



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**Progettazione di un gruppo meccanico di
traino per macchine automatiche di taglio
e piega**

**Design of a mechanical pulling unit
for automatic cutting and bending
machines**

Candidato:
Gasparoli Lorenzo

Relatore:
Prof. Mandorli Ferruccio

Anno Accademico 2020-2021



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**Progettazione di un gruppo meccanico di
traino per macchine automatiche di taglio
e piega**

**Design of a mechanical pulling unit
for automatic cutting and bending
machines**

Candidato:
Gasparoli Lorenzo

Relatore:
Prof. Mandorli Ferruccio

Anno Accademico 2020-2021

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

Alla mia famiglia

Ringraziamenti

Un ringraziamento speciale a chi mi è stato vicino in questo percorso, a chi mi ha permesso di posare questo piccolo grande mattone della mia vita. Grazie a chi mi ha supportato concretamente, a chi si è preoccupato per me, a chi mi ha offerto consiglio, a chi è stato in grado di capire le mie preoccupazioni e di spazzarle via con facilità. Grazie a chi mi ha donato questa passione del "come funziona", a chi mi ha aperto gli occhi su tante cose. Grazie alle persone preziose che ci sono e ci sono state. Grazie a chi è qui con me per gioire del raggiungimento di questo obiettivo e a chi avrebbe voluto esserci.

Ancona, Dicembre 2021

Gasparoli Lorenzo

Abstract

This paper was written in order to illustrate and explain in detail all the steps taken, the assumptions and arguments made and the stages followed in order to complete the thesis project. This design activity took place during a 375-hour curricular internship at the technical office of Schnell S.p.A., a world leader in the field of automatic machines for processing steel for reinforced concrete. The work carried out consists in the improvement modification, which later became a complete redesign, of the pulling unit of one of the automatic machines produced. The pulling unit is an assembly of mechanical components that constitutes the driving unit of the machine, or rather the part responsible for attracting the steel wire inside the machine and leading it through the various processing steps. The need to revisit this mechanical group mainly arose from production problems of the individual parts and assembly, from lack of performance, from small inaccuracies suggested by the reports of customers and / or suppliers and in general from the desire to update the technical choices of a project remained unchanged for more than a decade, pursuing the objective of maximum simplification and reduction of production costs. All activities were supported by 3D CAD modeling tools, component costing software, technical manuals, catalogs of the various manufacturers, as well as by the indications of the tutors, always available to infuse part of their experience. Entering into the merits of the content of the thesis, it is divided into seven chapters that reflect the evolution of the studies and activities carried out.

- The first chapter contains what was learned during a first phase of study that preceded the actual design. During this first phase, the context of the industrial sector of interest was analyzed, starting with a brief overview of the history of reinforced concrete and the characteristics of the steel contained in it. Moving on to automatic rebar cutting and shaping machines, their evolution and the fundamental changes in the sector caused by their development were briefly illustrated. Modern versions of such machines have also been classified and the most important internal mechanical units necessary for their operation have been described.
- The second chapter illustrated the working methods and the environment in which the internship took place. It also contains the general objectives pursued during the design and presentation of the design problem, or the exposition, at a principle level, of the problems found on the pulling unit, reasons which gave rise to the will to implement changes.
- The third chapter focuses on the pulling group and is necessary to fully understand all the steps covered in the following chapters. This part clarifies the general operating principle, also placing attention on the fundamental components. The method for calculating the required forces and the standard procedures, also used in the subsequent phases, of sizing and choice of motors, gearboxes, pneumatic cylinders and bearings from the catalog is also illustrated.
- In the fourth chapter, the general problems presented above are correlated with the components concerned, in order to have a clear idea of where to act. Negative effects

on machine operation or final product have also been reported. Once this was done, it was possible to proceed with the drafting of the objective technical specifications to be respected and with the list of other key points to keep in mind during the design.

- The fifth chapter illustrates the various modification attempts that have been rejected for one or more reasons. For each solution presented, the logical flow that led to their conception, some evaluations, an account of the advantages and disadvantages brought and finally the reason for their abandonment is reported. Each construction solution has a different degree of detail depending on the time spent on its development, before the latter was interrupted.
- The sixth chapter assumes central importance within the document as it contains the presentation of two new designs recognized as valid solutions, which have therefore been developed up to the prototype state, ready for pre-series production. The two prototypes represent the real output of the work done and are described in detail in all their aspects. The ways of solving the problems were illustrated and all the positive and negative aspects that their adoption could bring were listed. Finally, for each of the two designs, the focus was on the details of the components worthy of interest, on the sizing made, on the constructive choices, on the catalog selection of commercial components and on the performances obtained.
- The seventh chapter contains an estimate of the costs incurred for the production of the new prototypes, in order to compare these costs with those associated with the original pulling unit. By doing so, a measure of the theoretical economic convenience was obtained and the verification of compliance with the last specification, which concerned the production cost. There is also a description of the cost estimation method, the software used and some factors to be taken into account for a correct reading of the results presented.
- The eighth chapter is the concluding section which contains a summary of the work done.

Sommario

L'elaborato qui presente è stato scritto al fine di illustrare e spiegare nel dettaglio tutti i passaggi affrontati, le assunzioni e i ragionamenti fatti e le fasi che si sono susseguite per il completamento del progetto di tesi. Tale attività progettuale si è svolta durante un tirocinio curriculare di 375 ore presso l'ufficio tecnico dell'azienda Schnell S.p.A., un'azienda leader mondiale nel settore delle macchine automatiche per la lavorazione dell'acciaio per cemento armato. Il lavoro eseguito consiste nella modifica migliorativa, diventata poi riprogettazione completa, del gruppo di traino di una delle macchine automatiche prodotte. Il gruppo di traino è un assieme di componenti meccanici che costituisce l'unità motrice della macchina, ovvero la parte responsabile di attirare il tondino di acciaio all'interno della macchina e di condurlo attraverso i vari passaggi della lavorazione. L'esigenza della rivisitazione di questo gruppo meccanico nasceva principalmente da problemi produttivi delle singole parti e di assemblaggio, da mancanza di prestazioni, da piccole inesattezze suggerite dalle segnalazioni di clienti e/o fornitori ed in generale dalla volontà di aggiornare le scelte tecniche di un progetto rimasto invariato per più di un decennio, inseguendo l'obiettivo di massima semplificazione e riduzione dei costi produttivi. Tutte le attività sono state supportate da strumenti di modellazione CAD 3D, software di certificazione dei componenti, manuali tecnici, cataloghi dei vari produttori, nonché dalle indicazioni dei tutor, sempre disponibili a infondere parte della loro esperienza maturata. Entrando nel merito del contenuto della tesi, essa è articolata in sette capitoli che riflettono l'evoluzione degli studi e delle attività svolte.

- Il primo capitolo contiene ciò che si è potuto apprendere durante una prima fase di studio che ha preceduto la progettazione vera e propria. Durante questa prima fase è stato analizzato il contesto del settore industriale di interesse, partendo da una breve panoramica sulla storia del cemento armato e sulle caratteristiche dell'acciaio contenuto in esso. Passando poi alle macchine automatiche di taglio e sagomatura del tondino, è stata illustrata brevemente la loro evoluzione e i fondamentali cambiamenti del settore causati dal loro sviluppo. Le versioni moderne di tali macchine sono state anche classificate e ne sono stati descritti i più importanti gruppi meccanici interni necessari al funzionamento.
- Nel secondo capitolo sono state illustrate le modalità di lavoro e l'ambiente nel quale si è svolto il tirocinio. Vi sono contenuti anche gli obiettivi generali perseguiti durante la progettazione e la presentazione del problema progettuale, ovvero l'esposizione, a livello di principio, delle problematiche rilevate sul gruppo di traino, motivi dai quali è scaturita la volontà di attuare delle modifiche.
- Il terzo capitolo è incentrato sul gruppo di traino ed è necessario per comprendere a fondo tutti i passaggi affrontati nei capitoli successivi. In questa parte si chiarisce il principio di funzionamento generale, ponendo anche l'attenzione sui componenti fondamentali. Viene illustrato anche il metodo di calcolo delle forze richieste e le procedure standard, utilizzate anche nelle fasi successive, di dimensionamento e scelta a catalogo dei motori, dei riduttori, dei cilindri pneumatici e dei cuscinetti.

- Nel quarto capitolo le problematiche generali precedentemente esposte vengono correlate ai componenti interessati, in modo da avere una chiara idea di dove agire. Sono stati riportati anche gli effetti negativi riscontrabili sul funzionamento della macchina o sul prodotto finale. Alla luce di ciò, è stato possibile procedere con la stesura delle specifiche tecniche oggettive da rispettare e con l'elenco di altri punti cardine da tenere a mente durante la progettazione.
- Nel quinto capitolo sono illustrati i diversi tentativi di modifica che per uno o più motivi sono stati scartati. Per ogni soluzione presentata viene riportato il flusso logico che ha portato alla loro ideazione, alcune valutazioni, un resoconto dei vantaggi e degli svantaggi apportati ed infine la motivazione del loro abbandono. Ogni soluzione costruttiva presenta un grado di dettaglio diverso a seconda del tempo speso per il relativo sviluppo, prima che quest'ultimo si interrompesse.
- Il sesto capitolo assume un'importanza centrale all'interno del documento poiché contiene la presentazione di due nuovi design riconosciuti come valide soluzioni, che quindi sono stati sviluppati fino allo stato di prototipo, pronto per una produzione di preserie. I due prototipi rappresentano il vero output del lavoro svolto e sono descritti dettagliatamente in tutti i loro aspetti. Sono state illustrate le modalità di risoluzione delle problematiche e sono stati elencati tutti gli aspetti positivi e negativi che una loro adozione potrebbe portare. Infine per ognuno dei due design ci si è concentrati sui dettagli dei componenti degni di interesse, sui dimensionamenti effettuati, sulle scelte costruttive, sulla selezione a catalogo dei componenti commerciali e sulle prestazioni ottenute.
- Nel settimo capitolo è contenuta una stima dei costi sostenuti per la produzione dei nuovi prototipi, al fine di confrontare tali costi con quelli associati al gruppo di traino originale. Così facendo si è ottenuta una misura della convenienza economica teorica e la verifica del rispetto dell'ultima specifica, che riguardava proprio il costo di produzione. A lato viene descritta anche la modalità di stima dei costi, il software utilizzato e alcuni fattori di cui tenere conto per una corretta lettura dei risultati presentati.
- L'ottavo capitolo è la sezione conclusiva che riporta un riepilogo del lavoro svolto.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Acciaio da cemento armato	1
1.2	Macchine “Cut & Bend” automatiche	7
1.2.1	Nascita ed evoluzione	7
1.2.2	Macchine “Cut & Bend” moderne	9
2	Modalità e problema progettuale	15
2.1	Obiettivi	16
2.2	Problematiche attuali	16
3	Gruppo di traino e dimensionamenti	21
3.1	Principio di funzionamento	21
3.2	Dimensionamenti	24
3.2.1	Dimensionamento motori e riduttori	27
3.2.2	Dimensionamento cilindro pneumatico	32
3.2.3	Dimensionamento cuscinetti	34
4	Migliorie e specifiche tecniche	37
5	Studi preliminari	43
5.1	Studio con guide avvitato	43
5.2	Studio con bielle montate esternamente	46
5.3	Studio con bielle montate internamente	48
5.4	Studio con bielle disposte a rombo	50
5.5	Studio con perno centrale	51
6	Nuovi design	55
6.1	Design a quattro motori	55
6.1.1	Superamento dei principali problemi	55
6.1.2	Dettagli costruttivi	58
6.1.3	Riepilogo	63
6.2	Design a due motori	65
6.2.1	Dettagli costruttivi	66
6.2.2	Configurazioni	74
6.2.3	Riepilogo	76
7	Stima dei costi di produzione	79
7.1	Stima dei costi: design a quattro motori	84
7.2	Stima dei costi: design a due motori	85
7.3	Considerazioni	86
8	Conclusioni	89

Elenco delle figure

1.1	Joseph Monier e alcuni disegni tratti dal suo primo brevetto.	1
1.2	Copertina della rivista "Le Béton Armé" in cui viene illustrato il metodo Hennebique.	2
1.3	L'Ingegnere Guidi e la copertina di una delle dispense tratte dalle sue lezioni.	3
1.4	Produzione dell'acciaio da cemento armato.	4
1.5	Lunghezza minima di ancoraggio	4
1.6	Fasci di barre.	6
1.7	Rotolo "selvaggio".	6
1.8	Rotolo ribobinato o "spooler"	7
1.9	Lavorazione dell'acciaio in cantiere.	7
1.10	Attrezzature da cantiere.	8
1.11	Macchina staffatrice-sagomatrice da barra.	10
1.12	Macchina staffatrice da rotolo.	11
1.13	Staffe e esempio di utilizzo.	12
1.14	Sagome.	12
1.15	Primo raddrizzatore.	13
1.16	Gruppo traino e secondo raddrizzatore	13
1.17	Snervamento del tondino.	14
1.18	Gruppi taglio e piega.	14
2.1	Ritiri di saldatura	17
2.2	Montaggio corretto dei cuscinetti	18
2.3	Montaggio cuscinetti obliqui	18
2.4	Montaggio cuscinetti flottanti	19
3.1	Ferriera per stoccaggio ferro	21
3.2	Schema delle forze scambiate dalle ruote	22
3.3	Gruppo di traino originale	23
3.4	Traino e raddrizzatore montati in macchina	24
3.5	Schema del processo di raddrizzatura a rulli	24
3.6	Deformazioni di raddrizzatura	25
3.7	Comportamento plastico perfetto	25
3.8	Curve di coppia di un servomotore	28
3.9	Fattori di servizio per dimensionamento riduttori	30
3.10	Tabella di selezione riduttore	31
3.11	Schema di funzionamento del cilindro	32
3.12	Albero di traino e cuscinetti	34
4.1	Scatola inferiore del traino originale	38
4.2	Trasmissione meccanica ad ingranaggi	39
4.3	Viste di sezione del gruppo di traino	40

Elenco delle figure

4.4	Variazione grandezze in funzione del diametro	40
5.1	Design adattativo con guide avvitate	44
5.2	Particolari del design adattativo	45
5.3	Studio con bielle montate esternamente	46
5.4	Viste frontali dello studio con bielle esterne	47
5.5	Modello stampato in 3D	48
5.6	Studio con bielle montate internamente	49
5.7	Studio con bielle disposte a rombo	50
5.8	Studio con perno centrale	51
5.9	Viste frontali dello studio con perno centrale	52
6.1	Design a quattro motori	56
6.2	Montaggio dei cuscinetti	57
6.3	Vista laterale	58
6.4	Piastre	59
6.5	Colonna	60
6.6	Guide "a C"	60
6.7	Struttura portante design a quattro motori	61
6.8	Leva meccanica con molla a balestra	62
6.9	Dimensioni rilevanti design a quattro motori	64
6.10	Design a due motori	66
6.11	Contenuto di olio nelle scatole	67
6.12	Scatola superiore	67
6.13	Scatola inferiore	68
6.14	Colonna laterale	68
6.15	Struttura portante design a due motori	69
6.16	Forze e cuscinetti dell'albero motore	72
6.17	Forze e cuscinetti dell'albero condotto	73
6.18	Configurazione per taglia 20	74
6.19	Configurazione per taglia 16	75
6.20	Dimensioni rilevanti design a due motori	77
7.1	Dettagli componente prima della modifica	81
7.2	Dettagli componente dopo la modifica	81
7.3	Output dell'analisi: info e grezzo di partenza	82
7.4	Output dell'analisi: elenco operazioni con tempi e costi	83
7.5	Output dell'analisi: centri di costo	83
7.6	Output dell'analisi: riepilogo costi e tempi	83
7.7	Output dell'analisi: grafico costi/quantità	83

Elenco delle tabelle

1.1	Tabella riassuntiva requisiti acciaio.	5
1.2	Dimensioni mandrino di piega.	14
7.1	Dettagli parti commerciali design quattro motori	84
7.2	Dettagli parti a disegno design quattro motori	85
7.3	Dettagli parti commerciali design due motori	85
7.4	Dettagli parti a disegno design due motori	86

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Acciaio da cemento armato

Nel settore dell'edilizia, che sia residenziale o delle grandi infrastrutture, il conglomerato cementizio armato (più comunemente detto cemento armato) è ormai il materiale da costruzione più utilizzato al mondo. Per dare un'idea delle dimensioni raggiunte oggi dal settore basti pensare che nel 2019 sono state consumate circa 4,26 miliardi di tonnellate di cemento nel mondo [1]. Nello stesso anno sono state prodotte circa 1,87 miliardi di tonnellate di acciaio grezzo a livello mondiale, di cui si stima che il 52% (pari a circa 972 milioni di tonnellate) sia stato utilizzato all'interno di costruzioni e grandi infrastrutture [2], quasi totalmente come rinforzo per il calcestruzzo. La versione storica più accreditata attribuisce l'invenzione del cemento armato a Joseph Monier (1823-1906) che all'Esposizione Universale di Parigi del 1867 presentò per primo un brevetto riguardante lo sfruttamento simultaneo di calcestruzzo con barre di ferro disposte a rete, in modo da combinare la resistenza a compressione del primo con quella a trazione dell'acciaio.

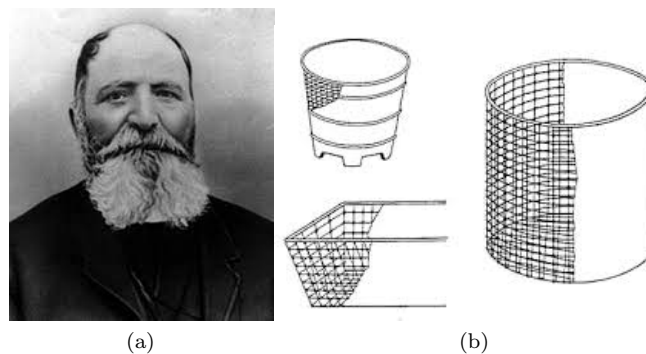


Figura 1.1: Joseph Monier e alcuni disegni tratti dal suo primo brevetto.

Capite le potenzialità del nuovo materiale da costruzione, negli anni seguenti furono depositati tanti brevetti da progettisti e imprese sparse per l'Europa, fra i quali emerse in particolare quello di François Hennebique (1892). Grazie ai suoi studi su una più funzionale posa dei ferri d'armatura (corredata da numerose sperimentazioni e prove di carico) e allo spazio dedicatogli sulla rivista "Le Béton Armé", il sistema Hennebique prevalse in Europa, nell'America Meridionale, in Asia e nei Paesi del Mediterraneo [3].

Il primo testo fondamentale che studia le proprietà del cemento armato su basi scientifiche è "Der Eisenbetonbau" ("La costruzione in cemento armato") del tedesco Emil Morsch, datato 1902. Nel 1904 vengono pubblicate le prime norme nazionali tedesche sulle costruzioni in cemento armato alle quali seguirono quelle francesi nel 1906 e quelle italiane nel 1907. Nel



Figura 1.2: Copertina della rivista "Le Béton Armé" in cui viene illustrato il metodo Hennebique.

nostro paese il primo accademico a tenere lezioni sul nuovo sistema fu, nel maggio del 1900, l'ingegner Camillo Guidi, che si distinse anche nella scelta del metodo di comunicazione, proponendo l'argomentazione con il carattere di conferenze straordinarie aperte al pubblico. Grazie alle sue conferenze, tenute alla Reale Accademia delle scienze e alla Scuola di applicazione per gli ingegneri di Torino, Guidi (1853-1941) contribuì, in maniera decisiva, all'inserimento dello studio di questo 'nuovo' materiale all'interno dei corsi di scienza delle costruzioni.

Dai primi del Novecento l'utilizzo del cemento armato vede quindi un'inarrestabile crescita a livello mondiale e va ben presto a ricoprire tutti i settori costruttivi, a partire dalla realizzazione di grandi fabbriche, infrastrutture (tra le quali porti e ponti) per poi entrare con forza anche nel settore residenziale, soprattutto dopo la grande espansione del secondo dopoguerra. I motivi della diffusione di questa tecnologia sono da ricercare, quindi, nel facile impiego per il mondo dell'artigianato (molto diffuso in Italia), ma al contempo anche per le imprese organizzate (grandi opere pubbliche), nella semplice realizzazione, nella facile reperibilità delle materie prime (soprattutto grazie allo sviluppo dell'industria siderurgica nel secolo precedente), nelle ottime caratteristiche di resistenza al fuoco (rispettando le sempre più complesse norme per la prevenzione degli incendi) e nel contributo al miglioramento igienico delle città. Inoltre, almeno inizialmente, i cantieri non risultavano eccessivamente modificati a livello organizzativo, vista l'elevata manodopera comunque necessaria. Ai fini del presente studio risulta conveniente approfondire alcuni aspetti riguardanti l'acciaio, tralasciando invece questioni relative al cemento vero e proprio, che esulano dagli scopi di questa tesi. Il cemento armato odierno utilizza acciai di tipo dolce, ossia con una percentuale di carbonio molto bassa (circa lo 0,2%) con l'aggiunta, durante la fase produttiva, di piccole quantità di manganese e silicio, per migliorare la saldabilità e le proprietà meccaniche. La produzione di questi acciai avviene prevalentemente in forni elettrici ad arco, che utilizzano

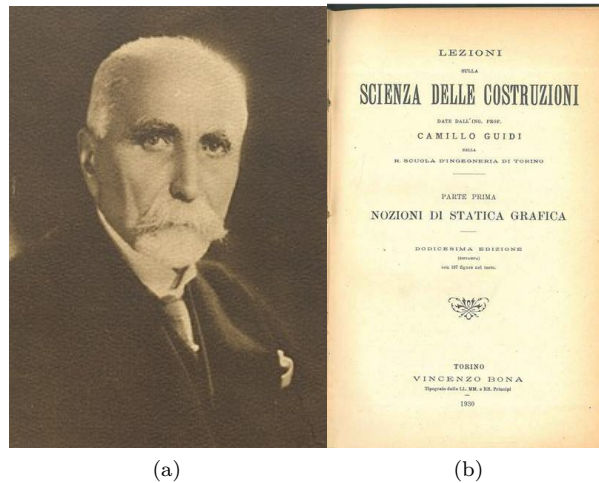


Figura 1.3: L'Ingegnere Guidi e la copertina di una delle dispense tratte dalle sue lezioni.

come materia prima rottami ferrosi.

Un requisito fondamentale delle strutture in calcestruzzo armato è l'aderenza tra calcestruzzo e barre di acciaio. Quest'ultima assicura la trasmissione degli sforzi di scorrimento (tensione di aderenza) tra i due materiali ed è dovuta all'adesione chimica molecolare, alle caratteristiche del calcestruzzo e alla scabrosità delle superfici a contatto, accentuata dalla presenza delle nervature nel caso di barre ad aderenza migliorata. Con il termine "aderenza migliorata" si intende infatti una tecnica con cui si incrementa la scabrosità del materiale, attraverso l'inserimento di nervature lungo la barra che impediscono lo scorrimento reciproco fra acciaio e calcestruzzo, e che le distinguono dalle barre lisce, ormai in disuso. In quest'ultimo caso lo scorrimento interno era scongiurato con la realizzazione, alle estremità delle barre stesse, di piegature ad uncino che costituivano veri e propri ancoraggi interni.

Per impedire lo sfilamento di una barra da un blocco di calcestruzzo, è necessario che essa vi sia immersa per una lunghezza tale da consentire la trasmissione al calcestruzzo dell'intera forza di trazione esercitata dalla barra (Figura 1.5). Un valore base di riferimento della lunghezza di ancoraggio può essere considerato

$$l_b = \sigma_{sd} \frac{d}{4} f_{bd} \quad (1.1)$$

dove σ_{sd} è la tensione di progetto che sollecita la barra, mentre f_{bd} è la tensione di aderenza.

Per quanto riguarda le proprietà meccaniche minime dell'acciaio, ogni paese possiede la propria normativa dedicata, anche se si nota una generale convergenza dei valori relativi a resistenza e duttilità da garantire. In Italia si fa riferimento al decreto ministeriale 14 settembre 2005, integrato dalle NTC 2008 (Norme Tecniche per le Costruzioni), che introduce l'utilizzo delle sole seguenti tipologie di acciaio nervato classificato in base alla loro resistenza e alla loro duttilità:

- B 450 C (acciaio laminato a caldo): caratterizzato da una tensione di rottura non inferiore a 540 N/mm^2 ; da una tensione di snervamento non inferiore a 450 N/mm^2 e da un allungamento totale a carico massimo (A_{gt}) non inferiore al 7%; l'acciaio B450C è prodotto mediante laminazione a caldo ed è utilizzato per barre di diametro compreso



(a) Un tipico forno da acciaieria.



(b) Billette: uno dei semilavorati prodotti dalle acciaierie.

Figura 1.4: Produzione dell'acciaio da cemento armato.

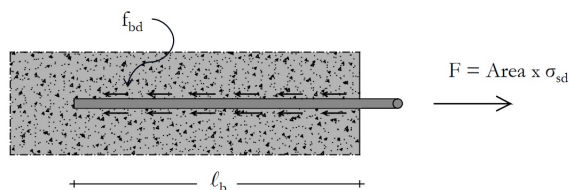


Figura 1.5: Lunghezza minima di ancoraggio

tra 6 e 40 mm. Le barre sono disponibili nei diametri pari e sono lunghe 12 m. Per diametri fino a 16 mm è possibile anche la fornitura in rotoli. Per l'acciaio prodotto in rotoli le verifiche meccaniche devono essere effettuate dopo la raddrizzatura, su campioni mantenuti per 60 minuti a $100 \pm 10^\circ\text{C}$ e successivamente raffreddati in aria calma a temperatura ambiente.

- B 450 A (acciaio trafilato a freddo): caratterizzato da una tensione di rottura non inferiore a 540 N/mm^2 ; da una tensione di snervamento non inferiore a 450 N/mm^2 e da un allungamento totale a carico massimo (Agt) non inferiore al 3% (minore duttilità rispetto al precedente). L'acciaio B450A è prodotto per trafilatura a freddo ed è utilizzato per barre di diametro compreso tra 5 e 10 mm, prevalentemente usate per la produzione di reti elettrosaldate. Le reti standard sono fornite in pannelli larghi da 2 a 3 metri e lunghi da 3 a 6 metri. Le reti possono essere prodotte anche con acciaio B450C, con barre di diametro compreso tra 6 e 16 mm.

Agt rappresenta l'allungamento percentuale totale a carico massimo. Tale valore rappre-

Tabella 1.1: Tabella riassuntiva requisiti acciaio.

	B450A	B450C
σ_{snerv}	$\geq 450 \text{ N/mm}^2$	$\geq 450 \text{ N/mm}^2$
σ_{rott}	$\geq 540 \text{ N/mm}^2$	$\geq 540 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{rott}/\sigma_{snerv}$	$\geq 1,05$	$\geq 1,13 ; \leq 1,35$
Agt	$\geq 3\%$	$\geq 7\%$
Diametro mandrino per prove di piega a 90°		
per $d \leq 12 \text{ mm}$	$4d$	$4d$
per $12 \leq d \leq 16 \text{ mm}$		$5d$
per $16 \leq d \leq 25 \text{ mm}$		$8d$
per $25 \leq d \leq 50 \text{ mm}$		$10d$

senta la massima deformazione del provino prima che si manifestino i fenomeni di strizione e di rottura dell'acciaio. Inoltre, come si vede nella Tabella [1.1](#) al fine di garantire un comportamento duttile delle strutture in calcestruzzo armato durante gli eventi sismici, il decreto ministeriale introduce il rapporto di incrudimento, ottenuto da rapporto tra la tensione massima e quella di snervamento dell'acciaio

$$\left(\frac{\sigma_{rott}}{\sigma_{snerv}} \right) \quad (1.2)$$

Come accennato sopra, l'acciaio nervato può essere fornito dalle acciaierie in due formati: barra o rotolo.

- Barra.
Oggi giorno le acciaierie producono barre di lunghezza 12 o 24 metri, in un range di diametri compreso generalmente tra 8 e 50 mm. Non hanno bisogno di operazioni di raddrizzatura, perciò possono essere direttamente utilizzate così come escono dall'acciaieria, oppure essere cesoiate per ottenere misure diverse, oppure subire piegature al fine di ottenere delle staffe o sagome. Lo svantaggio principale dell'utilizzo di barre consiste nella quantità di sfridi potenzialmente producibili se i tagli non sono ben programmati. Il tondino in barre è ancora oggi molto diffuso soprattutto per i diametri maggiori di 20 mm per i quali non esistono rotoli.
- Rotolo (o Coil).
Il rotolo di tondino di acciaio è ottenuto tramite processo di laminazione a caldo a cui segue la disposizione in forma di bobina. Ad oggi i rotoli sono diffusi soltanto in alcuni Paesi del mondo e per diametri da 6 a 25 mm. Esistono due tipologie di rotoli prodotti dalle acciaierie: quelli comunemente chiamati "selvaggi" e quelli "ribobinati" o "spooler". Quello selvaggio viene avvolto partendo dal basso a salire, da un macchinario rotante che provoca anche la ritorsione del tondino su se stesso: ne risulta una disposizione piuttosto disordinata e un tondino che spesso causa problemi di raddrizzatura. Il peso



Figura 1.6: Fasci di barre.

massimo raggiungibile da questo tipo di rotolo è pari alla billetta di partenza della laminazione, pari a circa 1,5 tonnellate. Il rotolo di tipo Spooler è invece avvolto



Figura 1.7: Rotolo "selvaggio"

direttamente in uscita dalla laminazione, con acciaio ancora caldo. Per questo motivo, e grazie ad un processo di avvolgimento differente, si riesce a disporlo più ordinatamente, con più strati lungo il diametro e senza lo svantaggio della ritorsione del tondino su sé stesso. Questo tipo di rotolo è più pesante a parità di ingombro, infatti può arrivare fino a 5 tonnellate. La qualità di un rotolo ribobinato è sicuramente maggiore. L'acciaio da cemento armato sottoforma di coils è apparso molto dopo le barre, solo dopo la nascita delle macchine automatiche. Il vantaggio del rotolo è che questo è paragonabile ad una barra lunga anche qualche chilometro (contro al massimo i 24 m delle barre standard) perciò minimizza molto efficacemente gli scarti di materia prima. Lo svantaggio sta nel fatto che necessita dell'operazione aggiuntiva della raddrizzatura.



Figura 1.8: Rotolo ribobinato o "spooler"

1.2 Macchine “Cut & Bend” automatiche

1.2.1 Nascita ed evoluzione

Con riferimento alla situazione italiana, si può affermare che fino agli anni '60 del Novecento il lavoro di taglio a misura e piegatura delle barre di acciaio per l'armatura del cemento è svolto direttamente in cantiere e perlopiù manualmente, aiutato al massimo da rudimentali attrezzature spesso realizzate in maniera piuttosto approssimativa. In ogni caso il processo è ben lontano dall'essere meccanizzato e tantomeno automatizzato: ciò è tanto più vero se si considerano le piccole imprese edili formate da poche persone e impegnate in costruzioni di piccola e media taglia. Quanto appena descritto comporta scarsa precisione geometrica, condizioni di lavoro degli operai piuttosto gravose, grandi spazi necessari per lo stoccaggio del ferro (lavorato e non), basso livello di ottimizzazione dei tagli con conseguente scarto di materia prima. Le prime macchine di supporto agli operai utilizzate su larga scala sono

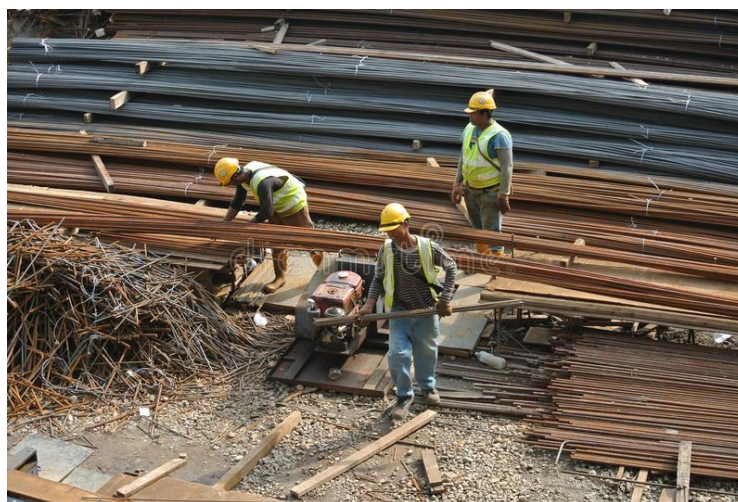


Figura 1.9: Lavorazione dell'acciaio in cantiere.

riconducibili ai primi anni '70, sottoforma di piccoli banchi di lavoro dotati di mandrini di piega e organi per la cesoiatura del tondino d'acciaio. Queste macchine rudimentali sono ancora ad azionamento manuale e risolvono solo in parte i problemi presentati precedentemente.

Il vero passo in avanti viene fatto qualche anno dopo (metà e fine anni '70), quando alcuni imprenditori hanno l'intuizione di inserirsi nel mercato come figure intermedie tra le acciaierie

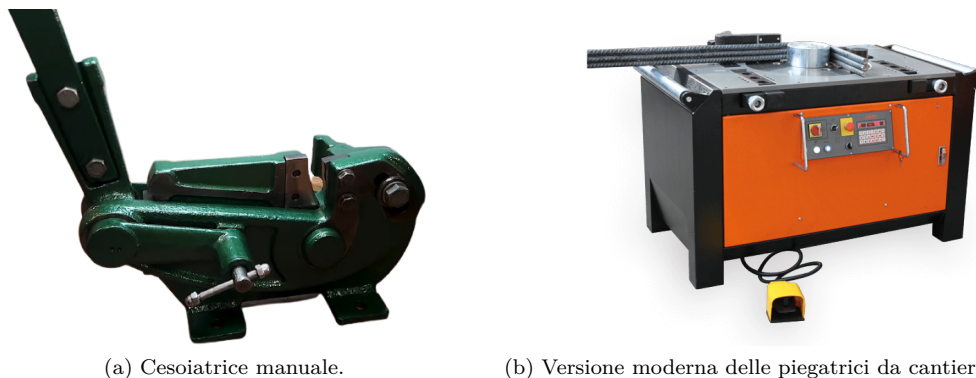


Figura 1.10: Attrezzature da cantiere.

e le imprese edili: nascono i “Rebar Shop”. In questo modo, queste nuove aziende si assumono la responsabilità di comprare le barre d'acciaio all'ingrosso, tagliarle e piegarle nelle forme e dimensioni richieste, consegnare le varie barre e staffe direttamente in cantiere, già pronte da posizionare prima della colata di cemento. Il cambiamento è evidente e rivoluziona il settore. Le differenze osservabili fin da subito sono le seguenti:

- La lavorazione dell'acciaio è spostata in zone industriali dedicate, con più spazi a disposizione, fissi e meglio organizzati aprendo alla possibilità di una programmazione di processo appropriata.
- Le macchine hanno posizioni fisse all'interno di capannoni, riparate e con facile accesso all'elettricità: il primo passo verso un'automatizzazione crescente del processo.
- Dal punto precedente deriva una maggiore produttività.
- Gli operatori sono meno esposti agli agenti atmosferici e usufruiscono di migliori condizioni, anche se molti di loro vengono gradualmente sostituiti dalle macchine.
- In fabbrica possono essere gestiti più ordini simultaneamente: è possibile una maggiore ottimizzazione della materia prima (esempio: con una barra di lunghezza 12 m posso soddisfare il cliente che desidera solo barre da 7 m e quello a cui servono barre da 5 m, realizzando uno spreco nullo).
- Drastica riduzione delle operazioni in cantiere, ambiente notoriamente caotico, nel quale rimangono soltanto le fasi di assemblaggio (parte del quale verrà automatizzato successivamente) e messa in posa.
- Dal punto precedente derivano mediamente meno spazi necessari al cantiere e maggiore velocità delle fasi preparatorie della colata di cemento.
- La manodopera delle imprese edili cala. Parte di questa diventa specializzata nell'utilizzo dei nuovi macchinari.

Le nuove possibilità di sviluppo createsi vengono largamente sfruttate nei decenni successivi, portandoci alla situazione attuale in cui:

- Le macchine automatiche di taglio e piega raggiungono livelli di produttività anche di alcune tonnellate/ora a seconda del diametro lavorato (es. 3 ton/h per diametro 20 mm).

1.2 Macchine “Cut & Bend” automatiche

- Il livello di automazione raggiunto dalle macchine riduce il compito dell'operatore a controllo del processo e carico/scarico macchina.
- Nascono i rotoli e le relative macchine che permettono un'ulteriore minimizzazione degli scarti.
- Vengono prodotte meccanicamente anche reti di acciaio grazie alle saldatrici automatiche e grandi impianti integrati: con questi ultimi è possibile ottenere reti standard, speciali e ingegnerizzate. Le reti sono comunemente utilizzate per i solai delle abitazioni (facendo risparmiare ulteriori ore di disposizione e rilegatura in cantiere) oppure all'interno di prefabbricati. Le reti standard hanno dimensioni esterne e passo tra le barre ben definito; le reti speciali sono realizzate principalmente per prefabbricati, sono delle reti standard con fori rettangolari per porte e finestre e permettono di risparmiare il 30% di acciaio rispetto a tagli a misura fatti in cantiere su reti standard; le reti ingegnerizzate seguono le richieste specifiche del cliente derivanti da opportuni calcoli ingegneristici e includono barre di diametri e lunghezze diverse, passi tra le barre variabili. I tondini usati nelle reti hanno diametri compresi tra 5 e 12 mm.
- Per l'assemblaggio dell'armatura di grandi pilastri cilindrici o a sezione quadrata sono nate le gabiatrici che consistono nella saldatura a spirale di un tondino attorno a delle barre disposte in senso longitudinale. Questi macchinari producono gabbie di diametro da 20 cm a 2,5 m, lunghe anche fino a 24 m. Si stima che un'ora di lavoro di una gabiatrici corrisponda a 6-8 ore di assemblaggio manuale.
- Altre operazioni di assemblaggio al di fuori delle reti e delle gabbie sono ancora difficili da automatizzare e perciò svolte ancora manualmente tramite rilegatura con filo di ferro.
- I Rebar Shop attuali sono classificabili in piccoli medi e grandi: i piccoli si occupano di private housing producono 5.000-6.000 tonnellate/anno di acciaio, i medi si occupano anche di piccole infrastrutture e producono fino a 20.000 tonnellate/anno. Oltre questo valore si parla generalmente di grandi rebar shop impegnati soltanto in grandi infrastrutture.

In questo contesto i produttori di macchine per la lavorazione del tondino di acciaio sono stati spinti ad una ricerca e innovazione crescente per soddisfare le richieste dei Rebar Shop che costituiscono circa il 70-80% della loro clientela. Oltre all'automazione delle macchine vere e proprie, l'area di studio si è velocemente espansa a tutti gli aspetti logistici correlati alla produzione, al punto che oggi queste aziende progettano interi impianti su misura che comprendono sistemi di più macchine, trasportatori, magazzini inter-operazionali (buffer), tutti efficacemente integrati tra loro tramite sistemi di gestione software molto avanzati.

1.2.2 Macchine “Cut & Bend” moderne

Il processo di taglio e piega è quello più facilmente automatizzabile di tutta la catena produttiva del cemento armato e quindi anche quello sul quale ci si è maggiormente concentrati negli ultimi decenni. Una tipica macchina moderna è quasi completamente automatizzata, dotata di un sistema software che le permette di interagire con altre macchine a monte o a valle di essa all'interno di un impianto, capace di minimizzare gli sfridi (così sono chiamati gli scarti inutilizzabili) in numero e dimensioni, in grado di suddividere i prodotti per commessa in modo autonomo. Alcune classificazioni possibili sono le seguenti:

- Per materia prima da barra o da rotolo

- Macchine da barra

Le macchine automatiche che lavorano il tondino a partire da barre sono le prime ad essere apparse sul mercato. La barra, non richiedendo ulteriore raddrizzatura, facilita la lavorazione e richiede macchine più compatte perché prive di alcuni gruppi meccanici. Lo svantaggio principale sta nel fatto che senza un'opportuna ottimizzazione dei tagli, ad oggi gestita da software integrati, si rischia di generare non pochi sfridi inutilizzabili. Questo tipo di macchine è ad oggi l'unica alternativa per la lavorazione di tondini di diametri maggiori di 25 mm, per i quali non esistono rotoli. Sono comunque utilizzate anche per la lavorazione di diametri più piccoli poiché l'acciaio in rotoli non è ancora pienamente diffuso in tutto il mondo: in alcuni paesi in via di sviluppo non esistono affatto i coils, in altri esistono ma solo per poche classi di diametri, in alcuni sono di qualità piuttosto scadente e in alcuni paesi come gli USA non sono diffusi per motivi culturali e tradizionali. Tuttavia anche in paesi in cui i rotoli sono pienamente disponibili, le barre possono venire ancora preferite in alcuni casi poiché a parità di diametro costano anche fino a 50 €/ton in meno rispetto ai rotoli.



Figura 1.11: Macchina staffatrice-sagomatrice da barra.

- Macchine da rotolo

Le macchine da rotolo hanno dei gruppi meccanici aggiuntivi chiamati raddrizzatori, variabili in numero e tipologia a seconda del produttore della macchina. Questo aspetto implica una maggior complessità costruttiva della macchina così come maggiori ingombri all'interno del capannone. Questi ultimi tuttavia sono in parte recuperati dal minore spazio occupato dal rotolo posto a monte della macchina, se paragonato alle tradizionali ferriere che contengono le barre. Il rotolo è anche più maneggevole all'interno dello stabilimento perché movimentabile con dei normali carrelli elevatori (dotati di opportuna attrezzatura facilmente inseribile), al contrario dei fasci di barre che spesso, a parità di peso, sono portati da un punto all'altro dell'edificio tramite gru a carro ponte, molto più lente e scomode. Nel caso dei piccoli diametri una macchina da rotolo può lavorare in maniera

1.2 Macchine “Cut & Bend” automatiche

continuativa anche per qualche ora, eliminando molti tempi morti di inserimento del tondino nel caso di produzione di barre.



Figura 1.12: Macchina staffatrice da rotolo.

- Per tipo di prodotto: staffatrici/sagomatrici, raddrizzatrici
 - Staffatrici/sagomatrici

Le macchine di questo tipo sono volte alla realizzazione di sagome e staffe. Le sagome sono elementi longitudinali dell’armatura con una o più pieghe alle due estremità e descrivono un profilo aperto. Le staffe sono costituite da una o più barre opportunamente sagomate in modo da costituire forme chiuse. Le staffe rappresentano l’armatura trasversale di un elemento strutturale (come una trave o un pilastro) e hanno una triplice funzione:

 1. mantengono ferme le armature longitudinali durante la fase di getto e vibratura;
 2. riducono la lunghezza di libera inflessione delle armature longitudinali e quindi prevengono fenomeni di instabilità a carico di punta. Infatti, la lunghezza di libera inflessione delle armature longitudinali può essere considerata pari al passo delle staffe;
 3. esercitano una efficace azione di confinamento per il calcestruzzo ovvero ne impediscono in parte la dilatazione laterale quando è sollecitato a compressione. Questa particolare azione è svolta più efficacemente da staffe circolari rispetto a quelle quadrate o rettangolari.

Le staffatrici e sagomatrici presentano differenze costruttive e concettuali in base alla materia prima di partenza (barra o rotolo).
 - Raddrizzatrici

Le macchine raddrizzatrici lavorano acciaio sotto forma di rotolo e lo convertono in un numero finito di barre raddrizzate, anche di diversa lunghezza. Possono essere utilizzate come macchine “stand alone” o inserite all’interno di un impianto più grande, ad esempio per fornire barre pronte da saldare ad un impianto da rete. Spesso condividono alcuni gruppi meccanici con le staffatrici, con la differenza che le raddrizzatrici non necessitano di componenti per la piegatura del tondino. Anche per questo motivo sono macchine molto veloci, con tempi ciclo molto ridotti e produttività più elevata se misurata in ton/ora.

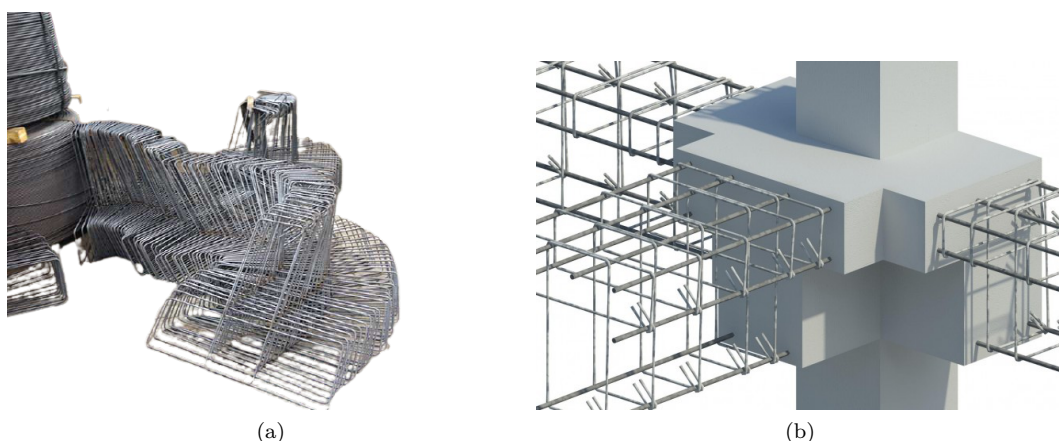


Figura 1.13: Staffe e esempio di utilizzo.



Figura 1.14: Sagome.

Tutte le macchine descritte sono costituite da alcuni gruppi meccanici fondamentali che permettono loro di realizzare le operazioni necessarie a fabbricare il prodotto finito. A titolo di esempio viene considerata una macchina staffatrice che lavora da rotolo, ovvero l'unica provvista di tutti i componenti che vengono descritti. Gli altri tipi di macchina sono tutti ottenibili per sottrazione di uno o più gruppi.

- Primo raddrizzatore

Il primo raddrizzatore (o raddrizzatore esterno) è un organo meccanico composto da due file di ruote folli. Le ruote sono posizionate in modo sfalsato una rispetto all'altra, tutte con asse di rotazione posto in direzione verticale. Il principio di funzionamento prevede che il tondino d'acciaio passi nelle gole delle ruote. Una delle due file di ruote viene spinta verso l'altra obbligando il tondino a descrivere una traiettoria simile ad una sinusoidale. Così facendo si provoca uno snervamento nelle estremità destra e sinistra della sezione che contribuisce ad annullare la curvatura inizialmente posseduta dal filo senza però compromettere eccessivamente le proprietà meccaniche dell'acciaio. A seconda della qualità della raddrizzatura in uscita si può regolare la corsa (automaticamente o manualmente) della fila di ruote in modo da accentuare l'ampiezza della sinusoidale descritta e indurre una deformazione maggiore o minore. Il primo raddrizzatore è presente soltanto nelle macchine che lavorano da coil poiché le barre non hanno bisogno di ulteriore raddrizzatura. Il primo raddrizzatore è in genere

anche quello più importante perché lavora sul piano orizzontale, ovvero quello sul quale è avvolto il rotolo.

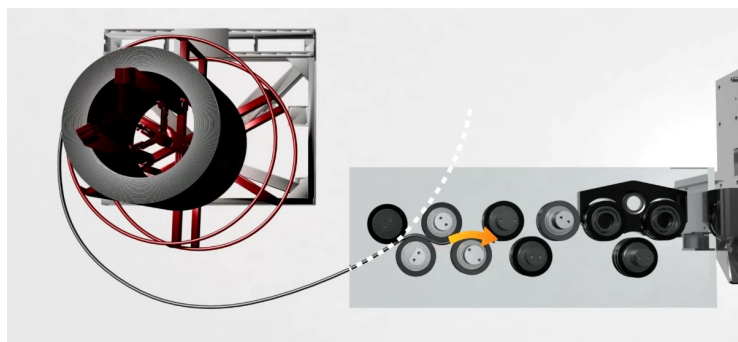


Figura 1.15: Primo raddrizzatore.

- Gruppo traino
Il gruppo di traino è generalmente costituito da quattro ruote, motorizzate o non, disposte su due file in mezzo alle quali passa il tondino. Il traino è il gruppo che fornisce la forza motrice alla macchina permettendo di tirare il tondino d'acciaio all'interno di essa. Costituisce l'oggetto centrale di studio di questa tesi e perciò il suo funzionamento verrà descritto dettagliatamente nel Capitolo 3. È presente in tutte le macchine sopra descritte.
- Gruppo di misura
Gruppo sensorizzato che fornisce l'informazione sulla lunghezza del segmento di tondino lavorato. Si può realizzare in diversi modi, uno dei più semplici è quello di collegare una ruota folle a contatto con il tondino ad un encoder.
- Secondo raddrizzatore
Il secondo raddrizzatore (o raddrizzatore interno) possiede un funzionamento praticamente identico al primo, ma tutto il sistema è ruotato di 90°. Così facendo il filo è obbligato a descrivere un'altra traiettoria sinusoidale, ma questa volta sul piano verticale, in modo da snervare le estremità superiore e inferiore della sezione trasversale. Si ottiene così uno snervamento più uniforme della parte più esterna della sezione, a tutto beneficio della qualità della raddrizzatura che risulta migliore. Così come il primo raddrizzatore, anche questo gruppo è presente soltanto sulle macchine che lavorano da rotolo.

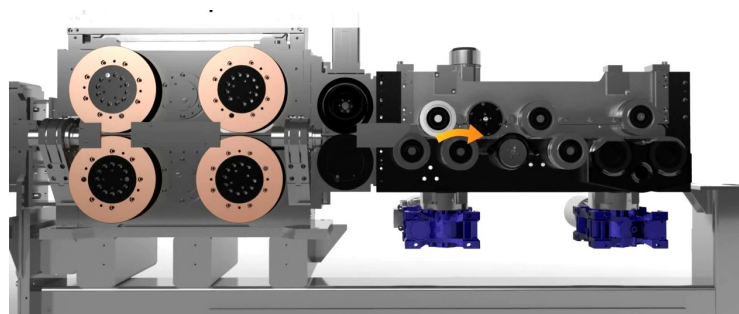


Figura 1.16: Gruppo traino e secondo raddrizzatore

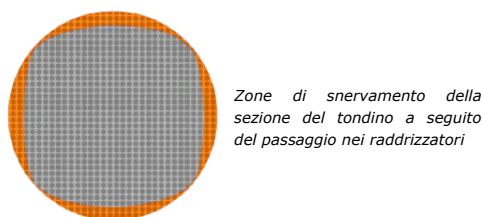


Figura 1.17: Snervamento del tondino.

- Gruppo taglio
Questo gruppo ha il compito di tagliare il tondino quando la lavorazione risulta completata, permettendo alla staffa, sagoma o barra raddrizzata di scivolare per essere stoccata in vani di raccolta. Il taglio viene realizzato per tranciatura dal movimento relativo di due blocchetti di acciaio altolegato comunemente chiamati coltelli. Il gruppo di taglio è indispensabile per ogni tipo di macchina.
- Gruppo piega
Il gruppo di piega serve a dare la forma geometrica desiderata al tondino in uscita dai raddrizzatori. Generalmente è costituito da un perno fisso e da un mandrino mobile che ruota attorno al perno, in modo da poter realizzare la piega. I valori minimi dei diametri dei mandrini (D) da utilizzare in relazione al diametro delle barre (d) sono:

Tabella 1.2: Dimensioni mandrino di piega.

per $d \leq 16$ mm	$D \geq 4d$
per $d \geq 16$ mm	$D \geq 7d$

Il software di gestione è responsabile della coordinazione tra gruppo piega, traino e piega al fine di rispettare le lunghezze programmate dei lati della staffa o sagoma. Il gruppo piega è presente soltanto in macchine staffatrici e sagomatrici.

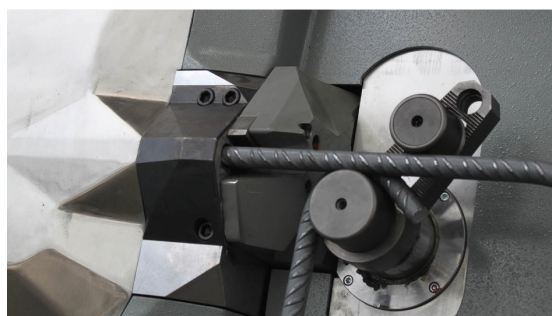


Figura 1.18: Gruppi taglio e piega.

Capitolo 2

Modalità e problema progettuale

Il documento di tesi qui presentato si propone di illustrare e documentare il lavoro svolto durante un periodo di tirocinio curriculare formativo della durata di tre mesi, presso l'azienda Schnell S.p.A. di Colli al Metauro (PU). Schnell è un'azienda leader mondiale nel settore delle macchine automatiche per la lavorazione del ferro per cemento armato, per la produzione di rete elettrosaldata e software di gestione per i centri di sagomatura. Nata nel 1962 dall'intuito di un gruppo di imprenditori fanesi, è oggi la capofila di un importante gruppo industriale multinazionale. Ne costituisce il centro di ricerca e di produzione principale e fornisce supporto tecnologico, organizzativo e commerciale per l'intero Gruppo. Schnell è operativa in oltre 150 Paesi del mondo attraverso le sue 11 filiali, offre 130 modelli di macchine configurabili, prodotti in 4 stabilimenti per un totale di 350 dipendenti. Tra le varie sezioni o famiglie di macchine e prodotti si trovano:

- Reti e trafilé.
Macchine per produrre rete elettrosaldata, raddrizzatrici automatiche del ferro da rotolo e linee di laminazione a freddo.
- Filo industriale.
Raddrizzatrici a rotore per la lavorazione di un'ampia gamma di fili d'acciaio impiegati nelle diverse applicazioni del settore industriale: elettrodomestico, arredamento, agricolo, recinzioni, automobilistico, ospedaliero e molti altri.
- Pannelli prefabbricati.
Sistema costruttivo "Concrewall" che offre ottime qualità in termini di isolamento e leggerezza, con costo contenuto e facilità di posa in opera. Si tratta di un modulo prefabbricato che è formato da due reti zincate e da una lastra di polistirene, opportunamente sagomato in base alle esigenze architettoniche e di coibentazione.
- Taglio e sagomatura (Cut & Bend).
Ampia gamma di macchine ed impianti per il taglio e la piega del ferro per cemento armato: staffatrici, sagomatrici e raddrizzatrici automatiche; macchine ed impianti per il taglio e la piegatura delle barre di ferro e lo stoccaggio delle barre tagliate a misura; gabbiatrici per la formazione di pali cilindrici e gabbie per l'edilizia; soluzioni di logistica e gestione degli impianti di lavorazione ferro.

Le macchine sulle quali ci si è maggiormente concentrati sono le staffatrici, sagomatrici e raddrizzatrici automatiche della sezione "Taglio e sagomatura".

Si è dapprima proceduto con una fase di comprensione del funzionamento generale delle macchine e dei loro gruppi meccanici fondamentali, necessaria per cogliere le principali problematiche correlate ad essi, e quindi poter passare con più consapevolezza ad uno studio

più approfondito del gruppo di traino.

Durante il periodo passato all'interno dell'ufficio tecnico Schnell, il principale strumento a disposizione è stato senz'altro il software CAD "Solid Edge", utilizzato per la modellazione 3D dei componenti, valutazione degli ingombri, simulazione delle sequenze di assemblaggio, analisi di pesi e altre proprietà fisiche delle parti e degli assiemi. I modelli CAD sono stati anche utilizzati per una stima dei costi produttivi con il software "LeanCost", come si vedrà nel Capitolo 7.

Il lavoro svolto ha riguardato l'analisi dell'attuale gruppo di traino per identificarne i problemi attuali e individuare spunti di miglioramento, seguita dalla riprogettazione più o meno approfondita e in più versioni dello stesso gruppo.

2.1 Obiettivi

Dal contesto aziendale presentato, è facile capire come sia importante puntare ad un miglioramento continuo per mantenere il ruolo di leader nel settore. Da una analisi delle vendite e da indagini comparative con le aziende concorrenti, si evince che la gamma di macchine meno competitive per varie ragioni è la "RETA", ovvero una raddrizzatrice automatica, in particolare le RETA 16 e 20 (prendono il nome dal diametro più grande che riescono a lavorare). Considerando che il traino e i raddrizzatori di queste macchine sono in comune con le staffatrici e sagomatrici che lavorano da rotolo, è evidente che un miglioramento di questi gruppi possa portare benefici anche ad altre gamme di macchine. Gli obiettivi generali da conseguire con la riprogettazione del traino sono quindi:

- Un generale aggiornamento tecnico, con eventuale revisione di alcune soluzioni non ottimali (se presenti) che comprende anche la risoluzione di alcuni problemi produttivi e di qualità del prodotto.
- Una riduzione dei costi di produzione del gruppo traino per macchine di taglia "20", per cercare di riguadagnare parte della competitività su questa categoria di macchine.
- Uniformazione nell'utilizzo dello stesso traino tra macchine di varie tipologie e possibilmente tra macchine di diverse taglie (con inevitabili adattamenti ma di piccola entità).
- Riduzione degli ingombri generali, per poter prevedere in futuro macchine sempre più compatte.
- Compatibilità con gruppi e telai attuali per l'utilizzo del nuovo traino nel breve termine senza attendere la modifica di altre parti della macchina.

2.2 Problematiche attuali

I problemi riscontrati sul gruppo di traino, oltre ai costi di produzione giudicati troppo alti, sono tutti relativi alla produzione e alla qualità del prodotto e comprendono:

- Problemi di mantenimento tolleranze.
Alcuni elementi della struttura sono costituiti da carpenterie metalliche saldate, successivamente lavorate in macchina tramite processi per asportazione di truciolo. Come è noto, i processi di saldatura danno origine a delle tensioni residue che rimangono

all'interno del materiale, a volte osservabili tramite dei ritiri. Un processo di asportazione di truciolo, a causa delle caratteristiche proprie della lavorazione e a causa della rimozione di una parte del materiale, introduce un nuovo stato tensionale che altera quello già presente nel pezzo. Spesso questo fa sì che la parte in lavorazione manifesti degli inarcamenti inaspettati, rendendo molto difficile, se non impossibile, mantenere le tolleranze dimensionali e soprattutto quelle geometriche indicate sul disegno. Il problema può essere in parte limitato eseguendo un trattamento termico di distensione, ma la completa scomparsa del fenomeno non è comunque assicurata.

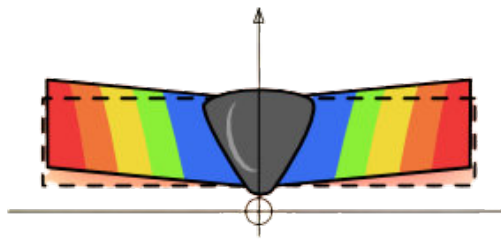


Figura 2.1: Ritiri di saldatura

- Bagno d'olio su carpenteria metallica.
 Alcune delle carpenterie metalliche nominate in precedenza presentano al loro interno degli ingranaggi, la cui lubrificazione è realizzata inserendo dell'olio. In questi casi, per proteggere il metallo da eventuale ossidazione e per mantenere intatta l'efficacia dell'olio, è buona norma applicare sulle superfici un protettivo, che nel nostro caso è una vernice antiruggine sintetica al fosfato di zinco. La vernice protettiva dovrebbe anche aiutare a: chiudere le microfessure che a volte possono rimanere e provocare trafiletti d'olio; separare efficacemente le superfici metalliche dall'olio e quindi evitare che si formi una poltiglia tra l'olio stesso e le polveri di saldatura e altre impurità non completamente rimosse, effetto potenzialmente molto dannoso per le ruote dentate, i cuscinetti e le tenute (anelli O-ring e paraolio), tutti elementi che come si vedrà vengono in contatto con il fluido lubrificante. La fase di verniciatura è manuale, anche a causa della geometria del pezzo: essendo una parte unica non scomponibile alcuni punti sono difficilmente raggiungibili e rendono impraticabile un processo automatizzato. Nonostante le varie precauzioni prese per la realizzazione della tenuta stagna, l'azienda riceve comunque alcune segnalazioni di perdite d'olio occasionali.
- Montaggio dei cuscinetti.
 Sono presenti degli alberi di trasmissione sostenuti con due cuscinetti, formando una struttura schematizzabile come una trave con due appoggi e carico applicato a sbalzo. Questi cuscinetti sono entrambi del tipo orientabile a rulli e il loro montaggio non è del tutto corretto poiché non soddisfa la condizione per cui uno dei due cuscinetti debba fungere da cerniera (ossia effettuare il bloccaggio assiale dell'albero) e l'altro da carrello (Figura 2.2).
 Le uniche eccezioni per cui questo montaggio potrebbe essere ritenuto corretto sono:

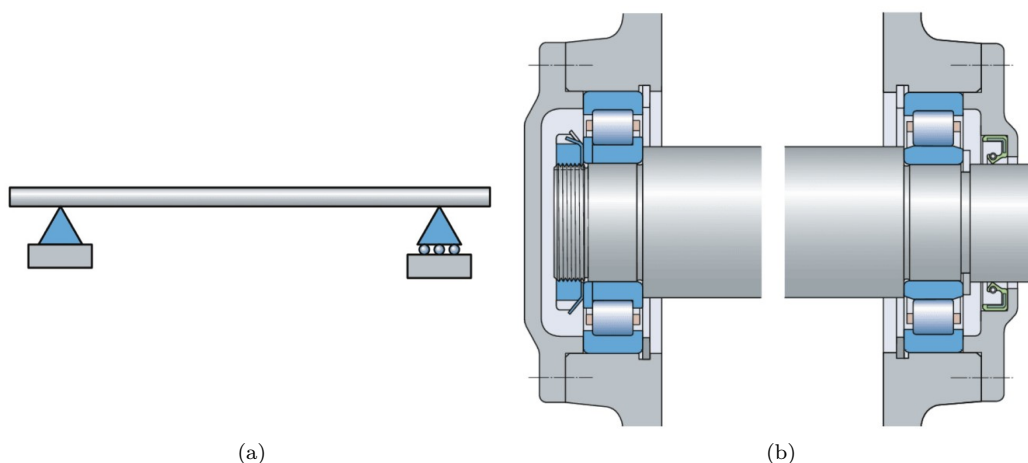


Figura 2.2: Montaggio corretto dei cuscinetti

- Utilizzo di cuscinetti obliqui a rulli o a sfere, dove un cuscinetto sopporta il carico assiale in un senso e l'altro cuscinetto sopporta il carico in senso opposto (Figura 2.3).

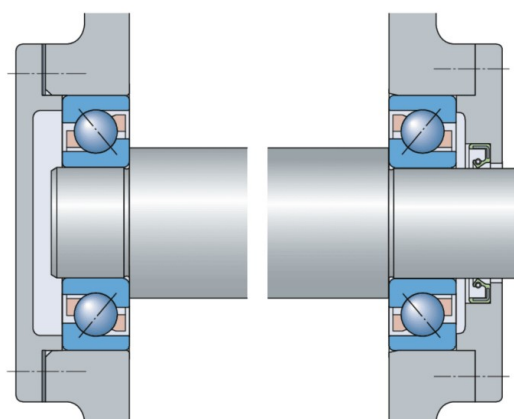


Figura 2.3: Montaggio cuscinetti obliqui

- Carico assiale assente o sopportato da altri componenti (Figura 2.4).

La nostra situazione non ricade in nessuno dei due punti poiché i cuscinetti obliqui (sia a sfere che a rulli) non sono in grado di resistere ai carichi tipici del caso e perché esiste la possibilità concreta che il sistema possa subire dei carichi assiali accidentali.

- Cilindro speciale in rientro.
Nel gruppo è montato un cilindro pneumatico che fornisce il suo effetto utile in trazione: si rende quindi necessario l'utilizzo di un cilindro di tipo "a doppio effetto". Inoltre spesso il cilindro è anche tandem, ovvero con due camere, per raggiungere livelli più elevati di forza sviluppata. Queste caratteristiche, che già di per sé contribuiscono ad un leggero aumento di costo del componente, vanno sommate al fatto che il fornitore di norma non produce un cilindro con queste qualità e con i valori di alesaggio e corsa

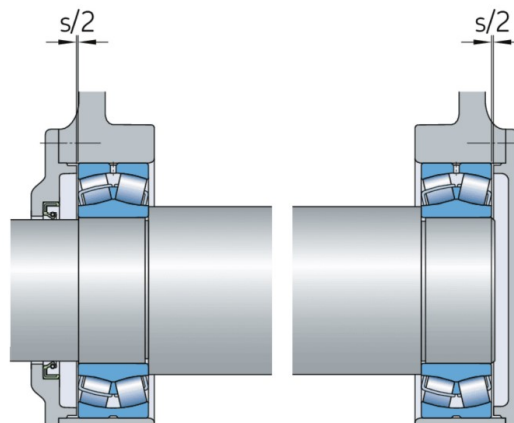


Figura 2.4: Montaggio cuscinetti flottanti

richiesti dal nostro caso, per cui ci si trova obbligati ad ordinare una versione speciale prodotta su misura e piuttosto costosa.

- Punti di applicazione delle forze non ottimali.
Da analisi sul gruppo emerge come il punto di applicazione di una delle forze fondamentali per il funzionamento non sia ottimale e causi una piccola flessione di un secondo componente. L'effetto si manifesta durante la fase di lavorazione del tondino e si ripercuote su di esso sottoforma di difetto qualitativo.
- Presenza di parti superflue.
Sono presenti degli ingranaggi che realizzano una trasmissione meccanica non del tutto necessaria. Di conseguenza si rileva una complessità aggiuntiva ma inutile.
- Usura frequente di componenti.
Dai dati sui ricambi forniti periodicamente ai clienti è possibile individuare quali siano i componenti soggetti a maggiore usura. Quando questa diventa eccessiva, può non essere più assicurato il corretto funzionamento. Alcuni accorgimenti progettuali potrebbero aiutare ad aumentare il tempo intercorso tra due sostituzioni consecutive dei componenti.

Capitolo 3

Gruppo di traino e dimensionamenti

Il gruppo di traino è l'organo meccanico oggetto di questa tesi. Nel descrivere il suo funzionamento e i dimensionamenti necessari alla sua progettazione si farà riferimento, tra le tante esistenti, soltanto ad una specifica versione del gruppo, ovvero quella maggiormente trattata e approfondita durante il periodo passato in azienda. Il gruppo di traino fornisce la forza motrice alla macchina, permettendo il passaggio del tondino di ferro attraverso tutti gli altri organi meccanici necessari alla sua lavorazione. Esistono differenze sostanziali di prestazioni tra un traino pensato per macchine che lavorano la materia prima in barre e uno per macchine da rotolo:

- Macchine da barra: il tondino è già raddrizzato e le forze di tiro sono molto basse poiché il traino ha la sola funzione di trasferire la materia prima dalla zona di stoccaggio, ai gruppi di taglio e piega.



Figura 3.1: Ferriera per stoccaggio ferro

- Macchine da rotolo: necessitano di organi raddrizzatori che inducono uno snervamento sulle zone marginali della sezione del tondino esercitando una notevole resistenza all'avanzamento. Conseguentemente il gruppo di traino dovrà sviluppare una forza di tiro elevata per vincere la suddetta resistenza.

Il traino in oggetto viene montato su macchine raddrizzatrici, staffatrici e sagomatrici da rotolo, perciò appartiene alla seconda tipologia descritta. Il gruppo meccanico di traino originale che ha costituito la base di partenza di questo studio è visibile in Figura [3.3](#).

3.1 Principio di funzionamento

Il gruppo di traino lavora per attrito, seguendo il meccanismo delle “ruote di frizione”. Il tondino di ferro viene obbligato a passare attraverso due coppie di ruote contrapposte, messe in rotazione in sensi opposti. Il tondino risente così di una forza in direzione tangenziale alle ruote che lo spinge ad avanzare. La sola componente tangenziale non è sufficiente al

trasferimento del moto poiché, come è noto dalla letteratura in merito, la forza trasferita è proporzionale al coefficiente d'attrito e alla forza premente in direzione radiale. In Figura 3.2 è riportato lo schema delle forze scambiate dalle ruote di traino e dal ferro: le frecce di colore nero indicano i momenti e le forze subite dalla ruota, quelle in rosso rappresentano le forze subite dal tondino.

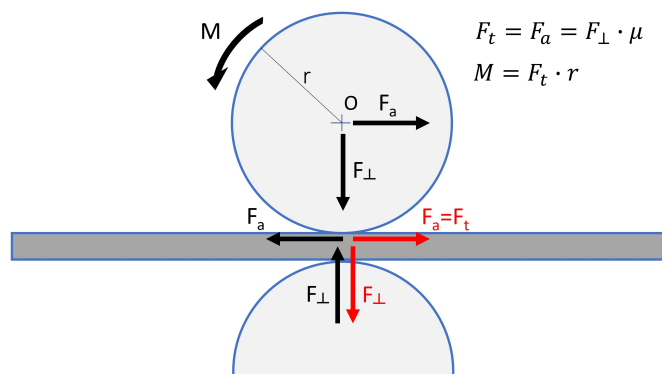


Figura 3.2: Schema delle forze scambiate dalle ruote

La coppia necessaria alla rotazione delle ruote è generalmente fornita da uno o più servomotori accoppiati ad un riduttore. La forza di schiacciamento verticale, ovvero la forza radiale, proviene invece da un cilindro pneumatico montato superiormente e collegato alle estremità a due leve che ne amplificano il valore di forza applicata. Il cilindro lavora in rientro e quando viene azionato impone una traslazione verticale verso il basso a tutta la parte del gruppo traino che comprende le due ruote e i motoriduttori della fila superiore. Quando le ruote vengono a contatto con il tondino esercitando la forza premente in direzione radiale, i motoriduttori possono essere avviati per realizzare la trainata dello stesso tondino. La scelta della tipologia e delle dimensioni dei motori, riduttori e cilindri pneumatici viene fatta prevalentemente a seconda delle dimensioni del tondino di ferro da lavorare e il tipo di macchina, non tralasciando comunque anche altri fattori relativi alle condizioni di lavoro:

- Staffatrici/sagomatrici per diametri medio-piccoli: traini ad un solo motoriduttore. In questo caso tramite una trasmissione a catena si ottengono due ruote motrici (quelle della linea inferiore), mentre quelle della fila superiore rimangono folli. Una delle due ruote folli può fungere anche da ruota di misura se collegata ad un encoder per la misurazione della lunghezza del segmento di tondino trainato.
- Staffatrici/sagomatrici per diametri medio-grandi: prevedono due o tre motoriduttori e trasmissioni ad ingranaggi per realizzare le quattro ruote motrici.
- Raddrizzatrici per diametri medio-grandi: sono i gruppi di traino più prestazionali e necessitano di quattro motoriduttori, ovvero uno dedicato ad ogni ruota, eliminando almeno teoricamente la necessità di una trasmissione di potenza tra i diversi assi. Queste versioni coniugano velocità di traino piuttosto elevate e tempi di ciclo ridotti, i quali si traducono in veloci transitori di accelerazione e maggior percentuale di utilizzo nell'unità di tempo. Il gruppo di traino in oggetto appartiene a quest'ultima categoria, poiché è pensato per macchine raddrizzatrici che lavorano un singolo tondino $d = 20mm$ oppure due tondini $d = 16mm$ contemporaneamente. Le macchine raddrizzatrici sono infatti

quelle che possiedono velocità di trainata maggiori (per massimizzare la produttività di barre dritte) e i minori tempi ciclo perché l'unica operazione sul tondino è quella di taglio, quindi il gruppo di traino resta fermo solo per pochi decimi di secondo, al contrario del caso delle staffatrici dove resta fermo anche durante le lavorazioni di piega.

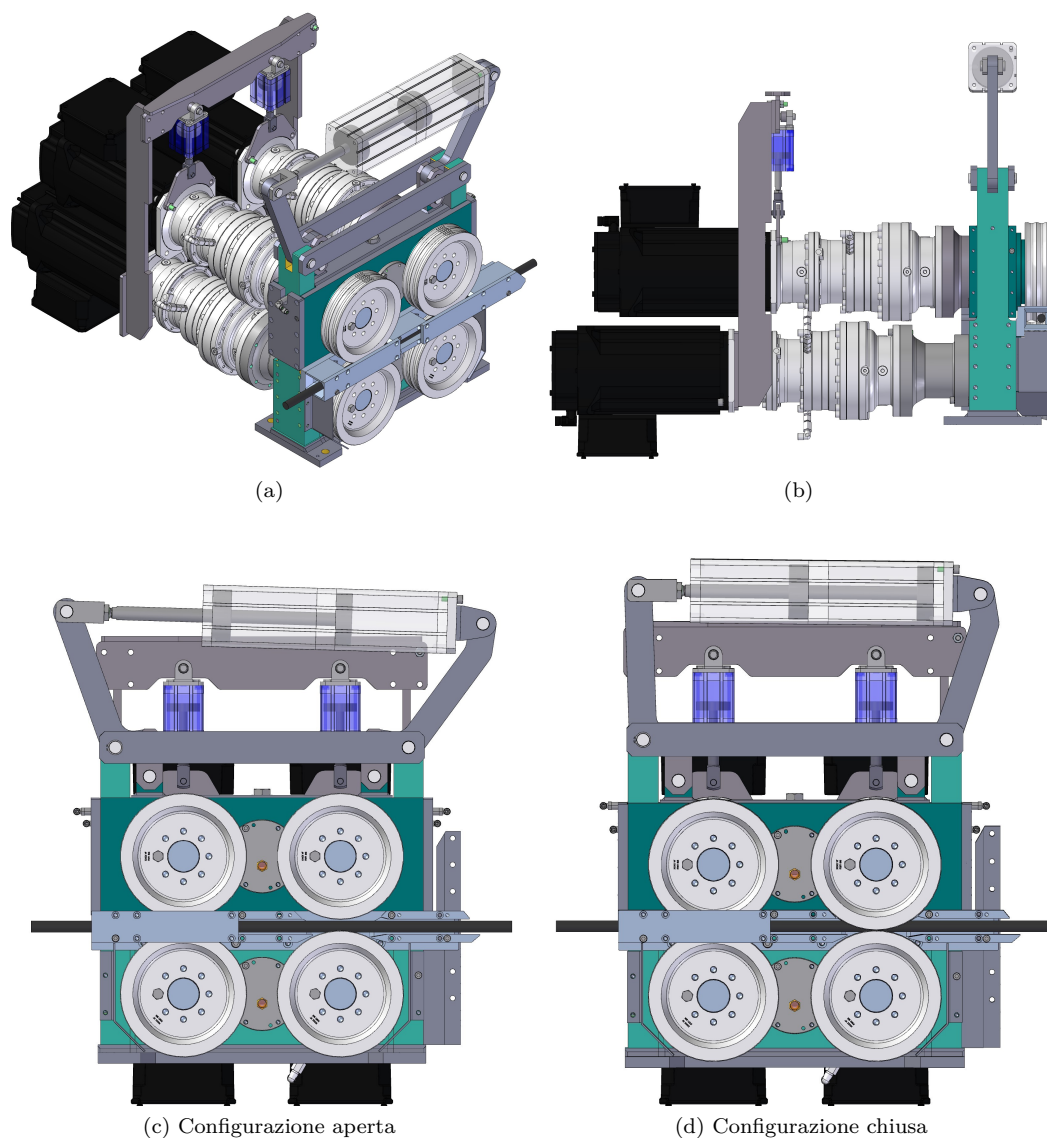


Figura 3.3: Gruppo di traino originale

In Figura [3.3](#) è riportato il modello 3D del traino inizialmente montato sulla macchina. Nella parte posteriore si notano i quattro motori e i quattro riduttori. Davanti si vedono le ruote di traino in mezzo alle quali passa il tondino, che tuttavia non è normalmente visibile per la presenza del “guidafilo” che impedisce al tondino stesso di intraprendere direzioni diverse da quelle desiderate. Nella parte superiore spicca il cilindro pneumatico: quando questo viene azionato in rientro spinge verso il basso, attraverso le leve, tutto il gruppo di componenti che comprende la “scatola” superiore e le parti che costituiscono i due assi motori superiori. Le ruote di traino vengono così a contatto con il tondino potendo scambiare la forza di

schacciamento in direzione radiale alle stesse ruote. Si può anche vedere la configurazione di lavoro “chiusa” e quella di riposo “aperta”. Per quanto riguarda il posizionamento in macchina, è bene osservare che lo sviluppo in altezza del gruppo di traino determina anche l'estensione verticale della carrozzeria della macchina, infatti il raddrizzatore adiacente si sviluppa in larghezza.

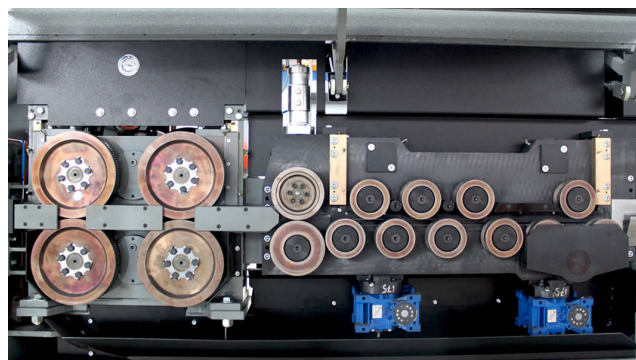


Figura 3.4: Traino e raddrizzatore montati in macchina

La scatola inferiore e i componenti dei due assi motori inferiori formano la parte fissa del traino, non essendo soggetti a nessuna traslazione. La scatola inferiore in particolare presenta i fori per centraggio e fissaggio al telaio, e due lunghe protrusioni laterali che fungono da guida per la traslazione lineare della scatola superiore e da punto “fermo” per il fulcro di rotazione delle leve. Altri componenti osservabili sono la staffa laterale forata per l'aggancio dell'unità di raddrizzatura e i piccoli cilindri montati posteriormente che servono ad annullare l'effetto del peso dei motori e riduttori montati a sbalzo.

3.2 Dimensionamenti

Una volta chiarito il principio di funzionamento generale, il calcolo delle principali forze in gioco è necessario per acquisire maggiore conoscenza del tema. I risultati ottenuti costituiscono la base di partenza per il corretto dimensionamento dei componenti commerciali e di quelli a disegno.

In primo luogo, il gruppo di traino deve fornire una determinata quantità di energia al tondino, affinché questo possa vincere le resistenze esercitate dai raddrizzatori al passaggio attraverso di essi.

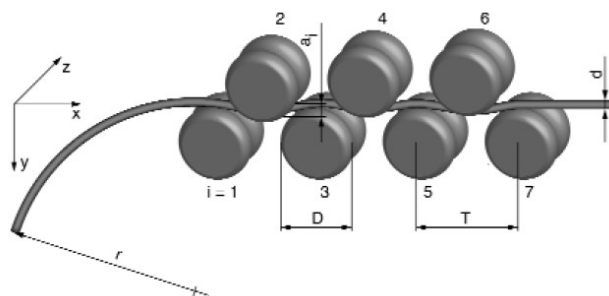


Figura 3.5: Schema del processo di raddrizzatura a rulli

La regolazione a_i dei rulli (o ruote) durante il passaggio del filo lo sottopone a deformazioni elasto-plastiche alternate che sono la base per il cambio dei parametri geometrici. Ogni elemento fisico del processo raddrizzatore, ovvero ogni rullo, fornisce un identico valore di deformazione ε che è definito dal passo T (la distanza tra i rulli), il diametro dei rulli e la stessa a_i .

Data l'unità di raddrizzatura, i processi di deformazione saranno definiti dal valore di curvatura, proprietà del materiale del filo (punto di snervamento) e diametro del filo [4].

I processi di deformazione più importanti sono in realtà i primi due: il parametro a_i di questi primi rulli è più alto degli altri, al fine di portare a snervamento un sufficiente numero di fibre e cancellare la "memoria" del materiale in merito alla curvatura posseduta precedentemente.

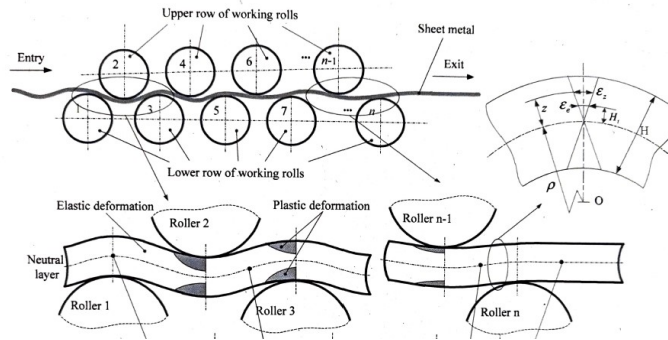


Figura 3.6: Deformazioni di raddrizzatura

Ipotizzando un comportamento del materiale che segua il modello elasto-plastico perfetto, l'energia spesa per deformare in campo plastico la regione esterna della sezione del materiale è pari all'integrale della curva $\sigma - \varepsilon$. In prima approssimazione, si può scegliere di trascurare il ritorno elastico che si verifica durante la rimozione del carico, nel caso in cui le deformazioni plastiche impartite coinvolgano gran parte della sezione.

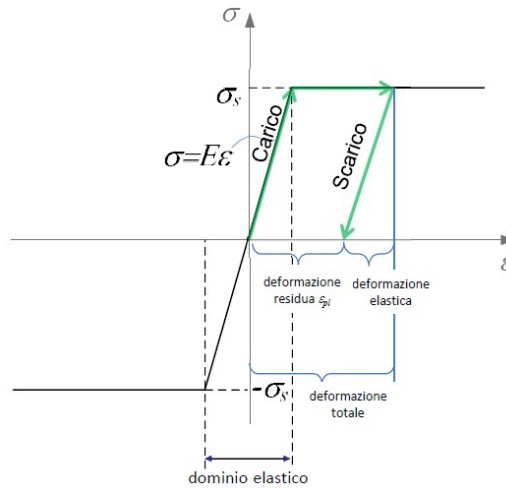


Figura 3.7: Comportamento plastico perfetto

In definitiva, l'energia che il gruppo di traino deve assicurare dovrà essere almeno pari a quella spesa per la deformazione del materiale.

All'atto pratico, le considerazioni appena fatte risultano valide prevalentemente per il filo

di ferro industriale liscio. Quest'ultimo subisce processi in gran parte analoghi a quelli del tondino di acciaio nervato ma è pensato per applicazioni diverse da quelle finora descritte. Il filo di ferro liscio presenta delle caratteristiche geometriche più regolari del tondino nervato, questo permette una maggior facilità di studio e di simulazione del suo comportamento. Inoltre, le normative in merito alle proprietà meccaniche del filo in uscita dai processi di raddrizzatura permettono di rispettare gli standard di resistenza e allungamento a rottura anche lasciando intatta soltanto una minima parte della sezione del materiale, detta "cuore". Pertanto le deformazioni plastiche che si possono imprimere sono elevate e valgono le assunzioni fatte sopra in merito all'energia di deformazione.

Lo stesso non si può dire del tondino nervato per i seguenti motivi:

- Sezione più irregolare, dovuta alla minor qualità dei processi produttivi e alla presenza delle nervature. Ciò si traduce in variabili di processo a volte difficilmente controllabili e prevedibili.
- Standard di qualità alti da rispettare: impossibilità di rispettare le condizioni delle normative portando in campo plastico gran parte della sezione. Il "cuore" del materiale, costituito da fibre ancora intatte, deve essere molto più grande.

L'ultimo punto fa sì che non si possa lavorare nel campo delle grandi deformazioni plastiche e di conseguenza la parte elastica della deformazione non può essere più trascurata. Applicando a questo caso le relazioni valide per il filo liscio, l'energia di deformazione per la raddrizzatura risulta di gran lunga sovrastimata. L'assenza di vere e proprie teorie di raddrizzatura sul tondino nervato, non permette di calcolare correttamente i parametri di processo e le energie necessarie.

Le aziende del settore sono costrette a procedere per analogia con la raddrizzatura del filo liscio, esercitando le dovute precauzioni e procedendo ancora in gran parte per via empirica. Uno di questi metodi empirici consiste nel porre l'attenzione sull'effetto Joule che si manifesta durante la deformazione del materiale. In questo modo si mira a trovare una correlazione tra temperatura del materiale in uscita dall'unità raddrizzatrice ed energia di deformazione. Da questa è possibile risalire alla potenza elettrica minima da installare e alle forze di traino necessarie che sono il vero obiettivo di questo studio.

L'azienda Schnell, grazie a numerosi test empirici, ha maturato un'esperienza che le ha consentito di individuare un valore del salto di temperatura minimo, parametro importante per la progettazione di futuri gruppi di traino. Gli step seguiti possono essere riassunti in questo modo:

- Regolazione dei parametri di alimentazione dei motori della macchina al fine di trovare una condizione di raddrizzatura che rappresenti lo standard minimo da garantire. In virtù del fatto che la qualità della raddrizzatura è un elemento piuttosto difficile da caratterizzare, in questa fase ci si è affidati significativamente all'esperienza degli incaricati del collaudo e a eventuali indicazioni dei clienti, ovvero i reali utilizzatori delle macchine. Come spesso accade inoltre, si è scelto di effettuare i test utilizzando materia prima di scarsa qualità, in modo che i risultati ottenuti avessero validità per tutte le altre condizioni di lavoro.
- Misurazione della temperatura del tondino di ferro in uscita dal gruppo di raddrizzatura tramite termocamera e confronto con la temperatura ambiente per trovare il valore del ΔT .

- Calcolo della potenza termica fornita:
la potenza termica è ottenibile dalla formula:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_s \Delta T \quad (3.1)$$

Come ΔT viene inserito il valore trovato dalla misurazione; C_s rappresenta il calore specifico medio dell'acciaio pari a 502 J/kgK; \dot{m} rappresenta la portata massica dell'acciaio in [kg/s]. \dot{m} è a sua volta pari a:

$$\dot{m} = \rho v A \quad (3.2)$$

Come ρ è stato preso il valore medio della densità di un comune acciaio (7850 kg/m³); la sezione A , in [mm²], è facilmente ricavabile dal diametro del tondino considerato; v è la velocità minima di avanzamento che si vuole garantire, pari a 145 m/min.

- Calcolo della potenza elettrica:
ipotizzando un rendimento meccanico dell'85% che tenga conto delle perdite negli ingranaggi dei riduttori, nelle trasmissioni di potenza e per attrito volvente, si ricava la potenza elettrica minima da installare con la seguente formula:

$$P_e = \dot{Q} \cdot \eta_m \quad (3.3)$$

- Calcolo della forza di traino:
la forza di tiro per il tondino singolo è data da

$$F = \frac{P_e \cdot 60}{v} \quad (3.4)$$

Ripetendo il test su varie macchine raddrizzatrici che coprono tutto il range di diametri dei tondini lavorati, si è ottenuta una convergenza sui valori di ΔT minimi da assicurare. Questi infatti sono ricaduti tutti in un intervallo compreso fra i 10 e 13 K. In seguito ai risultati e tenendo conto degli errori casuali sicuramente presenti, nella progettazione dei gruppi di traino, in via cautelativa, viene comunemente utilizzato un valore di 15 K.

Una macchina di taglia "20" può lavorare sia un tondino alla volta di diametro 20 mm, oppure due tondini simultaneamente di diametro 16 mm. Dai calcoli risultano le seguenti forze di traino:

$$F_{t_sing} = 21,7 \text{ [KN]} \quad ; \quad F_{t_doppio} = 27,8 \text{ [KN]}$$

Per il dimensionamento dei componenti del gruppo verrà considerata la condizione più gravosa, utilizzando quindi il valore di 27,8 KN come valore minimo della forza di traino.

Su tutte le macchine che lavorano sia il tondino singolo che quello doppio (di diametro minore) si conferma il trend per cui la condizione più svantaggiosa è la seconda delle due. Ad esempio: le macchine di taglia "16" possono trainare tondini di diametro 16 mm richiedendo una forza di 13,9 KN; oppure due tondini di diametro 13 mm applicando 18,4 KN.

3.2.1 Dimensionamento motori e riduttori

Uno dei due dimensionamenti più importanti è quello che riguarda la coppia formata da motore e riduttore, detto anche dimensionamento elettrico. L'obiettivo consiste nel fornire alle ruote di traino un valore di coppia adeguato.

Come motorizzazione vengono utilizzati dei servomotori elettrici sincroni. Questa tecnologia è ad oggi la più efficiente e prestazionale per muovere e controllare organi meccanici di tipo industriale. Rispetto ad altre macchine presenta alcuni vantaggi come:

- Alta potenza e velocità
- Bassa rumorosità
- Alta affidabilità
- Semplicità costruttiva
- Bassi costi di manutenzione
- Precisione e controllo del movimento
- Assenza di fluidi (ad esempio oli) potenzialmente inquinanti

La scelta avviene da catalogo *Baumüller*, la categoria è quella dei motori DSD2 ad inerzia ridotta.

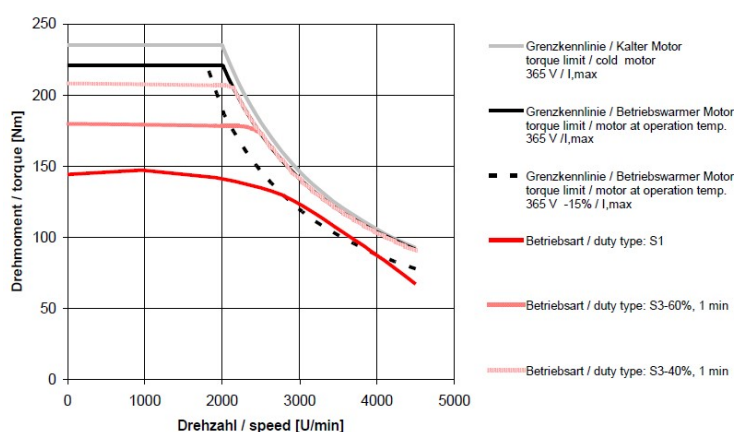


Figura 3.8: Curve di coppia di un servomotore

Le curve caratteristiche del motore comprendono:

- La curva S1: relativa alle prestazioni in regime di funzionamento continuo. La S1 è la curva maggiormente utilizzata per i normali dimensionamenti
- La curva S3-60%: si fa riferimento a questa curva nel caso si abbiano condizioni di funzionamento in cui il motore è in funzione al massimo per il 60% del tempo totale e comunque per non più di 60 secondi continuativi
- La curva S3-40%: analoga alla precedente ma con il motore in funzionamento per massimo il 40% del tempo totale
- La curva di coppia limite standard (curva nera continua nella Figura 3.8): rappresenta la coppia massima fornibile dal motore soltanto per un piccolo istante di tempo.

Nella progettazione vengono tenuti in considerazione due valori di coppia:

- Coppia nominale: valore di coppia della curva S1 al regime ottimale di rotazione del motore indicato da catalogo. Questo valore viene scelto perché le condizioni di lavoro del traino sono in gran parte riconducibili al funzionamento continuo standard.
- Coppia di picco: valore di coppia della curva limite. Viene tenuto conto di questo valore per verificare che i componenti meccanici della macchina possano resistere ad accidentali aumenti della coppia. Questa precauzione fa sì che nel caso del cedimento di una parte con improvviso aumento della coppia fornita dal motore, tutti gli altri componenti meccanici possano resistere senza danneggiarsi.

La coppia fornita dal motore risulta insufficiente, perciò si prevede l'accoppiamento con un riduttore. La scelta ricade su un riduttore di tipo epicicloidale o a rotismi planetari. I principali fattori di selezione di questa tipologia sono stati la compattezza e la disposizione coassiale degli alberi, l'alto rendimento, il rapporto coppia/peso elevato, lo scarso gioco (quindi maggior precisione) e l'elevato rapporto di riduzione raggiungibile. I riduttori a vite senza fine sono stati scartati per l'irreversibilità del moto che li rende inadatti per la nostra applicazione; quelli classici a treni di ingranaggi avrebbero comportato dei problemi di ingombri; quelli a coppia conica presentano un rendimento minore e di nuovo avrebbero presentato degli ingombri non ottimali in questo caso, ricordando che il progetto dovrebbe possibilmente condurre al minor numero di modifiche possibile ai gruppi meccanici della macchina circostanti e alla carrozzeria/telaio della macchina stessa.

I riduttori scelti sono della marca *Rossi*. Per il loro dimensionamento i principali dati di input sono:

- La coppia desiderata in uscita
- La velocità desiderata in uscita in giri/minuto, che determina la velocità di avanzamento del tondino sotto le ruote di traino
- La velocità in ingresso in giri/minuto, che corrisponde alla velocità di funzionamento standard del motore scelto in precedenza.

Sapendo che ad un maggior rapporto di riduzione corrispondono una coppia in uscita maggiore ma una velocità in uscita minore, la scelta rappresenterà una soluzione di compromesso che possa garantire senza problemi la trainata del tondino e che mantenga un valore di velocità elevato per cercare di massimizzare la produttività.

La scelta dalle tabelle presenti sul catalogo presuppone alcuni passaggi preliminari:

- Scelta della durata desiderata espressa in ore (L_h). Solitamente questo valore è preso pari a 10.000 h
- Determinazione del fattore di servizio minimo richiesto f_s . Quest'ultimo è il prodotto di f_{s1} , f_{s2} , f_{s3} , rispettivamente: fattore di servizio in funzione del tipo di carico, frequenza di avviamento, sovraccarichi; fattore in funzione del tipo di motore; fattore in funzione del grado di affidabilità e del tipo di lubrificante. I valori di questi fattori sono ricavabili dalle tabelle presenti in Figura [3.9](#)
- Determinazione della coppia in uscita corretta, pari al prodotto della coppia in uscita desiderata M_2 e del fattore di servizio f_s .
- Determinazione del fattore di durata ($n_2 \times L_h$), prodotto tra la velocità in uscita desiderata e la durata in ore attesa.

Fattore di servizio fs_1 in funzione del tipo di carico e della frequenza di avviamento, frenatura, sovraccarichi

Rif.	Tipo di carico ¹⁾ della macchina azionata Descrizione	Frequenza di avviamento, frenatura, sovraccarichi z per ogni ora						
		≤ 2	4	8	16	32	63	125
a	Uniforme	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4
b	Sovraccarichi moderati (1,6 x carico normale)	1,25	1,25	1,32	1,4	1,5	1,6	1,7
c	Sovraccarichi forti (2,5 x carico normale)	1,7	1,7	1,7	1,8	1,9	2	2,12

(a)

Fattore di servizio fs_2 in funzione del tipo di motore

Tipo motore		fs_2
Asincrono trifase	$P_1 \leq 9,2 \text{ kW}$	1
	$P_1 > 9,2 \text{ kW}^{2)}$	1,06
Asincrono trifase autofrenante		1,06
Motore idraulico		1
Combustione interna	Multicilindro	1,25
	Monocilindro	1,5

(b)

Fattore di servizio fs_3 in funzione del grado di affidabilità e del tipo di lubrificante³⁾

Livello di affidabilità	Tipo di lubrificante	
	Sintetico (PAO)	Minerale
Normale	1	1,12
Alto	1,25	1,4
Estremo	1,4	1,5

(c)

Figura 3.9: Fattori di servizio per dimensionamento riduttori

A questo punto dalla tabella in Figura 3.10 è possibile trovare il riduttore più adatto entrando con il valore di $(n_2 \times L_h)$ e verificando che la coppia max M_{N2} sia maggiore della coppia in uscita corretta precedentemente calcolata.

Una volta selezionati il motore e il riduttore più adatto si procede con la verifica che i suddetti componenti siano in grado di garantire la forza di traino minima.

La forza di traino è data dalla formula:

$$F_{traino_el} = \frac{C_{out}}{\frac{d}{2}} \cdot n_{mot} \quad (3.5)$$

in cui d indica il diametro delle ruote di traino in mm, n_{mot} è il numero di coppie motore-riduttore montate, C_{out} è la coppia effettiva in uscita dal riduttore in $[Nm]$, a sua volta ottenibile dalla formula:

$$C_{out} = C_{mot} \cdot i \cdot \eta_{rid} \quad (3.6)$$

dove C_{mot} è la coppia fornita dal motore, i è il rapporto di riduzione attuato dal riduttore epicicloidale, η_{rid} è il rendimento del riduttore preso pari al 97% come indicato dal costruttore. I calcoli vengono effettuati sia con il valore nominale di coppia del motore, sia con quello di picco per i motivi elencati precedentemente.

3.2 Dimensionamenti

$n_{N2} \times L_h$	i_N	Gear reducer size										i_N	n_1 min ⁻¹	n_{N2}
		P_{N2} kW												
		M_{N2} N m												
i_i														
		001A	002A	003A	004A	006A	009A	012A	015A	018A	021A			
2 800 000	7,1	12,9 469 1EL/7,64	18,1 662 1EL/7,64	25,6 933 1EL/7,64	36,1 1 320 1EL/7,64	51 1 850 1EL/7,64	72 2 610 1EL/7,64	101 3 690 1EL/7,64	-	143 5 200 1EL/7,64	-	7,1	2 000	280
	6	19,6 646 1EL/6,21	27,6 911 1EL/6,21	39 1 280 1EL/6,21	55 1 810 1EL/6,21	77 2 550 1EL/6,21	109 3 600 1EL/6,21	154 5 080 1EL/6,21	202 6 900 1EL/5,87	217 7 160 1EL/6,21	285 8 880 1EL/5,87	6	1 800	
	5	19,1 689 1EL/5,29	27,1 979 1EL/5,29	37,2 1 340 1EL/5,29	53 1 890 1EL/5,29	75 2 780 1EL/5,29	109 3 930 1EL/5,29	151 5 460 1EL/5,29	202 7 290 1EL/5,29	214 7 120 1EL/5,29	287 9 850 1EL/5,29	5	1 400	
	4,25	21,4 863 1EL/4,17	30,4 970 1EL/4,17	41,8 1 330 1EL/4,17	60 1 910 1EL/4,17	86 2 730 1EL/4,17	122 3 990 1EL/4,17	170 5 410 1EL/4,17	226 7 210 1EL/4,17	240 7 650 1EL/4,17	300 9 580 1EL/4,17	4,25	1 250	
	3,55	21,1 707 1EL/3,52	29,9 1 000 1EL/3,52	41 1 380 1EL/3,52	59 1 980 1EL/3,52	84 2 830 1EL/3,52	120 4 030 1EL/3,52	167 5 600 1EL/3,52	222 7 450 1EL/3,52	235 7 900 1EL/3,52	294 9 880 1EL/3,52	3,55	1 000	

Figura 3.10: Tabella di selezione riduttore

La forza di traino ottenuta dalla 3.5 dovrà rispettare la relazione:

$$F_{traino_el} \geq F_{traino_doppio}$$

3.2.2 Dimensionamento cilindro pneumatico

L'altro dimensionamento fondamentale è quello del cilindro pneumatico, detto anche dimensionamento ad attrito. L'obiettivo consiste nel fornire una forza di schiacciamento che agisca in direzione radiale alle ruote di traino e di intensità sufficientemente alta tale da ottenere una forza di attrito almeno pari a quella minima richiesta per la trainata del doppio tondino, che si è già visto valere 27,8 KN.

La scelta tecnica è ricaduta su uno o più cilindri pneumatici combinati con delle leve meccaniche. In questa fase si descriverà il dimensionamento ad attrito considerando l'utilizzo di un solo cilindro così come prevedeva il gruppo di traino originale dal quale è partita la riprogettazione. Ciò non esclude l'eventuale utilizzo di più cilindri montati anche in configurazione diversa, come si vedrà nel Capitolo 6, ma in ogni caso le formule qui presentate per il calcolo della forza di traino per attrito non perderanno di validità.

L'attuazione con cilindri pneumatici è una delle più comuni in ambito meccanico. Presentandosi anche come economica rispetto ad altri sistemi e, considerato il fatto che non servisse una particolare precisione di posizionamento, è stata ritenuta la migliore opzione.

Il cilindro è collegato ad entrambe le estremità a delle leve meccaniche che ne amplificano la forza. Lo schema applicativo è rappresentato in Figura 3.11

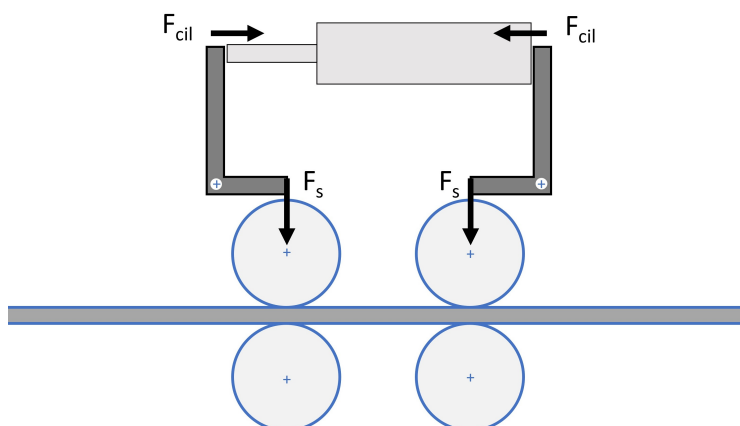


Figura 3.11: Schema di funzionamento del cilindro

Nella maggior parte dei casi, per macchine di grossa taglia che lavorano diametri di 20 mm si utilizzano cilindri di tipo “tandem”, ovvero dei cilindri con doppia camera che consentono di raggiungere livelli di forza più elevati. La forza di schiacciamento in realtà dipende, oltre che dalla forza del cilindro, anche dal fattore moltiplicativo offerto dal rapporto di leva, per questo si potrebbe pensare di aumentare la lunghezza delle leve per riuscire ad utilizzare un cilindro di alesaggio minore o a singola camera. Tuttavia questo causerebbe un evidente aumento di ingombri in altezza, già considerati eccessivi, e la richiesta di un cilindro speciale a corsa maggiorata. Considerando che già attualmente il cilindro utilizzato è uno speciale prodotto su misura, non si vedono particolari miglioramenti nell'incrementare di tanto il rapporto di leva. Per il calcolo della forza esercitata dal cilindro vengono considerati:

- alesaggio del cilindro in $[mm]$ indicato con d
- il numero di camere del cilindro n : una per cilindri standard, due per cilindri tandem

- la pressione di esercizio P espressa in $[bar]$: nella maggior parte dei casi in ambito industriale gli impianti di aria compressa riescono a fornire una pressione massima di 6 bar. il rendimento meccanico del cilindro η_{cil} che viene incrementato su indicazione del costruttore rispetto al valore standard quando il cilindro lavora in rientro anziché in spinta, proprio come nel caso in esame. Tale rendimento verrà valutato pari al 94%.

La forza esercitata dal cilindro (in $[N]$) si ottiene quindi da:

$$F_{cil} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \frac{P}{10} \cdot n \cdot \eta_{cil} \quad (3.7)$$

Moltiplicando per il rapporto di leva b si ricava la forza di schiacciamento verticale su ogni ruota F_s :

$$F_s = F_{cil} \cdot b \quad (3.8)$$

La forza di attrito che si sviluppa su ogni superficie motrice si ottiene dal prodotto tra F_s e il coefficiente di attrito dinamico μ , come riportato dalla formula:

$$F_{attr} = F_s \cdot \mu \quad (3.9)$$

La valutazione del coefficiente di attrito assume un'importanza centrale. Le ruote di traino sono fabbricate in acciaio e la letteratura in merito suggerirebbe un valore compreso fra 0,1 e 0,5 per il contatto acciaio-acciaio a seconda delle condizioni di lavoro [5]. I valori più elevati compresi in questo range non possono essere applicati al caso in esame poiché l'ambiente risulta particolarmente sporco. La causa principale di tale sporcizia è il distacco della calamina (o scaglia di laminazione) ovvero uno strato di ossido superficiale presente sui prodotti siderurgici come eredità delle lavorazioni a caldo. Per questo motivo sarebbe opportuno scegliere un coefficiente di circa 0,1. Tuttavia, grazie a delle particolari dentellature realizzate sulla superficie delle ruote, è pratica comune nel settore stimare il valore di tale coefficiente tra 0,2 e 0,3: in questa analisi si considererà un coefficiente d'attrito dinamico di 0,25.

L'ultimo passaggio per ottenere la forza totale di traino ad attrito è quello di moltiplicare la forza di attrito sviluppata su ogni superficie per il numero di superfici (ovvero di ruote) motrici n_{rm} , secondo la formula:

$$F_{traino_attr} = F_{attr} \cdot n_{rm} \quad (3.10)$$

Anche in questo caso la forza di traino calcolata per attrito dovrà essere maggiore o uguale alla forza di traino minima già calcolata per il doppio tondino, rispettando la relazione:

$$F_{traino_attr} \geq F_{traino_doppio}$$

A seconda delle differenze tra le forze di traino calcolate con il dimensionamento elettrico e quello ad attrito possono verificarsi due situazioni:

- $F_{traino_el} > F_{traino_attr}$: condizione che permette il corretto funzionamento del gruppo meccanico, tuttavia se la differenza è troppo elevata si potrebbe correre il rischio di slittamento delle ruote rispetto al tondino non realizzando affatto la trainata.
- $F_{traino_attr} > F_{traino_el}$: condizione non desiderata poiché presuppone che i motori non siano in grado di vincere la forza di attrito sviluppata grazie allo schiacciamento

indotto dal cilindro pneumatico. In questo caso il gruppo di traino non può funzionare ed è necessario intervenire sul cilindro con un regolatore di pressione per abbassare quest'ultima per riportarsi alle condizioni del primo punto.

3.2.3 Dimensionamento cuscinetti

I cuscinetti che sostengono l'albero di traino vengono dimensionati soltanto in fasi più avanzate dello sviluppo, quando la struttura costruttiva è già stata definita. Considerato però che questo dimensionamento è ricorrente in tutti i gruppi di traino, se ne illustra la procedura. In particolare qui si fa riferimento alla verifica (che segue gli stessi passaggi di un dimensionamento) dei cuscinetti montati attualmente sul gruppo di traino originale, ma i calcoli sono del tutto analoghi a quelli fatti per la scelta dei cuscinetti da montare sui nuovi traini illustrati nel Capitolo 6.

L'albero di traino è supportato da due cuscinetti ed è sollecitato ad una estremità dalle forze di interazione tra ruota di traino e tondino. La struttura è quindi schematizzabile come una trave con due appoggi e un carico applicato a sbalzo. Nel calcolo si sceglie di trascurare l'azione delle forze peso dei componenti per semplicità e perché risultano di piccola entità rispetto ai carichi esterni. Inoltre si precisa che in un funzionamento corretto non si presentano carichi assiali, tuttavia le tipologie di cuscinetto scelte e i bloccaggi previsti per essi permettono di resistere anche a questo tipo di forze che abbiano modesta entità, nell'eventualità di un malfunzionamento accidentale.

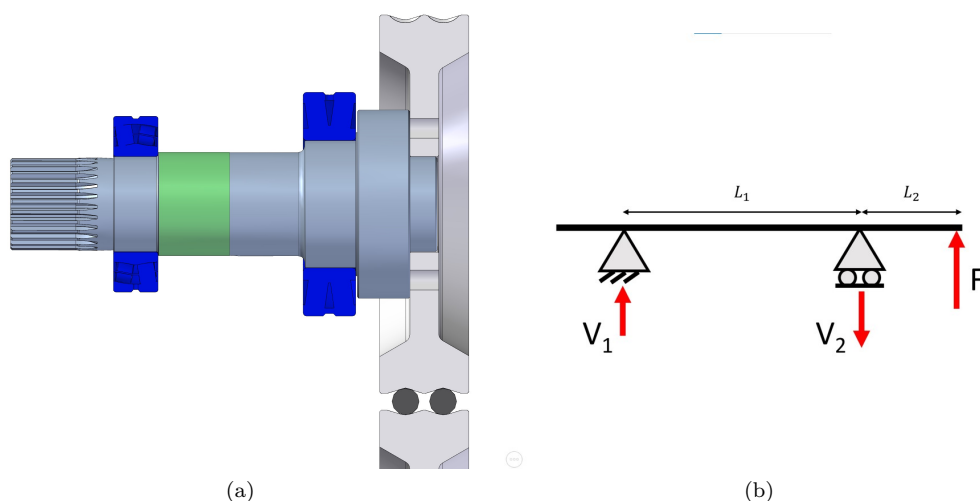


Figura 3.12: Albero di traino e cuscinetti

Come operazione preliminare si calcola la risultante delle forze tangenziale e radiale che si scaricano sulla ruota Figura 3.2 e di conseguenza sull'estremità dell'albero. Tutto il problema ha quindi luogo su un piano inclinato che è quello individuato dalla direzione della risultante. Tale risultante si trova con la formula:

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_{\perp}^2} \quad (3.11)$$

Preso come polo dei momenti il punto di applicazione della reazione V_2 , dall'equilibrio alle rotazioni si può calcolare la reazione V_1 tramite la relazione:

$$V_1 = \frac{F \cdot L_2}{L_1} \quad (3.12)$$

La reazione V_2 si trova invece dall'equilibrio alle traslazioni, dalla semplice somma di V_1 e F :

$$V_2 = V_1 + F \quad (3.13)$$

La reazione V_1 rappresenta il carico radiale agente sul cuscinetto posteriore, ovvero quello più vicino al riduttore. La reazione V_2 , sempre di maggiore entità della precedente, è invece il carico radiale che sollecita il cuscinetto anteriore più vicino alla ruota di traino.

Si procede calcolando la vita a fatica di ogni cuscinetto, espressa in milioni di cicli, secondo la formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.14)$$

in cui C è il coefficiente di carico dinamico del cuscinetto che si trova come dato sul catalogo, P è il carico equivalente che data l'assenza di carichi assiali corrisponde alle reazioni vincolari sopra citate, p è un esponente che assume il valore di $\frac{10}{3}$ in caso di cuscinetti a rulli e 3 in caso di cuscinetti a sfere.

Infine conoscendo il dato sulla velocità di rotazione dell'albero in giri/minuto (uguale alla velocità in uscita dal riduttore), si può ottenere la durata del cuscinetto espressa in ore di funzionamento:

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (3.15)$$

Come durata si accettano soltanto valori superiori alle 10.000 ore di funzionamento.

Lo schema di cuscinetti del gruppo di traino originale verifica questa condizione riportando una durata di circa 14.000 ore per il cuscinetto anteriore e di oltre 140.000 per quello posteriore.

Capitolo 4

Migliorie e specifiche tecniche

Le azioni intraprese nel lavoro qui documentato, siano esse di modifica del gruppo di traino originale oppure di progettazione da zero di un nuovo traino, hanno alla base l'intento di presentare un prodotto che sia particolarmente adatto per la macchina raddrizzatrice automatica denominata RETA 20. Ogni passo della progettazione, tuttavia, terrà conto della possibilità di estendere l'utilizzo dello stesso prodotto, con modifiche minime o addirittura nulle, anche a macchine staffatrici e sagomatrici della stessa taglia e possibilmente anche a macchine di taglia inferiore (ad esempio macchine per lavorazione del ferro fino al diametro 16 mm). La scelta di partire dalla macchina RETA 20 non è casuale: essa è quella che si trova più spesso a trattare una materia prima di qualità non ottima, oltre ad essere la più rapida per velocità di trainata e quella che sollecita di più i motori e riduttori. Una volta che le varie parti saranno dimensionate per questo tipo di macchina, saranno a maggior ragione adatte per le altre.

Alla luce della descrizione del funzionamento del gruppo di traino è ora possibile correlare con precisione le sue problematiche esposte nel Capitolo 2 ai componenti meccanici:

- Il problema del mantenimento delle tolleranze è relativo principalmente alle scatole che costituiscono la struttura del traino. In particolar modo la scatola inferiore è il componente maggiormente interessato (Figura 4.1). Essa presenta delle protrusioni molto sporgenti: queste fungono da guida per la traslazione della scatola superiore e per tale motivo richiedono una precisione maggiore. Essendo però saldate su più punti alla base della scatola e a causa della loro lunghezza, è più facile osservare su di esse la nascita di curvature inattese. Il problema è stato in parte limitato dal fornitore del pezzo eseguendo un trattamento termico di distensione prima del caricamento sul centro di lavoro e applicando particolari accorgimenti durante la lavorazione. È chiaro che il processo non è ottimale e presenta costi aggiuntivi importanti. L'eliminazione totale o parziale delle saldature migliorerebbe senza dubbio la situazione.
- Quando si parla di bagno d'olio su carpenteria metallica ci si riferisce di nuovo alle due scatole, che fungono da contenitore della trasmissione meccanica ad ingranaggi (Figura 4.2). In merito a questo problema occorre valutare alternative di lubrificazione e/o di trasmissione meccanica.
- Il montaggio dei cuscinetti non corretto si riferisce agli alberi di traino, ovvero quelli che trasmettono il moto dal riduttore alla ruota di traino. L'immagine riportante la sezione ricavata dal modello 3D (Figura 4.3) evidenzia l'utilizzo dei cuscinetti orientabili a rulli e il fatto che non venga rispettato il principio secondo cui uno dei due cuscinetti deve

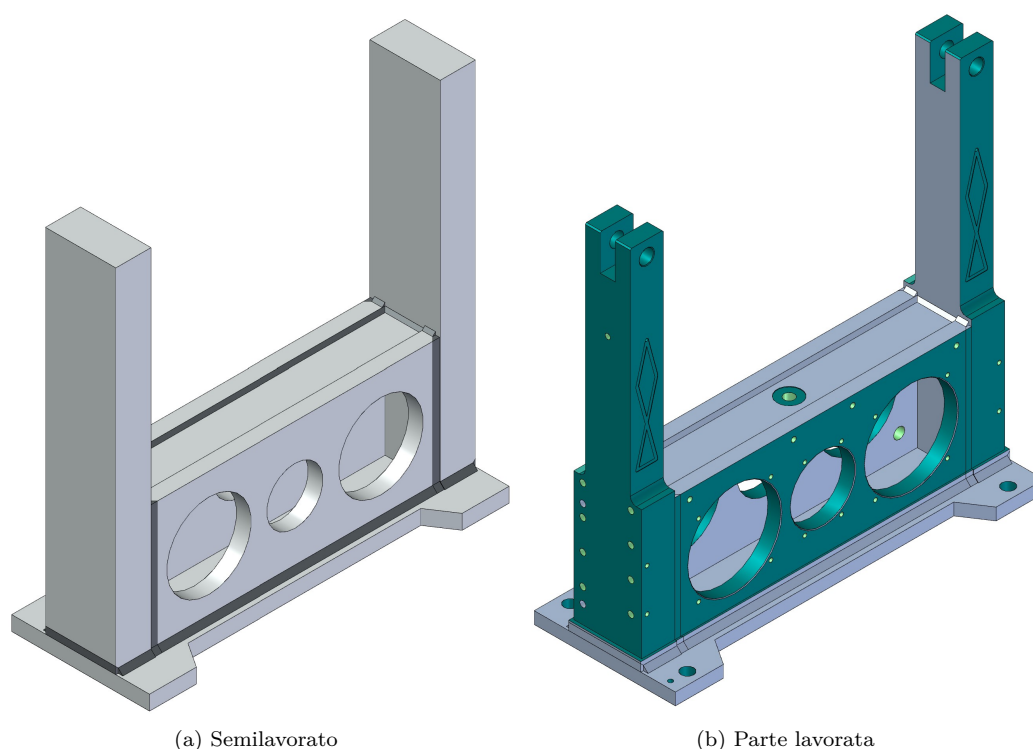


Figura 4.1: Scatola inferiore del traino originale

realizzare il bloccaggio assiale in entrambi i sensi mentre l'altro deve rimanere svincolato. Probabilmente il sistema era stato pensato in questo modo per facilitare alcune fasi di montaggio e l'adozione di due cuscinetti orientabili ha aiutato a compensare giochi o interferenze che si creano nella direzione assiale a causa della somma degli intervalli di tolleranza della scatola, dell'albero e delle due flange di supporto dei cuscinetti. La giusta configurazione verrà ripristinata.

- Il cilindro pneumatico speciale è quello montato nella parte superiore del traino e responsabile della forza di schiacciamento verticale sul tondino.
- Il punto effettivo di applicazione della forza di schiacciamento del cilindro non possiede una posizione ottimale, non essendo allineato verticalmente sulla mezzeria delle ruote (Figura 4.3a). Si osserva piuttosto un offset che nei casi più estremi crea una piccola flessione sull'albero di traino durante la lavorazione del tondino. Come risultato, durante la lavorazione di due tondini contemporaneamente, capita che quello della linea esterna risenta di una forza di schiacciamento minore di quello sulla linea interna e si originano quindi dei piccoli slittamenti tra ruota e tondino. In definitiva sorgono delle differenze di lunghezza tra i segmenti lavorati sulle due linee, ovvero un difetto del prodotto finale. Il problema implica una rivisitazione del progetto delle leve, dei punti in cui realizzare il fulcro e delle scatole.

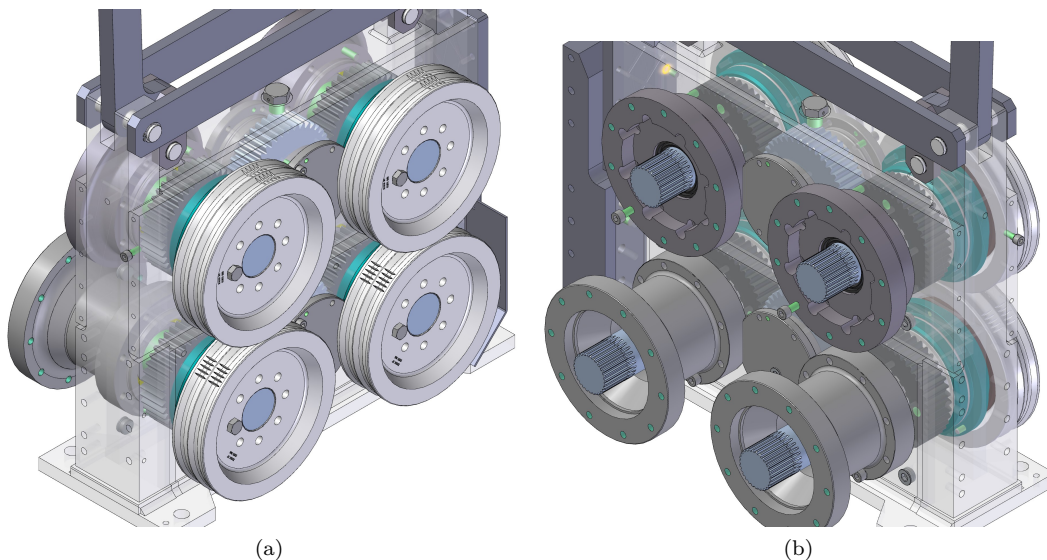


Figura 4.2: Trasmissione meccanica ad ingranaggi

- Le principali parti superflue identificate sono gli ingranaggi contenuti all'interno delle scatole (Figura 4.2). Gli alberi di traino montati su ogni scatola sono infatti interconnessi tramite una trasmissione meccanica a ruote dentate che comprende anche un albero intermedio di rinvio. La soluzione è valida per tutti quei traini con quattro ruote motrici ma numero di motori inferiore a quattro, per i quali è indispensabile una trasmissione meccanica. Tuttavia gli ingranaggi vengono attualmente mantenuti anche nei traini a quattro motori con funzione di sincronizzatori di velocità tra i due alberi. Le moderne gestioni elettroniche però, sono in grado di governare indipendentemente e in retroazione i parametri di alimentazione di ogni motore svincolandosi dalla tradizionale logica “master-slave”. In alcuni casi questo permette anche di evitare dei fermi macchina a causa dell'allarme di uno dei motori.
- Il componente soggetto a maggior usura è la ruota di traino. Una facile azione migliorativa subito ipotizzata è quella di aumentare il diametro della ruota. Il grafico riportato in Figura 4.4a evidenzia il numero di giri effettuato da una ruota di traino in un'ora di funzionamento, ipotizzando una velocità costante di 145 m/min. Si evince che nel range di diametri fra 230 e 270 mm, per ogni incremento di un mm sul diametro, il numero di giri effettuato per ogni ora si riduce mediamente di 45, a tutto vantaggio degli intervalli di sostituzione del componente. Il dato può essere interpretato anche in altro modo (Figura 4.4b): considerando lo stesso numero di giri percorso dalla ruota attuale (diametro 230 mm) in un anno, aumentando il diametro di 5 mm si ottiene ogni volta una settimana in più di funzionamento.

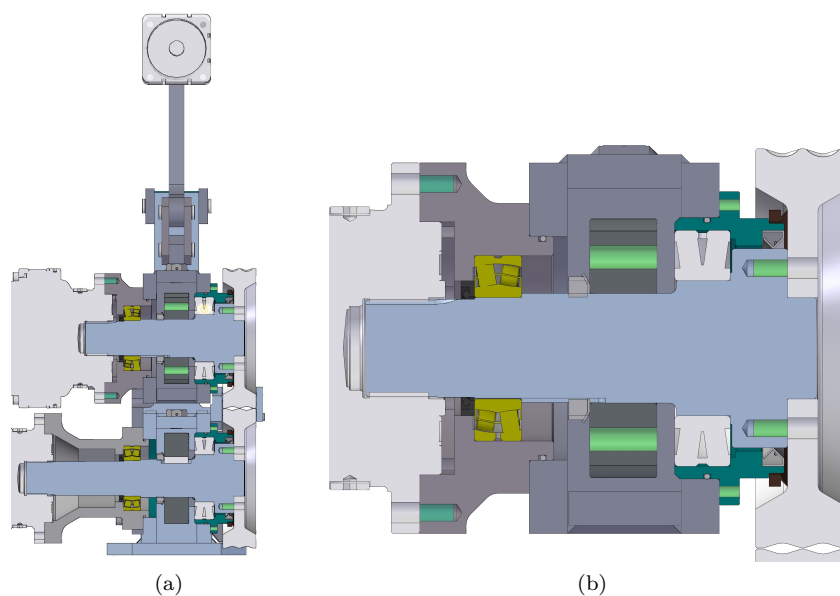


Figura 4.3: Viste di sezione del gruppo di traino

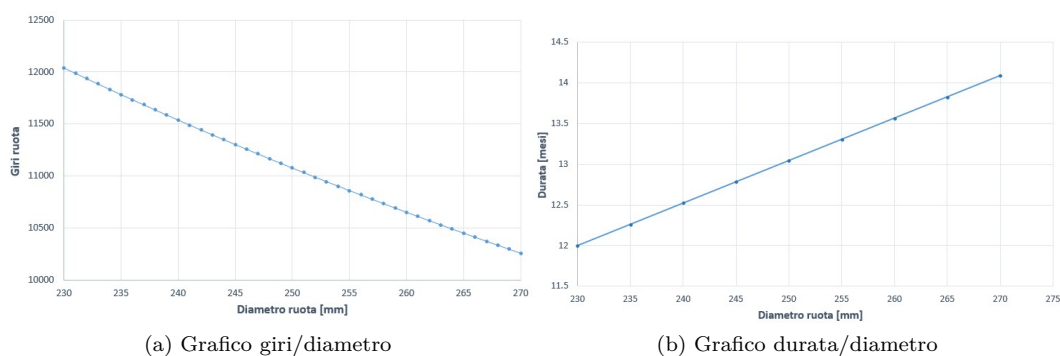


Figura 4.4: Variazione grandezze in funzione del diametro

Tenuto conto di tutti gli aspetti già elencati, la progettazione dovrà inoltre seguire i punti fondamentali qui elencati:

- Utilizzo di più componenti possibili di tipo standardizzato, ovvero acquistabili da aziende produttrici specializzate e soprattutto che non siano versioni speciali
- Semplicità di fabbricazione dei componenti
- Semplicità delle operazioni e delle sequenze di assemblaggio
- Compatibilità del gruppo di traino con gli attuali telai delle macchine
- Generale aggiornamento e miglioramento tecnico

Le specifiche tecniche da rispettare provengono dalle formule di dimensionamento e da una ricerca di miglioramento di: prestazioni, spazi occupati, costi da sostenere per la produzione e altri aspetti tecnici.

Possono essere riassunte in questi punti:

- 1) Forza di traino minima: **27,8 KN**
- 2) Velocità minima di avanzamento del tondino: **180 m/min**
- 3) Limite di ingombro in altezza: **500 mm** rispetto al punto di passaggio del tondino
- 4) Diametro minimo delle ruote: **240 mm**
- 5) Riduzione minima dei costi di produzione (in lotto 5): **4%**.

Il rispetto di queste specifiche garantisce di per sé una buona evoluzione del prodotto considerando che il traino di partenza possiede:

- Velocità massima di 146 m/min
- Altezza di 640 mm
- Diametro ruote di 230 mm

Capitolo 5

Studi preliminari

Il processo che ha portato alla progettazione di un nuovo gruppo di traino è iniziato con una fase estesa di studi preliminari, ovvero di modifiche graduali al gruppo meccanico originale che potessero ridurre, almeno sulla carta, il numero di problematiche riscontrate. L'approccio che è stato seguito per la progettazione di nuove soluzioni può dirsi di tipo sistematico, nel senso che le varie idee di modifica sono nate dopo un'attenta analisi delle funzioni svolte da ogni componente o gruppo di componenti. Tramite un processo di astrazione si è cercato di formulare il problema in maniera più generale possibile per evitare che a causa di varie influenze si potessero scartare a priori delle soluzioni tecniche valide. Per la traduzione dei principi funzionali in soluzioni pratiche si è partiti spesso da schizzi effettuati velocemente su carta, supportati prontamente dalla prototipazione virtuale tramite strumento CAD di modellazione 3D.

L'utilizzo del software CAD *Solid Edge* è risultato utile per condurre dei primi studi di fattibilità che comprendessero: la valutazione degli ingombri dei nuovi componenti; una prima analisi della geometria del pezzo in relazione al materiale e quindi una stima iniziale dei processi produttivi necessari per la specifica parte; un primo dimensionamento di massima dei pezzi a disegno e la previsione della loro interfaccia con i componenti commerciali.

In generale si può dire che inizialmente è stata attribuita ai nuovi componenti una geometria di primo tentativo che potesse dare un'idea della nuova soluzione costruttiva che si aveva in mente. Solo in seguito ad una valutazione preliminare di tale soluzione con esito positivo, si è proceduto ad una modellazione più dettagliata. Questo spiega il motivo per cui le alternative presentate in questo capitolo mostrino livelli di dettaglio e completezza diversi. Alcune sono state abbandonate già nelle fasi iniziali; altre sono state ritenute non idonee soltanto in un secondo momento, quando alcune parti erano già state modellate con cura.

5.1 Studio con guide avvitate

La prima modifica consiste nella realizzazione di un design di tipo adattativo. Questa soluzione presenta infatti un gruppo di traino in gran parte identico all'originale, fatta eccezione per la scatola inferiore. Questa è sostituita da una nuova versione priva delle due alte protuberanze, rimpiazzate da due nuovi componenti fabbricati a parte. In questo modo le due guide sono ora realizzate separatamente con la possibilità di mantenere le tolleranze con più facilità, poiché non si presenta il problema delle tensioni residue provocate dalla saldatura. Esse vengono successivamente avvitate sulla nuova scatola andando a ricostituire una geometria finale che ricalca fedelmente l'originale. Dalla Figura [5.2a](#), che mostra le nuove guide, si notano anche degli scavi nella parte alta del pezzo: questi sono stati realizzati per l'alloggiamento di quattro bronzine. Si è deciso infatti di eliminare lo strisciamento

acciaio-acciaio in favore del più appropriato acciaio-bronzo (in particolare bronzo B14). Questa modifica migliorativa porta con sé due vantaggi:

- La lavorazione di precisione (con tolleranza geometrica), seppur non più così difficile da realizzare, è limitata alla sola parte bassa della guida, quella da accoppiare alla scatola inferiore.
- Lo strisciamento con bronzina permette di avere controllo su quale delle due parti in contatto si usuri prima, ovvero la bronzina stessa. In caso di usura eccessiva, le parti in bronzo sono facilmente accessibili e di veloce sostituzione, scongiurando anche il rischio di dover rimpiazzare una delle due scatole, operazione ben più complicata e onerosa.

Per il resto il gruppo di traino rimane invariato rispetto al design originale, mantenendo quindi tutti i restanti difetti che non sono stati affrontati in questo primo studio.

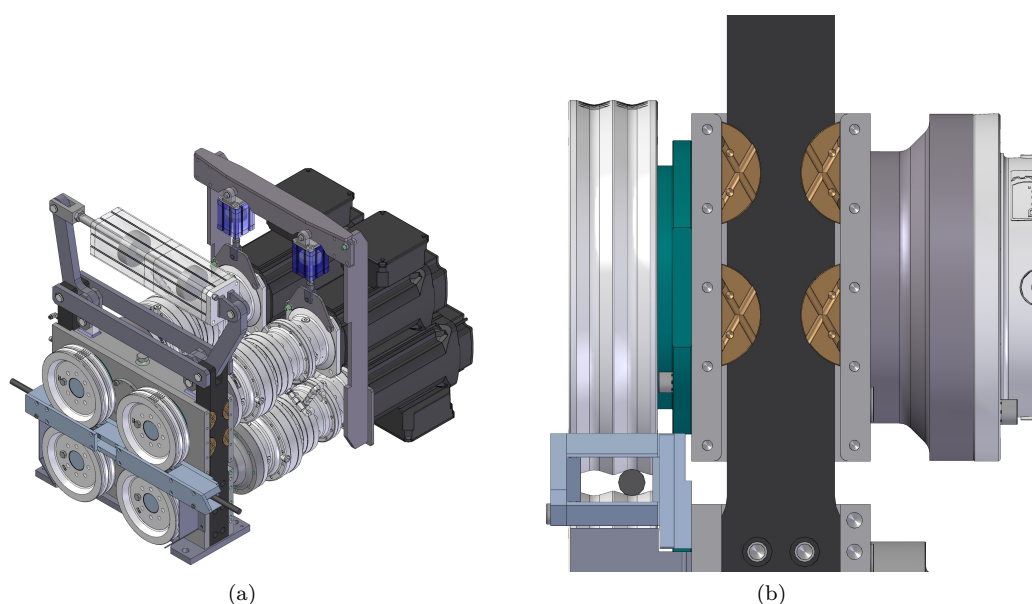


Figura 5.1: Design adattativo con guide avvitato

Vantaggi:

- Eliminazione del problema del mantenimento tolleranze con modifiche minime rispetto al design originale
- Sostituzione delle guide saldate con colonne avvitato (meno problemi di tensioni residue)
- Introduzione delle bronzine

Svantaggi:

- Montaggio dei cuscinetti non corretto
- Mantenimento delle scatole saldate
- Bagno d'olio su carpenteria metallica

- Cilindro in versione speciale che lavora in trazione
- Forza verticale non applicata esattamente sopra le ruote di traino
- Mantenimento della trasmissione ad ingranaggi superflua

Il punto di forza di questa soluzione costruttiva consiste nel fatto di poter essere realizzabile in breve tempo e con un impiego di risorse molto limitato. Nonostante ciò, risolve con facilità uno dei maggiori problemi legati a questo gruppo meccanico e con tutta probabilità ne riduce il costo perché permette di evitare le frequenti rilavorazioni della scatola inferiore date dalle non conformità. Per questi motivi, tale soluzione è considerata una buona alternativa da mettere in pratica nell'immediato in attesa di una riprogettazione più approfondita che elimini anche le restanti problematiche.

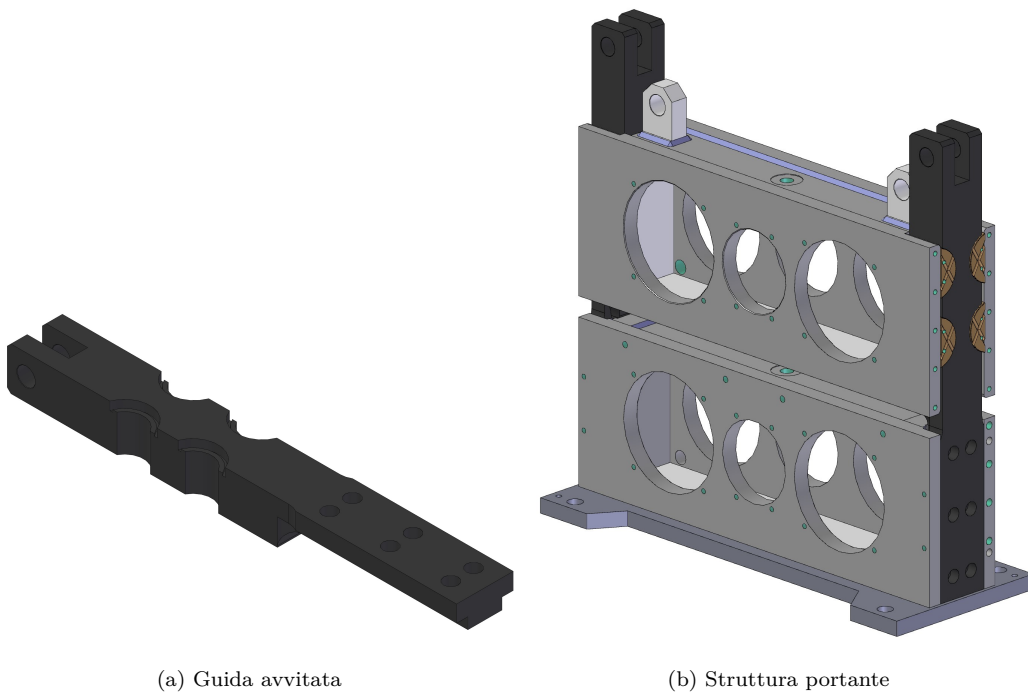


Figura 5.2: Particolari del design adattativo

5.2 Studio con bielle montate esternamente

L'idea alla base di questa bozza consiste nell'eliminare le lunghe protrusioni della scatola inferiore. Ricordando che sono queste le principali parti soggette alle difficoltà di mantenimento tolleranze, una loro rimozione verrebbe a coincidere con la risoluzione di uno dei maggiori problemi produttivi. Un sistema che guidi il movimento di traslazione verticale del traino va comunque previsto per garantirne il funzionamento. Spingendosi oltre, si è pensato di evitare nuovi pezzi che richiedessero la lavorazione di ampie superfici piane con tolleranze geometriche piuttosto strette, anche per ragioni di costo. La traslazione alto-basso non viene quindi più guidata dallo scorrimento relativo tra facce piane, quanto piuttosto tramite le rotazioni delle estremità di quattro bielle attorno a dei perni, due sono montate sul davanti e due si trovano nella parte posteriore. La lavorazione di precisione risulta limitata ai perni e ai fori delle bielle, con un guadagno in termini di semplicità.

Va comunque tenuto presente che mettendo in atto questa soluzione è impossibile effettuare uno spostamento verticale senza che si verifichi anche uno spostamento orizzontale. Per contenere il valore di quest'ultimo, è indispensabile che le bielle siano della maggior lunghezza possibile e che i perni siano ricavati vicino ai bordi delle scatole. Solo così si permette alla biella di descrivere, durante il suo movimento, un angolo rispetto all'orizzontale di dimensioni ridotte. Se così non fosse, durante la lavorazione del tondino si osserverebbe un disallineamento eccessivo fra le ruote di traino inferiori e superiori.

Altri elementi nuovi si trovano ai lati delle scatole del traino, nella posizione precedentemente occupata dalle guide della traslazione. Questi non hanno nessuna funzione di guida, ma essendo collegati alla parte inferiore e quindi fissa del traino, sono utili al fine di offrire un punto valido che possa fungere da fulcro delle leve.

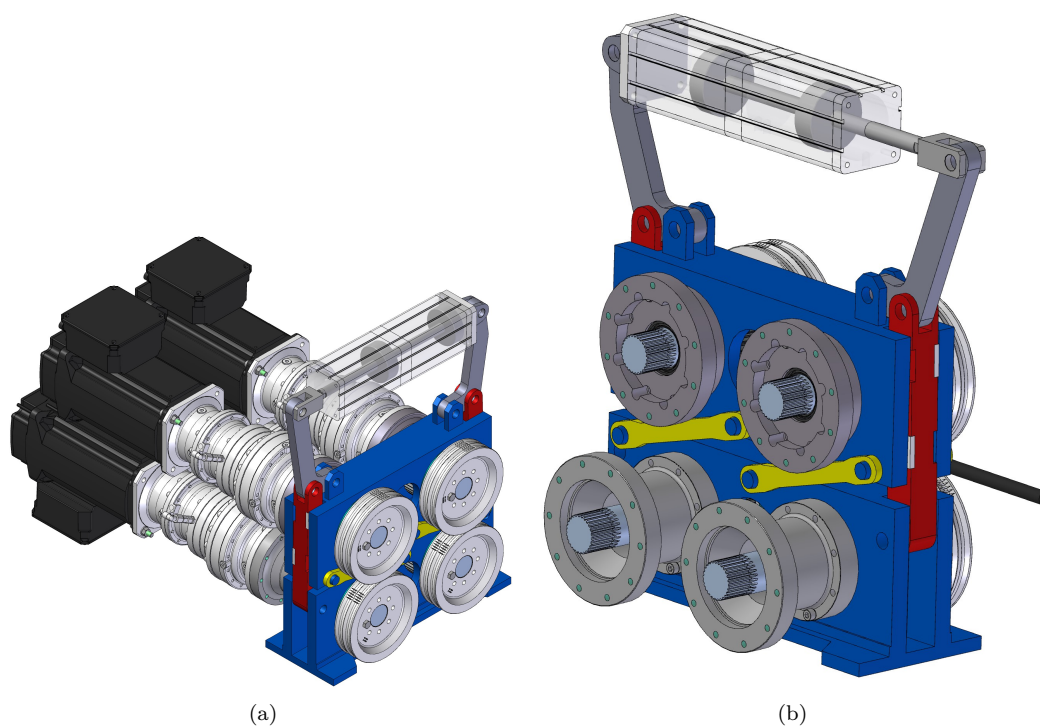


Figura 5.3: Studio con bielle montate esternamente

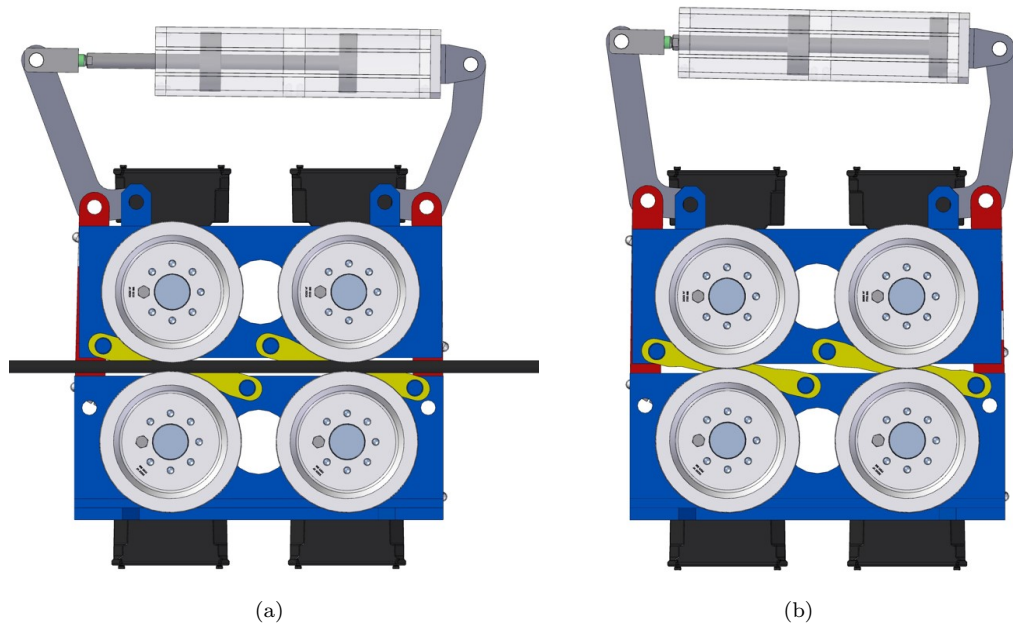


Figura 5.4: Viste frontali dello studio con bielle esterne

Vantaggi:

- Eliminazione delle protrusioni della scatola inferiore
- Traslazioni ricavate da rotazioni

Svantaggi:

- Disallineamento di circa 3 mm durante la lavorazione del tondino di diametro 20 mm
- Assenza di spazio per il guidafile
- Non risoluzione degli altri problemi
- Semplificazioni costruttive molto limitate

In merito al disallineamento, il valore di 3mm è comunque ritenuto accettabile, ma compare tra gli svantaggi perché costituisce comunque un passo indietro rispetto al traino originale, che non lo possedeva. Per quanto riguarda il nodo del guidafile, l'esperienza della ditta suggerisce che non se ne può fare a meno, perciò vista la mancanza di spazio ci si è interrogati sulla possibilità di rimuovere le due bielle anteriori, prevedendo un aumento di spessore di quelle posteriori. Al fine di verificare la bontà di tale azione in maniera più diretta è stato realizzato un modello semplificato delle due scatole e delle quattro bielle tramite stampa 3D di materiale plastico, in scala 1:3 (Figura 5.5). L'analisi del modello ha purtroppo confermato quanto sospettato: la rimozione delle bielle anteriori indebolisce oltre misura la struttura in termini di rigidità flessionale e torsionale.

L'esito della prova, unito agli altri svantaggi, ha spinto a ritenere inutile un ulteriore sviluppo di questa idea, che è stata quindi abbandonata.

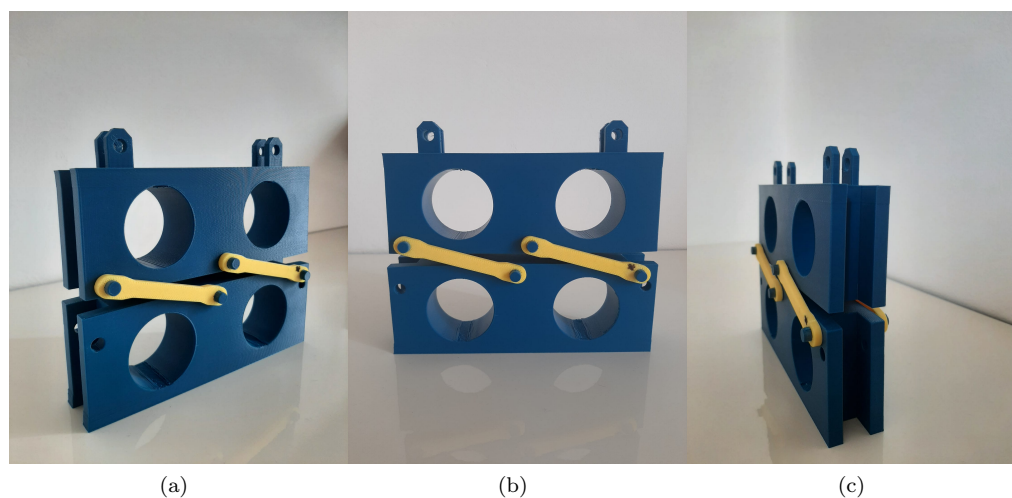


Figura 5.5: Modello stampato in 3D

5.3 Studio con bielle montate internamente

Il problema del guidafile riscontrato nella precedente soluzione costruttiva ha rappresentato uno degli spunti principali per la bozza qui presentata. L'idea delle bielle non è abbandonata del tutto: anche qui si continua ad indagare la possibilità di realizzare la traslazione verticale tramite delle rotazioni. Per fare posto anche al guidafile però, le bielle vengono spostate all'interno, lasciando libera la superficie esterna. Contemporaneamente le stesse bielle passano da quattro a due, ma con un significativo aumento di spessore. Al fine di ricavare dello spazio per questo nuovo posizionamento delle bielle e facendo caso anche agli altri punti rimasti irrisolti, si è pensato di rivedere pesantemente la forma interna delle scatole. Queste rimangono simili solo nell'aspetto esteriore, poiché in realtà non sono più realizzate come una carpenteria metallica saldata, ma piuttosto sono piene al loro interno, aprendo anche alla possibilità di essere prodotte tramite processi di fonderia susseguiti da lavorazioni di macchina. Si prevede anche un coperchio avvitato che offra una battuta meccanica per il bloccaggio assiale dei cuscinetti e una tenuta contro la fuoriuscita del grasso lubrificante degli stessi cuscinetti. L'elenco del resto dei componenti rimane invariato rispetto alla soluzione del Paragrafo [5.2](#)

La nuova geometria delle scatole porta certamente ad un aumento di peso delle stesse, che si è tuttavia disposti ad accettare in virtù di una maggiore semplicità costruttiva e dell'annullamento di altri svantaggi. In particolare le migliorie si registrano: sul bagno d'olio che viene eliminato; sul montaggio dei cuscinetti per i quali viene ripristinato quello corretto (Figura [5.6c](#)); sulla trasmissione ad ingranaggi che viene rimossa essendo superflua.

Vantaggi:

- Eliminazione delle protrusioni della scatola inferiore
- Traslazioni ricavate da rotazioni
- Montaggio corretto dei cuscinetti
- Eliminazione ingranaggi
- Eliminazione saldature e bagno d'olio

5.3 Studio con bielle montate internamente

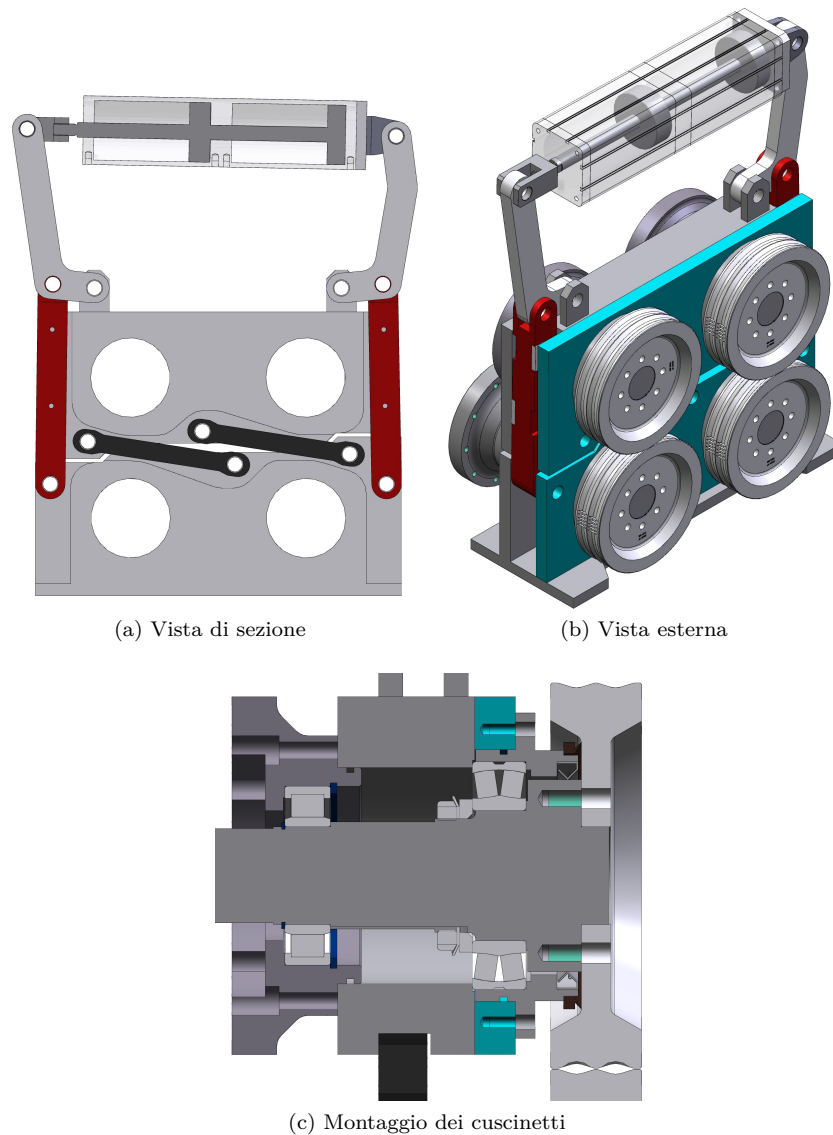


Figura 5.6: Studio con bielle montate internamente

Svantaggi:

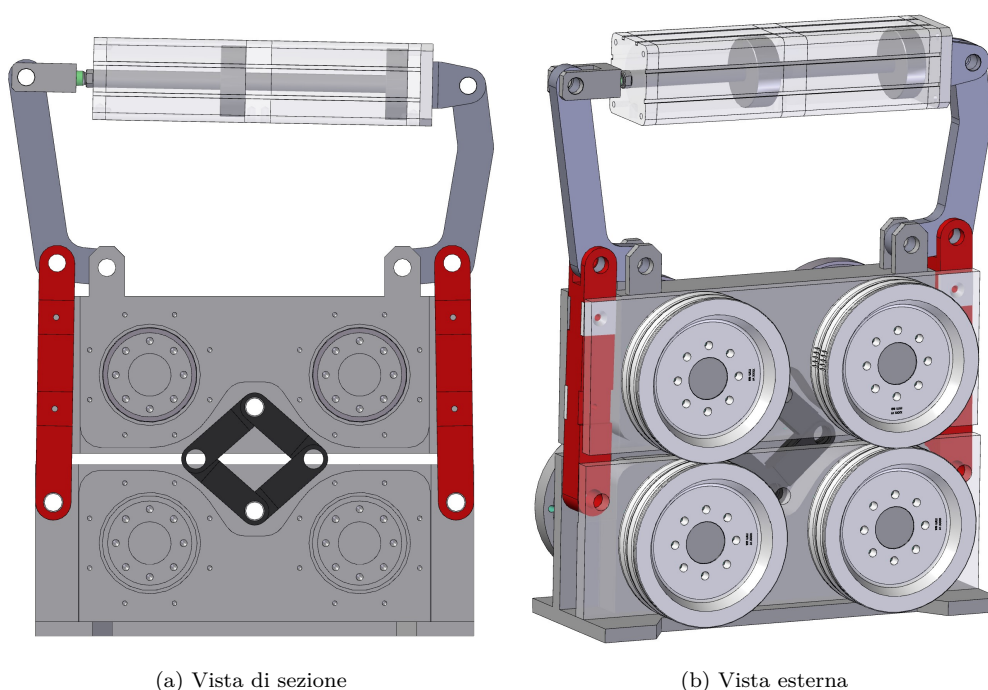
- Disallineamento di circa 3 mm durante la lavorazione del tondino di diametro 20 mm
- Risoluzione non completa dei problemi

I punti non risolti riguardano il cilindro (che rimane speciale) e il punto di applicazione della sua forza, caratteristiche rimaste ancora invariate rispetto al design originale. Prima di passare ad uno sviluppo ulteriore, viene deciso di esplorare altre idee.

5.4 Studio con bielle disposte a rombo

Questo studio rappresenta un ulteriore tentativo di sviluppo di una soluzione che contenga delle bielle. Quest'ultime sono comunque posizionate all'interno per lasciare spazio al guidafile, ma sono disposte in una geometria a rombo. Tale sistema permette di risolvere lo svantaggio legato al disallineamento delle ruote di traino durante la traslazione verticale, emerso nei precedenti studi. La forma delle scatole di traino è di concezione simile alle precedenti, la differenza risiede solamente nella geometria dello scavo interno necessario per fare posto alle bielle. Il resto dei componenti rimane invariato.

Se da un lato la nuova disposizione delle bielle elimina il disallineamento delle ruote di traino, dall'altro crea la necessità di guidare in qualche modo il movimento della scatola superiore: questa infatti, avrebbe la possibilità di oscillare essendo sostenuta soltanto in un unico punto centrale.



(a) Vista di sezione

(b) Vista esterna

Figura 5.7: Studio con bielle disposte a rombo

Vantaggi:

- Eliminazione delle protrusioni della scatola inferiore
- Traslazioni ricavate da rotazioni
- Montaggio corretto dei cuscinetti
- Eliminazione ingranaggi
- Eliminazione saldature e bagno d'olio

Svantaggi:

- Risoluzione non completa dei problemi (cilindro e punto di applicazione della forza)

- Necessità di prevedere un nuovo sistema di guida della traslazione

Il fatto di aver dato vita ad un nuovo svantaggio nel cercare di eliminarne un altro non viene visto, ovviamente, in maniera positiva. Tenendo in considerazione anche il resto dei problemi ancora non risolti, si decide di scartare anche questa soluzione costruttiva.

5.5 Studio con perno centrale

Questa bozza di design mette in pratica un cambiamento radicale nella parte superiore del gruppo di traino. Il concetto è quello di cercare di fare a meno di un unico grande elemento traslante (come era la scatola superiore); eliminare i lunghi elementi laterali e, parallelamente, rivedere in chiave migliorativa tutto il sistema di spinta legato al cilindro pneumatico.

Il risultato vede la presenza di un grande perno centrale sostenuto da due supporti fissati sulla scatola inferiore del traino. Il perno funge da centro di rotazione per i due nuovi elementi visibili in Figura 5.8. Questi integrano al loro interno le funzioni precedentemente svolte dalla scatola superiore e dalle leve, infatti ospitano gli alloggiamenti dei cuscinetti per il sostegno dell'albero di traino, inoltre una loro estremità è libera di ruotare attorno al perno centrale, mentre l'altra è connessa al cilindro di spinta. In questo modo viene appunto esercitata anche la funzione di leva.

I due nuovi elementi in realtà reintroducono l'utilizzo di componenti saldati ma, date le dimensioni più contenute e l'assenza di grandi superfici estese, si può dire con tutta probabilità che i problemi legati alle tensioni residue si presentino in misura molto minore.

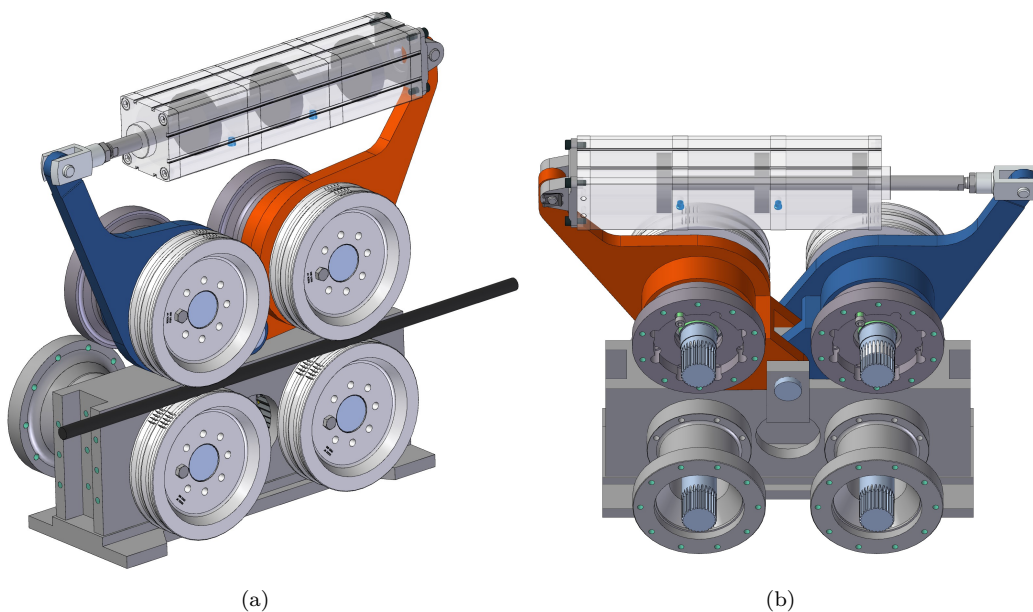


Figura 5.8: Studio con perno centrale

Si noti come, anche in questo caso, la traslazione verticale delle due ruote di traino superiori sia ottenuta esclusivamente tramite delle rotazioni e come risulti cambiata la direzione di lavoro del cilindro pneumatico che ora offre il suo effetto utile durante il moto di spinta. Ciò nonostante, le variazioni proposte portano con sé anche dei lati negativi. In primo luogo, non viene ancora risolto il problema di applicazione della forza verticale, secondo cui il cilindro

non è allineato (se visto lateralmente) sopra le ruote di traino ma piuttosto è spostato indietro. In secondo luogo, il rapporto di leva è diminuito, per cui il cilindro deve sviluppare più forza, infatti è stata scelta di nuovo una versione speciale, questa volta a triplo stadio (o tripla camera). L'ipotesi di aumentare la lunghezza delle leve è stata subito scartata perché avrebbe comportato un aumento degli ingombri in altezza ma anche in larghezza a cilindro aperto (visto che la corsa necessaria sarebbe risultata nettamente maggiore). Infine va considerato che fra la posizione di riposo e quella di lavoro si verifica anche uno spostamento orizzontale dei due assi di traino superiori, che dà origine ad un disallineamento, tra le ruote superiori e inferiori, fino a 7 mm, valore addirittura superiore a quello visto nelle soluzioni dei Paragrafi 5.2 e 5.3.

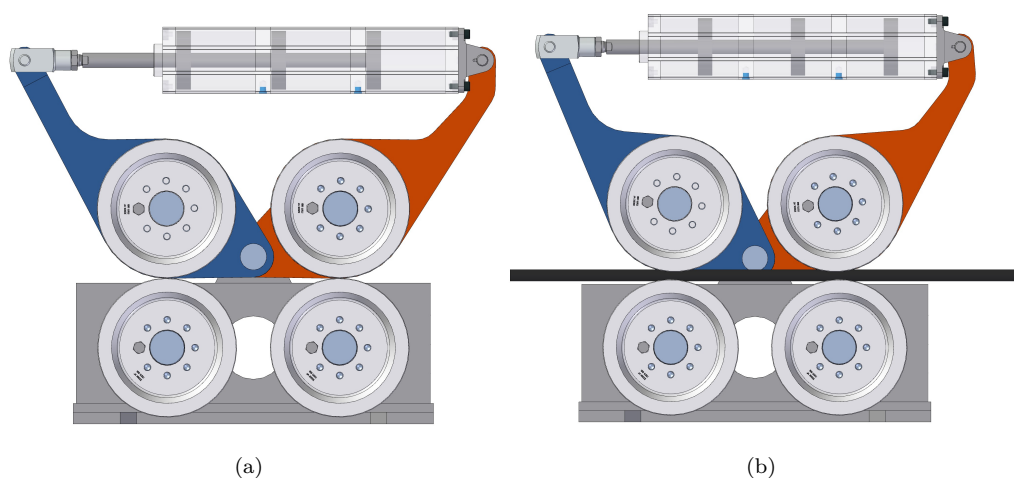


Figura 5.9: Viste frontali dello studio con perno centrale

Vantaggi:

- Eliminazione della scatola superiore
- Traslazioni ricavate da rotazioni
- Montaggio corretto dei cuscinetti
- Eliminazione ingranaggi
- Eliminazione bagno d'olio
- Cilindro pneumatico che lavora in spinta

Svantaggi:

- Disallineamento di circa 7 mm durante la lavorazione del tondino di diametro 20 mm
- Cilindro pneumatico speciale a tre stadi
- Problema del punto di applicazione della forza verticale
- Scatola inferiore rimasta invariata

Nonostante la soluzione presentasse degli spunti interessanti, il disallineamento venutosi a creare è giudicato eccessivo. Inoltre il fatto che il cilindro lavori in spinta non porta ad un vero vantaggio (l'obiettivo è la standardizzazione dei componenti), visto che serve comunque una versione speciale a tre camere. Entrambi i fattori hanno spinto verso un abbandono immediato di questo studio, fatto che spiega anche perché la parte inferiore del traino sia rimasta praticamente invariata, mentre anch'essa avrebbe potuto subire delle modifiche migliorative. In generale questo studio viene reputato non adatto per questo tipo di traino per via delle elevate forze in gioco, ma offre degli spunti potenzialmente validi per gruppi di traino pensati per diametri più piccoli.

Capitolo 6

Nuovi design

6.1 Design a quattro motori

L'esperienza accumulata durante i primi tentativi di modifica del gruppo di traino visti nel Capitolo 5, porta alla progettazione più consapevole di nuove soluzioni. Queste, dato l'iniziale giudizio positivo su di esse, vengono maggiormente sviluppate fino ad un grado di dettaglio tale da poter produrre un primo prototipo da sottoporre a test.

Il primo di questi design è quello a quattro motori.

Date le complicazioni precedentemente emerse, si giunge ad una bocciatura dell'idea di realizzare la traslazione verticale tramite delle rotazioni. Tutto ciò non significa il ritorno alla lavorazione di precisione di grandi superfici piane, perché viene utilizzato il principio delle bronzine descritto nella Sezione 5.1. Così facendo, torna valida la geometria costruttiva che comprende una parte bassa fissa e una superiore mobile, guidata nel movimento da due guide laterali. Il ritorno a tale concetto non è comunque da vedersi come un passo indietro poiché realizzato alla luce di nuove assunzioni e accorgimenti volti ad eliminarne i difetti già discussi.

In questo prototipo ogni asse possiede una motorizzazione propria, indipendente dalle altre. I riduttori e i motori sono ancora montati posteriormente a sbalzo, poiché questo posizionamento non ha mai dato particolari problemi e risulta comodo per produzione e assemblaggio dell'intero gruppo. Una differenza sostanziale è invece rappresentata dal posizionamento dei due cilindri pneumatici, situati nella zona posteriore accanto agli assi motori, in sostituzione dell'unico cilindro collocato in precedenza sopra tutto il gruppo. In generale, tutte le parti che costituiscono questo nuovo design del gruppo di traino sono di nuova concezione, ognuna disegnata curandosi di mettere in pratica le migliorie prefissate e sempre con attenzione alla facilità di produzione, nonché alla stima del loro costo di fabbricazione e assemblaggio.

6.1.1 Superamento dei principali problemi

- 1) Mantenimento tolleranze e tensioni residue.

La questione viene risolta eliminando completamente ogni pezzo saldato dal gruppo, optando piuttosto per sole parti lavorate per asportazione di truciolo. Le uniche tensioni residue saranno così quelle derivanti dalle lavorazioni di macchina, in genere di entità piuttosto modesta. In ogni caso si punta anche a ridurre al minimo tutte quelle tolleranze geometriche che implicino la lavorazione di precisione di superfici molto estese, fatto che porta a maggior difficoltà e costo delle lavorazioni stesse.

- 2) Olio di lubrificazione.

Ogni asse di traino possiede la propria coppia di motore e riduttore, per cui la trasmis-

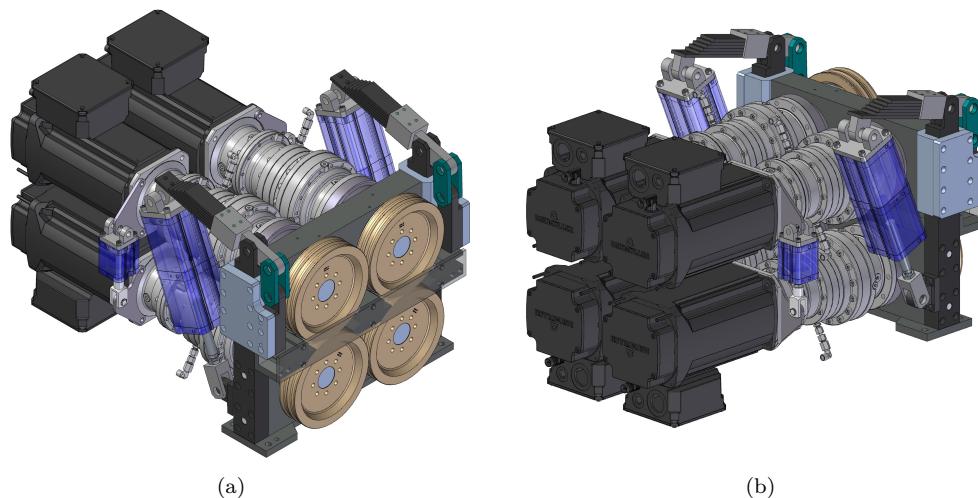


Figura 6.1: Design a quattro motori

sione meccanica ad ingranaggi è stata rimossa. L'olio di lubrificazione, che era utile soprattutto per le ruote dentate, non ha quindi più motivo di rimanere. Considerato però che nel design originale l'azione di lubrificazione dell'olio tornava utile anche per i cuscinetti di sostegno dell'albero di traino, in questo caso è necessario prevedere un tipo diverso di lubrificazione per essi. Si passa quindi all'utilizzo del grasso e si verifica, tramite il software *SKF Bearing Select*, che l'intervallo di tempo intercorso tra due successive rilubrificazioni sia sufficientemente ampio. Inserendo i dati sulle condizioni di lavoro (pulizia dell'ambiente), tipo e dimensioni di cuscinetti e carichi esterni, si ottiene che il cuscinetto posteriore (lato riduttore) necessita di 15 grammi di grasso ogni 8.030 ore di funzionamento, mentre per quello anteriore (lato ruota) servono 46 grammi ogni 7.720 ore. L'intervallo di tempo è paragonabile a circa la metà della vita a fatica dei cuscinetti e perciò è ritenuto ampiamente accettabile.

3) Montaggio dei cuscinetti.

Viene ripristinato il montaggio dei cuscinetti corretto. Quello anteriore funge da cerniera effettuando il bloccaggio assiale e sopportando eventuali carichi accidentali in tale direzione, oltre a quelli radiali; quello posteriore svolge invece il ruolo di carrello reggendo soltanto carichi radiali. Come si ricorda dal Capitolo 3, lo schema delle forze è riconducibile ad una trave con due appoggi e un carico concentrato applicato a sbalzo ad una delle estremità. La distanza tra gli appoggi è di 69 mm, la distanza del carico dall'ultimo appoggio è di 62 mm. La forza che carica la struttura è la risultante della forza di schiacciamento e della forza tangenziale di traino agente su ogni ruota, ed è pari a 34,76 kN. Una volta calcolate le reazioni vincolari sugli appoggi si passa alla scelta dei cuscinetti dal catalogo SKF. Come cuscinetto anteriore viene scelto l'orientabile a rulli denominato 21316 E (coefficiente di carico dinamico $C = 331$ kN), per il quale si ottiene una durata di 16.129 h considerando una velocità di esercizio costante di 242 rpm. Procedendo analogamente, si sceglie il cuscinetto RNU 2212 ECP ($C = 146$ kN) a rulli cilindrici e senza anello interno per ragioni di ingombri, il quale restituisce una durata teorica di 12.575 h. Entrambi i valori di durata sono compatibili con le 10.000 h impostate come minimo ammissibile.

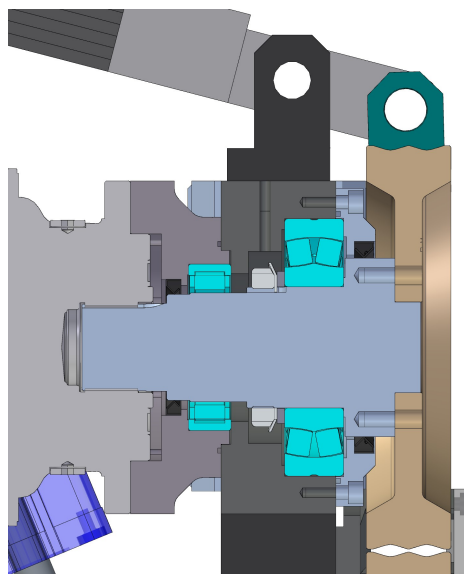


Figura 6.2: Montaggio dei cuscinetti

- 4) Cilindro pneumatico in versione speciale.
Viene osservato, raccogliendo dati dall'ufficio acquisti, che il costo di un cilindro realizzato come speciale è superiore a quello di due cilindri standardizzati presenti a catalogo, che presentino comunque lo stesso alesaggio e lo stesso numero di camere. Questo dato apre alla possibilità di posizionare i suddetti cilindri nella parte posteriore, quasi completamente nascosti dalla struttura del traino, in uno spazio che si viene a creare anche a grazie alla riduzione dell'interasse delle ruote, resa possibile dall'eliminazione della trasmissione ad ingranaggi. In questa nuova configurazione i cilindri lavorano in spinta, situazione da preferire anche per aumentarne il rendimento, azionando delle leve meccaniche, comunque necessarie per aumentare la forza sviluppata. Inoltre vengono montati a testa in giù per diminuire le possibilità di accumulo, nella zona della guarnizione dello stelo, della polvere e delle altre impurità presenti nell'ambiente. Infine un altro grande vantaggio è quello di permettere un notevole risparmio di spazio in altezza, caratteristica cruciale poiché si ripercuote anche sul disegno della carrozzeria dell'intera macchina.
- 5) Punto di applicazione della forza di schiacciamento.
Viene corretto anche questo difetto, in parte grazie al nuovo posizionamento dei cilindri. Dalla vista laterale (Figura 6.3) si nota facilmente come l'estremità della leva non collegata al cilindro sia allineata verticalmente con il piano mediano della ruota di traino. Tale caratteristica permette di sottoporre l'albero di traino a minori sollecitazioni di flessione. In secondo luogo, nel caso di lavorazione di due tondini contemporaneamente, determina una trainata più uniforme, diminuendo le possibilità che una delle due barre risulti più lunga o più corta dell'altra di qualche millimetro.
- 6) Ingranaggi superflui.
Data la loro confermata inutilità, le ruote dentate vengono semplicemente rimosse, con conseguente semplificazione dei componenti precedentemente connessi ad esse e diminuzione del numero di parti da acquistare o produrre: oltre agli ingranaggi vengono

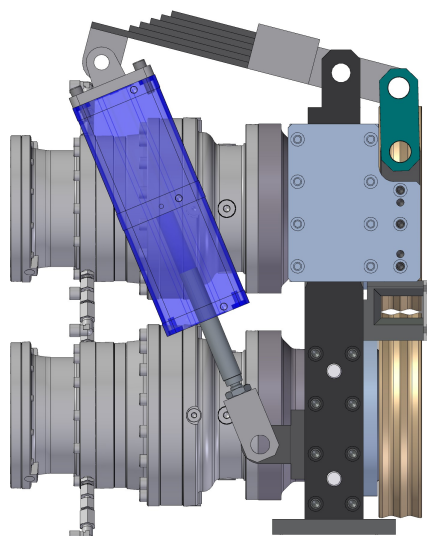


Figura 6.3: Vista laterale

infatti eliminati i relativi alberi, cuscinetti, anelli elastici Seeger, flange per battute meccaniche, guarnizioni O-ring.

7) Usura ruote di traino.

Le ruote di traino sono prodotte in acciaio per utensili altolegato (acciaio al Cr, Mo e V) con buone caratteristiche di resistenza ad usura (sia abrasiva che adesiva), buona resistenza alla scheggiatura, elevata durezza superficiale. Nonostante la qualità del materiale, le condizioni gravose di lavoro fanno sì che le ruote siano uno dei componenti con usura più rapida. Un piccolo accorgimento qui messo in pratica è quello di aumentare il diametro della ruota da 230 a 260 mm, al fine di aumentare il numero di chilometri di tondino lavorato a parità di giri effettuati dalla ruota e quindi dilatare l'intervallo di tempo tra due sostituzioni consecutive. Se invece, come in questo caso, si decide di lasciare pressoché invariati i giri/minuto dell'albero di traino, con una ruota di diametro maggiore si ottiene un incremento della velocità impressa al tondino (velocità tangenziale della ruota), conseguendo un incremento di prestazioni. Il guadagno non risiede così nel maggior tempo intercorso prima del rimpiazzo del componente, ma piuttosto nella maggiore produttività conseguita nello stesso periodo di tempo.

6.1.2 Dettagli costruttivi

Piastre

Prendono il posto di quelle che fino ad ora sono state chiamate scatole, e costituiscono parte della struttura portante del gruppo di traino. Non si presenta più la necessità di avere una cavità interna come nelle vecchie scatole, perciò questi componenti possono essere ricavati da una lamiera grezza opportunamente spessa. A tal fine durante la progettazione si è cercato di contenere il più possibile lo spessore e dopo azioni di ottimizzazione si è arrivati ad uno spessore finale di 76 mm, che permette di partire da un grezzo spesso 80 mm. Il materiale scelto è l'S275JR (chiamato anche Fe430B), un acciaio da costruzione per usi generali. Nel caso in cui il prototipo venga effettivamente adottato per i traini delle macchine

di serie, prodotte in tante unità all'anno, le piastre si prestano anche ad un possibile ciclo di fabbricazione costituito da processo di fonderia seguito da lavorazioni di macchina. Venendo alla geometria del pezzo, si notano i diversi scavi concentrici per fare spazio all'albero di traino e i relativi cuscinetti. Nella parte anteriore i fori filettati servono per il fissaggio di una flangia che completa il bloccaggio assiale del cuscinetto e ospita una tenuta. I fori nella parte posteriore sono invece utilizzati per centraggio e fissaggio della flangia porta riduttore. Sulla faccia superiore si notano dei fori di ingrassaggio per la lubrificazione dei cuscinetti. In generale osservando i componenti (Figura 6.4) è percepibile la semplicità costruttiva rispetto alle scatole saldate, considerando anche che il processo produttivo di queste piastre è completamente automatizzato.

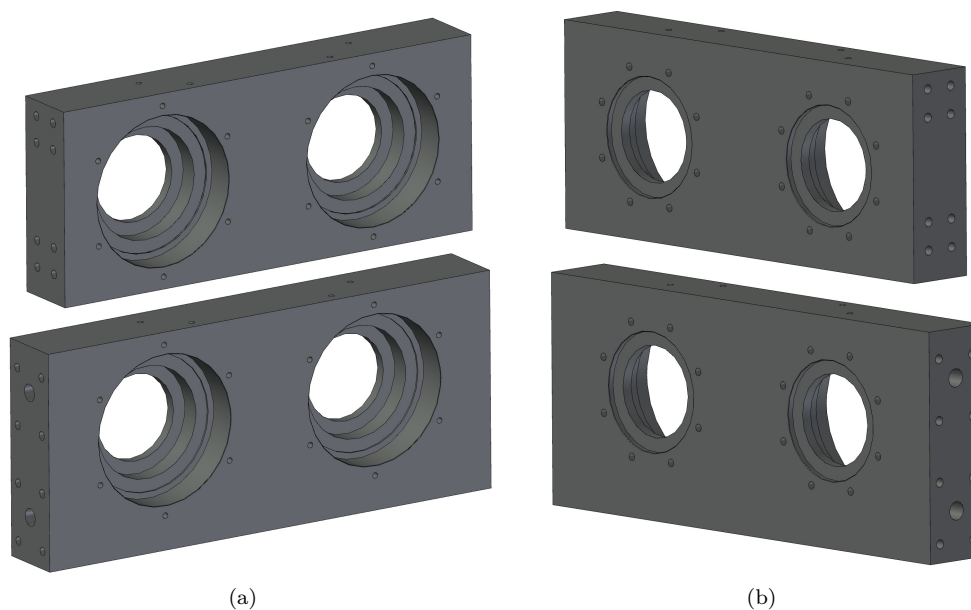


Figura 6.4: Piastre

Elementi di guida della traslazione

Le parti che fungono da guida per la traslazione verticale sono tutte realizzate per asportazione di truciolo ma la base di partenza non è un componente saldato come in precedenza. I primi elementi da analizzare sono le parti ai lati del gruppo di traino che si sviluppano in altezza, che per comodità chiameremo colonne (Figura 6.5). Anch'esse sono realizzate in acciaio S275JR e presentano dei fori nella parte bassa per il fissaggio con viti alla piastra inferiore fissa, mentre all'estremità opposta è ricavato uno scavo per il perno che farà da fulcro alla leva meccanica della spinta verticale. Gli altri evidenti scavi servono invece per l'accoppiamento con le bronzine. I fori rimanenti sulla faccia laterale sono per spine e viti per l'assemblaggio del guidafile.

Le altre parti che completano il sistema di guida sono i due elementi "a C" fissati ai lati della piastra superiore (Figura 6.6). Sulle due facce interne individuate dall'ampio scavo effettuato su di essi, avviene il contatto acciaio-bronzo che diventa movimento relativo durante la traslazione. Al fine di evitare l'usura di questo componente viene scelto un materiale con una durezza superficiale maggiore come il C40 bonificato. La struttura traslante del

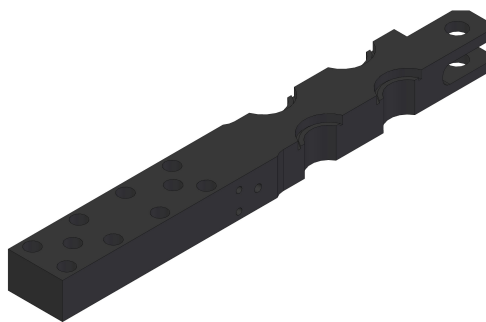


Figura 6.5: Colonna

traino è costituita da più parti assemblate (piastra superiore e due guide "a C") a causa della differenziazione di materiale prevista e perché i due elementi di guida possiedono uno spessore maggiore che vincolerebbe anche quello della piastra se i componenti fossero accorpati in un'unica parte.

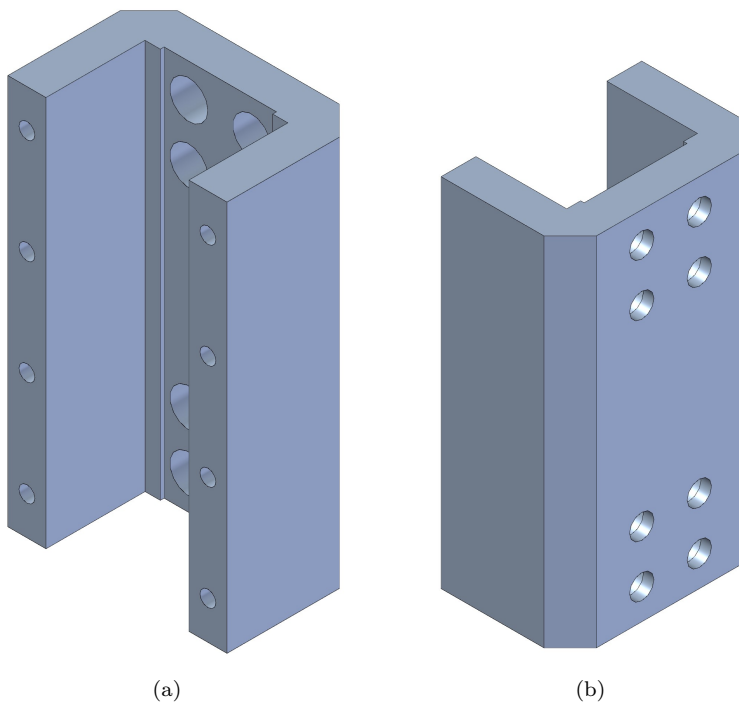


Figura 6.6: Guide "a C"

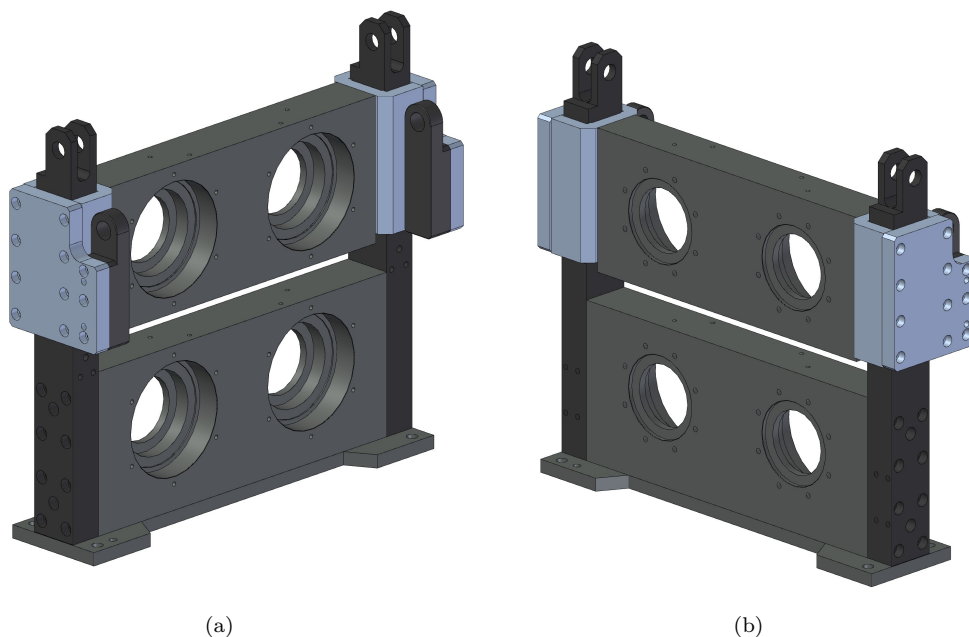


Figura 6.7: Struttura portante design a quattro motori

Leva meccanica

Un leveraggio si rende comunque necessario per moltiplicare la forza di spinta dei cilindri pneumatici che altrimenti risulterebbe insufficiente. Come già detto il fulcro della leva è costituito da un perno posizionato all'estremità della colonna. Ad una delle estremità della leva agisce il cilindro, mentre l'altra spinge su due bielle che a loro volta trasferiscono la forza su un blocchetto avvitato, solidale alla piastra superiore. Dalla Figura 6.3 si nota che la leva non è costituita da un'unica parte ma è bensì modellata come una molla a balestra. La motivazione di tale scelta nasce dalla volontà di migliorare un ulteriore aspetto. Il passaggio del ferro nervato sotto le ruote di traino produce infatti delle vibrazioni ad alta frequenza. Queste si propagano in tutti gli elementi rigidi in acciaio, trovando l'elemento più cedevole nel cuscinetto d'aria del cilindro pneumatico e rischiando di tradursi in un movimento alternato dello stelo di piccola ampiezza. Le oscillazioni dello stelo, dipendenti dalla velocità di risposta del sistema pneumatico, non potranno mai arrivare alle alte frequenze sviluppate dalle nervature del tondino: nella peggiore delle ipotesi si potrebbe verificare un distacco ad intervalli casuali tra le ruote e il ferro in lavorazione. Va poi considerato che un movimento alternato dello stelo, ripetuto in maniera continuativa per tanti cicli, può tradursi in surriscaldamenti e usura precoce delle guarnizioni e degli elementi in moto relativo, per questo anche i costruttori di attuatori pneumatici raccomandano di isolare il cilindro dalle vibrazioni, magari facendole sostenere dai relativi elementi di fissaggio. Tali osservazioni motivano la scelta di introdurre volutamente un elemento cedevole come la molla a balestra (Figura 6.8).

La condizione da rispettare nella progettazione della molla è quella di giungere ad un compromesso tra cedevolezza, per poter oscillare correttamente, e rigidità, per riuscire in ogni caso a trasferire la forza necessaria, comportandosi a tutti gli effetti da leva. Per il dimensionamento si calcola innanzi tutto la forza trasmissibile dalla molla tramite la formula

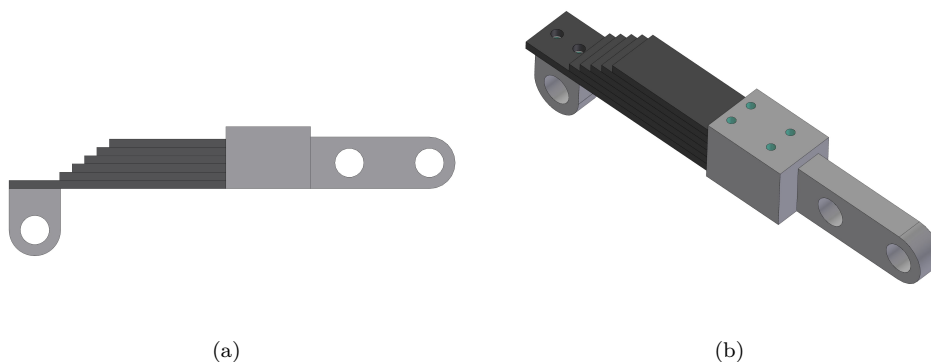


Figura 6.8: Leva meccanica con molla a balestra

$$F = \frac{3 E I}{L^3} \cdot f \quad (6.1)$$

verificando che il valore ottenuto sia almeno pari a quello della forza sviluppata dal cilindro pneumatico.

Il momento d'inerzia I è quello della sezione rettangolare, calcolato come:

$$I = \frac{b_0 h_0^3}{12} \quad (6.2)$$

in cui b_0 è la larghezza della singola lamella moltiplicata per il numero di lamelle, h_0 è lo spessore delle lamelle. In questo caso si è optato per 6 lamelle di spessore 8 mm, larghe 50 mm e lunghe 210 mm. La freccia imposta è di 10 mm.

In seguito si calcola la tensione che si sviluppa nella molla:

$$\sigma = \frac{F L}{W_f} \quad (6.3)$$

e si verifica che sia minore del valore ammissibile precedentemente imposto, qui preso pari ai $2/3$ della tensione di snervamento.

Parallelamente alla versione con molla a balestra, ne è stata sviluppata una seconda con molla elicoidale che presenta il vantaggio di utilizzare un componente commerciale standardizzato a fronte però di un maggior numero di pezzi.

Una terza variante non include invece alcuna molla, possedendo una più classica leva di tipo rigido. Questo modello rappresenta una valida alternativa nel caso in cui i primi test del prototipo con molla a balestra non dovessero dare i risultati sperati.

Componenti commerciali

Vengono utilizzati quattro servomotori elettrici *Baumüller* (DSD2-100MO64W-30-54) raffreddati a liquido. Essi forniscono una coppia nominale di 99 Nm a 3000 rpm e una coppia massima di spunto di 165 Nm. La potenza elettrica installata totale si attesta sui 138 KW, valore minore rispetto a quello del traino originale (157 KW) che è anche meno prestante in termini di velocità di traino.

I riduttori accoppiati ai motori sono degli epicicloidali *Rossi* (2EL 006A, 12.4Y) a doppio

stadio di riduzione con rapporto totale di trasmissione di 12,4. La coppia massima in uscita per avere una durata di 10.000 h è indicata dal costruttore pari a 3100 Nm. La nostra applicazione verifica tale valore con coefficiente di sicurezza di 2,61.

I cilindri pneumatici sono tandem (a due stadi) con alesaggio 100 mm e corsa 100 mm, del costruttore *Camozzi*. Il catalogo riferisce che essi sviluppano una forza di 8317 N.

Altri due cilindri pneumatici di taglia più piccola (alesaggio 63 mm) trovano posto nella parte posteriore: grazie alla forza sviluppata annullano il peso dei motori e riduttori montati a sbalzo che altrimenti solleciterebbero eccessivamente le guide per la traslazione, soprattutto nel caso di utilizzo di bronzine.

6.1.3 Riepilogo

L'adozione del design a quattro motori porta con sé i seguenti benefici:

- Maggiore semplicità costruttiva
- Minor numero di pezzi
- Assemblaggio facilitato
- Assenza di scatole saldate, sostituite da piastre lavorate di spessore 76mm
- Assenza dell'olio di lubrificazione
- Ripristino del corretto montaggio dei cuscinetti
- Sistema di traslazione con contatto acciaio-bronzo
- Minore interasse orizzontale fra gli assi di traino
- Maggiore diametro della ruota di traino
- Cilindro versione standard che lavora in spinta
- Forza di schiacciamento applicata nel punto giusto
- Possibilità di inserire elemento elastico nella leva (molle)
- Minore ingombro in altezza
- Maggiori prestazioni

Nonostante ciò vanno considerati anche alcuni punti a sfavore:

- Utilizzo di un cilindro pneumatico aggiuntivo
- Maggiore distanza tra assi di traino e raddrizzatore

Quest'ultimo punto deriva da considerazioni che includono anche gli altri gruppi meccanici che interagiscono con il traino, in particolare l'unità raddrizzatrice che è posizionata immediatamente dopo. Aumentando troppo lo spazio tra le ultime ruote di traino e le prime ruote di raddrizzatura si incrementa il tratto non guidato del tondino in lavorazione. Il fenomeno è immaginabile come una trave (il tondino) incastrata ad una estremità (le ruote di raddrizzatura) e con un carico longitudinale applicato all'estremità libera (forza tangenziale di traino). Tutto ciò rende non particolarmente adatto questo nuovo prototipo

per la lavorazione di diametri estremamente piccoli (6 e 8 mm) poiché si andrebbe incontro a fenomeni di instabilità elastica. Rimane comunque la bontà del prototipo che è studiato per essere utilizzato indifferentemente su macchine raddrizzatrici, staffatrici e sagomatrici per un totale di tre macchine della gamma, portando ad un risparmio in termini economici (come si vedrà nel Capitolo 7) di rilievo considerando le decine di unità realizzate ogni anno.

Il range di macchine accomunate da questo tipo di traino può salire a sei, includendo anche quelle di taglia “16”. Per queste rimarranno validi la maggior parte dei componenti a disegno, mentre occorrerà effettuare una nuova scelta di motori, riduttori e cilindri pneumatici per evitare che il prodotto sia eccessivamente sovradimensionato. Tali modifiche non sono state affrontate in questa sede.

A livello di prestazioni si riportano i seguenti dati:

- Forza di schiacciamento totale max: **32,64 KN**
- Forza di traino tangenziale sviluppata max: **35,1 KN**
- Velocità max tondino: **198 m/min**

Dimensioni rilevanti:

- Larghezza totale: **744 mm**
- Altezza complessiva: **693 mm**
- Altezza di interesse (dal tondino all'estremità superiore): **405,5 mm**
- Distanza asse di traino – bordo laterale: **199 mm**

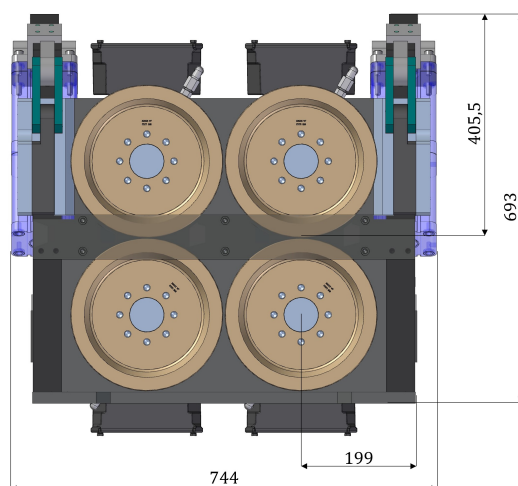


Figura 6.9: Dimensioni rilevanti design a quattro motori

6.2 Design a due motori

L'idea di un gruppo traino che disponga di due soli motori nasce dalla consapevolezza dell'alto costo di tali componenti. Pertanto l'acquisto di un numero inferiore di motori, nonostante comporti la fabbricazione di un numero maggiore di componenti a disegno, dovrebbe portare ad una riduzione costi significativa. La progettazione di questo prototipo vuole indagare proprio questo aspetto, oltre a porsi come obiettivo ugualmente importante quello di apportare delle significative migliorie rispetto al traino originale e di fornire una alternativa differente rispetto al design a quattro motori.

Dato quindi per assodato l'utilizzo di due motori con i relativi riduttori, si conclude che l'utilizzo di quattro ruote motrici rimane necessario al fine di limitare la taglia (e quindi il costo) e le dimensioni dei suddetti componenti. Da ciò deriva il bisogno di includere una trasmissione meccanica.

Dopo una breve fase di studio, vengono scartate le opzioni di trasmissione a cinghia, per l'impossibilità di trovare componenti standardizzati adatti per i carichi in gioco, e le trasmissioni a catena perché, sempre per via dei carichi, si sarebbe dovuto ricorrere ad una catena almeno doppia, con conseguente progettazione di una adeguata scatola contenitiva piuttosto profonda, per la quale l'opzione migliore ricade di nuovo su una carpenteria metallica saldata e lavorata, che invece si vuole evitare.

L'alternativa migliore è quindi quella di un sistema di ruote dentate di nuova progettazione, che tenga però conto delle difficoltà realizzative del gruppo di traino originale, superandole. Per la lubrificazione degli ingranaggi non si può fare a meno di tornare all'utilizzo dell'olio, la cui quantità viene comunque minimizzata. A differenza del traino originale di partenza, qui la presenza di una trasmissione ad ingranaggi e il relativo lubrificante non è da vedersi come una complicazione inutile, quanto piuttosto come una soluzione essenziale per perseguire una importante riduzione costi.

Inoltre, come si vedrà nel capitolo, con questa opzione costruttiva si apre la possibilità di creazione di una base comune che può essere montata su macchine di taglia diversa a seconda del kit di componenti assemblato su di essa.

In merito alla struttura costruttiva, viene confermato anche su questo design il sistema di traslazione che coinvolge le bronzine e il posizionamento dei cilindri (anche qui sono due) nella zona posteriore.

Anche in questo caso tutti i componenti modellati in 3D sono di nuova concezione e presentano caratteristiche che mettono in pratica tutti le migliorie previste a livello di funzionalità e semplicità di fabbricazione, nonché di convenienza economica.

Eccezione fatta per la trasmissione ad ingranaggi che torna ad essere presente, tutti punti a sfavore della versione di partenza vengono superati, in maniera analoga a quanto avveniva nel design a quattro motori.

Nella fattispecie:

- Per quanto riguarda le tensioni residue e il mantenimento tolleranze, anche qui non sono previste scatole saldate, eliminando il problema alla radice.
- I cuscinetti sono posizionati e vincolati in maniera corretta, sia sugli alberi motori che su quelli condotti.
- I cilindri pneumatici per la forza di schiacciamento sono ora due, di tipo standard e posizionati dietro la struttura principale, accanto ai riduttori

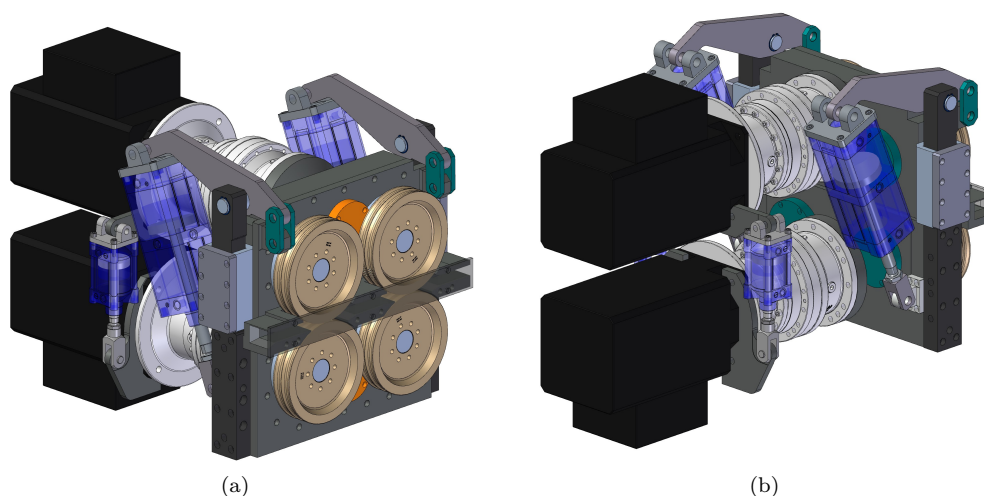


Figura 6.10: Design a due motori

- Le leve meccaniche scaricano la loro forza su un perno allineato con il piano mediano delle ruote di traino, se osservate dalla vista laterale. Il perno scarica la forza sulla parte mobile del traino tramite un blocchetto solidale alla scatola superiore
- L'utilizzo di ruote di diametro 260 mm è confermato anche in questo prototipo

6.2.1 Dettagli costruttivi

Scatole

I due principali elementi della struttura tornano a chiamarsi scatole vista la loro funzione contenitiva degli ingranaggi e del relativo olio di lubrificazione. A differenza di quelle del gruppo di traino originale, questa volta tali componenti sono composti da una piastra lavorata e da un coperchio anteriore avvitato. La piastra è ricavabile da un laminato di spessore 90 mm, che dopo le lavorazioni vedrà questo valore scendere ad 82. Come per il traino a quattro motori, anche qui si è cercato di contenere al massimo l'ingombro in profondità per poter partire da un grezzo non eccessivamente spesso. Come materiale viene sempre utilizzato l'acciaio da costruzione S275JR. La grande cavità interna è creata al fine di ottenere lo spazio necessario agli organi meccanici (ingranaggi, alberi, cuscinetti,...) ed è ottimizzato per ridurre al minimo la quantità di olio da introdurre. Così facendo, la porzione di materiale asportato durante la lavorazione di macchina diminuisce, a vantaggio dei tempi e dei costi di lavorazione, considerando che il peso del componente può essere ritenuto un aspetto secondario in questa fase. Per avere una stima della quantità di olio lubrificante risparmiato, ci si è serviti di alcune funzionalità del programma CAD. Utilizzando le intersezioni tra parti solide e superfici di taglio opportunamente posizionate, Solid Edge è infatti in grado di creare un nuovo solido che occupi gli spazi interni lasciati precedentemente vuoti. Tale solido rappresenta quindi il contenuto di olio all'interno della scatola, considerando anche la presenza di tutti gli altri organi meccanici interni. Estrapolando il volume del nuovo solido così creato tramite un semplice comando e moltiplicando tale valore per la densità tipica dell'olio lubrificante industriale (900 kg/m^3) si ottiene la massa di fluido da introdurre. Ripetendo l'analisi sulle scatole del traino originale e su quelle del nuovo design qui presentato,

si ottiene che il nuovo prototipo necessita complessivamente di 1,24 kg di olio in meno rispetto all'attuale versione (Figura 6.11).

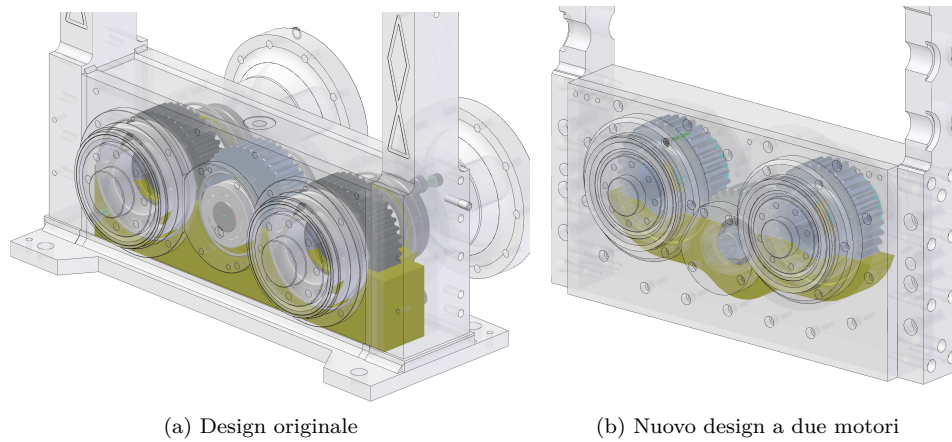


Figura 6.11: Contenuto di olio nelle scatole

Il coperchio è costituito da una lastra dello stesso acciaio, spessa 25 mm. Su di esso viene realizzato il centraggio e una battuta assiale dei cuscinetti anteriori dei tre alberi (quello motore e i due condotti). Solo nel coperchio della scatola superiore troviamo due blocchetti saldati per l'applicazione della forza di schiacciamento: questi sono gli unici due elementi saldati dell'intero prototipo, questo processo di giunzione è stato scelto per la ridotta disponibilità di spazio. Il coperchio della scatola inferiore ospita invece dei fori filettati e dei fori di spina per l'assemblaggio del guidafile.

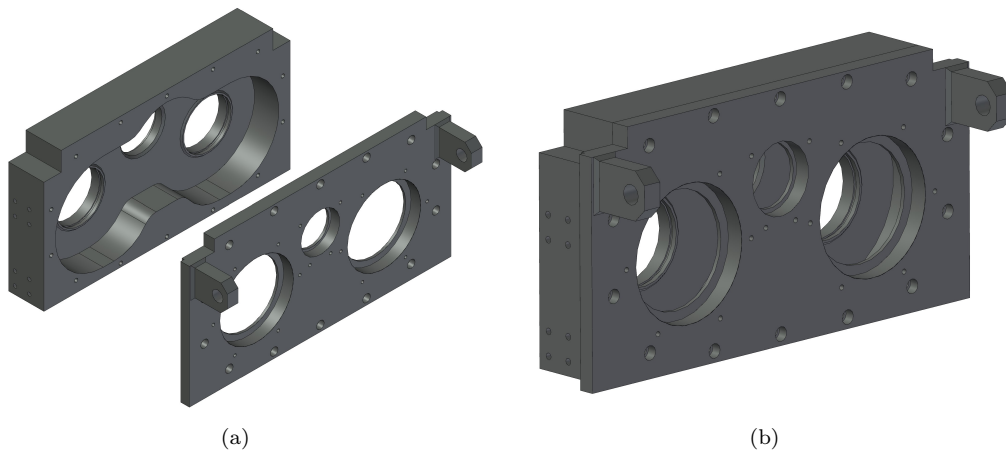


Figura 6.12: Scatola superiore

La presenza di un liquido interno alle scatole riapre la questione delle tenute contro i trafileamenti. In questo caso, oltre ai vari paraolio e anelli O-Ring utilizzati sugli assi degli alberi, ci si serve di una guarnizione a base di fibra aramidica interposta tra la piastra e il coperchio, disegnata secondo esigenza. Affinché tale guarnizione svolga la sua funzione senza problemi, l'esperienza maturata dall'azienda in questo tipo di applicazioni suggerisce che la distanza tra due viti successive non superi i 120 mm, in modo da comprimere la guarnizione

in maniera uniforme.

Complessivamente, i processi produttivi di entrambi i componenti delle scatole risultano quasi completamente automatizzati, quindi più veloci ed economici grazie al risparmio in termini di ore di manodopera, se paragonati al metodo di fabbricazione delle vecchie scatole che comprendeva: taglio e pre-lavorazione dei piatti da saldare, saldatura, trattamento di distensione, lavorazione in macchina dell'elemento saldato.

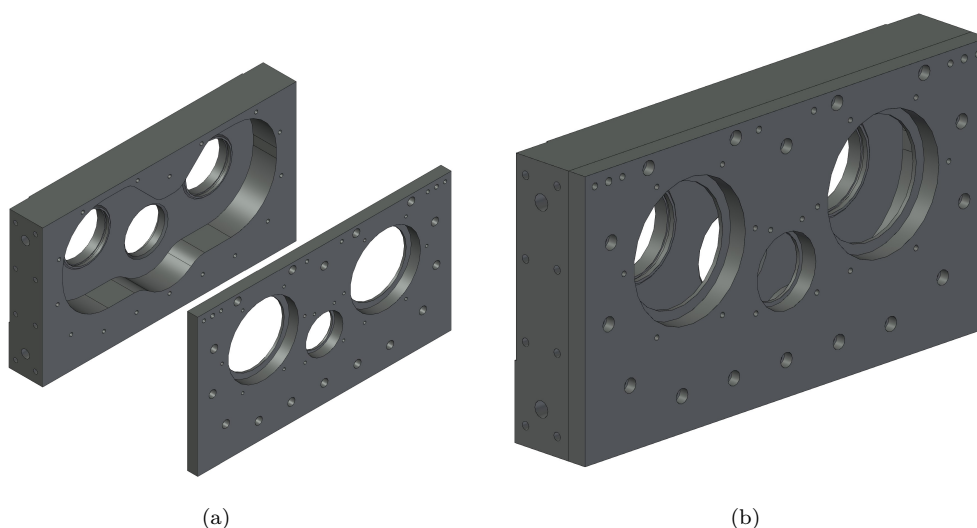


Figura 6.13: Scatola inferiore

Elementi di guida della traslazione

Le parti che guidano la traslazione sono di nuovo interamente ricavate per asportazione di truciolo da materiale grezzo.

I due elementi laterali che si sviluppano in altezza (denominate colonne) sono realizzate nell'ormai consueto acciaio S275JR: sono avvitate nella parte bassa alla scatola inferiore, presentano gli scavi per la bronzine e un foro all'estremità per il perno che realizza il fulcro della leva (Figura 6.14). Le due guide "a C" che completano il sistema sono invece del tutto analoghe a quelle descritte per il design a quattro motori, fatta eccezione per alcuni valori dimensionali che rispondono alle esigenze di questa specifica applicazione.



Figura 6.14: Colonna laterale

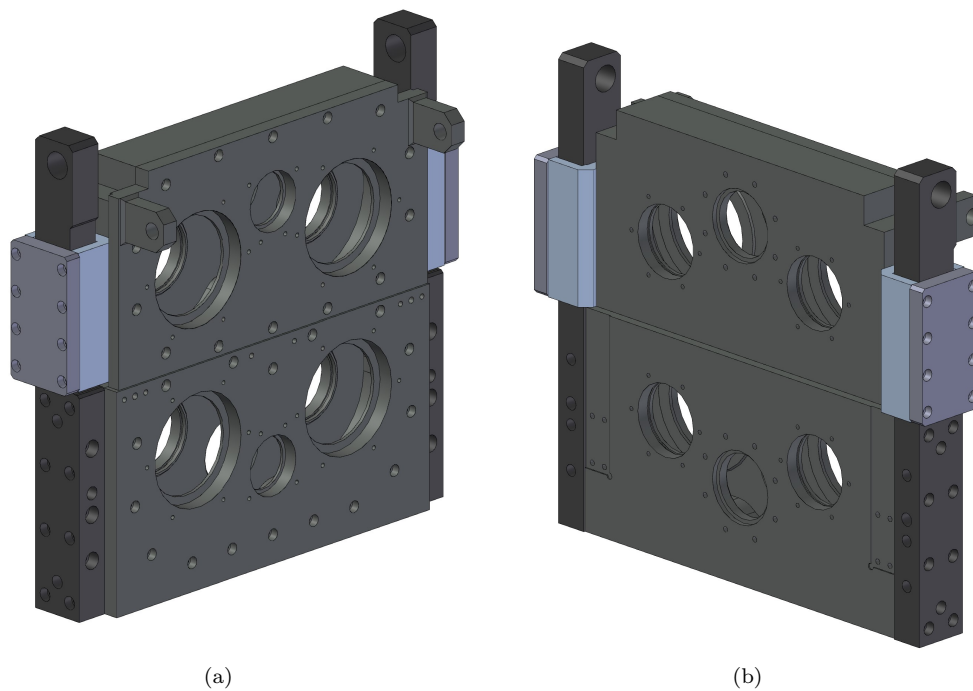


Figura 6.15: Struttura portante design a due motori

Leva meccanica

Al fine di raggiungere i valori di forza di schiacciamento prefissati è indispensabile includere una leva che sia in grado di moltiplicare tale forza. Il fulcro è ricavato all'estremità della colonna, ad un capo agisce il cilindro pneumatico, mentre dal lato opposto la forza viene scaricata sulla scatola superiore. Per questo design è prevista soltanto una leva di tipo rigido ricavata da una lamiera pantografata, ma viene lasciata aperta la possibilità di includere un elemento elastico (molla) in maniera analoga a quanto visto nel design precedente.

Il perno di supporto è caricato a sbalzo, situazione considerata non ideale ma inevitabile per poter mantenere un posizionamento dei cilindri che nasconda questi ultimi in maniera completa dietro alla struttura portante del traino. Il perno è realizzato in C40 bonificato ed ha un diametro di 40 mm. La verifica viene effettuata servendosi delle relazioni che governano il problema di una trave incastrata con carico concentrato, e riportano una freccia massima di 0,015 mm e una tensione massima di flessione di 125 Mpa, che comporta un coefficiente di sicurezza di 2,82 rispetto allo snervamento del materiale.

Trasmissione meccanica ad ingranaggi

In primo luogo si procede con la progettazione delle ruote dentate. Il layout vede, per ogni scatola, una ruota motrice centrale che trasferisce il moto a due ruote condotte laterali, disposte in una configurazione "a V" con angolo di apertura di 134° (vedi Figura [6.18](#)) che permette di ridurre al minimo l'interasse delle ruote di traino. Il tipo di ingranaggi è a denti dritti con profilo ad evolvente, poiché questa tipologia massimizza la coppia trasferita senza disperdere parte di essa in carichi assiali. La rumorosità, motivo per cui spesso vengono preferite le ruote a denti elicoidali, non rappresenta in questo caso un problema, dato il già

elevato livello sonoro prodotto dal passaggio del tondino nelle gole delle ruote di traino. Il rapporto di trasmissione è preso diverso da quello unitario per aumentare la coppia disponibile agli assi di traino senza ricorrere a motori eccessivamente grandi. La scelta di tale rapporto risulta cruciale ed è una decisione da affrontare insieme alla selezione dei motori e dei riduttori, in modo da trovare un compromesso tra coppia trasmessa e velocità in uscita. Si sceglie un modulo m degli ingranaggi di 5 mm, un angolo di pressione θ di 20° e un numero di denti pari a 30 per la ruota motrice e 34 per la condotta, che si traducono in un rapporto di trasmissione τ di 1,13. Una volta scelti tali parametri si procede con le verifiche rispettivamente a pressione di contatto e a flessione del dente sulla ruota motrice, che è sempre la più sollecitata avendo diametro primitivo minore.

- Verifica a pressione di contatto

Nell'ipotesi che la ruota motrice trasferisca metà della coppia uscente dal riduttore ad ogni ruota condotta, la forza tangenziale che agisce sul dente si ricava dalla formula:

$$F_t = \frac{2C}{d_1} \quad (6.4)$$

con C pari a $\left(\frac{C_{out}}{2}\right)$; d_1 diametro primitivo della ruota piccola.

Calcolati anche E' (modulo di Young a contrazione laterale impedita) e il fattore K_E tramite:

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (6.5)$$

$$K_E = \frac{E'}{2\pi} \quad (6.6)$$

è finalmente possibile risalire alla tensione utilizzando la relazione per la verifica degli ingranaggi a pressione di contatto:

$$\sigma = \sqrt{\frac{4K_E F_t \left(1 + \frac{1}{\tau}\right)}{\sin 2\theta L m z_1}} \quad (6.7)$$

Questa tensione viene confrontata con i valori di tensione ammissibili riportati nelle norme ANSI/AGMA 2001-D04 (American Gear Manufacturers Association). Viene scelto il valore di 1240 MPa, indicato nelle suddette norme come la resistenza a pressione di contatto di ruote dentate in acciaio cementato e temprato, con una vita di 10^7 cicli e percentuale di affidabilità del 99%. Si procede quindi con il calcolo del coefficiente di sicurezza che risulta essere di 1,49.

- Verifica a flessione del dente

Prima di poter calcolare la tensione sviluppatasi (tensione di Lewis), si trovano i valori di del fattore di forma Y_f e del coefficiente moltiplicativo k_V che tiene conto di effetti dinamici, con le formule:

$$Y_f = 0,48 - \frac{2,87}{z_1} \quad (6.8)$$

$$k_V = \frac{6,1 + V}{6,1} \quad (6.9)$$

dove V è la velocità periferica della ruota calcolata sul diametro primitivo.

La tensione di flessione si calcola attraverso la relazione:

$$\sigma_f = \frac{F_t}{Y_f L m} \cdot k_V \quad (6.10)$$

e si paragona alla tensione ammissibile di 380 MPa trovata di nuovo nelle norme ANSI/AGMA 2001-D04 per lo stesso tipo di materiale precedentemente considerato. Il coefficiente di sicurezza a flessione del dente restituisce un valore di 2,28.

Una volta verificati gli ingranaggi è possibile focalizzare l'attenzione sugli alberi e sui cuscinetti di sostegno.

- Asse motore

Data l'elevata coppia in uscita dal riduttore, si utilizza un albero a profilo scanalato per trasferire tale coppia dall'albero alla ruota dentata, in sostituzione delle classiche linguette che risulterebbero troppo sollecitate. Il profilo scanalato è del tipo 70x64 della norma DIN 5482, ed è lo stesso presente nell'accoppiamento tra albero e riduttore. Per il dimensionamento dei cuscinetti si calcolano le forze tangenziali e radiali scambiate dai denti in presa (Figura 6.16a) e si sommano le loro componenti lungo gli assi trovando le risultanti F_x e F_y (Figura 6.16b). In seguito si calcola la risultante complessiva F e si passa a ragionare sul piano longitudinale dell'albero: il problema è ora riconducibile a quello di una trave con due appoggi e carico concentrato applicato al centro. Il calcolo della vita a fatica dei cuscinetti procede quindi in modo analogo a quanto già visto negli altri casi e riporta un numero di ore di funzionamento ben superiore alle 100.000, poiché la scelta in questo caso è stata dettata innanzitutto da esigenze di ingombri: i carichi infatti risultano essere piuttosto bassi in quanto parte delle componenti lungo gli assi delle forze mostrate in Figura 6.16a si annullano a vicenda durante la loro somma. Come cuscinetto anteriore, che sopporta anche i carichi assiali, è stato scelto dal catalogo SKF il modello NUP 308 ECP ($C = 93$ KN), mentre come posteriore, libero assialmente, la scelta è ricaduta sull' RNU 212 ECP ($C = 108$ KN). Entrambi sono del tipo a rulli cilindrici.

- Assi di traino (assi condotti)

Il calcolo dei cuscinetti comporta la risoluzione di un problema lievemente più complesso, poiché sull'albero, alle forze scambiate dalla ruota dentata (F_t ed F_r), si aggiungono le forze esterne tipiche della lavorazione del tondino (forza di schiacciamento F_s e forza di traino tangenziale F_{tr}). Prevedendo di utilizzare gli stessi tipi di cuscinetti su tutti gli alberi di questo tipo, si ripetono quindi i calcoli per entrambi gli assi condotti di ogni scatola al fine di trovare la condizione più sfavorevole (gli assi dell'altra scatola subiscono gli stessi carichi ma con verso opposto, per cui è sufficiente studiare due soli casi).

Come illustrato in Figura 6.17a, si procede dapprima con la realizzazione dello schema delle forze sul piano frontale, poi queste vengono scomposte lungo le direzioni degli assi x e y . Si passa così ai problemi sui piani longitudinali dell'albero (schematizzati nelle Figure 6.17b e 6.17c): uno per i carichi in direzione x e uno per i carichi in direzione y . In questo caso l'ipotetica trave è caricata da una forza concentrata a sbalzo e una posizionata tra i due appoggi. Una volta trovate le reazioni vincolari esercitate in ognuno dei due piani si procede con il calcolo delle risultanti, con le quali si può finalmente procedere alla verifica a fatica dei cuscinetti. I risultati così conseguiti, provano che nel primo problema (quello degli alberi del lato sinistro nella

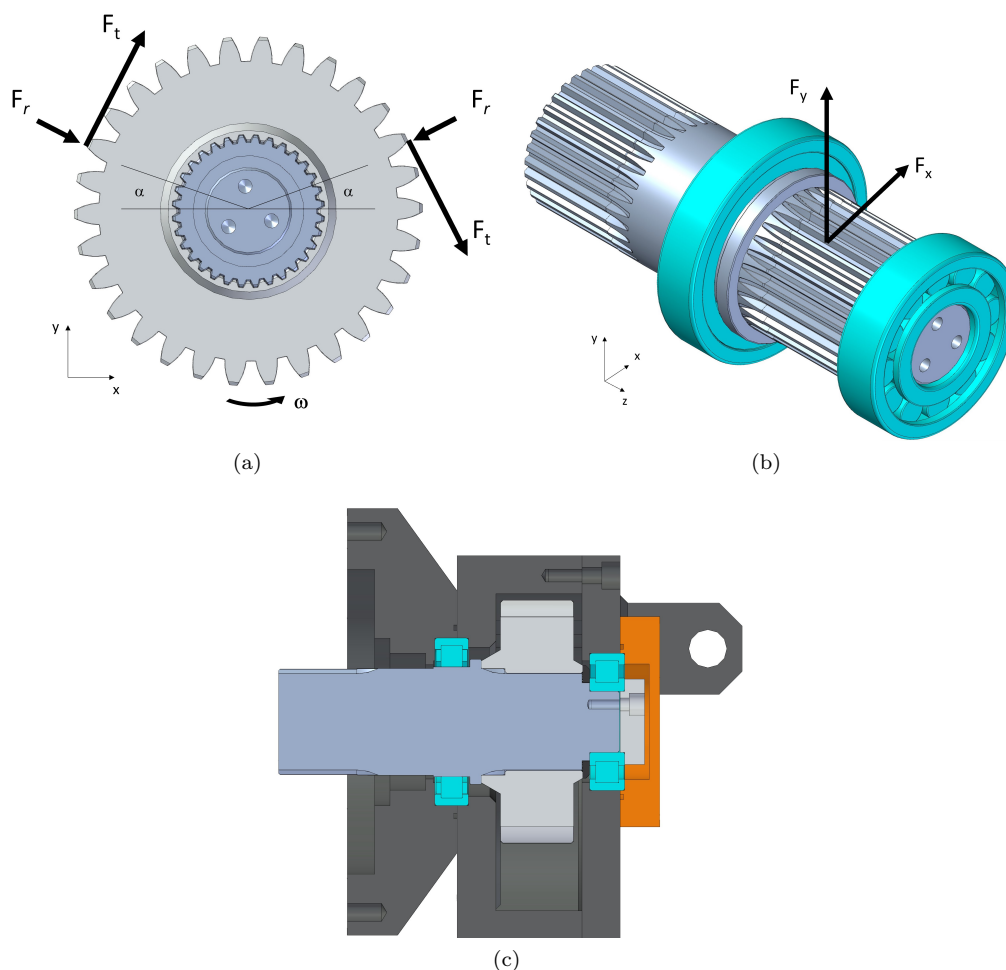


Figura 6.16: Forze e cuscinetti dell'albero motore

vista frontale del gruppo di traino) il cuscinetto più caricato è quello anteriore, cioè quello più vicino alle ruote, con una durata di 19.336 h: il modello è un orientabile a rulli con denominazione 21316 E ($C = 331$ KN). Nel secondo problema invece (alberi del lato destro nella vista frontale), viene sollecitato maggiormente il cuscinetto posteriore, che riporta una durata di 15.435 h: si è scelto l' NU 2212 ECJ ($C = 146$ KN) a rulli cilindrici. Entrambi i valori di durata risultano largamente accettabili.

La scelta di tali cuscinetti permette di adottare una sezione di diametro 80 mm nella zona centrale dell'albero, quella da accoppiare alla ruota dentata. Anche grazie a questo è possibile utilizzare delle linguette per la trasmissione di coppia dall'ingranaggio all'albero, nella fattispecie due linguette UNI 6604 tipo A 22x14x55 disposte a 120° . Per la verifica di esse si è supposto, in via cautelativa, che tutta la coppia fornita dal motore si trasferisse ad un solo asse condotto. Anche sotto questa ipotesi, la tensione che si sviluppa nelle linguette è minore dei 300 MPa impostati come sigma ammissibile: tale valore deriva dallo snervamento medio dell'acciaio C45 bonificato (circa 450 MPa) di cui sono fatte le linguette, diviso per 1,5.

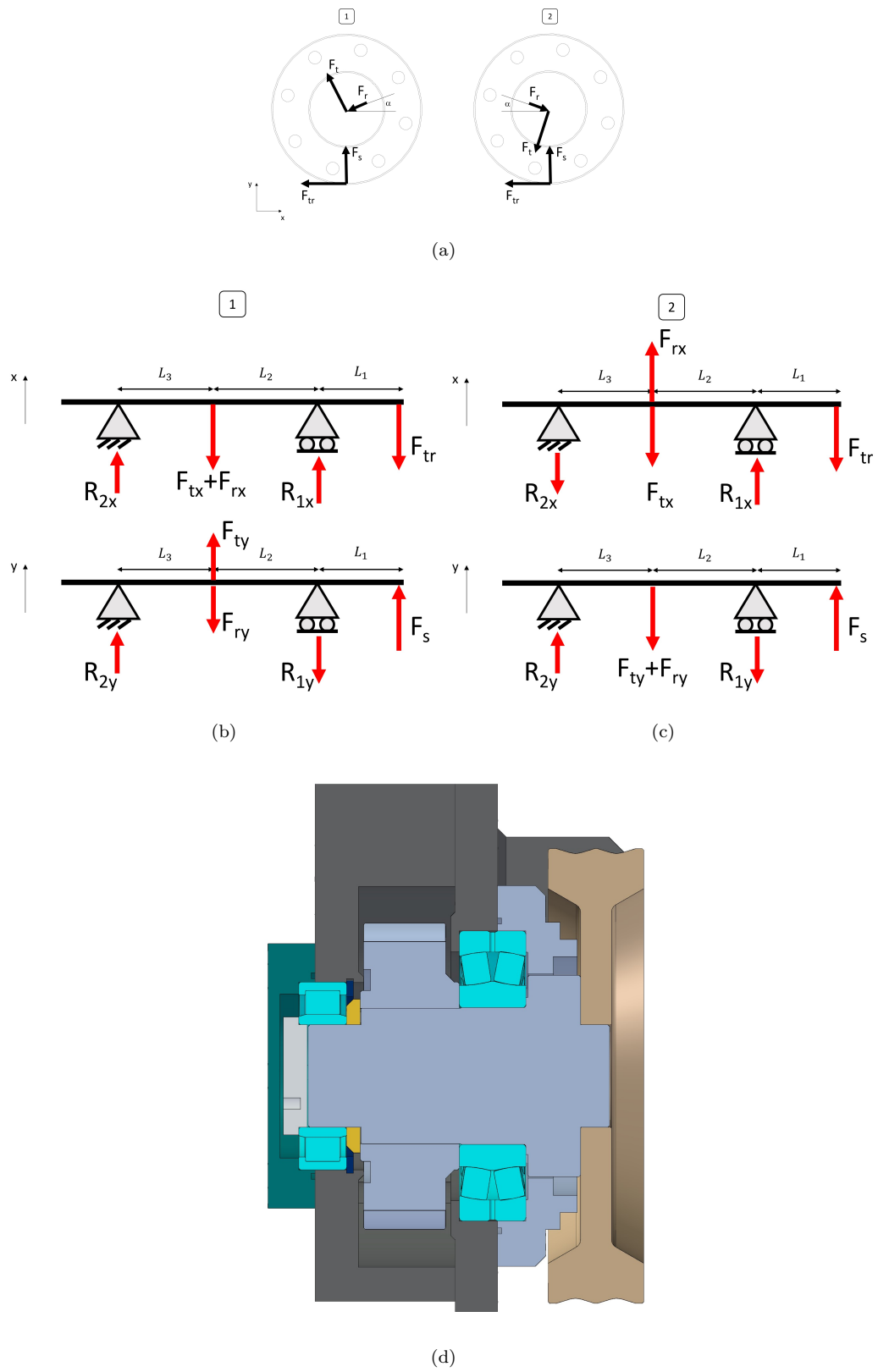


Figura 6.17: Forze e cuscinetti dell'albero condotto

6.2.2 Configurazioni

Uno dei principali vantaggi di questo design, in ottica di una produzione di serie, è quello di realizzare una base comune di componenti che venga impiegata per macchine di taglia diversa, ovvero 16 e 20. Questo insieme di componenti può quindi essere prodotto in lotti di dimensione maggiore, abbassando i costi di attrezzaggio (setup) unitari e di conseguenza il costo complessivo delle parti.

Tutti i dimensionamenti e le verifiche sono stati condotti sulla configurazione per la macchina RETA 20 (Figura 6.10), la più prestante tra le macchine di questa taglia: è perciò ovvio che tali calcoli sono validi a maggior ragione per la macchina RETA 16 (Figura 6.19) e tutte le altre della sua taglia.

In entrambe le taglie vengono utilizzati due cilindri pneumatici Camozzi tandem (due stadi) con alesaggio 125 mm e corsa 50 mm, ognuno sviluppante una forza di 12995 N a 6 bar di pressione. Il passaggio dalla configurazione per macchine taglia 20 a quella per macchine taglia 16 è realizzato tramite sostituzione dei motori, dei riduttori e del set di ingranaggi.

- Taglia 20:

Due servomotori elettrici *Baumüller* (DSD2-132KO54W-40-54) raffreddati a liquido. Coppia nominale di 140 Nm a 4000 rpm, coppia massima di spunto di 370 Nm. Potenza elettrica installata: 118 KW (valore minore del design a quattro motori).

Due riduttori epicicloidali *Rossi* (2EL 009A 12,4Y) a doppio stadio di riduzione con rapporto di trasmissione di 12,4. La coppia massima in uscita indicata a catalogo per durata di 10.000 h è di 4250 Nm; il nostro caso verifica tale valore con coefficiente di sicurezza di 2,44.

Il set di ingranaggi vede due ruote motrici da 30 denti e quattro ruote condotte da 34 denti. Ogni accoppiamento realizza un ulteriore rapporto di riduzione di 1,13 da sommare a quello già offerto dal riduttore. La Figura 6.18 mostra gli ingranaggi di questa configurazione, mentre per una vista esterna si rimanda alla Figura 6.10

La massima forza di traino tangenziale sviluppata dai motori è di 29,1 KN, valore che verifica il minimo imposto di 27,8 KN.

La massima velocità del tondino è di 204 m/min.

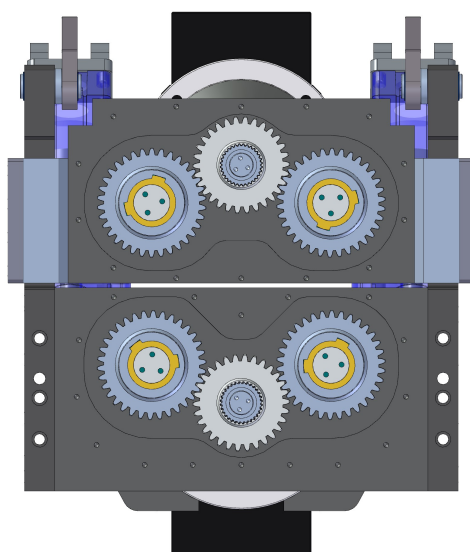


Figura 6.18: Configurazione per taglia 20

- Taglia 16:

Due servomotori elettrici *Baumüller* (DSD2-100BO64W-30-54) raffreddati a liquido. Coppia nominale di 130 Nm a 3000 rpm, coppia massima di spunto di 280 Nm. Potenza elettrica installata: 99,78 KW, minore delle attuali macchine RETA 16.

Due riduttori epicicloidali *Rossi* (1EL 009A 6,21Y) a singolo stadio di riduzione con rapporto di trasmissione di 6,21. Il catalogo indica una coppia massima in uscita di 3660 Nm per ottenere una durata di 10.000 h: il nostro caso verifica tale condizione con coefficiente di sicurezza di 4,86.

Il set di ingranaggi è qui costituito da due ruote motrici da 23 denti e quattro ruote condotte da 41 denti. Si realizza quindi un rapporto di riduzione aggiuntivo di 1,78 oltre a quello dei riduttori. La Figura 6.19 mostra la configurazione per taglia 16 e una vista che rivela i suoi ingranaggi interni.

La massima forza di traino tangenziale sviluppata dai motori è di 19,76 KN, valore che supera il minimo di 18,4 KN necessario per trainare il doppio tondino di diametro 13 mm.

La massima velocità del tondino è di 244 m/min.

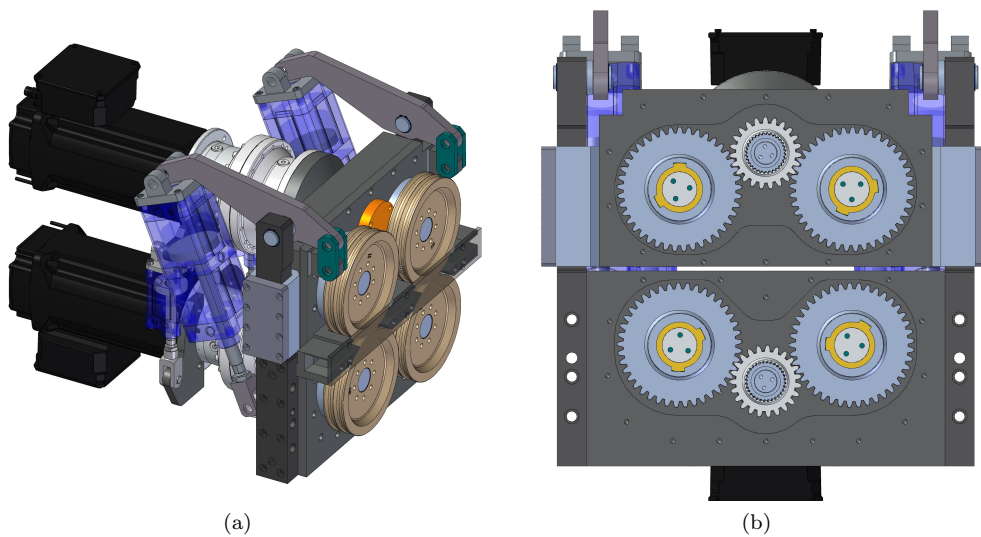


Figura 6.19: Configurazione per taglia 16

6.2.3 Riepilogo

L'adozione del design a due motori porta con sé i seguenti benefici:

- Utilizzo di due soli motori e riduttori
- Ampia base di componenti comune per macchine di diverse taglie
- Maggiore semplicità costruttiva del traino originale
- Minor numero di pezzi del traino originale
- Assemblaggio facilitato
- Assenza di scatole saldate, sostituite da piastre e relativi coperchi
- Ripristino del corretto montaggio dei cuscinetti
- Sistema di traslazione con contatto acciaio-bronzo
- Minore interasse orizzontale fra gli assi di traino
- Maggiore diametro della ruota di traino
- Cilindro versione standard che lavora in spinta
- Forza di schiacciamento applicata nel punto giusto
- Minore ingombro in altezza rispetto al traino originale
- Maggiori prestazioni

Alla luce di ciò, vanno anche considerati alcuni aspetti meno positivi:

- Utilizzo di un cilindro pneumatico aggiuntivo
- Maggiore distanza tra assi di traino e raddrizzatore
- Minore semplicità costruttiva del design a quattro motori a causa della reintroduzione di ingranaggi e olio

L'ultimo punto non è in realtà da considerarsi un vero svantaggio poiché la sopracitata minore semplicità ripaga in termini di risparmio economico (vedi Capitolo 7) e modularità dell'assieme. Grazie a questa, il prototipo a due motori è già pronto per entrare in fase di test, in prospettiva di un suo possibile utilizzo di serie su sei macchine differenti (una raddrizzatrice, una staffatrice e una sagomatrice per ognuna delle due taglie).

Le prestazioni della configurazione per macchine "20" sono qui riportate:

- Forza di schiacciamento totale max: **32,22 KN**
- Forza di traino tangenziale sviluppata max: **29,1 KN**
- Velocità max tondino: **204 m/min**

Dimensioni rilevanti:

- Larghezza totale: **768 mm**
- Altezza complessiva: **779 mm**
- Altezza di interesse (dal tondino all'estremità superiore): **439 mm**
- Distanza asse di traino – bordo laterale: **209,5 mm**

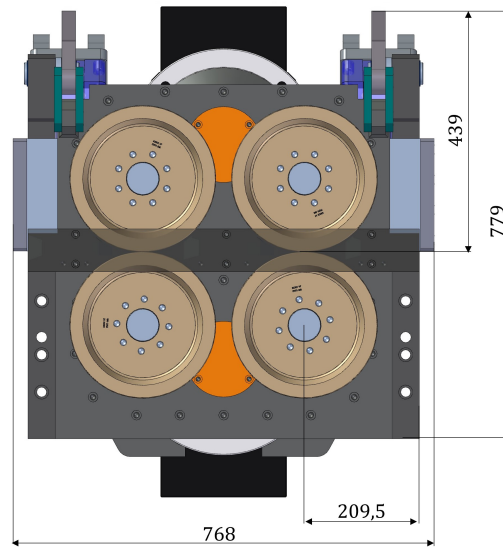


Figura 6.20: Dimensioni rilevanti design a due motori

Capitolo 7

Stima dei costi di produzione

L'ultima parte del ciclo di progettazione è rappresentata da una stima dettagliata dei costi produttivi del gruppo di traino. Tale fase assume importanza centrale nel verificare l'effettiva bontà delle soluzioni costruttive ipotizzate, le quali, nel caso di esito positivo dell'analisi economica comparativa, potranno passare alla fase di produzione del primo prototipo da sottoporre a test.

Un'analisi di questo tipo assume validità soltanto se condotta su modelli che presentino sufficiente livello di dettaglio, perciò è stata compiuta esclusivamente sulle due soluzioni maggiormente implementate, ovvero sul design a quattro motori e su quello a due motori esposti nel Capitolo 6.

Prima di passare all'elenco dei costi è bene comprendere le modalità seguite dall'azienda per rifornirsi dei gruppi di traino di taglia 20 da installare sulle macchine. L'area produttiva è costituita da sole stazioni di assemblaggio, fatta eccezione per alcune macchine utensili e saldatrici di piccola taglia per aggiustaggi e adattamenti in opera. Da tale situazione deriva l'indispensabile ricorso a dei fornitori terzi per la fabbricazione vera e propria delle parti meccaniche. Il gruppo di traino viene quindi acquistato presso i fornitori come un premontaggio comprendente tutti i componenti, esclusi i motori e i riduttori, che vengono acquistati separatamente e assemblati internamente. Anche i cilindri pneumatici e i cuscinetti, che non rientrano nelle parti commerciali "di consumo" come la bulloneria, vengono acquistati direttamente e poi fatti spedire al fornitore.

Solitamente l'acquisto è effettuato in quantità 5, perciò anche per la stima dei costi di produzione delle parti si considera un lotto di cinque gruppi, al fine di paragonare nel migliore dei modi il valore complessivo dei due nuovi prototipi a quello del traino attualmente installato sulle macchine.

Il reperimento di queste informazioni è stato rilevante per la successiva applicazione dei coefficienti moltiplicativi di ricarico sui singoli pezzi. Sui componenti commerciali questo fattore viene preso pari a 1 proprio perché vengono acquistati in maniera diretta; sui componenti a disegno si applica un fattore di 1,5 per tenere conto del ricarico del fornitore. L'azienda solitamente utilizza un coefficiente compreso tra 1,25 e 1,5: si è scelto di cautelarsi utilizzando il valore massimo poiché un prototipo che risulta conveniente sotto queste condizioni, lo sarà a maggior ragione con l'utilizzo di coefficienti più bassi.

Per il costo dei componenti a catalogo si ricorre al dato di ultimo acquisto nel caso in cui la parte sia già utilizzata in altri gruppi meccanici e quindi già inserita nel database interno, altrimenti si procede con la richiesta di preventivi ai produttori se la specifica parte non è mai stata acquistata in precedenza.

Il costo dei componenti a disegno è stato invece ricavato tramite utilizzo del software di costificazione *LeanCost* e moltiplicando il valore di output con il coefficiente di ricarico. *LeanCost* è un software che analizza ed estrae automaticamente le caratteristiche geometriche

del modello e associa ad esso un ciclo di lavorazione fornendo come output una stima oggettiva di tempi e costi di produzione. Inoltre permette la simulazione di scenari alternativi in funzione delle quantità, delle disponibilità delle macchine e della fattibilità.

Le funzionalità fondamentali utilizzate sono quelle di:

- Analisi automatica della geometria del prodotto ed estrazione dei parametri geometrici a partire dal modello CAD 3D.
- Simulazione dei costi in funzione delle quantità e calcolo del lotto economico.

Si specifica inoltre che il software è stato utilizzato con un database personalizzato impostato dall'azienda, che include parametri specifici e una lista di macchinari/processi produttivi disponibili tra i fornitori abituali. Il software è pensato per essere utilizzato da diverse aree dell'azienda, come ad esempio l'ufficio acquisti che lo usa per valutare i preventivi dei fornitori oppure per effettuare delle scelte di "make or buy". Per quanto riguarda l'utilizzo nell'area tecnica di progettazione, esso è utile per simulare e analizzare il processo produttivo scomposto fino alle singole operazioni, caratteristica che permette di acquisire consapevolezza della realizzazione pratica degli oggetti e del costo associato ad ogni operazione. In questo modo è naturale per il progettista chiedersi come modificare una particolare caratteristica geometrica del pezzo al fine di ottenere un costo produttivo minore. La considerazione del costo in queste prime fasi è quindi di vitale importanza per scartare le soluzioni più dispendiose fin da subito, mettendo in pratica uno dei principi fondamentali della *concurrent engineering* (progettazione integrata): cercare di prevenire quanti più problemi possibili in fase di progettazione applicando una visione ampia e integrata del prodotto, al fine di facilitare le fasi successive del ciclo di vita ed evitare l'aumento dei costi e dei tempi di rilascio, in questo caso con esplicito riferimento alla fase produttiva.

A titolo di esempio si riporta il caso specifico di una piccola correzione apportata alla colonna di guida della traslazione, contenuta nel prototipo a quattro motori. Una prima simulazione restituisce come costo complessivo 138,71 €. Dal controllo del corretto calcolo delle operazioni viene notato un cambio utensile dedicato a due soli smussi e una direzione di lavorazione (corrispondente ad una sottofase, un bloccaggio sulla macchina) dedicata ad una sola operazione. La parte viene modificata inserendo delle raggature R10 (come mostrato in Figura 7.2) e sostituendo gli smussi con dei raggi di raccordo R20. La simulazione della parte modificata non riporta più il cambio utensile e il cambio di bloccaggio notati in precedenza, con conseguente riduzione di 0,8 min di tempo di lavorazione e di 3,8 min di tempo di setup; il tutto si traduce in una riduzione del costo del componente del 2,5%.

Nella breve esperienza di impiego di LeanCost è stata rilevata un'ottima integrazione con il sistema CAD dal quale viene importato il componente. Si conferma anche l'accuratezza dichiarata nella simulazione del processo produttivo, con particolare riferimento alle parti che subiscono lavorazioni CNC "comuni" (fresatura, tornitura, alesatura, barenatura, rettifica, . . .) ovvero la maggior parte dei componenti dei nuovi design del gruppo di traino. Non si hanno invece sufficienti elementi per valutare il riconoscimento degli assemblati e delle carpenterie saldate.

La procedura standard messa in atto per la costificazione di ogni singolo pezzo lavorato è la seguente:

- Importazione della geometria 3D dal software CAD Solid Edge
- Definizione delle rugosità superficiali delle facce del solido

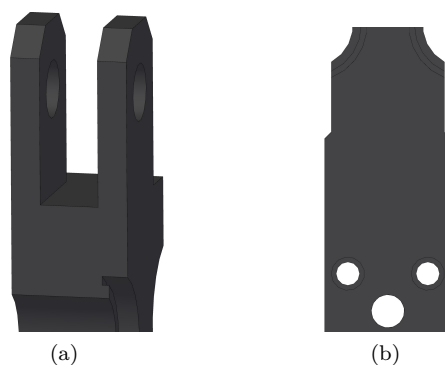


Figura 7.1: Dettagli componente prima della modifica

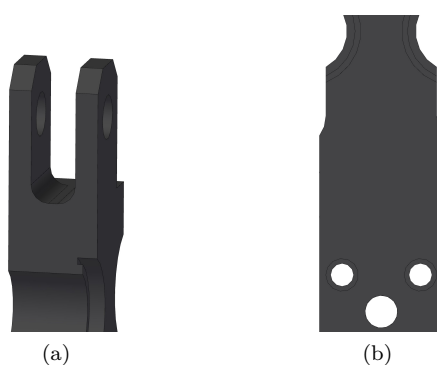


Figura 7.2: Dettagli componente dopo la modifica

- Controllo del corretto riconoscimento delle filettature
- Definizione delle tolleranze dimensionali e/o geometriche
- Selezione della strategia di produzione (esempi: taglio + lavorazione CNC; saldatura + lavorazione CNC; assemblaggio, . . .)
- Definizione della quantità del lotto di produzione
- Selezione del materiale (se non definito sul CAD o se non correttamente importato)
- Avvio dell'analisi
- Controllo dell'analisi effettuata
- Eventuali modifiche correttive

Le modifiche dell'analisi effettuata riguardano aspetti che si vogliono controllare direttamente anziché lasciare decidere al software in maniera automatica come procedere. Ad esempio si può decidere di impostare un grezzo di partenza diverso e gestire manualmente i sovrametalli su ogni superficie; si possono modificare una o più direzioni di lavorazione per cercare di evitare una posizionamento di troppo della parte nella macchina e ridurre quindi i tempi di setup; oppure impostare manualmente il tipo e dimensione dell'utensile da utilizzare in una data operazione per minimizzare i suoi tempi e costi associati.

Gli output restituiti dall'analisi sono:

Capitolo 7 Stima dei costi di produzione

- Dimensioni, peso e costo della materia prima (Figura 7.3).
- Costo di lavorazione del singolo pezzo e di tutto il lotto, suddiviso per area (carpenteria, lavorazioni meccaniche, assemblaggio e controllo, trattamenti termici) (Figura 7.4).
- Costo accessorio del singolo pezzo, suddiviso per ogni area (Figura 7.5).
- Costo di setup del singolo pezzo, suddiviso per area (Figura 7.5).
- Costo totale del pezzo e di tutto il lotto, con grafico e ripartizione percentuale (Figura 7.6).
- Tempo di lavorazione del singolo pezzo e di tutto il lotto, suddiviso per area (Figura 7.4).
- Tempo accessorio del singolo pezzo e di tutto il lotto, suddiviso per area (Figura 7.4).
- Tempo di setup del singolo pezzo e di tutto il lotto, suddiviso per area (Figura 7.4).
- Tempo totale del pezzo unitario e del lotto (Figura 7.6).
- Grafico costi/quantità (Figura 7.7).

Informazioni Generali	
Materiale:	Acciaio - 17NiCrMo6 - 1.6566 - 18NiCrMo5
Peso [Kg]:	7,26
Quantità lotto:	20
Volume produttivo investimento:	1,00
Descrizione: ALBERO ØE=20 L=20	

Profilato di partenza	
Generale	
Designazione:	Tondo 130
Stato:	Laminato normalizzato
Lunghezza:	182,50 mm

Pesi		Costi	
Peso finito:	7,26 Kg	Costo unitario:	0,96 EUR/Kg
Sfido di taglio:	3,00 mm	Costo totale:	18,75 EUR
Peso materia prima (con sfido):	19,54 Kg	Costo %:	27,90 %

Figura 7.3: Output dell'analisi: info e grezzo di partenza

L'analisi comparativa dei due nuovi design maggiormente sviluppati è stata effettuata rispetto al costo del gruppo di traino originale. Sommando le cifre di ultimo acquisto in lotto 5 del premontaggio e costo dei componenti commerciali montati internamente, si ottiene un valore complessivo che supera abbondantemente la decina di migliaia di euro. Si ricorda inoltre che per rispettare le specifiche stabilite nelle fasi iniziali (Capitolo 4) si dovrà rispettare una riduzione costi del 4%, corrispondente comunque a diverse centinaia di euro.

Elenco Operazioni

OPERAZIONE	COSTO (EUR) LAVORAZIONE	TEMPO (min) LAVORAZIONE	COSTO (EUR) TOT	TEMPO (min) LAVORAZIONE TOT	TEMPO (min) LAVORAZIONE LOTTO TOT	TEMPO (min) ACCESSORIO	TEMPO (min) ACCESSORIO LOTTO	TEMPO (min) SETUP	TEMPO (min) SETUP LOTTO
Carpenteria	3,77	9,06	181,18	0,00	0,00	0,50	10,00		
Profilati	3,77	9,06	181,18	0,00	0,00	0,50	10,00		
Taglio di sega	3,77	9,06	181,18						
Lavorazioni meccaniche	16,67	21,15	422,90	6,53	170,57	10,41	208,28		
Tornitura	7,25	10,35	207,04	3,80	76,07	8,05	160,94		
Sfacciatura (Sgrossatura)	0,34	0,48	9,64						
Tornitura cilindrica esterna (Sgrossatura)	2,89	4,05	80,97						
Profilatura cilindrica (Sgrossatura)	3,14	4,49	89,74						
Tornitura cilindrica esterna (Finitura)	0,26	0,37	7,50						
Profilatura (Finitura)	0,67	0,96	19,19						
Fresatura	3,19	4,55	91,09	3,80	76,07	8,05	160,94		
Assolatura (Sgrossatura)	0,90	1,29	25,78						
Assolatura (Finitura)	0,15	0,22	4,41						
Centrinatura	0,38	0,55	11,00						
Foratura	0,54	0,77	15,40						
Filettatura	1,21	1,73	34,93						
Operazioni	0,02	0,03	0,51	3,80	76,07	8,05	160,94		
Tempo di attraversamento in rapido	0,02	0,03	0,51						
Retifica	6,21	8,21	124,26	4,72	94,50	2,37	47,33		
Retifica cilindri esterna (Sgrossatura)	5,21	5,21	104,11						
Retifica cilindri esterna (Finitura + Spegnifiamma)	1,01	1,01	20,15						
Assemblaggio e controllo	3,00	6,00	120,00	0,00	0,00	0,00	0,00		
Controllo	3,00	6,00	120,00	0,00	0,00	0,00	0,00		
Controllo	3,00	6,00	120,00						
Trattamenti termici	9,32	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00		
Leghe ferrose	9,32	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00		
Carbocementazione	7,14	0,00	0,00						
Bonifica (acciai da costruzione)	2,18	0,00	0,00						
TOTALE	32,76 EUR	36,20 min	724,06 min	6,53 min	170,57 min	10,91 min	218,28 min		

Figura 7.4: Output dell'analisi: elenco operazioni con tempi e costi

Centri di costo

OPERAZIONE	COSTO ORARIO	COSTO OPERAZIONI	COSTO ACCESSORIO	COSTO SETUP	COSTO [%]
Area Carpenteria		3,77	0,00	0,21	8,24
Taglio profilati	25,00 EUR/h	3,77	0,00	0,21	8,24
Area Lavorazioni meccaniche		16,67	7,39	8,00	66,29
Tornio da barra - piccolo	42,00 EUR/h	10,45	2,86	5,63	38,77
Rettificatrice in tondo per esterni (mole tradizionali) - piccola	60,00 EUR/h	6,21	4,72	2,37	27,51
Area Assemblaggio e controllo		3,00	0,00	0,00	6,20
Operazione manuale	30,00 EUR/h	3,00	0,00	0,00	6,20
Area Trattamenti termici		9,32	0,00	0,00	19,27
Carbocementazione (Cmt 2 - Cmt10)	0,98 EUR/kg	7,14	0,00	0,00	14,77
Bonifica - acciai da costruzione (100+ kg)	0,30 EUR/kg	2,18	0,00	0,00	4,50
TOTALE		32,76 EUR	7,39 EUR	8,21 EUR	100%

Figura 7.5: Output dell'analisi: centri di costo

Riepilogo Costi



Riepilogo Tempi

Tempo pezzo unitario:	55,65 min	55 minuti, 39 secondi
Tempo pezzo lotto:	1.112,93 min	18 ore, 32 minuti, 56 secondi

Figura 7.6: Output dell'analisi: riepilogo costi e tempi

Riepilogo Costi/quantità

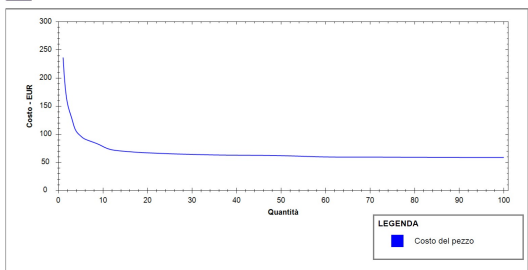


Figura 7.7: Output dell'analisi: grafico costi/quantità

7.1 Stima dei costi: design a quattro motori

Si procede ad analizzare alcuni dei dettagli che hanno portato all'ottenimento del costo complessivo di questo design. Le variazioni percentuali indicate nelle tabelle sono da intendersi come variazione del costo totale di uno o più tipi di componenti se paragonato alle parti equivalenti che svolgevano funzione analoga nel gruppo di traino originale.

Su questo tipo di prototipo ci si aspetta di ottenere il maggior risparmio dalle parti realizzate a disegno, le quali hanno subito delle grosse semplificazioni costruttive.

- Parti commerciali.

Il risparmio sui motori viene dalla diversa denominazione (“L” per il vecchio motore, “M” per il nuovo) la quale comporta un minor contenuto di rame e quindi un minor costo. Il numero e la dimensione dei riduttori rimangono invece invariati.

Per quanto riguarda la parte pneumatica, il costo del vecchio cilindro speciale viene confrontato con i nuovi cilindri standardizzati.

Anche il paragone tra il set di cuscinetti riporta un risparmio, seppur lieve.

Considerate anche le altre parti commerciali acquistate (supporti e forcelle per cilindri, cilindri compensatori, bulloneria, raccorderia, anelli elastici, rosette, ghiera), il costo totale dei componenti commerciali ammonta a 11.371,10 €.

Tabella 7.1: Dettagli parti commerciali design quattro motori

	Costo parte nuova	Quantità	Costo totale	Variazione percentuale
Motori	1.535,83	4	6.143,32	-4,81%
Cilindro/i	147,21	2	294,42	+9,04%
Cuscinetti			667,24	-0,99%
Anteriore	129,81	4	519,24	
Posteriore	37	4	148	

- Parti a disegno.

La più grande riduzione di costo è effettuata grazie alla nuova struttura portante del gruppo di traino. Come già visto la scatola inferiore viene sostituita da una piastra lavorata e le due colonne avvitate, mentre la scatola superiore è rimpiazzata da una seconda piastra lavorata alla quale sono collegate le due guide “a C”. Nella Tabella [7.2](#) si riassumono la nuova piastra e le colonne sotto la voce “struttura fissa”: le funzioni di questi componenti erano svolte, nel design originale, dalla sola scatola inferiore saldata. Al contrario la vecchia scatola superiore, la nuova piastra superiore e le guide che hanno sostituito la vecchia scatola superiore saldata, sono indicate come “struttura traslante”. Altri risparmi sono individuabili nell'assenza degli alberi folli (centrali) e nei nuovi alberi degli assi di traino (laterali), di geometria del tutto simile ma più corti: di questi ultimi è indicato anche il dettaglio di costo. La voce di costo degli ingranaggi viene del tutto eliminata essendo questi non più presenti. Le ruote di traino sono invece più costose a causa della loro maggiore dimensione. Tutti i costi indicati per le parti del nuovo design hanno già subito la maggiorazione con coefficiente di ricarico del fornitore pari a 1,5.

Il costo totale stimato per tutti i componenti a disegno è di 5.840,50 €

Tabella 7.2: Dettagli parti a disegno design quattro motori

	Costo parte nuova	Quantità	Costo totale	Variazione percentuale
Struttura fissa			743,49	-30,59%
<i>Piastra inferiore</i>	337,71	1	337,71	
<i>Colonna</i>	202,89	2	405,78	
Struttura traslante			454,3	-14,25%
<i>Piastra superiore</i>	279,9	1	279,9	
<i>Guida</i>	87,2	2	174,4	
Alberi			494,92	-30,55%
<i>Albero traino (laterale)</i>	123,73	2	494,72	
Ruota di traino	498	4	1.992	+10,67%

7.2 Stima dei costi: design a due motori

Questo prototipo è nato con il chiaro intento di ridurre il numero dei componenti commerciali più costosi, perciò è proprio da questi ultimi che ci si aspetta di conseguire gran parte del risparmio economico.

La stima dei costi è stata condotta soltanto per la configurazione per macchine di taglia 20.

- Parti commerciali

I motori sono della stessa tipologia ma di taglia più grande (132 anziché 100), perciò più costosi. Il vantaggio sta però nell'aver bisogno solo di due motori anziché quattro, per cui il costo totale per la propulsione elettrica è inferiore anche al design analizzato in precedenza. Lo stesso discorso vale anche per i riduttori, che vedono aumentare la loro classe di resistenza (quindi anche costo) ma ridurre la quantità utilizzata. La parte pneumatica vede il passaggio da un cilindro speciale a due cilindri standardizzati, con un contenuto aumento di costo dovuto all'alesaggio maggiore dei nuovi cilindri. Il cambio di tipologie di cuscinetti dal design originale a quello in esame porta anch'esso ad un incremento costi.

Inclusi anche tutti gli altri componenti commerciali, il costo totale di acquisto si attesta su 7.807,14€

Tabella 7.3: Dettagli parti commerciali design due motori

	Costo parte nuova	Quantità	Costo totale	Variazione percentuale
Motori	2.157	2	4.314	-33,16%
Riduttori	1.096,6	2	2.193,2	-46,28%
Cilindro/i	180	2	360	+33,33%
Cuscinetti			767,24	+13,85%
<i>Ant. laterale</i>	129,81	4	519,24	
<i>Post. laterale</i>	37	4	148	
<i>Centrali</i>	25	4	100	

- Parti a disegno.

Nel prototipo in esame la scatola inferiore saldata del design originale viene sostituita dalla nuova scatola lavorata (piastra e coperchio) e dalle colonne laterali. Complessivamente tale modifica alla struttura comporta una diminuzione costi. Analogamente la scatola superiore saldata lascia il posto alla nuova scatola lavorata superiore (anch'essa

formata da piastra e coperchio) e alle guide “a C” ma, all’opposto, si registra un costo maggiore per la struttura traslante.

Si mettono a confronto anche i vari alberi: quelli degli assi laterali sono più corti e con meno lavorazioni degli originali, i due degli assi centrali sono invece maggiorati e con più lavorazioni (principalmente scanalature) rispetto a quelli del traino di partenza.

Essendo di nuovo presenti degli ingranaggi è possibile calcolare la variazione simulata del costo di questi ultimi che sono più costosi nel nuovo design probabilmente a causa della loro forma meno regolare. Infine per le ruote di traino maggiorate vale quanto detto per il design a 4 motori, ossia che il loro costo vede un incremento. Analogamente a quanto fatto per il precedente prototipo, anche qui si considera per ogni parte lavorata un coefficiente maggiorativo di 1,5 rispetto al costo simulato.

Il costo totale stimato per tutti i componenti a disegno è di 7.148,49 €

Tabella 7.4: Dettagli parti a disegno design due motori

	Costo parte nuova	Quantità	Costo totale	Variazione percentuale
Struttura fissa			992,28	-7,36%
<i>Piastra inferiore</i>	449,62	1	449,62	
<i>Coperchio inferiore</i>	184,92	1	184,92	
<i>Colonna</i>	178,87	2	357,74	
Struttura traslante			674,25	+27,29%
<i>Piastra superiore</i>	343,39	1	343,39	
<i>Coperchio superiore</i>	164,76	1	164,76	
<i>Guida</i>	83,05	2	166,1	
Alberi			586,6	-17,68%
<i>Albero laterale</i>	100,66	4	402,64	
<i>Albero centrale</i>	91,98	2	183,96	
Ingranaggi			680	+9,56%
<i>Ruota motrice</i>	100	2	200	
<i>Ruota condotta</i>	120	4	480	
Ruota di traino	498	4	1.992	+10,67%

7.3 Considerazioni

Con entrambi i design dei nuovi prototipi si scende sotto la soglia di costo impostata come specifica di progetto, per cui entrambe sono da ritenersi delle valide soluzioni migliorative. Nella fattispecie il design a quattro motori fa registrare un risparmio in termini di costi produttivi del **10,46%** rispetto al gruppo di traino originale e del **6,71%** rispetto all’obiettivo prefissato.

Il design a due motori si spinge oltre facendo arrivare il valore della riduzione costi al **22,19%** rispetto all’originale e al **18,94%** considerando l’obiettivo imposto dalle specifiche tecniche. In generale si confermano anche le aspettative relative ai costi delle parti commerciali e a disegno dei due diversi prototipi:

- Nel prototipo a quattro motori la maggior riduzione dei costi è data dalle parti a disegno per via della loro estrema semplicità costruttiva, mentre la variazione dei prezzi dei componenti commerciali rimane più modesta.

- Nel prototipo a due motori il maggior risparmio è conseguito, come da previsione, con la somma dei prezzi delle parti commerciali, molto inferiore a quella calcolata per l'altro prototipo. Per quanto riguarda le parti a disegno, un costo totale più alto (rispetto al design a quattro motori) era inevitabile per via del numero maggiore di pezzi e della maggiore complessità data dalla trasmissione ad ingranaggi; tuttavia si è fatto il possibile per mantenere le forme estremamente semplici e quindi minimizzare questo incremento di costo. Il costo complessivo del prototipo conferma la validità dell'intuizione iniziale di voler ridurre il numero di motori e riduttori, ovvero le parti più costose.

Per finire va considerato che, al netto di eventuali revisioni di ottimizzazione dei vari componenti, la stima dei costi qui effettuata può essere ritenuta al quanto cautelativa. Essa è infatti rappresentativa di un primo lotto di produzione di pre-serie, per il quale generalmente il fornitore spende diverse ore per la stesura del programma delle macchine, per la costruzione di eventuali attrezzature specifiche e per l'ottimizzazione interna dei processi. Le operazioni elencate vengono svolte una tantum e il loro costo viene poi ripartito su tutti i lotti successivi. Alla luce di ciò, se i prototipi presentati dovessero entrare in produzione di serie per gli anni a venire (il gruppo di traino attuale è prodotto in maniera identica da più di dieci anni), dai reali accordi commerciali potrebbe risultare un costo complessivo significativamente inferiore di quello qui simulato, aumentando i vantaggi.

Capitolo 8

Conclusioni

Nell'elaborato qui presente sono state illustrate tutte le fasi di analisi iniziale, studio e nuova progettazione di un gruppo di traino per macchine automatiche di taglio e piega. In particolare sono stati definiti dettagliatamente due nuovi prototipi di tale gruppo e ne è stata eseguita un'analisi dei costi di produzione.

Gli obiettivi primari che ci si è posti erano quelli di: apportare un generale aggiornamento tecnico con modifica di alcune soluzioni progettuali considerate non ideali; superare diversi problemi riscontrati a livello di produzione, funzionamento, manutenzione o approvvigionamento di alcuni componenti; effettuare una significativa riduzione del costo complessivo del gruppo come punto strategico per guadagnare competitività sul mercato.

I vincoli progettuali imposti vedevano un aumento di prestazioni, la ricerca della maggior semplicità costruttiva raggiungibile, l'estendibilità di utilizzo del gruppo traino a differenti macchine per ottimizzare i costi unitari delle parti.

Il tutto ha portato alla riprogettazione completa dell'intero gruppo meccanico con messa in pratica di tutte le migliorie prefissate.

La struttura della tesi rispecchia fedelmente la successione delle fasi seguite durante il periodo di lavoro.

La primissima fase di ambientamento e comprensione del contesto operativo ha compreso una breve ricerca sulla nascita e affermazione del cemento armato per poi passare allo studio del tondino d'acciaio in esso contenuto. Raccolte anche le informazioni sul materiale, le normative in merito e la forma nel quale l'acciaio viene fornito, si è vista l'evoluzione delle macchine automatiche pensate per la lavorazione del tondino, le relative implicazioni sul settore dell'edilizia e una loro classificazione. A completamento di ciò, sono state descritte anche le funzioni dei principali gruppi meccanici situati all'interno delle stesse macchine, in modo da poter comprendere meglio tutti i riferimenti e i ragionamenti contenuti nel resto del documento.

Dopo questo necessario passaggio, si è proseguito con la messa a fuoco dei principali obiettivi da raggiungere a fine lavoro e la stesura di un primo elenco delle problematiche già note che riguardassero il gruppo di traino attuale.

Per meglio comprendere i suddetti problemi, si è spostata l'attenzione, nella terza parte, sull'unità di traino montata attualmente sulle macchine. È stato effettuato uno studio approfondito del suo funzionamento, le sue soluzioni tecniche, i suoi pro e contro e le caratteristiche di alcuni componenti fondamentali. Sono stati affrontati e verificati anche i calcoli tipicamente eseguiti per il dimensionamento e la scelta a catalogo delle parti commerciali di maggior importanza. Contemporaneamente a tutto ciò, si è preso familiarità con il software di modellazione CAD 3D, imprescindibile in qualsiasi ufficio tecnico di un'azienda metalmeccanica: il suo corretto apprendimento e utilizzo ha rappresentato una parte centrale nella buona riuscita del lavoro qui presentato, poiché costituisce lo strumento con il quale ci

si interfaccia quotidianamente e sul quale prendono vita i nuovi prototipi.

Nella quarta fase si è passati a convertire gli obiettivi generali in specifiche tecniche più dettagliate e oggettive. Questo è stato facilitato dalla consapevolezza e dalla conoscenza dell'oggetto di studio acquisita nella fase precedente.

La quinta parte ha visto la presentazione di varie soluzioni che non hanno superato le valutazioni iniziali per diversi motivi. Anche se i tentativi di modifica non hanno avuto buon fine, sono comunque stati inclusi perché alcuni di essi presentano degli spunti interessanti che potrebbero essere percorsi in futuro dopo dovute rivisitazioni.

Dopo tali esperimenti iniziali si è riusciti a trovare degli spunti interessanti e degni di essere sviluppati ulteriormente. È potuta iniziare una fase di progettazione più dettagliata, supportata sempre dal CAD, che ha portato alla definizione di due prototipi distinti, considerati entrambi delle valide alternative. Essi sono distinguibili per il numero di motori utilizzati, che come si è visto porta con sé anche delle implicazioni costruttive, una su tutte la presenza o meno di ingranaggi.

In ultima istanza è stata eseguita una stima dei costi produttivi che confermasse l'effettiva convenienza del passaggio dalla versione attuale del gruppo di traino a una delle due nuove presentate. Per tale operazione è stato utilizzato un software di costificazione e simulazione dei processi produttivi per quanto riguarda le parti a disegno, mentre si è fatto riferimento a dati storici o preventivi per i prezzi di acquisto delle parti commerciali.

Il risultato finale che emerge dall'elaborato è quello della realizzazione, come da obiettivo, di due nuovi progetti del gruppo meccanico oggetto di studio. Entrambi i design hanno portato ad un miglioramento tecnico e alla risoluzione di tutti i problemi precedentemente riscontrati. Particolare attenzione è stata prestata riguardo alla semplicità e rapidità di esecuzione dei processi produttivi, cercando anche di facilitare alcune fasi di assemblaggio dell'unità. Risulta raggiunto anche l'obiettivo di contenimento degli ingombri, di particolare interesse per l'azienda. Per ognuna delle due soluzioni, inoltre, è stato conseguito un livello piuttosto rilevante di convenienza economica per il passaggio dal vecchio design al nuovo.

La sostituzione dell'attuale traino con uno dei nuovi ipotizzati, pone le basi per un interessante sviluppo futuro delle macchine sulle quali può essere installato. La riduzione di ingombri è infatti un conseguimento rilevante poiché può portare ad un potenziale ripensamento di tutta la struttura esterna della macchina, con principale riferimento allo sviluppo in altezza: ne scaturirebbe un notevole risparmio di materiale e costo. Altri aspetti correlati all'adozione dei nuovi prototipi sono anche quello di risparmio energetico, visto che la riprogettazione ha portato ad una diminuzione della potenza elettrica installata senza rinunciare alle prestazioni (e anzi aumentandole), ma anche di risparmio di una sostanza rischiosa per l'inquinamento com'è l'olio di lubrificazione (ridotto nel traino a 2 motori, eliminato del tutto in quello a 4 motori). Infine, visto che le soluzioni qui presentate sono state studiate per alcune delle macchine più grandi della loro tipologia, alcuni dei principi cardine dei nuovi design potrebbero essere tranquillamente ripresi in scala ridotta anche sui gruppi di traino di macchine più piccole, inaugurando una filosofia costruttiva comune che porti agli stessi risultati tecnico economici qui conseguiti.

Bibliografia

- [1] Federbeton, Rapporto di filiera, 2019.
- [2] World Steel Association, World Steel in figures, 2020.
- [3] A. Guagnini, Una nuova tecnica del costruire: il calcestruzzo armato, Il Contributo italiano alla storia del Pensiero – Tecnica, 2013.
- [4] M. Paech, Inline wire diagnosis, Wire Journal International, 2015.
- [5] M. Callegari, P. Fanghella, F. Pellicano. Meccanica applicata alle macchine. Città Studi, 2013.

