

Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica



STUDIO E PROGETTAZIONE DETTAGLIATA DI SISTEMI  
RACCOGLI-BARRE DOTATI DI SISTEMA DI  
POSIZIONAMENTO AUTOMATICO DI RISCONTRO  
MECCANICO PER MACCHINE RADDRIZZATRICI A  
ROTORE

STUDY AND DETAIL DESIGN OF BAR-COLLECTOR  
SYSTEMS WITH AUTOMATIC POSITIONING  
MECHANICAL STOP DEVICE FOR ROTOR  
STRAIGHTENING MACHINES

Relatore

*Prof. Ferruccio Mandorli*

Correlatore

*Ing. Fabio Barletta*

Tesi di Laurea di

*Daniele Del Papa*

*Anno accademico 2020/2021*



# Sommario

<b>1</b>	<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>7</b>
1.1	<b>AZIENDA: SCHNELL S.P.A.....</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>LA MACCHINA: PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO .....</b>	<b>11</b>
2.1	<b>Secondo blocco e metodi di raddrizzatura .....</b>	<b>13</b>
2.2	<b>Terzo blocco: il bancale .....</b>	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>MODELLAZIONE .....</b>	<b>17</b>
3.1	<b>Obiettivi e logica di progettazione.....</b>	<b>17</b>
3.2	<b>Progettazione della carpenteria inferiore.....</b>	<b>19</b>
3.2.1	Profilati a “U” .....	20
3.2.2	Coste verticali o diaframmi.....	21
3.2.3	Pianale.....	22
3.3	<b>SISTEMA DI RACCOLTA DEI FILI.....</b>	<b>24</b>
3.3.1	Dimensionamento cilindri pneumatici .....	25
3.4	<b>Gruppo movimentazione battuta .....</b>	<b>27</b>
3.4.1	Piastrone centrale .....	27
3.4.2	Elementi sostegno e regolazione piastrone .....	32
<b>4</b>	<b>MECCANISMO DI APERTURA DEL FLAP .....</b>	<b>34</b>
4.1	<b>Analisi cinematica del quadrilatero articolato.....</b>	<b>36</b>
4.1.1	Analisi di posizione.....	37
4.1.2	Analisi di velocità e accelerazione.....	38
4.2	<b>Profili di velocità.....</b>	<b>39</b>
4.2.1	Profilo di velocità triangolare .....	39
4.2.2	Legge di moto cicloidale.....	42
4.2.3	Confronto dei due profili di moto .....	44
4.3	<b>Analisi dinamica .....</b>	<b>46</b>
<b>5</b>	<b>CALCOLO SOLLECITAZIONE FLAP.....</b>	<b>58</b>
5.1	<b>Calcolo fattore di intaglio .....</b>	<b>63</b>
5.2	<b>Verifica a fatica.....</b>	<b>66</b>

<b>6</b>	<b>COLLEGAMENTO COMPONENTI.....</b>	<b>68</b>
6.1	Flap.....	68
6.2	Piatto di contenimento laterale.....	69
6.3	Barra per azionamento flap.....	69
6.4	Barra per regolazione piastrone.....	70
<b>7</b>	<b>STUDIO URTO TRA BATTUTA E FILO E DIMENSIONAMENTO FRENI DEL CARRELLO .....</b>	<b>72</b>
<b>8</b>	<b>CONSIDERAZIONI SU STANDARDIZZAZIONE E MODULARITÀ .....</b>	<b>76</b>
8.1	CAD e progettazione modulare.....	80
<b>9</b>	<b>CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....</b>	<b>84</b>
<b>10</b>	<b>APPENDICE A.....</b>	<b>86</b>
<b>11</b>	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>92</b>

## Indice delle figure

Figura 1 Fasi del Variant Design a confronto con quelle del progetto.....	8
Figura 2 Alcuni impieghi del filo industriale .....	11
Figura 3 Macchina di raddrizzatura e taglio filo industriale .....	12
Figura 4 Raddrizzatura a rulli (a) e a rotore (b).....	13
Figura 5 Rotore e traino della raddrizzatrice R8 .....	14
Figura 6 Bancale completo .....	16
Figura 7 Struttura in carpenteria metallica .....	19
Figura 8 Profilato e dettaglio della sezione .....	20
Figura 9 Diaframma.....	21
Figura 10 Vista superiore e isometrica del pianale.....	22
Figura 11 Particolare del disegno tecnico del pianale .....	23
Figura 12 Sistema di falci doppio.....	24
Figura 13 Sistema di falci nell'assieme di carpenteria.....	24
Figura 14 Particolare per la rilevazione dell'impacchettamento dei fili .....	25
Figura 15 Dettaglio del foglio di calcolo per il dimensionamento dei cilindri.....	26
Figura 16 Diagramma delle forze agenti sulle falci e dei relativi bracci.....	26
Figura 17 Assieme movimentazione carrello battuta .....	27
Figura 18 Piastrone prima (a) e dopo (b) le lavorazioni di fresatura.....	27
Figura 19 Dettaglio di alcuni elementi del piastrone.....	28
Figura 20 Elemento della catena alettato e con inserto .....	29
Figura 21 Assieme di rinvio catena folle (a) e (b) e motorizzato (c).....	30
Figura 22 Dettaglio degli elementi per la regolazione del rinvio .....	31
Figura 23 Guide catena nell'assieme (a) e in dettaglio (b) .....	31
Figura 24 Vista isometrica e frontale dell'assieme di supporto del piastrone .....	32
Figura 25 Camma con scavo elicoidale .....	33
Figura 26 Assieme complessivo del meccanismo di movimentazione del piastrone.....	33
Figura 27 Elementi per la movimentazione del flap e dettaglio assieme di attuazione.....	34
Figura 28 Assieme del collegamento tra flap e barra tramite braccetti.....	35
Figura 29 Assieme del meccanismo di attuazione del flap .....	36
Figura 30 Schematizzazione del quadrilatero.....	37
Figura 31 Configurazione iniziale (a) e finale (b) del quadrilatero .....	39
Figura 32 Diagramma di spostamento per profilo triangolare di velocità.....	40
Figura 33 Profilo di velocità triangolare.....	41
Figura 34 Diagramma di accelerazione per profilo triangolare di velocità.....	41
Figura 35 Diagramma di accelerazione del bilanciere .....	42
Figura 36 Diagramma di accelerazione per profilo cicloidale .....	43
Figura 37 Traiettoria cicloidale per angolo di manovella.....	43
Figura 38 Confronto tra i due profili di velocità .....	44
Figura 39 Rapporto di trasmissione del meccanismo articolato.....	45
Figura 40 Confronto coppie richieste da asse di rotazione del bilanciere per leggi di moto cicloidale(a) e triangolare (b) .....	46
Figura 41 Schematizzazione dei vari elementi del quadrilatero e dei rispettivi baricentri..	47
Figura 42 Confronto tra coppia necessaria all'asse di manovella per profilo di moto cicloidale (a) e triangolare (b).....	48

Figura 43	Verifica della coppia ridotta con i due approcci di analisi dinamica .....	50
Figura 44	Schema del gruppo motore-riduttore-quadrilatero.....	50
Figura 45	Coppia richiesta al motore in funzione dell'angolo di manovella per traiettoria cicloidale.....	51
Figura 46	Coppia richiesta al motore in funzione dell'angolo di manovella per profilo triangolare.....	52
Figura 47	Contenuto in frequenza dei due profili di moto: cicloidale (a) e triangolare (b)	52
Figura 48	Posizione, velocità ed accelerazione per traiettoria cicloidale.....	53
Figura 49	Posizione, velocità ed accelerazione per traiettoria triangolare .....	54
Figura 50	Coppia motrice nel ciclo di lavoro per traiettoria cicloidale e triangolare.....	55
Figura 51	Schematizzazione del flap con asta su più appoggi .....	58
Figura 52	Rappresentazione dell'asta iperstatica da risolvere .....	60
Figura 53	Isostatica associata .....	60
Figura 54	Diagramma momento flettente flap .....	61
Figura 55	Viste dei fori del flap e della sezione .....	62
Figura 56	Rappresentazione della porzione di flap analizzata e dell'applicazione di vincoli e carichi .....	63
Figura 57	"Meshatura" tramite suddivisione delle linee.....	64
Figura 58	Tensione massima corrispondenti a elementi di dimensione minore .....	65
Figura 59	Andamento della tensione legata alla flessione del flap .....	66
Figura 60	Giunzione dei due flap .....	68
Figura 61	Collegamento dei due piatti con angolare.....	69
Figura 62	Giunzione delle barre per azionamento flap .....	70
Figura 63	Giunzione barre per regolazione piastrone .....	71
Figura 64	Carrello.....	72
Figura 65	Disposizione dei due freni pneumatici.....	75
Figura 66	Unità funzionali: sottoassieme sostegno e regolazione piastrone (a), costa verticale (b), portella (c).....	79
Figura 67	Dettaglio delle features incluse nei pattern .....	81
Figura 68	Esempio di sottoassiemi inseriti nell'assieme finale tramite pattern.....	82
Figura 69	Bancali finali da 4 (a), 5 (b) e 6 (c) metri.....	85

# 1 INTRODUZIONE

Questa tesi, e quindi il tirocinio che l'ha preceduta, si pone come obiettivo lo studio e la progettazione di un sistema raccogli barre di una macchina raddrizzatrice a rotore. Tali macchine sono impiegate per l'ottenimento di barre di filo industriale. Il filo industriale è largamente utilizzato nell'industria e alcuni degli impieghi sono: le reti ondulate, i cestelli per lavastoviglie, minuterie metalliche ed elementi per il design domestico.

Il modello del sistema raccogli barre da cui si è partiti, definito anche bancale, è un prototipo, ispirato a modelli precedenti dell'azienda Schnell ma con funzionalità aggiuntive. Il prototipo era stato progettato come modello singolo, ma presenta degli elementi ripetitivi che ben si adattano ad uno sviluppo di più serie dimensionali.

L'obiettivo è quello di ampliare la gamma macchine di cui il bancale prototipo da tre metri rappresenta il primo modello. Dietro questo proposito, c'è la necessità che proviene dal mercato di avere macchinari che riescano a lavorare filo industriale di diverse lunghezze. Il filo industriale infatti ha una vastissima gamma di impieghi che richiedono lunghezze dalla decina di millimetri fino a diversi metri come nel caso di reti metalliche o recinzioni. Ampliare la gamma macchine non è sempre facile, in quanto non è solo necessario aumentare le dimensioni, quando si tratta di creare una serie di vari modelli a differenti lunghezze, ma occorre studiare le soluzioni che siano attuabili in tutti i modelli della famiglia senza dovere riprogettare interamente ognuno di essi. Infatti, in quest'ultima eventualità ci sarebbe un notevole aumento dei tempi di progettazione e quindi si tradurrebbe in un aumento dei costi. Inoltre, ciò implicherebbe anche una diversificazione delle soluzioni costruttive con un conseguente aumento dei costi di produzione. Nelle diverse serie è necessario riuscire a replicare per quanto possibile le soluzioni costruttive ed eventualmente migliorarle, garantendo quindi una immutata (o migliorata) funzionalità e performance.

Questi obiettivi sono raggiungibili:

- adottando elementi versatili;
- evitando soluzioni specifiche e non replicabili a tutte le varianti di prodotto;
- dimensionando in maniera adeguata i componenti critici.

La macchina in questione, e in particolare il bancale, sono composti da elementi di carpenteria meccanica, da profilati e componenti commerciali vari, dalla bulloneria fino ai motori elettrici. Per ridurre i costi di realizzazione occorre portare al minimo la creazione di

nuovi codici, e di cercare di mantenere, quando possibile gli stessi componenti commerciali delle macchine precedenti.

Per i componenti commerciali, è perciò necessario valutare con calcoli o talvolta semplici considerazioni se i pezzi del bancale da tre metri siano conformi e funzionali anche per il nuovo bancale, per poi scegliere se mantenerli o consultare i cataloghi per prenderne altri. Viceversa, per i pezzi che richiedono lavorazioni e vengono commissionati ai fornitori esterni bisogna considerare elemento per elemento vari aspetti: funzione del componente, processo produttivo, costo del materiale e delle lavorazioni, disponibilità dei fornitori.

Oltre alle considerazioni prettamente economiche e produttive, per questo progetto sono state fondamentali anche alcune verifiche strutturali e dimensionamenti di componenti, commerciali o meno, al fine di garantire un livello ottimale di funzionalità e sicurezza.

Questo progetto, date le premesse, si configura come un'attività di Variant Design. Infatti, le funzioni del prodotto sono ben definite e, note quelle che devono essere la struttura di base, le forme e le principali soluzioni tecniche occorre adeguarle a più gamme di prodotto corrispondenti a diverse dimensioni, in base alle richieste dei clienti o più in generale del mercato. Tali attività, nonostante mirino al mantenimento della “solution principle” possono comportare la variazione di alcuni componenti nelle dimensioni e talvolta nelle forme o l'aggiunta di nuovi elementi senza in generale stravolgere la struttura di base del prodotto.



*Figura 1 Fasi del Variant Design a confronto con quelle del progetto*

Come si può vedere dalla figura sovrastante le fasi di lavoro di questo progetto corrispondono alle attività previste nel Variant Design, con alcune eccezioni. La prima fase di definizione dei compiti è stata saltata in quanto i compiti e la funzione del prodotto sono già a priori definiti, mentre le attività di Embodiment e detail design sono state eseguite



insieme ad opportune verifiche e analisi analitiche e in parte numeriche di alcuni componenti.

Lo strumento principale impiegato per questo progetto in ogni sua fase è stato il software CAD, in particolare Solid Edge. Infatti, il prototipo virtuale è risultato fondamentale per la rappresentazione delle varie idee progettuali, per la realizzazione di tavole tecniche e come supporto ai successivi calcoli per i dimensionamenti. L'utilizzo efficace del software e soprattutto l'impiego di una strategia di modellazione atta a facilitare le operazioni di modifica e creazione di nuove versioni, sono stati requisiti essenziali nello svolgimento dell'intero progetto.

## 1.1 AZIENDA: SCHNELL S.P.A.

La seguente tesi progettuale è frutto di un tirocinio curriculare di 375 ore svolto presso l'ufficio tecnico di Schnell S.p.A. nella sede di Colli al Metauro (PU).



Schnell S.P.A. è una azienda leader mondiale settore dei macchinari per la lavorazione del tondo per cemento armato. Fondata nel 1962 da un gruppo di imprenditori di Fano è attualmente impegnata in più campi, riguardanti il taglio e la piega del tondo, macchine per reti elettrosaldate, macchine per lavorazione di filo metallico e tecnologie software per ottimizzare e organizzare la produzione. Schnell si occupa sia di progettazione che realizzazione di macchinari.

La sede principale si trova a Colli al Metauro (PU), ma ha altre 10 filiali sparse per il mondo. La forte vocazione alla ricerca e all'innovazione permette a Schnell di essere continuamente al passo con i tempi e con le nuove tecnologie. A prova di ciò Schnell può vantare più di 150 brevetti depositati ed estesi a livello internazionale grazie ad un team di 40 persone composto da ingegneri meccanici ed elettronici.

## 2 LA MACCHINA: PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO

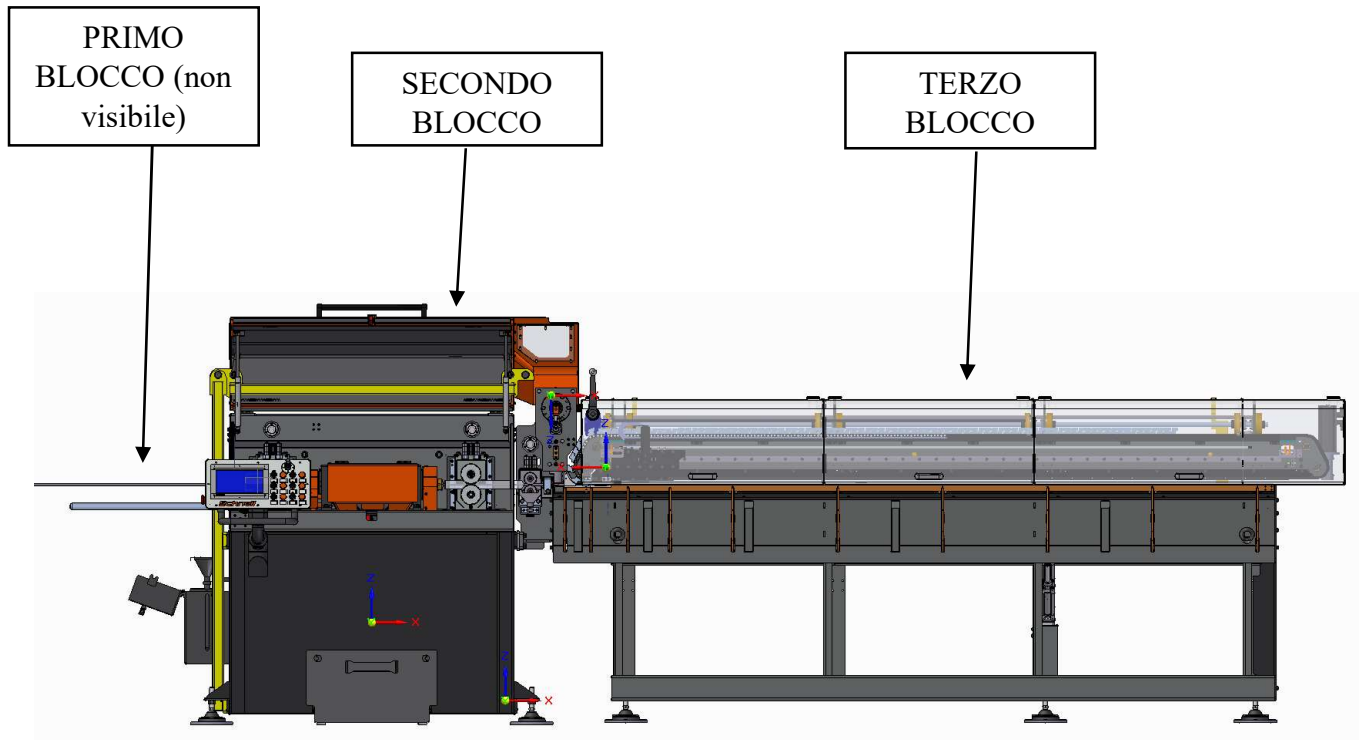
Le macchine raddrizzatrici per filo industriale hanno il compito di raddrizzare fili provenienti da matasse arrotolate e di tagliarli alla lunghezza desiderata. Il campo di impiego del filo industriale è molto vasto e comprende settori quali quello dell'arredamento, agricolo, elettrodomestico, automobilistico, ospedaliero. Il filo metallico industriale viene fornito dalle trafileries o dai laminatoi solitamente in rotoli per questioni legate alla facilità di trasporto, perciò per la realizzazione dei suoi derivati, e quindi per il passaggio da semilavorato a prodotto finito, è prima necessaria la sua raddrizzatura. Essa diventa necessaria primariamente dall'esigenza di modificare o eliminare dal materiale le curvature indotte da processi meccanici o termici desiderati o indesiderati. Infatti, quando occorre realizzare reti elettrosaldate, cesti derivati da piegatura o qualunque altro lavorato è fondamentale che il filo venga prima raddrizzato e tagliato della giusta lunghezza.



*Figura 2 Alcuni impieghi del filo industriale*

Le macchine raddrizzatrici sono composte principalmente da tre blocchi: un primo blocco formato da un aspo, un secondo in cui si hanno il traino e gli elementi necessari per la raddrizzatura ed il taglio e l'ultimo è l'elemento per lo stoccaggio del filo tagliato e raddrizzato.

L'aspo, ossia una bobina su cui è arrotolato il filo metallico, è in grado di ruotare sul proprio asse e ha la funzione di svolgere il filo. Per avere un coretto svolgimento del filo nell'aspo è solitamente presente un braccio rotante. Gli aspi possono essere motorizzati o folli in quanto il traino principale proviene solitamente dalla raddrizzatrice.



*Figura 3 Macchina di raddrizzatura e taglio filo industriale*

## 2.1 Secondo blocco e metodi di raddrizzatura

Il secondo blocco ha la vera e propria funzione di raddrizzatura. Infatti, in esso sono presenti oltre ai gruppi di traino anche l'elemento di raddrizzatura che nel caso di questa tesi è rappresentato da un rotore.

I principali metodi di raddrizzatura di filo industriale sono quelli effettuati tramite una serie di rulli e quelli a rotore.

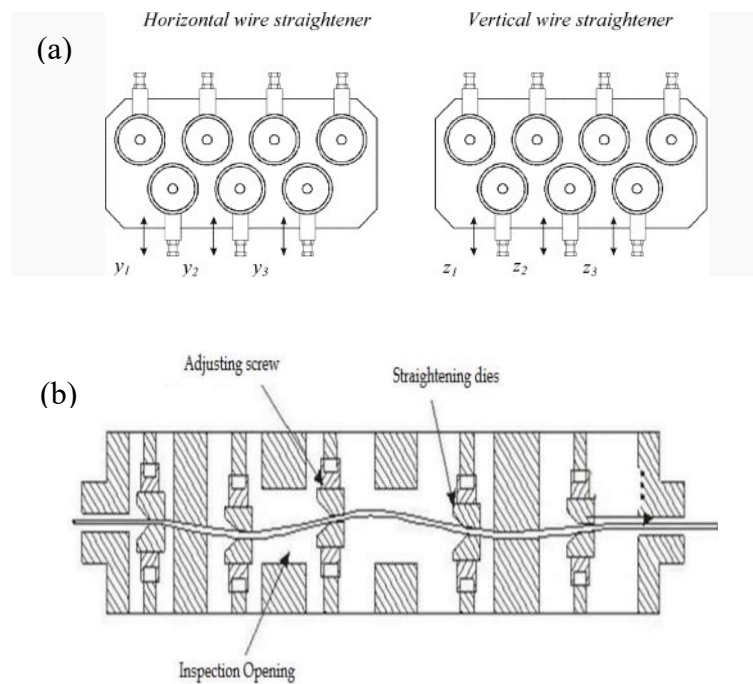


Figura 4 Raddrizzatura a rulli (a) e a rotore (b)

La raddrizzatura a rulli si avvale come si vede dalla figura 4 (a) di una serie di ruote con assi paralleli ma aventi un certo offset tra di loro. Questo causa un percorso a “serpentina” del filo che sarà sottoposto ad una flessione alternata che causa tensioni oltre il limite elastico. Ciò determina la raddrizzatura finale del filo. Solitamente ci sono più gruppi di rulli disposti in piani perpendicolari tra loro in maniera tale da avere una deformazione più omogenea e che si traduce in migliore rettilineità.

Anche la raddrizzatura a rotore si serve della deformazione plastica del filo per rendere il filo rettilineo. In particolare, il rotore (schematizzato in figura 4b) è composto da più tasselli nei cui fori scorrerà il filo. I tasselli possono essere regolati in direzione radiale rispetto all'asse del rotore in modo tale da impostare correttamente le varie distanze dall'asse e avere la giusta raddrizzatura per i fili di diverso diametro. Il rotore

ruotando ad alte velocità e grazie al percorso “ondulato” imposto dai tasselli al filo farà sì che quest’ultimo compia una sorta di moto elicoidale. Il filo, perciò, si muove in direzione assiale grazie al traino, ma subisce anche una flessione alternata in più direzioni per via del “percorso” imposto dai tasselli. Questo causa una deformazione plastica omogenea in quanto ruotando ogni direzione è coinvolta dalla plasticizzazione e ciò determina la raddrizzatura del filo. La rettilineità ottenuta in quest’ultimo metodo di raddrizzatura dipende soprattutto dalla forza di traino (e quindi dalla velocità di traino), dalla velocità del rotore, e dalla disposizione dei tasselli [1].



*Figura 5 Rotore e traino della raddrizzatrice R8*

Il metodo di raddrizzatura a rotore ha come vantaggi rispetto al metodo con rulli quello di ottenere una migliore rettilineità e quello di richiedere un minor ingombro sia assiale che radiale.

Come si può vedere dalla figura 3 sono presenti due gruppi di traino. Il primo ha il compito di svolgere il filo dall’aspo, mentre il secondo serve a tirare fuori il filo dal rotore e spingerlo contro la battuta presente nel bancale raccogli-barre. Nelle macchine raddrizzatrici considerate in questa tesi, le ruote di traino sono azionate da due servomotori, uno per ogni coppia di ruote, con due riduttori ad assi paralleli montati in pendolare, mentre la forza di contatto tra ruote e filo è garantita da dei cilindri pneumatici. Al variare del diametro del filo varierà la scanalatura della ruota di traino e la distanza tra gli assi della ruota superiore e quella inferiore che sarà sempre regolata dal cilindro pneumatico.

Dopo il traino è presente il gruppo di misura, realizzato tramite un encoder. Esso è costituito da due ruote che ruotano a causa dell’attrito con il filo. Rilevando il numero di rotazioni è

possibile ricavarsi la lunghezza del filo, viene quindi mandato un segnale al gruppo di taglio che regolerà il taglio in base a tale input e alla velocità di traino.

Il taglio può essere eseguito in più modi come il taglio al volo con lame rotanti o il taglio colonnare. Il taglio al volo si realizza tramite due ruote, con annesse lame, posizionate una sopra l'altra, inframezzate dal passaggio del filo. Le due ruote hanno una rotazione inversa tale da avere nel punto di contatto con il filo la direzione di moto dello stesso. Le lame trovandosi in corrispondenza del filo nello stesso momento lo taglieranno.

Il taglio colonnare (o taglio fisso) è realizzato da un tagliente che si muove in direzione perpendicolare a quella del filo, garantendo un taglio di 90°.

Nella raddrizzatrice considerata in questa tesi è stato previsto il sistema a taglio fisso.

## 2.2 Terzo blocco: il bancale

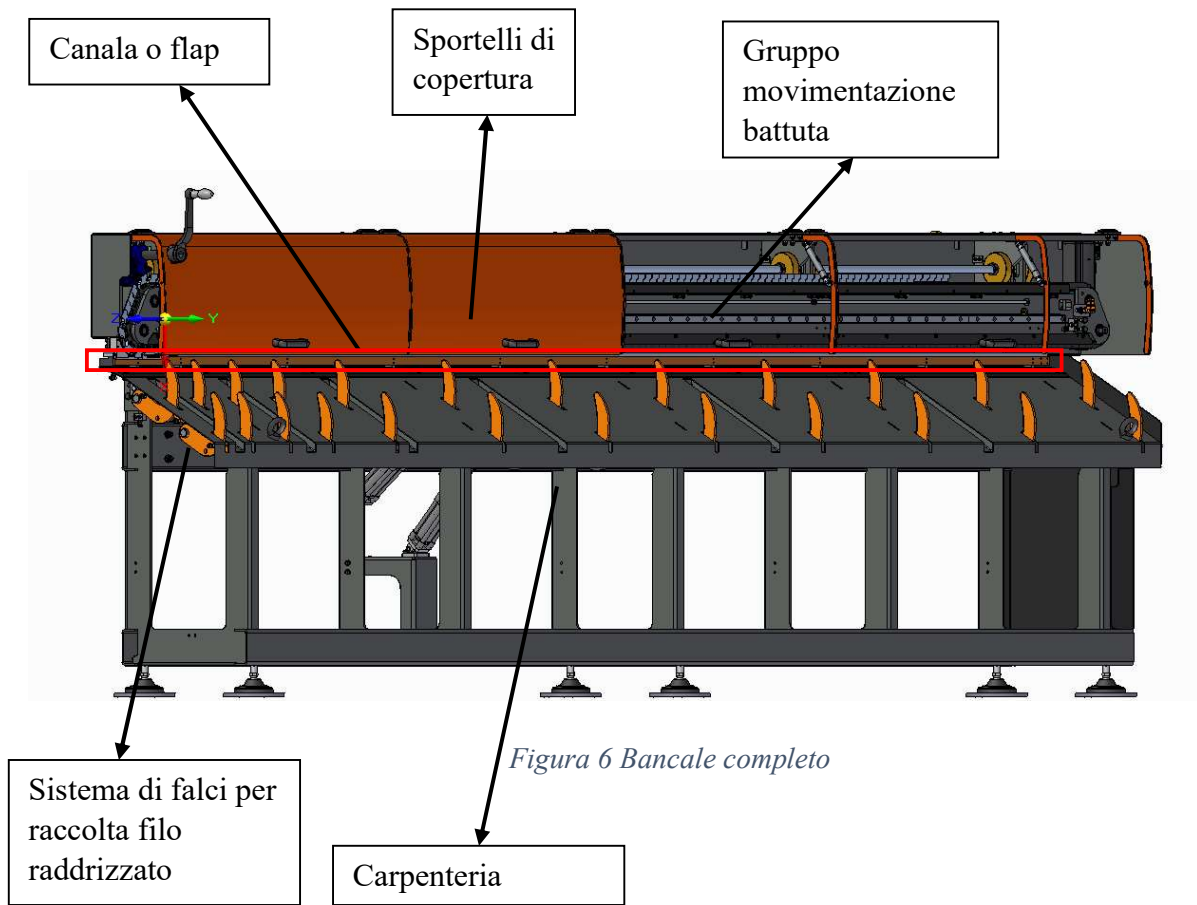
L'ultimo elemento, quello oggetto di questa tesi è il bancale. Quest'ultimo ha la funzione di raccogliere i fili raddrizzati e tagliati, inoltre ospita un carrello mobile, il cui movimento è automatizzato e tramite il quale è possibile allontanare o avvicinare la battuta per ottenere fili di lunghezze diverse.

Le parti di cui è composto il bancale sono:

- Carpenteria metallica, che ha la funzione di sostenere l'intero bancale;
- Sistema di raccolta dei fili, composto da delle falci che accolgono il filo dopo essere stato tagliato e raddrizzato;
- Flap, elemento che tramite una rotazione alternata permette al filo tagliato di cadere nel pianale;
- Gruppo di movimentazione della battuta, assieme complesso costruito attorno ad un piastrone lungo quanto l'intero bancale che consente al carrello di scorrere.

Lo scorrimento del carrello avviene su una guida lineare posta in uno scavo nel piastrone e azionata tramite un servomotore posto nella parte terminale. Anche il movimento del flap è azionato ad un servomotore dello stesso tipo.

Come si può vedere dall'immagine in figura 3 a bordo macchina è presente anche un computer. Questo PLC permette la regolazione dei principali parametri legati al taglio quali numero di pezzi, lunghezza desiderata dei fili e velocità di traino.





## 3 MODELLAZIONE

### 3.1 Obiettivi e logica di progettazione

Per avere un modello di bancale modulare il concetto base è quello di mantenere inalterate la parte iniziale e quella terminale e di rendere modulari gli elementi frapposti, facendo in modo che per ogni lunghezza richiesta (si vogliono macchine di lunghezze incrementate di 1 metro) sia minimo il lavoro richiesto per la modellazione che anche per la fase di assemblaggio in produzione. In questo caso quello che si fa è una sorta di “loft”, ossia si conservano le caratteristiche degli estremi variando la distanza fra essi, sia incrementando le dimensioni che aumentando il numero di parti. Ciò ovviamente non sempre è possibile sia per sconvenienza dal punto di vista economico che talvolta per fattori costruttivi o di assemblaggio. Infatti, è sempre necessario effettuare una valutazione oltre che tecnica anche economica, costruttiva e che tenga conto delle operazioni di assemblaggio. Un elemento che per esempio per necessità di impiego in più gamme di prodotto di diverse lunghezze viene suddiviso in più parti, ha il vantaggio di essere modulare e componibile, ma allo stesso tempo potrebbe aumentare i tempi di assemblaggio e i relativi costi legati a giunzioni.

Un altro aspetto importante è stato quello della parametrizzazione dei singoli modelli 3D, infatti risulta conveniente avere modelli che quando vogliono essere modificati mantengano la forma e feature inalterate. Procedere in questo modo permette una forte compressione complessiva dei tempi, soprattutto in modelli complessi. Infatti, se in fase iniziale è richiesta particolare attenzione e un maggiore numero di passaggi le successive modifiche saranno velocizzate comportando una globale riduzione dei tempi. Talvolta invece di realizzare componenti parametrici, in particolare quando sono richiesti pezzi con poche features e caratterizzati da forme semplici, potrebbe rivelarsi conveniente un approccio più semplice e meno dettagliato, in quanto la creazione di una nuova parte, per esempio di diverse dimensioni, risulterebbe più semplice. Nel software utilizzato questo si traduce in un accorto utilizzo delle quote e dei vincoli nell'ambiente di sketch oltre che delle feature di lavorazione.

Il punto di partenza del progetto è stata l'analisi del bancale motorizzato delle macchine raddrizzatrici precedenti e dei suoi componenti. I files 3D e i disegni sia di assiemi che di pezzi singoli sono stati ricavati dall'archivio del software gestionale PROFILE. In PROFILE ci sono codici identificativi per ogni oggetto, essi permettono di determinare il tipo di

elemento in questione, cioè se si tratta di una macchina, di un gruppo sotto-macchina, di assemblati o altro e dove si trova montato.

Il primo passo è stato quello di analizzare quali erano gli elementi da modificare per ottenere i bancali di dimensioni maggiori.

L'obiettivo da conseguire è quello ovviamente di migliorare la funzionalità dell'elemento iniziale (bancale da 3 metri) e di apportare modifiche che siano compatibili con la creazione di elementi di dimensioni via via maggiori. Perciò una caratteristica fondamentale in questo progetto risulta essere la modularità, soprattutto per quanto riguarda l'aspetto progettuale, sia nel senso di realizzare dei modelli 3D che siano facilmente modificabili, sia nel concepire idee che possano essere riprodotte senza problemi in progetti futuri.

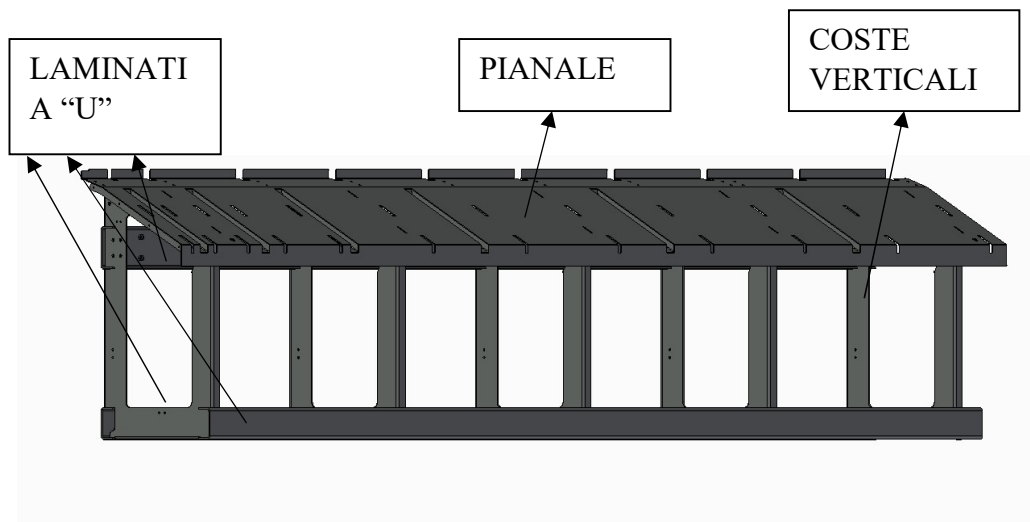
Il bancale è un assieme di carpenterie metalliche, di profilati e altri semilavorati ma anche componenti commerciali e nella logica di progettazione è importante cercare anche un giusto equilibrio tra prestazioni ottimali e riduzione dei costi complessivi.

Un esempio, come si vedrà più avanti, potrebbe essere quello della scelta dei servomotori che azionano il movimento della canala (detto anche flap) che è l'asta che aprendosi permette al filo tagliato di cadere. Infatti, nel bancale da tre metri è presente un solo servomotore, ma nel bancale da quattro metri essendo il flap più lungo essendo maggiore l'inerzia potrebbe non essere sufficiente un solo motore. Occorrerà considerare il nuovo carico inerziale, confrontarlo con le caratteristiche del motore e valutare se può bastare quello del bancale da tre metri o meno. In caso negativo sarà necessario valutare se sia più conveniente prendere due motori dello stesso tipo della versione iniziale o acquistare un nuovo motore che garantisca una coppia maggiore.

## 3.2 Progettazione della carpenteria inferiore

La prima parte da realizzare è stata la carpenteria metallica che sorregge l'intero bancale. Essa è composta da elementi in acciaio strutturale S235JR (o Fe360) che dopo essere stati assemblati adeguatamente dovranno poi essere saldati insieme. Essenzialmente gli elementi che compongono questo assemblato sono:

- Laminati a forma di "U"
- Coste verticali
- Pianale

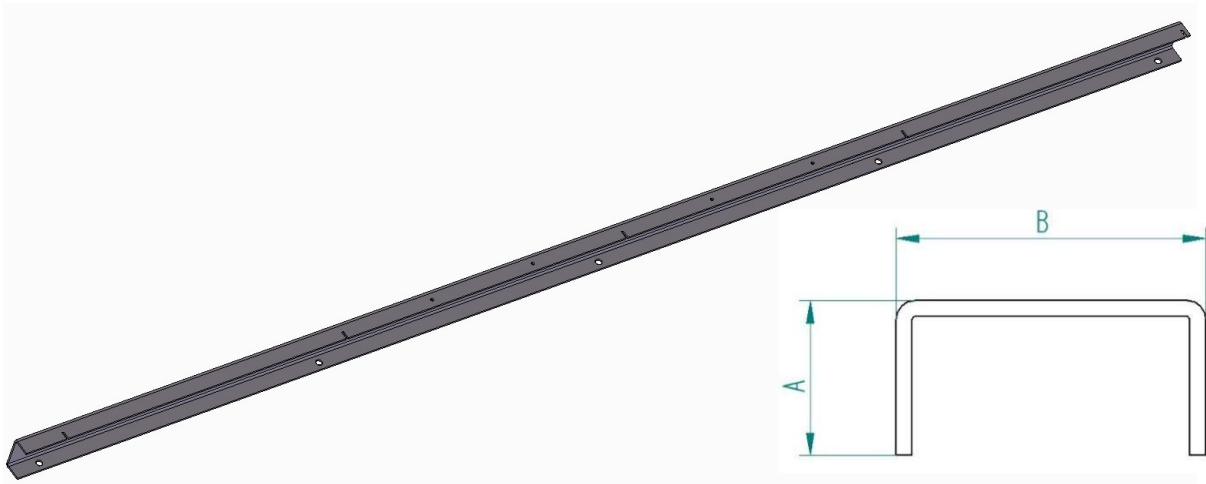


*Figura 7 Struttura in carpenteria metallica*

Questi pochi elementi che rappresentano l'ossatura del bancale permettono di sostenere la struttura sovrastante e scaricare al terreno, attraverso dei piedi di livellamento, il peso.

In Solid Edge questi elementi sono creati nella sezione apposita per lamiera Sheet Metal, dove attraverso comandi dedicati è possibile realizzare in maniera facile ed efficiente i profili e le feature desiderate. In particolare, rispetto alla modellazione nell'ambiente Part esistono feature come "piega", "lembo multiplo" o "imbutitura" che facilitano la realizzazione di lamiera o profilati, simulando in parte le operazioni necessarie per ottenerli partendo dal grezzo.

### 3.2.1 Profilati a “U”

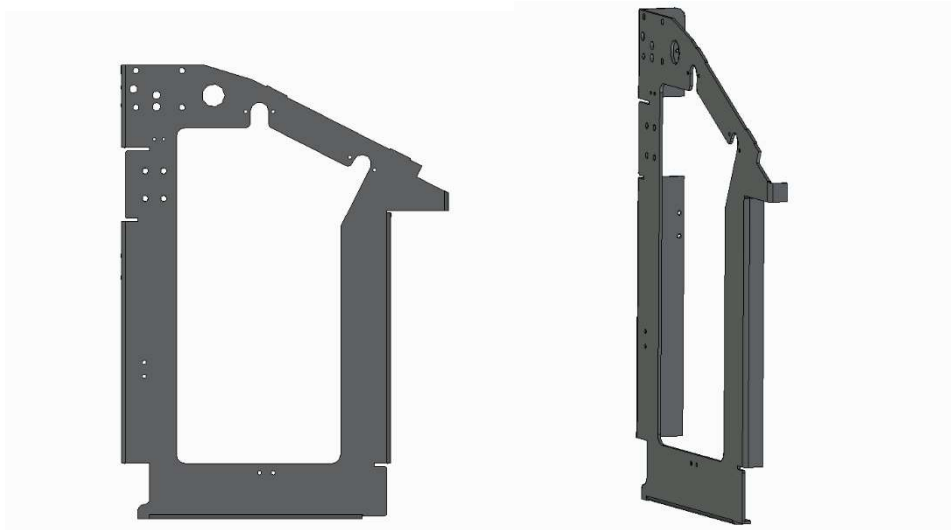


*Figura 8 Profilato e dettaglio della sezione*

I profilati a “U ad ali uguali” sono elementi piuttosto semplici da realizzare e con poche lavorazioni. Nel nostro caso sono presenti degli scavi per inserire poi i diaframmi verticali da saldare e i fori in cui verranno posti dei dadi a saldare. Nei due profilati inferiori i dadi a saldare serviranno per il montaggio dei piedini di livellamento a contatto con il suolo. Essi come si può notare dalla figura 8 hanno il compito di garantire rigidità flessionale alla struttura. In commercio se ne trovano in lunghezze superiori a 10 metri, perciò è stato deciso che essi possano essere utilizzati in lunghezze via via maggiori nei bancali da 4, 5 e 6 metri senza dividerli in più pezzi. Infatti, dividerli in più lunghezze, magari da 1 metro ciascuna, avrebbe comportato una più lunga fase di assemblaggio dovuta alle giunzioni, come saldature o con bulloni, necessarie per collegare i vari tratti e comportato di conseguenza una spesa maggiore in senso di tempo di montaggio e quindi anche dal punto di vista economico.

In Sheet Metal per questo pezzo è piuttosto utile la feature “lembo multiplo” che permette di costruire il profilato estrudendo un profilo che rappresenta il bordo del lembo multiplo. Dopo avere preimpostato il raggio di piegatura e aver disegnato il profilo si definisce lo spessore, nel nostro caso di 6 mm e la lunghezza da estrarre. I due profilati inferiori hanno le stesse dimensioni, mentre quello superiore presenta il tratto “B” di 160mm invece di 120mm, questo perché essa dovrà sorreggere più peso.

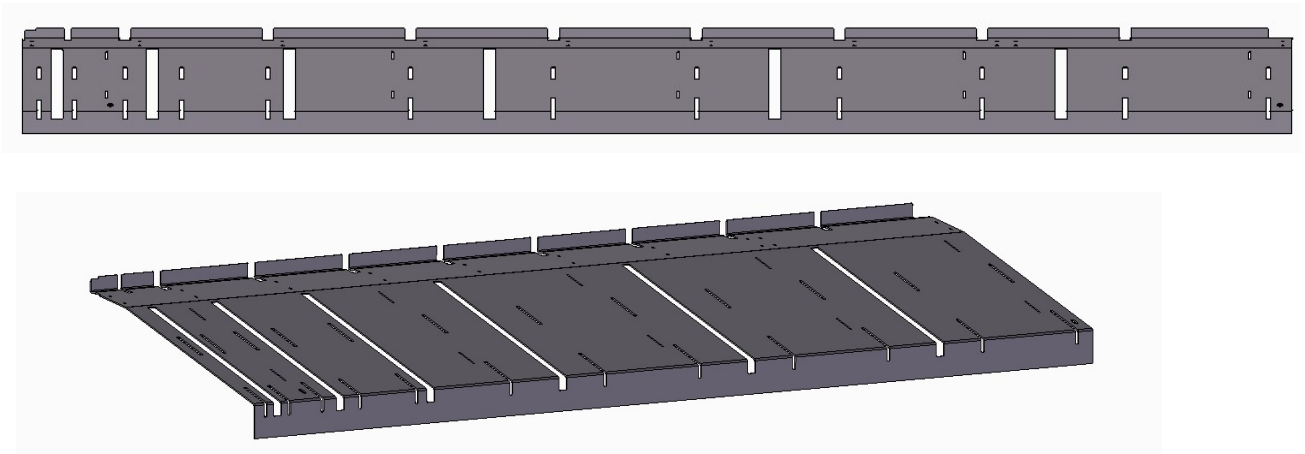
### 3.2.2 Coste verticali o diaframmi



*Figura 9 Diaframma*

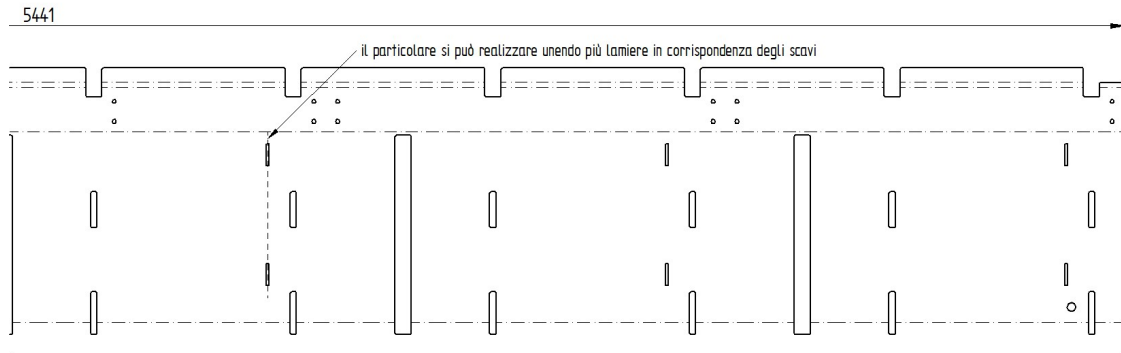
Le coste verticali o diaframmi sono elementi che sostengono verticalmente il bancale e che fungono da appoggio per il pianale. Esse sono facilmente utilizzabili per ogni lunghezza desiderata del bancale, ponendole a 1 metro di distanza una dall'altra. Nella parte inferiore esse verranno saldate ai due profilati a "U" dopo che questi ultimi saranno collocati negli appositi intagli, mentre il profilato superiore è saldato nella parte posteriore. Si possono vedere dalla figura gli alloggiamenti semicircolari per le barre dove saranno poste le barre con le falci per lo stoccaggio del filo, e il foro verticale su cui saranno inserite le sedi dei cuscinetti che sorreggeranno l'albero che movimentata la canala. Questi elementi si prestano in maniera piuttosto efficace alla realizzazione di più varietà di bancali. Essi, infatti, presentano lavorazioni quali scavi, fori che svolgono la loro funzione per il bancale in tutta la sua interezza.

### 3.2.3 Pianale



*Figura 10 Vista superiore e isometrica del pianale*

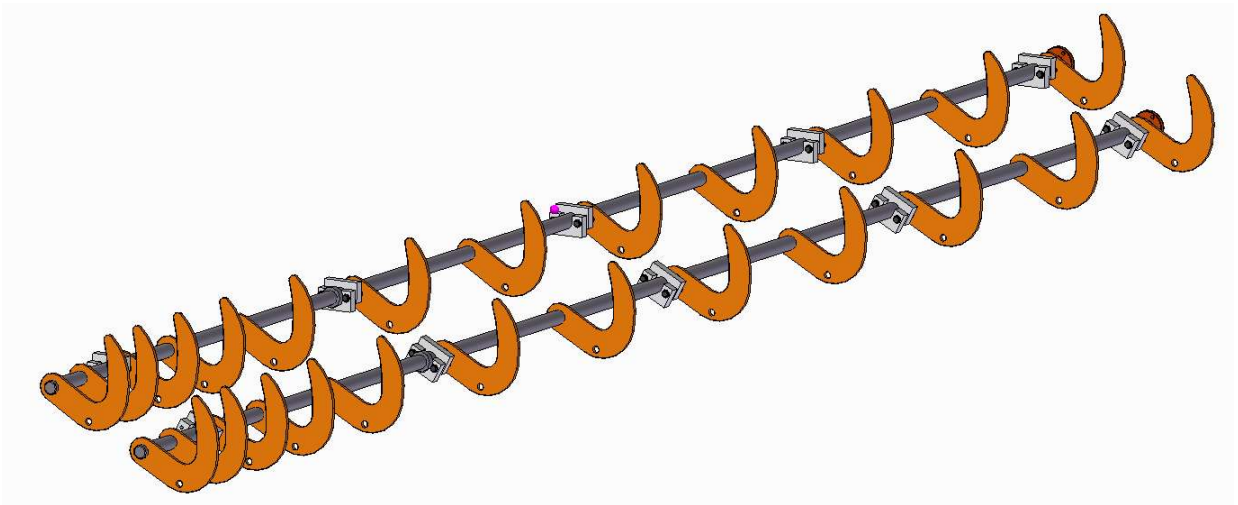
Il pianale è l'elemento dove i fili metallici raddrizzati e tagliati cadranno e per tale motivo è stata scelta una inclinazione di  $27^\circ$  rispetto la direzione orizzontale. Sono diverse le lavorazioni presenti in questo elemento, perciò risulta fondamentale costruire un modello tridimensionale parametrizzato, che permetta di ottenere lo stesso pianale (ma allungato) per le diverse lunghezze desiderate del bancale. Nella faccia inclinata sono presenti gli scavi dove verranno collocate le estremità dei diaframmi che supporteranno il pianale e quelli che consentiranno il movimento delle falci che raccolgono i fili di acciaio tagliati. Inoltre, per facilitare la raccolta dei fili raddrizzati sono presenti degli scavi che possono ospitare delle scanalature utili a far passare delle fascette o lacci che, prima del momento dello scarico dei fili accumulati, serviranno a legarli in fasci. Tali lavorazioni nel modello 3D sono state realizzate tramite campiture in modo da potere essere ripetute in modo automatico una volta allungata la lunghezza dell'intero pianale. La sua lunghezza è di 4450 mm per il bancale da 4 metri e sarà allungato di 1 metro per i successivi. La scelta del metodo di realizzazione di questa parte spetta ai fornitori che decideranno come farlo in base ai requisiti messi a disegno. Per esempio, se risultasse difficoltosa la realizzazione delle lavorazioni a causa dell'eccessiva lunghezza del pezzo, esso potrebbe essere composto da più parti poi saldate tra loro e poi occorrerà rimuovere il cordone di saldatura attraverso una smerigliatrice. Questa possibilità può essere esposta nel disegno del pianale indicando la sezione nella quale potrà essere realizzata la saldatura di testa, come si vede nella figura sottostante (che si riferisce al disegno tecnico del pianale nel bancale da 6 metri).



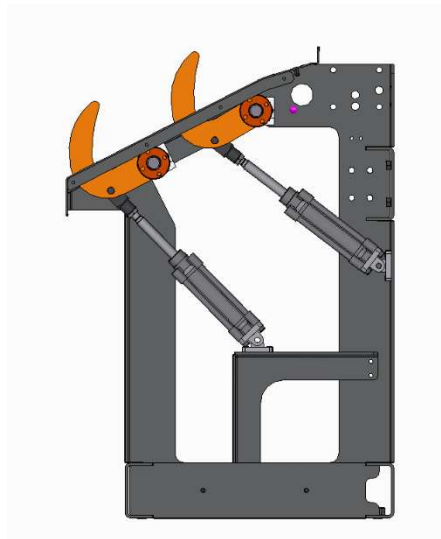
PO PIANO 1:10

*Figura 11 Particolare del disegno tecnico del pianale*

### 3.3 SISTEMA DI RACCOLTA DEI FILI



*Figura 12 Sistema di falci doppio*



*Figura 13 Sistema di falci nell'assieme di carpenteria*

Dopo la realizzazione della carpenteria che sostiene il bancale è stato realizzato il sistema di falci per lo stoccaggio del filo di acciaio tagliato e raddrizzato. La funzione di questo sistema è quella di sorreggere il fascio di fili tagliati, ed è stato deciso di porre due barre parallele per facilitare all'operatore le operazioni di prelievo. Infatti, quando la prima fila di barre ha raggiunto il numero desiderato di fili tagliati essa si abbasserà facendoli cadere nella seconda fila, a questo punto l'operatore potrà raccogliere e legare il fascio senza fermo macchina, ottimizzando perciò i tempi. Questa funzione risulta essere particolarmente utile quando si eseguono cicli di lavoro per la realizzazione di fili di lunghezze diverse. Il sistema è

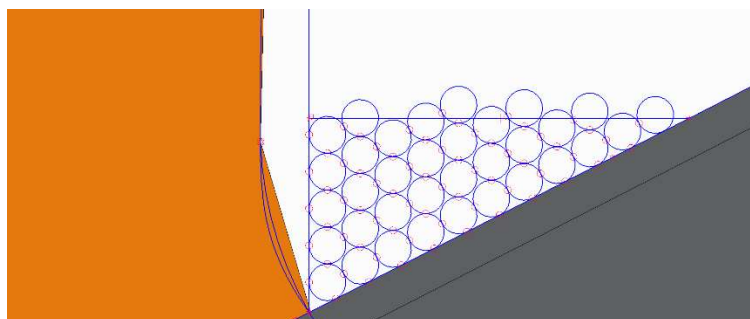


composto da due barre cromate a cui sono saldate le falci. Esse nel primo tratto sono meno distanziate tra loro, per permettere la raccolta dei fili di minor lunghezza, mentre poi si distanzieranno tra loro di 500 mm.

La realizzazione di questo componente ha seguito quella dei bancali della precedente gamma di macchine raddrizzatrici. Queste barre nei successivi modelli di bancale verranno semplicemente allungate di un metro, infatti sono elementi privi di lavorazioni come sedi di linguette che potrebbero talvolta essere difficoltose su pezzi molto lunghi. Il sistema di barre superiore e quello inferiore sono identici, perciò non occorrerà differenziare il processo di realizzazione.

### 3.3.1 Dimensionamento cilindri pneumatici

Il sistema di falci, che è sorretto da due supporti a forma di “c” montati in ogni costa verticale è azionato da due cilindri pneumatici, uno per ogni barra. Per i tre bancali da realizzare è stato dimensionato il cilindro valutando la forza necessaria per sostenere fili di maggior lunghezza. Come si può vedere nella figura sottostante per prima cosa è stato calcolato il coefficiente di impacchettamento nella sezione del filo con diametro minore, ossia di 3mm, in un'area definita, rappresentativa della sezione massima in cui rientra il fascio di fili.



*Figura 14 Particolare per la rilevazione dell'impacchettamento dei fili*

Poi si sono calcolati le forze  $P_1$  e  $P_2$  dovute al peso dei fili e che gravano sulle falci e quindi i rispettivi bracci rispetto il centro di rotazione delle falci. Inoltre, è stato considerato il peso  $P_f$ , e in seguito il momento, delle falci, il cui numero aumenta di due elementi all'aumentare della lunghezza del bancale. Infine, è stato calcolato il momento totale causato dal peso dei fili e confrontato con il momento massimo generabile dalla forza  $F_p$  del cilindro. Ne risulta che la forza applicata dal cilindro riesce a compensare il peso dei fili per i bancali da 4 e 5 metri mentre per quello da 6 metri ne occorrono due. Per essere più cautelativi e per garantire

il funzionamento anche quando un cilindro fosse fuori uso è stato deciso di inserirne due anche nel bancale da 5 metri.

d filo	3 mm					Alesaggio	50 mm				
A tot	245 mm <sup>2</sup>					p max	6 bar				
A piena	207 mm <sup>2</sup>					b p	108 mm				
impachet	0,84					Fp	1178 N				
						Mp	127,2 Nm				
A TOT	7813 mm <sup>2</sup>										
p	7,80E-06 kg/mm <sup>3</sup>										
A1	175 mm <sup>2</sup>										
A2	7638 mm <sup>2</sup>										
b1	132 mm										
b2	83,8 mm										
b falci	102,3 mm	n falci	l filo [mm]	M1 [kg]	M2[kg]	M falci [kg]	P1 [N]	P2// [N]	P falci	M [Nm]	
m falce	1,1 kg	12	4000	4,6	201,3	13,2	45,3	897	129,5	94,36537	
		14	5000	5,8	251,7	15,4	56,6	1121	151,1	116,8528	
		16	6000	6,9	302,0	17,6	67,9	1345	172,7	139,3402	

Figura 15 Dettaglio del foglio di calcolo per il dimensionamento dei cilindri

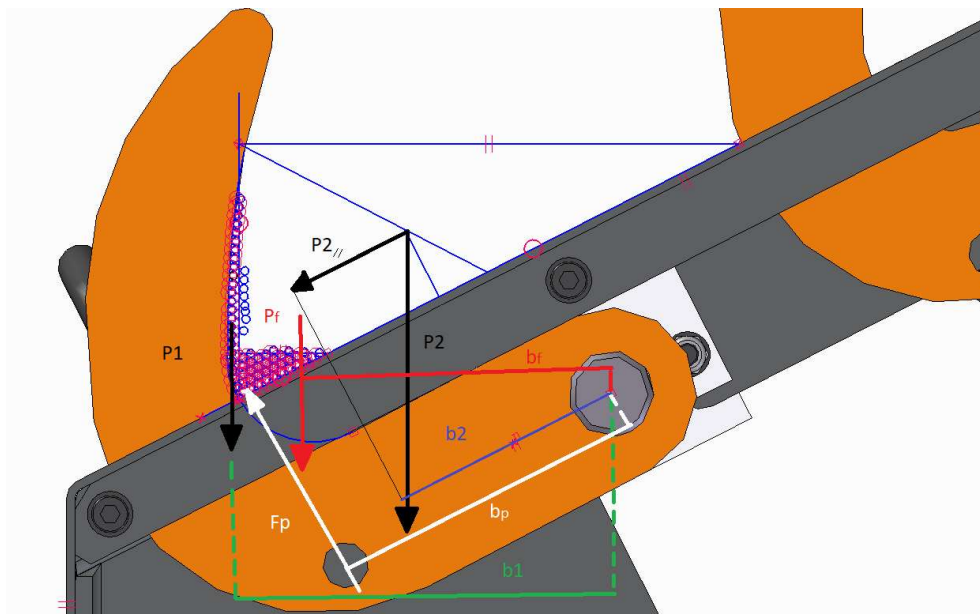
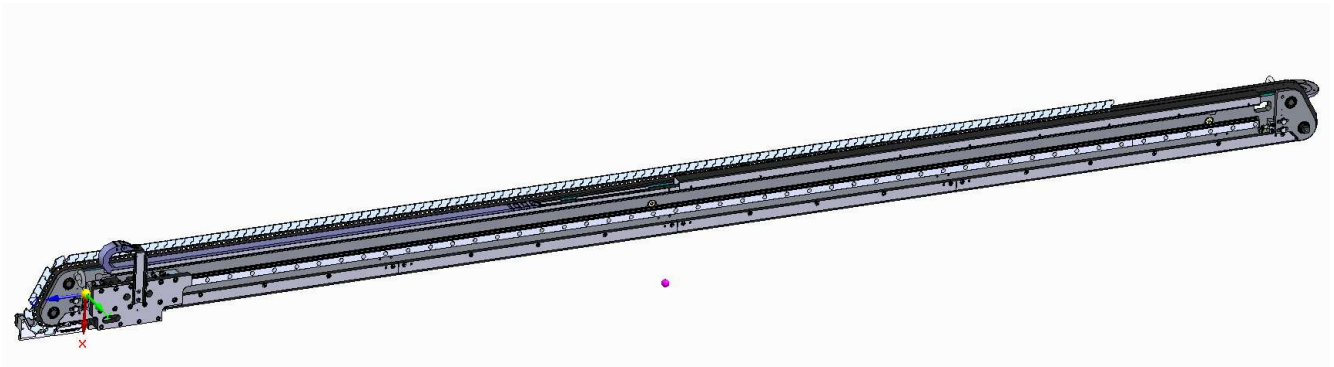


Figura 16 Diagramma delle forze agenti sulle falci e dei relativi bracci

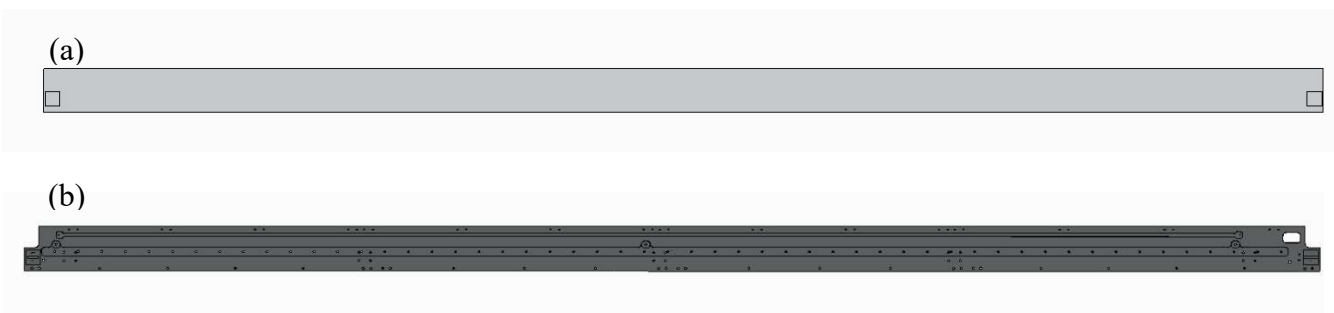
### 3.4 Gruppo movimentazione battuta



*Figura 17 Assieme movimentazione carrello battuta*

La seconda parte ad essere realizzata è il “premontaggio” scomponibile che ha la funzione di ospitare la battuta del filo motorizzata e tutti gli elementi ad essa connessi quali le guide lineari, i freni pneumatici, la catena per movimentare il carrello. Questo gruppo funzionale ha l’obiettivo di essere più o meno il medesimo nelle varie versioni dei bancali da 4, 5 e 6 metri, e sono stati pensati accessori come le guide porta-catena che possano essere impiegati in maniera ripetitiva nelle versioni di maggiore lunghezza. Inoltre, nel capitolo 7 è stato eseguito uno studio per dimensionare i freni pneumatici che mantengono in posizione il carrello e quindi la battuta.

#### 3.4.1 Piastrone centrale



*Figura 18 Piastrone prima (a) e dopo (b) le lavorazioni di fresatura*

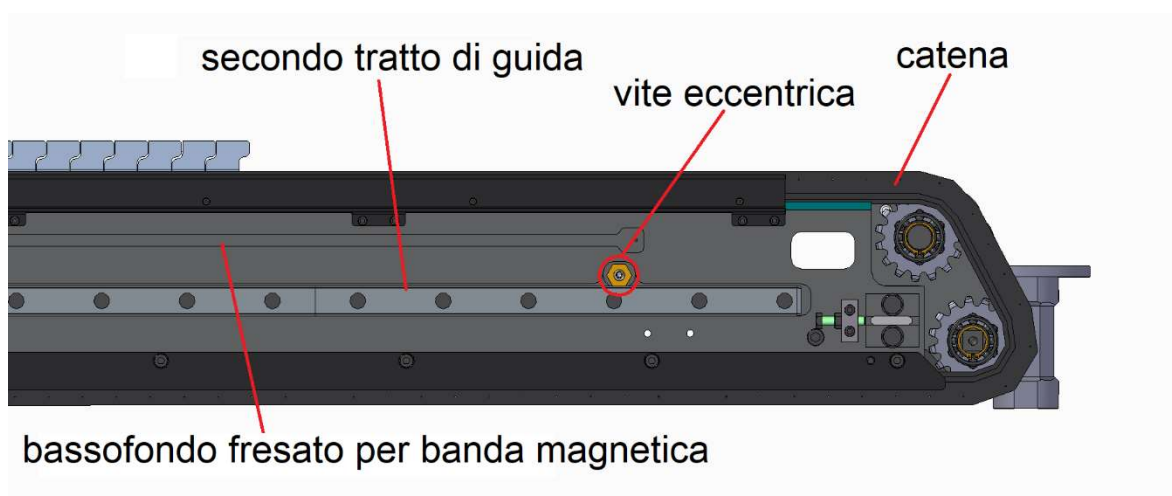
Uno degli elementi centrali del bancale è il piastrone centrale, realizzato in acciaio normalizzato C45. Per garantire delle migliori tolleranze, il piastrone proviene da una barra piatta trafilata, in seguito subirà anche un trattamento di distensione per eliminare le tensioni residue che durante le operazioni di fresatura potrebbero deformare il pezzo. Esso è il

supporto sul quale scorre il carrello nel quale è montata la battuta. Il piastrone ha uno spessore di 25mm e subirà diverse lavorazioni di fresatura per realizzare i fori filettati, fori per spine, scanalature e scavi.

Al piastrone, prima delle lavorazioni di fresatura saranno saldate quattro lamiera rettangolari 50x40x15mm sulle quali verranno collegati, tramite viti, i supporti terminali della catena. In essi saranno poi alloggiati i cuscinetti per il pignone che movimentata la catena. La distensione del pezzo verrà eseguita dopo la saldatura dei due pezzi citati precedentemente e prima delle lavorazioni di fresatura.

Le guide lineari verranno inserite proprio in uno scavo realizzato nel piastrone e poi fissate tramite viti M5 con interasse 80 mm. È stata scelta una soluzione con guida lineare a due tratti in quanto è facilitata la rimozione del carrello. Infatti, qualora ci fosse la necessità di sfilare il carrello, per un guasto o per una semplice operazione di manutenzione, nel caso non si avessero due tratti di guida lineare sarebbe necessario smontare il supporto esterno finale comprendente il pignone della catena. Perciò il secondo tratto, che avrà una minore lunghezza del primo, avrà la funzione di essere rimosso per far sfilare il carrello svitando un numero ridotto di viti e quindi con tempi ridotti. La guida lineare scelta è del tipo a sfere su rotaia, modello SNS del marchio Bosch.

Per garantire un miglior allineamento delle guide sono state poste delle viti di serraggio eccentriche che, tramite la testa esagonale realizzata in ottone premono sulla parte superiore delle guide. Spetterà all'operatore a stringere manualmente queste guide.

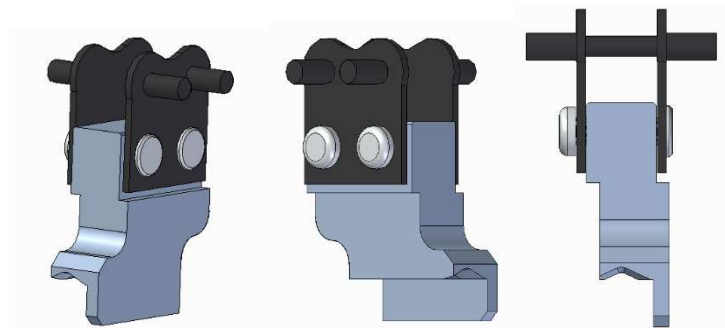


*Figura 19 Dettaglio di alcuni elementi del piastrone*

Nel piastrone, sopra le guide lineari, è presente uno bassofondo fresato dedicato all'alloggiamento della banda magnetica che, insieme ad un sensore posto sul carrello misura lo spostamento effettuato dallo stesso.

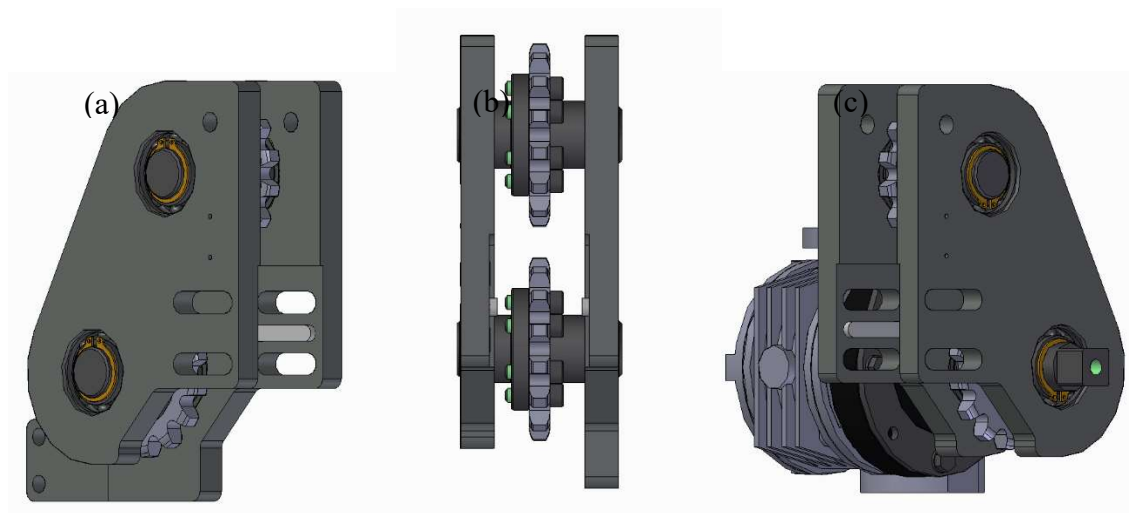
La movimentazione del carrello è automatica in quanto è preimpostata al computer a bordo macchina. Tale caratteristica è un forte vantaggio in quanto rispetto a macchine in cui a movimentazione della battuta è manuale il fermo macchina è piuttosto breve (qualche secondo rispetto a quella manuale che necessita anche di minuti), garantendo una maggiore produttività. Inoltre, il posizionamento del carrello automatico, grazie ai sensori di misura, risulta essere estremamente più preciso del caso manuale, avendo delle precisioni del decimo di millimetro. Perciò in un ciclo di lavoro possono essere eseguiti il taglio e la raddrizzatura di fili con lunghezze diverse con continuità. Il movimento del carrello avviene tramite una catena azionata da un motore elettrico trifase posto nell'estremo di destra del piastrone. Al motore è collegato poi un riduttore con rapporto di trasmissione 1 a 5 che collega il motore alla ruota dentata. Nell'estremo di sinistra invece è presente una ruota dentata folle. La catena non è chiusa ma ha due maglie estreme incernierate al carrello che ne permettono lo spostamento.

Per la catena è stata scelta una maglia con alette come si vede nelle figure successive. L'obiettivo è quello di poter inserire in esse dei tasselli, che abbiano la funzione di guida per il filo. Infatti, questi elementi agganciati alle maglie tramite due perni saranno posti nel tratto di catena utile (di lunghezza 4 metri nel bancale da 4 metri e così via nei successivi) per fungere da canale di guida al filo ed evitare che esso si incastri o cada anticipatamente prima del taglio.



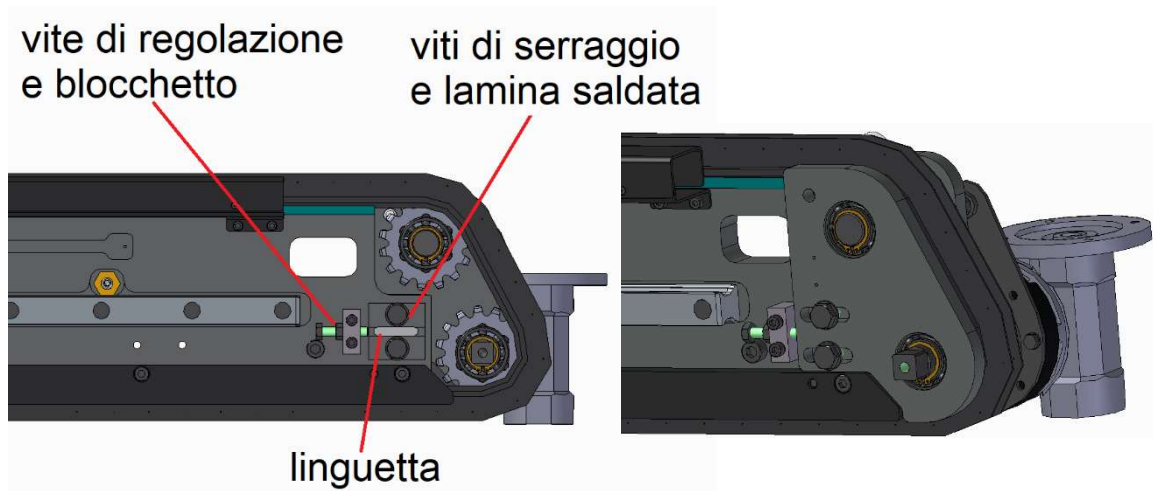
*Figura 20 Elemento della catena alettato e con inserto*

Come detto in precedenza sono presenti quattro ruote dentate di rinvio per la catena di movimentazione del carrello, due nell'estremo di destra e due in quello di sinistra. Nella parte di destra vi è la ruota motorizzata mentre in quella di sinistra le ruote sono folli. Gli alberini e le ruote dentate sono inseriti tra due piastre di acciaio S235JR che a loro volta verranno incastrate nel piastrone. Gli alberini sono sostenuti nelle piastre da cuscinetti a sfere e bloccati assialmente attraverso anelli elastici di arresto. Le coppie di piastre, infatti, sono strette da quattro viti (due per ogni lato) che insistono sulle lamine saldate al piastrone centrale.



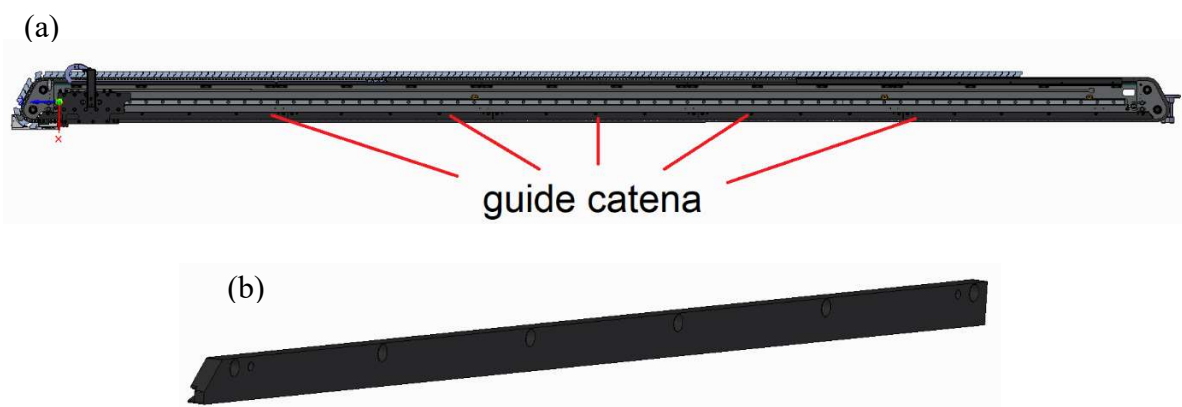
*Figura 21 Assieme di rinvio catena folle (a) e (b) e motorizzato (c)*

Attraverso una linguetta, che può scorrere nello scavo della lamina saldata, è permesso lo spostamento orizzontale dell'assieme composto dalle due piastre, dalle ruote dentate. Infatti, le viti di serraggio sono poste in delle asole così da permettere lo scorrimento dell'assieme rispetto il piastrone centrale. Lo scorrimento è utile sia per allentare la catena in fase di smontaggio che per il suo tensionamento. Quest'ultimo avviene grazie una vite di regolazione collocata in un blocchetto fissato al piastrone.



*Figura 22 Dettaglio degli elementi per la regolazione del rinvio*

Gli elementi guida-catena presenti nella parte superiore e inferiore del piastrone sono connessi a quest'ultimo attraverso viti M8 e la posizione è garantita da due spine cilindriche poste nelle estremità di ciascun pezzo. È stato pensato per poter impiegare gli stessi elementi di suddividere il guida-catena in tre serie di pezzi. Due agli estremi, più uno di lunghezza di 1 metro che verrà aggiunto in ogni serie del bancale di maggiore dimensione. Lo stesso concetto è stato adottato per un altro componente che si sviluppa lungo la dimensione orizzontale del piastrone, in particolare si parla del supporto della catena portacavi presente nella parte superiore.



*Figura 23 Guide catena nell'assieme (a) e in dettaglio (b)*

### 3.4.2 Elementi sostegno e regolazione piastrone

Il piastrone è sostenuto attraverso dei supporti disposti in corrispondenza dei diaframmi, e quindi distanziati di mezzo metro uno dall'altro. Questi componenti permettono anche la traslazione verticale del piastrone per poterlo regolare in base al diametro del filo o per altre necessità. Infatti la macchina raddrizzatrice è in grado di lavorare fili con diametri compresi tra i 3 e i 12 mm. L'insieme di questi supporti è formato da delle piastre in acciaio S235JR, da dei cuscinetti a sfere, un cilindro che scorre su un manicotto e da dei blocchetti che attraverso una linguetta consentono lo spostamento del piastrone. I cuscinetti superiori e inferiore sono impiegati per sostenere rispettivamente la barra che attraverso delle camme elicoidali muove il piastrone e la barra che aziona il flap.



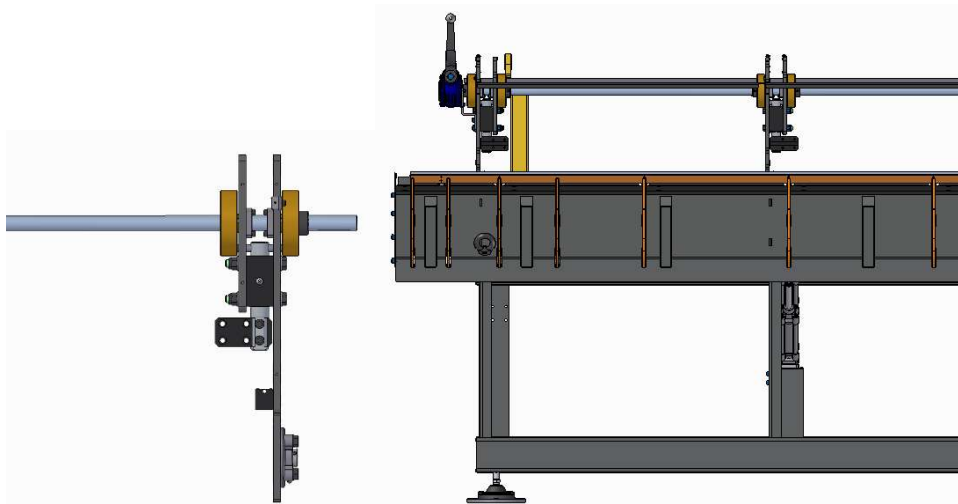
*Figura 24 Vista isometrica e frontale dell'insieme di supporto del piastrone*

I supporti sono collegati attraverso quattro viti alle coste verticali, e mediante dei blocchetti di regolazione è possibile verificarne l'allineamento verticale e perciò il corretto sostegno del piastrone. Il movimento del piastrone è permesso da una barra che, azionata manualmente con una manovella, attraverso una camma elicoidale trasmette il moto al cilindro, visibile nella figura sovrastante, che poi scorrerà nel manicotto e quindi solleverà o abbasserà il piastrone. Il dispositivo chiamato camma elicoidale altro non è una ruota calettata nella barra superiore e avente uno scavo con profilo elicoidale in contatto con il cilindro orizzontale inserito in quello verticale. Il cilindro orizzontale quando la ruota gira sarà vincolato ad alzarsi o abbassarsi. Nella figura successiva viene mostrato il sistema di movimentazione nel suo insieme.





*Figura 25 Camma con scavo elicoidale*



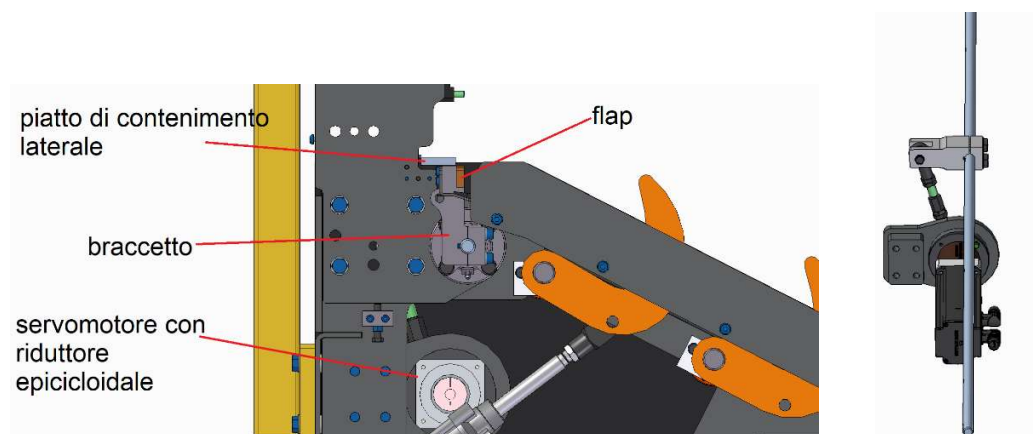
*Figura 26 Assieme complessivo del meccanismo di movimentazione del piastrone*

## 4 MECCANISMO DI APERTURA DEL FLAP

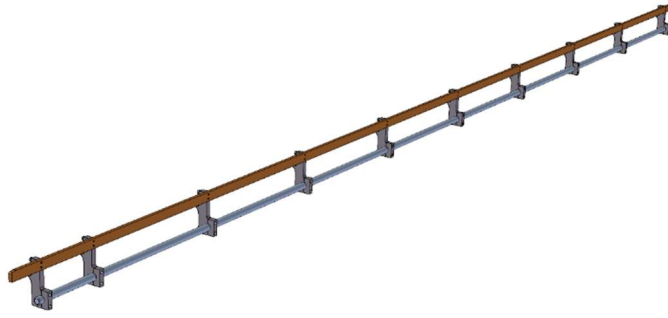
La corretta apertura e chiusura del flap sono di fondamentale importanza per il giusto funzionamento del bancale. Infatti, una apertura ritardata del flap porterebbe ad un sovraccarico del sistema frenante della battuta, comporterebbe una flessione del filo ed infine delle tolleranze di lunghezza dei pezzi finiti non accettabili. Allo stesso tempo se la chiusura del flap avvenisse in ritardo il filo spinto dai traini non avrebbe una superficie di appoggio e cadrebbe causando l'inceppamento della macchina una volta che il flap sia ritornato alla sua posizione iniziale. Tutto ciò per dire che il dimensionamento degli elementi che movimentano il flap deve essere svolto con accuratezza.

Il flap come si può vedere nella figura sottostante è sorretto da dei braccetti che a loro volta sono collegati ad una barra di acciaio tramite delle linguette. I braccetti sono distanziati tra di loro di mezzo metro per meglio distribuire la coppia motrice che aziona i flap e per evitare eccessive flessioni dello stesso.

La barra metallica è azionata da un braccio facente parte di un quadrilatero articolato. A monte di tale quadrilatero è presente un servomotore con un riduttore epicicloidale a gioco ridotto. Il servomotore è funzionale a questa applicazione in quanto il moto che deve imprimere, apertura e chiusura del flap, è di tipo alternativo e devono essere svolti numerosi cicli al minuto.



*Figura 27 Elementi per la movimentazione del flap e dettaglio assieme di attuazione*



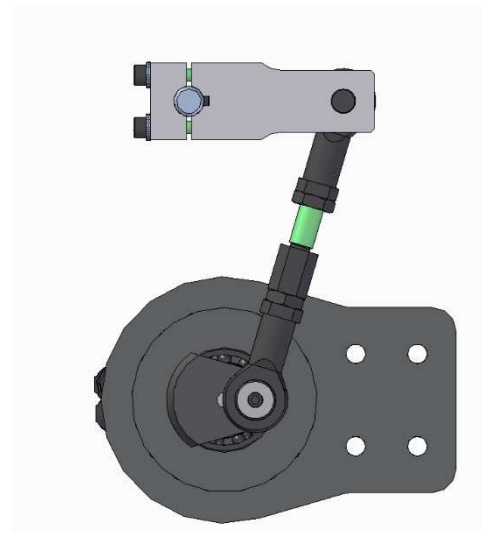
*Figura 28 Assieme del collegamento tra flap e barra tramite braccetti*

Il dimensionamento del sistema prevederà le seguenti fasi:

- Analisi cinematica e dinamica del quadrilatero articolato;
- Previsione di un profilo di velocità della rotazione del flap;
- Calcolo della coppia massima necessaria a muovere il flap;
- Verifica tramite equazioni cardinali della dinamica dei risultati ottenuti;
- Calcolo della massima coppia motrice e calcolo dei tempi di ciclo limite in base alla coppia massima del servomotore.

## 4.1 Analisi cinematica del quadrilatero articolato

In prima istanza è stata eseguita l'analisi cinematica del quadrilatero articolato. Lo studio ha l'obiettivo di vedere come al variare della posizione angolare  $\gamma$  e della velocità del flap  $\dot{\gamma}$ , e quindi dell'ultimo giunto rotoidale del quadrilatero, variano le medesime grandezze riferite al lato motore. Infatti, in una catena cinematica come questa non si ha un rapporto di trasmissione costante ma varia al variare della posizione e perciò è utile valutare come quest'ultimo parametro cambia. Nelle immagini sottostanti (figure 28 e 29) si possono vedere gli elementi reali e una schematizzazione del quadrilatero le lunghezze di manovella, biella e bilanciere.



*Figura 29 Assieme del meccanismo di attuazione del flap*

Nella configurazione iniziale si ha il massimo rapporto di trasmissione ed è pari al rapporto tra manovella e bilanciere e che quindi vale 5. Quando la manovella comincerà a ruotare in senso antiorario con il variare della posizione angolare il rapporto di trasmissione si ridurrà.

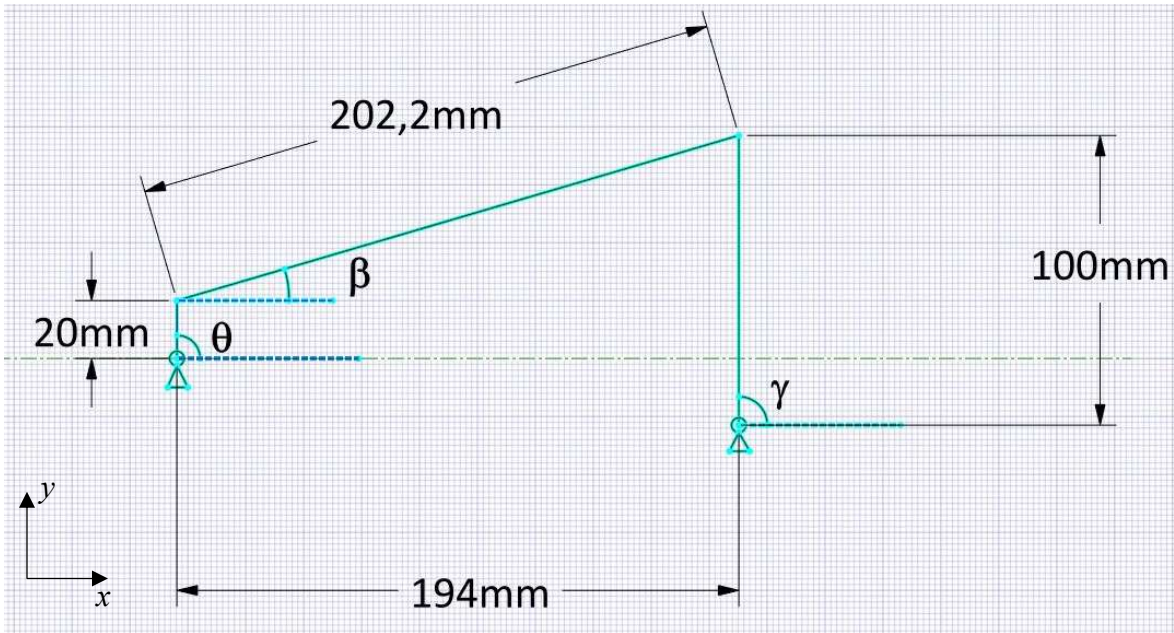


Figura 30 Schematizzazione del quadrilatero

#### 4.1.1 Analisi di posizione

Per prima cosa si è partiti dall'analisi di posizione e quindi dalla scrittura delle equazioni di chiusura:

$$\begin{cases} 20\cos\theta + 202,2\cos\beta - 100\cos\gamma - 194 = 0 \\ 20\sin\theta + 202,2\sin\beta - 100\sin\gamma + 23 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

L'angolo  $\theta$ , che rappresenta la coordinata angolare del primo giunto, è stato scelto come variabile indipendente mentre gli altri angoli sono incognite. Si sono portati poi a secondo membro i termini noti nelle due equazioni e chiamati rispettivamente X e Y. Poi elevando al quadrato e sommando le due equazioni si ottiene la seguente equazione:

$$\frac{(202,2^2 - 100^2 - X^2 - Y^2)}{2 \cdot 100} = X\cos\gamma + Y\sin\gamma \quad (2)$$

Essendo un termine composto da valori noti, quello a primo membro verrà chiamato "r" e si procederà a risolvere tale equazione tramite le equazioni parametriche che legano il seno e il coseno di  $\gamma$  alla tangente della metà dell'angolo stesso. Dopo alcuni passaggi si ottiene la seguente equazione di secondo grado:

$$t^2(r + X) - 2Yt + r - X = 0 \quad (3)$$

Con:

$$t = \tan\left(\frac{\gamma}{2}\right)$$

A questo punto risolvendo l'equazione di secondo grado si ottiene la relazione:

$$t = \frac{2Y \pm \sqrt{4Y^2 - 4(r^2 + X^2)}}{2(r + X)} \quad (4)$$

E quindi invertendo il valore di t trovato, che dipende tramite i coefficienti X e Y dall'angolo del bilanciante, si ottiene la relazione che permette di ricavarsi l'angolo  $\gamma$  in funzione di t e quindi di  $\theta$ .

$$\gamma = 2\arctan(t) \quad (5)$$

Tramite i valori della coordinata libera  $\theta$  è possibile calcolare tutti i valori dell'angolo  $\gamma$ . Noto  $\gamma$  si ricava  $\beta$  dall'equazione (1).

#### 4.1.2 Analisi di velocità e accelerazione

Derivando le equazioni del sistema (1) si ottengono le relazioni lineari nelle incognite di velocità che permettono di ricavare le velocità angolari del bilanciante e della biella nota la velocità della biella che sarà impostata nel profilo di velocità.

$$\begin{cases} 100\dot{\gamma}\text{sen}\gamma - 202,2\dot{\beta}\text{sen}\beta = 20\dot{\theta}\text{sen}\theta \\ 100\dot{\gamma}\text{cos}\gamma - 202,2\dot{\beta}\text{cos}\beta = 20\dot{\theta}\text{cos}\theta \end{cases} \quad (6)$$

Derivando le equazioni di posizione una seconda volta si ottengono le relazioni di accelerazione.

$$\begin{cases} 100\ddot{\gamma}\text{sen}\gamma + 100\dot{\gamma}^2\text{cos}\gamma - 202,2\ddot{\beta}\text{sen}\beta - 202,2\dot{\beta}^2\text{cos}\beta = 20\ddot{\theta}\text{sen}\theta + 20\dot{\theta}^2\text{cos}\theta \\ 100\ddot{\gamma}\text{cos}\gamma - 100\dot{\gamma}^2\text{sen}\gamma - 202,2\ddot{\beta}\text{cos}\beta + 202,2\dot{\beta}^2\text{sen}\beta = 20\ddot{\theta}\text{cos}\theta - 20\dot{\theta}^2\text{sen}\theta \end{cases} \quad (7)$$

Da (7) si possono calcolare, essendo due equazioni in due incognite, i valori delle accelerazioni angolari del bilanciere e della biella, rispettivamente  $\ddot{\gamma}$  e  $\ddot{\beta}$ .

## 4.2 Profili di velocità

Il punto di partenza è stato quello di stimare il tempo di apertura del flap. In base ai dati dei vecchi macchinari è stato ipotizzato un tempo di apertura, e quindi anche di chiusura, di 20 millisecondi. L'angolo di apertura minimo che garantisce la caduta del filo durante l'apertura è stato stimato pari a 7 gradi.

Per la velocità del flap è stato scelto in prima istanza il tipico profilo triangolare, e poi analizzato un profilo cicloidale.

### 4.2.1 Profilo di velocità triangolare

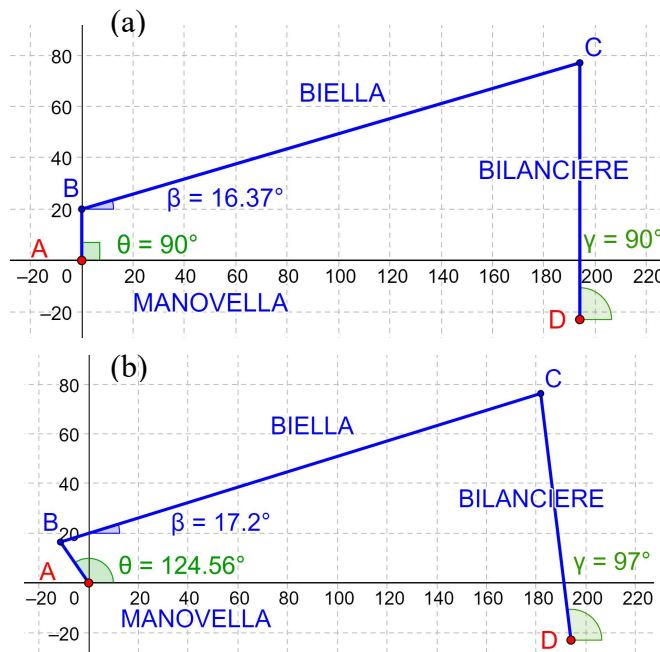


Figura 31 Configurazione iniziale (a) e finale (b) del quadrilatero

Inizialmente è stato supposto un profilo di velocità triangolare rispetto alla coordinata di giunto  $\theta$  ossia l'angolo formato dalla manovella con l'asse x. Per ricavare le espressioni della posizione angolare della velocità e dell'accelerazione nei diversi tratti sono state risolte le semplici equazioni di moto uniformemente accelerato (8), considerando nulla la velocità iniziale e considerando la posizione angolare iniziale  $\theta_0$  pari ad un angolo retto.

$$\begin{cases} \ddot{\theta} = a \\ \dot{\theta} = at \\ \theta = \frac{1}{2}at^2 + \theta_0 \end{cases} \quad \text{per } 0 \leq t < \frac{T}{2} \quad (8)$$

Dove “a” è una costante e T è il tempo di apertura del flap pari due centesimi di secondo. Risolvendo le equazioni del sistema (8), che si riferiscono al tratto primo tratto, si ricava un valore di accelerazione di circa  $6032 \text{ rad/s}^2$ . Si è poi risolto il sistema per il secondo tratto, analogo al primo ma imponendo che la velocità iniziale fosse pari a quella finale del tratto di accelerazione e come posizione iniziale quella finale del primo tratto.

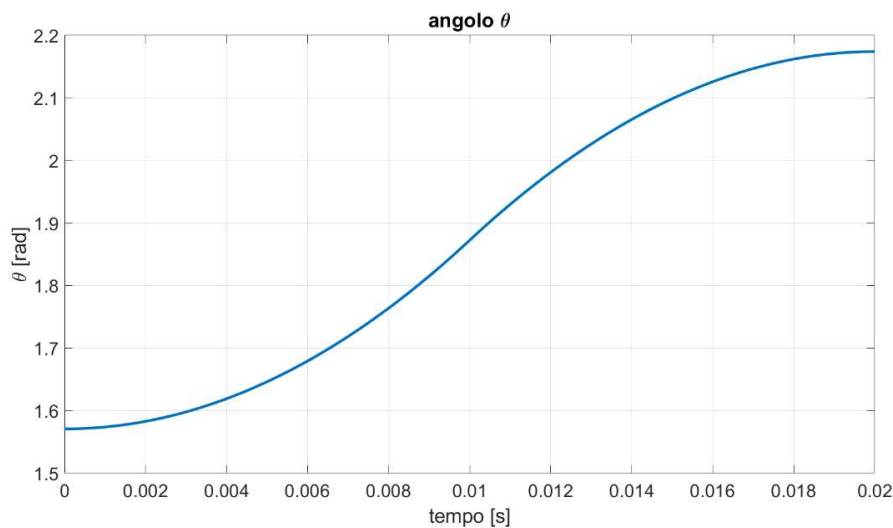


Figura 32 Diagramma di spostamento per profilo triangolare di velocità

La posizione angolare iniziale come si vede dalla figura sovrastante è posta a 90 gradi e quella finale a 124,56 gradi (espresse in radianti).



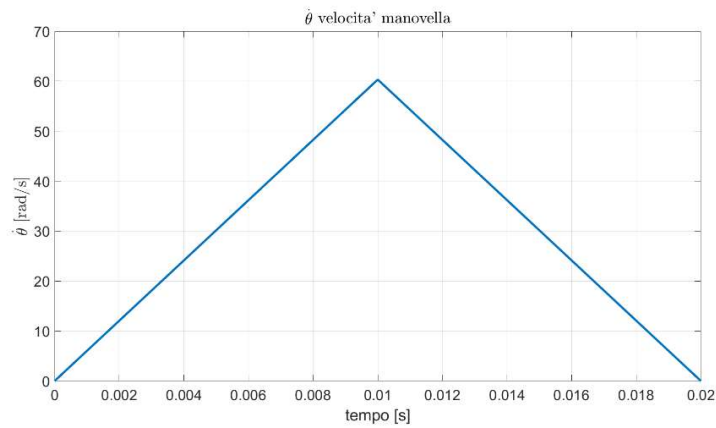


Figura 33 Profilo di velocità triangolare

Il valore di picco della velocità  $\dot{\theta}_{max}$  ricavato è di 60,3 rad/s.

Un tale profilo di velocità genera un andamento continuo della posizione, ma il profilo di accelerazione è discontinuo.

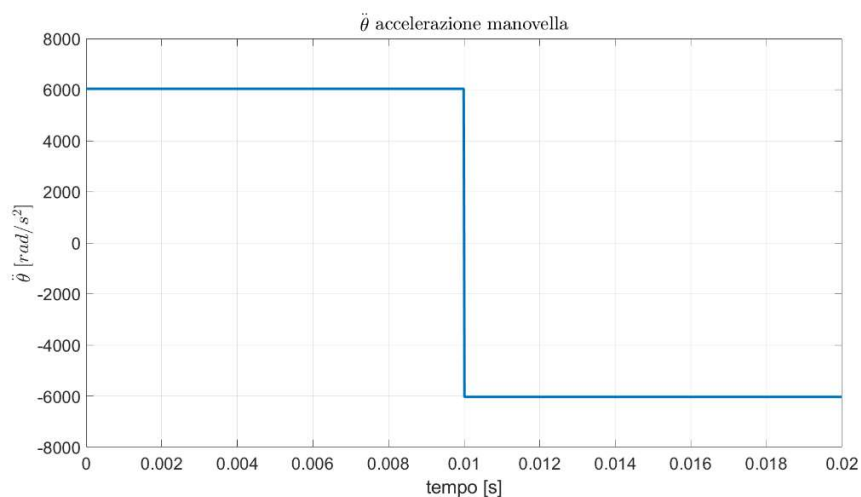


Figura 34 Diagramma di accelerazione per profilo triangolare di velocità

Un profilo di accelerazione con discontinuità a gradino come mostrato nella figura sovrastante genera degli “impulsi” per quanto riguarda il jerk, che sarebbe la derivata dell’accelerazione. Questi impulsi si traducono in segnali di comando che tendono a generare pericolose vibrazioni nel meccanismo [2]. Infatti, il jerk in caso di un profilo di accelerazione non continua assume valori infiniti, esso causa forti sollecitazioni nel sistema meccanico.

Per questi motivi si è deciso di analizzare anche un differente profilo di velocità con caratteristiche tali da evitare discontinuità nei diagrammi di posizione, velocità e accelerazione.

## 4.2.2 Legge di moto cicloidale

Una legge di moto cicloidale garantisce continuità sia riguardo la posizione che velocità e accelerazione. L'accelerazione è determinata da una legge sinusoidale come segue:

$$\ddot{\theta} = 2\pi \frac{\theta_f}{T^2} \sin\left(2\pi \frac{t}{T}\right) \quad (9)$$

Dove  $\theta_f$  rappresenta l'angolo di apertura di  $124,56^\circ$ . Attraverso l'analisi cinematica svolta precedentemente si ricavano le grandezze di posizione, velocità e accelerazione angolare del bilanciante in funzione di quelle della manovella derivanti dall'imposizione della traiettoria cicloidale.

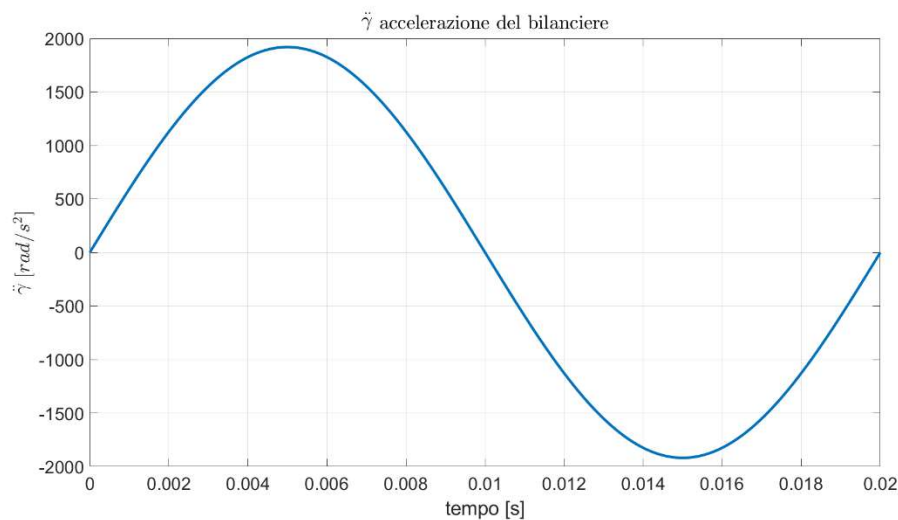


Figura 35 Diagramma di accelerazione del bilanciante

Integrando rispetto al tempo l'equazione (9), prima una volta e poi due volte si ottengono rispettivamente la legge di velocità e quella di posizione. Nell'equazione (11) è stato inserito l'angolo iniziale pari a  $\frac{\pi}{2}$ .

$$\dot{\theta} = \frac{\theta_f}{T} (1 - \cos\left(2\pi \frac{t}{T}\right)) \quad (10)$$

$$\theta = \frac{\pi}{2} + \theta_f \left( \frac{t}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( 2\pi \frac{t}{T} \right) \right) \quad (11)$$

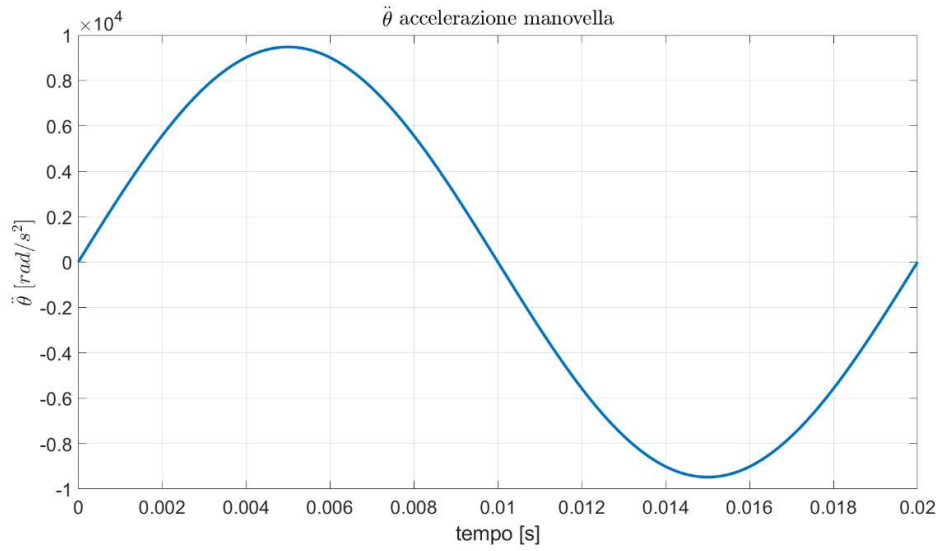


Figura 36 Diagramma di accelerazione per profilo cicloidale

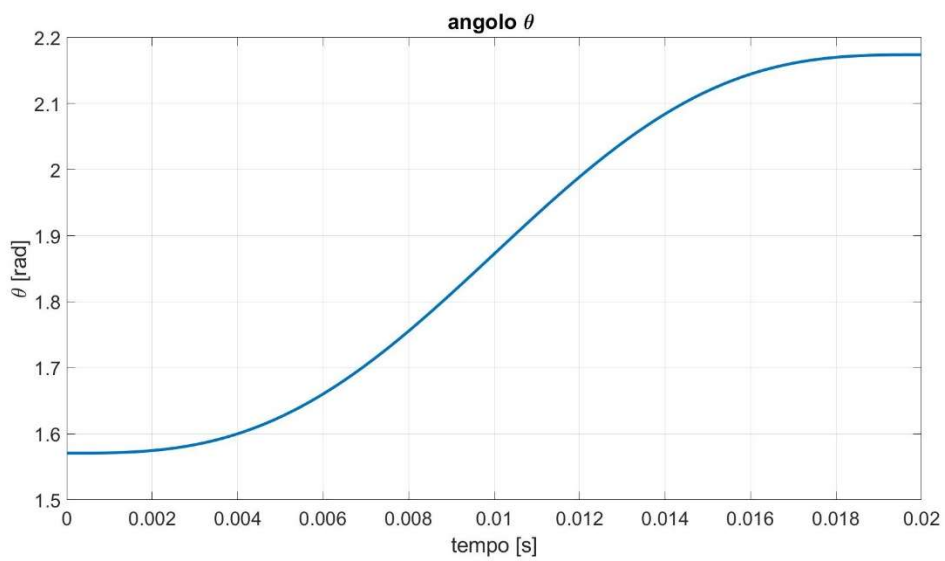


Figura 37 Traiettoria cicloidale per angolo di manovella

### 4.2.3 Confronto dei due profili di moto

A questo punto è possibile confrontare i due profili di velocità, quello trapezoidale e quello derivante dalla legge di moto cicloidale.

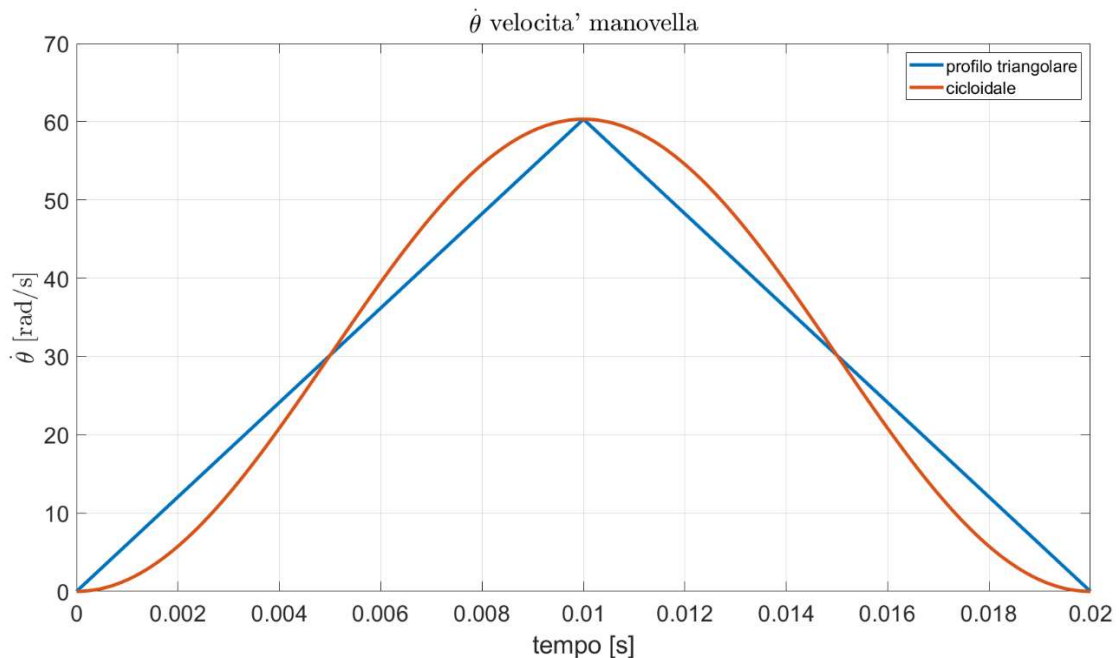


Figura 38 Confronto tra i due profili di velocità

Come si può notare dall'andamento delle velocità della manovella i due profili presentano un picco più o meno dello stesso valore. Il profilo di velocità derivante dalla legge di moto cicloidale presenta delle pendenze maggiori e quindi accelerazioni maggiori rispetto al profilo trapezoidale. Il vantaggio della legge di moto cicloidale sta però nella caratteristica di essere continua nell'intervallo considerato a livello di accelerazione. Inoltre, un altro vantaggio è quello di avere accelerazione iniziale e finale nulla, ciò permette di non avere un gradino in fase di avvio.

	$\dot{\theta}_{\max}$ [rad/s]	$\ddot{\theta}_{\max}$ [rad/s <sup>2</sup> ]
triangolare	60,26	6031,9
cicloidale	60,32	9474,8

Tabella 1 Confronto tra i valori massimi di accelerazione e velocità

È stata scelta perciò la legge di moto cicloidale per effettuare l'analisi dinamica del sistema articolato. Infatti, un profilo cicloidale si presta maggiormente a meccanismi molto che operano con tempi di lavoro piuttosto brevi e che quindi coinvolgono inerzie elevate.

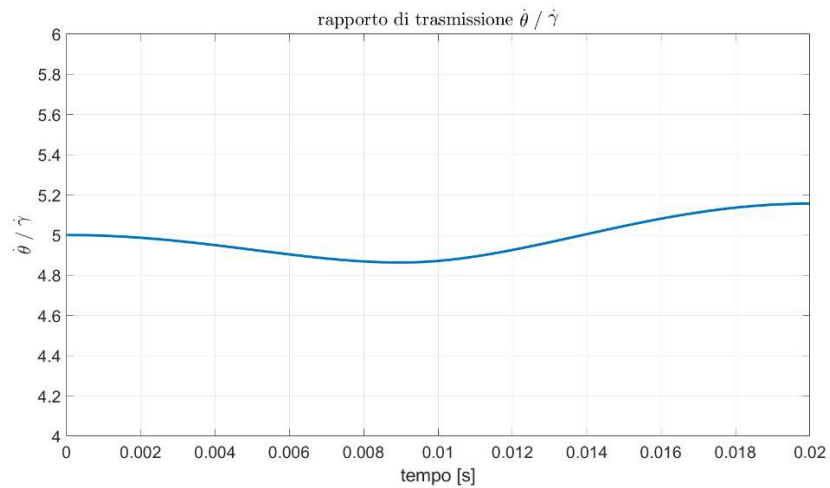


Figura 39 Rapporto di trasmissione del meccanismo articolato

Da notare come il rapporto di trasmissione del meccanismo articolato, dato dal rapporto tra la velocità angolare di manovella e quella del bilanciere non è costante durante il ciclo di lavoro. Il suo valore si attesta circa a 5, e la sua variabilità non è grande in quanto l'angolo di apertura considerato è piuttosto piccolo.

### 4.3 Analisi dinamica

L'analisi dinamica è partita dal calcolo dei momenti di inerzia dei vari componenti da accelerare rispetto all'ultimo giunto del quadrilatero, ossia all'asse di rotazione del bilanciere. Questi elementi, che rappresentano il carico inerziale, sono il flap, che dà il maggior contributo al momento di inerzia totale, i braccetti e le viti di collegamento tra flap e braccetti. Il calcolo è stato eseguito per tutti e tre i bancali da 4, 5 e 6 metri. Per il calcolo di questi momenti di inerzia è stato sfruttato il comando "Proprietà" presente in Solid Edge.

BANCALE [m]	$I_{zz}$ flap[kgdm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ braccetti e viti [kgdm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ totale [kgm <sup>2</sup> ]
4	8,111	1,44	0,09551
5	9,982	1,728	0,1171
6	11,834	2,016	0,1385

Tabella 2 Momenti di inerzia dei corpi connessi al bilanciere

Note le inerzie del carico e nota l'andamento di accelerazione  $\ddot{\gamma}$  dell'ultimo giunto (ricavato dall'analisi dinamica) si è calcolato la coppia necessaria applicare a tale giunto moltiplicando l'accelerazione per l'inerzia.

Da qui in poi si procederà considerando solamente il bancale da sei metri in quanto quello che presenta il maggiore carico inerziale.

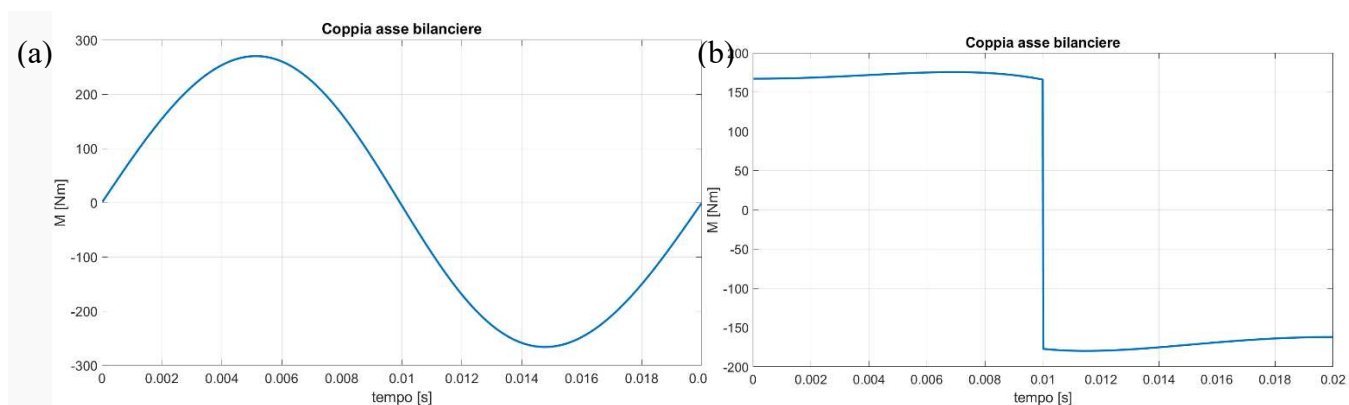


Figura 40 Confronto coppie richieste da asse di rotazione del bilanciere per leggi di moto cicloidale(a) e triangolare (b)

L'andamento delle coppie di carico nell'asse del bilanciere mostrato in figura evidenzia come ci si aspettava che, oltre al diverso andamento dovuto alle leggi di moto diverse, si

abbia un picco di coppia massima nel caso di legge di moto cicloidale di circa 100 N maggiore rispetto al quella del profilo triangolare.

Il secondo step è stato quello di calcolare l'inerzia equivalente del quadrilatero rispetto alla coordinata libera  $\theta$ , ossia rispetto all'asse di manovella. L'approccio seguito è stato quello di ricavarsi il momento di inerzia baricentrico di ogni membro nel software Solidedge e poi calcolare tramite il rapporto di trasmissione di ogni membro, dato dal rapporto tra la coordinata specifica di ogni membro considerato e quella indipendente  $\theta$ . I rapporti di trasmissione sono stati ricavati dall'analisi cinematica del meccanismo.

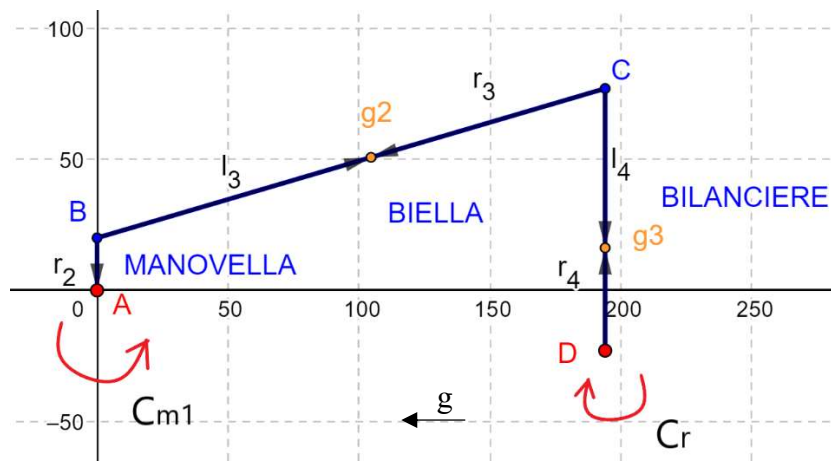


Figura 41 Schematizzazione dei vari elementi del quadrilatero e dei rispettivi baricentri

$$J_{eq} = I_{man} + I_{biel}(\tau_2)^2 + m_{biel}[\tau_{x3}^2 + \tau_{y3}^2] + [m_{bilanc}r_4^2 + I_{bilanc} + I_{carico}](\tau_4)^2 \quad (12)$$

Dove  $I_{man}$ ,  $I_{biel}$ ,  $I_{bilanc}$  sono i momenti di inerzia della manovella, della biella e del bilanciante rispetto ai rispettivi baricentri,  $I_{carico}$  rappresenta l'inerzia totale del carico così come calcolata in tabella 2, nella terza colonna. Per quanto riguarda i restanti termini si ha che:

$$\tau_2 = \frac{\dot{\beta}}{\dot{\theta}}; \quad \tau_{x3} = \frac{v_{xg}}{\dot{\theta}}; \quad \tau_{y3} = \frac{v_{yg3}}{\dot{\theta}}; \quad \tau_4 = \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\theta}};$$

$$\text{con: } v_{xg3} = -\dot{\theta}r_2\sin\theta - \dot{\beta}l_3\sin\beta; \quad v_{yg3} = \dot{\theta}r_2\cos\theta + \dot{\beta}l_3\cos\beta$$

Il termine di momento di inerzia dovuto all'eccentricità della manovella non c'è in quanto l'asse di manovella coincide con il baricentro della stessa.

L'equazione (12) usata per calcolare l'inerzia equivalente ridotta alla coordinata libera

deriva dall'equazione di Lagrange, più precisamente dalla somma dell'energia cinetica dei tre membri del quadrilatero [3] [4] e poi ricondotta alla forma:

$$E_{cin} = \frac{1}{2} J_{eq} \dot{\theta}^2 \quad (13)$$

Nota l'inerzia equivalente ridotta si può calcolare la coppia motrice necessaria all'asse di rotazione della manovella, partendo dall'equilibrio delle potenze si ha la seguente equazione:

$$C_{m1} \dot{\theta} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} J_{eq} \dot{\theta}^2 \right) \quad (14)$$

Sviluppando la derivata e dividendo entrambi i membri per la velocità di manovella  $\dot{\theta}$  (che non è costante) si ottiene:

$$C_{m1} = J_{eq} \ddot{\theta} + \frac{1}{2} \frac{d}{d\theta} (J_{eq}) \dot{\theta}^2 \quad (15)$$

La derivata dell'inerzia equivalente rispetto all'angolo di manovella è a sua volta una derivata composta in quanto essa è funzione degli angoli  $\theta, \beta, \gamma$ . Risolvendo l'espressione precedente e plottandola nel tempo si ottengono i seguenti andamenti della coppia necessaria all'asse di manovella.

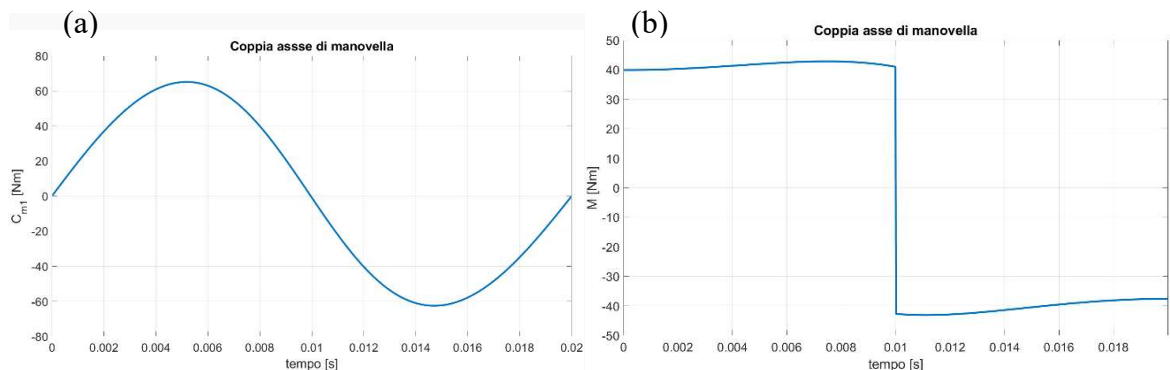


Figura 42 Confronto tra coppia necessaria all'asse di manovella per profilo di moto cicloidale (a) e triangolare (b)



Per verificare che effettivamente i calcoli svolti fossero giusti si è anche calcolato la coppia motrice necessaria all'asse di manovella tramite le equazioni della dinamica per ogni corpo del meccanismo articolato. Nelle equazioni sono stati inclusi anche in termini dovuti alla forza di gravità.

$$\begin{cases} m_{man} \overline{a_{g2}} = \overline{F_{12}} + \overline{F_{32}} + \overline{P_2} \\ I_2 \ddot{\theta} = \overline{C_{m1}} + \overline{F_{32}} \times \overline{r_1} \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} m_{biella} \overline{a_{g3}} = \overline{F_{23}} + \overline{F_{43}} + \overline{P_3} \\ I_{biella} \ddot{\beta} = \overline{F_{23}} \times \overline{l_2} + \overline{F_{43}} \times \overline{r_2} \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} m_{bilanc} \overline{a_{g4}} = \overline{F_{34}} + \overline{F_{14}} + \overline{P_4} \\ I_{bilanc} \ddot{\gamma} = \overline{F_{34}} \times \overline{l_4} + \overline{F_{14}} \times \overline{r_4} + \overline{C_r} \end{cases} \quad (18)$$

Dove i termini  $\overline{a_{gi}}$  si riferiscono all'accelerazione del baricentro del corpo i-esimo e  $\overline{C_r}$  è la coppia di inerzia dovuta al flap ed i braccetti.

Dunque, è stato risolto il sistema lineare  $9 \times 9$  con incognite il vettore composto dalle forze interne  $\overline{F_{ij}}$  e dalla coppia motrice  $\overline{C_{m1}}$ . Per poter eseguire il calcolo in ogni istante temporale tale sistema è stato implementato in Matlab (vedere APPENDICE A).

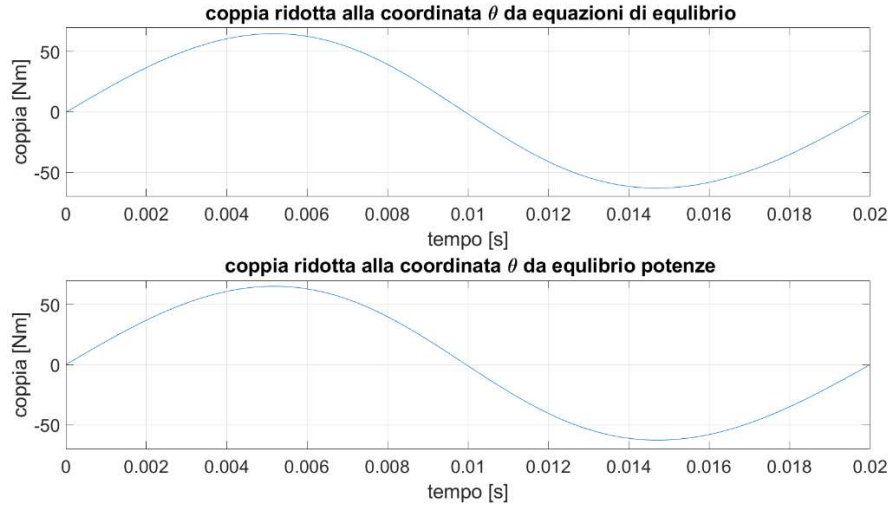


Figura 43 Verifica della coppia ridotta con i due approcci di analisi dinamica

Qui sopra dal confronto delle due curve, nel caso di curva di moto cicloidale, si nota come abbiano lo stesso andamento, con uno scarto massimo di 0,3 Nm. Perciò oltre ad aver verificato che il calcolo dell'inerzia equivalente ridotta alla coordinata libera  $\theta$ , si può dedurre come trascurando i termini dovuti alla gravità non si commetta un errore apprezzabile.

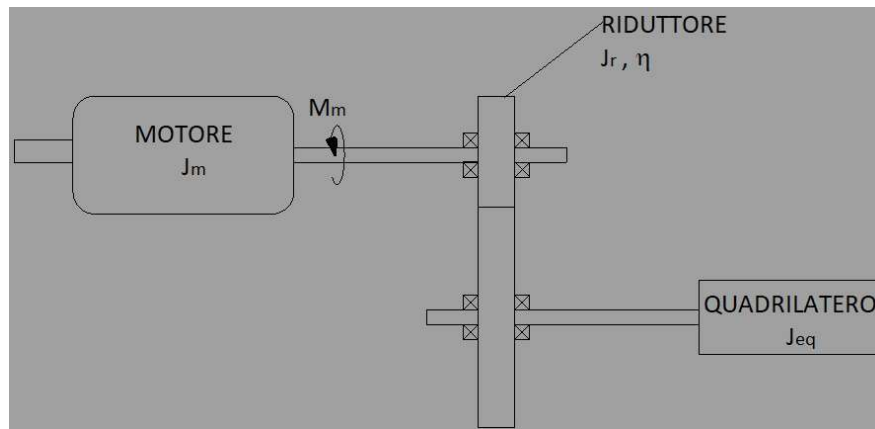


Figura 44 Schema del gruppo motore-riduttore-quadrilatero

L'ultimo passo è stato quello di calcolare la coppia ridotta all'asse motore. Tra il servomotore e il quadrilatero è interposto un riduttore con rapporto di riduzione 1 a 5. Dal bilancio di potenze deriva l'equazione:

$$M_m \omega_m = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} (J_m + J_r) \omega_m^2 + \frac{1}{2} J_{eq} \dot{\theta}^2 \right] \quad (19)$$

Dove  $J_m$  e  $J_r$  sono rispettivamente l'inerzia del motore e del riduttore. Come si può notare non è stata messa alcuna coppia resistente in quanto il carico è solamente inerziale ed è rappresentato da tutto ciò che c'è a valle del riduttore, quindi quadrilatero articolato e il sistema composto dal flap e dai braccetti. A partire dalla (19) si può esprimere la velocità del motore in funzione di quella della manovella tramite il rapporto di riduzione  $\tau$  che è pari a 0,2. Così facendo, sviluppando la derivata ed in seguito dividendo per  $\dot{\theta}$  si ottiene la seguente relazione, ricordando che termini costanti  $J_m$  e  $J_r$  hanno derivata nulla rispetto l'angolo di manovella  $\theta$ .

$$M_m = (J_m + J_r + J_{eq} \frac{\tau^2}{\eta}) \frac{\ddot{\theta}}{\tau} + \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \frac{\tau^2}{\eta} \frac{d}{d\theta} (J_{eq}) \quad (20)$$

Dove il termine  $\eta$  rappresenta il rendimento del riduttore pari a 0,97.

Da questa relazione è stato ricavato l'andamento della coppia motrice per entrambe le leggi di moto, quella cicloidale e quella con profilo di velocità triangolare.

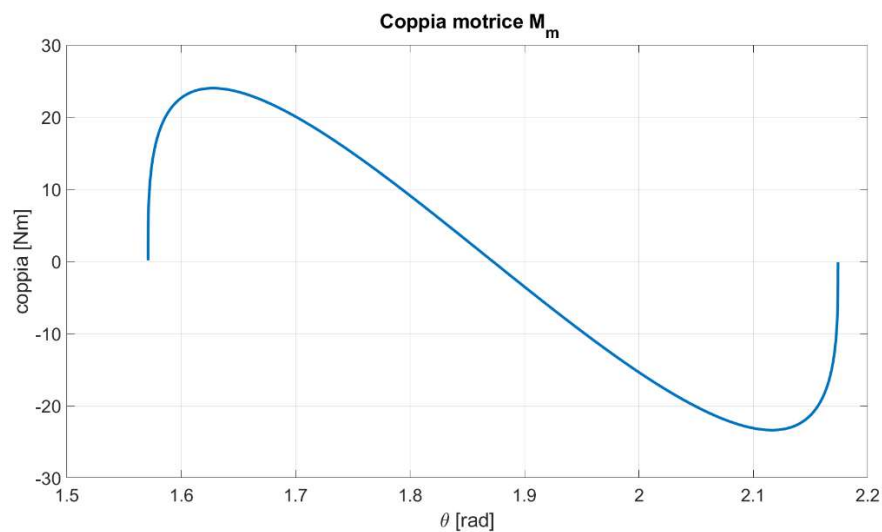


Figura 45 Coppia richiesta al motore in funzione dell'angolo di manovella per traiettoria cicloidale

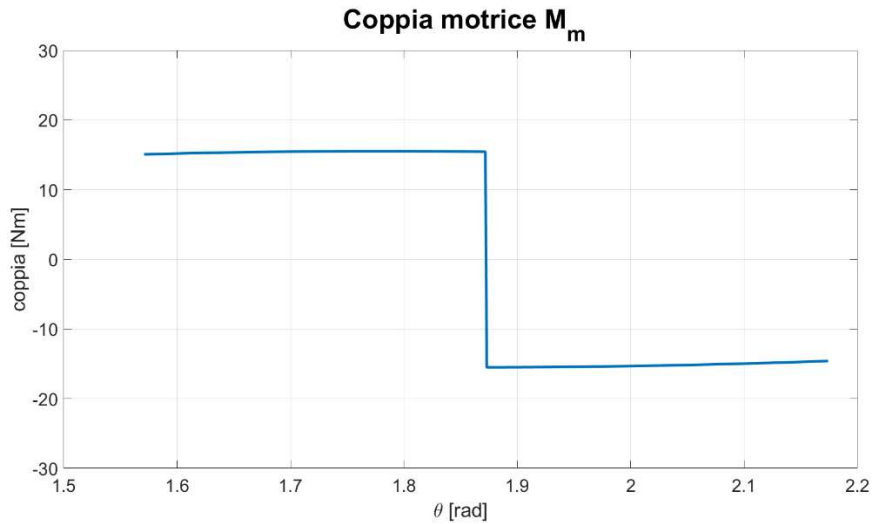


Figura 46 Coppia richiesta al motore in funzione dell'angolo di manovella per profilo triangolare

Dal confronto dei due andamenti si vede come il picco di coppia nel caso di profilo di velocità triangolare è minore di quello per l'altro profilo di moto, rispettivamente 23,99 Nm e 15,52 Nm. A fronte di questa differenza però, come già citato in precedenza, bisogna considerare anche l'impatto che il profilo di moto genera in termini di vibrazioni del sistema. In questa sede non sono state stimate le frequenze proprie di vibrazione del sistema, ma è stato semplicemente valutato il contenuto in frequenza delle accelerazioni delle due traiettorie considerate. Quello che ne deriva si può vedere dall'immagine sottostante.

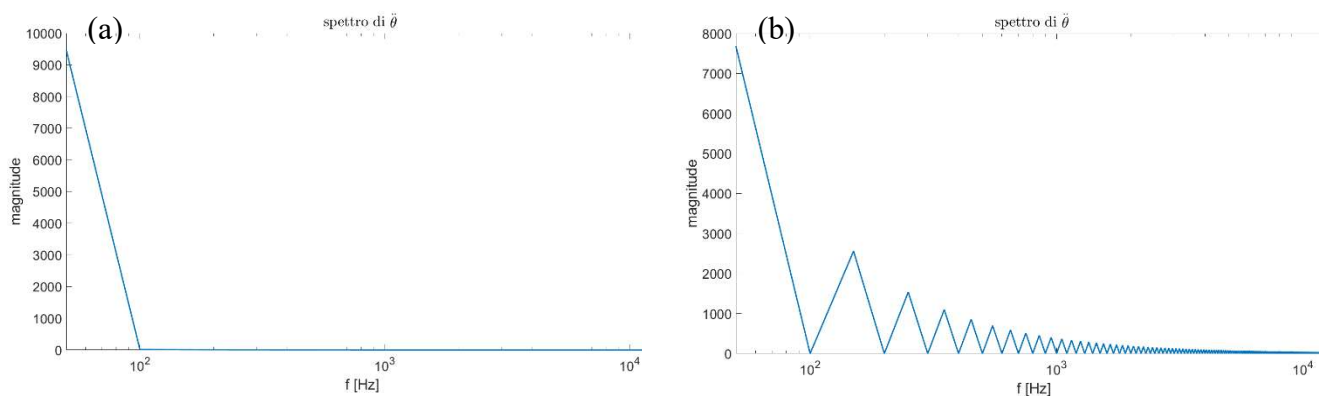


Figura 47 Contenuto in frequenza dei due profili di moto: cicloidale (a) e triangolare (b)

Si nota come la traiettoria con profilo di velocità triangolare ha un alto contenuto in frequenza rispetto a profilo di moto cicloidale.

Oltre a tali considerazioni, un altro importante parametro è il valore efficace o rms (root mean square) della coppia richiesta. Infatti, questo valore nel caso di traiettorie cicliche risulta di grande importanza in quanto il punto di lavoro non può rimanere indefinitamente nella zona di funzionamento intermittente del motore (curva caratteristica del motore). Questo implicherebbe un problema termico e quindi eccessivo surriscaldamento. In particolare, il valore rms di coppia richiesta in un ciclo di lavoro deve essere minore della coppia nominale del motore [5].

Il ciclo di lavoro del motore è rappresentato da tre fasi:

- Apertura
- Chiusura
- Riposo

Finora ai fini dell'analisi dinamica e quindi delle coppie in gioco è stata considerata solamente la fase di apertura, senza prendere in considerazione quella di chiusura. Quest'ultima in termini di traiettoria di moto, profilo di velocità e accelerazione risulta essere identica a quelle di apertura ma invertite, come si può vedere nelle immagini successive.

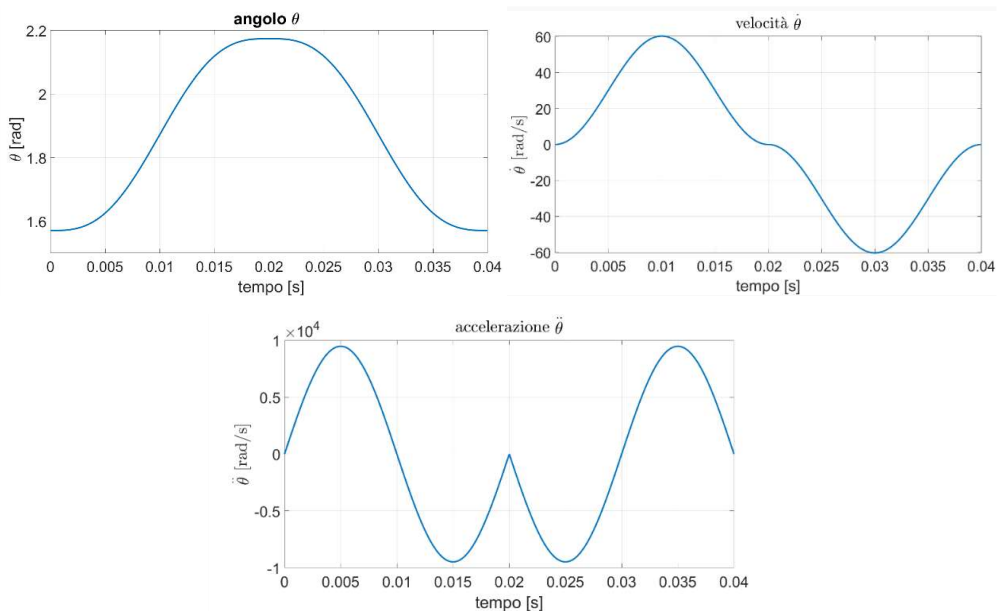


Figura 48 Posizione, velocità ed accelerazione per traiettoria cicloidale

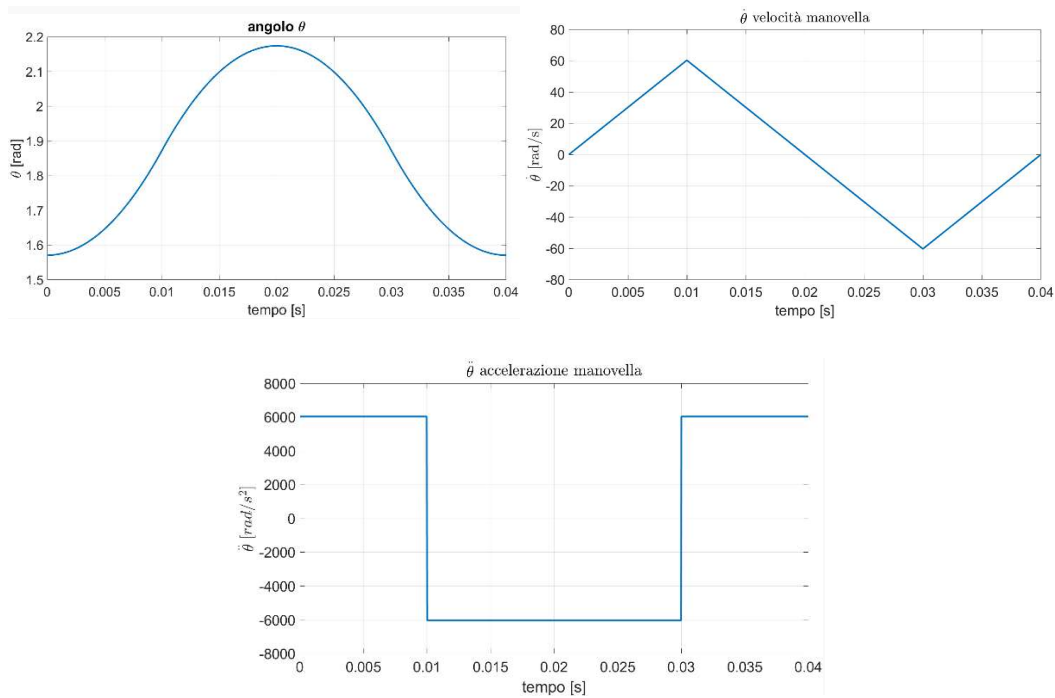


Figura 49 Posizione, velocità ed accelerazione per traiettoria triangolare

Nelle immagini sovrastanti non è stata considerata la fase di riposo dove l'angolo si mantiene costante e velocità ed accelerazione sono nulle. La durata di quest'ultima fase risulta piuttosto importante per evitare che il valore rms di coppia superi la coppia nominale del motore. Quello che è stato fatto è la stima del minimo tempo della fase di riposo tale da garantire la condizione precedente.

La fase di riposo coincide con il tempo necessario al filo di arrivare a contatto con la battuta. Come detto all'inizio della trattazione la massima velocità della macchina è prevista essere pari a 160 m/min. Quindi è stata ricavata l'espressione per ottenere i valori di velocità ottimali per ogni lunghezza del filo desiderata.

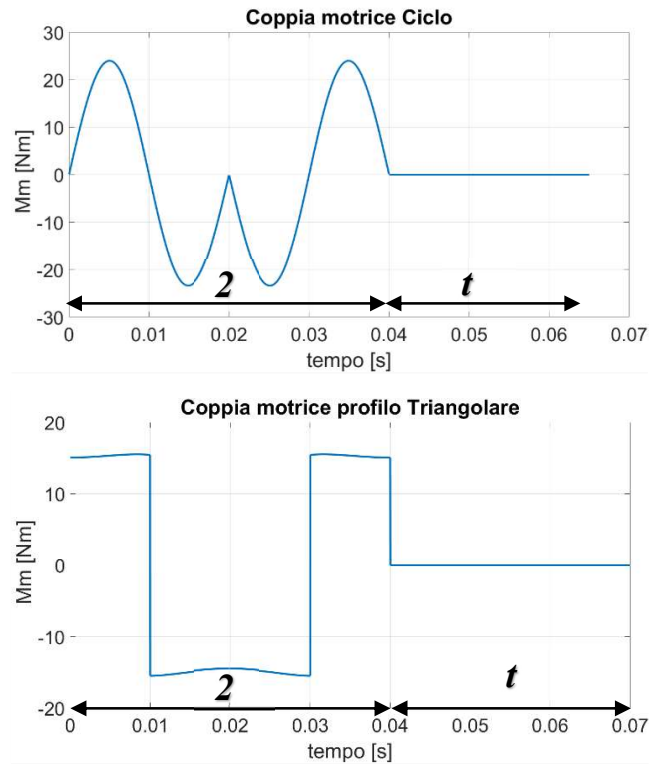


Figura 50 Coppia motrice nel ciclo di lavoro per traiettoria cicloidale e triangolare

La figura sovrastante mostra la coppia motrice richiesta al motore in un ciclo di lavoro. Dove il tempo  $2T$  indica il tempo di apertura e chiusura del flap mentre  $t$  è il tempo della fase di riposo. Il valore rms come noto è dato dalla seguente espressione:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_{TOT}} \int_0^{T_{TOT}} M_m^2(t) dt} \quad (21)$$

Con  $T_{TOT} = 2T + t$

Ora sfruttando le proprietà di additività degli integrali rispetto gli estremi e considerando che durante l'ultima fase la coppia richiesta è nulla, è possibile scrivere:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{1}{(2T + t)} \left[ \int_0^T M_m^2(t) dt + \int_T^{2T} M_m^2(t) dt \right]} \quad (22)$$

Se si suppone che la coppia abbia un andamento perfettamente sinusoidale (nel caso del profilo di moto cicloidale) con un valore di picco di  $M_{mMax}$  allora si ottiene la seguente espressione:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{M_{mMax}}{(2T + t)} \left[ \frac{1}{2}T + \frac{1}{2}T \right]} \quad (23)$$

Ora ponendo  $M_{rms}$  pari alla coppia nominale del motore che si intende impiegare (pari a 5,8 Nm) è stato ricavato il tempo  $t$  minimo necessario per rispettare la condizione citata precedentemente.

$$t = \frac{M_{mMax}^2 \cdot T}{M_{rms}^2} - 2T = 0.302 \text{ [s]} \quad (24)$$

Lo stesso parametro è stato calcolato a partire dal profilo trapezoidale e il valore restituito è stato di circa 0.234 s. Quest'ultimo tempo risulta ovviamente inferiore a quello precedente riferito al caso con profilo cicloidale a causa del minor valore di coppia richiesta.

In seguito, considerando le varie lunghezze di filo sono state stimate le velocità massime di traino tali da mantenere il valore di coppia rms sotto la coppia nominale del servomotore che aziona il flap.

<b>l filo [mm]</b>	<b>50</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	<b>300</b>	<b>350</b>	<b>400</b>	<b>450</b>	<b>500</b>	<b>550</b>	<b>600</b>	<b>650</b>	<b>680</b>	<b>730</b>	<b>780</b>	<b>805,6</b>
<b>v6<sub>max</sub> [m/min]</b>	10	20	30	40	50	60	70	79	89	99	109	119	129	135	145	155	160
<b>v5<sub>max</sub> [m/min]</b>	12	24	35	47	59	71	82	94	106	118	129	141	153	160	160	160	160
<b>v4<sub>max</sub> [m/min]</b>	15	29	44	58	73	87	102	116	131	145	160	160	160	160	160	160	160

*Tabella 3 Velocità massime di traino per diversi bancali per diverse lunghezze del filo*

<b>l filo [mm]</b>	<b>50</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	<b>300</b>	<b>350</b>	<b>400</b>	<b>420</b>	<b>500</b>	<b>523</b>	<b>600</b>	<b>623</b>
<b>v6<sub>max</sub> [m/min]</b>	13	26	39	51	64	77	90	103	108	128	134	154	160
<b>v5<sub>max</sub> [m/min]</b>	15	31	46	61	77	92	107	122	129	153	160	160	160
<b>v4<sub>max</sub> [m/min]</b>	19	38	57	76	95	114	133	152	160	160	160	160	160

*Tabella 4 Velocità massime di traino per diversi bancali per diverse lunghezze del filo*



Si vede dalla prima tabella come il limite della velocità massima si abbia solo per fili di lunghezza inferiore a 80,5 cm nel bancale da 6 metri, 68 cm nel bancale da 5 metri e 55 cm in quello da 4 metri. Dalla seconda tabella che si riferisce al caso nel quale si adottasse il profilo di velocità triangolare si nota come la velocità massima di traino si possa raggiungere per lunghezze del filo minori rispetto l'altra traiettoria di moto.

Quindi dall'analisi dinamica del meccanismo in questione si è concluso che:

- La traiettoria di moto cicloidale prevede un maggiore picco di accelerazione e perciò di coppia rispetto al profilo di velocità triangolare;
- Il limite della traiettoria di moto con profilo di velocità triangolare è dato dalla discontinuità dell'accelerazione che può portare a problemi di vibrazioni;
- La velocità massima di traino dipende dal modello di bancale e della traiettoria di moto adottata;
- Può essere impiegato anche un solo servomotore per i tre bancali.

## 5 CALCOLO SOLLECITAZIONE FLAP

Uno dei componenti fondamentali del bancale è il flap, che ha la funzione di sostenere il filo durante la fase di scorrimento (insieme alla piastra di guida) e di permetterne la caduta dopo il taglio lungo il pianale. Quest'ultima funzione è eseguita tramite il movimento di apertura e chiusura del flap azionato dal servomotore tramite il quadrilatero articolato analizzati in precedenza. Essendo sottoposto ad un elevato numero di cicli è stato ritenuto utile determinare le sollecitazioni e verificare la vita a fatica. Il flap è realizzato in acciaio Hardox 400. La scelta è ricaduta su questo materiale per la sua spiccata resistenza all'abrasione, garantita da una durezza che arriva ad un massimo di 430 HBW, che risulta essenziale nell'applicazione considerata in quanto il flap è in continuo contatto con il filo metallico che scorre su di esso. Il filo infatti in seguito alla fase di raddrizzatura e dopo l'ultimo treno di ruote di traino viene spinto verso il flap, che funge da "canala". Lo strisciamento tra questi due elementi a lungo andare, se non fosse stato scelto un materiale adeguato, avrebbe potuto causare per via dell'abrasione a pericolose scalfitture in grado di compromettere il corretto scorrimento del filo.

Avendo ritenuto sufficiente la scelta del materiale con elevata durezza per ovviare ai problemi dovuti all'abrasione, ci si è concentrati sull'analisi delle possibili sollecitazioni del flap durante il suo movimento. Le due situazioni di massima sollecitazione si presentano alla massima accelerazione del flap per via di azioni inerziali. Essendo il suo ciclo di lavoro composto da due fasi, una di apertura e una di chiusura, simmetriche il problema è stato ricondotto ad una situazione di tensione alterna simmetrica.

Il flap è stato schematizzato come un'asta continua su più appoggi.

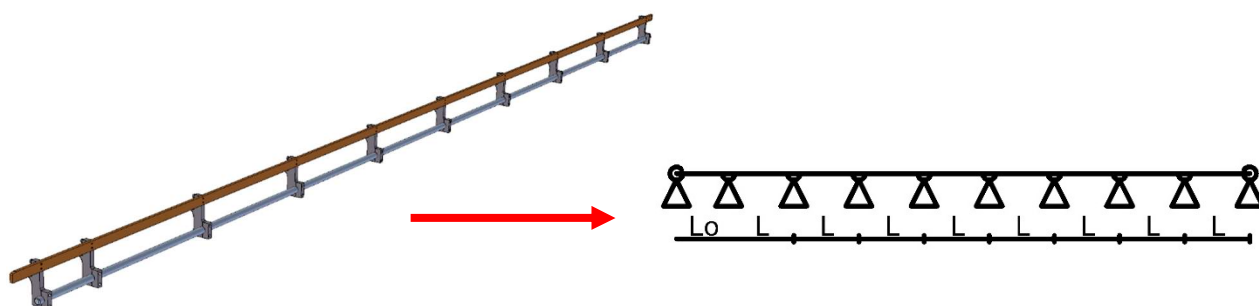


Figura 51 Schematizzazione del flap con asta su più appoggi

L'analisi, quindi, è stata svolta per i flap delle tre versioni di bancale realizzato. Il presupposto di questo studio è quello che per via delle forti accelerazioni e decelerazioni l'asta si infletta periodicamente in direzioni opposte generando uno sforzo alternato che possa dare origine ad un fenomeno di fatica. Essendo il flap il componente meno rigido ci si è concentrati su di esso, e non sui braccetti.

Il primo passo è stato quello di calcolarsi l'effetto delle forze di accelerazione sul bancale. Per trovare il valore delle reazioni dei braccetti sul flap è stato utilizzato un approccio inverso, impiegando il principio di d'Alembert per poter trasformare un problema dinamico in uno statico. La forza di inerzia è stata vista come una forza di volume e perciò come un carico distribuito sulla lunghezza dell'intera asta. Le forze di inerzia sono due, una tangenziale e una centrifuga. L'azione centrifuga rispetto a quella tangenziale risulta essere meno importante sia per le modeste velocità sia perché essa agisce su una sezione con maggior momento di inerzia. Inoltre, data la traiettoria cicloidale si considera l'istante di massima accelerazione che è quello a velocità nulla. Si specifica inoltre che la forza derivante dalla resistenza dell'aria è stata trascurata in quanto di lieve entità e poco impattante globalmente, come si evince dal seguente calcolo per la sua stima:

$$F_r = \frac{1}{2} A \rho C_r v^2 = 0,26N \quad (25)$$

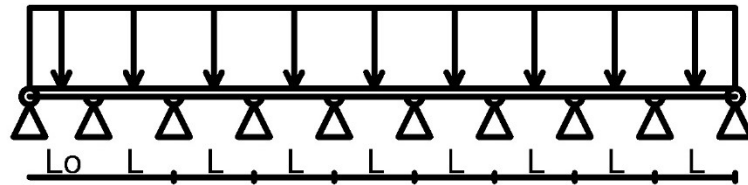
Dove  $A = 0,15m^2$  è la sezione frontale del flap,  $\rho = 1,2 kgm^{-3}$  è la densità dell'aria a temperatura ambiente e pressione atmosferica,  $C_r$  è il coefficiente di resistenza posto pari a 2,3 [6] e  $v = 1,13ms^{-1}$  è la velocità massima del flap.

La forza di inerzia dovuta all'accelerazione tangenziale è stata calcolata a partire dalla seconda equazione cardinale della dinamica di un corpo che ruota attorno ad un asse principale di inerzia non baricentrico:

$$I \cdot \alpha = F \cdot b \rightarrow F = \frac{I \cdot \alpha}{b} \quad (26)$$

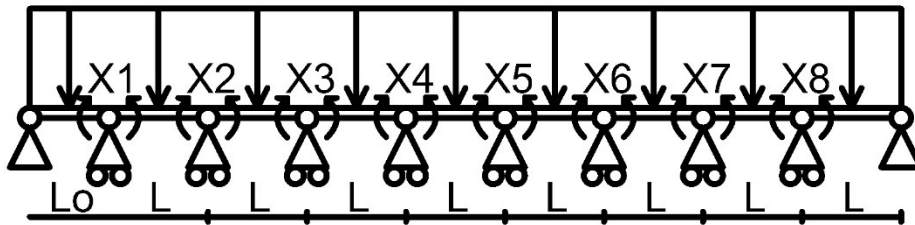
Dove  $I$  è il momento di inerzia di massa del flap rispetto il suo asse di rotazione,  $\alpha$  è la sua accelerazione angolare,  $F$  è la forza tangenziale necessaria per accelerarlo e  $b$  la distanza tra flap e l'asse di rotazione. Il valore massimo ottenuto di  $F$  risulta essere pari a 1739 N per il

bancale da quattro metri e 2105 N per il bancale da cinque metri. Per il bancale di maggiori dimensioni, come verrà specificato nel capitolo successivo, è stato deciso di dividere il flap in due parti di lunghezza circa tre metri e ne risulta una forza pari a 1345 N in ogni tratto. Lo step successivo è stato quello di risolvere l'asta iperstatica di figura 49, sollecitata da un carico distribuito "q" pari alla forza appena calcolata divisa per la lunghezza del flap.



*Figura 52 Rappresentazione dell'asta iperstatica da risolvere*

Per risolvere la struttura iperstatica è stato impiegato il metodo delle forze, consistente nell'introdurre otto incognite iperstatiche (momenti  $X_i$ ) che vanno a sostituire l'azione delle cerniere determinando la configurazione dell'isostatica associata mostrata nella figura successiva. Le equazioni di compatibilità cinematica imporranno rotazioni reciproche ( $\Delta\varphi_i$ ) nulle delle aste in corrispondenza delle cerniere.



*Figura 53 Isostatica associata*

Per ogni cerniera è stata perciò scritta una equazione di compatibilità cinematica per la rotazione che tenesse conto dell'effetto sia del carico distribuito che dei momenti concentrati. Qui di seguito sono illustrate due equazioni relative alle prime due cerniere e all'ultima, quelle interne saranno analoghe alla seconda.

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta\varphi_1 = \frac{qL_0^3}{24EI_x} - \frac{(L_0 + L)X_1}{3EI_x} - \frac{X_2L}{6EI_x} + \frac{qL^3}{24EI_x} = 0 \\ \Delta\varphi_2 = \frac{qL^3}{12EI_x} - \frac{X_1L}{6EI_x} - \frac{2X_2L}{3EI_x} - \frac{X_3L}{6EI_x} = 0 \\ \vdots \\ \Delta\varphi_8 = \frac{qL^3}{12EI_x} - \frac{X_7L}{6EI_x} - \frac{2X_8L}{3EI_x} = 0 \end{array} \right. \quad (27)$$

Dove  $q$  è il carico distribuito,  $E$  è il modulo di Young dell'hardox pari a 200 GPa,  $I_x$  è il momento di inerzia di superficie dell'asta nella sezione considerata,  $L_0$  è la lunghezza del primo tratto pari a 385 mm e  $L$  è pari a 500 mm.

A questo punto risolvendo il sistema di otto equazioni in otto incognite è possibile ricavarsi il valore delle variabili iperstatiche introdotte. Una volta calcolate queste ultime, dall'equilibrio di ogni asta in cui è stato suddiviso il flap si calcolano le reazioni dei braccetti, sommando per ogni cerniera i contributi dovuti alle porzioni del flap alla destra e alla sinistra del vincolo. Quindi note le reazioni vincolari è stato possibile determinare il diagramma di momento flettente del flap.

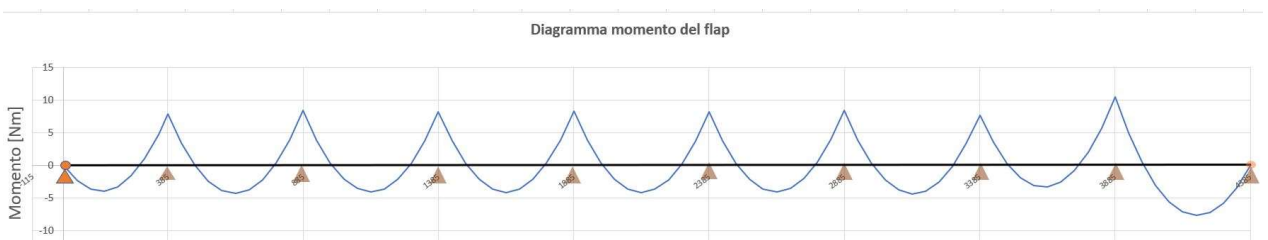


Figura 54 Diagramma momento flettente flap

Dal momento flettente poi si è ricavata la tensione della sezione maggiormente sollecitata, in corrispondenza del penultimo braccetto, considerando che la sezione resistente è inferiore a quella normale per via dei due fori presenti nel flap.

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W_{fx}} = \frac{M}{\frac{H^2(B - 2d)}{6}} = 34,92 \text{ MPa} \quad (28)$$

Dove  $M$  è il momento flettente calcolato in precedenza pari a 10,48 Nm,  $W_{fx}$  è il modulo di resistenza a flessione della sezione. Il modulo di resistenza della sezione, calcolato tenendo conto dei due fori, deriva da:

$$W_{fx} = \frac{I_x}{y_{max}} = \frac{\iint_{A_{tot}} y^2 dx dy - 2 \iint_{A_{foro}} y^2 dx dy}{y_{max}} = \frac{\frac{H^3 B}{12} - \frac{H^3 2d}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{H^2 (B - 2d)}{6} \quad (29)$$

Dove  $H$  è lo spessore pari a 10 mm,  $B$  è il lato lungo 28 mm e  $d$  è il diametro dei fori di 5 mm.

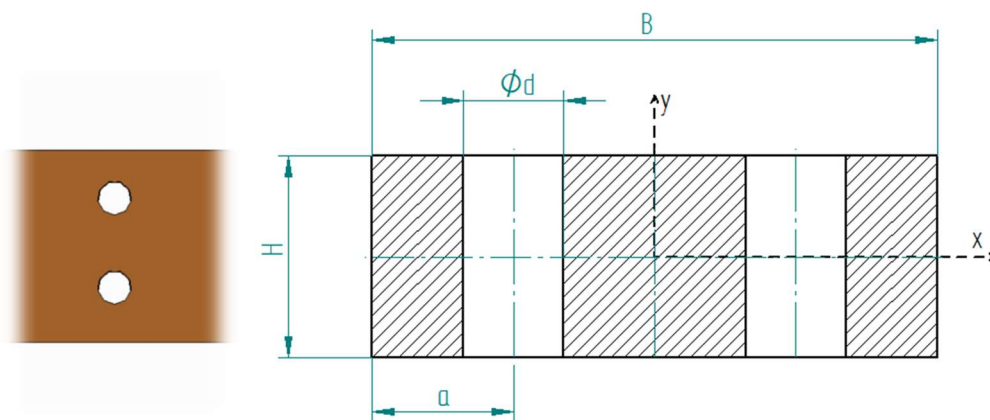
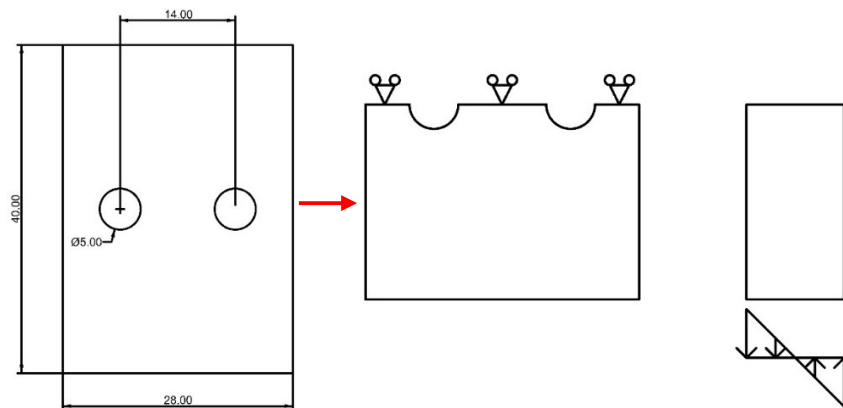


Figura 55 Viste dei fori del flap e della sezione

La tensione ottenuta, come detto in precedenza, può essere ritenuta come una “sigma” alterna e quindi è possibile impiegarla per l’analisi a fatica del componente.

## 5.1 Calcolo fattore di intaglio

A questo punto è stato ritenuto opportuno valutare il coefficiente di intaglio dovuto al doppio foro in corrispondenza della connessione filettata tra flap e braccetto mediante l'ausilio del software di analisi agli elementi Ansys, in particolare il modulo Apdl. Sebbene in letteratura sia possibile trovare coefficienti di intaglio di una piastra con foro, non sono disponibili dati relativi al caso di flessione fuori dal piano nel caso di due fori, perciò per avere un risultato più accurato e aderente al caso in esame è utile un riscontro tramite analisi agli elementi finiti. L'analisi è stata svolta su una porzione del flap centrata in corrispondenza di una sezione con i due fori. Lo studio mira al solo calcolo effettivo del coefficiente di intaglio, la geometria sarà in parte semplificata, verrà sostituito il momento flettente con una distribuzione di tensione a farfalla sulla faccia inferiore.

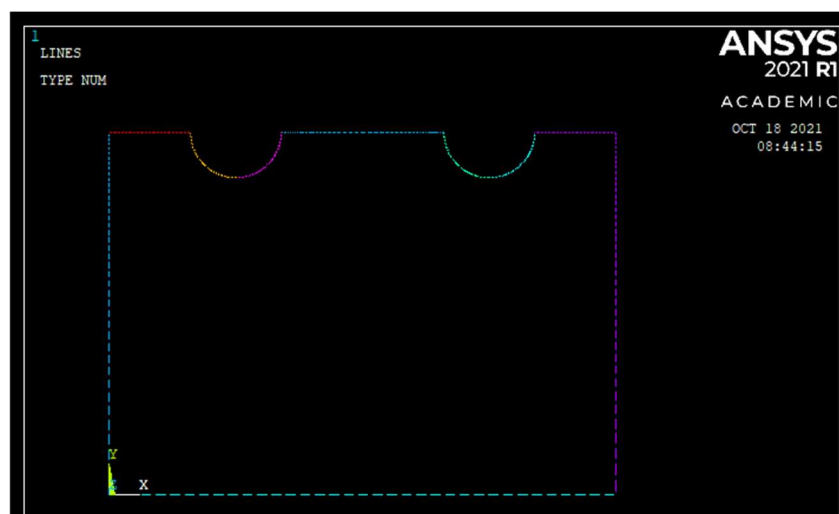


*Figura 56 Rappresentazione della porzione di flap analizzata e dell'applicazione di vincoli e carichi*

Per la realizzazione della mesh si è optato per l'elemento solido "brick 185" a otto nodi. In generale gli elementi a forma rettangolare sono solitamente da preferire perché rispetto a quelli tetraedrici sono meno rigidi, anche se non sempre le aree riescono ad essere discretizzate con forme quadrangolari nel caso di geometrie complesse. Sono state inserite poi le caratteristiche del materiale, in particolare esso è isotropo e il comportamento è quello in campo lineare elastico.

Si è passati quindi alla definizione della geometria. Poiché quest'ultima lo concede, è stata sfruttata la simmetria effettuando l'analisi su una metà del pezzo. Ciò permette sia di ridurre l'onere computazionale per il computer, sia di ottimizzare la mesh in quanto la versione "student" del software pone un limite massimo al numero di elementi e nodi. La mesh è stata realizzata in maniera tale da essere più fitta nelle zone attorno ai fori, per far questo sono

state sfruttate le possibilità offerte dal comando di “manual sizing”. Quindi, sono state suddivise le linee di contorno definendo la dimensione degli elementi e utilizzando lo “spacing ratio” ossia un strumento che permette di dividere le linee in segmenti con dimensioni linearmente variabili. Questa modalità consente di infittire la mesh in prossimità delle aree su cui sono previste le tensioni di maggiore entità. Successivamente è stata creata la mesh nell’area definita dalle linee. In seguito, l’area “meshata” è stata estrusa lungo una sua normale, a sua volta suddivisa in segmenti per la discretizzazione lungo la terza dimensione, per una lunghezza pari allo spessore del flap, ottenendo un solido con elementi analoghi nelle sue sezioni.



*Figura 57 "Meshatura" tramite suddivisione delle linee*

Nella figura superiore è mostrata la suddivisione delle righe nel caso ultimo, ossia quello in cui si è impiegato il maggior numero di elementi.

Il passo successivo è stato quello di applicare i vincoli ed i carichi al modello. Come detto in precedenza, poiché è stata sfruttata la simmetria geometrica, occorre applicare in corrispondenza della sezione mediana un vincolo di spostamento nullo in direzione verticale. Inoltre, a causa del fatto che il software non converge a soluzione se il modello non è completamente vincolato, sono stati aggiunti vincoli di spostamento nullo in direzione orizzontale e in quella lungo lo spessore, cioè lungo l’asse x e quello z. Per ultimo è stata definita una funzione che rappresenta la distribuzione di pressione a farfalla e poi applicata nella faccia inferiore. Il valore del carico non è rilevante al fine di determinare il coefficiente di intaglio, in quanto questo sarà dato dal rapporto tra la tensione massima e quella nominale, ma è stato posto comunque pari a quello derivante dai calcoli precedenti.

Si è partiti da una mesh grossolana per poi infittirla soprattutto nelle zone critiche e in cui si



avevano le massime tensioni, cioè è stata condotta una analisi di sensibilità alla mesh per vedere come la dimensione degli elementi influenzasse il risultato finale. Nelle immagini successive è possibile osservare come vari la tensione massima all'aumentare della finitura della mesh.

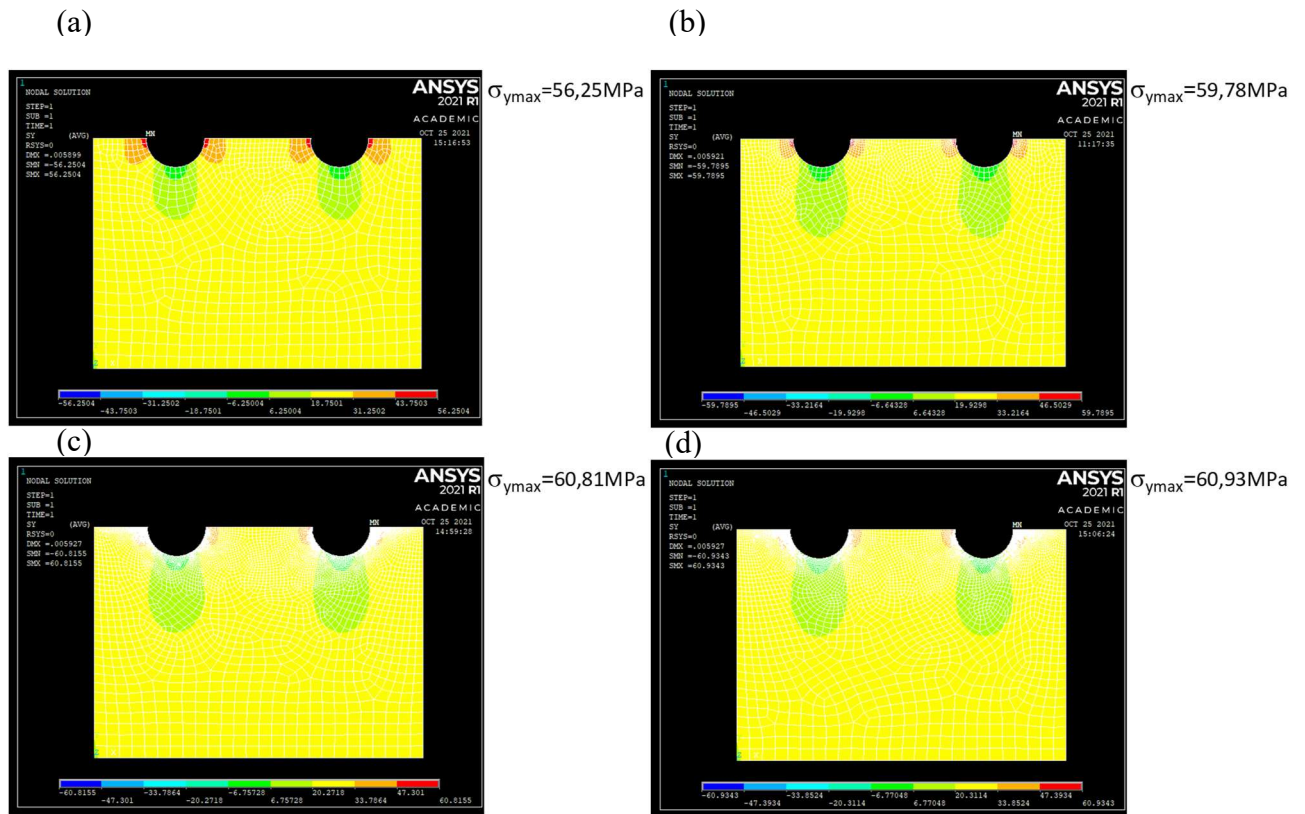


Figura 58 Tensione massima corrispondenti a elementi di dimensione minore

I valori della tensione massima all'infittirsi della mesh e quindi all'aumentare del numero di elementi si assestano attorno ai 60,9 MPa, con piccole oscillazioni dell'ordine del decimo di MPa. A questo punto è possibile ricavarsi il fattore di intaglio teorico.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} = \frac{60,93MPa}{34,92MPa} = 1,74 \quad (30)$$

Il coefficiente di intaglio considerato è quello netto, ossia dato dal rapporto tra tensione massima e la tensione nella sezione netta considerata.

## 5.2 Verifica a fatica

Una volta calcolato il coefficiente di intaglio è stata condotta una verifica a fatica del flap. Questo perché, come già detto, il componente è soggetto a dei carichi ciclici. Una eventuale rottura del flap potrebbe comportare anche un danneggiamento della macchina causato dall'incepimento del filo. Un flap che abbia una buona resistenza a fatica rappresenta un importante requisito tecnico che a sua volta si traduce in affidabilità e anche economicità. Infatti, qualora l'elemento sia particolarmente fragile e soggetto a improvvise rotture causerebbe anche una perdita economica legata al costo del ricambio, al costo di sostituzione e al costo del fermo macchina.

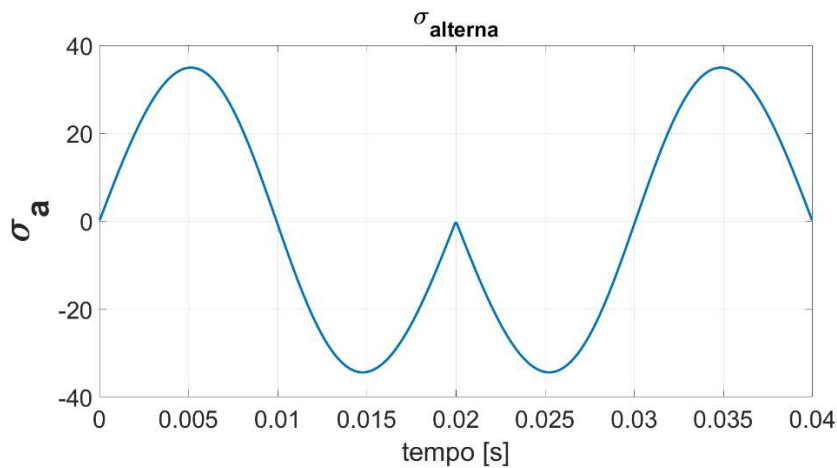


Figura 59 Andamento della tensione legata alla flessione del flap

La tensione presenta un valore di picco pari a 34,92 MPa, con andamento sinusoidale speculare rispetto all'asse verticale passante per l'istante di fine periodo di apertura del flap. Come si può notare dalla figura la tensione media è nulla. Di seguito vengono presentati i dati di partenza necessari alla stima dei vari coefficienti necessari alla valutazione del comportamento a fatica del componente.

Dati:

$$K_t = 1,74$$

$$\sigma_a = 34,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_R = 1250 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{LF} = 490 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

Dove  $\sigma_s$  è la tensione di snervamento dell'Hardox400,  $\sigma_R$  la tensione di rottura e  $\sigma'_{LF}$  la tensione limite di fatica teorica [7]. Il primo coefficiente da ricavare è il fattore di sensibilità all'intaglio, esso dipende sia dalla forma che dal materiale tramite il parametro  $\rho$ . Quest'ultimo viene ricavato dalla formula di Peterson:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} = 0,975 \quad (31)$$

Dove  $r$  è il raggio dei fori espresso in pollici e  $\alpha$  un parametro, anch'esso in pollici, che dipende dal materiale e dalle sue caratteristiche e assunto ad un valore pari a  $2,56 \cdot 10^{-3}$  in [8].

Ricavato il fattore di sensibilità all'intaglio è stato calcolato il coefficiente di intaglio effettivo.

$$K_e = 1 + q(K_t - 1) = 1,722 \quad (32)$$

La valutazione a fatica è stata fatta secondo il modello di Goodman rispetto a vita infinita. Prima di determinare il coefficiente di sicurezza  $X$ , è stato calcolato il limite di fatica reale. Questo è dato dal prodotto tra quello teorico e i coefficienti  $b_1$  e  $b_2$  dovuti rispettivamente a dimensione sezione e finitura superficiale, ricavati da opportuni diagrammi e valenti per il caso in esame 0,95 e 0,72. Occorre specificare che per la determinazione del coefficiente  $b_1$  in ascissa è stato calcolato il diametro equivalente pari a  $0,808\sqrt{B \cdot H}$ , mentre per  $b_2$  è stata considerata una finitura superficiale derivante da "sgrossatura buona".

A questo punto è stato possibile valutare il coefficiente di sicurezza per vita infinita:

$$X = \frac{1}{\frac{K_e \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma'_{LF}} + \frac{\sigma_m}{b_1 b_2 \sigma'_{LF}}} = 5,57 \quad (33)$$

Da questa stima si può notare come il coefficiente di sicurezza rispetto vita infinita sia piuttosto elevato, come ci si poteva aspettare a causa delle ridotte tensioni e delle ottime proprietà dell'Hardox 400.

## 6 COLLEGAMENTO COMPONENTI

Alcuni elementi del bancale da 6 metri hanno la necessità di essere suddivisi in più parti sia per motivi costruttivi che per motivi funzionali, economici e legati all’immagazzinamento.

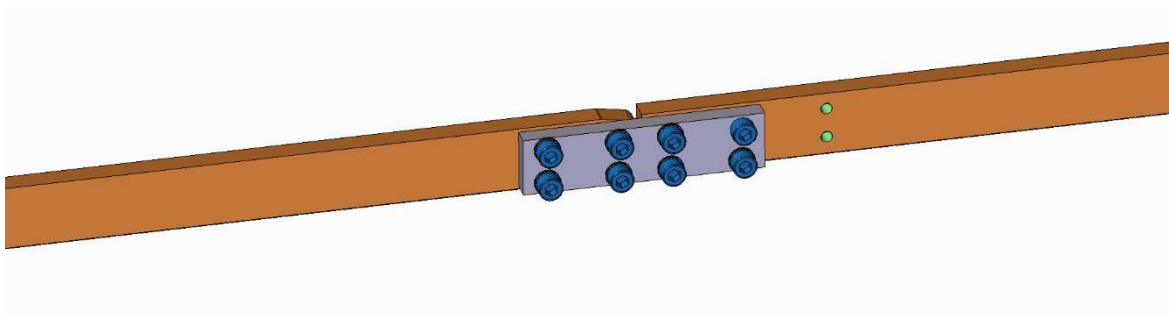
Tra questi componenti troviamo:

- Flap;
- Piatto di contenimento laterale;
- Barra azionamento flap;
- Barra regolazione piastrone.

### 6.1 Flap

Il flap, come già detto, è il componente del bancale nella cui faccia superiore su cui scorre il filo, e che attraverso un movimento alternato permette allo stesso di cadere nel pianale per poi essere raccolto. Il flap nel bancale da 6 metri è stato suddiviso in due tratti, entrambi di lunghezza circa 3 metri. L’impiego di questi due tratti è stato fatto adottando per il primo tratto il flap del bancale originale mentre il secondo è stato recuperato da un bancale di una raddrizzatrice già in produzione. In questa maniera si riducono ordini di componenti nuovi e differenziati tra loro, portando ad un risparmio economico.

Il collegamento tra le due parti non è necessario per la trasmissione del moto, poiché essa è garantita dai braccetti calettati su una barra, quanto per evitare un eventuale disallineamento dei due flap che potrebbero causare un inceppamento del filo. La giunzione è stata fatta tramite una piastra forata e con sei viti M6 a testa cilindrica con esagono incassato.

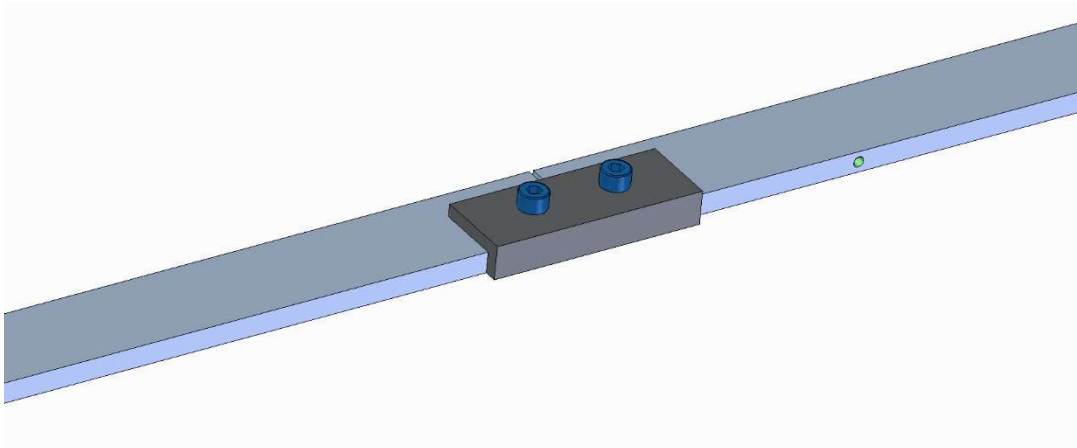


*Figura 60 Giunzione dei due flap*

Come si può notare dalla figura sovrastante, il secondo flap ha un tratto iniziale con inclinazione tale da evitare che la punta del filo nel passaggio tra i due non si impunti.

## 6.2 Piatto di contenimento laterale

Il piatto di contenimento non è altro che una barra piatta trafilata con la funzione di appoggio laterale per il filo. L'elemento è stato suddiviso in due parti nel bancale da 6 metri, per le stesse motivazioni del flap. Il piatto è realizzato in acciaio S235 JR ed ha un rivestimento superficiale dato dalla zincatura elettrolitica per evitare la corrosione. Per garantire l'allineamento dei due tratti del piatto è stata pensata di collegarli con una piastra angolare e due viti. L'allineamento in direzione verticale e in quella trasversale (perpendicolare al filo) permette al filo di non incepparsi.



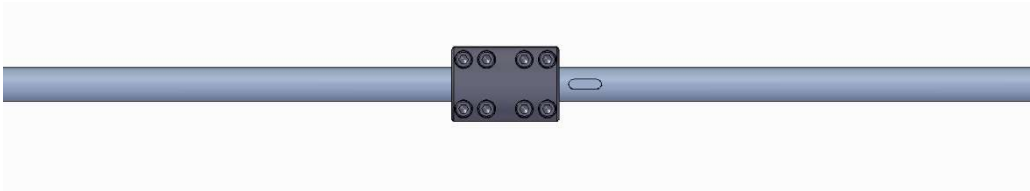
*Figura 61 Collegamento dei due piatti con angolare*

## 6.3 Barra per azionamento flap

Questo elemento realizzato in acciaio C45 bonificato ha il compito, come si vedrà nel capitolo successivo di permettere di azionare il flap, ossia l'elemento su cui scorre il filo e che aprendosi consente la sua caduta nel pianale per poi essere raccolto dalle falci. Nei bancali progettati da 4 e 5 metri, sono stati impiegati dei pezzi unici per la barra, mentre per il bancale da 6 metri è stato considerato utile impiegare due barre da 3 metri circa ciascuna. Questo perché l'utilizzo di elementi dello stesso di quelli già impiegati per il bancale prototipo da 3 metri consente un risparmio economico, ma anche per esempio una maggiore

facilità di trasporto e immagazzinamento.

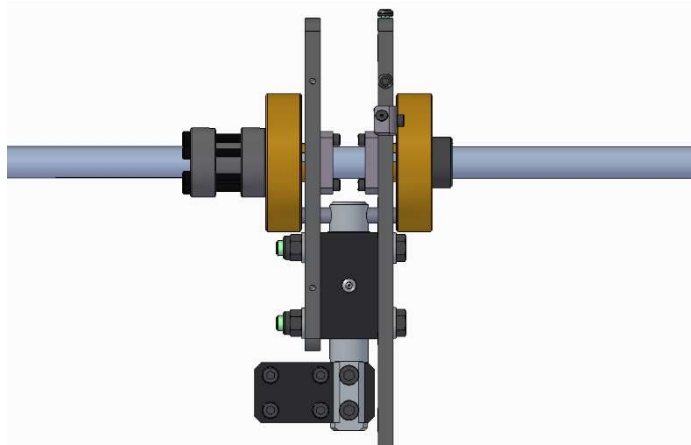
Il tipo di giunto pensato per il collegamento delle due barre inizialmente era un giunto ad ingranaggi in quanto essi hanno una notevole capacità di carico, l'idea è stata poi abbandonata poiché l'azionamento alternativo necessario per questa applicazione potrebbe causare danni agli ingranaggi quali usura e scheggiatura dei denti. Si è passati quindi ad un giunto rigido con bloccaggio a morsetto, che rispetto al giunto a ingranaggi è esente da usura e manutenzione. Il giunto è stato dimensionato per la coppia massima richiesta al giunto pari alla metà di quella necessaria all'intero sistema di movimentazione del flap nel bancale da 6 metri, in quanto la coppia richiesta dal secondo tratto è quella necessaria al flap di 3 metri. Per facilità di montaggio è stato scelto un giunto in due parti con sede per linguetta.



*Figura 62 Giunzione delle barre per azionamento flap*

## 6.4 Barra per regolazione piastrone

Anche per la barra superiore, che ha la funzione di regolare la posizione verticale del piastrone è stato deciso di dividerla in due tratti di 3 metri per il bancale più lungo. In questo caso la scelta è ricaduta in un giunto rigido ad anello conico. La coppia trasmessa risulta essere piuttosto bassa, inferiore ai 40 Nm, perciò non ci sono problemi per quanto riguarda la tenuta del giunto che ha una coppia massima trasmissibile di 430 Nm.



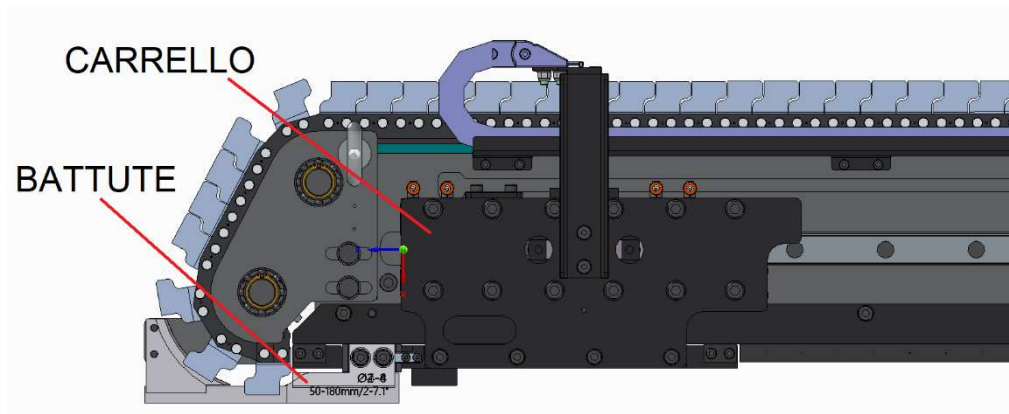
*Figura 63 Giunzione barre per regolazione piastrone*

## 7 STUDIO URTO TRA BATTUTA E FILO E DIMENSIONAMENTO FRENI DEL CARRELLO

Il carrello del bancale è l'assieme che ospita la battuta sulla quale andrà ad impattare il filo metallico. Il carrello scorre su guide lineari, e il movimento, attuato dalla catena che circonda il piastrone, è automatizzato. Infatti, tramite il PLC a bordo macchina è possibile preimpostare la lunghezza del filo che determinerà la posizione in cui si dovrà collocare il carrello, questa poi sarà controllata da una banda magnetica incrementale. La banda magnetica offre l'importante vantaggio di essere esente da contatto, evitando perciò attrito e usura. La banda viene posta tramite un adesivo lungo un bassofondo fresato apposito sul piastrone, mentre il trasduttore di posizione è installato sul carrello.

Il carrello, per poter garantire precisione nella lunghezza del filo tagliato, deve avere un sistema frenante opportunamente dimensionato, che al momento dell'impatto eviti l'arretramento della battuta. Per questa funzione sono stati scelti dei freni ad azionamento pneumatico. Questi garantiscono la forza di serraggio tramite un sistema di ingranaggi a cuneo azionati da un pistone pneumatico incrementata grazie ad un meccanismo che sfrutta l'accumulo di energia a molla ed una valvola 5/2 (cinque vie e due posizioni).

Il primo passo è stato quello di valutare le forze in gioco, e quindi quelle che si trasmettono dal filo alla battuta.



*Figura 64 Carrello*

Il filo per essere srotolato dalla bobina viene tirato da delle ruote di traino. In seguito, viene sottoposto ad una ulteriore forza di traino dalle ruote presenti dopo il rotore, che è l'elemento in cui avviene la raddrizzatura. Come già detto in precedenza le velocità del filo possono essere diverse e raggiungere i 160 metri al minuto, in questo studio ovviamente, per garantire



la massima sicurezza, è stato considerato il caso con la velocità massima di traino. Il problema per la valutazione della forza complessiva a cui saranno soggetti i freni pneumatici verrà diviso in due problemi separati: uno inerente alla forza che nasce dall'impatto tra filo e battuta e l'altro legato alla determinazione della forza di traino. La prima stima è stata proprio quella della forza di traino delle ruote, a partire dal coefficiente di attrito tra ruota e filo. In base ai dati presenti il coefficiente di attrito è di 0,3 mentre la forza verticale impressa dalla ruota al filo dipende dal cilindro pneumatico posto su di essa. Il cilindro ha una pressione di esercizio consigliata pari a 5 bar. Di seguito verranno illustrati i calcoli effettuati per la stima della forza di traino agente sul filo.

$$d = 63 \text{ mm}$$

$$p_{es} = 5 \text{ bar} = 0,5 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3$$

$$F_{\perp} = \frac{\pi d^2}{4} p_{es} = 1559 \text{ N}$$

$$F_t = 4 \cdot F_{\perp} \cdot \mu = 1870 \text{ N}$$

(34)

Dove  $d$  rappresenta l'alesaggio del cilindro,  $F_{\perp}$  la forza perpendicolare al filo dovuta alla pressione del cilindro e  $F_t$  è la forza di traino totale.

La forza di traino totale è stata moltiplicata per quattro in quanto l'azione di trascinamento è svolta da due coppie di ruote di traino poste prima e dopo il rotore. Nella stima della forza che dovrà essere compensata dai freni, quella di traino verrà sommata a quella dovuta all'impatto. Ciò non è del tutto aderente alla realtà, in quanto ci sarebbe anche una azione resistente nel rotore, e quindi è come se una quota della forza di traino andasse a compensarla per garantire il movimento del filo alla velocità richiesta. Questo significa che per quanto riguarda il dimensionamento dei freni ad azione pneumatica ci si pone in una situazione estrema ma che va nella direzione della massima sicurezza. Questa scelta è stata intrapresa oltre che per essere più conservativi anche per facilitare i calcoli, in quanto risulta piuttosto complicata la stima della forza resistente opposta dal rotore e necessiterebbe di una misura sperimentale.

A questo punto si passa alla valutazione della forza che nasce dall'impatto tra il filo e la battuta. L'ipotesi da cui si parte è che la sollecitazione sia uniassiale e che non superi lo snervamento del materiale. La prima ipotesi è del tutto veritiera in quanto la deformazione trasversale può essere trascurata nel caso in cui il rapporto tra lunghezza del corpo e diametro della sezione sia superiore ad un ordine di grandezza. Infatti, nel nostro caso, la valutazione viene fatta per il caso più gravoso, ossia quando il filo da raddrizzare sia della lunghezza e

diametro maggiori, rispettivamente 6000 e 8 millimetri.

Le strade per giungere alla tensione che si genera in seguito all'urto sono due ma analoghe, una deriva dalla conservazione dell'energia e un'altra dal teorema dell'impulso. Nel primo caso si eguaglia l'energia iniziale del sistema a quella finale, considerando nulli gli effetti dell'attrito e delle altre dispersioni di energia. Inizialmente l'energia posseduta dal filo è solo di tipo cinetica, mentre l'energia finale è quella di deformazione elastica. Il problema dell'urto tra filo e battuta è stato strutturato come un impatto tra un filo e un corpo rigido equivalente ad un muro.

$$\frac{1}{2} m_f v^2 = \frac{1}{2} \sigma \epsilon V \rightarrow \frac{1}{2} \rho A l v^2 = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E} A l \quad (35)$$

Dove  $m_f$  è la massa del filo di densità  $\rho$  valente  $7800 \text{ kg/m}^3$ , lunghezza  $l$  pari a 6 metri e sezione circolare  $A$  con diametro pari a 8 millimetri,  $v$  è la velocità di 160 m/s e  $\sigma$  e  $\epsilon$  sono rispettivamente tensione e deformazione elastica. Dall'equazione (35) è perciò possibile ricavarsi il valore della tensione.

$$\sigma = \sqrt{\rho E v^2} = 107,9 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 107,9 \text{ MPa} \quad (36)$$

Lo stesso valore lo si ricaverebbe dal teorema dell'impulso che afferma che l'impulso è uguale alla variazione di quantità di moto.

$$dI = F dt = \sigma A dt \quad (37)$$

Dove  $dI$  è l'impulso infinitesimo della forza in un tempo  $dt$ .

$$dQ = 0 - dQ_i = -v dm = v \rho A c dt$$

$$\text{con } c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (38)$$

Nell'equazione (30)  $dQ$  rappresenta la variazione di quantità di moto in un tratto di lunghezza  $c dt$  nel quale si propaga la perturbazione nata dall'urto,  $c$  rappresenta la velocità di propagazione delle onde meccaniche longitudinali nel materiale [9]. Eguagliando le equazioni (37) e (38) si ottiene un'espressione analoga alla (36).

Una volta ricavata la tensione, moltiplicandola per la sezione è possibile ricavarsi la forza, derivante dall'impatto, che nel caso peggiore risulta essere pari a:

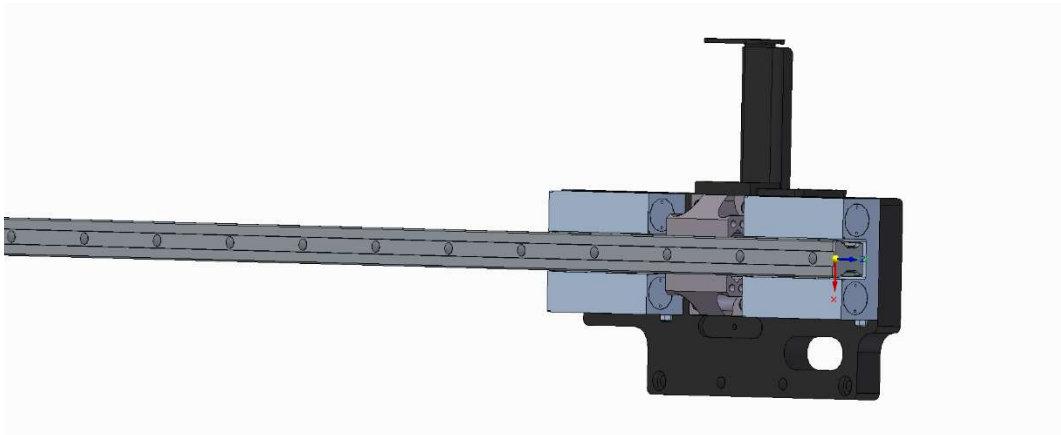
$$F_i = \sigma A = 5425 \text{ N} \quad (39)$$

Quello che si può notare è che l'entità della forza dipende dal materiale tramite la sua densità  $\rho$  e il modulo elastico  $E$ , dalla velocità  $v$  e dalla sezione  $A$  del filo. Questo significa che la lunghezza del filo non influisce sul valore della forza.

La forza totale agente sulla battuta e che quindi dovrà essere sostenuta dai freni pneumatici ha un valore pari a:

$$F_{tot} = F_t + F_i = 7295 \text{ N} \quad (40)$$

I freni pneumatici considerati in prima istanza erano due, e con forza massima di serraggio pari a 3300 N ciascuno, appartenenti alla serie UBPS del marchio Zimmer. In seguito a questa analisi è auspicabile la scelta di elementi della stessa serie ma con maggiore forza di tenuta.



*Figura 65 Disposizione dei due freni pneumatici*

In conclusione, è importante affermare come una analisi sperimentale del sistema di frenatura e bloccaggio sia fondamentale nella scelta dei freni. Lo studio è stato fatto infatti, come detto in precedenza, con una più che probabile sovrastima della forza agente sui freni per via della forza di spinta complessiva agente sul filo, il che potrebbe comportare ad una spesa eccessiva per l'acquisto dei dispositivi di bloccaggio. Per tale motivo la verifica sul campo del comportamento dei freni in più condizioni di lavoro porterebbe anche ad un vantaggio economico e non solo in termini di sicurezza e affidabilità.

## 8 CONSIDERAZIONI SU STANDARDIZZAZIONE E MODULARITÀ

Nell'ambito della progettazione di un nuovo prodotto occorre tenere conto anche la possibilità di ampliare e diversificare la macchina progettata. In quest'ottica quando il progettista comincia a concepire l'idea iniziale del prodotto, in particolare di quando si tratta di un macchinario industriale, dovrebbe domandarsi se e come sia possibile ampliare tale progetto e come si adatti a sviluppi futuri. Questi sviluppi possono essere dovuti al miglioramento della macchina, alle nuove richieste del mercato o alla personalizzazione richiesta da uno specifico cliente.

Per tutti questi motivi è utile la standardizzazione di componenti che possano essere estesi a più macchine dello stesso tipo (ma anche diverse) che si differenziano per alcune funzioni o per dimensione. Standardizzare i componenti significa individuare le soluzioni tecniche impiegabili per sotto-funzioni di macchinari diversi che garantiscano sempre e comunque funzionalità, sicurezza ed economicità. Una tecnica di standardizzazione è quella della "Group Technology": essa permette l'individuazione di elementi simili all'interno di un prodotto o tra diversi prodotti, o componenti che possano essere impiegati nella realizzazione di un nuovo prodotto. I vari elementi vengono poi catalogati con codici identificativi e ciò permette al progettista di evitare di riprogettare elementi già utilizzati o standard.

Inoltre, esiste il concetto di prodotti modulari, ossia prodotti composti da un insieme di unità funzionali che combinandosi in maniera diversa tra loro possano formare diverse tipologie di prodotti. La modularità, intesa come decomposizione del prodotto in parti standardizzate [10], perciò può dare come vantaggi:

- l'aumento della produzione in quanto moduli identici sono utilizzati in più varietà di prodotti;
- diversificazione della gamma di prodotti a fronte di una ridotta spesa di progettazione e produzione rispetto progetti ex-novo;

- agevola la progettazione virtuale poiché non occorre realizzare nuovi modelli se esistono già moduli standardizzati;
- permette di generare nuovi prodotti a partire da altri preesistenti;
- permette di personalizzare il prodotto sia dal punto di vista funzionale che estetico.

Queste caratteristiche fanno sì che quando si intende realizzare una macchina che possa essere diversificata per dimensione, capacità produttiva o estetica in fase di progettazione è un vantaggio realizzare gruppi funzionali che possano essere sfruttate in più macchine. Tutto questo però non deve inficiare gli aspetti funzionali, economici e di sicurezza dei vari prodotti. Non sempre è facile rispettare tutti i requisiti contemporaneamente e perciò fondamentale adottare dei compromessi che globalmente diano un vantaggio non solo al prodotto finito ma a tutto il processo che lo precede che va dalla progettazione, alla produzione fino alla messa in commercio.

Spesso la produzione in moduli è considerata solo un vantaggio quando si intende fornire al cliente una possibilità di personalizzazione del prodotto, senza contare però i notevoli benefici che ne conseguono quando tale tecnica è sfruttata per semplificare la fase di progettazione del prodotto. L'architettura modulare di un prodotto non è funzionale solo ai settori in cui ha grande importanza la personalizzazione, per esempio legata all'estetica del prodotto finito, come nel settore del design. Anche per quanto riguarda l'industria manifatturiera meccanica sono molteplici i vantaggi che derivano da un approccio modulare in fase di progettazione, anche quando non implica una personalizzazione del prodotto da parte del cliente, ma solo una diversificazione del prodotto che genera una famiglia di articoli.

Nel breve termine, progettando una macchina, può risultare uno spreco di tempo tenere conto delle possibili varianti del prodotto ancora non sviluppate (che però devono essere ben chiare). Ma alcune soluzioni dettate dalla maggiore fattibilità di una configurazione tecnica rispetto ad un'altra possono essere escluse a causa di una difficoltà nella replica di tale configurazione negli altri prodotti della stessa famiglia. Le decisioni, perciò, possono essere soggette a vincoli che rendono più gravoso il compito iniziale in fase di progettazione. Però, tali accorgimenti comportano ad un notevole vantaggio nel momento in cui occorre

progettare una variante che può avere per esempio funzioni aggiuntive, una diversa dimensione o altre caratteristiche che la differenziano dal prodotto iniziale.

I benefici si hanno anche per quanto riguarda l'aspetto produttivo. Moduli che si ripetono per formare una famiglia di prodotti garantiscono maggiore facilità nel reperire le materie prime, in quanto sono le medesime per una gamma di prodotti. Produrre, comprare o assemblare stessi moduli per prodotti diversi può ridurre i costi di produzione in quanto le aziende hanno la possibilità di beneficiare delle economie di scala. La riduzione della tipologia di moduli prodotti e il maggiore volume di produzione permettono alle aziende di raggiungere il cosiddetto "effetto apprendimento". Ciò velocizza le varie operazioni necessarie alla realizzazione del prodotto finito e riduce gli scarti, con conseguente riduzione dei costi. Inoltre, questo approccio garantisce una maggiore disponibilità delle parti di ricambio.

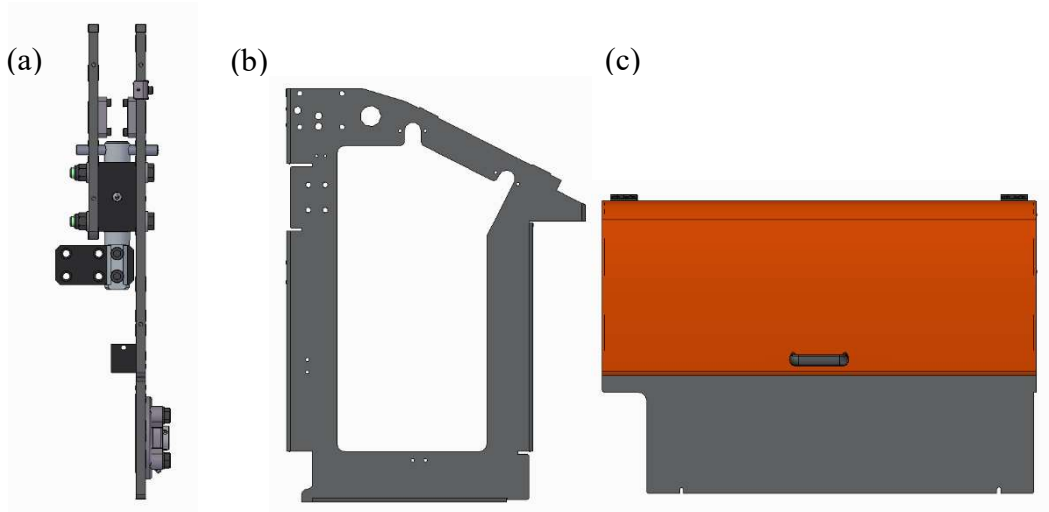
L'approccio modulare può comportare anche degli svantaggi. Per esempio, non sempre è possibile soddisfare richieste speciali di sistemi o prodotti non previsti a catalogo, o se possibile realizzarli sono più costose. Quando approccio modulare significa anche intercambiabilità dei moduli, il costo di fabbricazione del singolo componente può essere più elevato. Quando poi si persegue questo metodo di progettazione ma anche di produzione in prodotti che non richiedano una architettura modulare, allora gli svantaggi tendono a predominare. Infatti, nel caso in cui vengono fornite una moltitudine di soluzioni, garantite dalla realizzazione di più moduli funzionali, a fronte di una sola funzione principalmente richiesta dal prodotto allora le spese di progettazione e produzione sarebbero alte senza alcun beneficio per l'azienda.

Complessivamente, nella realizzazione delle tre serie di lunghezze di bancale, si può affermare che in parte siano stati adottati principi relativi alla modularità del prodotto ma quando questa viene intesa più che altro come impiego di più unità funzionali per comporre prodotti finiti, non diversificati nella funzione quanto nella dimensione. Il bancale non può bensì considerarsi come un prodotto modulare, nel senso che tramite aggiunta di moduli il cliente abbia la possibilità di variare la dimensione dello stesso, poiché il bancale non è stato costruito per avere questa caratteristica, che nel futuro però potrebbe avere ottime prospettive.

Inoltre, l'attività eseguita, come specificato all'inizio di questa tesi, può essere considerata

di “Variant design” e ciò non permette di stravolgere l’architettura di quello che è il prodotto di partenza.

In ogni caso però il prodotto finito è caratterizzato dal ripetersi di più unità funzionali, che consentano anche ad un futuro ampliamento della gamma di bancali. Qui di seguito ne vengono illustrate alcune, quali le coste verticali, il sottoassieme per il sostegno e la regolazione del piastrone e le portelle di copertura.



*Figura 66 Unità funzionali: sottoassieme sostegno e regolazione piastrone (a), costa verticale (b), portella (c)*

## 8.1 CAD e progettazione modulare

I software Cad si adattano perfettamente a una progettazione modulare, anzi in ambito industriale sono gli unici strumenti in grado di attuarla in maniera ottimale. Questo non significa che utilizzare un Cad garantisce l'ottenimento di modelli perfettamente adattabili a più versioni. Le modifiche di quote, features o vincoli risultano solitamente facili da apportare, ma il risultato non è sempre quello desiderato. L'esempio più semplice potrebbe essere la modifica della lunghezza di una piastra forata al centro, operazione piuttosto rapida ed intuitiva, ma se il vincolo del foro non è stato impostato correttamente, esso non si troverà più in posizione centrata. Un aspetto fondamentale è quindi quello dell'impiego dei vincoli in maniera corretta. Quando si parla di parti singole i vincoli possono essere dimensionali, quindi le quote, geometrici o algebrici. I primi sono quelli che poi solitamente vengono variati per ottenere delle modifiche alla parte. I vincoli occorre poi inserirli nella corretta maniera, ossia evitando sia ridondanze (elementi sovravincolati) che più gradi di libertà liberi in quanto queste situazioni comportano, in seguito a modifiche, a distorsioni delle forme e perdita di altri vincoli. Inoltre, come nel disegno tecnico, è necessario impiegare in relazione alle quote o ai vincoli dimensionali linee o superfici di riferimento corrette. Oltre ai vincoli per l'ottenimento di un modello "robusto" è importante seguire una giusta logica nella sequenza dell'esecuzione delle features.

Al di là modellazione vera e propria dei componenti, quando si tratta di assieme è necessaria una attenta gestione dei "vincoli di assieme" e dell'impiego di utili funzioni per pattern ripetitivi.

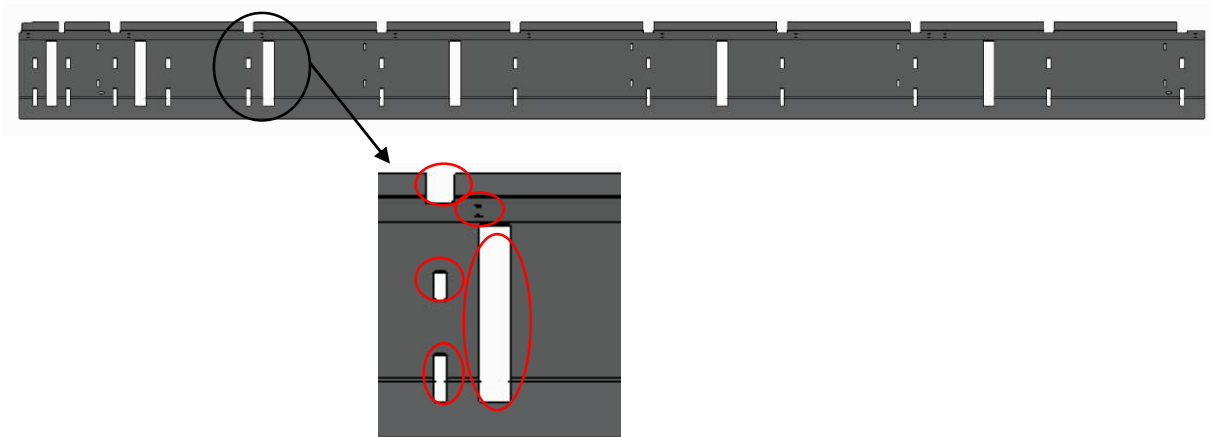
In generale si può affermare come non esiste una procedura, una tecnica di modellazione corretta e una sbagliata, ma ci sono delle buone norme che permettono di realizzare modelli più robusti e di velocizzare le operazioni di modifica. Inoltre, la strategia può variare in base al tipo di componente, alla sua complessità ed al suo utilizzo.

Nella progettazione del sistema raccogli-barre questi aspetti sono stati essenziali in quanto erano necessari, per i tre bancali, componenti di misure diverse, perciò era necessario realizzare modelli facilmente variabili. In questo progetto è possibile distinguere due tipi di componenti: quelli che possono essere impiegati in tutti i bancali così come sono e quelli che devono essere allungati. Soprattutto per questi ultimi è critica la modellazione, in quanto le modifiche da apportare possono comportare problemi qualora, come si è detto in precedenza, non si fosse seguita una logica o strategia adatta a modelli modulari.



Una delle prime difficoltà riscontrate nei modelli variabili (cioè in quelli da variare per ogni bancale) è stata quella di identificare quali accorgimenti adottare per rendere il modello flessibile. Oltre ad un giusto criterio di utilizzo dei vincoli sono stati impiegati in maniera cospicua i comandi “campitura” (o pattern). Questi, infatti si adattano bene alle necessità di modifica dei componenti, in quanto anche modificando le dimensioni di un componente esse mantengono le proprietà impostate. Quando si aumenta una quota, il comando di campitura eseguito per una lavorazione che si ripete lungo quella dimensione permette di estendere il numero di feature in base alla nuova lunghezza. Si capisce come in un progetto in cui era necessaria la realizzazione di più modelli di lunghezze un tale approccio comporta dei forti vantaggi in termini di velocità di modifica, in particolare per features quali foro e scavi.

Un esempio potrebbe essere quello del pianale. Questo elemento è stato modellato in maniera tale da consentire la generazione di varianti di più lunghezze con poche modifiche.

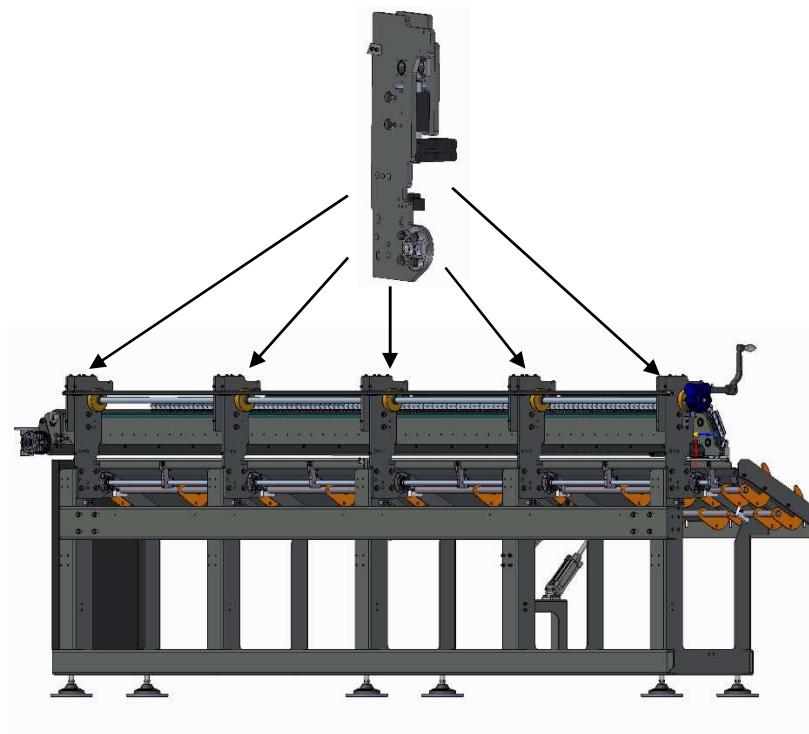


*Figura 67 Dettaglio delle features incluse nei pattern*

Le lavorazioni ricorsive sono state realizzate con un pattern esteso nella lunghezza del pianale, in questa maniera variando una sola quota (la lunghezza complessiva) si possono ottenere le varianti richieste con le annesse features da ripetere. Sono stati inseriti nel pattern anche i raccordi degli spigoli degli scavi in maniera tale da velocizzare ulteriormente le modifiche. Inoltre, qualora fosse stato necessario solo un allungamento della parte senza richiedere l'estensione delle lavorazioni incluse nella campitura, è immediata la cancellazione delle features o la soppressione solo di alcune di esse. Questa strategia è stata seguita per tutti gli elementi in cui la modifica richiesta era quella di allungare il pezzo.

Come metodologia generale nella modellazione dei componenti si è cercato di seguire quella che è definita la “Resilient modelling strategy”, ossia un insieme di prescrizioni volte alla realizzazione di modelli robusti, in ottica di successive modifiche. Questa metodologia si basa su linee guida e regole che definiscono criteri per definire la sequenza logica e l’organizzazione delle lavorazioni [11]. Le regole, basate sulla distinzione in 9 livelli degli elementi di modellazione che andranno a comporre l’albero delle lavorazioni, indicano spesso i passi “da non fare” per evitare di avere un modello difficilmente modificabile. I vantaggi di questo approccio, oltre alla relativa facilità di impiego, sono l’ottenimento di un modello robusto adatto al riutilizzo e con un ridotto sforzo e tempo di modifica [12].

Nella realizzazione degli assiemi, sono stati utilizzati comandi per la moltiplicazione dei componenti attraverso l’utilizzo delle campiture eseguite nelle parti o attraverso le ricorrenze presenti. Questo permette di vincolare una sola volta un componente o un sottoassieme per poi sfruttare i sopracitati comandi per inserire nell’assieme gli stessi componenti o sottoassiemi.



*Figura 68 Esempio di sottoassiemi inseriti nell'assieme finale tramite pattern*

Una ulteriore complessità riscontrata nel progetto è stata quella dell’utilizzo di parti realizzate in precedenza. Mettere mano in modelli realizzati da altri può essere difficoltoso in quanto le strategie di modellazione possono essere diverse, o poiché inizialmente non

c'era una prospettiva di ampliamento. Poiché strategie di modellazione diverse non implicano che una parte sia realizzata in maniera corretta o sbagliata, ciò che è stata valutata è la robustezza del modello. Il percorso seguito, quindi, è stato quello di riutilizzare le parti che si prestavano ad essere modificate facilmente, mentre per le altre è stato deciso di rimodellarle "ex novo". Questo perché, per parti poco flessibili rispetto le operazioni di modifica, in generale è stato ritenuto maggiore il tempo necessario ad apportare modifiche per rendere il modello flessibile, rispetto al tempo impiegato per la realizzazione da zero della stessa parte. Invece, i modelli già esistenti ben realizzati qualora ne avessero bisogno sono stati integrati con eventuali lavorazioni richieste, sempre seguendo un approccio volto a facilitare il riutilizzo della parte nelle varianti richieste.

L'approccio "Resilient modelling strategy" consente forti vantaggi in particolar modo quando sono richiesti modelli modulari/variabili.

Il riscontro che si è avuto nell'adottare un metodo volto alla realizzazione di parti 3D facilmente modificabili è che esso risulta fondamentale per avere dei modelli di qualità, soprattutto quando il prodotto è concepito per avere delle varianti. Il tempo necessario a realizzare un primo modello "ben fatto" è giustificato dalla velocità di modifica della parte per l'ottenimento di più varianti. Un modello invece realizzato senza prestare attenzione alle successive varianti, richiederà tempi di modifica estremamente lunghi, causati dalle scorrette relazioni genitori-figli nelle lavorazioni, o addirittura un suo rifacimento da capo.

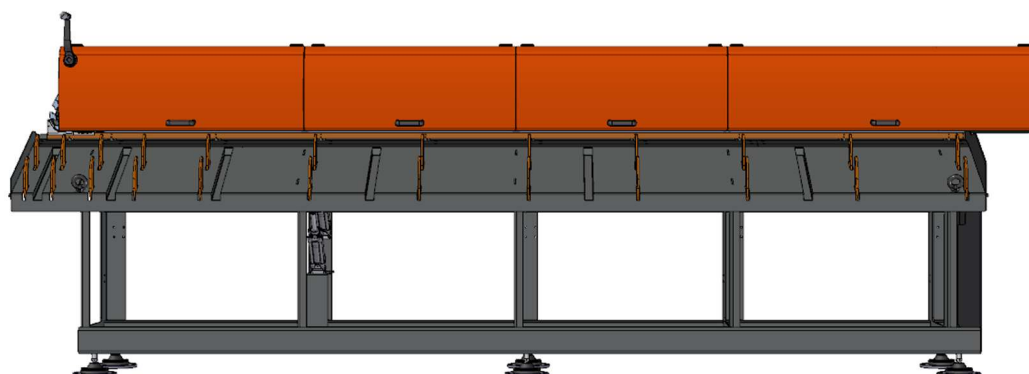
In conclusione, quello che emerge è che la figura del disegnatore al CAD non solo deve conoscere il software che usa ma deve avere un background riguardo a metodologie e strategie di modellazione, tali da avere consapevolezza dei vantaggi e degli svantaggi che un approccio può dare o meno. In questo senso è sempre importante fare delle valutazioni costi-benefici sul metodo da adottare contestualizzandolo in base alla tipologia di prodotto che viene richiesto, al suo utilizzo futuro e al tempo a disposizione per la modellazione.

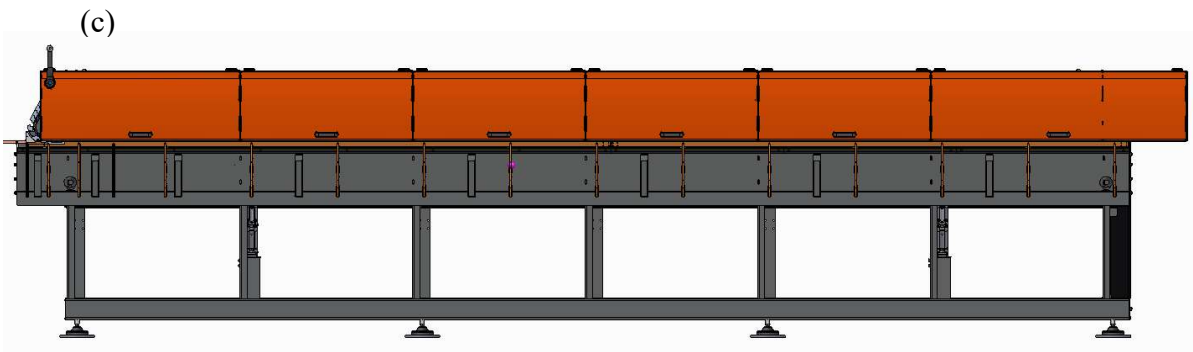
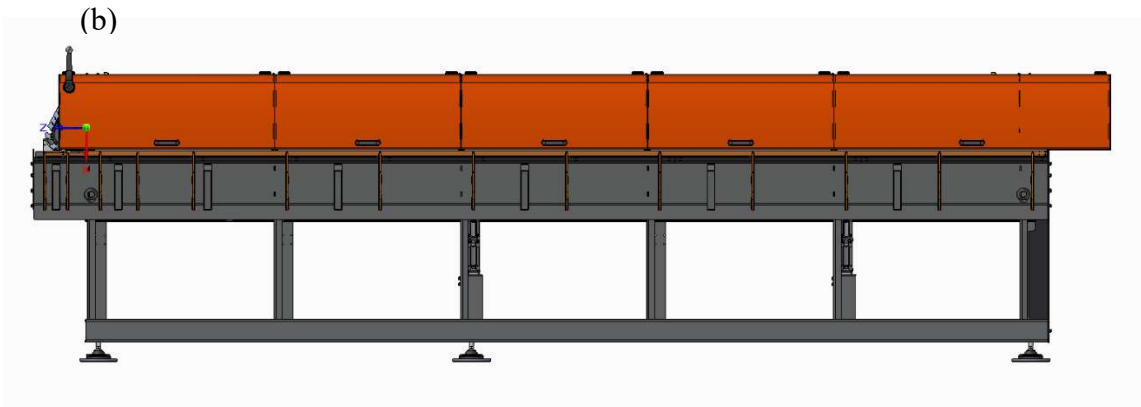
## 9 CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

In questo progetto di tesi l'obiettivo era quello di realizzare una serie di sistemi raccogli-barre che andassero a comporre una nuova famiglia di macchine raddrizzatrici a rotore, inizialmente concepita con un solo modello di bancale. I modelli di bancale di tre dimensioni aggiuntive, quindi di lunghezze rispettivamente 4, 5 e 6 metri, dovevano garantire allo stesso tempo funzionalità, affidabilità e ripetibilità oltre che andare incontro alle nuove esigenze dei clienti e del mercato. La funzionalità del modello prototipo iniziale più piccolo doveva essere consolidata senza inficiare l'affidabilità del bancale e garantendo una certa ripetibilità dei vari moduli funzionali consentendo, tramite un approccio modulare, una maggiore facilità di progettazione e un risparmio economico. Questo può essere ottenuto attraverso la riduzione dei tempi (e quindi costi) di progettazione e tramite l'impiego di medesime soluzioni tecniche e moduli funzionali senza dover adattare nuove soluzioni specifiche per ogni bancale. In questo senso le funzionalità offerte dallo strumento CAD Solid Edge sono risultate di fondamentale importanza.

I prototipi virtuali per come sono stati realizzati si prestano perfettamente a futuri ampliamenti di gamma. Uno sviluppo futuro del bancale potrebbe derivare da una nuova concezione, ideata per consentire al cliente di ricevere un macchinario completamente componibile, che a seconda delle dimensioni richieste offra dei moduli assemblabili.

(a)





*Figura 69 Bancali finali da 4 (a), 5 (b) e 6 (c) metri*

La tesi, inoltre, si prometteva di effettuare analisi dei componenti a maggiore criticità, in particolare del meccanismo di apertura del flap e del flap stesso e dei freni ad azionamento pneumatico della battuta. Per questo aspetto, saranno necessarie anche delle validazioni tramite prove empiriche sui modelli fisici in quanto solo con esse si potrà avere un riscontro effettivo sulle prestazioni e sulla sicurezza del bancale.

## 10 APPENDICE A

Di seguito è riportato lo script svolto in Matlab relativo all'analisi cinematica e dinamica del quadrilatero articolato, come spiegato nel capitolo 4. Lo strumento è stato impiegato come fogli di calcolo, per generare grafici e per calcoli non realizzabili "a mano".

```
clear
close all
clc
%% ANALISI CINEMATICA

T = 0.02; % tempo di apertura flap
n = 1000;
t = linspace(0,T,n);
al = 34.56; %angolo apertura in gradi
alpha = al*2*pi/360; %angolo apertura in radianti
te = 90*2*pi/360+alpha*(t/T-0.5/pi*sin(2*pi*t/T)); %
angolo di manovella con legge cicloidale [rad]
figure, plot(t,te,'linewidth',3),xlabel('tempo
[s'],'FontSize',20), ylabel('\theta
[rad]','FontSize',20),
title ('angolo \theta ', 'FontSize',25)
grid on

wte = alpha/T*(1-cos(2*pi*t/T)) ; % velocità angolare
della manovella
figure, plot(t,wte,'linewidth',3), xlabel('tempo
[s'],'FontSize',20),
ylabel( '$\stackrel{.}{\theta}$
[rad/s]','interpreter','latex','FontSize',20),
title( '$\stackrel{.}{\theta}$ velocità
manovella','interpreter','latex','FontSize',25)
grid on

ate = 2*pi*alpha/T^2*sin(2*pi*t/T) ;
figure, plot(t,ate,'linewidth',3), xlabel('tempo
[s'],'FontSize',20),
ylabel('$\stackrel{..}{\theta}$
[rad/s^2]','interpreter','latex','FontSize',20),
title('$\stackrel{..}{\theta}$ accelerazione
manovella','interpreter','latex','FontSize',25)
% accelerazione della manovella
```

```

grid on

a = 20; % lunghezza manovella
b = 202.2; % lunghezza biella
c = 100; % lunghezza bilanciere
X = -a*cos(te)+194;
Y = -a*sin(te)-23;
r = (b^2-c^2-X.^2-Y.^2)*0.5/c;
l = (2*Y+(4*Y.^2-4*(r.^2-X.^2)).^0.5)./(2*(r+X)); %
X,Y,r,l parametri per calcoli

g = 2*atan(l); % angolo bilanciere [rad]
be = acos((X+c*cos(g))/b); % angolo ? biella rispetto
orizzontale [rad]
figure, plot(t,g),xlim([0 0.025])
xlabel('tempo [s]','fontsize',20), ylabel('\gamma
[rad]','fontsize',20)
title('angolo \gamma','fontsize',20)
grid on

A = a*wte.*sin(te);
B = b*sin(be);
C = c*sin(g);
D = a*wte.*cos(te);
E = b*cos(be);
F = c*cos(g); % A,B,C,D,E,F parametri per calcoli

wbe = (D.*C-F.*A)./(F.*B-E.*C); %velocità rotazione
biella
wg = (A+B.*wbe)./C; % velocità rotazione bilanciere
figure,plot(t,wg)
xlabel('tempo [s]'), ylabel('$\dot{\gamma}$
[rad/s]','interpreter','latex','fontsize',25)
title ('velocit`a angolare
$\dot{\gamma}$','interpreter','latex','fontsize',25)

% accelerazione angolare bilanciere
ag= (D.*ate./wte-A.*wte-B.*wbe.^2+C.*wg.^2+E./B.*(-
A.*ate./wte-D.*wte-E.*wbe.^2+F.*wg.^2))./(F-E.*C./B);

% accelerazione angolare biella
abe= (-A.*ate./wte-D.*wte-E.*wbe.^2+C.*ag+F.*wg.^2)./B ;

figure, plot(t,ag), xlabel('tempo [s]'),
ylabel('$\stackrel{..}{\gamma}$
[rad/s^2]$', 'interpreter', 'latex', 'FontSize', 15),

```

```

title('\$\stackrel{\theta}{\gamma}$ accelerazione
bilanciere','interpreter','latex','FontSize',15)
grid on

h=wte./wg; % rapporto di trasmissione
figure,plot(t,h),
ylabel(
'\$\stackrel{\theta}{\gamma}$','interpret
er','latex','linewidth',3,'FontSize',20),
xlabel('tempo [s]','linewidth',3,'FontSize',15)
title('rapporto di trasmissione','FontSize',25)
ylim([4 6])
grid on
plm=wg' ;

%% CALCOLO COPPIA ASSE MANOVELLA CON MASSE DI SOSTITUZIONE

Iflap = 0.1385; % momento inerzia flap 6 metri
[kgm^2]
Ibilanc = 0.0073; % momento inerzia bilanciere [kgm^2]
Itot1 = Iflap+Ibilanc; % momento inerzia totale asse 1
[kgm^2]
Imanov = 0.000346; % momento inerzia della manovella
[kgm^2]
mBbiella = 0.4; % massa di sostituzione biella nel
punto B del bilanciere[kg]
mAbiella = 0.344; % massa di sostituzione biella nel
punto A di manovella [kg]
mMan = 0.811;
mBiella = mBbiella+mAbiella ;
mBilanc = 2.191;
Ibiella = 0.0036 ;

Masse1 = ag*Iflap ; % coppia asse bilanciere dovuta a flap
figure, plot(t,Masse1,'linewidth',3), xlabel('tempo
[s]','fontsize',25), ylabel('M [Nm]','fontsize',25),
title('Coppia asse bilanciere','fontsize',25)
grid on

Masse2 =
ag*(Itot1+mBbiella*(c/1000)^2)./h+ate*(Imanov+mAbiella*(
a/1000)^2);
% momento tot asse manovella con equivalenza dinamica
figure,plot(t,Masse2,'linewidth',3),xlabel('tempo
[s]'),ylabel('Masse2 [Nm]'),
title('Momento asse 2','fontsize',25)
grid on

```



```

%% Calcolo coppia asse manovella tramite equazioni della
dinamica sui membri del quadrilatero
VF = zeros(9,1) ;

for k = 1:n
    U = [1 0 1 0 0 0 0 0 0
         0 1 0 1 0 0 0 0 0
         0 0 -.02*sin(te(k)) .02*cos(te(k)) 0 0 0 0 1
         0 0 -1 0 1 0 0 0 0
         0 0 0 -1 0 1 0 0 0
         0 0 -.10902*sin(be(k)) .10902*cos(be(k)) -
.09318*sin(be(k)) .09318*cos(be(k)) 0 0 0
         0 0 0 0 -1 0 1 0 0
         0 0 0 0 0 -1 0 1 0
         0 0 0 0 .06078*sin(g(k)) -.06078*cos(g(k))
.03922*sin(g(k)) -.03922*cos(g(k)) 0]; % matrice
coefficienti

v = [mMan*9.81;
     0;
     Imanov*ate(k);
     mBiella*(9.81-.02*sin(te(k))*ate(k) -
.02*(wte(k)^2)*cos(te(k))-.10902*sin(be(k))*abe(k) -
.10902*cos(be(k))*(wbe(k)^2));
     mBiella*(.02*cos(te(k))*ate(k) -
.02*(wte(k)^2)*sin(te(k))+.10902*cos(be(k))*abe(k) -
.10902*sin(be(k))*(wbe(k)^2));
     Ibiella*abe(k) ;
     mBilanc*(9.81-.03922*sin(g(k))*ag(k) -
.03922*cos(g(k))*(wg(k)^2));
     mBilanc*(.03922*cos(g(k))*ag(k) -
.03922*sin(g(k))*(wg(k)^2));
     Ibilanc*ag(k)+Masse1(k)] ; % vettore termini noti

    VF(:,k)=U\v ; % vettore delle forze incognite
(9 righe-->forze incognite; 1000 colonne-->istanti
temporali)

end

M_asse2 = VF(9,:) ; % coppia del carico ridotta all'asse
di manovella (si estrae la 9° riga)

figure,plot(t,M_asse2, 'linewidth',2.5) , xlabel('tempo
[s]','fontsize',25), ylabel('coppia [Nm]','fontsize',25)

```

```

title(' Coppia sull''asse di manovella','fontsize',25)
grid on

%%

k1=wbe./wte ; % rapporto di velocità (wbe/wte)
Jeq
=
Imanov+mBiella*((a/1000)^2+(0.10902)^2*k1.*k1+2*(a/1000)
*(0.10902)*k1.*cos(be-
te))+Ibiella*k1.*k1+(mBilanc*(0.03922)^2+Ibilanc+Iflap)*
(1./(h.*h)) ;
figure , plot(t,Jeq), xlabel('tempo [s]','fontsize',20),
ylabel('Jeq [kg*m^2]','fontsize',20),
title('Momento di inerzia equivalente del
quadrilatero','fontsize',25)
grid on
figure , plot(te,Jeq), xlabel('\theta
[rad]','fontsize',20),
ylabel('Jeq [kg*m^2]','fontsize',20),
title('Momento di inerzia equivalente del
quadrilatero','fontsize',25)
grid on

k2 = 1./h; % rapporto di trasmissione (wg/wte)

K1d = -a/b*(cos(g-te)./sin(be-g)+sin(g-te).*cos(be-
g)./(sin(be-g).^2).*k1-sin(be-te)./(sin(be-g).^2).*k2) ;
% detrivata di K1 rispetto angolo di manovella

K2d = -a/c*(cos(be-te)./sin(be-g)-cos(g-te)./(sin(be-
g).^2).*k1-sin(be-te).*cos(be-g)./(sin(be-g).^2).*k2) ;
% detrivata di K2 rispetto angolo di manovella
DJeq
=
2*(mBiella*(109.02/1000)^2+Ibiella)*k1.*K1d+2*(a/1000)*(
109.02/1000)*mBiella*cos(be-
te).*K1d+2*(a/1000)*(109.02/1000)*mBiella*k1.*(sin(be-
te)-sin(be-
te).*k1)+2*(mBilanc*(39.22/1000)^2+Ibilanc+Iflap)*k2.*K2
d ;
% derivata rispetto angolo di manovella dell'inerzia
ridotta

figure, plot(t,DJeq), xlabel('tempo [s]') ,
ylabel('\partialJeq/\partial\theta [kgm^2]')
title('derivata \partialJeq/\partial\theta nel
tempo','FontSize',20)
grid on

```

```

M_asse22=Jeq.*ate+0.5*DJeq.*(wte.^2) ;
% coppia del carico ridotta all'asse di manovella
(calcolata tramite l'inerzia equivalente del quadrilatero
Jeq)
figure,plot(t,M_asse22,'linewidth',3),xlabel('tempo
[s'],'fontsize',20),ylabel('C_m_1 [Nm]','fontsize',20),
title('Coppia asse di manovella','fontsize',25)
grid on

figure,      subplot(2,1,1),plot(t,M_asse2),      ylim([-70
70]),xlabel('tempo [s]'), ylabel('coppia [Nm]')
title(' coppia ridotta alla coordinata \theta da equazioni
di equilibrio','FontSize',15)
set(gca,'FontSize',20);grid on

subplot(2,1,2),plot(t,M_asse22),      ylim([-70
70]),xlabel('tempo [s]'), ylabel('coppia [Nm]')
title(' coppia ridotta alla coordinata \theta da equilibrio
potenze','FontSize',15)
set(gca,'FontSize',20);grid on

%% calcolo coppia ridotta all'asse motore

tau = 0.2;          % rapporto riduzione riduttore
eta = 0.97 ;       % rendimento riduttore
jm = 0.00019 ;    % inerzia del motore[kgm^2]
jr = 0.000037;   % inerzia del riduttore[kgm^2]

Mm
=
(ate.*(jm+jr+Jeq*(tau^2)/eta))/tau+((0.5*wte.^2*(tau^2))
/eta).*DJeq ;
%coppia di carico ridotta al motore
figure, plot(t,Mm,'linewidth',3)
xlabel('tempo [s]'), ylabel('coppia [Nm]'), ylim([-30
30]), title(' Coppia motrice M_m','FontSize',30)
set(gca,'FontSize',20);grid on

figure, plot(te,Mm,'linewidth',3)
xlabel('\theta [rad]'), ylabel('coppia [Nm]'), ylim([-30
30]), title(' Coppia motrice M_m','FontSize',40)
set(gca,'FontSize',20);grid on

```

## 11 Bibliografia

- [1] A. S. Patel e al, «A REVIEW ON INNOVATION OF WIRE STRAIGHTENING CUTTING MACHINE».
- [2] M.Callegari, P.Fanghella e F.Pellicano, *Meccanica Applcata alle Macchine*, CittàStudi.
- [3] P. – P. KEUMEJIO, «Tesi di Laurea:Ottimizzazione delle prestazioni dinamiche di meccanismi articolati mediante elementi elastici».
- [4] G. Incerti, «Analisi dinamica di un quadrilatero articolato pianoazionato da servomotore controllato,» Bologna, 2011.
- [5] L. Biagiotti, «slide del corso "Sistemi di Controllo" :ANALISI E PIANIFICAZIONE DELLE TRAIETTORIE,» 2008/2009.
- [6] C. Cengel, *Meccanica dei fluidi*, McGraw-Hill, p. 407.
- [7] R. Ulewicz, M. Mazur e O. Bokuvka, «Structure and mechanical properties of fine-grained steels,» 2013.
- [8] W. D. Pilkey e D. F. Pilkey, *Peterson’s Stress Concentration Factors*, JOHN WILEY & SONS, INC., 2008.
- [9] A. Tonazzo, «Tesi di Laurea: Problemi di impatto in ingegneria: applicazione al caso dell’impatto di ruote d’automobile».
- [10] A. Tunisini, *Modularizzazione del prodotto e processi di creazione del valore nei mercati industriali*, 2006.
- [11] F. Mandorli, «slide del corso "Disegno Assistito da Calcolatore",» 2018.
- [12] J. D. Camba e M. Contero, «Parametric CAD modeling: An analysis of strategies for design reusability,» 2016.

## RINGRAZIAMENTI

Con questa tesi si conclude la mia esperienza universitaria nonché il mio percorso di studi. Termino questa avventura con la volontà e l'auspicio di continuare ad imparare e conoscere, mosso come da sempre dalla curiosità, vero motore della mia vita "da studente".

In questa sede vorrei ringraziare in primis la mia famiglia, che mi ha sempre supportato nelle scelte, mi ha permesso di studiare e mi ha sempre dimostrato grande affetto. Il grazie va in particolare ai miei genitori e a Marco, miei punti di riferimento, alle nonne agli zii e ai cugini. Non dimentico i nonni con cui non ho potuto crescere ma che porto sempre con me.

Un grazie particolare va al professor Ferruccio Mandorli per la grande disponibilità e per i preziosi suggerimenti, al tutor aziendale Fabio Barletta per la competenza e per i consigli durante il periodo di tirocinio. Inoltre, vorrei ringraziare l'azienda Schnell S.p.A che mi ha permesso di svolgere il tirocinio in un periodo non facile come quello del "secondo lockdown".

Un ultimo grazie va agli amici. Agli amici di sempre senza i quali la vita sarebbe senz'altro più grigia, agli amici conosciuti in università, in particolare Lollo e Seb, con i quali ho condiviso momenti di studio e divertimento, e agli amici del liceo.