioni sulle piastre della struttura scatolare dei componenti del braccio
$\sigma_{inf}; \sigma_{sup}$	Tensione superiore ed inferiore della piastra
$y_1; y_2$	Parametri dimensionale della sezione
σ_e	Tensione di riferimento sulla piastra
ν	Coefficiente di Poisson
s_p	Spessore della piastra
h_p	Altezza della piastra
$\lambda_x; \lambda_\tau$	Fattore di snellezza
$k_{\sigma_x}; k_\tau$	Fattore di instabilità
ψ	Rapporto di sollecitazione del pannello
α	Parametro strutturale del componente analizzato
$f_{b,Rd,x}; f_{b,Rd,\tau}$	Valori limite di tensione ammissibile
K_x, K_τ	Fattori di riduzione
γ_m	Fattore di resistenza generale
$\sigma_x; \tau_e$	Tensione di sforzo normale e di taglio sulla piastra
T_x	Forza di taglio sulla piastra
$CS_{compressione}; CS_{taglio}; CS_{normale e taglio}$	Coefficienti di sicurezza per la verifica ad instabilità elastica

1 SCOPI E DESCRIZIONE DI UNA GRU FOLDABLE

In questo capitolo verranno illustrati i principali scopi ed utilizzi di una gru foldable evidenziando le peculiarità relative all'ambito di applicazione e sottolineando alcuni dei loro aspetti caratteristici.

Successivamente, si discuterà delle principali differenze strutturali e di installazione tra una applicazione su autocarro e una in ambito offshore.

Infine, verrà analizzata la macchina più nel concreto dando risalto alle caratteristiche tecniche di ciascun macro-elemento, concentrandosi quasi esclusivamente alle proprietà strutturali della stessa e rimarcando alcuni pro e contro della macrostruttura.

1.1 Applicazioni e caratteristiche peculiari di una gru foldable

Le gru foldable sono impianti di sollevamento elettro-idraulico a braccio telescopico completamente pieghevoli che hanno lo scopo di svolgere in completa sicurezza operazioni di carico e scarico, come la movimentazione di container, attrezzature, materiali pesanti, piccole imbarcazioni, colli, ecc...

Sono ideali anche per applicazioni legate alle apparecchiature ROV (Remotely Operated Vehicle) e operazioni di salvataggio.

Esse possono essere movimentate tramite distributore idraulico a leve, fissato in prossimità o sulla macchina stessa con l'ausilio di una piattaforma operatore, o con l'utilizzo di apparecchiature per il controllo remoto e visualizzazione delle condizioni operative della macchina.



Figura 1.1: Apparecchiatura per il controllo remoto dell'impianto di sollevamento

Queste gru articolate sono macchine soggette a tre movimenti associati alla struttura ed una relativa al verricello (qualora presente), tutti controllati con le apparecchiature appena descritte e consentiti grazie all'uso di potenti sistemi di attuazione elettro-idraulica.

Tali movimenti consentono un brandeggio del braccio fino al raggiungimento di angoli di inclinazioni rispetto all'orizzontale pari a circa 80 gradi, la rotazione, limitata o illimitata, attorno a un asse principale della macchina e la fuoriuscita e rientro delle sezioni telescopiche. A queste funzioni si aggiunge il sollevamento puro del carico per quelle applicazioni in cui è presente un verricello. In questo modo è possibile ottenere una moltitudine di configurazioni della macchina, alcune più gravose, altre meno, in modo da consentire una maggiore versatilità per diversi tipi di applicazioni.

In generale, possiamo distinguere due grandi tipologie di applicazioni:

- in ambito terrestre su mezzo gommato
- in ambito offshore su diversi tipi di navi, su piattaforme, chiatte e aree portuali.

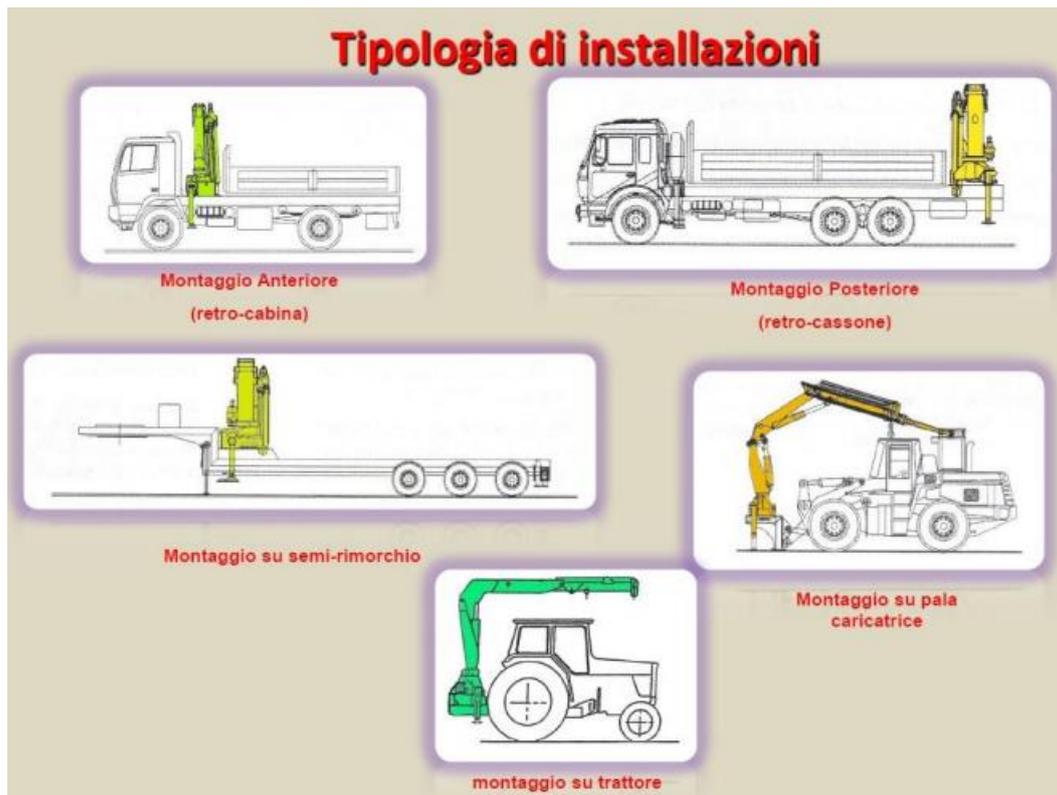


Figura 1.2: Tipologie di applicazione su veicolo

Nel primo caso, come mostrato in figura 1.2, alcune tipologie di installazione su veicolo o eventualmente su rimorchio, rendono attuabili soluzioni alternative diverse a seconda delle funzioni richieste alla macchina. Tra queste possiamo ricordare operazioni di movimentazione svolte in ambito agricolo, nella costruzione e restaurazione edile e all'interno di cicli di produzione di altro genere.

Inoltre, è importante notare che a queste macchine è possibile collegare, in certi casi, alcune attrezzature speciali per lo svolgimento di funzioni mirate come nel settore delle costruzioni o in ambito forestale per l'esbosco di legname o per la movimentazione di operatori.

Il design di queste particolari gru consente all'operatore di poter ripiegare le diverse sezioni della macchina nella configurazione a riposo grazie alla presenza di più snodi nella struttura, garantendo così una notevole riduzione degli ingombri. Essa rappresenta, infatti, una delle caratteristiche fondamentali per

l'installazione su autocarro, poichè le normative vigenti per la progettazione di queste gru obbligano al rispetto dei limiti dimensionali del veicolo su cui vengono installate.

La gru viene fissata al telaio dell'autocarro tramite la base, dotata degli ancoraggi per il collegamento al telaio e dei supporti per la colonna girevole, che solitamente è accoppiata ad un sistema di rotazione a cremagliera. Ciò è dovuto allo spazio limitato tra la cabina motrice del veicolo ed il cassone per il posizionamento della merce o tra il cassone e la parte terminale dell'autocarro.

Per le altre applicazioni, come l'installazione su trattori, occorre studiare delle soluzioni ad hoc per il fissaggio e supporto della colonna a seconda della taglia della macchina da dover installare.

Solo recentemente l'impiego di macchine di questo tipo ha trovato larga diffusione nell'ambito offshore. L'utilizzo di impianti di sollevamento di diversa categoria, come le gru a braccio rigido, richiede ampi spazi di manovra ed ingombri rilevanti proprio per l'assenza di articolazioni e sezioni telescopiche retraibili. Per questo motivo, ci si è spinti sempre di più nell'uso di macchine articolate nel settore offshore, soprattutto quando i carichi da movimentare non sono particolarmente eccessivi o i raggi operativi richiesti non sono troppo elevati. È bene notare, infatti, che la taglia di una macchina è legata a molteplici fattori più o meno dimensionanti. Tuttavia, è possibile individuare tra questi due fattori principali tra essi connessi: il peso e il raggio operativo. Il carico da sollevare, infatti, dovrà essere minore all'aumentare della quota operativa e se entrambi i fattori non sono particolarmente elevati, tali da dover impiegare macchine con altre geometrie e funzioni, le gru foldable possono rappresentare una soluzione applicativa di maggior rilievo.

Negli ultimi anni, inoltre, la crescita di nuovi parchi eolici offshore ha aperto un nuovo mercato in cui le gru foldable sono di facile applicazione. Difatti, la movimentazione di attrezzature per la manutenzione delle turbine eoliche o di altre operazioni ad essa connesse ha fatto sì che le turbine di ultima generazione presentino appositi spazi per l'installazione di gru articolate all'interno della

gondola o su apposite piattaforme fissate alla torre della turbina.



Figura 1.3: Gru foldable installata nel vano macchine della gondola di una turbina eolica

Altre applicazioni per l'ambito offshore sono rappresentate dal settore della pesca per lo spostamento dei prodotti ittici o per la movimentazione delle attrezzature di pesca. Talvolta, è possibile effettuare prelievi sott'acqua, anche a diverse decine di metri, portando il bozzello al di sotto del livello del mare.

Di notevole importanza sono anche le applicazioni nelle rescue boat o nei rimorchiatori per il rilascio e il prelievo di imbarcazioni di salvataggio e di persone anche in condizioni meteomarine non ottimali.

1.2 Principali differenze tra applicazioni per autocarro e offshore

Una delle principali differenze tra le due tipologie di applicazione trattate risiede negli ingombri della macchina. Come detto, questa macchina si distingue dalle

altre proprio per la sua capacità di richiudersi e di limitare lo spazio occupato. Tuttavia, questa proprietà risulta essere indispensabile solo per l'installazione su veicolo a causa dei limiti dimensionali imposti dalle norme, invece, l'utilizzo in ambiente offshore, proprio per gli spazi più ampi presenti, consente l'impiego di macchine leggermente più ingombranti a favore di possibili soluzioni innovative a livello strutturale che permettano un risparmio dei tempi e delle risorse necessarie per la realizzazione.

Questo aspetto ha rappresentato, infatti, l'idea per l'avvio di questo lavoro di tesi ed il punto di partenza da cui sono stati posti gli obiettivi da conseguire, resi espliciti nel capitolo successivo.

Gli spazi limitati presenti su un autocarro, inoltre, rendono impossibile l'utilizzo di basamenti a sezione circolare, molto spesso più leggeri, più performanti e di più facile realizzazione. Ciò determina, nella maggior parte dei casi, la necessità di adottare sistemi più costosi, come i basamenti connessi ad una o due cremagliere per la rotazione, limitando, quindi, l'angolo di rotazione consentito alla macchina o sistemi di rotazione a ralla, attribuite alle sole macchine di grossa taglia.

In aggiunta, l'installazione su autocarro richiede la presenza di un sistema di bracci stabilizzatori in modo da conferire maggiore rigidità alla macchina durante le operazioni di sollevamento.

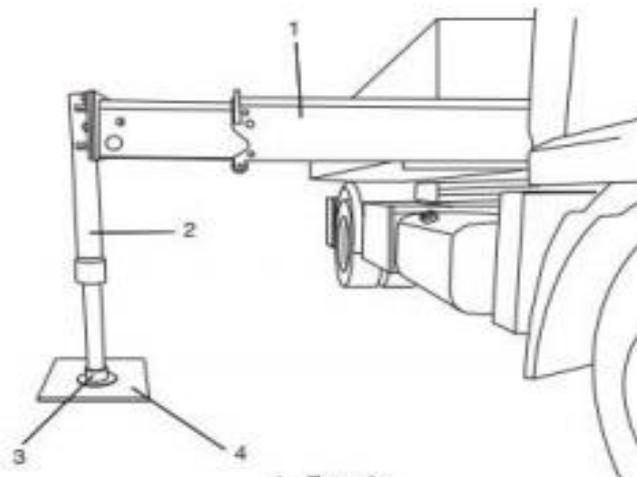


Figura 1.4: Stabilizzatori per impianto di sollevamento

Questo sistema, rappresentato schematicamente in figura 1.4, è costituito da supporti per il sostegno dell'intera struttura collegati, tramite giunti o saldature, alla base della gru. Essi conferiscono maggior stabilità alla macchina scaricando le forze al terreno ed evitando possibili dislivelli della area in cui staziona il veicolo. Occorre comunque precisare che l'utilizzo di questi dispositivi è fondamentale per la stabilizzazione del veicolo attraverso un sollevamento completo delle ruote dal terreno. Quest'ultime, infatti, essendo costituite da un materiale facilmente deformabile conferirebbero maggior cedevolezza in fase di lavoro della gru.

Lo stabilizzatore è costituito da un braccio orizzontale sfilabile, che sporge lateralmente al veicolo in condizioni operative della gru e da un cilindro verticale generalmente associato alla funzione di sollevamento parziale del veicolo. Nella sua parte terminale il cilindro è collegato ad un elemento strutturale, detto "piede", che va in contatto con il suolo in modo diretto o tramite elementi intermedi per una migliore ripartizione del carico nel caso di terreno irregolare. I bracci stabilizzatori sono dotati di maniglie per il funzionamento manuale, dispositivi di bloccaggio per il mantenimento della posizione di lavoro e per quella di trasporto e finecorsa per l'estrazione. Nel caso di bracci ad azionamento idraulico saranno allora necessari dei mezzi di bloccaggio solo nel caso in cui i cilindri non sono in grado di resistere alle forze in fase di movimentazione del carico.

In una applicazione offshore questo complesso sistema per il conferimento di stabilità viene rimpiazzato dall'impiego di basamenti di geometria molto più semplici, come basamenti marini o basamenti a sezione circolare, con l'opportunità di poter adottare, con maggiore semplicità, sistemi di rotazione a ralla che consentano movimenti angolari illimitati.

1.3 Descrizione funzionale delle parti

La progettazione di una gru foldable ricopre un insieme di concetti fisici per la realizzazione dei componenti che saranno presenti nella macchina. Essi

coinvolgeranno diverse branche dell'ingegneria, a partire da quella prettamente meccanica per passare poi al settore elettronico ed idraulico. Infatti, nel suo complesso la gru per funzionare necessita di più elementi comunicanti tra loro, ognuno con le proprie caratteristiche, ma che insieme permettono il corretto

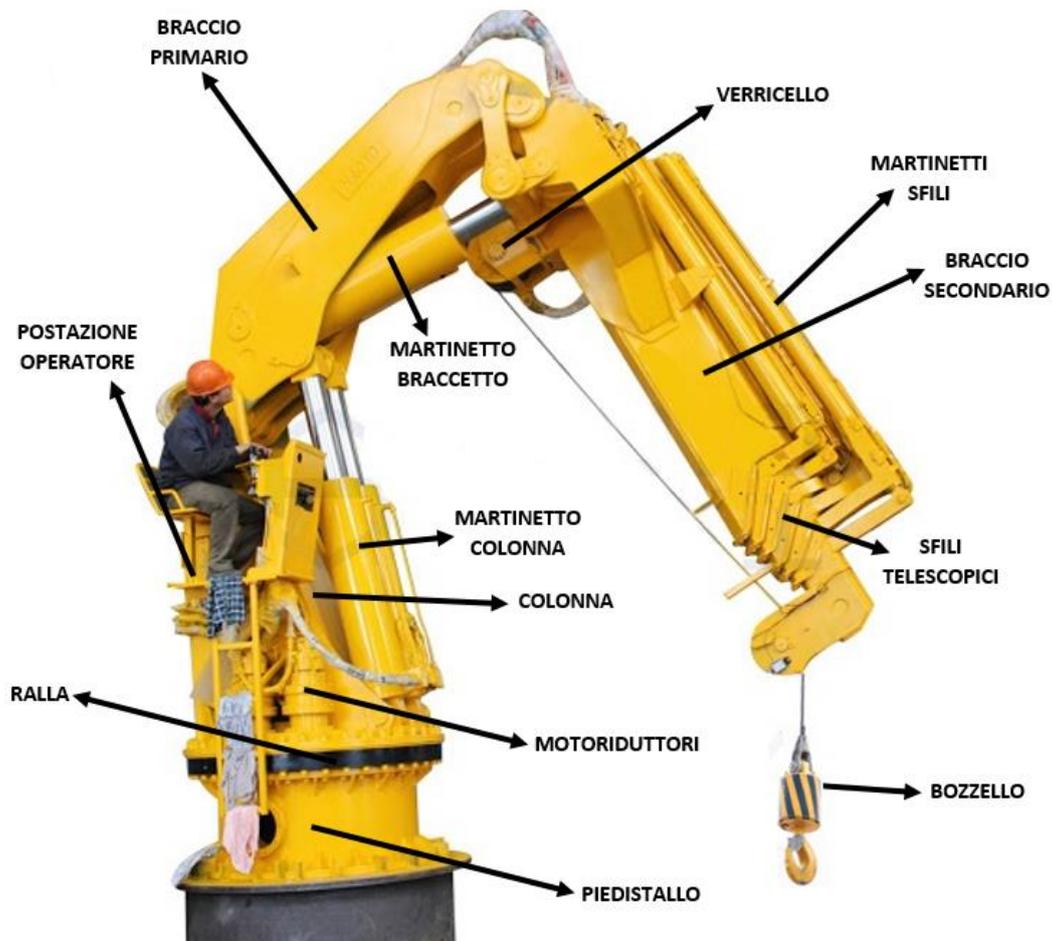


Figura 1.5: Macro-componenti di una gru foldable

funzionamento della macchina.

Tra i principali componenti strutturali possiamo distinguere:

- il piedistallo
- la ralla o cremagliera
- la colonna
- il braccio primario
- il braccio secondario

- gli sfili retraibili
- il martinetto colonna
- il martinetto braccetto
- i martinetti sfili
- i motoriduttori
- il verricello
- il bozzello

A questi si aggiungono tutte le attrezzature elettro-idrauliche, come valvole, pompe, scambiatori di calore, quadri elettrici, trasduttori e limitatori, tubi, cavi e giunti, che non verranno discussi in questa trattazione.

1.3.1 Il piedistallo

Il piedistallo è il componente posto alla base dell'intera macchina. Nel caso in cui sia accoppiato con una ralla, esso presenterà una flangia per l'imbullonatura all'anello fisso del sistema rotante. I bulloni impiegati dipenderanno dalla taglia della macchina e generalmente vengono catalogati a seconda della ralla scelta. Di grande importanza è il pretensionamento dei bulloni perchè a questo sarà legata la massima sollecitazione ammissibile della ralla.

Il piedistallo potrà essere connesso inferiormente tramite una seconda serie di bulloni applicati ad una seconda flangia oppure tramite saldatura al ponte della nave. In genere la scelta ricade sul cliente e sulle caratteristiche del luogo in cui verrà installata la macchina.

La presenza di ampi spazi interni al piedistallo consente, soprattutto per piedistalli ad elevato diametro¹, anche la realizzazione di un passo d'uomo per poter accedere per la manutenzione di attrezzature, come motori, pompe o valvole, installate internamente al piedistallo.

¹ La dimensione diametrale del piedistallo sarà strettamente connessa alle quote radiali della ralla. Diametri troppo elevati del piedistallo possono portare ad un sovradimensionamento della ralla

Diverso è il caso del basamento per sistema di rotazione a cremagliera. In questo caso non è necessario una sezione circolare poichè la rotazione avviene tramite un albero rotante. Dunque, altre geometrie, generalmente più complesse, vengono adottate per la realizzazione del basamento.

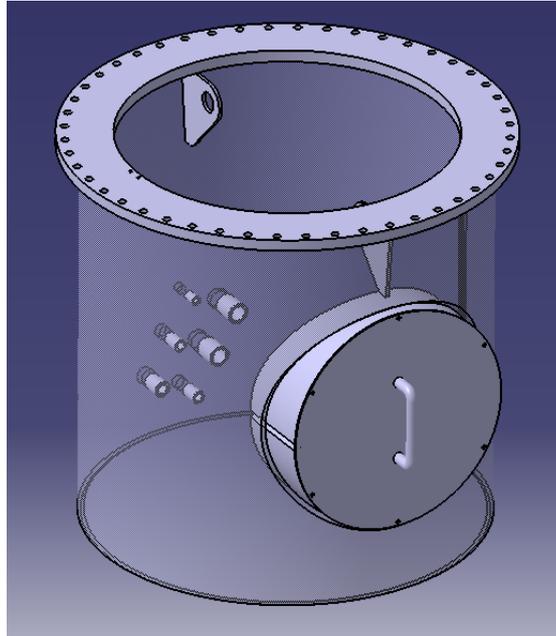


Figura 1.6: Piedistallo cilindrico con passo d'uomo

1.3.2 Sistema di rotazione

Il sistema di rotazione può essere realizzato tramite cremagliera o con ralla collegata ad uno o più motoriduttori, come quelli rappresentati in figura 1.7.



Figura 1.7: Motoriduttori

La ralla è un sistema rotante ad ingranaggi che presenta una corona dentata a cui vengono accoppiati uno o più pignoni. Essa è composta da due serie circolari di fori praticati su due anelli, uno fisso e l'altro rotante insieme alla struttura sovrastante. Tali fori consentono il collegamento con il piedistallo inferiormente e con la colonna superiormente.

I pignoni saranno, invece, calettati all'albero di un motoriduttore il quale fornirà la coppia necessaria alla movimentazione della struttura attorno all'asse principale di rotazione. I motoriduttori, alimentati tramite dispositivi idraulici, genereranno una forza di spinta sui denti dei pignoni che non deve eccedere i limiti di resistenza flessionale o pitting.

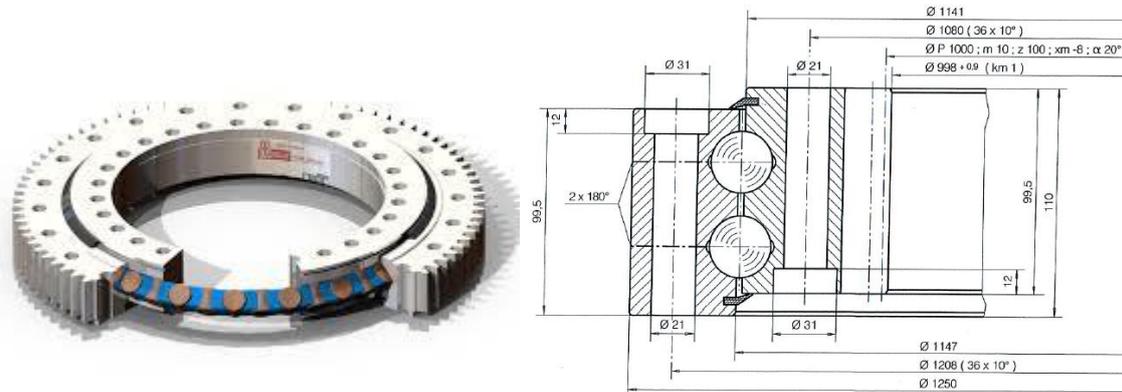


Figura 1.8: Sistema di rotazione a ralla

Anche nel sistema di rotazione a cremagliera² è presente un ingranaggio che permette di trasmettere il moto tra il motore e l'albero connesso alla colonna.

Allo stesso modo della ralla, questo sistema consente una rotazione, seppur limitata, della struttura della gru tramite il contattato tra i denti della cremagliera e la ruota dentata calettata ad un albero verticale collegato alla colonna.

² È possibile adottare uno o due cremagliere per lo stesso sistema rotante.



Figura 1.9: Sistema di rotazione a cremagliera

1.3.3 La colonna

la colonna è l'elemento a cui viene collegato l'intero pacco bracci e il martinetto di spinta sul braccio primario.

Il collegamento avviene attraverso la realizzazione di snodi a perno. Tali snodi sono effettuati tramite forature circolari adatte ad ospitare le bronzine (cuscinetti a strisciamento) e i perni di collegamento.

La colonna solitamente presenta una geometria abbastanza complessa. Essa è composta da un insieme di semilavorati saldati tra loro e in grado di assolvere, oltre che alla funzione di resistenza strutturale, ad altre funzioni secondarie. Infatti, la forma della colonna consente di creare un alloggio per il martinetto quando la gru è in posizione di riposo in modo da incrementare la compattezza della macchina. Inoltre, permette l'installazione dei motoriduttori sulla flangia di base. Quest'ultima presenterà, oltre ai fori per l'alloggiamento dei motoriduttori, anche una serie circolare di fori per il collegamento all'anello rotante della ralla.

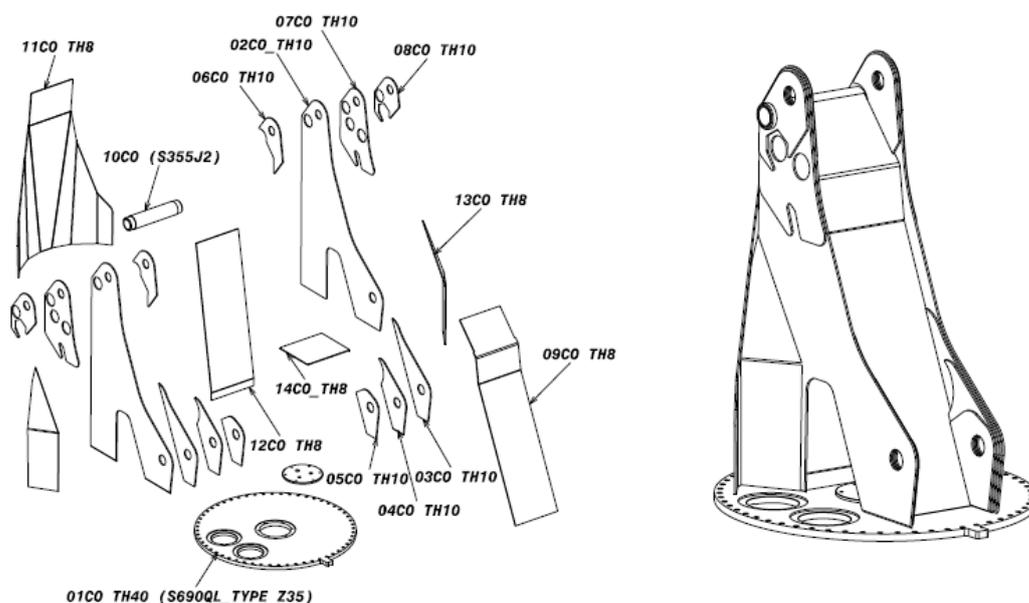


Figura 1.10: Colonna e semilavorati costituenti di una gru foldable (modello CAD realizzato dall'azienda Sormec Srl)

1.3.4 Pacco bracci

È l'insieme di elementi che andranno a costituire il braccio operativo della gru. In particolare, esso è costituito dal braccio primario e secondario, dagli sfili idraulici con i relativi martinetti ed eventuali prolunghe manuali.

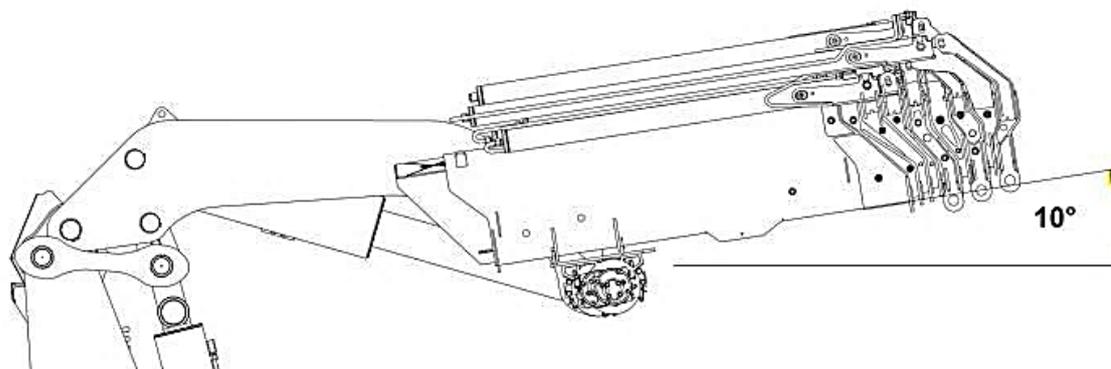


Figura 1.11: Pacco bracci di una gru foldable (modello CAD realizzato dall'azienda Sormec Srl)

Il braccio primario è il primo elemento del braccio della gru nel suo complesso. Ad esso verranno collegati il braccio secondario, la colonna, e i due martinetti idraulici di maggior dimensione³.

Come la colonna, anche il braccio primario può presentare una geometria in grado di consentire un alloggiamento parziale del martinetto internamente alla struttura (caratteristica che contribuisce alla compattezza della gru in condizioni non operative).

La forma di quest'ultimo è studiata in modo da minimizzare il materiale utilizzato e ridistribuire in modo più uniforme possibile le tensioni a cui è sottoposto.

Il braccio secondario, comunemente detto "braccetto", è il componente che nella maggior parte delle applicazioni industriali produce un disallineamento del carico. Ciò è dovuto al fatto che, nella configurazione con martinetti completamente retratti, il braccio secondario viene posizionato lateralmente alla colonna, altrimenti andrebbe ad impattare contro quest'ultima. Questo disallineamento viene prodotto con un insieme di pantografati, piegati e saldati, che vengono successivamente collegati alla struttura principale del braccetto. È bene notare, tuttavia, che alcune aziende produttrici di impianti di sollevamento, come la Cormach, ha sviluppato delle soluzioni innovative per evitare disallineamenti rispetto l'asse principale di rotazione della gru, ripiegando il pacco bracci all'interno della colonna stessa. Tale soluzione, però, implica l'impiego di una coppia di martinetti posti lateralmente alla colonna.

Il braccio secondario, così come gli sfili, presenta una sezione esagonale. In questo modo gli sfili telescopici possono facilmente rientrare, quasi completamente, all'interno di esso grazie all'ausilio di martinetti idraulici.

Nella posizione con braccio completamente esteso gli sfili presenteranno un ingambonatura⁴ utile a creare due punti di appoggio per contrastare le

³ Alcune applicazioni presentano al posto di un unico martinetto colonna una coppia di martinetti identici. Tale soluzione applicativa è generalmente legata a problemi di compattezza della macchina.

⁴ L'ingambonatura è la quota parte dello sfilo che, in posizione completamente estesa, rimane

sollecitazioni flessionali. Tra i diversi sfili della macchina vengono interposti dei pattini in grado di redistribuire in modo più equo le tensioni prodotte dai momenti flessionali a cui è soggetta la struttura.

Il pacco braccio può comprendere in alcuni casi, anche un sistema di biellismo che per certi aspetti complica la macchina, ma che al tempo stesso consente di ottenere delle extra corse negative del braccio secondario in modo da incrementarne le posizioni assumibili dalla gru.

1.3.5 Verricello e bozzello

Altri due elementi strutturali quasi sempre presenti in una gru articolata destinata all'ambito offshore sono il verricello ed il bozzello. Essi presentano delle caratteristiche dipendenti tra loro che ne determinano la tipologia e la taglia. Nello specifico, una gru attrezzata con fune di sollevamento può presentare dei bozzelli (zavorre) di diversa natura a seconda di come viene ripartito il peso del carico sulla fune stessa. Infatti, è possibile applicare soluzioni semplici con tiro della fune diretto o sistemi più articolati a tiro multiplo che richiedono puleggie aggiuntive. Per quest'ultimo caso, oltre alla puleggia integrata nell'ultimo sfilo, vengono realizzate una o più pulegge sul bozzello⁵ in modo da doppiare la fune ed utilizzare verricelli a portata minore, meno costosi ed ingombranti.

Uno degli aspetti più critici per macchine di questo tipo è infatti la distanza ridotta tra il verricello e la puleggia nella parte terminale del braccio quando la gru opera con tutti gli sfili retratti. Per questo motivo, l'installazione di verricelli a portata elevata e di grossa dimensione potrebbe generare angoli di deflessione troppo elevati tra il tamburo del verricello e la puleggia di testa.

Il verricello può essere elettrico o idraulico. Le dimensioni del tamburo dipendono dalla quantità di fune da avvolgere che viene determinata dalla corsa del gancio richiesta dal cliente.

all'interno del componente che lo precede.

⁵ Raramente si utilizza più di una puleggia aggiuntiva per gru di questa tipologia.



Figura 1.13: Verricello

Il bozzello, oltre a svolgere la funzione sopracitata, viene impiegato come zavorra per controbilanciare il peso della fune svolta tra il verricello e la puleggia dell'ultimo sfilo evitando, quindi, l'impatto tra il gancio e quest'ultima.



Figura 1.12: Bozzello a singolo tiro (a sinistra) e doppio tiro con puleggia integrata (a destra)

2 REINGEGNERIZZAZIONE DI UNA GRU FOLDABLE

In questo capitolo verrà trattato più nel concreto il presente lavoro riguardante la reingegnerizzazione di una gru foldable.

Innanzitutto, saranno discussi gli obiettivi principali che si intende raggiungere, la base di partenza del lavoro e gli strumenti adoperati. In un secondo momento, verranno espone le normative vigenti in materia di progettazione di gru, sia relativamente ad aspetti strutturali che a fattori legati alla sicurezza ed affidabilità.

Infine, verranno illustrate tutte le condizioni al contorno, tra cui i fattori operativi ed ambientali, che dovranno essere rispettati in fase di progettazione.

2.1 Obiettivi del lavoro

La reingegnerizzazione, nel settore della produzione industriale, consiste nella riprogettazione (e quindi reimplementazione) di un processo produttivo a seguito dell'integrazione di nuove tecnologie in esso e obsolescenza di quelle passate.

A questo proposito è stato ricercato un elemento innovativo che conferisse a questo lavoro nuove proprietà che potessero rappresentare spunti utili anche per eventuali sviluppi futuri.

Lo studio si fonda sul ridimensionamento di una gru foldable a partire da un modello già presente sul mercato ed ottimizzato per l'applicazione su autocarro.

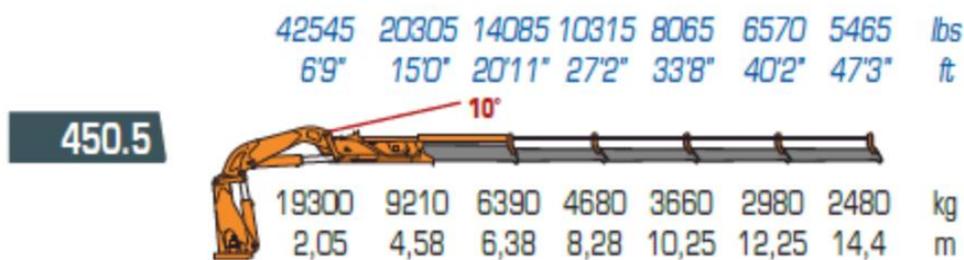


Figura 2.1: Modello gru COPMA 450.5

Tabella 2.1: Tabella dati tecnici modello 450 COPMA

METRIC	 kN.m	 bar	 l/min.				 min. t	
450.3	428	315	60	4960	Cont.	2526x1329xh2350	24	7800
450.4	421	315	60	5140	Cont.	2526x1329xh2350	24	7800
450.4j3	421	315	60	5920	Cont.	2526x1570xh2568	24	7800
450.4j4	421	315	60	6020	Cont.	2526x1570xh2568	24	7800
450.5	413	315	60	5300	Cont.	2526x1345xh2350	24	7800
450.5j3	413	315	60	6080	Cont.	2536x1346xh2767	24	7800
450.5j4	413	315	60	6180	Cont.	2536x1346xh2767	24	7800
450.6	407	315	60	5480	Cont.	2526x1422xh2350	24	7800
450.6j3	407	315	60	6260	Cont.	2526x1437xh2800	24	7800
450.6j4	407	315	60	6360	Cont.	2526x1437xh2800	24	7800
450.7	402	315	60	5500	Cont.	2526x1451xh2340	24	7800
450.7j3	402	315	60	6100	Cont.	2526x1648xh2670	24	7800
450.7j4	402	315	60	6165	Cont.	2526x1648xh2340	24	7800
450.8	396	315	60	5620	Cont.	2526x1451xh2340	24	7800

Si tratta di una taglia media per gru di questa tipologia, in grado di sollevare, con sfilii completamente estesi (raggio operativo di 14,4 metri), una portata pari a 2,5 tonnellate.

In particolare, la taglia commerciale di questa specifica gru è stata determinata dall'intensità del momento ribaltante prodotto dal solo carico, senza tener conto della quota parte aggiuntiva dovuta ai pesi propri della struttura⁶.

Trattandosi, inoltre, di una gru per autocarro, che opera in completa assenza di forze aggiuntive prodotte da possibili moti esterni a cui potrebbe essere soggetta

⁶ La taglia commerciale differisce da quella reale dove si tiene conto anche di tutte le azioni prodotte dalla struttura al fine di garantire il corretto funzionamento durante l'esercizio della macchina

la struttura, le condizioni operative ad essa associate sono quelle comunemente classificate come "harbour".

Le condizioni operative "harbour" sono generalmente associate a quelle gru che andranno ad operare in aree portuali. La denominazione è, tuttavia, puramente indicativa e si applica anche al settore offshore quando non vi sono condizioni meteomarine particolarmente gravose.

A livello strutturale, la gru presenta cinque sfilì di diversa dimensione azionati tramite martinetti idraulici e un peso complessivo della struttura pari a circa 5,3 tonnellate, comprensivo di stabilizzatori.

L'obiettivo principale dello studio consiste nel raggiungere le medesime quote operative a parità di carico da sollevare con soli quattro sfilì idraulici. Ciò obbligherà ad avere una macchina leggermente più ingombrante a favore di un netto risparmio in termini di processi di produzione e progettazione. Infatti, l'impiego di uno sfilì in meno produrrà una diminuzione delle fasi del ciclo di produzione. A questo va aggiunto l'eliminazione di uno martinetto idraulico che contribuirà a ridurre i costi dei materiali e delle lavorazioni.

Inoltre, data la leggera differenza di taglia dei martinetti impiegati per la fuoriuscita e rientro degli sfilì, si è scelto di adottare martinetti tutti uguali. In questo modo sarebbe stato possibile diminuire i tempi di produzione non dovendo, ogni volta, riprogrammare le macchine CNC⁷.

Un'altra differenza sostanziale, che come vedremo sarà fortemente caratterizzante nella riduzione delle dimensioni del martinetto colonna e del martinetto braccetto, è l'impiego delle bielle.

L'utilizzo di questi componenti, però, oltre a ulteriori ore di produzione necessarie per la realizzazione, richiede lavorazioni aggiuntive di foratura nella colonna e nei bracci primario e secondario, ma anche l'impiego di ulteriori accessori come perni e bronzine.

⁷ Macchine a controllo numerico computerizzato

In definitiva, la messa in atto di modifiche soprariportate è mirata ad enfatizzare l'essenzialità e le funzionalità della macchina, pagando qualcosa in termini di design e compattezza.

2.2 Strumenti di analisi

L'attrezzatura destinata al settore offshore di oggi è caratterizzata da alti livelli di complessità che inducono a bassi numeri di prodotti realizzati a prezzi considerevoli. Ai produttori di apparecchiature offshore vengono sempre più richieste alta qualità del prodotto e performance migliori. Essendo limitate le possibilità di realizzare nuove tecnologie testate tramite prototipazione, ingegneri progettisti e specialisti nel settore si sono sempre più focalizzati su tecniche di simulazione e ottimizzazione nel dominio del tempo, basate sull'uso di software realizzati appositamente che, negli ultimi anni, hanno visto una crescente diffusione nella maggior parte delle industrie manifatturiere.

Le caratteristiche di questi software, come modellatori CAD o simulatori FEM, hanno fatto in modo che le più importanti procedure decisionali fossero prese partendo da una base scientifica.

Il vantaggio apportato da questi software è quello di poter osservare virtualmente ciò che accade realmente o che si avvicina fortemente alla realtà, praticamente a costi quasi nulli.

Le informazioni da essi desunte permettono al progettista di fare accurate valutazioni riguardo l'efficienza, la stabilità e l'affidabilità complessiva di una macchina prima che questa venga prodotta.

La modellazione di sistemi meccanici può essere gestita con diversi generici approcci. Tuttavia, l'approccio più adatto non sempre è ovvio. Approcci di modellazione per sistemi meccanici sono, in generale, anche ben consolidati ma possono causare problemi nel momento in cui ci si concentra sulla verifica del modello e non si fanno le giuste considerazioni con la fisica associata ai fenomeni

analizzati. Date le forti potenzialità di questi software, al fine di agevolare il lavoro di riprogettazione dell'impianto di sollevamento preso in esame, si è fatto largo uso di alcuni di questi strumenti, come il software CATIA V5, HTBasic e ANSYS, le cui proprietà verranno trattate nei paragrafi successivi.

2.2.1 CATIA V5

Uno dei principali software di progettazione 3D CAD realizzato dalla francese Dassault Systemes è CATIA V5.

Tale software è uno strumento utile per la realizzazione di una vasta gamma di prodotti: dalla creazione del prodotto stesso alla messa in esercizio, in modo integrato e associativo.

Grazie alle sue funzionalità, è possibile impiegarlo in una grande varietà di settori, quali l'industria aerospaziale, quelle automobilistiche o dei macchinari industriali, industria elettrica, elettronica, per le costruzioni navali, ma anche per la progettazione di impianti e di beni di largo consumo, compresa la progettazione di prodotti che vanno dai gioielli ai vestiti.

Ciò è reso possibile grazie alle diverse funzioni che presenta il software come la modellazione avanzata di solidi o superfici, gestione della catena delle tolleranze in 3D, *accomodation design*, materiali compositi, review di progetto, Machine & Equipment designer, detailing e messa in tavola, part and tooling design, modellazione funzionale, progettazione stampi, forme complesse, lamiere, strutture reticolari.

Grande potenzialità di questo software consiste nel fatto di poter tenere in considerazione il comportamento del modello nel contesto del suo utilizzo.

Altra proprietà di CATIA V5 di grande rilievo, fondamentale per il lavoro di riprogettazione intrapreso, consiste nel poter disegnare a partire da un modello esistente in modo da riadattarlo, modificarlo e definirne il concept per un nuovo prodotto. Infatti, poichè si tratta di un software parametrico, si ha la possibilità di

modificare con grande facilità e rapidità funzioni e geometrie già applicate al modello.



Figura 2.2: modello CATIA 3D di una gru foldagle non telescopica

2.2.2 ANSYS

Un altro software di cui si è fatto largo uso per la verifica strutturale statica della gru che si intende riprogettare è Ansys.

Il software Ansys viene utilizzato sia per progettare nuovi prodotti sia per effettuare simulazioni che testano la durabilità degli stessi, la distribuzione della temperatura o delle sollecitazioni tensionali, i movimenti dei fluidi e le proprietà elettromagnetiche.

Grazie al software Ansys possono essere simulati diversi meccanismi quali ad esempio: il comportamento di una turbomacchina, l'aerodinamica di un velivolo,

sistemi HVAC, recipienti agitati, cicloni o persino il passaggio di una corrente marina sotto lo scafo di una nave. Si comprende, dunque, le forti potenzialità di questo software ormai presente in ogni industria manifatturiera dedicata alla progettazione.

Ansys è una piattaforma dinamica e integrata che utilizza l'analisi agli elementi finiti per l'analisi strutturale.

Questo software è, inoltre, in grado di poter interagire con altri strumenti CAD da cui poter importare dati, modelli e funzioni di vario tipo. Di grande importanza è anche la funzionalità di contatto presente nel software, utile principalmente quando si lavora con sistemi di più componenti tra loro a contatto, come accade nel caso delle gru foldable. Ciò consente di simulare qualsiasi cosa, da un contatto che tratta i giunti tra le parti come se fossero incollati o saldati insieme, alle interfacce di contatto che consentono alle parti di separarsi con o senza effetti di attrito. Essere in grado di implementare il contatto correttamente significa che è possibile simulare il cambiamento nei percorsi di carico quando le parti si deformano e prevedere con sicurezza come si comporteranno gli assieme nel mondo reale. Una corretta simulazione richiede anche l'assegnazione dei materiali dell'oggetto che si vuole analizzare. A questo proposito il software permette di associare un'intera gamma di modelli di materiali che coprono tutto, da iperelastici, leghe a memoria di forma, terreni, calcestruzzo, strutture in plastica e metalliche.

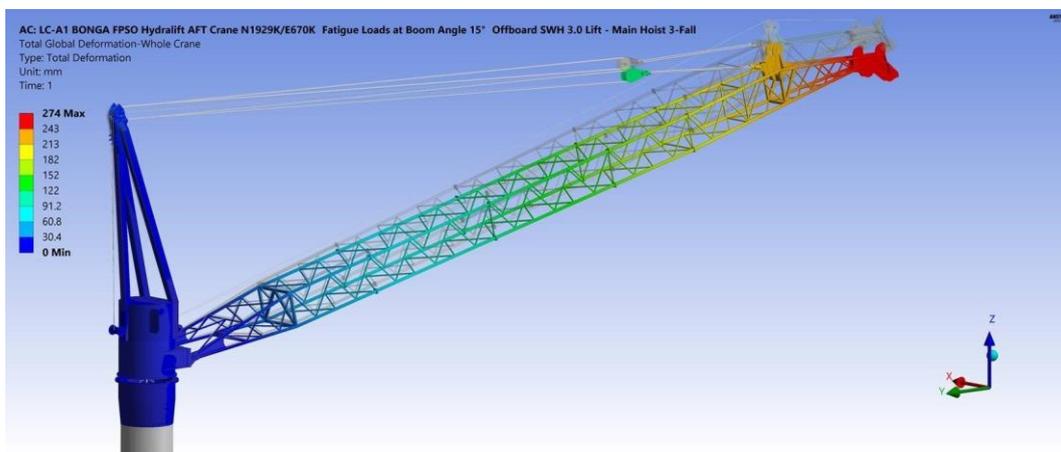


Figura 2.3: Simulazione statica di una gru tralicciata tramite software ANSYS

2.2.3 HTBasic

HTBasic è un software di programmazione con interfaccia MS-DOS che consente di affrontare in modo semplice e rapido la progettazione di nuovi prodotti in diversi settori della produzione industriale.

Esso si basa sull'implementazione di più istruzioni in linguaggio C o C++, attraverso cui è possibile realizzare programmi capaci di effettuare in poco tempo procedure analitiche che richiedono ripetibilità, affidabilità e rapidità di calcolo.

Oltre alla trattazione analitica eseguita manualmente, a verifica dei risultati ottenuti, si è deciso di integrare il lavoro con un programma realizzato specificamente per la progettazione di gru.

Esso richiede, attraverso una serie di istruzioni, alcuni dati di input della macchina che riguardano portate, dimensioni, tipologia della macchina, condizioni operative, coefficienti dinamici, ecc...

I risultati forniti potranno essere confrontati con quelli ottenuti tramite procedure classiche e, per certi aspetti, impiegati ad integrazione dell'intero progetto.

2.3 Norme di riferimento

La costruzione di gru è regolata da una serie di norme che ne descrivono i criteri di progettazione, calcolo strutturale, sviluppo e criteri di sicurezza al fine di ottenere ottimi risultati per la realizzazione del prodotto finale. In passato, il calcolo strutturale di tali apparecchi di sollevamento era regolato da norme ormai considerate obsolete: per fare l'esempio della nostra nazione, in Italia la norma vigente era la CNR UNI 10021. Più tardi, grazie all'entrata in vigore della direttiva delle macchine 2006/42/CE nei paesi dell'Unione Europea sono state introdotte nuove tecniche che soddisfano i requisiti di sicurezza e salute richiesti dalla Direttiva Europea.

Tuttavia, le normative europee non sono le sole ad essere in vigore. Infatti, le

apparecchiature per il settore offshore, a seconda del tipo di applicazione a cui sono destinate e al paese di riferimento, possono basarsi anche su norme estere.

In questa trattazione si è fatto riferimento solo a normative europee, tra cui la norma RINA ed EN 13001, che verranno discusse nelle sezioni successive.

2.3.1 Normativa RINA

La messa in atto di impianti in grado di effettuare operazioni di sollevamento offshore richiede l'intervento di terze parti durante i processi di progettazione ed esecuzione, in modo tale da verificare che tali dispositivi possano garantire un basso livello di rischio, rispettando le norme internazionali che sono in vigore.

Uno degli enti certificatori in materia di progettazione gru è RINA⁸. È un Ente pubblico di diritto privato, sotto il controllo del Ministero dei Trasporti, preposto alla certificazione delle navi. Tale certificazione riguarda il controllo delle apparecchiature, degli equipaggiamenti e di tutti quegli impianti che possano garantire la sicurezza in mare. Tra questi apparecchi vi sono: gru, montacarichi da cantieri con cabina/piattaforma guidata verticalmente, carrelli semoventi a braccio telescopico, piattaforme di lavoro autosollevanti su colonne. La fondazione di tale Ente è data dalla necessità, da parte delle grandi imprese che investono su prodotti destinati al settore dell'offshore, di dover nominare un soggetto terzo che valuti con competenza tecnica la sicurezza delle navi e delle attrezzature e di conseguenza la loro affidabilità e il livello di rischio ad esse annesso.

RINA si occupa solitamente di svolgere alcuni compiti quali:

- riesame e approvazione della documentazione tecnica per la progettazione degli impianti (procedure, disegni, calcoli, ecc.)
- ispezione e verifica del sito prima e durante il sollevamento.

⁸ Ente certificatore italiano

Prima di effettuare qualunque operazione, è necessario che RINA rilasci un'approvazione formale di manuali e procedure che confermino la loro conformità agli standard del progetto. Una volta che viene effettuata l'ispezione, prima ancora di effettuare un sollevamento, RINA rilascia una dichiarazione che attesta che la preparazione all'operazione è conforme ai documenti approvati. Infine, effettuato il collaudo della gru, RINA stila un'ulteriore dichiarazione denominata "Certificato di Conformità" affermando così che la progettazione e l'esecuzione dell'impianto di sollevamento sono state eseguite in conformità agli standard del progetto e alle procedure approvate.

Tali standard vengono dettati dalle stesse normative RINA riguardanti le diverse discipline incluse nella progettazione di apparecchiature offshore, che rimandano a tutti i criteri di progettazione strutturale, elettrica ed idraulica della macchina.

Ciò significa che i lavori effettuati per la realizzazione di tali strutture devono soddisfare determinati requisiti di sicurezza ed essere eseguiti secondo un livello di rischio coerente con gli standard internazionali di riferimento e le clausole dei contratti assicurativi.

2.3.2 Normativa EN 13001

Il CEN (European Committee for Standardization) grazie al Comitato Tecnico TC147 "Cranes Safety", il quale si occupa della sicurezza delle gru, ha sviluppato diverse norme che descrivono aspetti generali riguardanti sia il calcolo strutturale sia aspetti specifici come il calcolo delle funi, dei cilindri idraulici, il contatto ruota-rotaia ecc... Le condizioni generali, il calcolo strutturale degli apparecchi di sollevamento e dei loro componenti, i requisiti necessari del carico di sollevamento delle gru e i metodi per prevenire pericoli di natura meccanica delle stesse, sono raggruppate nella serie di norme EN 13001, conosciute a livello nazionale come UNI EN.

Le suddette norme sono divise nelle seguenti parti:

- UNI EN 13001-1:2015 – Principi e requisiti generali;

- UNI EN 13001-2:2015 – Azioni dei carichi;
- UNI EN 13001-3-1:2013 – Stati limite e verifica della sicurezza delle strutture di acciaio;
- UNI EN 13001-3-2:2015 – Stati limite e verifica di idoneità delle funi nei sistemi di avvolgimento e deviazione;
- UNI EN 13001-3-3:2015 – Stati limite e verifica di idoneità dei contatti ruota/rotaia;
- UNI EN 13001-3-5:2016 – Stati limite e verifica dell'idoneità di ganci di sollevamento fucinati.

Oltre alla descrizione riguardo il calcolo strutturale, la sicurezza ecc., tali norme devono soddisfare dei precisi requisiti come il superamento dei limiti di resistenza e deformazione, instabilità della gru o delle parti da cui essa è costituito (ribaltamento); instabilità elastica della gru o delle sue parti (buckling); superamento dei limiti di temperatura dei materiali e dei componenti. Molto importante è la prima parte delle UNI EN 13001 (UNI EN 13001-1) la quale descrive, in modo generale, i modelli di calcolo degli stati limite e di esercizio degli apparecchi di sollevamento e dei loro componenti; tali stati se da un lato portano a ottimi risultati (nel caso del superamento del test), dall'altro lato possono arrecare danni alle caratteristiche operative della gru (rottura, instabilità elastica, deformazioni eccessive, ribaltamento ecc...).

Nella seconda parte della norma (UNI EN 13001-2) vengono trattate tre diverse tipologie di carico: regolari, occasionali ed eccezionali. L'analisi su tali carichi si concentra sugli effetti legati al sollevamento e al rilascio di un carico, sul vento durante il sollevamento di un carico o la discesa dello stesso, sul posizionamento della gru al terreno (regolare o irregolare). All'interno di tale norma vengono spiegate anche le modalità di sollecitazione della gru in base al tipo di carico applicato: la combinazione di carico A (carichi regolari in normali condizioni operative), la combinazione di carico B (carichi regolari combinati con carichi occasionali) e la combinazione di carico C (carichi regolari combinati con carichi

occasionali ed eccezionali).

La terza parte delle norme UNI EN 13001 focalizza l'attenzione sulle verifiche di resistenza e di instabilità elastica per testare una gru e i suoi relativi componenti. Tale norma prevede tre differenti verifiche che riguardano non solo l'entità delle sollecitazioni agenti durante il sollevamento di un carico ma anche dei differenti valori a cui la gru è soggetta. In altri termini, non è necessario soltanto sottoporre una gru ad uno sforzo massimo durante il sollevamento di un carico, ma bisogna tener conto anche dei differenti valori degli sforzi a cui è sottoposta la macchina durante la sua vita, unitamente alla loro frequenza. Le tre verifiche sono di tipo statico, a fatica e a stabilità elastica.

2.4 Condizioni operative e ambientali della macchina

Prima di entrare nel vivo della trattazione tecnica è utile dichiarare alcuni dei dati in input al problema riguardanti le condizioni operative ed ambientali della macchina.

Trattandosi di un lavoro di riprogettazione è stato deciso di studiare portate simili al modello 450.5 in figura 2.1, differenziandosi da quest'ultimo per quanto riguarda l'altezza complessiva del piedistallo, scelta pari ad un metro.

Tuttavia, è bene notare che la preferenza del piedistallo al posto del basamento con stabilizzatori, non andrà ad influenzare in modo rilevante il momento ribaltante che caratterizza la taglia della macchina, proprio per la sua simmetria rispetto l'asse verticale principale della gru. Dunque, il confronto tra il modello di riferimento e quello rivisitato sarà ancora valido.

Per ottimizzare, inoltre, questo confronto si è scelto di riprogettare la gru in condizioni operative "harbour" (Sea State 0), molto spesso richieste nel mercato delle apparecchiature offshore.

Tali condizioni in ambito offshore si riferiscono ad un'altezza d'onda significativa (SWH) nulla, cioè condizioni marine che inducono forze minime prodotte dal

moto del mare.

A queste forze andranno aggiunti tutti i carichi dovuti ad altre condizioni ambientali, come il vento, ghiaccio o neve, secondo quanto affermato dalla normativa di riferimento.

Relativamente ai materiali si è scelto di adottare acciai ampiamente impiegati nelle industrie manifatturiere.

In particolare, il piedistallo e la colonna, data la poca incidenza prodotta sulla taglia della gru, sono stati progettati con acciaio S355J2, meno resistenti rispetto al materiale utilizzato per i bracci e gli sfili della gru che, invece, sono stati realizzati in S690QL.

3 OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE DELLA MACCHINA

3.1 Determinazione dei carichi

Lo scopo principale per cui nasce una gru è quello di poter sollevare un carico e movimentarlo da un luogo ad un altro. La conoscenza dell'entità di tale carico, però, non è sufficiente per una corretta progettazione. Infatti, altri carichi possono gravare sull'impianto durante il funzionamento. Tra questi possiamo distinguere tre tipologie principali:

- carichi statici
- carichi dinamici
- carichi ambientali

Oltre al "Safe Working Load" (SWL), cioè il peso massimo da sollevare, tra i carichi statici possiamo includere i pesi propri della struttura comprensivi della fune e del blocco gancio. Essi agiscono per effetto gravitazionale incrementando il momento ribaltante agente sull'intero impianto.

Diverso è, invece, il caso dei carichi dinamici. Essi, infatti, agiscono soprattutto durante le fasi di movimentazione del carico sotto l'effetto delle accelerazioni prodotte dal sollevamento verticale o dalla rotazione dell'impianto, producendo carichi centrifughi o carichi inerziali. A questi si aggiungono tutti i carichi prodotti dai movimenti della nave o della piattaforma in cui verrà installato l'impianto. Di grande rilievo, come vedremo successivamente, saranno, infatti, i carichi orizzontali prodotti dall'oscillazione del carico sotto l'effetto del moto ondoso del mare, che seppur minime, date le condizioni harbour scelte per la progettazione, contribuiranno alla determinazione della taglia della gru.

Infine, i carichi ambientali dipendono essenzialmente dalle sole condizioni meteorologiche in cui opera la gru e sono assoggettati a quattro fenomeni specifici: il vento, la neve, il ghiaccio e gli eventi sismici. Tuttavia, a seconda della tipologia di gru in esame ed alla norma di riferimento, non tutti vengono presi sempre in considerazione. Nel caso in studio, la RINA, per dimensioni della gru non rilevanti, prende in considerazione come fattore ambientale solo il vento.

3.2 Calcolo dei coefficienti dinamici

Tutte le normative vigenti in materia di progettazione di gru impongono il calcolo di coefficienti dinamici di amplificazione del carico e dei pesi propri della struttura. Anche la RINA impone due fattori di amplificazione. Il primo è determinabile a seconda della tipologia o categoria di servizio della gru che si vuol progettare e il valore da assegnare è desumibile dalla tabella estratta direttamente dal testo ufficiale della norma.

Tabella 3.1: Coefficiente dinamico C_{vd}

Type of cranes	Service category	Amplification factor M
Swinging jib cranes for store Swinging jib cranes for general equipment Motor hoist for engine room and engine cranes	Light	1,05
Deck cargo jib cranes Container cranes Fixed cranes with derrick or retractable jib A-frame cranes	Medium	1,10
Grab cranes Gantry travelling cranes Pier blocks positioning crane	Heavy	1,20

Il secondo fattore si applica, invece, al carico e al bozzello. Tale coefficiente risulta strettamente legato alle condizioni di Sea State impostate (o equivalentemente all'altezza d'onda significativa SWH), e nel caso di Sea State maggiori di zero, dalla rigidità della macchina. Occorre, quindi, fare una distinzione tra le condizioni "harbour" e "not harbour".

1) Harbour

$$K = \begin{cases} 0,3 & \text{per gru a braccio orientabile} \\ 0,6 & \text{per gru a portale o traslanti} \end{cases}$$

$$Cvh = 1 + KV_h \quad (Cvh \geq 1,15 \text{ e } V_h \leq 1 \text{ m/s})$$

Per il caso in esame, la gru che si vuole studiare sarà appartenente alla classe di gru a braccio orientabile.

2) Not Harbour

$$SWLH = SWL + P_{gancio}$$

$$FL = Cvh \cdot SWLH$$

Per applicazioni più gravose, con Sea State maggiori di zero, occorre fare un'ulteriore distinzione a seconda che il sollevamento sia off-board oppure on-board. Vengono classificati come sollevamenti off-board tutte quelle operazioni di movimentazione di un carico da una nave all'altra. Viceversa, tra i sollevamenti on-board vengono inclusi tutti i sollevamenti del carico internamente alla regione di spazio in cui è installata la gru (ad esempio il ponte di una nave). Nel seguito vengono riportate le espressioni di carattere sperimentale riportate nella normativa.

- Off-board lifts

$$Cvh = 1 + V_r \cdot \left[\frac{K}{(g \cdot SWLH)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{e} \quad Cvh_{offboard} \geq Cvh_{onboard}$$

$$V_r = V_h + \sqrt{V_d^2 + V_c^2}$$

Tabella 3.2: Velocità della nave e della gru alla quota operativa

Supply boat velocity V_d	
Load being lifted from or placed on:	V_d (m/s)
Bottom-supported structure	0.0
Moving vessel (supply) with $H_{sig} < 3m$	$V_d = 0.6 \cdot H_{sig}$
Moving vessel (supply) with $H_{sig} \geq 3m$	$V_d = 1.8 + 0.3 \cdot (H_{sig} - 3)$
Crane boom tip velocity V_c	
Crane mounted on:	V_c (m/s)
Bottom-supported structure	0.0
Tension leg platform (TLP)	$0.05 \cdot H_{sig}$
Spar	$0.05 \cdot H_{sig}$
Semi-submersible	$0.082 \cdot H_{sig}^2$
Drill ship	$0.164 \cdot H_{sig}^2$
Floating production storage offloader (FPSO)	$0.164 \cdot H_{sig}^2$
Note : H_{sig} shall be expressed in meter when used with the above formulae	

$$V_{h,min} = \begin{cases} 0,01 + 0,098 \cdot SWH & \text{se } SWH \leq 1,83 \text{ m} \\ 0,067 \cdot (SWH + 1) & \text{se } SWH > 1,83 \text{ m} \end{cases}$$

$$V_h = \max(V_{h,min}; V_{winch})$$

La velocità del verricello V_{winch} rappresenta un'ipotetica velocità di richiesta dal cliente.

- On-board lifts

$$V_d = 0 \text{ m/s}$$

$$V_c = 0 \frac{m}{s}$$

$$V_{h,min} > 0,01 \text{ m/s}$$

$$Cvh = 1,373 - \left(\frac{SWLH}{5221,8} \right) + A_v \quad \text{con} \quad 1,1 + A_v < Cvh < 1,33 + A_v$$

Tabella 3.3: Accelerazione verticale A_v

Crane mounted on	Vertical acceleration A_v (g - m/s ²)
Bottom-supported structure	0.0
Tension leg platform (TLP)	$0.01 \cdot H_{sig} \geq 0.07$
Spar	$0.01 \cdot H_{sig} \geq 0.07$
Semi-submersible	$0.023 \cdot H_{sig}^2 \geq 0.07$
Drill ship	$0.0394 \cdot H_{sig}^2 \geq 0.07$
Floating production storage offloader (FPSO)	$0.0394 \cdot H_{sig}^2 \geq 0.07$
Note : H_{sig} shall be expressed in meter when used with the above formulae	

Qualora il valore del coefficiente Cvh non rientri all'interno del range sopraindicato verranno considerati gli estremi dell'intervallo.

3.3 Dimensionamento dei componenti strutturali della macchina

Una volta determinati i coefficienti della macchina, occorre dimensionare le sezioni della stessa. Trattandosi di una macchina a geometria complessa lo sviluppo analitico del problema verrà eseguito in modo accurato solo su alcune sezioni specifiche dei vari componenti che, al tempo stesso saranno quelle soggette alle maggiori sollecitazioni. Lo sviluppo di una geometria complessa, sebbene complichino lo studio, rende maggiormente performante la gru in termini di leggerezza ed apporta vantaggi di carattere economico visto il minor quantitativo di materie prime necessarie.

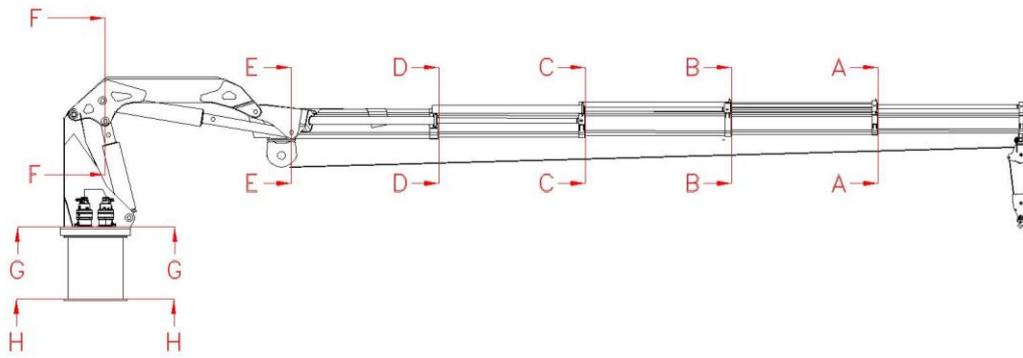


Figura 3.1: Sezioni della macchina analizzate

Come illustrato in figura 3.1, è stata individuata una sezione per ciascun componente in corrispondenza del punto di incastro rappresentato dall'elemento che lo precede. Ciò non implica che le sezioni scelte siano le più critiche, ma solo quelle che sopporteranno carichi maggiori. Infatti, soprattutto per la colonna e per il braccio primario e secondario, la ricerca della sezione più critica non è di facile individuazione tramite tecniche analitiche. A questo proposito, come vedremo, risulteranno utili gli strumenti di modellazione e simulazione esposti nel capitolo precedente.

3.3.1 Dimensionamento del piedistallo

Il piedistallo è l'elemento con geometria più semplice in quanto presenta una struttura cilindrica cava. Esso viene realizzato con un foglio di lamiera a spessore costante, calandrato e saldato.

Nel caso di lavorazioni ulteriori di taglio sulla lamiera per la creazione di un passo d'uomo o lavorazioni di foratura, la sezione più critica potrebbe non essere quella terminale ed occorre valutare più accuratamente il campo di tensioni. Per questo lavoro si è deciso, come spesso accade per gru foldable, di progettare un piedistallo senza la presenza del passo d'uomo.

La sezione H-H (in figura 3.1) sarà, quindi, quella maggiormente sollecitata.

Essa sarà sottoposta ad una combinazione di momenti e forze sotto l'effetto delle

azioni verticali e orizzontali⁹ dell'intera struttura.

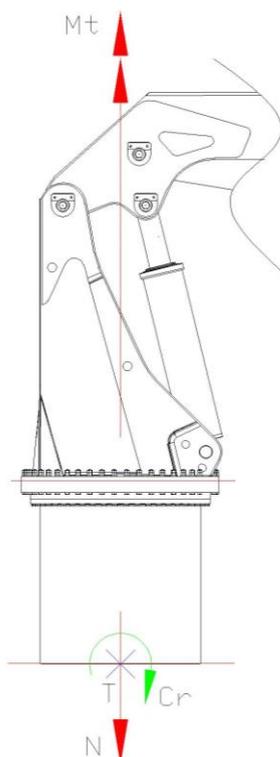


Figura 3.2: Caratteristiche di sollecitazione applicate al piedistallo

Per il dimensionamento della sezione occorre, innanzitutto, impiegare spessori¹⁰ e dimensioni standardizzate delle lamiere presenti in commercio e adatte alle macchine per l'esecuzione della calandratura. Inoltre, bisogna tener presente l'accoppiamento tra piedistallo e ralla, che, seppur realizzato tramite una flangia di supporto, a seconda della scelta del tipo di ralla, impone range di variazione del diametro del piedistallo ben definiti.

Nota la ralla da impiegare, i cui criteri di scelta verranno discussi

⁹ Un approccio rigoroso, e per certi versi puramente teorico, richiede che la caratterizzazione di una gru venga effettuata tenendo conto di tutte le azioni applicate alla macchina. Un approccio ingegneristico, invece, implica l'applicazione di metodologie di progettazione rapide ed efficienti che tengano conto dei soli aspetti salienti della progettazione e considerino come "trascurabili" i fattori meno rilevanti. Scendendo più nel concreto, ai fini progettuali si è tenuto conto unicamente delle sole azioni dimensionanti, sia per non appesantire la trattazione, sia per agevolarne la comprensione e ripetibilità di calcolo.

¹⁰ generalmente gli spessori delle lamiere più facilmente reperibili in commercio presentano dimensioni pari a 6,8,10,12,15,20 mm.

successivamente, sono state calcolate aree, inerzie e moduli di resistenza a flessione e torsione per una sezione circolare cava con le espressioni seguenti:

$$D_i = D_e - 2s_p$$

$$R_{med} = \frac{D_e}{2} - \frac{s_p}{2}$$

$$A = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D_e^4 - D_i^4)$$

$$W_x = \frac{I_x}{D_e/2}$$

$$A_{med} = \pi R_{med}^2$$

$$W_t = 2s_p A_{med}$$

Il diametro esterno e lo spessore del piedistallo rappresentano due dati di input opportunamente modificati in modo iterativo al fine di trovare il giusto compromesso tra gli sforzi tensionali e le limitazioni imposte dalla ralla utilizzata.

Tabella 3.4: Proprietà Meccaniche dell'acciaio S355J2

Proprietà meccaniche										
Laminati a caldo EN 10025-2: 2004 S355J2 1.0577										
Prova di trazione a temperatura ambiente e resilienza a -20 °C in longitudinale										
sezione mm			sezione mm			sezione mm		A% L	A% T	HB
oltre	fino a	R	oltre	fino a	R _{eH}	oltre	fino a	min	min	per informazione
3	100	510-680	16	40	355	3	40	22	20	154-208
3	100	470-630	16	40	345	40	63	21	19	141-192
100	150	450-600	40	63	335	63	100	20	18	135-178
150	250	450-600	63	80	325	100	150	18	18	135-178
250	400	450-600	80	100	315	150	250	17	17	135-178
--	--	--	100	150	295	250	400	17	17	
Modulo Elastico N/mm ²			150	200	285	oltre	fino a	Kv -20 °C J min ^{b)}		
E long.		G tang.	200	250	275		150	27	--	
220000		84000	250	400	265	150	250	27	--	
			--	--	--	250	400	27	--	

^{b)} Per i profilati con uno spessore nominale >100 mm, i valori devono essere concordati. (+N la normalizzazione è consigliata)

Trafilato a freddo +C EN 10277-2: 2008 S355J2C 1.0579			Laminato-Pelato-Rullato +SH						
-------------------------------------------------------	--	--	-----------------------------	--	--	--	--	--	--

Relativamente ai limiti tensionali, è stato impiegato come materiale¹¹ l'acciaio S355J2 di cui viene riportata la scheda tecnica nella tabella seguente.

¹¹ Materiale S355J2 (Fe510 D) secondo normativa EN 10025-2: 2004.

Per la valutazione del modulo di resistenza a torsione si è fatto riferimento all'espressione formulata da Bredt che tiene conto dell'area del profilo medio della sezione (concetti applicabili esclusivamente alle sezioni cave a parete sottile).

Prima di poter studiare le tensioni sulla sezione, è stato necessario determinare le sollecitazioni a cui è sottoposto il piedistallo, note le dimensioni e i pesi (calcolate nel seguito di questo capitolo) dei vari elementi della gru.

In tabella sono riportati i pesi¹² definitivi dei componenti rilevati a conclusione del lavoro direttamente dai modelli 3D.

Tabella 3.5: Pesì e baricentri dei macro-elementi della macchina

COMPONENTI	PESO [kg]	Xg 0° [mm]
Piedistallo	324	0
Ralla I.2.120_412.1	270	0
Colonna	609	0
Martinetto colonna	436	334
Braccio primario	466	1539
Verricello	150	2861
Braccio secondario	539	4139
Martinetto braccetto	639	1539
Sfilo 1	266	6269
Martinetto sfilo 1	105	5530
Sfilo 2	237	8423
Martinetto sfilo 2	105	7670
Sfilo 3	167	10596
Martinetto sfilo 3	105	9810
Sfilo 4	141	12796
Martinetto sfilo 4	105	11950
2xMotoriduttori RR810D	150	0
Hook	40	14230
Peso complessivo	4854	-

¹² Nella prima fase di progettazione i pesi sono stati calcolati in modo approssimativo. I calcoli sono stati riaggiornati successivamente, una volta generati i modelli 3D. Per alcuni componenti i pesi, come la ralla, il verricello e i motoriduttori, i pesi sono stati ricavati da catalogo.

I dati geometrici della struttura, come i baricentri dei singoli elementi e i bracci per la determinazione dei momenti, sono stati valutati attraverso relazioni puramente geometriche o rilevate tramite disegni tecnici CAD 2D eseguiti tramite il software Autocad. Inoltre, è stata assunta altezza standard del piedistallo pari ad un metro e carico da sollevare di 2,5 tonnellate.

$$H_{\text{piedistallo}} = 1000 \text{ mm (input)}$$

Le sollecitazioni sono state calcolate per diverse configurazioni variando l'angolo di brandeggio γ del braccio. Altre configurazioni più complesse sono state studiate attraverso l'utilizzo di HTBasic soprattutto per il dimensionamento dei martinetti e dei perni della struttura.

Il raggio operativo massimo può essere calcolato tramite la seguente espressione:

$$WR = L_{\text{braccio primario}} + L_{\text{braccio secondario}} + \sum L_{\text{sfilo}_i} - x_{\text{ralla}}$$

dove si è tenuto conto delle lunghezze di tutti gli elementi costituenti il braccio della gru e la distanza x_{ralla} tra l'asse di simmetria della ralla (o equivalentemente del piedistallo) e lo snodo colonna-braccio primario.

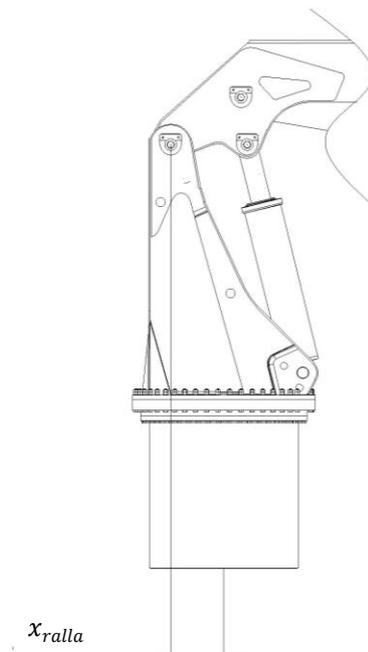


Figura 3.3: Distanza tra l'asse di simmetria della ralla e lo snodo colonna-braccio primario

Forze FHL ed FHT

FHL (*radial offlead load*) ed FHT (*horizontal sidelead load*) rappresentano le forze applicate sulla struttura a causa del moto ondoso del mare. L'oscillazione del carico e dell'intera gru genera delle forze che possono essere ricondotte alle sole due componenti FHL ed FHT, rispettivamente longitudinale e trasversale, sulla parte terminale del braccio come mostrato in figura 3.4.

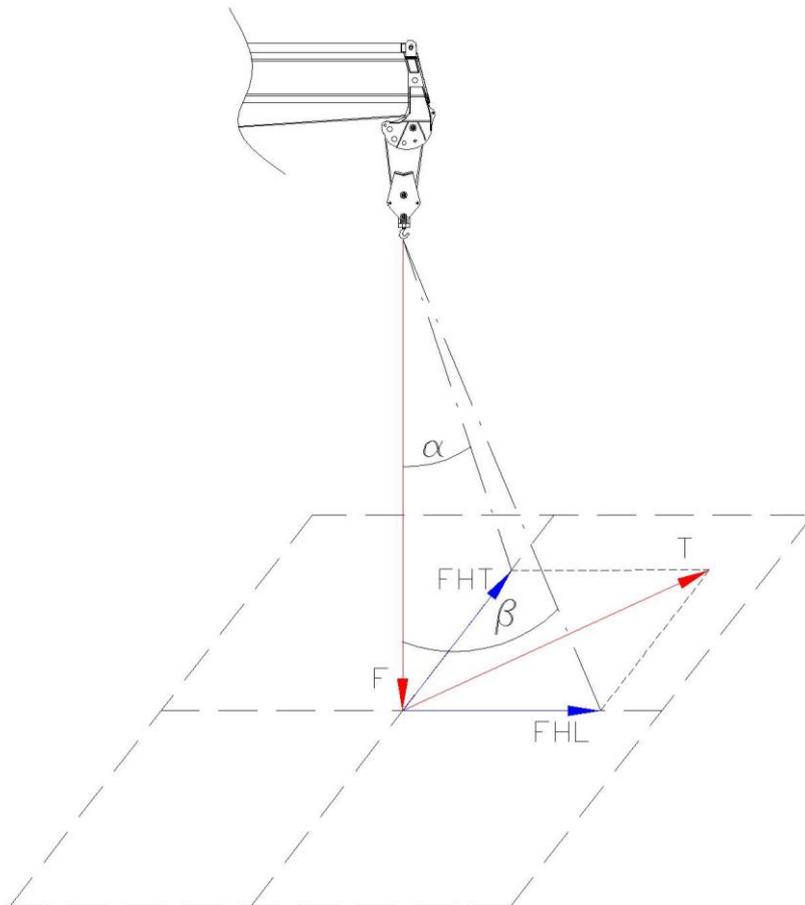


Figura 3.4: Forza longitudinale FHL e trasversale FHT

Per far ciò occorre riportare la forza complessiva verticale, dovuta al carico ed ai pesi dei componenti, in punta attraverso la seguente relazione:

$$F = Cvh \cdot SWL + Cvd \frac{\sum P_i \cdot x_{G,i}}{WR} \quad [kg]$$

Si noti che WR è preso con i diversi angoli di brandeggio a seconda della

configurazione studiata.

Gli angoli di oscillazione trasversale e longitudinale (rispettivamente rollio e beccheggio) sono legati al tipo di Sea State a cui è sottoposta la gru. La norma afferma che per operazioni harbour gli angoli di rollio e beccheggio sono

$$\begin{cases} \alpha(\text{heel}) = 5^\circ \text{ (oppure } 2^\circ) \\ \beta(\text{trim}) = 2^\circ \text{ (oppure } 5^\circ) \end{cases} \quad \text{con Sea state} = 0$$

dunque,

$$FHL = F \cdot \tan(\beta)$$

$$FHT = F \cdot \tan(\alpha)$$

Azioni inerziali

La rotazione dell'braccio della gru produce forze inerziali e momenti centrifughi che andranno a scaricarsi sul piedistallo.

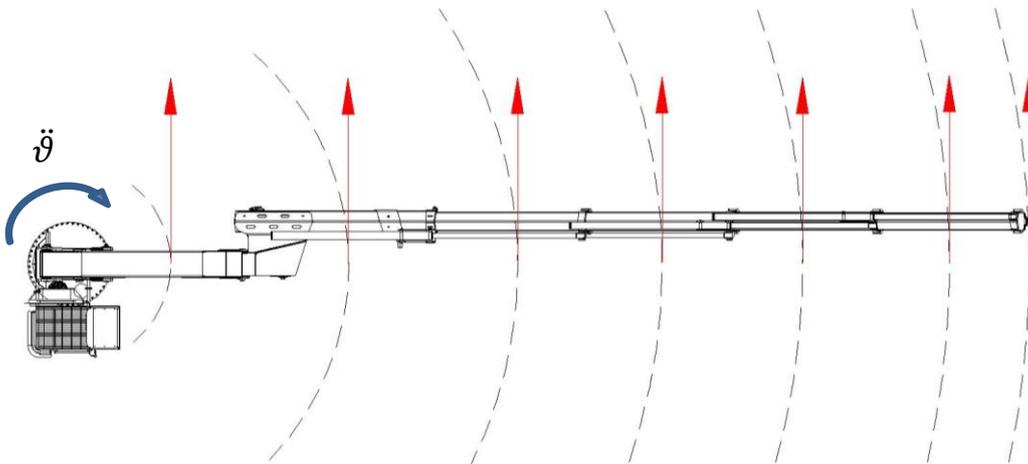


Figura 3.5: Azioni inerziali sulla macchina

Queste azioni inerziali sono prodotte da accelerazioni che si generano con moti rotativi della struttura. La normativa RINA introduce un valore di accelerazione massimo applicato in punta della gru pari a $0,6 \text{ m/s}^2$ indipendentemente dai raggi operativi della macchina. Ciò induce il fatto che sarà necessario riportare tutte le forze prodotte dai pesi della struttura in punta come mostrato dalla seguente

relazione:

$$F_R = \left[SWL + \sum \left(P_i \cdot \frac{x_{G,i}}{WR} \right) \right] \cdot 0,6 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Analogo discorso vale per il momento centrifugo totale prodotto da tutti i componenti sottoposti a rotazione.

$$M_{tc} = \left[Cvh \cdot SWL \cdot WR + Cvd \cdot \frac{(\sum P_i \cdot x_{G,i}^2)}{WR} \right] \cdot \frac{0,6 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{g} \quad [kgmm]$$

Per il momento centrifugo è stato scelto come polo di rotazione l'asse di simmetria del piedistallo.

Azioni del vento

Uno dei fattori ambientali che sollecitano la struttura è il vento. In generale, altri carichi come neve e ghiaccio che agiscono sulla struttura, secondo quanto affermato dalla normativa RINA, possono essere ignorati (tranne nei casi in cui viene esplicitamente indicata la loro rilevanza per un'applicazione specifica).

L'azione del vento varia a seconda della direzione e velocità che lo caratterizzano. Secondo quanto indica la normativa, il vento deve essere considerato agente in direzione orizzontale e normale alla superficie dei componenti della gru.

Il carico del vento sarà funzione della pressione cinetica q secondo un coefficiente¹³ sperimentale C che dipende dalla forma dell'elemento considerato ed è dato dalla seguente formula:

$$F_{vento} = \sum F_{vento,i} = \sum C \cdot q \cdot A_{elemento,i}$$

L'area da considerare è tutta la superficie su cui agisce perpendicolarmente il vento. Nel caso del carico, la norma afferma che essa è pari a

¹³ Ottenuto sulla base di principi aerodinamici.

$$A_{carico} = \begin{cases} 0,1 \text{ m}^2/kN & SWL \cdot g \leq 50kN \\ 0,05 \text{ m}^2/kN & 50kN \leq SWL \cdot g \leq 250kN \\ 15 \text{ m}^2 & SWL \cdot g \geq 250 \text{ kN} \end{cases}$$

Per gli elementi della struttura, invece, l'area è stata calcolata considerando una lunghezza e altezza approssimativa:

$$A_{elemento,i} = l_{elemento,i} \cdot h_{elemento,i}$$

Inoltre, la normativa aggiunge che il coefficiente sperimentale va preso pari a 1,2, mentre la pressione specifica q è calcolabile tramite la relazione

$$q = 0,613 \cdot V_{vento}^2$$

dove la velocità¹⁴ del vento deve essere assunta pari a 20 m/s a meno che le condizioni meteorologiche non siano peggiori.

Una volta determinate le singole forze agenti sui vari elementi risulta facile definire il momento torcente sul piedistallo con la seguente formula

$$M_{t,vento} = C \cdot q \cdot A_{carico} \cdot WR + \sum F_{vento,i} \cdot x_{G,i}$$

Caratteristiche di sollecitazione

Passo successivo alla determinazione di tutte le forze applicate alla macchina è la valutazione delle quattro caratteristiche di sollecitazione¹⁵ presenti, le cui relazioni sono riportate nel seguito

$$M_f = \left[Cvh \cdot (SWL + P_{gancio}) \cdot WR + Cvd \cdot \left(\sum P_i \cdot x_{G,i} \right) \cdot (h_{pul} + WR \cdot \sin(\gamma)) \right] \cdot g + FHL$$

$$M_t = (FHT \cdot WR + M_{tc}) \cdot g + M_{t,vento}$$

¹⁴ Nelle condizioni a riposo della macchina la normativa indica una velocità del vento pari a 63 m/s.

¹⁵ Le caratteristiche di sollecitazione compressive agenti in una sezione sono il momento flettente, il momento torcente, lo sforzo normale e lo sforzo di taglio.

$$N = \left[Cvd \cdot \sum P_i + Cvh \cdot SWL \right] \cdot g$$

$$T = g \cdot \sqrt{FHL^2 + (FHT + F_{vento} + F_R)^2}$$

Le relazioni presentano i coefficienti dinamici calcolati nel paragrafo 3.2. In particolare, la procedura richiede l'applicazione del coefficiente Cvh al peso del carico e del gancio, mentre il coefficiente Cvd andrà a moltiplicare la componente relativa ai pesi propri degli elementi della gru.

Tensioni

A questo punto sono state determinate le tensioni nel punto di maggiore criticità della sezione. Essendo una sezione circolare con perfetta simmetria e poiché le sollecitazioni maggiori sono prodotte dal momento ribaltante, come accade nella quasi totalità degli studi progettuali di questo tipo, le tensioni massime si hanno alla distanza massima dal centro. Si comprende, dunque, che il punto più sollecitato si troverà a distanza $D_e/2$ dal centro della sezione.

Di seguito è riportata la procedura di calcolo per gli sforzi tangenziali e normali.

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_x}$$

$$\tau_{M_t} = \frac{M_t}{W_t}$$

Per quanto riguarda gli sforzi di taglio, quando si prendono in considerazione sezioni di geometria diversa da quella rettangolare, le difficoltà potrebbero essere rilevanti in quanto tali sforzi non risultano sempre tangenti al bordo della sezione.

Da ciò ne deriva che, dal momento in cui le facce esterne del solido preso in analisi sono scariche, sulle facce laterali non è possibile riscontrare τ perpendicolari al bordo. Tale caratteristica è dovuta alla proprietà di uguaglianza degli sforzi di taglio coniugati. Se ne deduce che gli sforzi di taglio, dunque,

devono essere tangenti al bordo.

La distribuzione costante e diretta come il taglio può essere garantita in corrispondenza del diametro per quanto riguarda una sezione circolare. Invece, se si prende in considerazione qualunque altra corda, essa non rispetterà mai tale condizione. A questo proposito la formula di Jourawski ci viene in aiuto in quanto riesce a fornire con sufficiente precisione, il valore dello sforzo di taglio laddove è massimo, ovvero sul diametro perpendicolare alla forza di taglio dove si può considerare una distribuzione costante e allineata con il taglio T.

$$\tau_T = \frac{T \cdot S}{J \cdot b} = \frac{4T}{3\pi r^2} = \frac{4T}{3A}$$

Tuttavia, come accade nella gran parte degli studi strutturali, essa ha un'intensità nettamente minore rispetto agli altri sforzi e non sempre è presente nel punto più critico della sezione.

La tensione ammissibile σ_{amm} va calcolata secondo quanto affermato dalla normativa RINA. Il cedimento del componente è diverso dal limite di snervamento in quanto occorre considerare un fattore di stress F_σ che dipende dalle condizioni di carico in esame. Nello specifico, la norma distingue quattro casi differenti:

- I. gru funzionante senza vento;
- II. gru funzionante con vento;
- III. gru sottoposta a carichi eccezionali;
- IV. gru in condizioni di riposo;

Nella seguente tabella vengono riportati i valori di riferimento del fattore di correzione associato alle diverse condizioni di carico.

Tabella 3.6: Fattore correttivo per il calcolo della tensione ammissibile

Load case	I	II	III and IV
Stress factor, F	0,67	0,75	0,85

Il fattore F_σ si applica alla tensione di snervamento del materiale e viene desunto dalla tabella 3.6 quando

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_r} \leq 0,7$$

dove:

- σ_y rappresenta la tensione di snervamento del materiale, in MPa;
- σ_r rappresenta lo sforzo di trazione finale di materiale, in MPa.

Se non soddisfatta la precedente relazione, la tensione ammissibile sarà pari al 75% della resistenza ultima minima dell'acciaio.

In definitiva, la tensione ammissibile sarà, dunque

$$\sigma_{amm} = \sigma_y \cdot 0.67$$

Infine, si è scelto di applicare i criteri di Von Mises¹⁶ per lo studio della tensione equivalente al fine di poter valutare il coefficiente di sicurezza che andrà a caratterizzare la sezione.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{M_f})^2 + 3(\tau_{M_t} + \tau_T)^2}$$

$$CS_{pedistallo} = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq}}$$

Si noti che i valori di sollecitazione inclusi nel calcolo sono comprensivi dei pesi dello stesso piedistallo, dato come somma tra i pesi delle flange e della regione cilindrica cava. Il diametro esterno della flangia è stato maggiorato di 130 mm per consentire l'imbullonatura con la ralla sovrastante.

¹⁶ Nei calcoli sono stati considerati, anche se non dimensionanti, i piccoli effetti del taglio prodotti. Infatti, essendo presenti azioni di taglio in più direzioni non sempre la tensione da esse generata era nulla (seppur trascurabile). In altri termini, è stata valutata la tensione equivalente di Von Mises su più punti della sezione (visto che difficilmente si può dire a priori il punto più sollecitato) tenendo conto di tutte le tensioni prodotte dalle quattro caratteristiche di sollecitazioni ed è stato scelto quello più sollecitato a seconda dell'intensità della σ_{eq} . Nel caso in cui nel punto più sollecitato era presente il momento massimo allora l'azione di taglio corrispondente è risultata nulla. Queste considerazioni varranno anche per le sezioni studiate nel seguito.

$$m_{flangia} = \frac{\pi}{4} [(D_e + 130[mm])^2 - D_{i,flangia}^2] \rho \cdot S_{flangia}$$

$$m_{pedistallo} = A \cdot H_{pedistallo} \cdot \rho + m_{flangia}$$

3.3.2 Scelta della ralla

Le ralle, così come i motoriduttori ed i verricelli, sono componenti progettati per applicazioni di vario genere. Come accade nella quasi totalità dei casi, le industrie manifatturiere di impianti di sollevamento decidono di acquistare questi componenti vista la vasta gamma presente in commercio adatta a qualsiasi taglia di gru. Tuttavia, occorre opportunamente valutare quale tipo di ralla scegliere. La scelta dipende dalle sollecitazioni a cui essa viene sottoposta e cioè il momento ribaltante e lo sforzo normale.

La valutazione di queste sollecitazioni viene fatta allo stesso modo di quanto espresso per il dimensionamento del piedistallo. Tuttavia, è necessario riconsiderare tutte le quote geometriche che caratterizzano la macchina ed escludere gli effetti dovuti al piedistallo. Le relazioni per stabilire l'intensità di queste sollecitazioni sono

$$M_f = \left[Cvh \cdot (SWL + P_{gancio}) \cdot WR + Cvd \cdot \left(\sum P_i \cdot x_{G,i} \right) + FHL \right. \\ \left. \cdot (h_{pul} - H_{pedistallo} + WR \cdot \sin(\gamma)) \right] \cdot g$$

$$M_t = (FHT \cdot WR + M_{tc}) \cdot g + M_{t,vento}$$

$$N = \left[Cvd \cdot \sum P_i + Cvh \cdot SWL \right] \cdot g$$

$$T = g \cdot \sqrt{FHL^2 + (FHT + F_{vento} + F_R)^2}$$

Generalmente, in progetti riguardanti gru per il sollevamento di carichi, il momento ribaltante è quello che determina la taglia della ralla da impiegare.

In realtà, in fase di scelta della ralla, come vedremo nel paragrafo 3.3.8, sono

richieste ulteriori parametri di resistenza relativi alle forze di contatto tra pignone e corona dentata che si generano durante la trasmissione di coppia realizzata tramite l'accoppiamento tra motoriduttore e ralla.

Nei cataloghi commerciali messi a disposizione dei produttori di ralle vengono indicati i limiti di resistenza di ciascun prodotto.

Nel caso in esame è stata impiegata il modello I.2.120-412 prodotto dalla Rothe Erde Metallurgica Rossi S.p.A. che soddisfa i seguenti requisiti minimi di resistenza richiesti:

$$M_f = 568 \text{ kNm}$$

$$N = 75 \text{ kN}$$

In figura 3.6 è riportato un grafico che mostra la curva di resistenza della ralla in funzione delle caratteristiche di sollecitazione a cui è sottoposta.

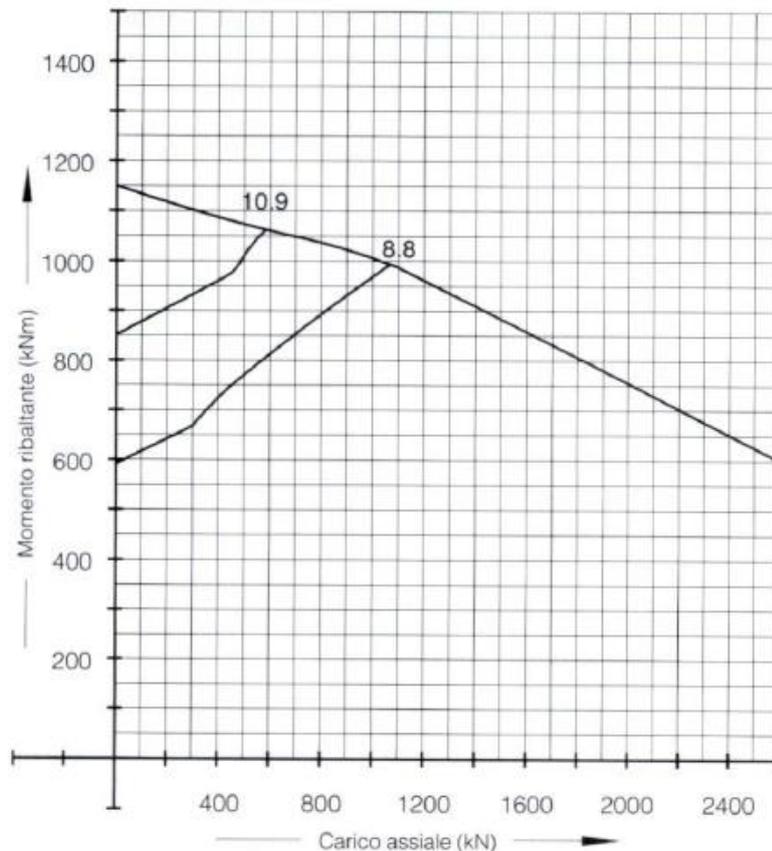


Figura 3.6: Curva di resistenza del modello I.2.120-412

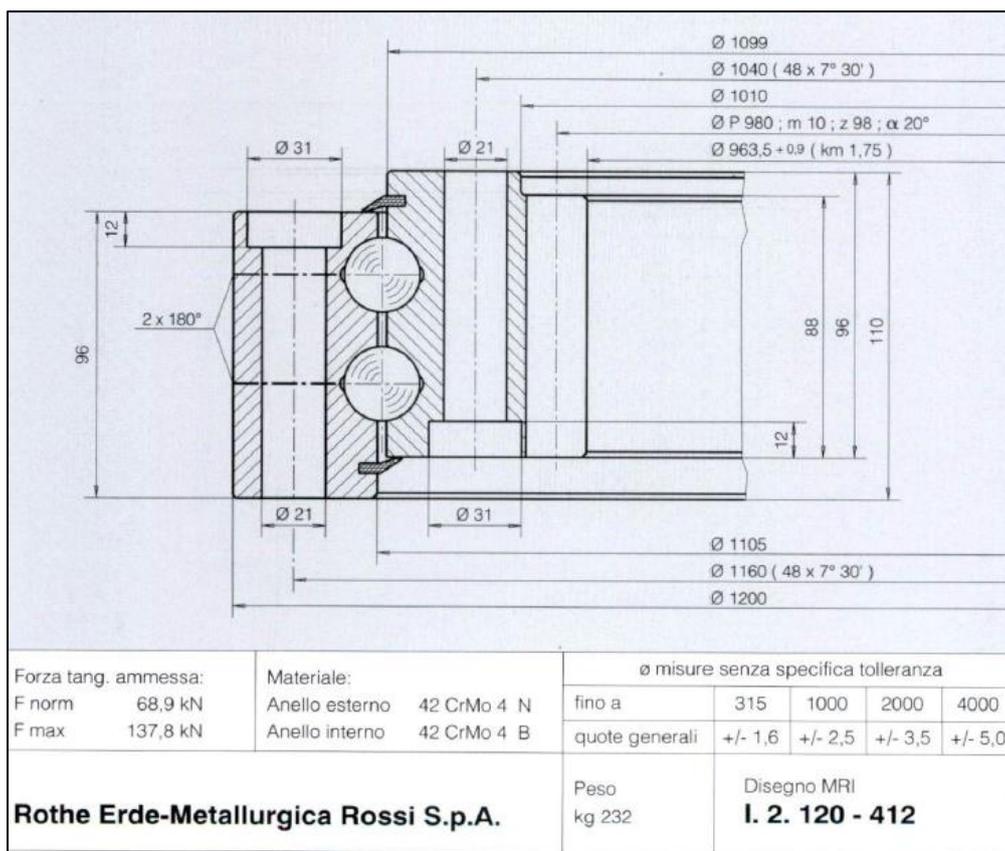


Figura 3.7: Dimensioni e proprietà della ralla modello I.2.120-412

3.3.3 Dimensionamento bozzello

In questa sezione viene determinato il contrappeso da applicare alla gru affinché il peso della fune, durante le fasi in cui non è presente un carico attaccato al gancio, non generi una freccia eccessiva del tratto di fune compreso tra il verricello e la puleggia dell'ultimo sfilo.

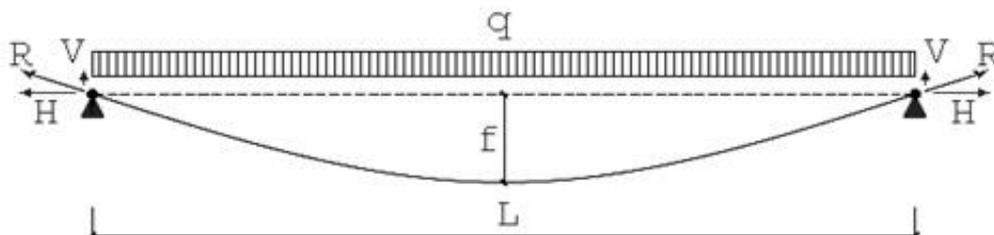


Figura 3.8: schema di inflessione della fune con gru scarica

Per stabilire l'entità del contrappeso richiesto è necessario, innanzitutto, definire alcuni parametri di input quali

- la distanza tra i due punti di attacco della fune L_f
- la freccia massima ammissibile y_f
- il peso per metro lineare della fune metallica impiegata q_f

Come prima cosa, noto il carico da sollevare pari a 2,5 tonnellate e la scelta di un bozzello a doppio tiro¹⁷ con puleggia integrata, è stato stabilito il diametro della fune da impiegare. Nella seguente tabella sono riportati le proprietà meccaniche di funi metalliche catalogate e presenti in commercio.

Tabella 3.7: Proprietà Meccaniche di funi metalliche

Rope Diameter		Minimum Breaking Strength		Safe Load		Weight	
(in)	(mm)	(lb _f)	(kN)	(lb _f)	(kN)	(lb _m /ft)	(kg/m)
1/4	6.4	5480	24,4	1100	4.89	0.11	0.16
5/16	8	8520	37,9	1700	7.56	0.16	0.24
3/8	9.5	12200	54,3	2440	10.9	0.24	0.36
7/16	11.5	16540	73,6	3310	14.7	0.32	0.48
1/2	13	21400	95,2	4280	19.0	0.42	0.63
9/16	14.5	27000	120	5400	24.0	0.53	0.79
5/8	16	33400	149	6680	29.7	0.66	0.98
3/4	19	47600	212	9520	42.3	0.95	1.41
7/8	22	64400	286	12900	57.4	1.29	1.92
1	26	83600	372	16700	74.3	1.68	2.50
1 1/8	29	105200	468	21000	93.4	2.13	3.17
1 1/4	32	129200	575	25800	115	2.63	3.91
1 3/8	35	155400	691	31100	138	3.18	4.73
1 1/2	38	184000	818	36800	164	3.78	5.63
1 5/8	42	214000	852	42800	190	4.44	6.61
1 3/4	45	248000	1100	49600	221	5.15	7.66
1 7/8	48	282000	1250	56400	251	5.91	8.80
2	52	320000	1420	64000	285	6.72	10.0

In figura 3.9 è possibile anche osservare la curva di resistenza delle funi in funzione dei diametri adottati.

¹⁷ Avendo un bozzello a doppio tiro, il carico viene ripartito sui due lembi di fune avvolti attorno alla puleggia. Dunque, la portata effettiva da sollevare per ciascun lembo sarà pari a 1,25 tonnellate.

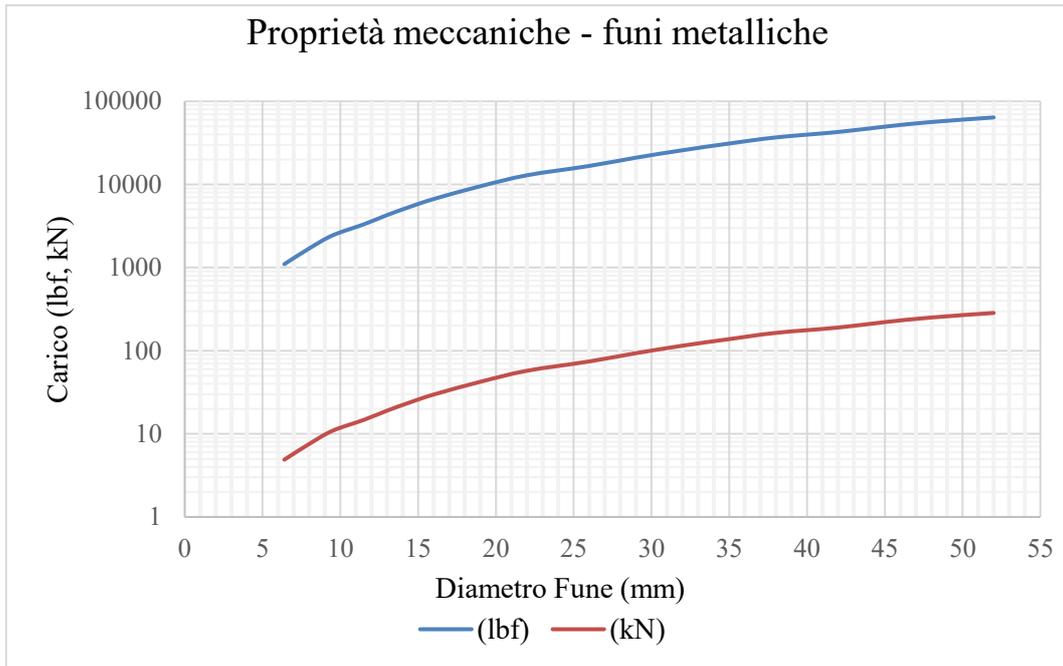


Figura 3.9: Curva di resistenza per funi metalliche di diverso diametro

Una volta riportato un vettore denominato \overline{ON} che sia proporzionale al peso del tratto di fune tra i due punti di attacco e che sfrutti la costruzione del poligono in figura 3.10, allora è possibile tracciare due segmenti \overline{AD} e \overline{BD} , determinando così la configurazione di equilibrio che corrisponde al carico concentrato nel punto di mezzo.

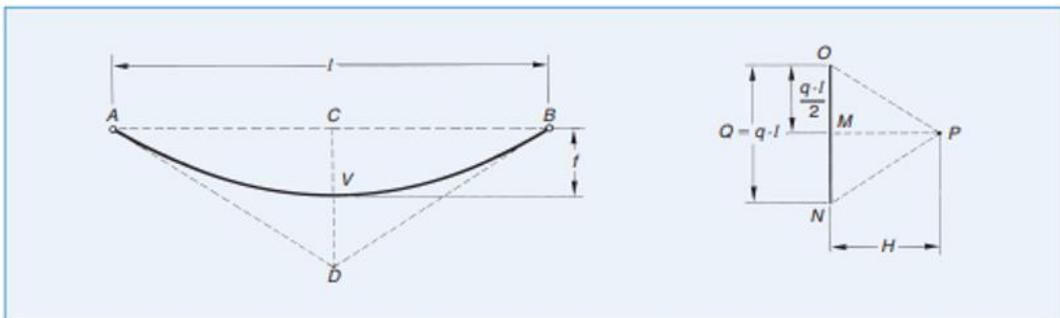


Figura 3.10: Calcolo della componente orizzontale dello sforzo

Se si prende in riferimento il caso considerato, però, il carico è ripartito sulla fune e la configurazione di equilibrio è del tipo parabolico. Secondo la proprietà della parabola:

$$\overline{VC} = \frac{1}{2} \overline{CD} \quad \text{ossia} \quad \overline{CD} = 2 \cdot y_f$$

Grazie alla similitudine dei triangoli ACD e PMO si ottiene:

$$H_f = q_f \cdot \frac{L_f^2}{8y_f}$$

La componente verticale dovuta al peso totale della fune, invece, viene ripartita sui due punti di attacco, tramite la seguente formula

$$V_f = \frac{qL_f}{2}$$

e la reazione totale che caratterizzerà l'entità del peso del bozzello da impiegare sarà

$$R_f = \sqrt{H_f^2 + V_f^2} = P_{gancio}$$

Si comprende, infine, che la lunghezza effettiva della fune deve essere maggiore rispetto alla distanza L_f . L'incremento di lunghezza sarà tanto maggiore quanto più grande è la freccia di inflessione imposta. È possibile dimostrare, tramite processi che richiamano il calcolo integrale, che tale lunghezza è calcolabile con la seguente espressione:

$$L_e = L_f + 8 \cdot \frac{y_f^2}{3L_f}$$

3.3.4 Dimensionamento bracci e sfili

In questo paragrafo discuteremo tutti gli aspetti dimensionali e di calcolo strutturale relativi ai bracci (primario e secondario) e agli sfili. Come dichiarato nel secondo capitolo, lo studio di riprogettazione di una gru foldable parte da un modello già presente sul mercato. L'aspettativa dell'analisi condotta consiste nel raggiungimento di quote operative simili rispetto al modello di riferimento ma con la presenza di uno sfilo in meno. A tal proposito l'intero pacco bracci è stato

pensato in modo da mantenere ingombri non eccessivi e, allo stesso tempo, consentire tutti i movimenti di traslazione e/o rotazione durante il funzionamento della macchina.

Il raggiungimento della quota operativa imposta ha determinato le lunghezze necessarie agli elementi dell'intero braccio della gru. In particolare, è stata decisa la corsa utile dei martinetti per l'avanzamento¹⁸ delle sezioni telescopiche. A questo va aggiunta una porzione per ciascuno sfilo rappresentata dalla lunghezza che permane, anche con lo sfilo completamente retratto, al di fuori del braccio secondario. Tale porzione è necessaria per il collegamento dei sostegni dei martinetti e dei pattini di scorrimento. Per l'ultimo sfilo questa porzione, generalmente, è maggiore in modo da poter creare una struttura di sostegno solida alla puleggia.

Le lunghezze del braccio primario e secondario sono state determinate in modo da ottimizzare la compattezza della macchina, consentire l'inserimento dei martinetti e tener conto dell'ingambonatura degli sfili stessi. Infatti, la lunghezza totale di ciascuno sfilo tiene conto anche di una quota parte che non fuoriesce mai dall'elemento che lo precede anche nella configurazione a braccio completamente esteso. In genere, l'ingambonatura per gru di questa tipologia è circa a $2 \div 2,5$ volte l'altezza della sezione¹⁹ dello sfilo.

$$\frac{\text{ingambonatura}}{\text{altezza sezione}} = \frac{l_{1j}}{H_j}$$

In definitiva, il contributo alla quota radiale complessiva della gru da parte di ogni sfilo si può determinare con la seguente relazione

$$L_{sfiloj} = l_{1j} + l_{2j} + c_j$$

con

¹⁸ Avendo imposto come dato di input alla progettazione l'utilizzo di martinetti per gli sfili tutti uguali anche la porzione retraibile di ciascuno sfilo sarà la stessa.

¹⁹ Indicheremo con j la sezione presa in esame.

- L_{sfilo_j} lunghezza totale dello sfilo i-esimo;
- l_{1j} ingambonatura;
- l_{2j} parte terminale dello sfilo (non retraibile);

A questo punto, si passa, al dimensionamento delle sezioni. Le sezioni impiegate per i quattro sfilii ed il braccio secondario sono di tipo esagonale in quanto esse conferiscono inerzie elevate e, conseguentemente, leggerezza della struttura. Per il braccio secondario, invece, è stato eseguito un dimensionamento preliminare con sezioni equivalenti, reso più accurato in fase di modellazione e simulazione.

Per le sezioni esagonali vengono riportate nelle figure successive gli schemi impiegati per il calcolo delle dimensioni relative all'altezza H_j e larghezza B_j .

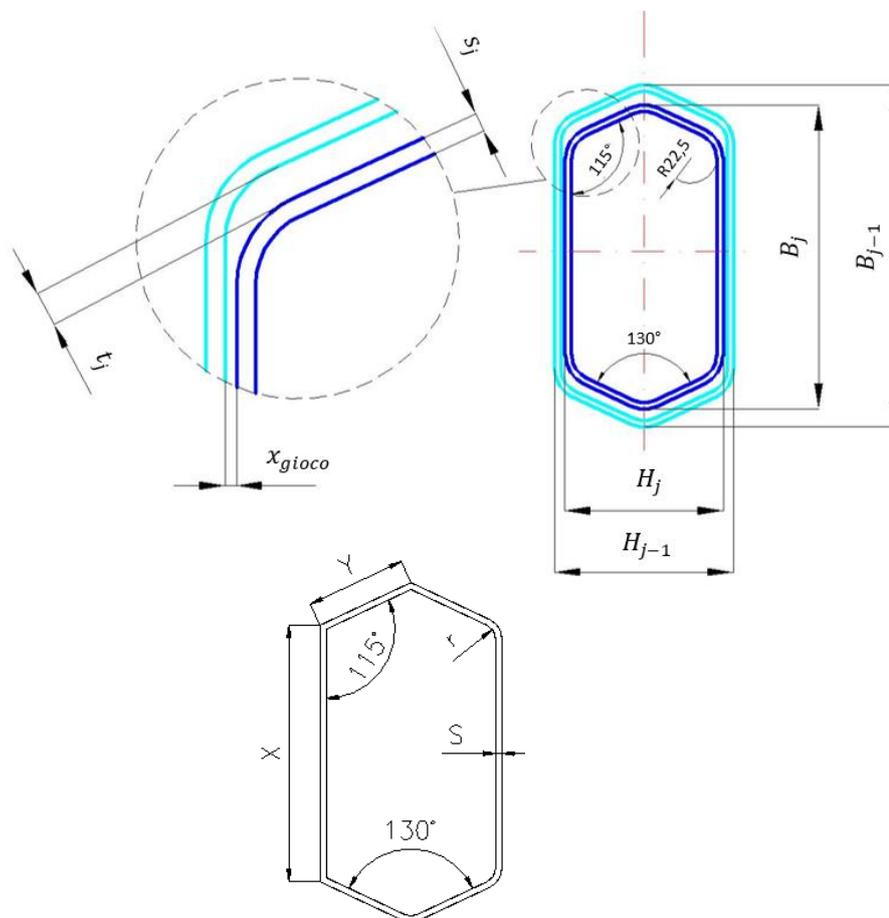


Figura 3.11: Schemi dimensionali della sezione esagonale

Le relazioni geometriche sono state determinate tenendo presente il contatto continuo tra componenti consecutivi attraverso l'uso di elementi intermedi quali i pattini di scorrimento con spessore²⁰ definito. Le dimensioni della sezione dell'ultimo sfilo (altezza e larghezza) e gli spessori di tutti gli sfili, invece, sono stati assunti come dati di ingresso e modificati iterativamente tenendo sempre presenti i limiti tensionali a cui sarebbero stati sottoposti gli elementi.

$$x_{gioco} = 3 \text{ mm}$$

$$t_j = 8 \text{ mm} \quad \forall j$$

$$\begin{cases} H_j = H_{j+1} + 2S_j + 2 \cdot t_j \\ B_j = B_{j+1} + 2S_j + 2x_{gioco} \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_j = H_j - 2 \left(\frac{\frac{B_j}{2}}{\tan\left(\frac{130^\circ}{2}\right)} \right) \\ Y_j = \frac{\frac{B_j}{2}}{\sin\left(\frac{130^\circ}{2}\right)} \end{cases} \quad \text{con } 2 \leq j \leq n$$

La valutazione delle caratteristiche inerziali della sezione è stata condotta attraverso la funzione PROPMASS di Autocad e la costruzione di un disegno parametrico che presenta come uniche variabili H_j , B_j , S_j .

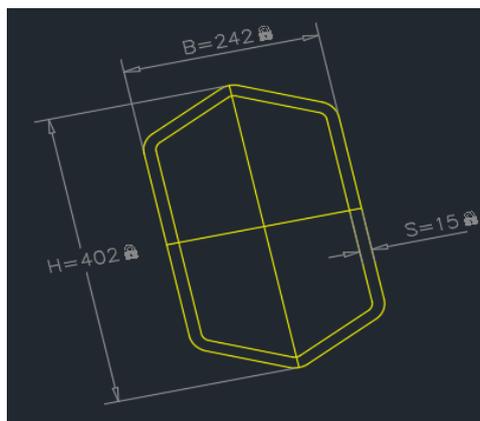


Figura 3.12: Disegno parametrico sezione esagonale

²⁰ Nel caso in esame è stato scelto uno spessore di 8 mm.

Per il braccio primario, è stata presa in esame una geometria semplice per un dimensionamento preliminare, affinato successivamente con le sezioni rappresentate in figura 3.13 le cui caratteristiche inerziali sono state tratte dai software di modellazione CAD.

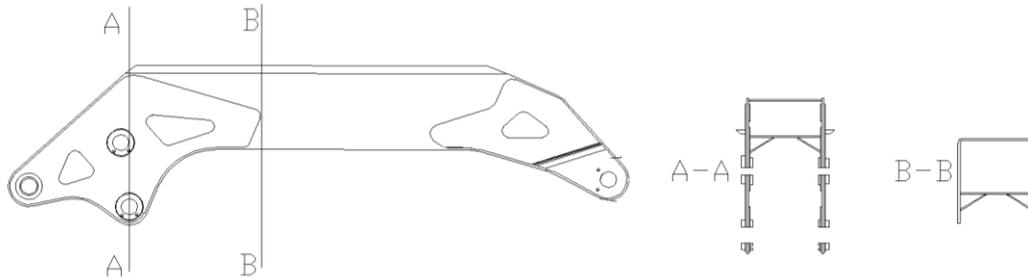


Figura 3.13: Sezioni braccio primario estratte da CATIA V5

Il materiale impiegato per la realizzazione di dei bracci e degli sfili è l'acciaio S690QL le cui proprietà meccaniche sono riportate nella seguente tabella.

Tabella 3.8; Proprietà meccaniche S690QL

Nominal thickness (mm)	Minimum yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Minimum elongation (%)	Minimum Impact energy (J) @-40°C	Minimum Recommended inside bend radii
$3 \leq 50$	690	770-940	14	30 longitudinal or 27 transverse	3t- transverse 4t- longitudinal ($3 \leq t \leq 16$)
$>50 \leq 100$	650	760-930			
$>100 \leq 150$	630	710-900			

Svolta l'analisi dimensionale dei bracci e degli sfili, si è passati alla trattazione delle forze e caratteristiche di sollecitazione di ciascun componente.

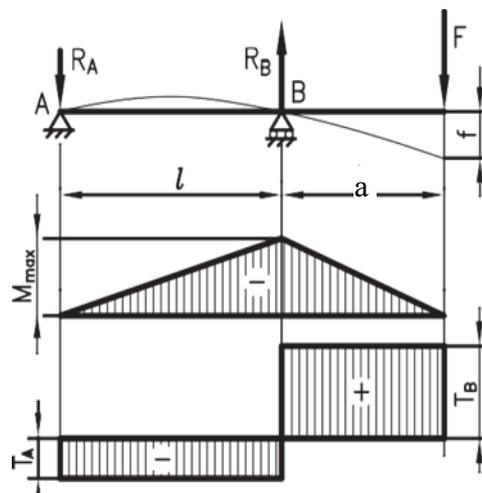


Figura 3.14: schema delle caratteristiche di sollecitazione

Lo schema di riferimento per l'analisi delle caratteristiche di sollecitazione della struttura è riportato in figura 3.14. È da notare che nell'analisi sono state anche considerate le azioni generate dal peso proprio della struttura.

Carico e pesi

Le forze più elevate a cui è soggetta la macchina sono quelle relative al peso del carico e della struttura. Come per il piedistallo, anche per i bracci occorre applicare i coefficienti dinamici di amplificazione per determinarne l'intensità. Le relazioni che consentono di definire tali forze sono

$$P_{SWL+gancio} = SWL + P_{gancio}$$

$$F_{sez,j} = \left(Cvd \cdot \sum P_i + Cvh \cdot P_{SWL+gancio} \right) \cdot 9,81$$

Il termine $\sum P_i$ è da intendere come la somma di tutti i componenti che contribuiscono a generare una forza verticale sulla sezione considerata. In altri termini, gli elementi considerati nel calcolo della forza sono solo quelli collocati dopo la sezione presa in esame.

Analogamente, per i momenti prodotti dal carico e dai pesi della struttura si ha

$$M_{SWL+gancio,j} = (SWL + P_{gancio}) \cdot Cvh \cdot a_{sez,j} \cdot 9,81$$

$$M_{sez,j} = \sum P_i \cdot (x_{G,i} + x_{ralla} - l_{sez,j}) \cdot Cvd \cdot 9,81 + M_{SWL+gancio,j}$$

La quota $a_{sez,j}$ rappresenta il tratto a sbalzo tra la sezione di riferimento e la coordinata in cui agisce il carico, invece, $l_{sez,j}$, come mostrato in figura 3.15, è la distanza orizzontale tra il perno di rotazione che collega il braccio primario alla colonna e la sezione di riferimento.

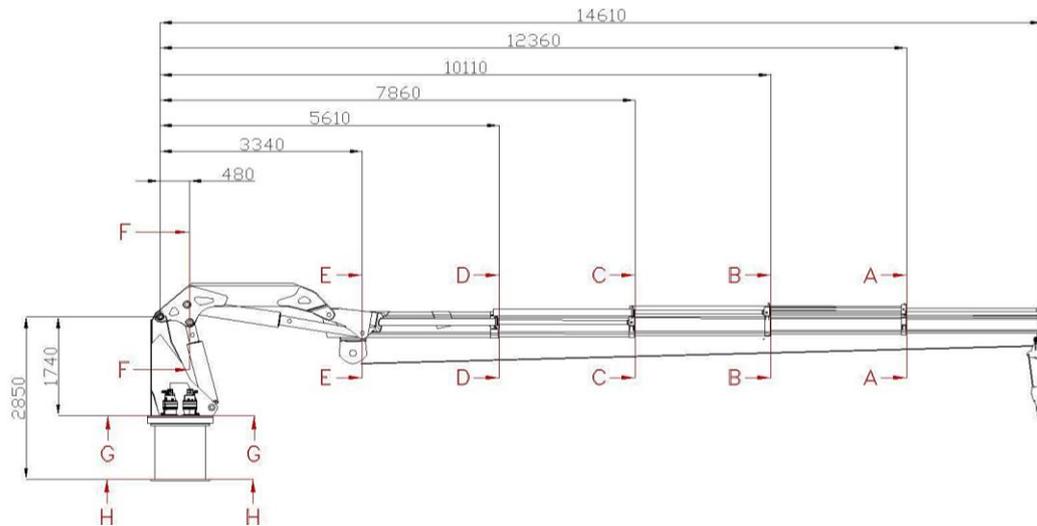


Figura 3.15: Distanze tra il perno di brandeggio e le sezioni analizzate

Il rilevamento delle quote $a_{sez,j}$ ed $l_{sez,j}$ è stato eseguito tramite equazioni che richiamano la geometria della macchina o sono state valutate direttamente attraverso l'uso del software AutoCAD con disegni in scala 1:1.

Il braccio di azione di ciascuna forza, corrispondente al punto baricentrico in cui viene applicato il peso del componente o della porzione di componente che genera un momento ($x_{G,i}$), è stato determinato a partire dal centro di rotazione dell'intera struttura.

$$T_{z_{sez,j}} = F_{sez,j}$$

$$\sigma_{Mfx,carico\ e\ pesi}^j = \left(\frac{M_{sez} \cdot e_2}{I_x} \right)_j$$

$$\tau_{x,carico\ e\ pesi}^j = \left(\frac{F_{sez} \cdot S_x}{2 \cdot S \cdot I_x} \right)_j$$

Trattandosi di sezioni a parete sottile, per il calcolo delle tensioni tangenziali è stata adottata la formula di Jourawski.

Carichi longitudinali

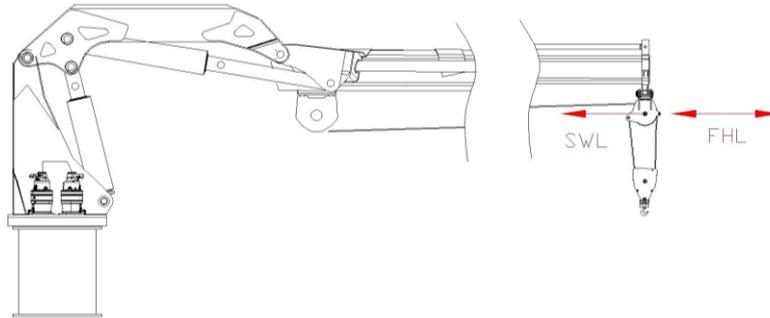


Figura 3.16: Carichi longitudinali

I carichi longitudinali sono associati alle forze applicate lungo la direzione di azione della gru. Questi riguardano la spinta sul carico dovuta al moto dell'impianto offshore (nave, chiatta, piattaforma) su cui è installata la gru e il tiro del verricello. Risulta evidente dal posizionamento del verricello e della puleggia, su cui scorre la fune, che il sollevamento del carico genera una compressione degli sfili e, solo parzialmente, del braccio secondario. Tuttavia, per limitare l'azione del tiro del verricello è stato applicato un bozzello per doppiare la fune e dimezzare la forza di sollevamento.

L'utilizzo di un bozzello con puleggia consente, dunque, l'applicazione di un verricello a portata dimezzata. Essendo la taglia del verricello inferiore, sarà possibile, quindi, utilizzare tamburi per l'avvolgimento della fune di dimensioni inferiori, riducendo così l'angolo di deflessione²¹ che, per gru di questa tipologia, risulta essere uno dei punti critici vista la distanza ridotta tra il verricello e la puleggia dell'ultimo sfilo in posizione retratta.

La forza di trascinamento longitudinale del carico, a differenza della forza di tiro del verricello, presenta verso variabile dovuto alla periodicità del moto dell'impianto dove viene collocata la gru (generalmente legato al periodo del moto ondos).

²¹ L'angolo di deflessione è l'angolo massimo di deviazione della fune rispetto alla puleggia dell'ultimo sfilo. Un angolo di deflessione eccessivo può causare un avvolgimento pericoloso della fune, rapida usura delle scanalature del tamburo e della fune, un contatto eccessivo tra le spire o, addirittura, una sovrapposizione delle stesse.

La tensione di sforzo normale derivante dalle considerazioni appena fatte è:

$$\sigma_{N,long}^j = \frac{\mp FHL - \frac{SWL}{n_f}}{A_{sez,j}}$$

Inoltre, essendo presente un disallineamento²² x_{dis} tra il punto di applicazione della forza di tiro e l'asse baricentrico delle sezioni da esaminare, si crea anche un momento flettente che andrà ad intensificare l'azione totale su ciascuna sezione. Il momento flettente e la corrispondente tensione sono:

$$M_{f,long} = \left(\frac{SWL}{n_f} \mp FHL \right) \cdot x_{dis}$$

$$\sigma_{M_f,long}^j = \left(\frac{M_{f,long} \cdot e_2}{I_x} \right)_j$$

Carichi trasversali

I carichi trasversali sono tutte quelle azioni a cui è sottoposta la macchina che agiscono in un piano parallelo alla sezione in esame. Nello specifico esse comprendono la forza di sbandamento del carico dovuto al moto dell'impianto offshore, le forze inerziali generate dall'accelerazione della gru attorno all'asse di rotazione e i carichi ambientali che agiscono trasversalmente alla macchina stessa.

In questa sezione verrà analizzato solo la prima tipologia di carico, lasciando spazio agli altri carichi nei paragrafi successivi.

Come illustrato in figura 3.4, poiché la gru si muove rispetto ad un sistema di riferimento assoluto, si genera un effetto di sbandamento²³ del carico rispetto ad un secondo sistema che si muove insieme alla gru e che produce due forze,

²² Questa distanza può essere costante per tutte le sezioni degli sfilii o leggermente variabile. È stata assunta costante data la poca incidenza sui risultati.

²³ Questo effetto di sbandamento nei sistemi di ultima generazione, come i sistemi AHC (Active Heave Compensation), può essere limitato grazie ad un controllo della posizione del carico. In altri termini, l'impianto di sollevamento, noti alcuni parametri dinamici come velocità ed accelerazione della nave su cui è installata la gru, è in grado di autoregolare i propri movimenti limitando l'errore di posizione tra quello desiderato e quello realmente ottenuto.

l'azione longitudinale precedentemente analizzata e una seconda azione che agisce in direzione trasversale (FHT).

Allo stesso modo della forza FHL, anche la FHT viene applicata sulla puleggia dello sfilo terminale, ma le sollecitazioni ad essa annesse saranno due momenti e un taglio. Il disassamento della forza FHT rispetto agli assi baricentrici delle sezioni da analizzare produce un momento torcente dato dalla seguente espressione:

$$M_{t,FHT} = FHT \cdot x_{dis}$$

Per la determinazione delle tensioni tangenziali prodotte dal momento torcente si fa riferimento alla formula di Bredt valida per sezioni sottili chiuse.

$$A_{med,j} = \left((H_j - s_j) + (X_j - s_j) \right) \cdot \left(\frac{B_j}{2} - \frac{s_j}{2} \right)$$

$$\tau_{M_{t,FHT}}^j = \left(\frac{M_{t,FHT}}{2 \cdot A_{med} \cdot s} \right)_j$$

A queste tensioni si aggiungono anche le tensioni di taglio la cui intensità varia al variare delle dimensioni dell'elemento considerato.

$$R_b = FHT \quad \rightarrow \quad \tau_{T,FHT}^j = \left(\frac{R_b \cdot S_y}{2 \cdot I_y \cdot s} \right)_j$$

La terza sollecitazione prodotta dalla forza FHT è un momento flettente agente attorno all'asse baricentrico verticale di ciascuna sezione in esame.

In questo caso occorre evidenziare che il momento si intensifica all'aumentare della distanza tra il punto di applicazione della forza e la sezione studiata. La determinazione di tale momento e della tensione ad esso correlata si effettua con le espressioni:

$$M_b^j = FHT \cdot a_{sez,j}$$

$$\sigma_{M_b}^j = \left(\frac{M_b \cdot e_1}{I_y} \right)_j$$

Carichi dovuti alle forze inerziali

La movimentazione di un carico molto spesso richiede la rotazione dell'intero impianto grazie all'ausilio di un sistema di rotazione. Ciò comporta delle fasi di accelerazione attorno all'asse di rotazione della macchina con conseguenti forze inerziali opposte al moto. Esse agiscono su ciascuna porzione dell'intero sistema rotante, tale per cui è possibile identificare una serie di forze che solleciteranno la struttura.

Per lo studio di quest'ultime possono essere adottati più approcci del tutto equivalenti. Il primo metodo consiste nell'applicazione della forza inerziale nel punto baricentrico di un unico blocco di elementi successivi alla sezione in esame. Il secondo, invece, si basa sulla valutazione delle forze inerziali applicate al baricentro di ciascun elemento.

Trattandosi di un carico trasversale le sollecitazioni prodotte saranno le stesse del caso precedentemente preso in analisi. Tuttavia, la determinazione della sollecitazione deve tener conto della geometria della macchina e dei pesi dei singoli componenti che intensificano lo sforzo sulla sezione considerata.

Inoltre, è bene notare che il baricentro effettivo dei vari elementi molto difficilmente sarà allineato con il sistema di assi baricentrici. Infatti, la presenza di accessori connessi a ciascun elemento, come le staffe di aggancio per i martinetti e i raddoppi nella zona terminale dello sfilo, nonché le lavorazioni asimmetriche rispetto l'origine del sistema baricentrico di ciascuna sezione, genera un disassamento della forza e la conseguente nascita di un momento torcente. Tuttavia, non essendo un fattore dimensionante della macchina, si commette un errore trascurabile ipotizzando un perfetto allineamento.

Note queste considerazioni, le sollecitazioni saranno, dunque, il momento flettente ed il taglio. Le espressioni per il calcolo delle sollecitazioni e delle relative tensioni sono riportate nel seguito:

$$F_{R,j} = \left[SWL + \sum \left(P_i \cdot \frac{x_{G,i}}{WR} \right) \right] \cdot 0,6 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$M_{R,j} = \left\{ SWL \cdot (WR + x_{ralla} - l_{sez,j}) + \sum \left[P_i \cdot \frac{x_{G,i}}{WR} \cdot (x_{G,i} + x_{ralla} - l_{sez,j}) \right] \right\} \cdot 0,6 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\tau_{FR}^j = \left(\frac{F_R \cdot S_y}{2 \cdot I_y \cdot s} \right)_j$$

$$\sigma_{MR}^j = \left(\frac{M_R \cdot e_1}{I_y} \right)_j$$

Azioni del vento

Un ultimo fattore sollecitante è rappresentato dal vento. Come dichiarato nel paragrafo 3.3.1, esso produrrà due sollecitazioni, una forza trasversale e un momento flettente prodotti dalla pressione specifica che agisce sulle superfici della struttura ortogonalmente. Per ciascuna sezione j-esima occorre considerare come forza trasversale la sommatoria di tutte le forze prodotte sugli elementi successivi alla sezione considerata.

$$F_{vento,j} = F_{vento,carico} + \sum F_{vento,i} = C \cdot q \cdot A_{carico} + \sum C \cdot q \cdot A_{elemento,i}$$

Analogamente per il momento bisogna considerare le distanze di ciascuna forza dalla sezione considerata come riportato nella seguente relazione

$$M_{vento,j} = F_{vento,carico} \cdot (WR + x_{ralla} - l_{sez,j}) + \sum F_{vento,i} \cdot (x_{G,i} + x_{ralla} - l_{sez,j})$$

Le tensioni prodotte dall'azione del vento saranno, dunque

$$\tau_{vento}^j = \left(\frac{F_{vento,j} \cdot S_y}{2 \cdot s \cdot I_y} \right)_j$$

$$\sigma_{vento}^j = \left(\frac{M_{vento,j} \cdot e_1}{I_y} \right)_j$$

Coefficiente di sicurezza

La tensione ideale su ciascuna sezione è stata valutata con il criterio di Von Mises:

$$\tau_{risultante}^j = \sqrt{\left(\tau_{x,carico\ e\ pesi}^j\right)^2 + \left(\tau_{M_t,FHT}^j + \tau_{T,FHT}^j + \tau_{F_R}^j + \tau_{vento}^j\right)^2}$$
$$\sigma_{id}^j = \sqrt{\left(\sigma_{M_{fx},carico\ e\ pesi}^j + \sigma_{N,long}^j + \sigma_{M_f,long}^j + \sigma_{M_b}^j + \sigma_{M_R}^j + \sigma_{vento}^j\right)^2 + 3\left(\tau_{risultante}^j\right)^2}$$
$$CS_j = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{id}^j}$$

3.3.5 Dimensionamento della colonna

Per quanto riguarda la colonna, il dimensionamento è stato effettuato, in via del tutto preliminare, tramite lo studio analitico di una sezione tipica, in corrispondenza della flangia, riadattata alla taglia della macchina in esame. In altri termini, essendo complessa la struttura, si è fatto riferimento alla geometria della sezione di base²⁴ di una colonna per gru foldable già in produzione e sono stati modificati gli spessori delle lamiere in modo da giungere alle caratteristiche inerziali appropriate per resistere alle sollecitazioni gravanti sulla sezione stessa.

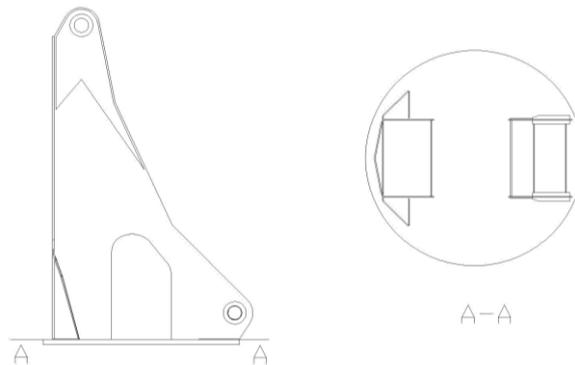


Figura 3.17: Sezione colonna

²⁴ La sezione resistente di una colonna è il prodotto dei contributi di ciascun semilavorato di cui essa è costituita.

Lo studio è stato poi reso più accurato, come vedremo nel capitolo 5, con l'utilizzo di simulazioni agli elementi finiti e ripetute modifiche al modello 3D fino al raggiungimento del giusto compromesso per minimizzare il peso della colonna e ottimizzarne la forma e resistenza. La trattazione preliminare della colonna è stata eseguita assumendo le azioni dinamiche assegnate alla ralla vista la distanza ridotta dalla sezione G-G illustrata in figura 3.1. Le caratteristiche geometriche e inerziali della sezione sono state desunte con le funzioni Autocad e caricate in HTBasic. Quest'ultimo, noti tutti i parametri di input richiesti, quali carichi, dimensioni, coefficienti dinamici, ecc., ha fornito una base di partenza per la modellazione in modo da limitare le modifiche sul modello 3D.

3.3.6 Dimensionamento dei martinetti

I martinetti sono i componenti che consentono la movimentazione degli sfili e il brandeggio del braccio primario e secondario. Essi esercitano le forze di spinta sui perni di collegamento tra componenti consecutivi grazie ad un sistema di attuazione idraulico. Un sistema di ricircolo dei fluidi tra le due camere del cilindro permette la creazione di pressioni di spinta sul fondello collegato allo stelo del martinetto. La spinta sarà esercitata in direzione dell'asse di simmetria del martinetto essendo questa l'unico grado di libertà tra stelo e camicia.

Per la determinazione della forza di spinta è però necessario conoscere come dato in ingresso le azioni che quest'ultimo deve contrastare. Queste azioni che si scaricano sui martinetti, però, includono i contributi dei pesi dovuti ai martinetti stessi. Si comprende che, in prima analisi, è stato eseguito un calcolo iterativo dei pesi in modo da avvicinarci il più possibile ai valori reali. Quest'ultimi, infatti, sono rilevato in modo più accurato dai modelli 3D mostrati nel capitolo 5.

Per una valutazione preliminare del peso del martinetto si è fatto riferimento ad una geometria semplice, rappresentata da cilindri cavi. A questo è stato aggiunta una percentuale che tenesse conto degli accessori del martinetto.

$$\varnothing_{c,i} = \varnothing_{c,e} - 2s_c$$

$$\phi_{s,i} = \phi_{s,e} - 2s_s$$

$$P_c = A_c \cdot l_c \cdot \rho$$

$$P_s = A_s \cdot l_s \cdot \rho$$

$$P_m = P_c + P_s + P_{acc}$$

L'intensità delle forze di spinta richieste al martinetto è stata rilevata tramite il programma di calcolo strutturale per gru realizzato in HTBasic, il quale consentiva di analizzare diverse configurazioni operative e determinare la configurazione più gravosa per ciascun martinetto. Tuttavia, una stima abbastanza accurata per il martinetto colonna e per il martinetto braccetto può essere stabilita tramite la seguente relazione

$$F_m = \frac{M_f}{b_m}$$

dove

- F_m è la forza richiesta;
- M_f è il momento ribaltante attorno al perno di rotazione P2 o P5 come mostrato in figura 3.18;
- b è la distanza perpendicolare tra il perno di rotazione e l'asse del martinetto;

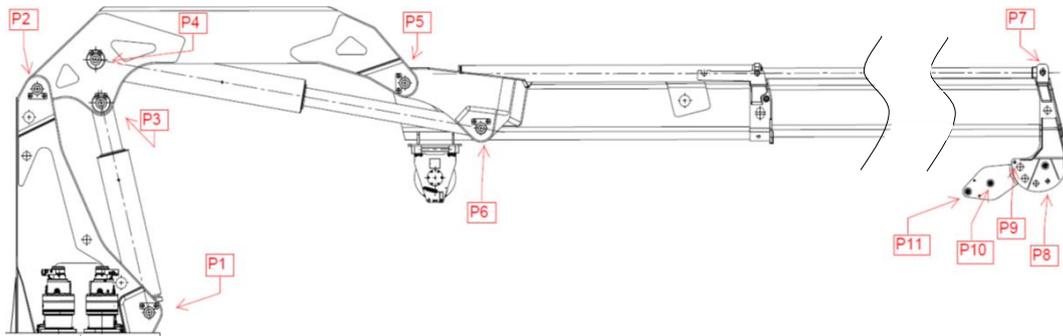


Figura 3.18: Numerazione perni dell'intera macchina

Per i martinetti sfilo la forza di spinta massima necessaria si ha con angolo di brandeggio del braccio massimo ed essa sarà circa pari alla componente, parallela

all'asse del martinetto, del peso del carico e della struttura dei componenti successivi allo stesso.

$$F_m = \left(SWL + \sum P_i \right) \cdot \text{sen}(\gamma)$$

Definito il calcolo delle forze, queste sono state sottoposte ad un processo iterativo in cui vengono variati i parametri dimensionali del martinetto (diametri e spessori della camicia e dello stelo) fino al raggiungimento della soluzione ottimale per il soddisfacimento delle forze richieste, dei limiti di pressione di esercizio (circa 300 bar) e di test (circa 400÷430 bar) e delle verifiche di resistenza del martinetto.

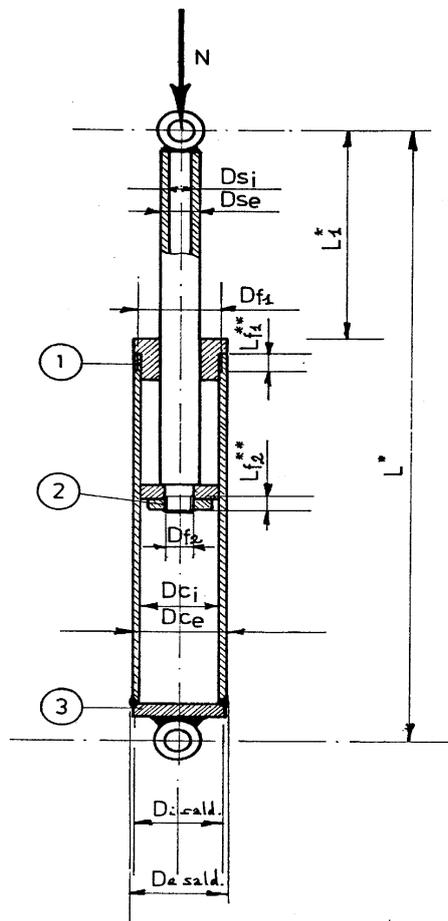


Figura 3.19: Caratteristiche dimensionali del martinetto

Nel seguito si riportano le espressioni per il calcolo dell'area del fondello dello stelo su cui è applicata la spinta e la pressione di esercizio.

$$A_{c,i} = \frac{\pi}{4} \phi_{c,i}^2$$

$$p_e = \frac{F_m}{A_c}$$

La pressione di collaudo è sempre maggiore rispetto a quella di esercizio. La normativa fornisce la relazione che applica una maggiorazione al valore assunto dalla pressione p_e .

$$p_{test} = \begin{cases} 1,5 \cdot p_e & \text{se } p_e \leq 40 \text{ bar} \\ 1,4 \cdot p_e + 4 & \text{se } 40 \text{ bar} < p_e \leq 250 \text{ bar} \\ p_e + 104 & \text{se } p_e > 250 \text{ bar} \end{cases}$$

Le verifiche da effettuare per accertare la resistenza del martinetto riguardano la stabilità a carico di punta dello stelo e analisi degli spessori minimi da assegnare alla camicia del cilindro. Si riportano nel seguito le formule da normativa per la tensione ammissibile σ_{amm} e gli spessori minimi richiesti per la camicia del martinetto ed il fondello dello stelo.

$$\sigma_{amm} = \min \left(\frac{\sigma_y}{1,5} ; \frac{\sigma_r}{2,7} \right)$$

$$s_{c,min} = \left(\frac{p_e * \phi_{c,i}}{2 \cdot \sigma_{amm} - p_e} + 0,75 \right) \leq s_c$$

$$s_{fondello,min} = \phi_{c,i} \cdot \sqrt{\frac{p_e}{300 \cdot \sigma_{amm}}} + 1 \leq s_{fondello}$$

Per la verifica all'instabilità al carico di punta sono, innanzitutto, necessari due parametri, uno geometrico (ρ_s) e l'altro relativo al tipo di attacco del martinetto. Quest'ultimo sarà utile per il calcolo del coefficiente di sicurezza f_n per la suddetta verifica.

$$\rho_s = \sqrt{\frac{I_s}{A_s}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} (\phi_{s,e}^4 - \phi_{s,i}^4)}{\frac{\pi}{4} (\phi_{s,e}^2 - \phi_{s,i}^2)}}$$

$$\beta_g = \begin{cases} 0,8 & \text{cerniera - incastro} \\ 1 & \text{cerniera - cerniera} \end{cases}$$

La pressione generata dalla forza massima a cui è sottoposto il martinetto è definita dalla relazione

$$p_{cr} = \frac{F_m}{A_s}$$

e il coefficiente di sicurezza si può stabilire tramite le seguenti formule

$$f_n = \begin{cases} \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\beta_g \cdot L^*}{\rho_s}\right)^2} \cdot p_{cr} & \text{se } \frac{\beta_g \cdot L^*}{\rho_s} > 110 \\ \frac{\sigma_y - \frac{\sigma_y^2}{4\pi^2 E} \cdot \left(\frac{\beta_g \cdot L^*}{\rho_s}\right)^2}{p_{cr}} & \text{altrimenti} \end{cases}$$

L'analisi di stabilità al carico di punta è verificata se il coefficiente di sicurezza f_n è superiore ad 1,5.

3.3.7 Dimensionamento dei perni

I perni sono elementi strutturali cilindrici che svolgono la funzione di collegamento tra alcuni componenti della gru, come visibile in figura 3.18. Su di essi si scaricano forze elevate, tale per cui risulta fondamentale una loro analisi accurata. Per una migliore redistribuzione delle forze, vengono impiegati dei cuscinetti, generalmente a strisciamento.

Nel caso in esame sono stati impiegati vari tipi di materiali²⁵, tra cui l'acciaio 39NiCrMo3 per i perni, mentre per i cuscinetti con le forze maggiori il bronzo (CuSn12) e per i restanti gli acciai S355J2 ed S690QL. Per ciascuno di questi materiali sono state individuate le tensioni di snervamento e di rottura utili per le analisi di resistenza che vedremo nel seguito.

²⁵ Il bronzo è il materiale più usato (da cui il nome di bronzine) perché è in grado di sopportare carichi elevati in condizioni di scarsa lubrificazione.

Successivamente, sono state determinate le forze gravanti su ciascuno dei perni della macchina. Anche in questo caso si è fatto uso del software HTBasic per la determinazione delle forze²⁶ massime con le diverse configurazioni della macchina analizzate.

Infine, come ultimi dati di input per il dimensionamento, sono state rilevate alcune quote geometriche relative al sistema di collegamento e sono stati definiti, tramite processo iterativo fino al soddisfacimento delle verifiche di resistenza necessarie, i diametri necessari dei perni.

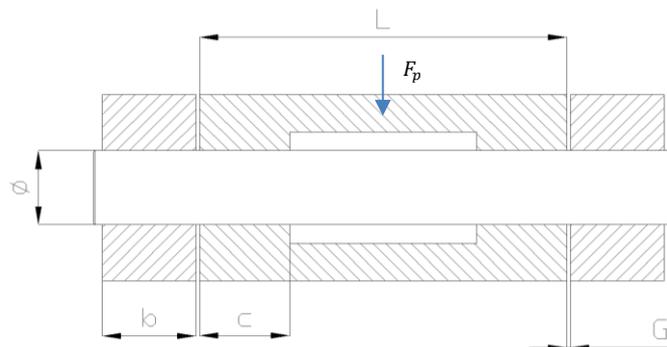


Figura 3.20 :schema dimensionale del Sistema perno

Verifiche

La verifica della resistenza del perno richiede la valutazione del momento flettente e delle forze di taglio a cui è sottoposto. Il momento flettente dipende dal tipo di distribuzione (triangolare, uniforme, distribuzioni particolari) che si genera sul perno. Ciò è legato alla diversa tipologia di giunzioni che si possono realizzare, per il collegamento di due elementi, tramite l'ausilio di un perno. Nel caso studiato sono state assunte distribuzioni triangolari per tutti i perni da P1 a P7 e distribuzioni particolari per i restanti perni.

²⁶ Il calcolo è facilmente riproducibile considerando equilibri di momento attorno a ciascun perno e per ogni configurazione

$$M_A = \begin{cases} \frac{F_p}{2} \cdot \left(\frac{b}{3} + G + \frac{c}{3} \right) & \text{se distribuzione triangolare} \\ \frac{F_p}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + G + \frac{c}{2} \right) & \text{se distribuzione uniforme} \\ \frac{F_p}{2} \cdot \left(\frac{b}{3} + \frac{L}{2} \right) & \text{altrimenti} \end{cases}$$

Il taglio, invece, sarà dovuta alla semi-forza agente sul perno in quanto questa viene redistribuita sui due appoggi.

Le relative tensioni saranno

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W} = \frac{M_A}{\frac{\pi}{32} \phi^3}$$

$$\tau_{amm} = 0,58 \cdot \sigma_{amm}$$

$$\tau_A = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_p}{2 \cdot A_p} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_p}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \phi^2} < \tau_{amm} \quad (\text{verifica})$$

$$\sigma_{amm} = \begin{cases} 0,41 \cdot 0,67 \cdot (\sigma_r + \sigma_y) & \text{se } \frac{\sigma_y}{\sigma_r} > 0,7 \\ 0,67 \cdot \sigma_y & \text{altrimenti} \end{cases}$$

La verifica sulla tensione ideale è stata fatta con il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3\tau_A^2} < \sigma_{amm}$$

Nel seguito si riportano ulteriori verifiche sulla pressione specifica sui perni e sui cuscinetti (internamente ed esternamente) riportate in normativa:

- Perni

$$\sigma_p = \begin{cases} \frac{F_p}{2 \cdot \phi \cdot \min(b; c)} & \text{se distribuzione uniforme} \\ \frac{F_p}{\phi \cdot \min(b; c)} & \text{altrimenti} \end{cases}$$

$$\sigma_p < 0,9 \cdot \sigma_r \quad (\text{verifica})$$

- Cuscinetto esterno

$$\sigma_p = \begin{cases} \frac{F_p}{\phi \cdot b} & \text{se distribuzione uniforme} \\ \frac{F_p}{2 \cdot \phi \cdot b} & \text{altrimenti} \end{cases}$$

$$\sigma_p < 0,9 \cdot \sigma_r \quad (\text{verifica})$$

- Cuscinetto interno

$$\sigma_p = \begin{cases} \frac{F_p}{\phi \cdot c} & \text{se distribuzione triangolare} \\ \frac{F_p}{2 \cdot \phi \cdot b} & \text{se distribuzione uniforme} \\ / & \text{altrimenti} \end{cases}$$

$$\sigma_p < 0,9 \cdot \sigma_r \quad (\text{verifica})$$

3.3.8 Analisi del sistema di rotazione

I riduttori epicicloidali sono progettati per realizzare la trasmissione di potenza di macchine operatrici. Essi possono essere collegati direttamente o indirettamente ad un motore di tipo elettrico o idraulico.

La scelta della taglia del motoriduttore ricade sui parametri dinamici necessari, come la trasmissione di coppia, per il corretto funzionamento dell'impianto. Infatti, il motoriduttore deve assicurare la coppia richiesta per il funzionamento dell'impianto garantendo, allo stesso tempo, capacità resistive elevate. Ciò implica, però, l'esecuzione di altre verifiche relative alle forze massime a cui possono essere sottoposti i denti dell'ingranaggio.

Per prima cosa, occorre definire il problema a partire dai dati in ingresso. Tra questi bisogna, innanzitutto, definire una classe di utilizzo del motoriduttore, cioè la durata complessiva richiesta.

Tabella 3.9 : Classi di utilizzo

Symbol	Total duration of use T (h)			
T0		T	≤	200
T1	200	<	T	≤ 400
T2	400	<	T	≤ 800
T3	800	<	T	≤ 1600
T4	1 600	<	T	≤ 3200
T5	3 200	<	T	≤ 6300
T6	6 300	<	T	≤ 12 500
T7	12 500	<	T	≤ 25 000
T8	25 000	<	T	≤ 50 000
T9	50 000	<	T	

Nel caso specifico è stata impiegata una classe di utilizzo T3 ($h_r = 1600$ h). Questo dato tornerà utile per la determinazione della coppia effettiva a cui può essere sottoposto il motoriduttore e che, necessariamente, dovrà essere maggiore rispetto alla coppia richiesta durante il funzionamento continuo della macchina.

A questo punto va definita la velocità di rotazione che si vuole avere in fase di rotazione della struttura sovrastante alla ralla. Per gru di tipo foldable di taglia non eccessiva, generalmente, le velocità di rotazione sono circa $0,5 \div 1,5$ rpm a seconda delle richieste del cliente. Nel caso in esame si è scelta una rotazione di 1 rpm. Noti i parametri geometrici del modello di ralla impiegata (tabella 3.10), ricavati da catalogo, e le dimensioni del pignone da calettare sull'albero del motoriduttore (figura 3.21) è stato possibile determinare il rapporto di trasmissione richiesto dall'accoppiamento ralla-riduttore con la seguente formula.

$$\tau_m = \frac{Z_{ralla}}{Z_{pignone}}$$

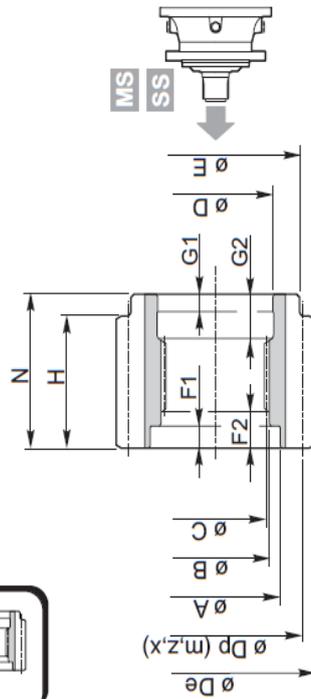
Tabella 3.10: Dati geometrici della ralla modello I.2.120-412

RALLA		
COSTR:	ROTHERDE (METAL. ROSSI)	
MOD:	I.2.120-412	
ANGOLO DI PRES. θ	20	[°]
MODULO m:	10	[/]
NUM DENTI Z:	98	[/]
CORREZIONE X_m :	0	[/]
F TANG. MASSIMA:	137,8	[kN]
\varnothing PRIMITIVA:	980,00	[mm]
\varnothing PRIMITIVA CORR.	980,00	[mm]



810

IT EN DE FR ES PT



Materiale / Material / Material
 Matériau / Material / Material
 Acciaio / Steel / Stahl / Acier / Acero / Aço
 39NiCrMo3 UNI 7845 (1.6511)
 Trattamento termico:
 Tempra ad induzione secondo UNI 10932 su scanalato interno
 Heat treatment:
 Induction hardening according to UNI 10932 on internal spline
 Wärmebehandlung:
 Induktionshärtung nach UNI 10932 an interner Nut
 Traitement thermique:
 Trempe par induction conformément à la norme UNI 10932 sur cannelé interne
 Tratamiento térmico:
 Temple por inducción según UNI 10932 en acanalado interno
 Trattamento térmico:
 Tempra por indução segundo UNI 10932 sobre ranhuras internas

	A	B	C	D	E	F1	F2	G1	G2	N	m	z	x	H	Dp	De	Code
MS SS	85	72 H7	DIN5482 A70x64	70 H7	90	7.5	16	10	30	93	8	17	0	85	136	149.5	154-2290
	85	72 H7	DIN5482 A70x64	70 H7	90	7.5	16	10	30	93	10	13	0.4	85	130	157	154-3249
	85	72 H7	DIN5482 A70x64	70 H7	90	7.5	16	10	30	93	10	14	0	85	140	156	154-3247
	85	72 H7	DIN5482 A70x64	70 H7	90	7.5	16	10	30	93	10	15	0.7	85	150	179	154-2291

Figura 3.21: Dati tecnici pignone

Un ulteriore parametro legato alle condizioni di servizio della macchina e

necessario per la scelta del motoriduttore è il fattore di servizio f_s . Esso è un coefficiente moltiplicativo della coppia richiesta in uscita al riduttore, che tiene conto del tipo di servizio, della frequenza di avviamento e del numero di ore di funzionamento giornaliero. È possibile ottenere il valore del fattore di servizio dalla tabella 3.11, che nel caso in esame è stato preso pari a 1,1.

Tabella 3.11: Fattore di servizio

f_s		U Uniforme Gleichmäßig			M Moderato Gemäßigt			H Pesante Schwer		
		Ore di funzionamento giornaliero / Hours of operation per day / Betriebsstunde pro Tag								
		<1	1 ÷ 8	8 ÷ 24	<1	1 ÷ 8	8 ÷ 24	<1	1 ÷ 8	8 ÷ 24
N° avviamenti/ora No. of start-ups/hour Anzahl Startvorgänge/ Stunde	< 6	0.7	0.9	1.1	0.9	1.1	1.3	1	1.3	1.7
	6 ÷ 60	0.9	1.2	1.4	1.1	1.4	1.6	1.4	1.7	2
	> 60	1.2	1.5	1.7	1.4	1.7	2	1.7	2.1	2.5

Il calcolo della coppia (non corretta) richiesta in uscita al motoriduttore è desumibile direttamente dal momento torcente applicato alla ralla. Dichiarato il rendimento meccanico della trasmissione (in genere molto elevato) l'espressione che ci consente di definire tale coppia è

$$T_r = \frac{M_t}{n_{motoriduttori} \cdot \tau_m \cdot \eta_m}$$

Questa verrà corretta con il fattore di servizio con la formula

$$T_c = T_r \cdot f_s$$

La taglia del riduttore da impiegare dovrà quindi presentare una coppia nominale superiore alla coppia corretta precedentemente calcolata.

Tabella 3.12: Taglie e rispettive coppie nominali dei riduttori

Grandezza / Size / Größe Grandeur / Talla / Grandeza	T_{2n} [Nm]	Pag. / Page / Seite Page / Pag. / Pag.
65	680	B4
105	850	B14
110	1000	B26
210	1650	B38
310	2600	B50
510	4800	B64
710	5300	B78
810	8500	B92
1010	13500	B106
1700	18100	B120

Dalla precedente tabella è stato selezionato il riduttore modello 810.

Tabella 3.13: Dati tecnici motoriduttore RR810

MOTORIDUTTORE		
COSTR:	REGGIANA RIDUTTORI	
MOD:	RR810	
ANGOLO DI PRES. Θ	20	[°]
MODULO:	10	[/]
NUM DENTI Z:	15	[/]
CORREZIONE X_m :	0,7	[/]
COPPIA DI FUNZIONAMENTO	8,53	[kN m]
COPPIA MAX:	14,50	[kN m]
FRENO RF1/1700	1,7	[kN m]
i eff.	6,43	[-]
\emptyset PRIMITIVA:	150,00	[mm]
\emptyset PRIMITIVA CORR.	151,40	[mm]

La coppia effettiva garantita dal riduttore in funzionamento continuo si può rilevare tramite interpolazione dei dati in tabella 3.13 con un rapporto di trasmissione che nel caso studiato è 6.43 e per un fattore di durata f_h pari a

$$f_h = n_1 \cdot h_r = 10453$$

Tabella 3.14: Dati tecnici motoriduttore RR810

i	T ₂ [Nm]						n _{1max} [min ⁻¹]	T _{2max} [Nm]	P _t [kW]
	n ₂ x h								
1/...	10000 (10 ⁴)	25000 (2.5 · 10 ⁴)	50000 (5 · 10 ⁴)	100000 (10 ⁵)	500000 (5 · 10 ⁵)	1000000 (10 ⁶)			
3.92	11560	10700	10560	10410	7540	6120	3000	14500	35
4.30	11230	10350	10210	9800	7530	6120			
5.47	10400	8900	7830	7300	6620	5940			
6.43	8580	7240	6360	6080	5510	5280			
7.90	5550	4680	4220	4050	3670	3510			
8.60	4850	4080	3730	3570	3230	3100			

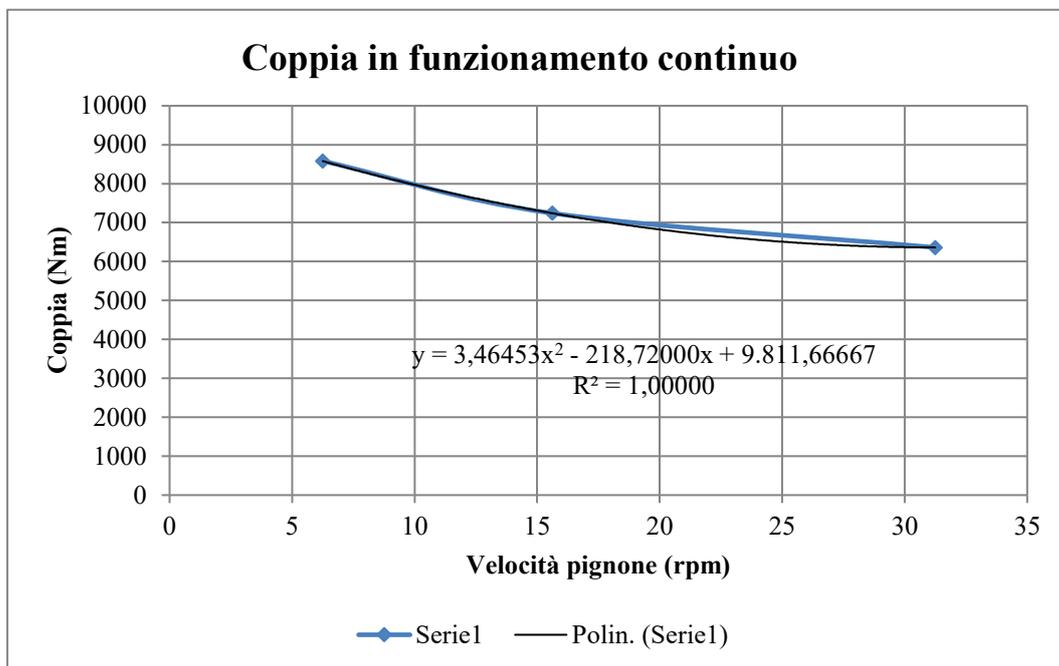


Figura 3.22: Interpolazione della coppia di funzionamento effettiva

Questa coppia, durante il funzionamento della macchina, non deve mai superare la coppia max sopportabile dal motoriduttore.

Passo successivo dell'analisi è la verifica delle forze di contatto sui denti. Nota la coppia da trasmettere si determina la forza tangenziale applicata al dente tramite la seguente relazione

$$F_t = \frac{T_r}{\frac{\Phi_{c,motoriduttore}}{2}}$$

Con l'angolo di pressione risulta facile definire la forza totale e radiale sul dente:

$$F_{tot} = \frac{F_t}{\cos(\theta)}$$

$$F_r = F_{tot} \cdot \sin(\theta)$$

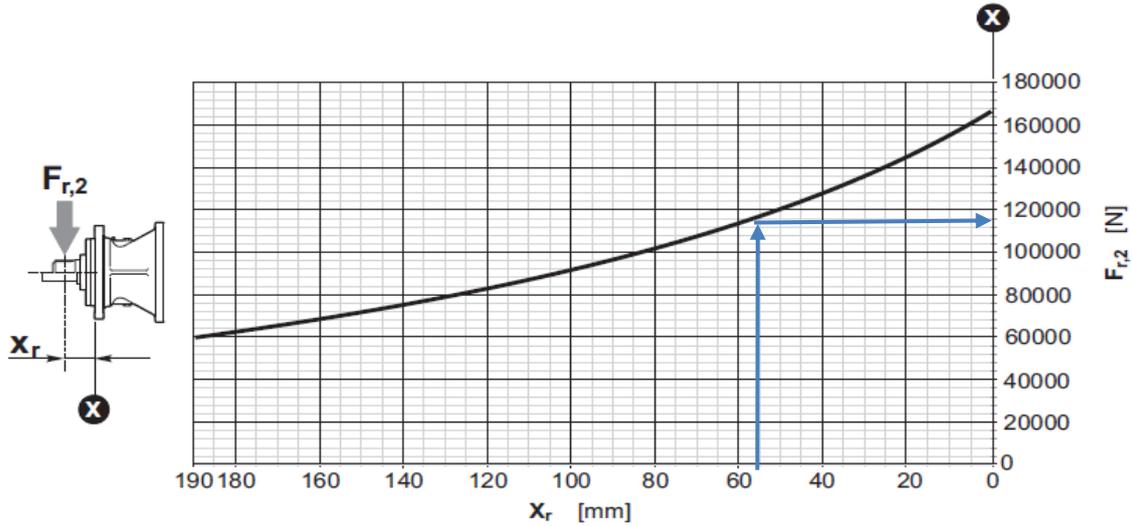


Figura 3.23: Curva della forza radiale massima non corretta

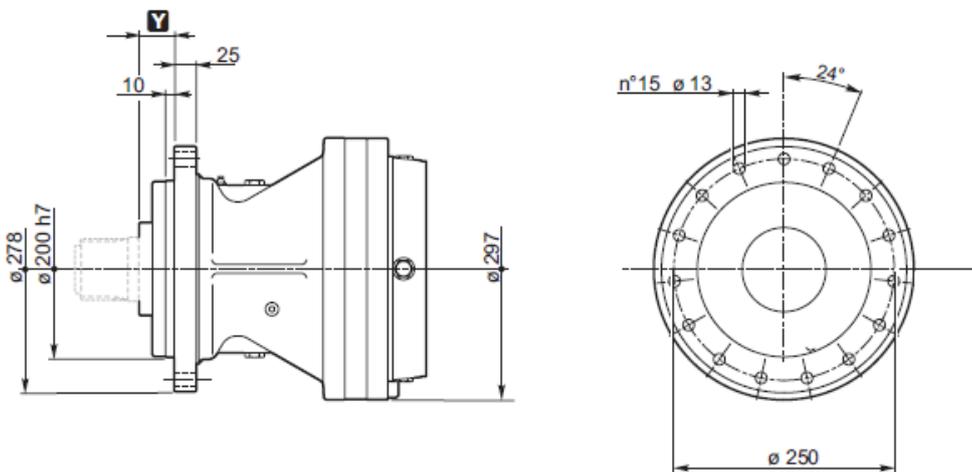


Figura 3.24: Schema dimensionale del motoriduttore RR810

La forza radiale massima sopportabile dal motoriduttore viene stabilita dal grafico in figura 3.23 nota la distanza x_r , facilmente misurabile dalle dimensioni del pignone rappresentate in figura 3.21 e del motoriduttore scelto (figura 3.24).

La procedura richiede, inoltre, di correggere questa forza con un fattore moltiplicativo $k_{r,2}$ tramite la seguente espressione

$$F_{tot, supporto} = F_{r,2} \cdot k_{r,2}$$

Il fattore $k_{r,2}$ è desumibile dalla curva (figura 3.25) presa da catalogo per il motoriduttore scelto.

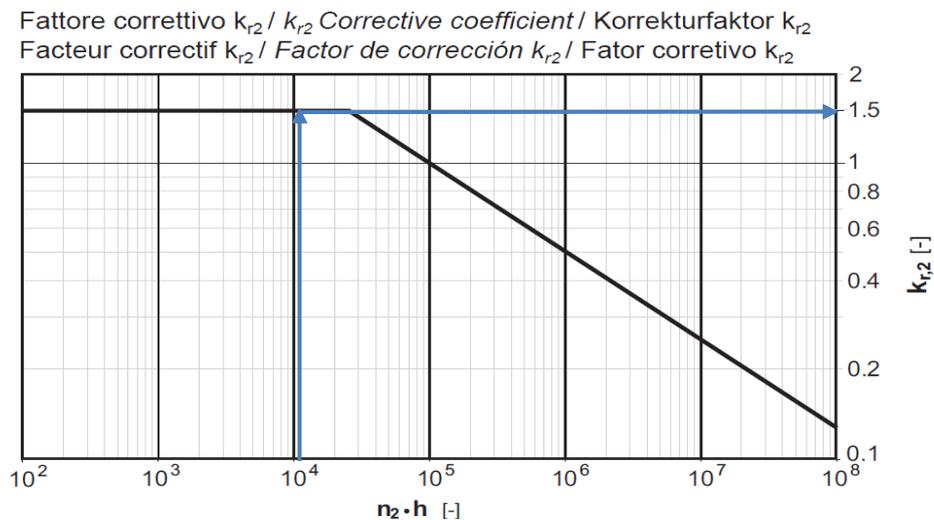


Figura 3.25: Fattore di correzione della forza massima applicata sul riduttore

In ultima analisi, è possibile valutare la coppia frenante richiesta che dipenderà dal numero di motoriduttori impiegati.

$$T_{f, richiesta} = \begin{cases} 1,5 \cdot T_r & \text{se } n_{motoriduttori} < 2 \\ 1,3 \cdot T_r & \text{altrimenti} \end{cases}$$

La coppia frenante disponibile dipenderà dal tipo di freno applicabile al motoriduttore e dal rapporto di trasmissione. La scelta, eseguita da tabella 3.15, ricadrà su una coppia frenante tale per cui, la coppia frenante disponibile ($T_{f, disponibile}$), data dalla relazione

$$T_{f, disponibile} = T_{freno} \cdot \tau_m$$

risulti maggiore rispetto a quella richiesta.

Tabella 3.15: Freni per riduttore RR810

RF170÷290	CFG ①	T _f [Nm]	CFG ②		
			C		
			code	X3	X4
RR810	RF	1700	154B9766M4	431 (M...) 314 (FS) 485 (S...)	—
		2000	154B9767M4		
		2300	154B9768M4		
		2900	154B9769M4		

Verifiche

- Verifica dentatura della ralla (carico max)

$$F_t < F_{t,max}$$

- Verifica supporto (carico max)

$$F_{tot} < F_{tot,supporto}$$

- Verifica coppia massima riduttore

$$T_r < T_{max}$$

- Verifica coppia frenante disponibile

$$T_{f,richiesta} < T_{f,disponibile}$$

4 VERIFICA DEI COMPONENTI STRUTTURALI

4.1 Verifica a fatica

I componenti delle macchine se soggetti a carichi variabili nel tempo presentano rotture precoci a fatica anche per carichi inferiori rispetto a quelli che inducono la plasticizzazione nelle aree più sollecitate.

La fatica è un fenomeno di danneggiamento progressivo dovuto all'estendersi delle microlesioni presenti nel materiale. Tra i fattori che contribuiscono ad una possibile rottura a fatica vi sono:

- resistenza statica del materiale;
- frequenza di oscillazione degli sforzi;
- autotensioni;
- dimensione dei pezzi;
- stato superficiale;
- corrosione;
- intagli e picchi di tensione;

La resistenza a fatica di un elemento è strettamente legata al periodo di utilizzo. A tal fine la norma FEM 1.001 classifica i meccanismi in 8 gruppi designati rispettivamente dai simboli A1, A2, ..., A8 sulla base di 10 classi di utilizzo e quattro classi di spettro di carico.

Tabella 4.1: Classi dei meccanismi secondo FEM 1.001

Load spectrum class	Class of utilization									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Ulteriore classificazione dei meccanismi catalogati da A1 ad A8 viene realizzata in base al tipo di applicazione a cui è destinato il meccanismo stesso, come riportato in tabella 4.2.

Tabella 4.2: Classificazione in base al tipo di applicazione

Type of appliance		Particulars concerning nature of use (1)	Appliance group (see 2.1.2.4.)
Reference	Designation		
1	Hand-operated appliances		A1 - A2
2	Erection cranes		A1 - A2
3	Erection and dismantling cranes for power stations, machine shops, etc.		A2 - A4
4	Stocking and reclaiming transporters	Hook duty	A5
5	Stocking and reclaiming transporters	Grab or magnet	A6 - A8
6	Workshop cranes		A3 - A5
7	Overhead travelling cranes, pigbreaking cranes, scrapyards cranes	Grab or magnet	A6 - A8
8	Ladle cranes		A6 - A8
9	Soaking-pit cranes		A8
10	Stripper cranes, open-hearth furnace-charging cranes		A8
11	Forge cranes		A6 - A8
12.a	Bridge cranes for unloading, bridge cranes for containers	Hook or spreader duty	A5 - A6
12.b	Other bridge cranes (with crab and/or slewing jib crane)	Hook duty	A4
13	Bridge cranes for unloading, bridge cranes (with crab and/or slewing jib crane)	Grab or magnet	A6 - A8
14	Drydock cranes, shipyard jib cranes, jib cranes for dismantling	Hook duty	A3 - A5
15	Dockside cranes (slewing, on gantry), floating cranes and pontoon derricks	Hook duty	A5 - A6
16	Dockside cranes (slewing, on gantry), floating cranes and pontoon derricks	Grab or magnet	A6 - A8
17	Floating cranes and pontoon derricks for very heavy loads (usually greater than 100 t)		A2 - A3
18	Deck cranes	Hook duty	A3 - A4
19	Deck cranes	Grab or magnet	A4 - A5
20	Tower cranes for building		A3 - A4
21	Derricks		A2 - A3
22	Railway cranes allowed to run in train		A4

Nel caso di impianti di sollevamento con gancio per la movimentazione di carichi pesanti la norma assegna due classi specifiche (A3 - A4) che dipendono essenzialmente dalla vita utile dell'impianto (tabella 4.3) e dalle classi di spettro (tabella 4.4).

Tabella 4.4: Numero di cicli di funzionamento

Symbol	Total duration of use (number n_{max} of hoisting cycles)			
U0			$n_{max} \leq$	16 000
U1	16 000	<	$n_{max} \leq$	32 000
U2	32 000	<	$n_{max} \leq$	63 000
U3	63 000	<	$n_{max} \leq$	125 000
U4	125 000	<	$n_{max} \leq$	250 000
U5	250 000	<	$n_{max} \leq$	500 000
U6	500 000	<	$n_{max} \leq$	1 000 000
U7	1 000 000	<	$n_{max} \leq$	2 000 000
U8	2 000 000	<	$n_{max} \leq$	4 000 000
U9	4 000 000	<	n_{max}	

Tabella 4.3: Classi di spettro

Symbol	Spectrum factor k_p			
Q1			$k_p \leq$	0,125
Q2	0,125	<	$k_p \leq$	0,250
Q3	0,250	<	$k_p \leq$	0,500
Q4	0,500	<	$k_p \leq$	1,000

Con vita utile di un meccanismo s'intende il periodo di tempo durante il quale il dispositivo è in esercizio. Il tempo totale di utilizzo è un valore guida, espresso in numero di cicli di funzionamento, al termine del quale bisogna provvedere alla sostituzione del dispositivo. Le classi di spettro tengono conto, invece, dello spettro di carico che andrà a caratterizzare l'impianto durante l'intera vita utile, cioè la distribuzione di carico sollevato nel periodo considerato. Nel caso in esame è stato assunto un numero di cicli pari a 125000 (U3) ed una classe di spettro moderata (Q3 con $k_p = 0.5$).

Stabiliti questi parametri è possibile applicare la procedura della normativa EN 13001-3-1 per la verifica a fatica di componenti strutturali secondo cui occorre valutare, innanzitutto, il fattore s_m , che tiene conto dello storico dello stress a cui è stato sottoposto l'impianto, attraverso la seguente relazione

$$s_m = v \cdot k_p$$

con

$$v = \frac{N_t}{N_{ref}}$$

che tiene conto del rapporto tra il numero di cicli di riferimento N_{ref} ($2 \cdot 10^6$ cicli) e il numero di cicli di funzionamento totali della macchina N_t .

Tabella 4.5: Fattore di stress

Class	Stress history parameter s_3											
S02	0,001 < s_3 ≤ 0,002											
S01	0,002 < s_3 ≤ 0,004											
S0	0,004 < s_3 ≤ 0,008											
S1	0,008 < s_3 ≤ 0,016											
S2	0,016 < s_3 ≤ 0,032											
S3	0,032 < s_3 ≤ 0,063											
S4	0,063 < s_3 ≤ 0,125											
S5	0,125 < s_3 ≤ 0,250											
S6	0,250 < s_3 ≤ 0,500											
S7	0,500 < s_3 ≤ 1,000											
S8	1,000 < s_3 ≤ 2,000											
S9	2,000 < s_3 ≤ 4,000											
NOTE The classes S01 and S02 do not exist in EN 13001-1 but may be used.												
Class	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
s_3	0,002	0,004	0,008	0,016	0,032	0,063	0,125	0,25	0,5	1,0	2,0	4,0
NOTE Values of stress history parameter s_3 shown above are the upper limit values of ranges shown in Table 10.												

A questo punto l'analisi è rivolta alla valutazione delle tensioni che entrano in gioco nel problema. La norma asserisce che, per effettuare la verifica, bisogna definire la resistenza a fatica relativa al numero di cicli di riferimento ($\Delta\sigma_c$ e $\Delta\tau_{Rd}$) tramite la seguente espressione

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \cdot \sqrt[m]{S_m}}$$

$$\Delta\tau_{Rd} = \frac{\Delta\tau_c}{\gamma_{mf} \cdot \sqrt[m]{S_m}}$$

dove

- γ_{mf} (fattore specifico di resistenza alla fatica) si determina dalla tabella 4.6;
- Il fattore m tiene conto della pendenza della curva di resistenza alla fatica;
- $\Delta\sigma_c$ e $\Delta\tau_c$ rappresentano gli intervalli di sollecitazione di progetto assunti in base al tipo di materiale scelto;

Tabella 4.6: Fattore specifico di resistenza alla fatica

Accessibility	Fail-safe components	Non fail-safe components	
		without hazards for persons	with hazards for persons
Accessible joint detail	1,0	1,10	1,20
Joint detail with poor accessibility	1,05	1,15	1,25

„Fail-safe” structural components are those with reduced consequences of failure, such that a local failure does not result in failure of the structure or falling of the load.

Non „fail-safe” structural components are those where a local failure can lead to failure of the structure or falling of the load.

Il fattore m e i valori di resistenza a fatica caratteristica $\Delta\sigma_c$ e $\Delta\tau_c$ vanno desunti dalle tabelle presenti sul testo ufficiale della normativa (si riportano nel seguito le sole tabelle utili a questa progettazione). Essi dipendono dal tipo di connessioni, saldature e materiali impiegati per la realizzazione dei vari componenti della gru.

Tabella 4.7: Elementi saldati

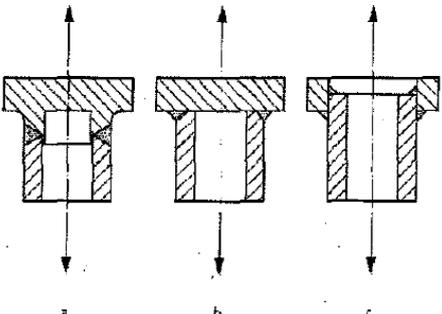
Detail No.	$\Delta\sigma_c$ $\Delta\tau_c$ N/mm ²	Constructional detail	Requirements	
3.33	$m = 3$	 <p>Tubes under axial and bending loads, normal stresses calculated in the tube</p>	Basic conditions: — quality level C — groove weld fully penetrated — fillet weld thickness $a > 0,7$ tube thickness — flange thickness greater than two times tube thickness (for middle figure)	
		80	Butt weld, cylindrical tube (case a)	Special conditions: — quality B +1 NC
		63	Groove weld, cylindrical tube (case b)	— quality B +2 NC
		56	Groove weld, rectangular tube (case b)	
		45	Double fillet weld, cylindrical tube (case c)	
		40	Double fillet weld, rectangular tube (case c)	

Tabella 4.8: Materiale di base degli elementi strutturali

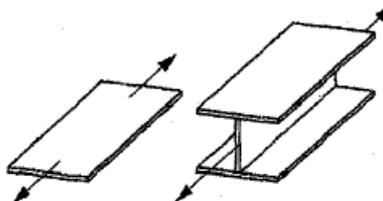
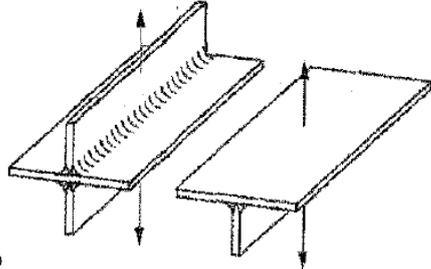
Detail No.	$\Delta\sigma_c$ $\Delta\tau_c$ N/mm ²	Constructional detail	Requirements
1.1	250	$500 < f_y \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> — Surface condition in accordance with EN 10163 (all parts) classes A3 or D3 — Surface roughness $R_z \leq 20\mu\text{m}$ — Edges machined or no free edges
	280	$650 < f_y \leq 900$	
	315	$900 < f_y$	
1.2	$m = 5$	 <p>Edges in plates, flat bars, rolled profiles under normal stresses</p>	General requirements: <ul style="list-style-type: none"> — Rolled surfaces — Thermal cut edges — No geometrical notch effects (e.g. cutouts) — Surface roughness values before surface treatment such as shot blasting
	140	Independent of f_y	<ul style="list-style-type: none"> — Surface condition in accordance with EN 10163 (all parts) classes A1 or C1 (repair welding allowed) — Edge quality in accordance with Table 5 Range 3 of EN ISO 9013:2002
	140	$180 \leq f_y \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> — Edge quality in accordance with Table 5 Range 3 of EN ISO 9013:2002 — Surface condition in accordance with EN 10163 (all parts) classes A3 or C3
	160	$220 < f_y \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> — Surface roughness $R_z \leq 100\mu\text{m}$ — Machine controlled cutting — Plate surface roughness $R_z \leq 60\mu\text{m}$ and edge quality in accordance with Table 5 Range 2 of EN ISO 9013:2002 +1 NC
	180	$500 < f_y$	
	160	$180 \leq f_y \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> — Edge quality in accordance with Table 5 Range 1 of EN ISO 9013:2002
	180	$220 < f_y \leq 320$	
	200	$320 < f_y \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> — Surface condition in accordance with EN 10163 (all parts) classes A3 or C3
	225	$500 < f_y \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> — Plate surface roughness $R_z \leq 20\mu\text{m}$
	250	$650 < f_y \leq 900$	<ul style="list-style-type: none"> — Mill scale removed before cutting
	280	$900 < f_y$	<ul style="list-style-type: none"> — Machine controlled cutting

Tabella 4.9: Elementi saldati

Detail No.	$\Delta\sigma_c$ $\Delta\tau_c$ N/mm ²	Constructional detail	Requirements	
3.8	m = 3	 <p> E3 E4 </p> <p>Cross or T-Joint, groove weld, normal stress across the weld</p>	<p>Basic conditions:</p> <ul style="list-style-type: none"> — continuous weld — full penetration weld <p>Special conditions:</p> <ul style="list-style-type: none"> — automatic welding, no initial points + 1 NC — welding with restraint of shrinkage - 1 NC 	
		112		K-weld, quality level B*
		100		K-weld, quality level B
		80		K-weld, quality level C
		71		V-weld with backing, quality level C

Infine, sono state rilevate da HTBasic le tensioni massime e minime, in diverse configurazioni del braccio, applicate alle sezioni studiate (presenti in figura 3.1) per il dimensionamento dei vari elementi costituenti la gru.

$$\Delta\sigma_{Sd} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

$$\Delta\tau_{Sd} = \tau_{max} - \tau_{min}$$

Verifiche

$$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$$

$$\Delta\tau_{Sd} \leq \Delta\tau_{Rd}$$

$$\left(\frac{\gamma_{mf} \cdot \Delta\sigma_{Sd}}{\Delta\sigma_c}\right)^m \cdot s_m + \left(\frac{\gamma_{mf} \cdot \Delta\tau_{Sd}}{\Delta\tau_c}\right)^m \leq 1$$

4.1.1 Verifica di resistenza all'imbozzamento

La prova della stabilità elastica è fatta per dimostrare che elementi o componenti strutturali, tra cui i semilavorati che andranno a costituire i vari componenti del braccio meccanico, non perdano la loro stabilità a causa della deformazione laterale prodotta unicamente da forze di compressione o altre sollecitazioni che

generano tensioni di compressione. L'azione di compressione su un componente del braccio della gru non è uniforme ma dipende dal semilavorato che si sta considerando. Infatti, la distribuzione delle tensioni sull'elemento è differente a seconda del punto che si sta considerando. La sollecitazione dovrà, quindi, essere determinata sia a seconda del semilavorato considerato sia in base al punto della lamiera in esame. La normativa EN 13001-3-1 riporta la procedura di verifica che tiene conto delle valutazioni delle tensioni sul lato inferiore e superiore della piastra.

Per la determinazione di queste tensioni si è fatto ricorso, ancora una volta, all'impiego del software HTBasic che fornisce le tensioni relative alle piastre costituenti di ciascun elemento del braccio. Per ciascuna di queste piastre, sono state valutate le tensioni superiormente ed inferiormente tramite le seguenti relazioni:

1. Pannelli inferiori

$$\sigma_{sup} = \sigma_{inf,sez}$$

$$\sigma_{inf} = \sigma_{inf,sez} \cdot \left(\frac{\frac{H}{2} - y_2}{\frac{H}{2}} \right) + \sigma_{sin,sez}$$

2. Pannelli laterali

$$\sigma_{sup} = \sigma_{sup,sez} \cdot \left(\frac{\frac{H}{2} - y_1}{\frac{H}{2}} \right) + \sigma_{sin,sez}$$

$$\sigma_{inf} = \sigma_{inf,sez} \cdot \left(\frac{\frac{H}{2} - y_1}{\frac{H}{2}} \right) + \sigma_{sin,sez}$$

Tuttavia, nel caso in esame, è sufficiente limitarsi allo studio dei soli pannelli inferiori e laterali poichè quelli soggetti alla maggiore sollecitazione viste le condizioni di carico dichiarate nel terzo capitolo. Come si nota dalle relazioni precedenti, però, il calcolo della σ_{sup} e σ_{inf} richiede la conoscenza delle tensioni

su tutti i pannelli del blocco scatolare saldato di ciascuno elemento del braccio della macchina. Inoltre, la correzione richiede anche alcuni parametri geometrici,

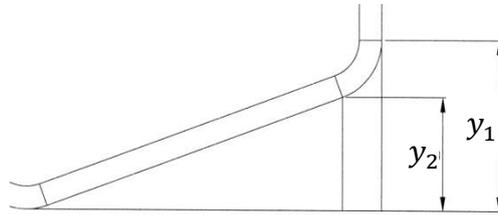


Figura 4.1: Dimensioni y_1 e y_2

rappresentati in figura 4.1, della sezione²⁷ considerata.

Tutti i parametri dimensionali a cui si è fatto ricorso per la verifica all'imbozzamento sono riportati in tabella 4.10.

Tabella 4.10: Dimensioni delle sezioni

Elemento	H (mm)	B (mm)	S (mm)	y1	y2
1° Braccio	270	420	15	0	0
2° Braccio	424	264	12	74,5	52,5
1° Sfilo	384	234	10	66,5	46
2° Sfilo	348	208	10	60,5	40
3° Sfilo	312	182	8	53	35
4° Sfilo	280	160	6	47	30

Per le piastre non irrigidite da altri rinforzi, come nervature o piastre aggiuntive locali, è necessario valutare la tensione di riferimento σ_e (o tensione limite di progetto), la quale assicura che non si verifichi alcuna deformazione delle piastre stesse, tramite la relazione

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{s_p}{h_p} \right)^2$$

dove si tiene conto del coefficiente di poisson $\nu = 0,33$ e del modulo di Young E .

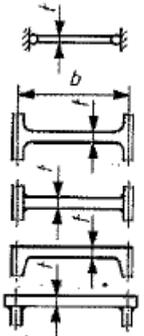
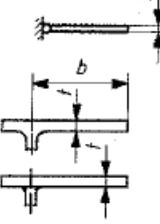
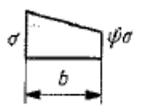
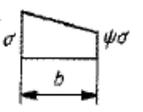
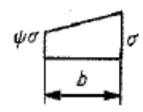
²⁷ Per la sezione del braccio si è fatto riferimento alla sezione equivalente rettangolare già discussa in fase di dimensionamento. Per la sezione rettangolare i parametri y_1 e y_2 sono nulli.

Questa tensione risulta utile per la determinazione del fattore λ_x che indica il grado di snellezza della piastra analizzata associata alle tensioni di compressione.

$$\lambda_x = \sqrt{\frac{\sigma_y}{k_{\sigma_x} \cdot \sigma_e}}$$

con k_{σ_x} (fattore di instabilità) desumibile direttamente dalla tabella estratta dalla normativa EN 13001-3-1.

Tabella 4.11: Fattore di instabilità k_{σ_x}

		Case 1	Case 2	
		Supported along all four edges	Supported along both loaded (end) edges and along only one longitudinal edge.	
1	Type of support			
2	Stress distribution			
3	$\psi = 1$	4	0,43	
4	$1 > \psi > 0$	$\frac{8,2}{\psi + 1,05}$	$\frac{0,578}{\psi + 0,34}$	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$
5	$\psi = 0$	7,81	1,70	0,57
6	$0 > \psi > -1$	$7,81 - 6,29\psi + 9,78\psi^2$	$1,70 - 5\psi + 17,1\psi^2$	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$
7	$\psi = -1$	23,9	23,8	0,85
8	$\psi < -1$	$5,98 \times (1 - \psi)^2$	23,8	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$

Il fattore di instabilità k_{σ_x} , applicato alle tensioni normali, è legato alla distribuzione di tensione ψ a cui vengono sottoposte le piastre di un elemento.

$$\psi = \begin{cases} \frac{\sigma_{sup}}{\sigma_{inf}} & \text{se } \sigma_{sup} < 0; \sigma_{inf} < 0; |\sigma_{inf}| > |\sigma_{sup}| \\ \frac{\sigma_{inf}}{\sigma_{sup}} & \text{se } \sigma_{sup} < 0; \sigma_{inf} < 0; |\sigma_{inf}| \leq |\sigma_{sup}| \\ \frac{\sigma_{inf}}{\sigma_{sup}} & \text{se } \sigma_{sup} < 0; \sigma_{inf} \geq 0 \\ \text{pannello non sollecitato} & \text{se } \sigma_{sup} > 0; \sigma_{inf} \geq 0 \\ \frac{\sigma_{sup}}{\sigma_{inf}} & \text{se } \sigma_{sup} > 0; \sigma_{inf} < 0 \end{cases}$$

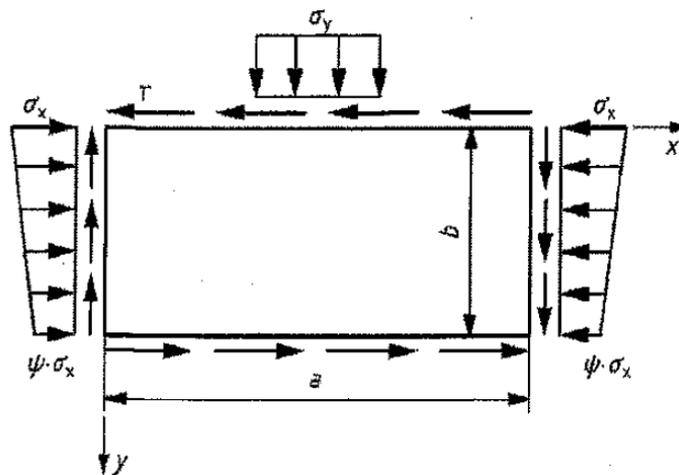


Figura 4.2: Distribuzione delle tensioni sulla piastra

Analogamente, va determinato il fattore di snellezza λ_τ che verrà associato, invece, alle tensioni di taglio.

$$\lambda_\tau = \sqrt{\frac{\sigma_y}{k_\tau \cdot \sigma_e \cdot \sqrt{3}}}$$

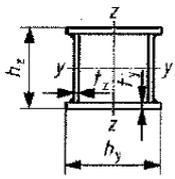
dove il fattore di instabilità k_τ , relativo alle suddette tensioni, è riportato in tabella 4.12.

Tabella 4.12: Fattore di instabilità k_τ

α	k_τ
$\alpha > 1$	$k_\tau = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2}$
$\alpha \leq 1$	$k_\tau = 4 + \frac{5,34}{\alpha^2}$

Il parametro α dipende dal tipo di struttura del componente della macchina studiato che, nel caso in esame, è rappresentato da uno scatolato saldato. Il valore di tale parametro strutturale è definito in tabella 4.13.

Tabella 4.13: Parametro geometrico α

	Type of cross section	Buckling about axis	$f_y < 460 \frac{N}{mm^2}$		$f_y \geq 460 \frac{N}{mm^2}$		
			α	δ_I	α	δ_I	
2	 Welded box sections	Thick welds ($a > t_y/2$) and $h_y/t_y < 30$ $h_z/t_z < 30$	$y-y$ $z-z$	0,49	$L/200$	0,49	$L/200$
		Otherwise	$y-y$ $z-z$	0,34	$L/250$	0,34	$L/250$

Ultimo passo, prima della valutazione degli sforzi $f_{b,Rd,x}$ e $f_{b,Rd,\tau}$ corrispondenti ai valori limiti di tensione ammissibile, consiste nel definire i fattori di riduzione K_x e K_τ (rispettivamente relativi alle tensioni normali e di taglio) tramite le formule

$$K_x = \begin{cases} 1 & \text{se } \lambda_x \leq 0,7 \\ 1,474 - 0,677 \cdot \lambda_x & \text{se } 0,7 < \lambda_x \leq 1,291 \\ \frac{1}{\lambda_x} & \text{se } \lambda_x > 1,291 \end{cases}$$

$$K_\tau = \begin{cases} \frac{0,84}{\lambda_\tau} & \text{se } \lambda_\tau < 0,84 \\ 1 & \text{se } \lambda_\tau \geq 0,84 \end{cases}$$

In ultima analisi, vengono stabilite i valori limite di tensione ammissibile con le relazioni

$$f_{b,Rd,x} = K_x \cdot \frac{\sigma_y}{\gamma_m}$$

$$f_{b,Rd,\tau} = K_\tau \cdot \frac{\sigma_y}{\gamma_m \sqrt{3}}$$

dove il fattore di resistenza generale γ_m è pari ad 1,1 secondo la EN 13001-2 e le

tensioni normali e di taglio applicate alle piastre sono

$$\sigma_x = \begin{cases} \sigma_{sup} & \text{se } \sigma_{sup} < \sigma_{inf} \\ \sigma_{inf} & \text{altrimenti} \end{cases}$$

$$\tau_e = \frac{T_x}{2 \cdot s_p \cdot H}$$

Verifiche

Affinchè l'elemento studiato sia verificato è necessario che i seguenti coefficienti di sicurezza siano maggiori di uno.

$$CS_{compressione} = \frac{f_b, Rd, x}{|\sigma_x|}$$

$$CS_{taglio} = \frac{f_b, Rd, \tau}{|\tau_e|}$$

$$CS_{normale e taglio} = \frac{1}{\left(\frac{|\sigma_x|}{f_b, Rd, x}\right)^{u_1} + \left(\frac{|\tau_e|}{f_b, Rd, \tau}\right)^{u_3}}$$

con

$$u_1 = 1 + K_x^4$$

$$u_3 = 1 + K_x + K_\tau^2$$

5 SCHEMI FUNZIONALI, VERIFICHE FEM E RISULTATI DELLA PROGETTAZIONE

In quest'ultimo capitolo vengono trattati gli aspetti più importanti del lavoro di progettazione svolto. Essi riguarderanno, inizialmente, le configurazioni²⁸ che può assumere la macchina per le diverse condizioni di sollevamento e del luogo di applicazione.

In seguito, la trattazione si incentrerà sulla descrizione dei modelli CAD eseguiti per le successive verifiche FEM e per lo studio degli ingombri della macchina in condizioni a riposo. Verranno, quindi, analizzati i vantaggi e svantaggi relativi alle dimensioni dell'intera struttura, fuori servizio, rispetto al modello di gru preso come riferimento in figura 2.1.

Successivamente, nello studio agli elementi finiti verranno delineati i punti di forza della progettazione e le zone a maggiore sollecitazione, illustrando alcuni possibili miglioramenti locali per ulteriori sviluppi finalizzati all'ottimizzazione strutturale.

I risultati ottenuti da questo lavoro di riprogettazione verranno anche trattati alla luce dei benefici apportati sia a livello produttivo che economico.

²⁸ Tutte le configurazioni mostrate sono state analizzate e verificate in modo da garantire l'integrità della macchina durante l'esercizio.

5.1 Rimozione delle bielle e angoli di piega della macchina

5.1.1 Rimozione delle bielle

Come dichiarato nel secondo capitolo, il lavoro di riprogettazione del modello COPMA 450.5 è stato eseguito all'insegna della semplicità ma, soprattutto, della funzionalità. Per questo motivo, in fase di progettazione si è scelto di sopperire all'uso delle bielle, come già accade in molte delle macchine foldable in produzione, per far sì che la realizzazione di questa gru sia rapida ed agevole. Di contro, però, la scelta di rimuovere queste bielle ha causato l'impiego di grossi martinetti per la colonna ed il braccetto. Ciò significa che, se da un lato si guadagna in termini di ore di produzione, considerato il minor numero di componenti e lavorazioni da effettuare sulla macchina, dall'altro si perde in termini di materia prima da impiegare per la realizzazione dei suddetti martinetti. Tuttavia, essendo comunque non incidente il maggiore ingombro del martinetto per la chiusura della gru, in molti scenari produttivi questo espediente può essere una soluzione applicativa di grande interesse, soprattutto quando il numero di gru da inviare in produzione, in un tempo limitato, è notevole.

Le maggiori dimensioni dei martinetti sono causate dalle ridotte distanze con i poli di rotazione. Nonostante ciò, però, i movimenti ammissibili del braccio della gru consentono il prelievo del carico anche nelle situazioni più difficili come illustrato nelle seguenti figure.

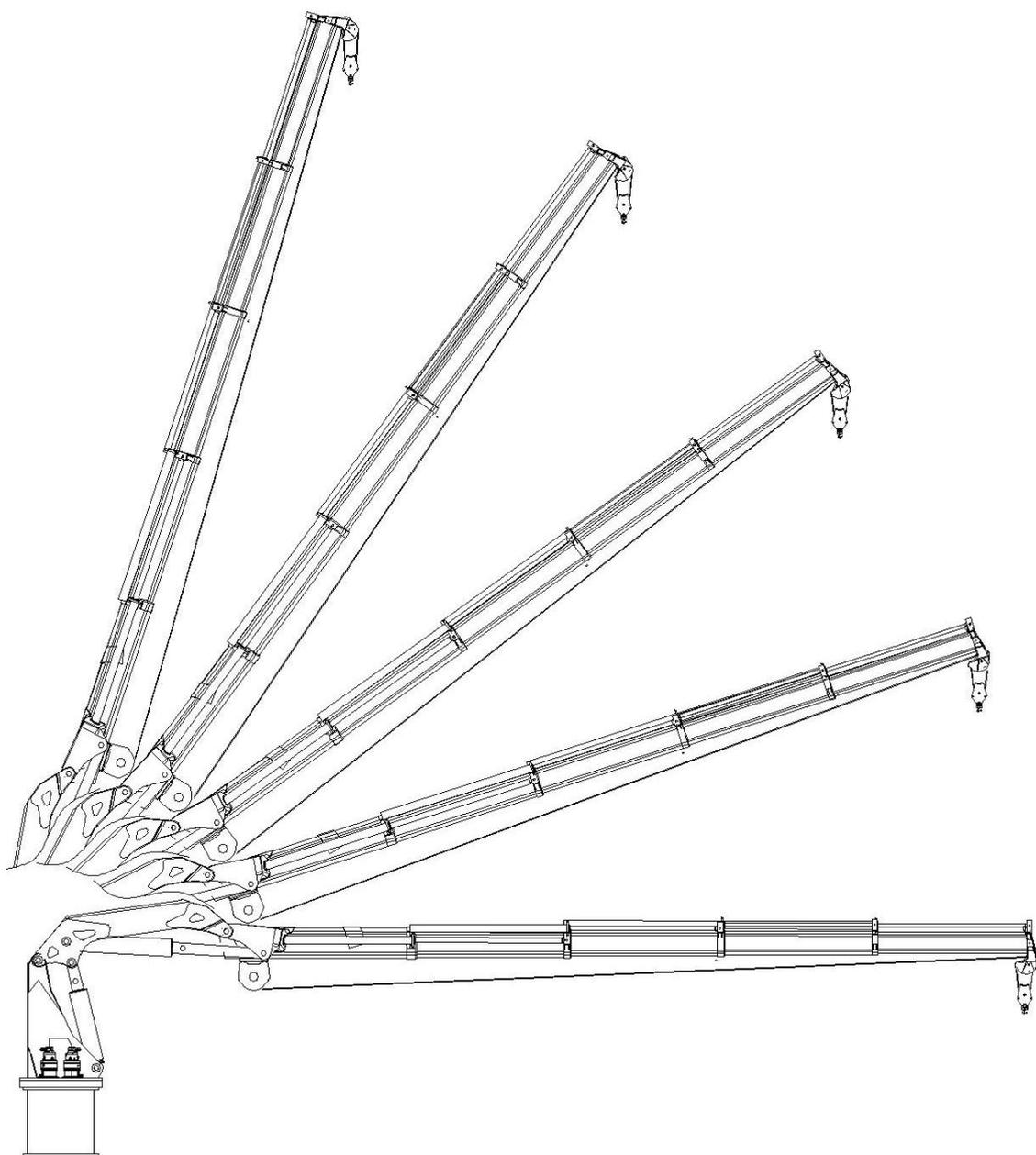


Figura 5.1: Brandeggio del braccio attorno al perno P2

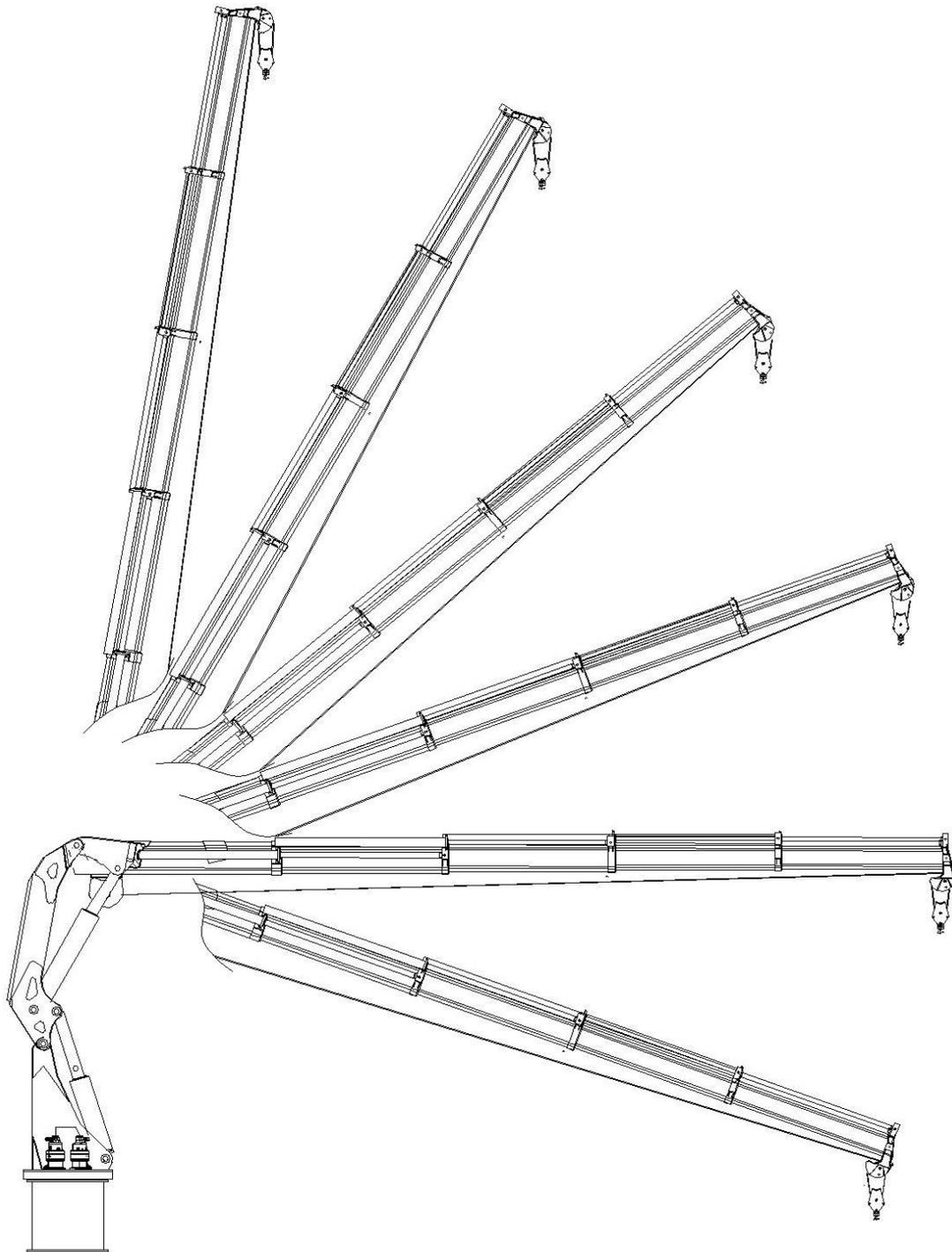


Figura 5.2: Brandeggio del braccio attorno al perno P5

I brandeggi attorno ai perni P2 e P5 in figura 3.18, combinati tra loro rendono, quindi, possibili una moltitudine di configurazioni della macchina.

Non tutte queste configurazioni sono state oggetto di analisi, ma solo le più gravose rappresentate in figura 5.3.

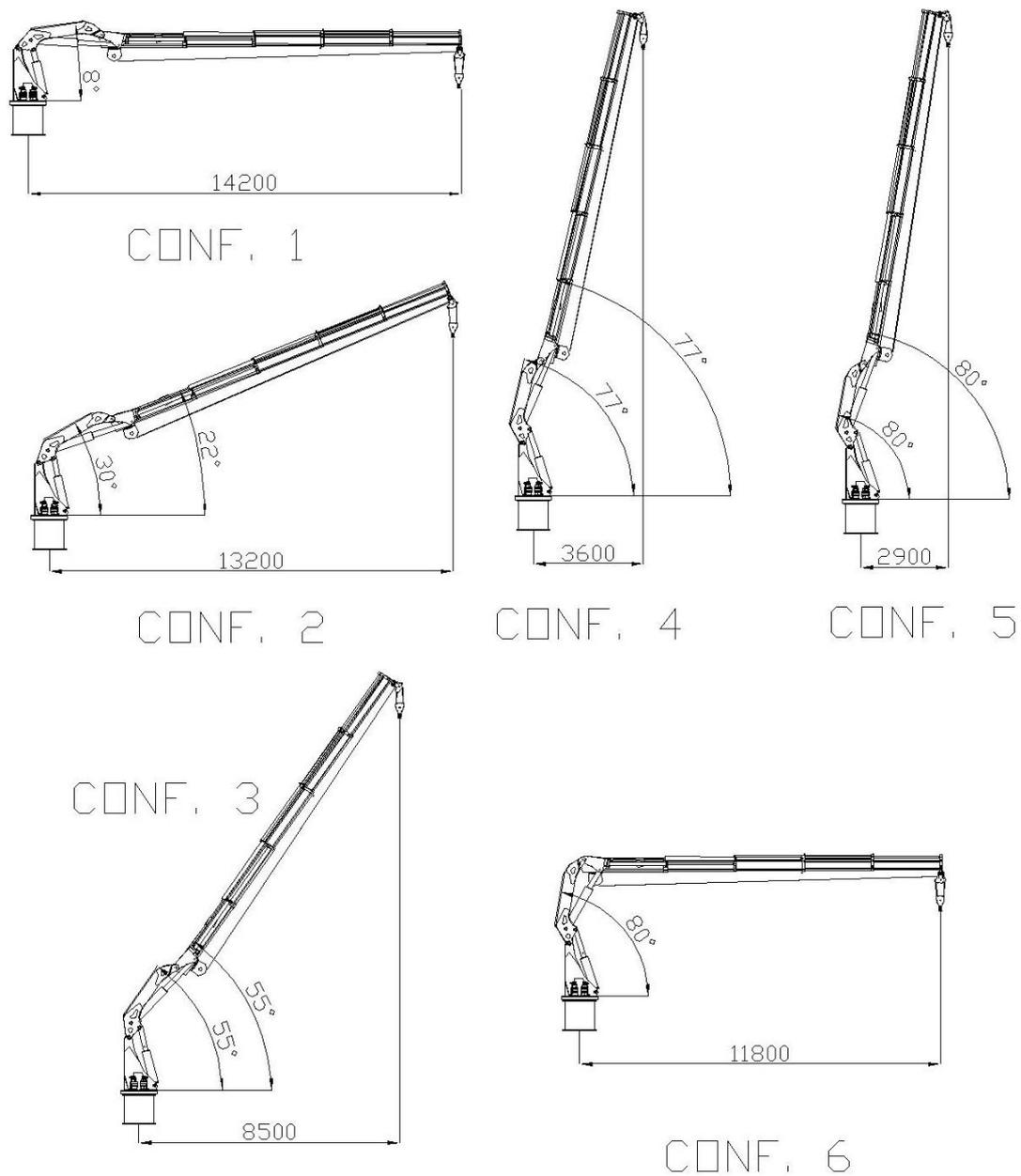


Figura 5.3: Configurazioni analizzate

Per consentire gli angoli di brandeggio massimi è stato necessario valutare opportunamente le corse utili dei martinetti attraverso semplici regole trigonometriche relative alla geometria della macchina.

5.2 Ingombri della macchina

Per quanto riguarda gli ingombri minimi della macchina è necessario ricordare le dimensioni del modello di riferimento rappresentato in figura 5.4, destinato ad una applicazione su veicolo.

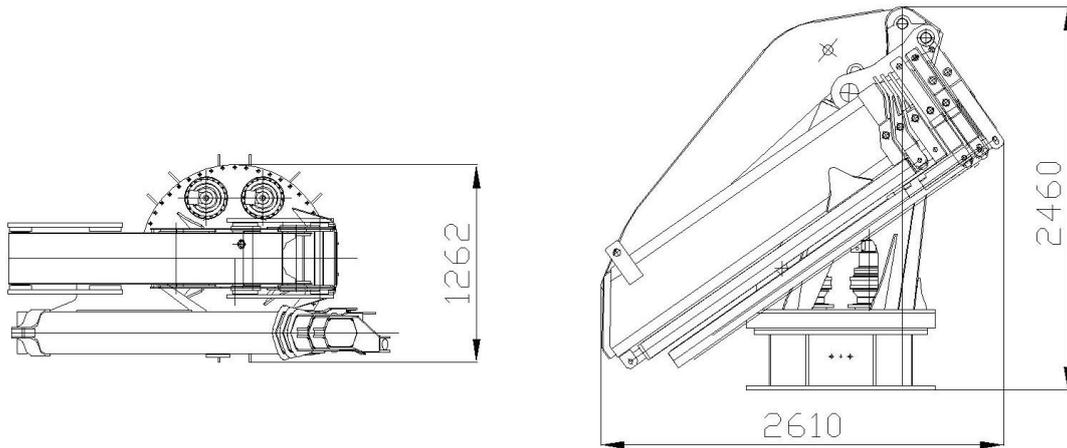


Figura 5.4: Gru COPMA 450.5 con piedistallo riadattato

Come si vede la macchina possiede un' elevata compattezza poichè presenta sia il sistema di biellismo sia un maggior numero di sfili di dimensioni ridotte. In un ambito offshore, non essendovi limitazioni dimensionali sugli ingombri della macchina a riposo, sono state incrementate le lunghezze degli sfili e dei bracci primario e secondario. Inoltre, gli angoli di piega in fase di chiusura della macchina sono minori rispetto al modello COPMA, a causa dell'assenza delle bielle. Malgrado queste modifiche strutturali, l'ingombro della macchina è incrementato di sole poche decine di centimetri, cosa che risulta essere quasi del tutto irrilevante per una installazione su nave o piattaforme (tranne sporadici casi eccezionali).

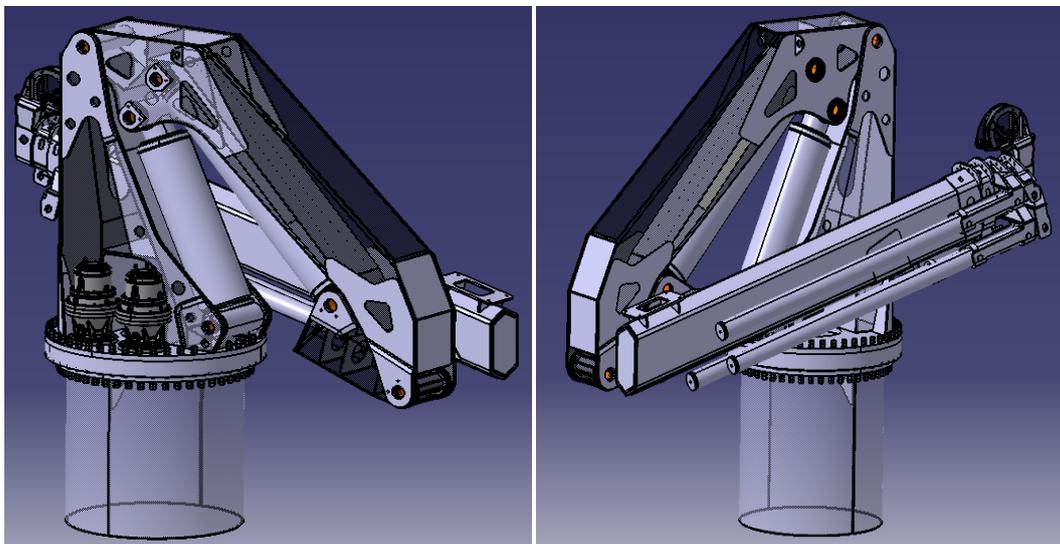
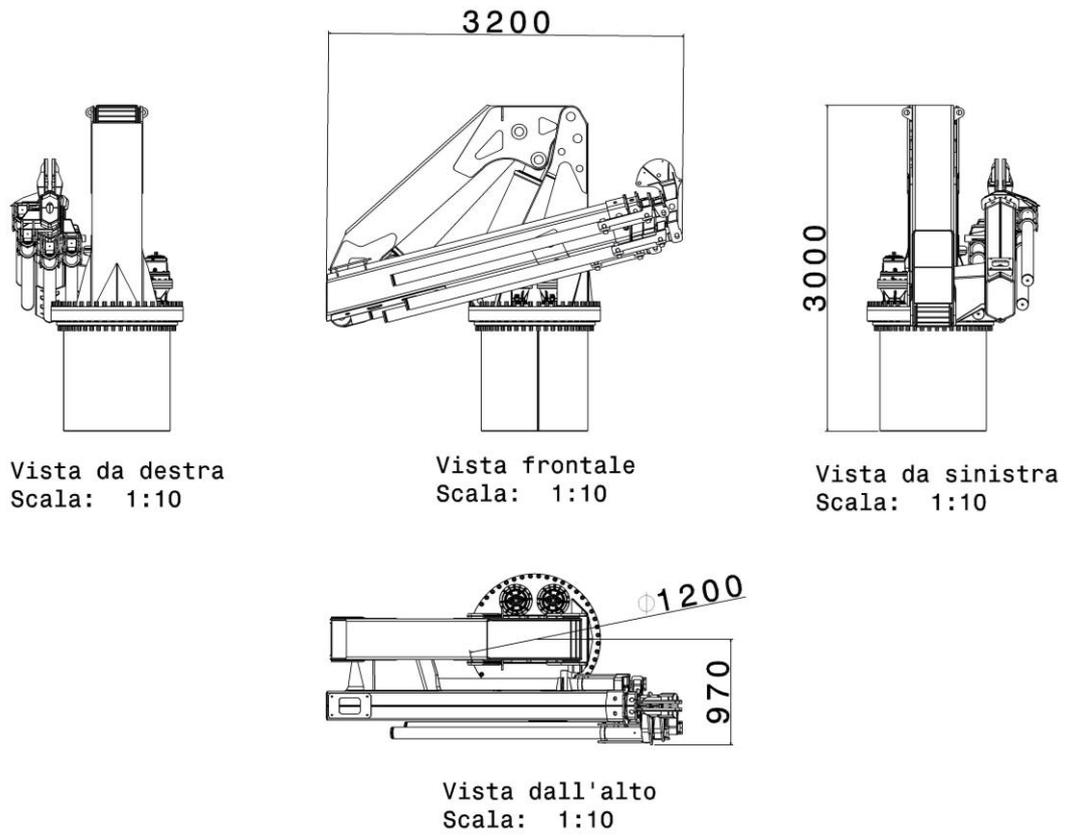


Figura 5.5: Ingombri e modello 3D della gru in posizione retratta

Oltre alle variazioni dimensionali la rimozione delle bielle riduce i tempi di progettazione, limitandone così i costi.

Si comprende che, sebbene la scelta di rimuovere le bielle e modificare

dimensioni delle parti possa sembrare di poco interesse, essa produce un vantaggio a livello produttivo e progettuale che si ripercuote positivamente sui costi complessivi dell'impianto.

A questo va aggiunto il fatto che la realizzazione del modello 450 a cinque sfili presenta pesi maggiori rispetto a quelli dichiarati in tabella 3.5. Ciò è attribuibile principalmente alla presenza di un ulteriore martinetto sfilo ma anche all'insieme di accessori (sostegni del martinetto, pattini di scorrimento, tubazioni per la pressione idraulica, ecc..) necessari per il quinto sfilo.

Un'altro vantaggio di poter usare un minor numero di sfili risiede nella maggior rigidità della macchina. Infatti, una struttura con più sezioni telescopiche è solitamente soggetta a inflessioni più elavate (a meno che questa non risulti eccessivamente sovradimensionata per la funzione che deve svolgere). Per questo motivo, in fase di progettazione si tende ad incrementare il materiale impiegato per irrigidire la struttura e diminuire l'inflessione in punta.

5.3 Modelli 3D e verifiche FEM

Occorre adesso verificare come effettivamente risponde la struttura agli sforzi che gli sono stati imposti. A questo proposito sono stati realizzati i modelli 3D, con l'uso del software CATIA V5, di tutti i componenti strutturali della macchina visibili nelle seguenti figure.

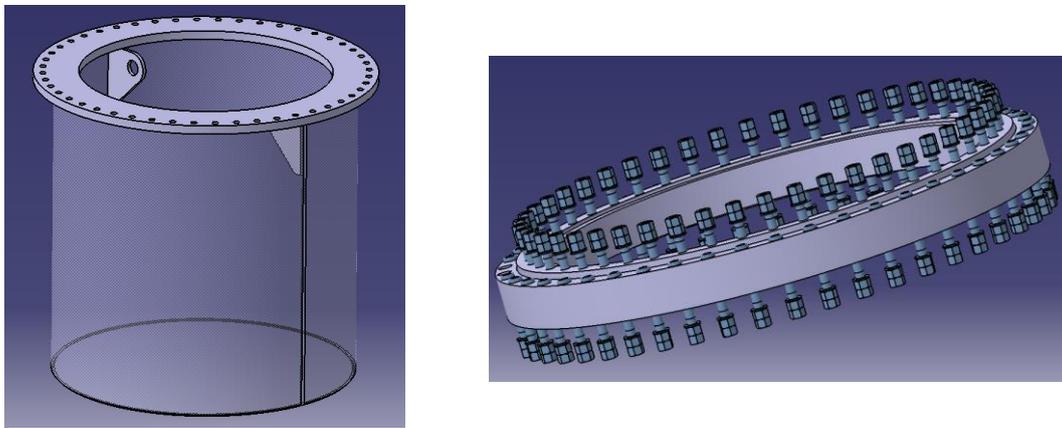


Figura 5.6: Piedistallo (a sinistra) e ralla (a destra)

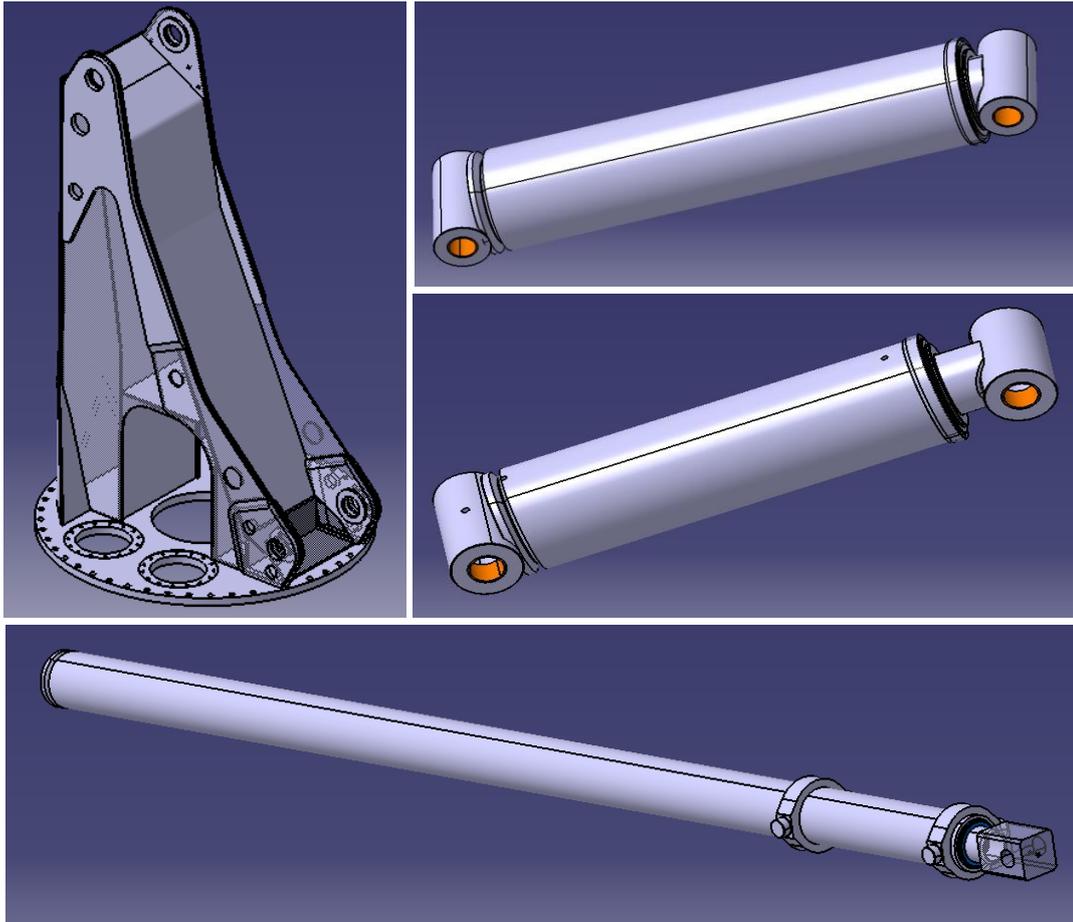


Figura 5.8: Colonna e martinetti

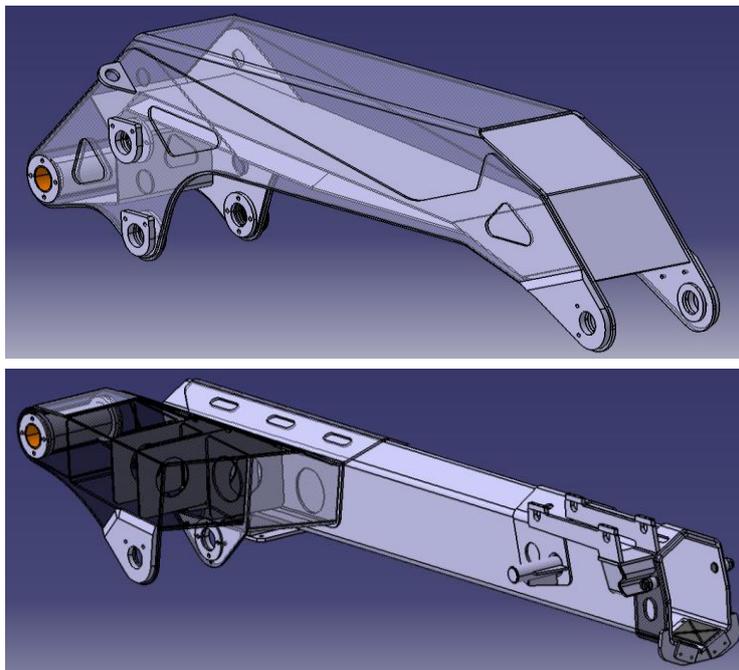


Figura 5.7: Braccio primario e secondario

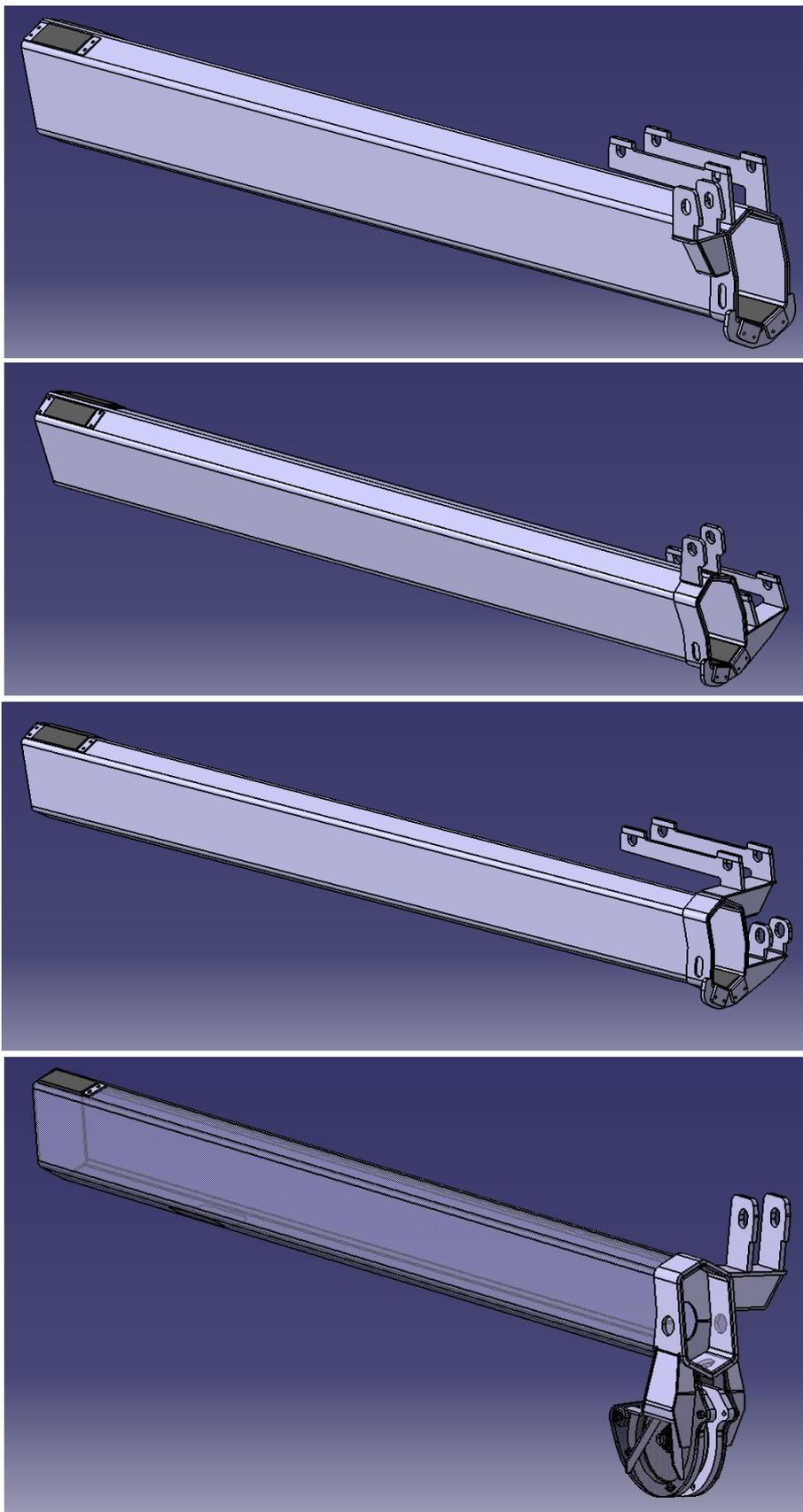


Figura 5.9: Sezioni telescopiche

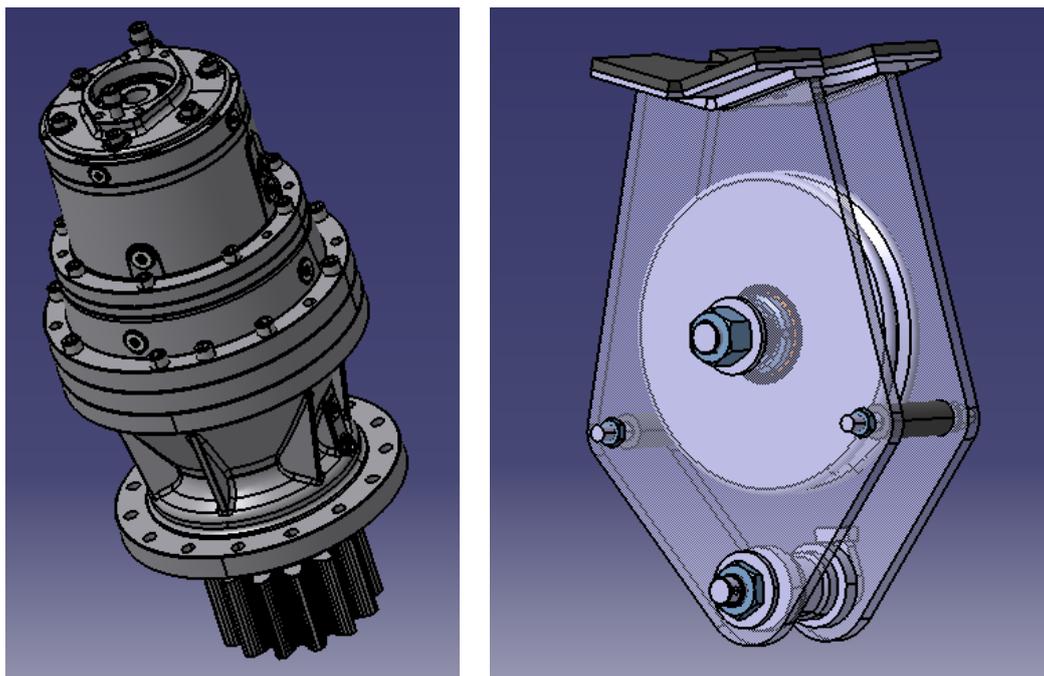


Figura 5.10: Riduttore e bozzello

I modelli 3D sono stati realizzati in funzione della produzione, cioè non sono costituiti da un unico blocco scavato ma dall'unione di più semilavorati realizzati con lamiere piegate e sagomate. Ciò ha permesso di realizzare delle stime dei pesi e delle simulazioni agli elementi finiti il più verosimili possibile.

I modelli sottoposti alla verifica FEM sono il piedistallo, la colonna, il braccio primario e secondario e le sezioni telescopiche. Essi sono stati studiati singolarmente, tramite software ANSYS, impostando per ciascuno le forze a cui erano soggetti e i contatti tra i semilavorati di uno stesso componente.

Si precisa che l'obiettivo della verifica non è stato quello di stabilire la geometria definitiva nel suo complesso, bensì capire se effettivamente la struttura potesse sopportare a livello macroscopico la portata assegnata. Per questo motivo ci si concentrerà in studi futuri per l'eliminazione di sovratensioni locali dovute a molteplici cause:

- saldature non implementate nel modello 3D CATIA;
- ottimizzazione del modello Ansys;
- assenza di piccoli rinforzi locali;

- gestione dei contatti tra i diversi semilavorati;

Si comprende, dunque, che le tensioni massime, presenti nelle figure che seguiranno, sono facilmente eliminabili tramite migliorie da apportare componente per componente in modo da realizzare una struttura riadattabile per diverse taglie della macchina e che, al tempo stesso, risulti funzionale ed eventualmente anche più leggera.

Trattandosi di strutture complesse, come nel caso della colonna, braccio primario e braccio secondario, l'ottimizzazione non può essere eseguita tramite una trattazione analitica, poichè richiederebbe una progettazione lunga e difficilmente ripetibile. Per questo motivo occorre agire su ogni semilavorato della macchina in modo iterativo al fine di apportare modifiche della geometria per una distribuzione delle tensioni più uniforme. Tuttavia, questo esula dagli obiettivi fissati per questo lavoro e sarà oggetto di studi futuri.

Per ciascun modello verranno mostrate, oltre al campo di tensioni, la suddivisione con elementi finiti tetragonali dei componenti (*mesh*), le condizioni di carico e quelle di vincolo. Per realizzazione della mesh si è proceduto con elementi aventi dimensione pari a 10 mm e creando dei *refinement* nei punti più critici della struttura dove erano presenti concentrazioni di tensione o geometrie particolari con dimensioni più piccole dell'elemento finito scelto.

Per quanto riguarda le condizioni di carico sono state imposte le reazioni prodotte da ciascun elemento in cascata, partendo dall'ultima sezione telescopica e verificando la corrispondenza con i calcoli analitici.

I vincoli, invece, differivano a seconda dell'elemento analizzato. Nel caso delle sezioni telescopiche, ad esempio, sono stati imposti degli incastri in corrispondenza dei pattini di scorrimento, mentre per altri elementi come il braccio primario e secondario è stato assegnato spostamento nullo ai perni connessi all'elemento che lo precede. Per la colonna e il piedistallo, infine, è stato realizzato un incastro in corrispondenza della sezione terminale dell'elemento (la flangia per la colonna e la sezione cilindrica d'estremità per il piedistallo).

Per una più agevole comprensione si riportano nel seguito gli estratti delle simulazioni FEM eseguite per ciascun componente ed i risultati ottenuti.

Piedistallo

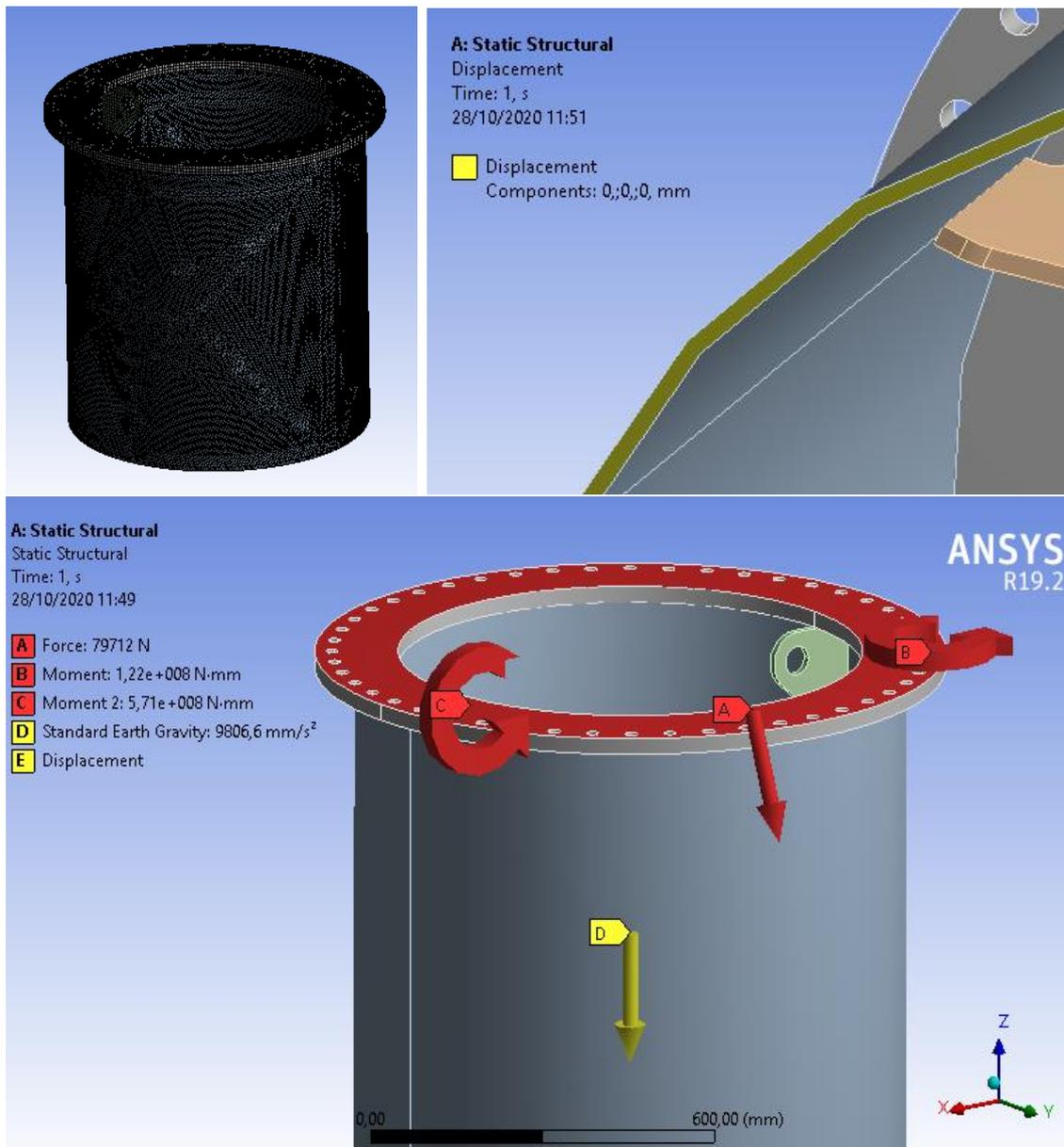


Figura 5.11: Mesh, condizioni di vincolo e condizioni di carico del piedistallo

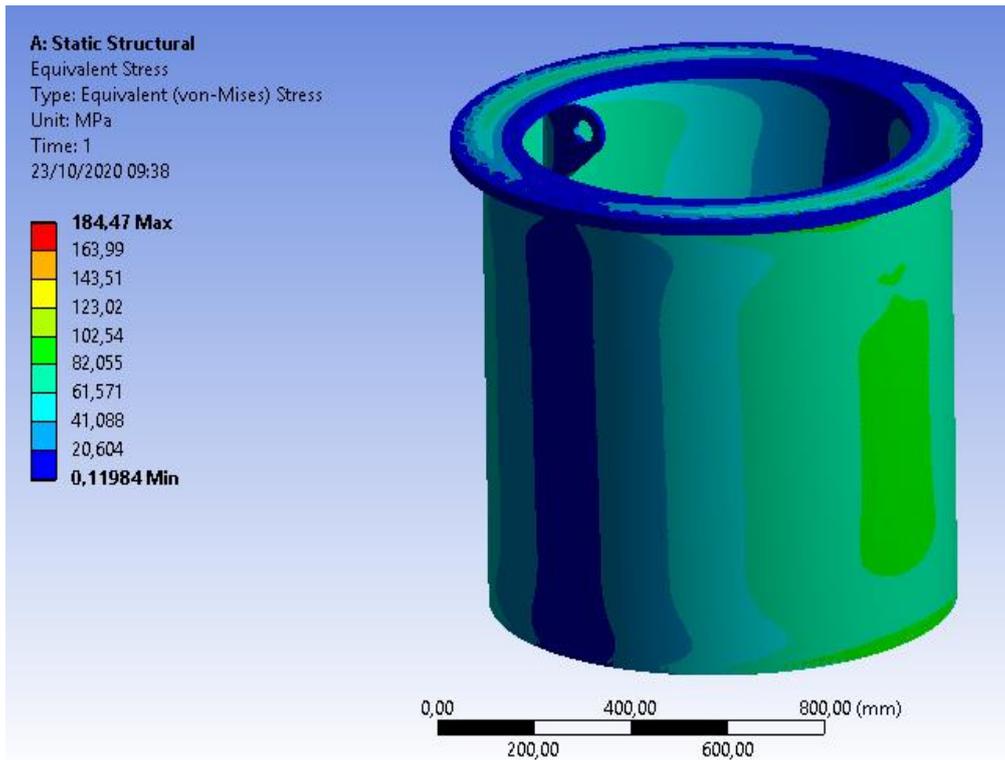


Figura 5.12: Tensioni di Von Mises sul piedistallo

Il piedistallo riporta il tipico campo di tensioni di un elemento a sezione circolare sollecitato prevalentemente da un momento flettente. Per questo componente non si rilevano particolari anomalie visto che la tensione viene mantenuta in ogni punto al di sotto di quella ammissibile pari a

$$\sigma_{amm} = 355 \cdot 0.67 = 238 \text{ MPa}$$

Colonna

Per la colonna si può osservare un campo di tensioni abbastanza omogeneo, segno che tutti gli elementi contribuiscono a contrastare le sollecitazioni a cui sono posti. In questo caso, però, si presentano due piccole zone in cui vi è una concentrazione degli sforzi, visibili in figura 5.15, risolvibili implementando sul modello i raccordi di saldatura o simulando in modo più verosimile il contatto tra le piastre. Piccoli accorgimenti specifici su queste zone potranno consentire la messa in produzione.

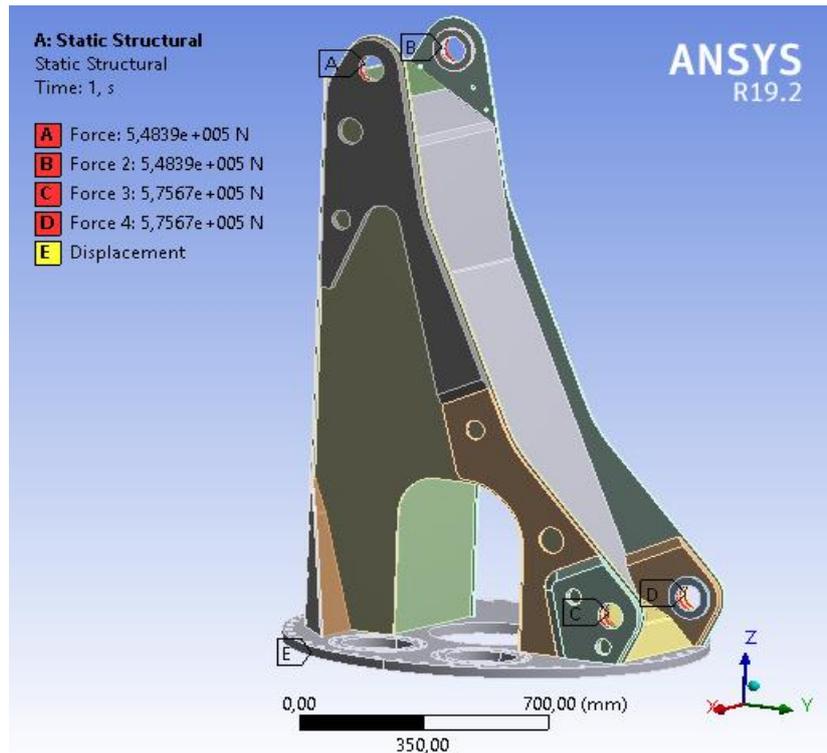


Figura 5.13: Condizioni di carico della colonna

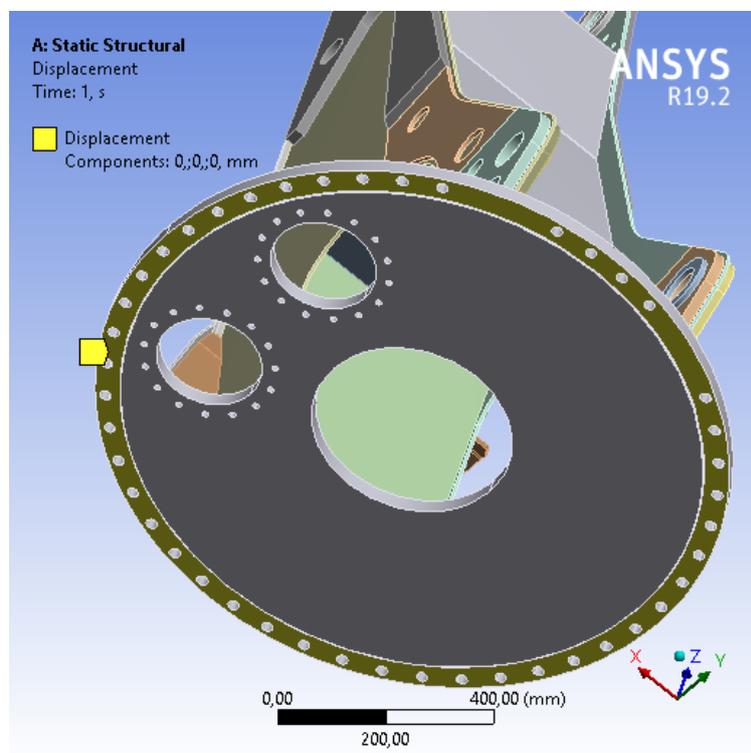


Figura 5.14: Condizioni di vincolo della colonna

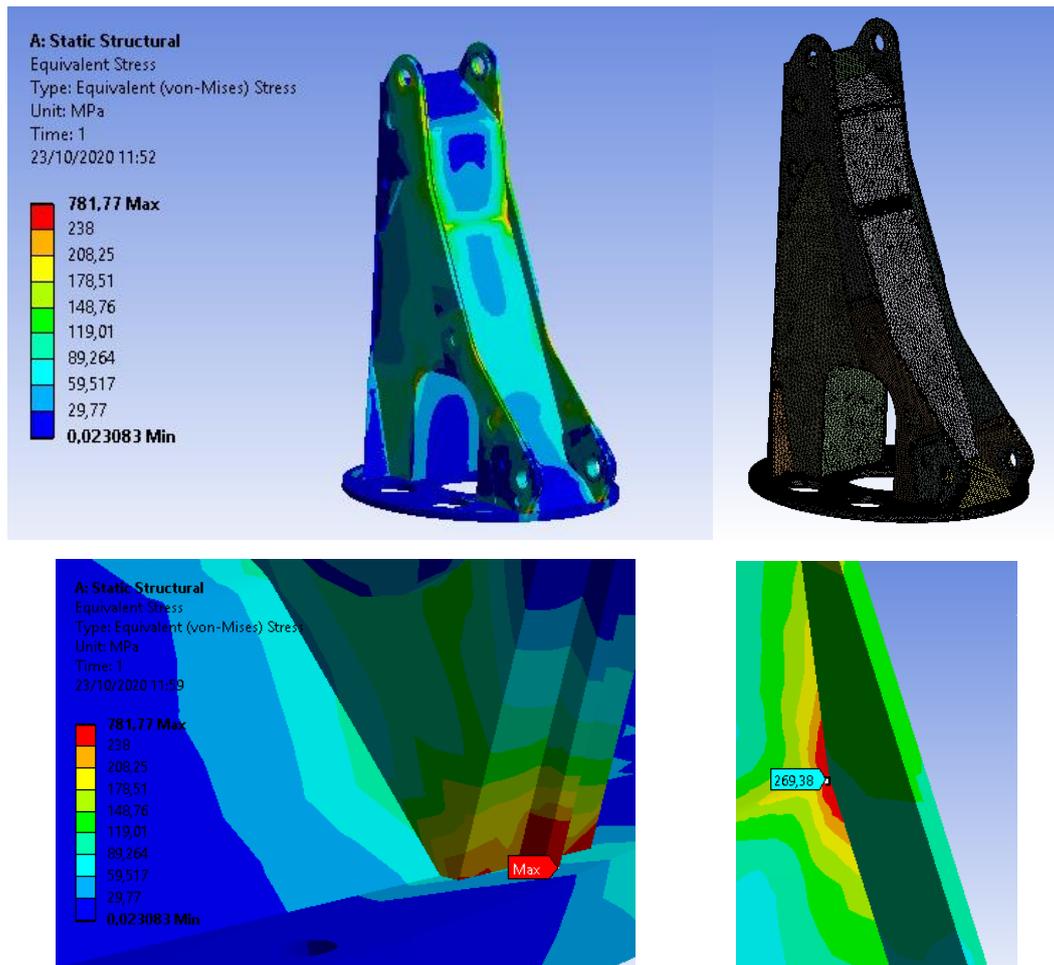


Figura 5.15: Mesh, tensioni e punti critici della colonna

Braccio primario

Nel braccio primario si rileva una sola anomalia che genera un picco di tensione elevato. Esso può essere dovuto o ad una simulazione non abbastanza affinata o all'assenza di un cordone di saldatura. Nel complesso, però la struttura risponde bene alle sollecitazioni con tensioni inferiori a quella ammissibile ($\sigma_{amm} = 700 \cdot 0,67 = 469 \text{ MPa}$).

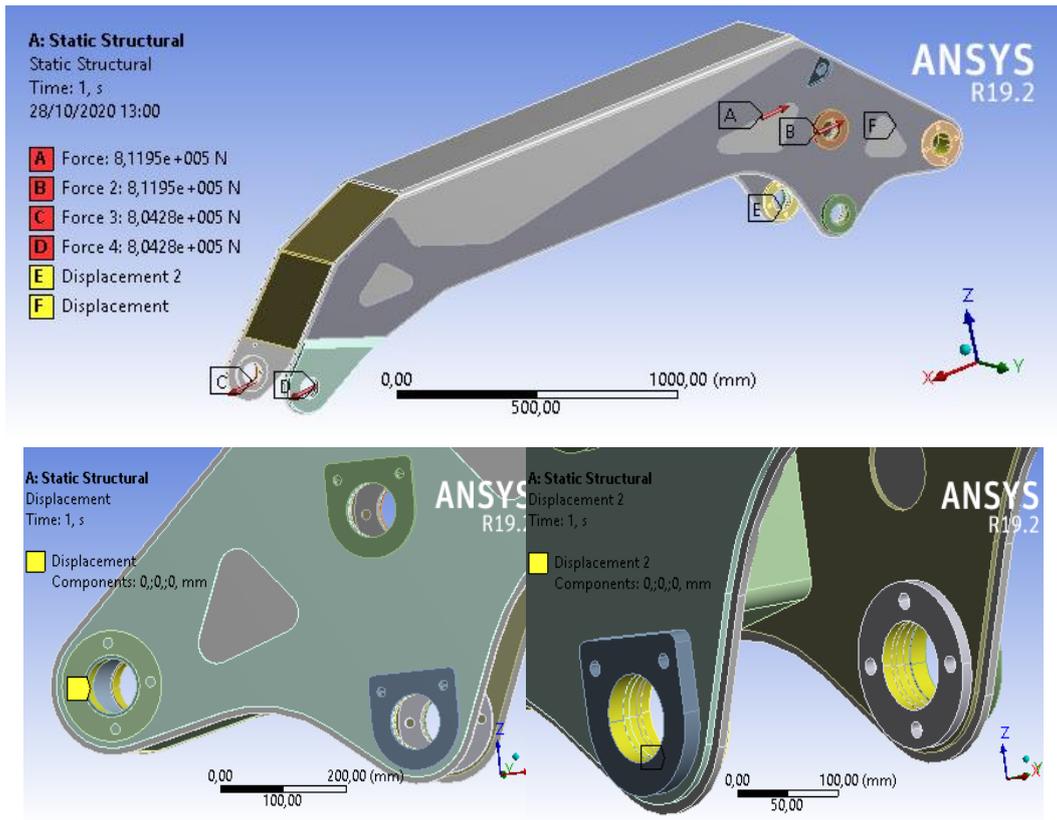


Figura 5.16: Condizioni di carico e di vincolo del braccio primario

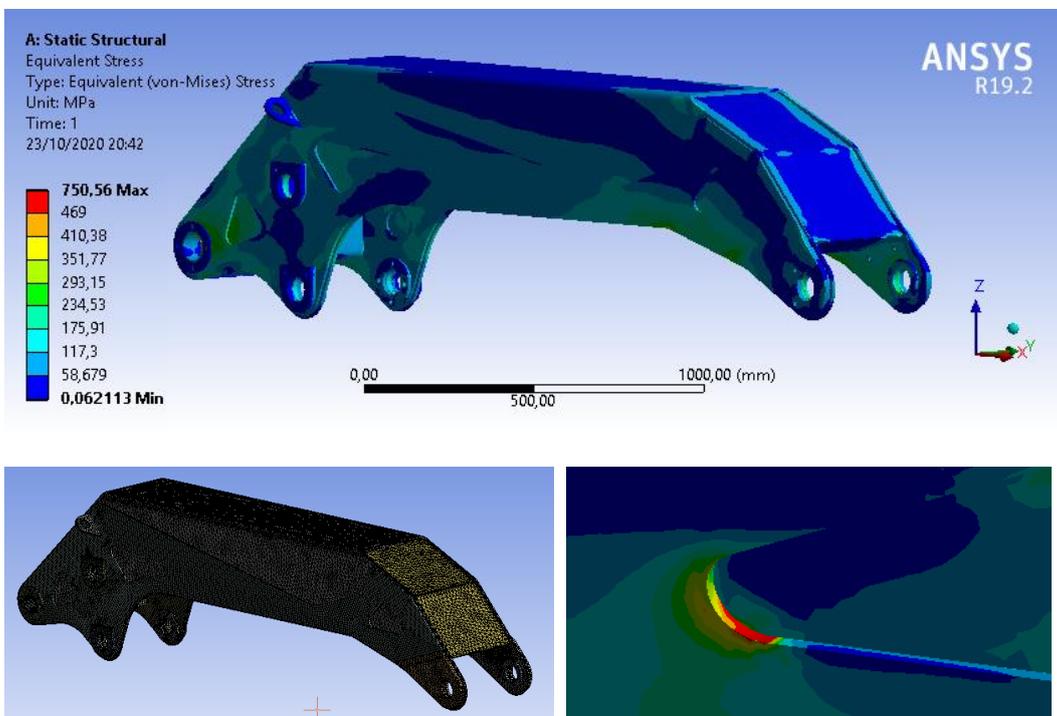


Figura 5.17: Mesh, tensioni e punti critici del braccio primario

Braccio secondario

Il braccio secondario presenta una zona in cui si realizza il disassamento del carico. La struttura, nella zona interessata dalle azioni di torsione prodotte da questo disallineamento, è costituita da un elevato numero di semilavorati, sagomati in modo da poter contrastare l'azione torcente. Essendo una geometria altamente irregolare, lo studio per l'ottimizzazione strutturale è stata effettuata tramite analisi agli elementi finiti, evitando trattazioni analitiche. Il picco di tensione è generato dagli spigoli vivi delle feritoie realizzate per il collegamento dei semilavorati tramite saldature e può essere eliminato tramite implementazione di quest'ultime. Tuttavia, la resistenza macrostrutturale è stata verificata in quanto, tranne per quei punti di criticità locali mostrati in figura 5.19, il campo di tensione risulta essere al di sotto della tensione ammissibile.

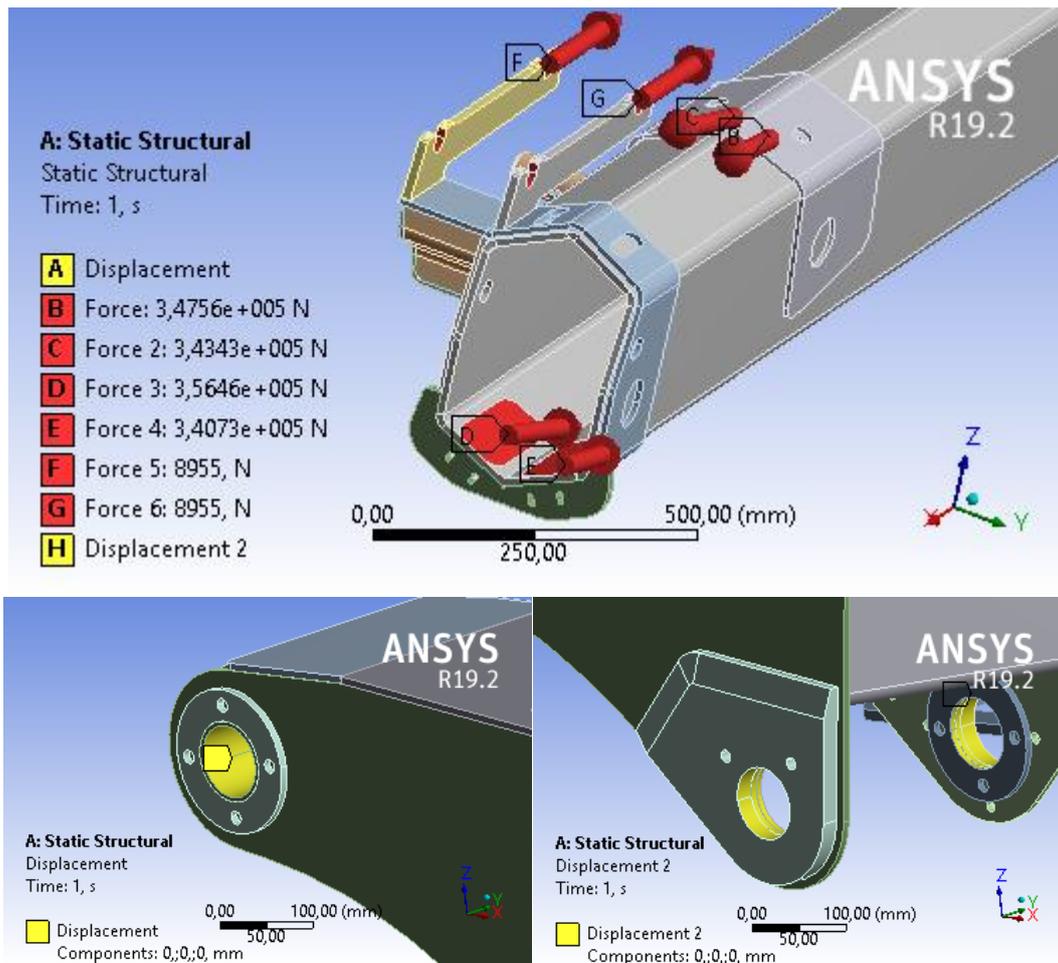


Figura 5.18: Condizioni di carico e di vincolo del braccio primario

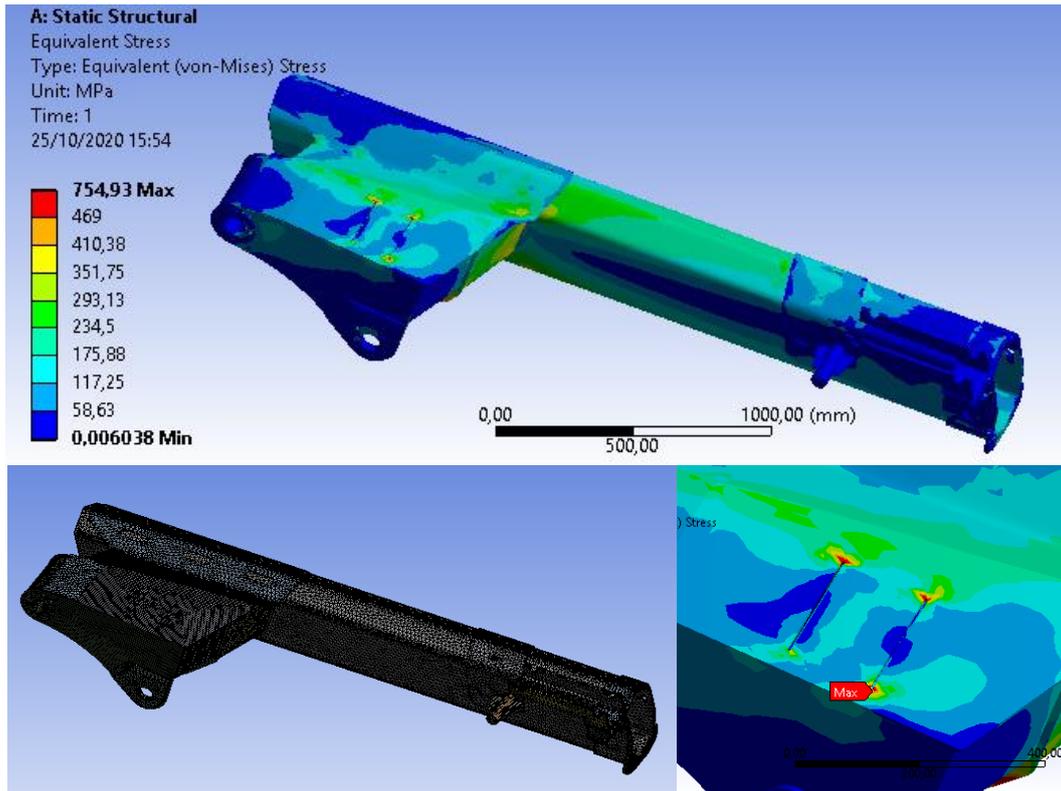


Figura 5.19: Mesh, tensioni e punti critici del braccio secondario

Sezioni telescopiche

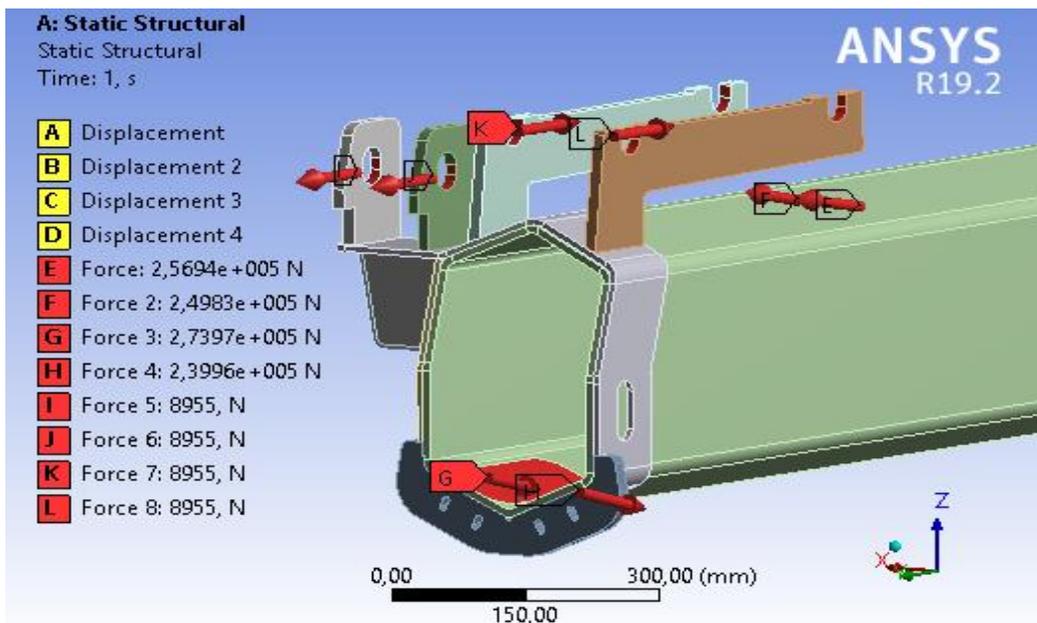


Figura 5.20: Condizioni di carico del primo sfilo

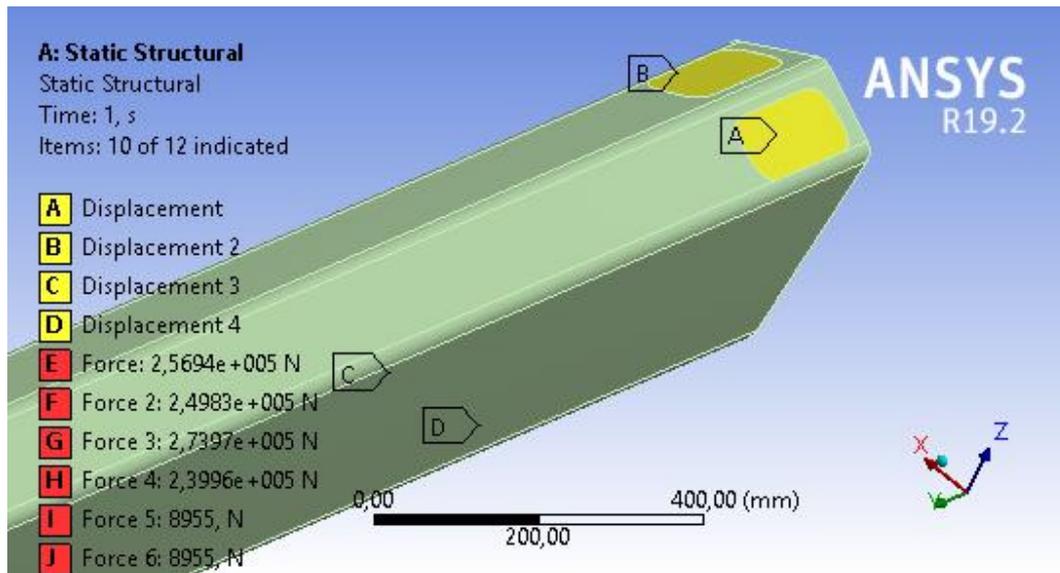


Figura 5.21: Condizioni di vincolo del primo sfilo

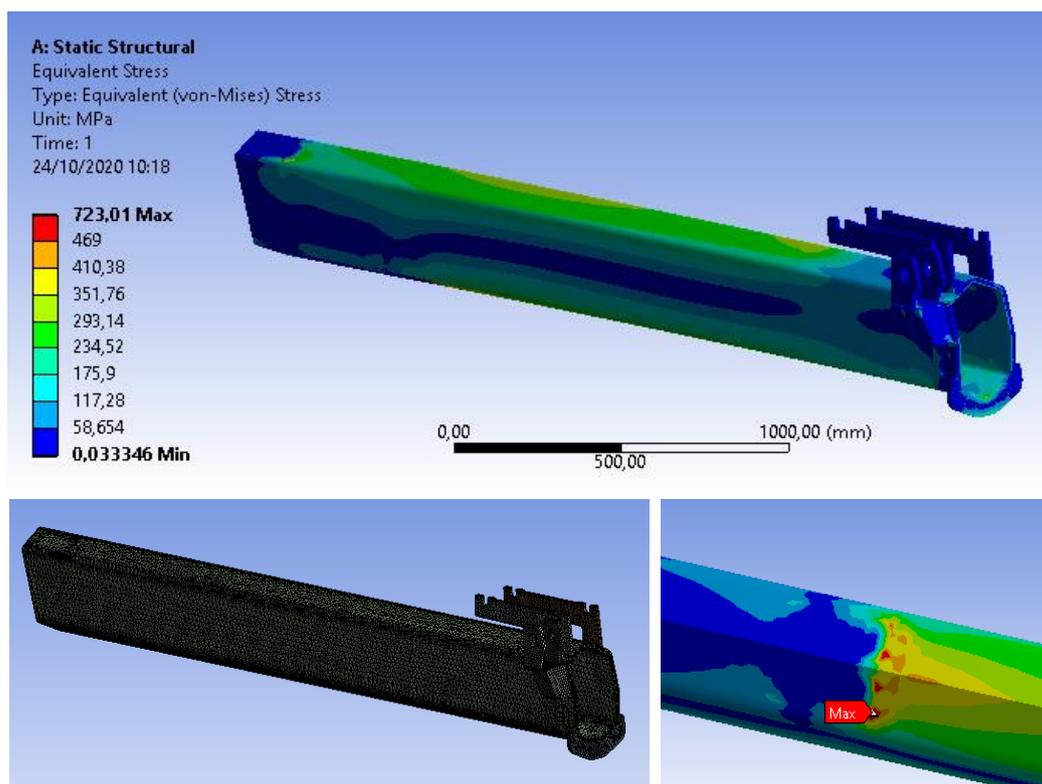


Figura 5.22: Mesh, tensioni e punti critici del primo sfilo

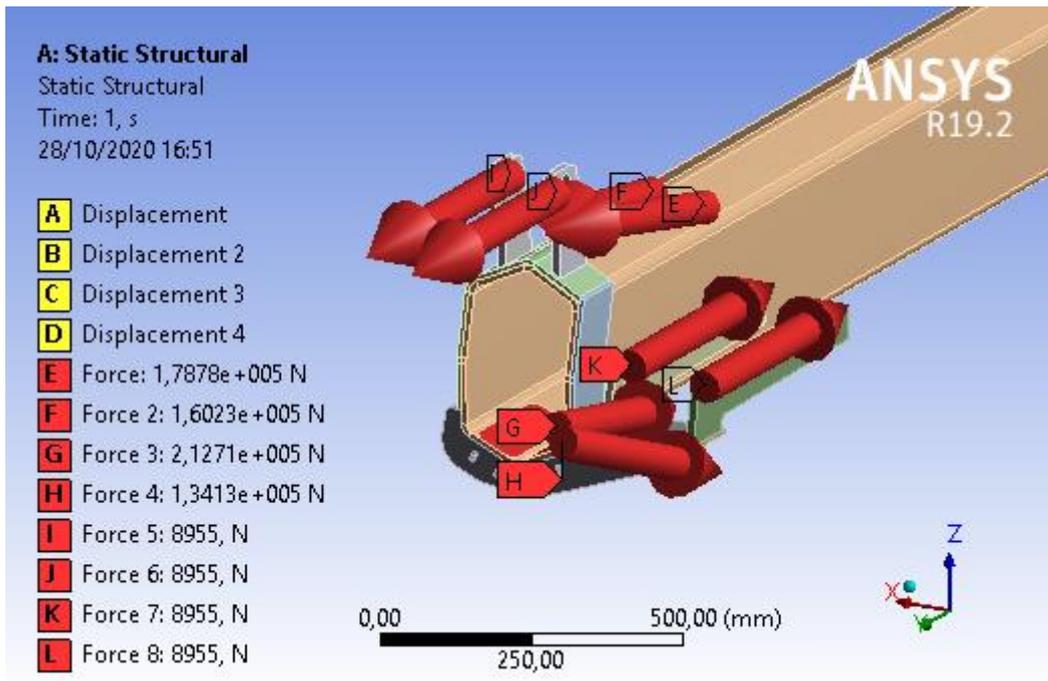


Figura 5.23: Condizioni di carico del secondo sfilo

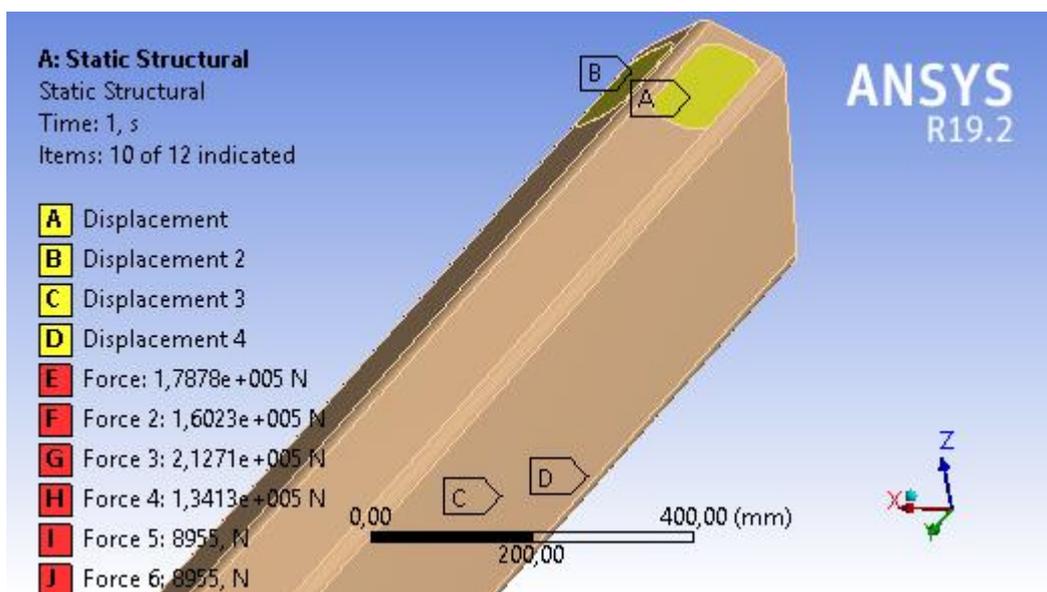


Figura 5.24: Condizioni di vincolo del secondo sfilo

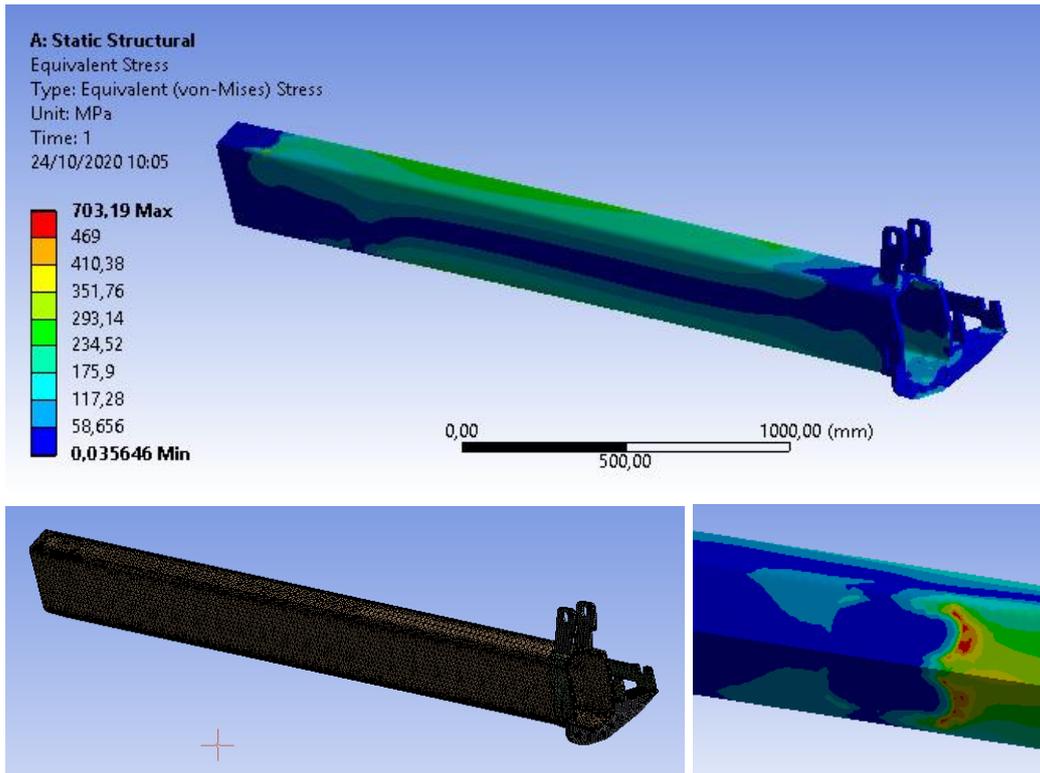


Figura 5.25: Mesh, tensioni e punti critici del secondo sfilo

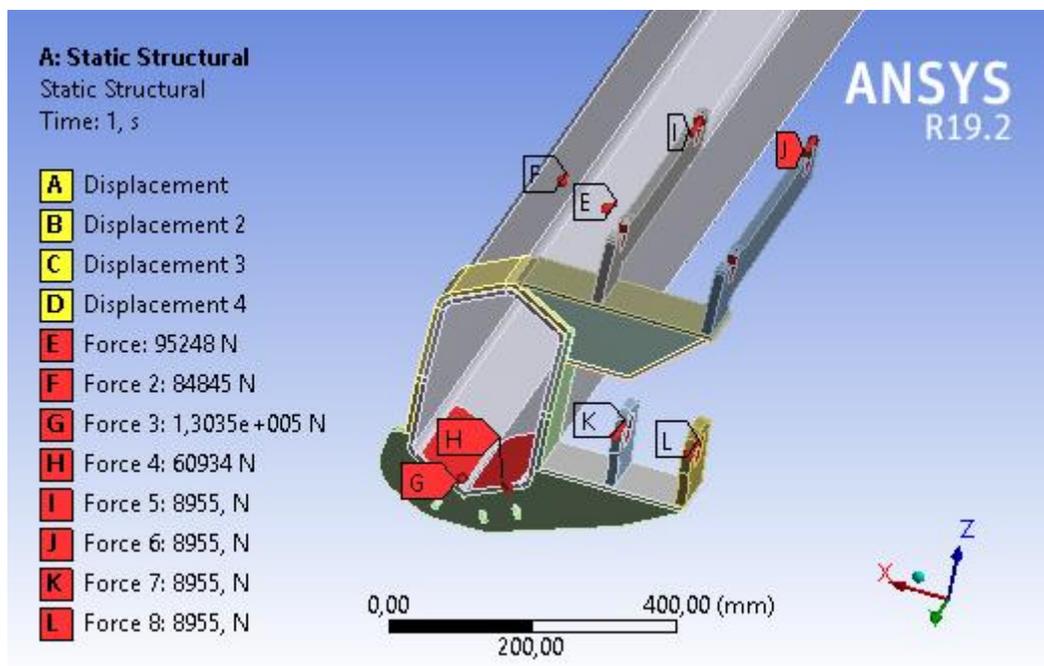


Figura 5.26: Condizioni di carico del terzo sfilo

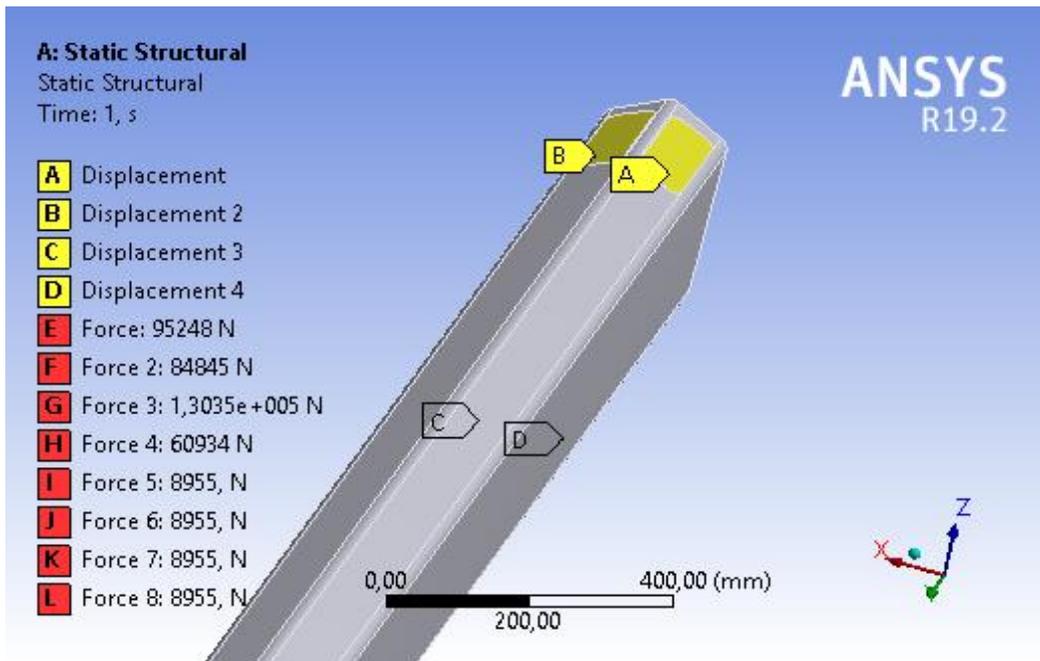


Figura 5.27: Condizioni di vincolo del terzo sfilo

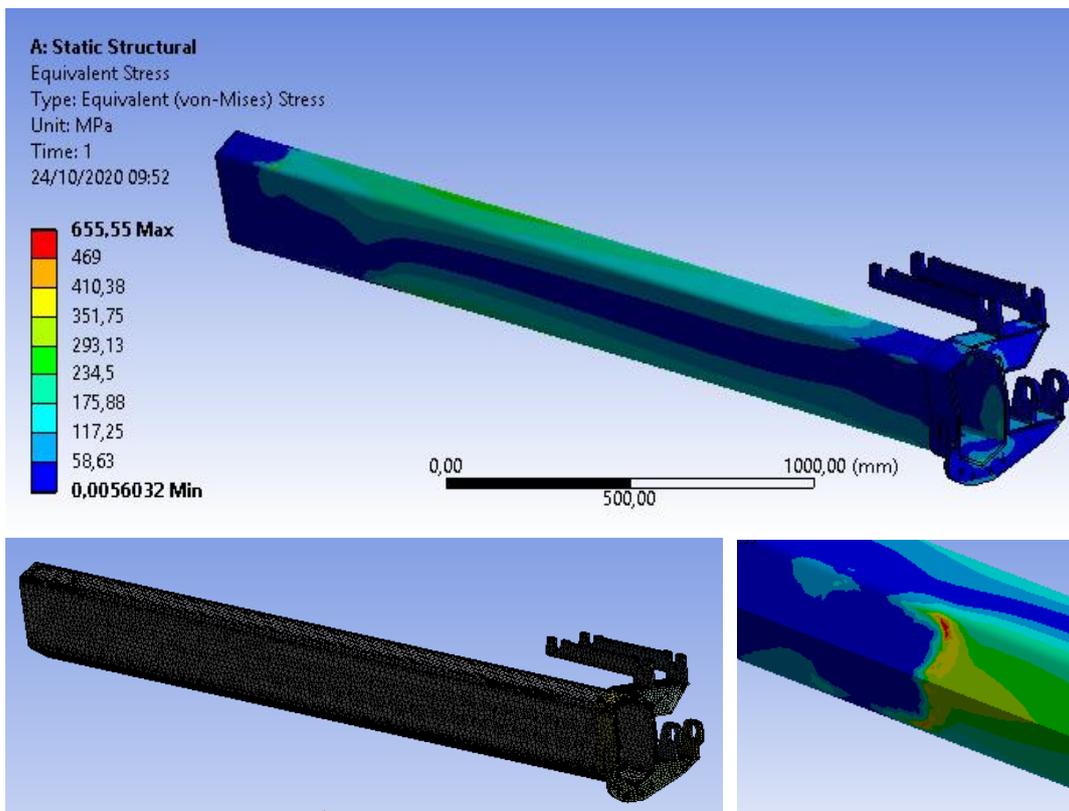


Figura 5.28: Mesh, tensioni e punti critici del terzo sfilo

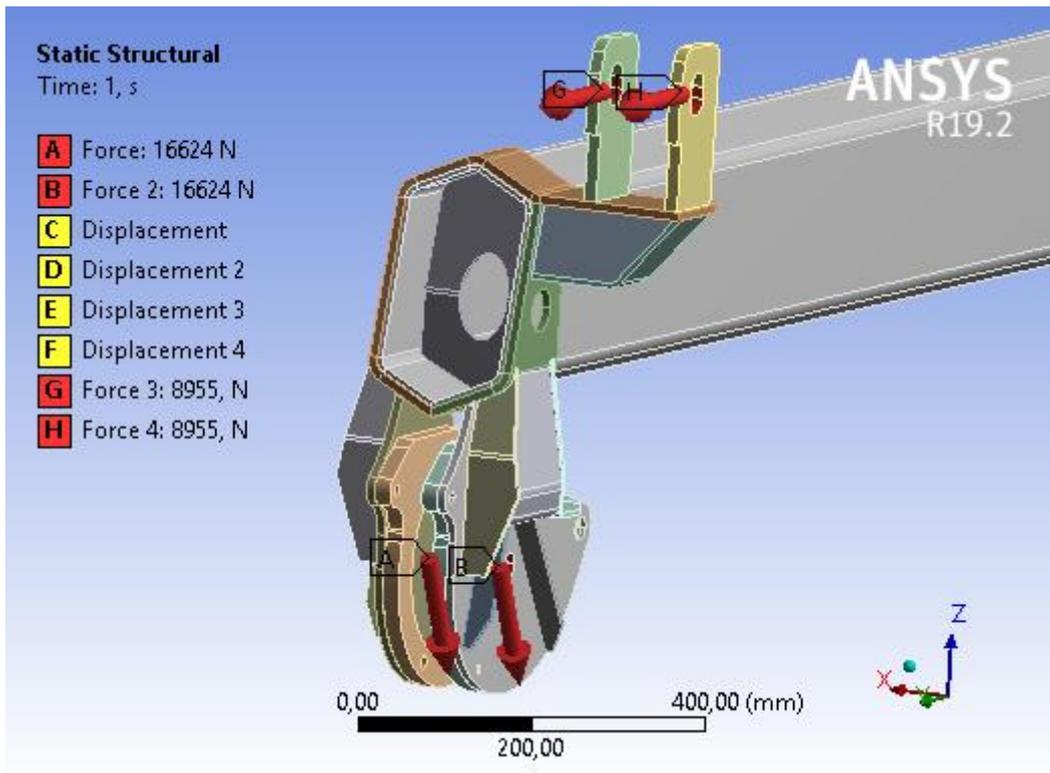


Figura 5.29: Condizioni di carico del quarto sfilo

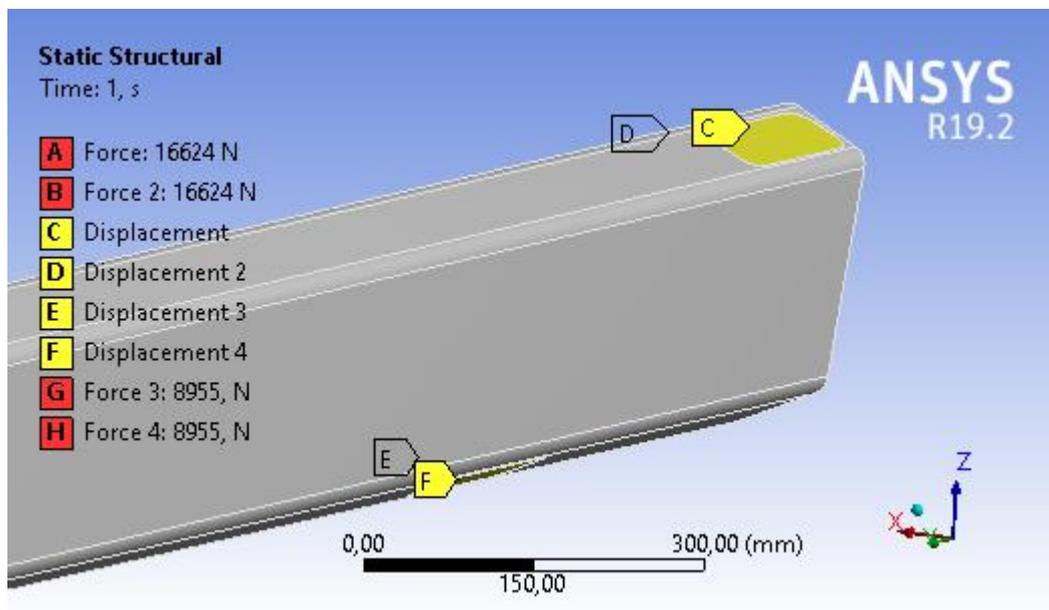


Figura 5.30: Condizioni di vincolo del quarto sfilo

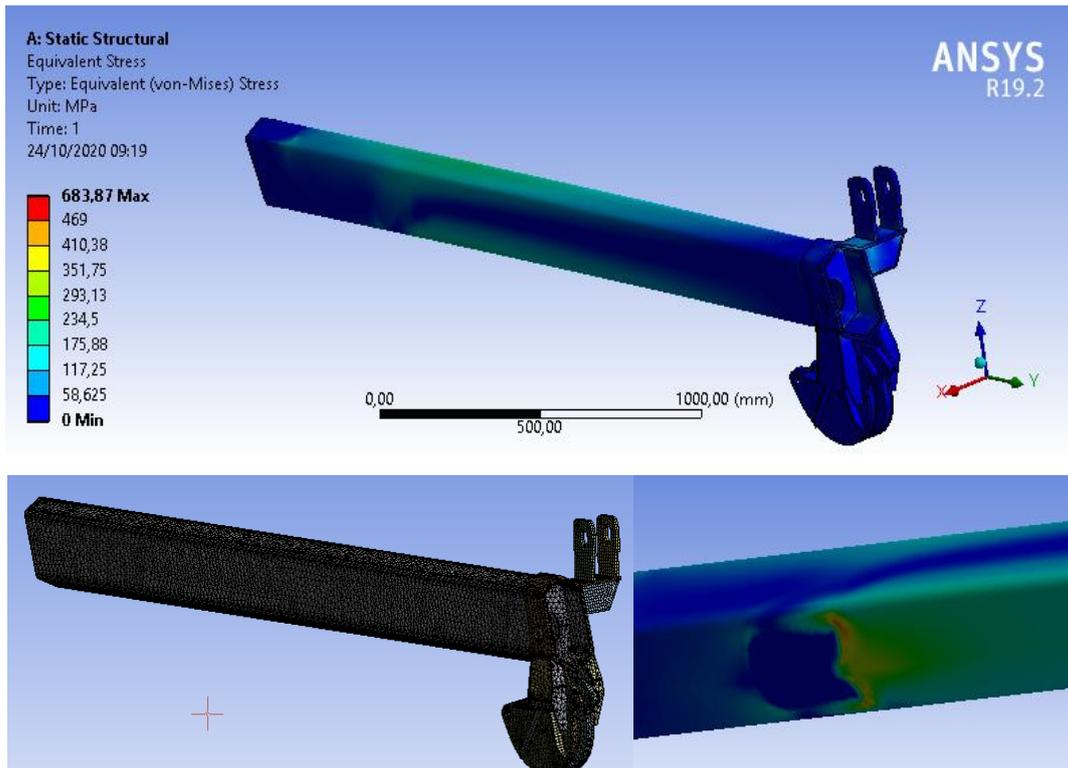


Figura 5.31: Mesh, tensioni e punti critici del quarto sfilo

In ultima analisi sono state verificate le sezioni telescopiche per le quali sono stati imposti dei vincoli ad incastro in corrispondenza dei pattini di scorrimento.

Gli sfilo appaiono tensionati adeguatamente e rispettano i coefficienti di sicurezza che erano stati previsti in fase di calcolo analitica tranne che per un punto critico in corrispondenza del pattino inferiore da cui inizia l'inflessione.

In realtà, per un maggior grado di precisione per il rilevamento delle tensioni, nei punti di applicazione delle forze, è necessario definire, come dato di input per la simulazione, il campo di pressione che si trasferisce da un elemento all'altro. Inoltre, la simulazione non tiene conto del materiale di cui è realizzato il pattino e di come questo vada ad influenzare la tensione nella zona interessata. Un affinamento del problema e l'aggiunta di ulteriori parametri di simulazione possono rappresentare la soluzione al suddetto problema senza dover andare ad impiegare rinforzi locali ed appesantire la struttura.

In definitiva, dall'analisi agli elementi finiti si evince che la gru, a livello

macrostrutturale, è adatta a sopportare i carichi richiesti, avendo comunque geometrie e pesi, a meno di piccole correzioni, migliori e comunque paragonabili a quelli del modello 450.5 COPMA.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Questo studio di reingegnerizzazione di una gru foldable è stato sviluppato con l'intenzione di capire quale potesse essere una soluzione innovativa da applicare in un settore industriale in rapida crescita come quello dei sollevamenti offshore. Ci si è incentrati, quindi, sulla riprogettazione di una macchina, nata per l'applicazione su autocarro ed impiegata, talvolta, anche in ambito offshore, in modo da ottimizzare la struttura esclusivamente per l'installazione su nave o piattaforma, risaltando sempre alcuni aspetti fondamentali come la funzionalità e semplicità. A tal fine, è stata condotta una lunga analisi sperimentale che ha riguardato diversi aspetti della progettazione. Le analisi condotte sono state svolte mantenendo costantemente un termine di paragone con il modello di riferimento da cui è partito il lavoro. Si è scelto, per questo motivo, di adottare le stesse portate della macchina e condizioni operative.

Le analisi svolte hanno riguardato sia fasi di dimensionamento strutturale degli elementi della macchina sia fasi di verifica basate su normative, quali RINA ed EN 13001.

I risultati ottenuti da suddette analisi mostrano alcuni importanti benefici relativi sia alle materie prime necessarie per la realizzazione sia alla diminuzione dei tempi di produzione e progettazione. Infatti, per quanto concerne la massa complessiva della struttura, essa è stata valutata in modo accurato attraverso la realizzazione di modelli 3D in grado di rispecchiare la geometria effettiva della gru ed è risultata inferiore di circa il 10% rispetto al modello di riferimento.

Inoltre, l'eliminazione di alcuni elementi quali il quinto sfilo, le bielle ed i relativi perni e accessori aggiuntivi, ha prodotto una riduzione dei tempi di processo per la progettazione e messa in esercizio della macchina con una conseguente influenza sui costi totali.

L'integrità della macrostruttura della gru è stata dimostrata anche attraverso l'utilizzo di metodologie basate sugli elementi finiti. Ulteriori miglioramenti, per limitare concentrazioni locali di tensioni, possono essere apportati attraverso l'utilizzo di rinforzi locali o di altri accorgimenti strutturali a seguito di studi aggiuntivi specifici per i singoli elementi.

L'approfondimento rivolto a questo lavoro su altre taglie della macchina potrebbe rappresentare uno spunto utile per la creazione di una gamma di gru versatile per ogni situazione facilmente riproducibile ma, al tempo stesso competitiva sul mercato degli impianti offshore.

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1: Apparecchiatura per il controllo remoto dell'impianto di sollevamento	2
Figura 1.2: Tipologie di applicazione su veicolo.....	3
Figura 1.3: Gru foldable installata nel vano macchine della gondala di una tubina eolica.....	5
Figura 1.4: Stabilizzatori per impianto di sollevamento.....	6
Figura 1.5: Macro-componenti di una gru foldable.....	8
Figura 1.6: Piedistallo cilindrico con passo d'uomo.....	10
Figura 1.7: Motoriduttori	10
Figura 1.8: Sistema di rotazione a ralla	11
Figura 1.9: Sistema di rotazione a cremagliera.....	12
Figura 1.10: Colonna e semilavorati costituenti di una gru foldable (modello CAD realizzato dall'azienda Sormec Srl).....	13
Figura 1.11: Pacco bracci di una gru foldable (modello CAD realizzato dall'azienda Sormec Srl).....	13
Figura 1.12: Bozzello a singolo tiro (a sinistra) e doppio tiro con puleggia integrata (a destra)	16
Figura 1.13: Verricello.....	16
Figura 2.1: Modello gru COPMA 450.5.....	18
Figura 2.2: modello CATIA 3D di una gru foldagle non telescopica.....	22
Figura 2.3: Simulazione statica di una gru tralicciata tramite software ANSYS ..	23
Figura 3.1: Sezioni della macchina analizzate.....	36
Figura 3.2: Caratteristiche di sollecitazione applicate al piedistallo	37
Figura 3.3: Distanza tra l'asse di simmetria della ralla e lo snodo colonna-braccio primario.....	40
Figura 3.4: Forza longitudinale FHL e trasversale FHT.....	41
Figura 3.5: Azioni inerziali sulla macchina	42

Figura 3.6: Curva di resistenza del modello I.2.120-412.....	49
Figura 3.7: Dimensioni e proprietà della ralla modello I.2.120-412	50
Figura 3.8: schema di inflessione della fune con gru scarica	50
Figura 3.9: Curva di resistenza per funi metalliche di diverso diametro	52
Figura 3.10: Calcolo della componente orizzontale dello sforzo	52
Figura 3.11: Schemi dimensionali della sezione esagonale.....	55
Figura 3.12: Disegno parametrico sezione esagonale.....	56
Figura 3.13: Sezioni braccio primario estratte da CATIA V5	57
Figura 3.14: schema delle caratteristiche di sollecitazione.....	57
Figura 3.15: Distanze tra il perno di brandeggio e le sezioni analizzate	59
Figura 3.16: Carichi longitudinali.....	60
Figura 3.17: Sezione colonna.....	65
Figura 3.18: Numerazione perni dell'intera macchina	67
Figura 3.19: Caratteristiche dimensionali del martinetto.....	68
Figura 3.20 :schema dimensionale del Sistema perno	71
Figura 3.21: Dati tecnici pignone	75
Figura 3.22: Interpolazione della coppia di funzionamento effettiva.....	78
Figura 3.23: Curva della forza radiale massima non corretta	79
Figura 3.24: Schema dimensionale del motoriduttore RR810.....	79
Figura 3.25: Fattore di correzione della forza massima applicata sul riduttore.....	80
Figura 4.1: Dimensioni y_1 e y_2	91
Figura 4.2: Distribuzione delle tensioni sulla piastra	93
Figura 5.1: Brandeggio del braccio attorno al perno P2	99
Figura 5.2: Brandeggio del braccio attorno al perno P5	100
Figura 5.3: Configurazioni analizzate.....	101
Figura 5.4: Gru COPMA 450.5 con piedistallo riadattato	102
Figura 5.5: Ingombri e modello 3D della gru in posizione retratta	103
Figura 5.6: Piedistallo (a sinistra) e ralla (a destra)	104
Figura 5.7: Braccio primario e secondario.....	105
Figura 5.8: Colonna e martinetti	105
Figura 5.9: Sezioni telescopiche	106
Figura 5.10: Riduttore e bozzello	107

Figura 5.11: Mesh, condizioni di vincolo e condizioni di carico del piedistallo .	109
Figura 5.12: Tensioni di Von Mises sul piedistallo	110
Figura 5.13: Condizioni di carico della colonna.....	111
Figura 5.14: Condizioni di vincolo della colonna.....	111
Figura 5.15: Mesh, tensioni e punti critici della colonna.....	112
Figura 5.16: Condizioni di carico e di vincolo del braccio primario	113
Figura 5.17: Mesh, tensioni e punti critici del braccio primario.....	113
Figura 5.18: Condizioni di carico e di vincolo del braccio primario	114
Figura 5.19: Mesh, tensioni e punti critici del braccio secondario	115
Figura 5.20: Condizioni di carico del primo sfilo.....	115
Figura 5.21: Condizioni di vincolo del primo sfilo	116
Figura 5.22: Mesh, tensioni e punti critici del primo sfilo	116
Figura 5.23: Condizioni di carico del secondo sfilo	117
Figura 5.24: Condizioni di vincolo del secondo sfilo.....	117
Figura 5.25: Mesh, tensioni e punti critici del secondo sfilo.....	118
Figura 5.26: Condizioni di carico del terzo sfilo	118
Figura 5.27: Condizioni di vincolo del terzo sfilo	119
Figura 5.28: Mesh, tensioni e punti critici del terzo sfilo	119
Figura 5.29: Condizioni di carico del quarto sfilo	120
Figura 5.30: Condizioni di vincolo del quarto sfilo.....	120
Figura 5.31: Mesh, tensioni e punti critici del quarto sfilo.....	121

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 2.1: Tabella dati tecnici modello 450 COPMA	18
Tabella 3.1: Coefficiente dinamico C_{vd}	32
Tabella 3.2: Velocità della nave e della gru alla quota operativa	34
Tabella 3.3: Accelerazione verticale A_v	35
Tabella 3.4: Proprietà Meccaniche dell'acciaio S355J2.....	38
Tabella 3.5: Pesi e baricentri dei macro-elementi della macchina	39
Tabella 3.6: Fattore correttivo per il calcolo della tensione ammissibile	46
Tabella 3.7: Proprietà Meccaniche di funi metalliche	51
Tabella 3.8; Proprietà meccaniche S690QL	57
Tabella 3.9 : Classi di utilizzo	74
Tabella 3.10: Dati geometrici della ralla modello I.2.120-412.....	74
Tabella 3.11: Fattore di servizio	76
Tabella 3.12: Taglie e rispettive coppie nominali dei riduttori.....	77
Tabella 3.13: Dati tecnici motoriduttore RR810	77
Tabella 3.14: Dati tecnici motoriduttore RR810	78
Tabella 3.15: Freni per riduttore RR810.....	81
Tabella 4.1: Classi dei meccanismi secondo FEM 1.001	83
Tabella 4.2: Classificazione in base al tipo di applicazione	84
Tabella 4.3: Classi di spettro.....	85
Tabella 4.4: Numero di cicli di funzionamento	85
Tabella 4.5: Fattore di stress	86
Tabella 4.6: Fattore specifico di resistenza alla fatica	87
Tabella 4.7: Elementi saldati	87
Tabella 4.8: Materiale di base degli elementi strutturali	88
Tabella 4.9: Elementi saldati	89
Tabella 4.10: Dimensioni delle sezioni.....	91
Tabella 4.11: Fattore di instabilità $k\sigma_x$	92

Tabella 4.12: Fattore di instabilità $k\tau$	93
Tabella 4.13: Parametro geometrico α	94

BIBLIOGRAFIA

- FEM 1.001 (10.1998), Rules for the design of hoisting appliances
- Mitraglino P., *Macchine di sollevamento e trasporto*. Napoli, Liguori editore.
- Somà A., *Fondamenti di meccanica strutturale*. Torino, Quine editore, 2019.
- Gambarotta L., Nunziante L., Tralli A., *Scienza delle costruzioni*, McGraw-Hill Education Editore, terza edizione, 2011.
- E. Chirone, S. Tornincasa, *Disegno tecnico industrial 2, Il capitello, 2010*
- Gugliotta, *Elementi finiti, progetto didattico in rete*, otto editore, 2002
- Chandresh Shah, *Mesh Discretization Error and Criteria for Accuracy of Finite Element Solutions, Cummins, Inc.*
- Cusmano G., “Alla base della gru”, *Edilizia specializzata*. n. 161. Febbraio 2007.
- MENICHELLI-LIONELLO-BOVOLENTA, *La gru idraulica Armstrong dell’Arsenale di Venezia* – tesi di laurea, Università di Venezia, 2002
- Chiasson D., *Modeling and high-performance control of electric machines*, Wiley-Interscience, 2005.
- Goldstein H., *Classical Mechanics*. Addison Wesley editor, third edition, 2002. Metallurgica veneta, acciai speciali, S355J2, pdf.
- Teilmann, J. 2003. *Influence of sea states on density estimates of Harbour Porpoises (Phocoena phocoena)*. *J. Cetacean Res. Manage.* 5(1): 85-92.

SITOGRAFIA

- http://www.sttan.it/appunti/Prontuario/Pront_Travi.pdf
- <http://www.fasitaly.com/>
- <http://www.copma-cranes.com/index.php/prodotti/gru-per-autocarri/item/39-modello-450>
- https://www.engineeringtoolbox.com/wire-rope-strength-d_1518.html
- <https://www.teknoring.com/news/ingegneria-civile/apparecchi-di-sollevamento-e-gru-criteri-di-progettazione-secondo-la-uni-en-13001/>
- <https://www.rina.org/it/offshore-lifting-operations>
- <https://www.rina.org/it/periodic-inspection-of-lifting-appliances>
- <https://www.rina.org/it/marine-warranty-survey>
- <https://www.sormec.net/it/>