



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

VERIFICA E OTTIMIZZAZIONE DELL'ALBERO BATTITORE DI
UN SEPARATORE POLPA-NOCCIOLINO

VALIDATION AND OPTIMIZATION OF THE BEATER SHAFT IN
A PULP-STONE SEPARATOR

Candidato:
Baiocchi Davide

Relatore:
Prof. Rossi Marco

Anno Accademico 2023-2024

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

*The future belongs to those who believe
in the beauty of their dreams*

Eleanor Roosevelt -

Sommario

Il modello economico lineare *'take-make-dispose'* si basa sull'accessibilità di grandi quantità di risorse ed energia, ma risulta sempre meno adatto alla realtà attuale. Le iniziative a sostegno dell'efficienza, che si focalizzano sulla riduzione delle risorse e dell'energia fossile impiegata, possono rallentare la crisi del modello economico, ma non affrontano in modo completo il problema della natura finita delle risorse. Si pone quindi come necessaria la transizione dal modello lineare ad un *modello circolare*, che nella considerazione di tutte le fasi – dalla progettazione, alla produzione, al consumo, fino alla destinazione a fine vita – sappia cogliere ogni opportunità di limitare l'utilizzo di risorse e minimizzare scarti e perdite [1].

Il *pensiero circolare* costituisce uno dei principi fondamentali dell'azienda Pieralisi Maip, leader nell'estrazione e separazione centrifuga in vari settori. Un esempio tangibile di questo approccio è il loro separatore polpa-nocciolino Sansone, impiegato nella molitura dell'olio per separare la parte legnosa dalla sansa. Il nocciolino ottenuto si rivela un eccellente biocombustibile, consentendo così il recupero e la massimizzazione di un prodotto originariamente destinato allo scarto.

In questo lavoro di tesi, si intendono analizzare le problematiche e studiare le possibili soluzioni relative al separatore polpa-nocciolino Sansone. La macchina presenta difficoltà quali la rottura dei cuscinetti, vibrazioni e corrosione dell'albero principale. L'analisi di tali problematiche e delle relative soluzioni sarà condotta attraverso simulazioni e ottimizzazioni del gruppo albero battitore, avvalendosi di modelli analitici e degli elementi finiti.

I risultati ottenuti hanno evidenziato che la possibile causa della rottura risiede nella configurazione iniziale dei cuscinetti, caratterizzata da prestazioni eccessive e non adeguate rispetto ai carichi applicati. Di conseguenza, è stato modificato il setup dei due supporti. Allo stesso tempo, per risolvere il problema della corrosione, è stato cambiato il materiale dell'albero principale, sostituendo un Fe 360C con un acciaio inossidabile AISI 304. Entrambi gli alberi sono stati sottoposti a verifica statica, a fatica e modale, le quali hanno dimostrato che i problemi iniziali di rottura non erano imputabili alla progettazione dell'albero. Infine, è stata migliorata la disposizione delle tenute al fine di garantire un funzionamento meno gravoso per i diversi componenti meccanici.

Indice

1	L'Olio di Oliva	5
1.1	Produzione dell'olio di oliva	5
1.2	Scarti del processo	10
1.3	Sostenibilità delle risorse	11
1.3.1	Nocciolino e Pellet	12
2	Separatore Polpa - Nocciolino	13
2.1	La macchina	13
2.1.1	Funzionamento e Componenti	14
2.1.2	Problematiche macchina	17
2.2	Analisi di Sistema	18
2.2.1	Schema statico	19
2.3	Motore	20
2.4	Trasmissione a cinghia	21
2.5	Coclea	26
2.6	Martelli	29
2.7	Forze Peso	31
2.8	Calcolo Reazioni	32
2.8.1	Diagrammi delle sollecitazioni	34
3	Verifica Analitica	35
3.1	Geometria	35
3.2	Materiale	36
3.3	Verifica Statica	39
3.3.1	Albero AISI 304	40
3.4	Verifica a Fatica	41
3.4.1	Albero AISI 304	45
3.5	Spostamenti	46
3.5.1	Piano xz	47
3.5.2	Piano xy	60
3.5.3	Flessione totale	62
3.5.4	Albero AISI 304	64
3.6	Cuscinetti	65
3.6.1	Setup iniziale	65
3.6.2	Setup finale	77

4	Analisi agli Elementi Finiti	83
4.1	Analisi strutturale	83
4.1.1	Geometria	83
4.1.2	Contatti	84
4.1.3	Mesh	85
4.1.4	Condizioni al contorno	87
4.1.5	Risultati	88
4.1.6	AISI 304	92
4.2	Analisi Modale	93
4.2.1	Risultati	95
4.2.2	AISI 304	97

Elenco delle figure

1	Logo azienda	3
1.1	Fasi ciclo di produzione olio di oliva	5
1.2	Esempio raccolta olive	6
1.3	Gramola	7
1.4	Tipologia decanter	8
1.5	Prodotti ottenuti dal processo di lavorazione	10
1.6	Sansa vergine e sansa esausta	11
2.1	Sansone Pieralisi	13
2.2	Schema componenti macchina	14
2.3	Coclee di alimentazione sistema	15
2.4	Gruppo griglia - albero battitore	15
2.5	Cinghie di trasmissione	16
2.6	Schema trasmissione	18
2.7	Albero battitore	19
2.8	Schematizzazione albero battitore	19
2.9	Cinghia dentata	21
2.10	Sistema di riferimento cinghia	24
2.11	Sistema di riferimento globale	24
2.12	Coclea	26
2.13	Tabelle coefficienti	28
2.14	CAD albero battitore	29
2.15	Forze agenti nei martelli	29
2.16	Martelli	30
2.17	Diagrammi di sforzo normale, taglio e momento	34
3.1	Sezione longitudinale albero	35
3.2	Coefficiente b_3	37
3.3	Coefficiente b_4	38
3.4	Fattore teorico di intaglio albero soggetto a flessione	42
3.5	Sensibilità all'intaglio per acciai e leghe di alluminio soggette a flessione alternata o carico assiale alternato. Per $r > 4$ utilizzare i valori ottenuti per $r = 4$	43
3.6	freccia massima ammissibile	46
3.7	Deformata carichi concentrati piano xz	55
3.8	Deformata carico distribuito piano xz	58

Elenco delle figure

3.9	Deformata totale piano xz	59
3.10	Confronto deformate	59
3.11	Deformata piano xy	61
3.12	Deformate albero battitore	62
3.13	Spostamenti albero battitore	63
3.14	Mozzo collegamento cuscinetti albero e griglia	65
3.15	Supporto esterno	65
3.16	Tabella (a) Viscosità necessaria	71
3.17	Tabella (b) Viscosità effettiva	72
3.18	Fattore a_{SKF} per cuscinetti radiali a rulli	73
3.19	Coefficiente di sicurezza statico	75
3.20	Fattore a_{SKF} per cuscinetti radiali a sfere	79
3.21	Coefficiente di sicurezza statico - cuscinetti a sfere	80
4.1	Assieme albero battitore	83
4.2	Geometria semplificata	84
4.3	Mesh	85
4.4	Qualità mesh	86
4.5	Condizioni al contorno	87
4.6	Spostamenti (albero fermo)	88
4.7	Spostamenti (carico 2)	88
4.8	Tensione equivalente (carico 2)	89
4.9	Deformata complessiva	90
4.10	Tensione equivalente	91
4.11	Massa concentrata viti e pulegge	94

Elenco delle tabelle

1.1	Confronto nocciolino e pellet classico	12
2.1	Parametri motore	20
2.2	Parametri pulegge	21
2.3	Parametri cinghia	23
2.4	Forze cinghia	25
2.5	Dati coclea	26
2.6	Masse	31
2.7	Forze peso	31
2.8	Lista Forze	32
2.9	Distanze	32
2.10	Reazioni xz	33
2.11	Reazioni xy	33
3.1	Sezioni	35
3.2	Proprietà meccaniche materiale	36
3.3	Limite di fatica materiale	36
3.4	Limite di fatica corretto materiale	38
3.5	Dati punto C	44
3.6	Coefficienti piano xz	54
3.7	Cuscinetti setup iniziale	65
3.8	Dati cuscinetti SKF 22210 E	66
3.9	Reazioni	66
3.10	Cuscinetti setup finale	77
3.11	Dati cuscinetti SKF 22210 E	77
4.1	Dati inerziali viti e pulegge	94
4.2	Modi di vibrare struttura Fe 360C	95
4.3	Modi di vibrare struttura AISI 304	97

Introduzione

Nel corso dei secoli, l'olio di oliva ha sempre mantenuto un'elevata importanza, diventando nel tempo un simbolo di abbondanza e benessere nelle culture mediterranee. Socialmente, l'olio di oliva è intrecciato con le trame della cultura e dell'identità. Le varietà di olive, le tecniche di produzione tramandate di generazione in generazione e le festività legate alla raccolta delle olive sono radicate nelle tradizioni locali, definendo in modo tangibile l'appartenenza di una comunità a una terra e a una storia condivisa.

Nel contesto contemporaneo, il settore dell'olio di oliva è in continua evoluzione grazie agli avanzamenti tecnologici. Le moderne tecniche di estrazione, la gestione intelligente delle coltivazioni e la tracciabilità digitale consentono di mantenere gli standard qualitativi e la trasparenza lungo l'intera catena produttiva. Questo connubio tra tradizione e innovazione sta plasmando un settore che, pur conservando la sua autenticità, si adatta alle esigenze di un mondo sempre più connesso e dinamico.

Un punto fondamentale di questa transizione è sicuramente il crescente focus sull'impatto ambientale dei vari processi. In un'epoca in cui la consapevolezza ambientale è cresciuta in modo significativo, aziende e industrie sono chiamate a riconsiderare le proprie pratiche per mitigare l'impatto negativo sull'ambiente. *L'adozione di strategie eco-sostenibili non è più un'opzione, ma una necessità imperativa.* Il settore dell'olio di oliva, data la sua elevata importanza a livello economico e sociale, e date le sue radici nella cultura contadina dove risparmio e ambiente sono dei punti cardine, non poteva esimersi da questa evoluzione. La consapevolezza crescente dell'impatto ambientale delle attività industriali ha spinto il settore ad adottare pratiche sostenibili e a focalizzarsi sul risparmio di risorse. La riduzione dei consumi energetici, l'ottimizzazione delle operazioni di produzione e l'implementazione di tecnologie eco-friendly sono diventate priorità fondamentali.

Un esempio di tale cambiamento è il **separatore polpa-nocciolino**. In passato, i residui dell'estrazione dell'olio di oliva venivano spesso considerati rifiuti di poco interesse. Con l'avanzare della tecnologia, sono stati introdotti metodi più efficienti per sfruttare la sansa e i suoi componenti. L'introduzione dei separatori polpa-nocciolino ha consentito di sfruttare questi scarti in diversi modi. Il nocciolino ottenuto, infatti, risulta essere un ottimo biocombustibile utilizzabile sia in ambiti industriali che nel riscaldamento domestico sotto forma di pellet, riducendo la quantità di residui e aprendo la strada a un utilizzo più sostenibile degli scarti dell'estrazione.

Elenco delle tabelle

L'elaborato mira ad analizzare e risolvere, attraverso strumenti di simulazione e ottimizzazione, le problematiche dell'albero battitore del separatore **Sansone** dell'azienda **Pieralisi Maip**. Tale sistema innovativo prevede l'estrazione a secco del nocciolino dalla sansa d'oliva ottenuta durante il processo di estrazione dell'olio di oliva in frantoio. La particolare geometria del suo battitore consente di lavorare senza aggiunta di acqua, ottenendo così un elevato risparmio energetico.

Il principale problema della macchina è sicuramente la rottura dei cuscinetti, per questo motivo si andranno ad analizzare possibili cause e presentare eventuali soluzioni. Inoltre, l'albero principale è realizzato in ferro, materiale altamente ossidabile soprattutto se a contatto con componenti alimentari. Per questo motivo, parte principale del lavoro di tesi sarà la riprogettazione in acciaio inossidabile AISI 304 dell'albero battitore.

La risoluzione procede in modo sequenziale: inizialmente, sono state condotte analisi sul sistema allo stato attuale per valutare le possibili cause di rottura. Successivamente, le medesime analisi sono state eseguite sull'albero in acciaio inossidabile al fine di verificare il nuovo setup. La specifica di progetto è mantenere la macchina simile alla sua configurazione iniziale, modificando solo i componenti "difettosi" senza cambiare il concept del sistema.

La disamina delle problematiche e la progettazione dell'albero sono state realizzate mediante procedimenti di calcolo analitico e attraverso l'applicazione di analisi agli elementi finiti tramite l'utilizzo del software Ansys.

Il lavoro si articola in 4 capitoli. Sono brevemente descritti nel seguito:

Il **Capitolo 1 - L'Olio di Oliva** è una breve introduzione al mondo dell'estrazione dell'olio di oliva, alle fasi di produzione e alla tecnologia utilizzata. Inoltre, si approfondisce l'importanza del recupero delle risorse nel contesto dell'economia circolare.

Il **Capitolo 2 - Separatore Polpa-Nocciolino** descrive il funzionamento della macchina al fine di avere una migliore comprensione delle problematiche che si dovranno risolvere. Dopo aver analizzato il sistema, si valutano le condizioni operative e il funzionamento di ciascun componente per determinare tutte le forze che entrano nell'analisi del gruppo albero battitore.

Il **Capitolo 3 - Verifica Analitica** si occupa di valutare la configurazione iniziale dei cuscinetti, le deformazioni, le sollecitazioni statiche e a fatica al fine di identificare possibili problematiche nel vecchio albero e ipotizzare soluzioni. Si adotta un approccio analitico che verrà successivamente verificato tramite il modello agli elementi finiti.

Il **Capitolo 4 - Analisi agli Elementi Finiti** è dedicato alla simulazione del gruppo albero battitore dal punto di vista strutturale e modale.

L'azienda

Il lavoro di tesi è stato condotto presso l'azienda Peralisi Maip S.p.A., leader nel settore della produzione di olio d'oliva. Fondata da Adeodato Peralisi nel 1888 a Jesi, l'azienda ha avuto inizio come una piccola officina a gestione familiare operante nel campo oleario. Nel corso del tempo, l'azienda ha ampliato la propria dimensione e la gamma di settori in cui opera. Attualmente, è tra i principali protagonisti a livello internazionale nella fornitura di soluzioni per l'*estrazione* e la *separazione centrifuga* in molteplici settori, tra cui ecologia, alimenti e bevande, riciclo e recupero, combustibili e lubrificanti minerali, chimica e farmaceutica, prodotti derivati dagli animali e altri.

La filosofia aziendale, costantemente orientata verso lo zero spreco, si basa sul concetto di *pensiero circolare*. Il suo obiettivo è uno sviluppo di progetti privi di sprechi, in cui gli investimenti sono ottimizzati per conseguire una redditività sostenibile.



Figura 1: Logo azienda

Capitolo 1

L'Olio di Oliva

1.1 Produzione dell'olio di oliva

Per comprendere meglio l'importanza e il funzionamento del separatore polpa-nocciolino bisogna conoscere le fasi che si susseguono nel ciclo di lavorazione dell'oliva. Tale ciclo è racchiuso in 7 fasi principali:

1. raccolta
2. lavaggio
3. frangitura
4. gramolatura
5. estrazione
6. filtrazione

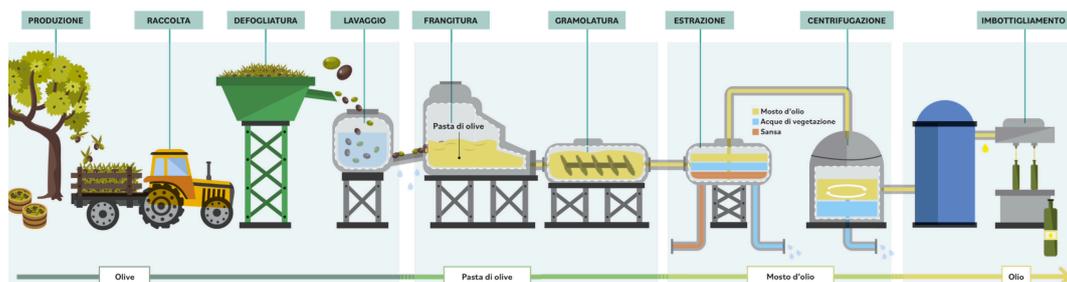


Figura 1.1: Fasi ciclo di produzione olio di oliva

Le varie fasi del processo di produzione possono susseguirsi in maniera continua o discontinua, possono variare in base alle tradizioni locali, alle scelte del produttore e alla qualità desiderata dell'olio di oliva. La moderna tecnologia ha introdotto macchinari avanzati che rendono il processo più efficiente, ma molte aziende mantengono un legame con le metodologie tradizionali per preservare la qualità e l'autenticità dell'olio prodotto. La diversità di approcci all'interno del ciclo di produzione consente la creazione di oli di oliva con profili di gusto unici e distinti.

Raccolta La raccolta delle olive può avvenire a mano o con appositi macchinari che permettono di non rovinare il frutto e la pianta. Esistono diverse tecniche di raccolta quali:

- Brucatura – raccolta manuale delle olive.
- Bacchiatura – scuotimento dei rami con delle pertiche per provocare la caduta del frutto su apposite reti.
- Pettinatura – si pettinano i rami con dei rastrelli, determinando la caduta dei frutti maturi su appositi teli.
- Scrollatura – metodo meccanico nel quale le olive sono raccolte grazie a dei bracci meccanici che avvolgono il tronco o rami dell'albero.



(a) Raccolta manuale

(b) Raccolta meccanica

Figura 1.2: Esempio raccolta olive

Lavaggio Le olive vengono trasportate nell'impianto di produzione, dove si provvede a rimuovere le impurità come foglie, rami, terra e polvere tramite l'utilizzo di defogliatori e lavatrici.

Frangitura In questa fase avviene la frantumazione dei frutti che permette di ottenere la pasta d'olio. La frantumazione può avvenire per mezzo di diversi strumenti come martelli, coltelli, dischi ecc. Data l'estrema rapidità con cui avviene questa fase, il pericolo di ossigenazione è rimosso.

In passato, al posto della frangitura, veniva applicata la molitura classica, ovvero una tecnica basata sull'utilizzo di molazze a macine di granito (essenzialmente 2 grandi ruote in granito) che, con il loro peso, schiacciano le olive. Il processo risultava però essere lento e discontinuo; questi svantaggi, sono stati poi risolti con l'introduzione del frangitore.

Gramolatura Consiste nel lento e continuo rimescolamento della pasta di olive all'interno di una macchina detta gramola. Questa operazione serve a preparare la pasta di olive alla prima separazione solido-liquido, infatti, si tratta di un passaggio fondamentale in quanto permette di rompere le emulsioni acqua-olio che si sono formate durante la frangitura.

La pasta ottenuta dalla frangitura non può essere mandata alla separazione in quanto l'olio è presente sotto forma di una finissima sospensione di micro-gocce, le quali devono essere riunite il più possibile a formare gocce più grandi per renderne più agevole l'estrazione, questo fenomeno viene detto coalescenza.

La gramola è essenzialmente una vasca di acciaio inox in cui sono presenti delle pale elicoidali che ruotano lentamente. La vasca è a tenuta stagna per poter controllare la quantità di ossigeno che entra a contatto con la pasta, eventualmente anche saturando con gas inerti come l'azoto.



Figura 1.3: Gramola

Estrazione Ha lo scopo di separare la fase liquida, l'emulsione acqua-olio (denominata *mosto d'olio*), dalla fase solida, la *sansa*. La sansa è composta dai residui delle bucce, della polpa, dei semi e dal nocciolino. L'estrazione può essere realizzata in diversi modi:

- Pressione (metodo classico e discontinuo)
- Centrifugazione (metodo moderno e continuo)
- Percolamento

Pressione Il composto gramolato viene disposto in dischi di nylon impilati sull'asse centrale di una pressa. Per mezzo della pressione applicata dal macchinario si separa la porzione liquida dalla sansa. Il fluido ottenuto dev'essere poi centrifugato al fine di ricavare una prima separazione dell'acqua dall'olio.

Centrifugazione La pasta d'olio viene centrifugata per mezzo di un tamburo conico ruotante ad asse orizzontale (*decanter*). Per effetto del differente peso specifico la centrifugazione separa tutte e 3 le componenti finali contemporaneamente (sansa, olio vergine di oliva ed acqua) in unico e continuo procedimento. Si distinguono tre tipi principali di decanter:

- *2 fasi* - l'estrattore genera una sola uscita liquida (olio), ed una uscita "solida" costituita da sansa ed acqua. In questa maniera si limita l'utilizzo dell'acqua e si minimizza la produzione di reflui.
Le sansa ottenute sono molto umide, non accettate dai sansifici perché hanno uno scarso valore merceologico. Questo poiché l'essiccazione risulta poco conveniente, pertanto la sansa diventa un prodotto di scarto da smaltire senza possibilità di recupero economico.
- *3 fasi* - la separazione avviene con aggiunta di acqua. In questo caso ci sono due uscite liquide, per lo scarico dell'olio e dell'acqua di vegetazione ed una uscita solida per la sansa. A fronte di un maggiore consumo d'acqua, si ottiene una sansa asciutta facilmente gestibile e di maggior valore per i sansifici.
- *Multifase* - l'estrattore centrifugo è predisposto per tre uscite: olio, sansa e un'uscita intermedia per il paté. Questo tipo di estrazione ha la versatilità di essere adatta sia alla lavorazione in continuo che a quella partitaria.

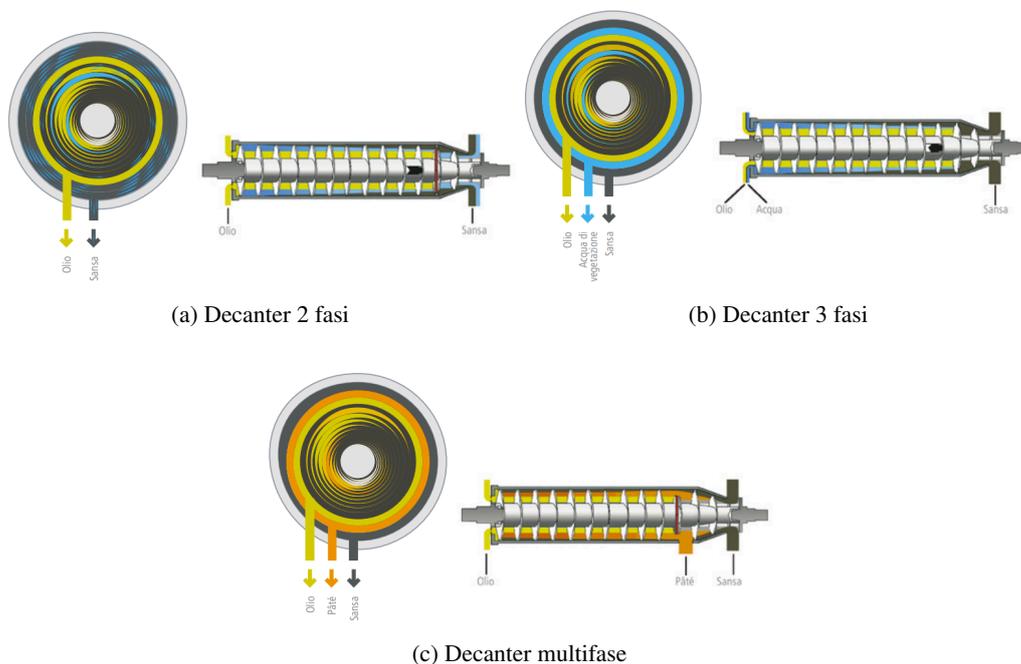


Figura 1.4: Tipologia decanter

1.1 Produzione dell'olio di oliva

Percolamento Il metodo prevede che in modo continuativo, una sequenza di fitti pettini, costituiti da tante lamelle in acciaio inossidabile, vengano immersi nella pasta di olive. Grazie alla differenza di tensione superficiale tra i due fluidi (l'olio ha una tensione superficiale maggiore rispetto l'acqua), la lamina si bagna prevalentemente di olio; questi pettini vengono successivamente sollevati e lasciati gocciolare sopra specifici canali raccoglitori.

Il percolato produrrà olio e mosto, successivamente verrà centrifugato per ricavare altro olio a discapito dell'acqua. Oppure può generare olio e sansa non definitiva, dalla cui centrifugazione si ottengono mosto e sansa. L'uno o l'altro metodo vengono applicati in base al tipo e all'efficacia di percolamento.

Questo metodo tuttavia presenta svantaggi considerevoli, tali da averne impedito la larga diffusione. Il primo è quello di non riuscire ad estrarre tutto l'olio extra vergine presente nella pasta; di conseguenza è necessario successivamente passare il residuo in un decanter; quindi, non è un metodo che completa la fase di estrazione. Il secondo inconveniente è la quasi impossibilità di effettuare lavaggi macchina (se non con fermi impianto prolungato) per evitare che i residui di lavorazione precedenti guastino la qualità dell'olio lavorato successivamente. Terzo ed ultimo inconveniente è la modesta portata di processo.

Filtrazione Nel caso in cui si preferisca un olio più limpido è necessario una fase di filtraggio per eliminare i residui depositati sul fondo ed ottenere così un aspetto più chiaro. Questa fase va a discrezione del produttore, infatti un olio appena spremuto, e quindi grezzo, non per forza è meno pregiato di un olio filtrato.

1.2 Scarti del processo

Al termine delle diverse fasi si ottengono olio di oliva, sansa vergine d'oliva e acqua di vegetazione. Negli anni passati, gran parte degli scarti derivanti dal processo di produzione dell'olio d'oliva veniva considerata rifiuto e frequentemente eliminata in maniere non sempre sostenibili. Nel corso della storia, si sono sviluppate varie pratiche volte a valorizzare tali sottoprodotti:

- Alimentazione animale - la sansa poteva essere utilizzata come mangime per il bestiame, fornendo una fonte di nutrimento per gli animali.
- Fertilizzante agricolo - ricca di sostanze nutrienti, la sansa poteva essere utilizzata come fertilizzante per i campi agricoli, così come l'acqua di vegetazione ottenuta.
- Produzione di sapone - la sansa conteneva ancora tracce di olio, che potevano essere estratte e utilizzate per la produzione di sapone.
- Utilizzi artigianali - in alcune comunità, la sansa veniva utilizzata in prodotti artigianali come intonaci o additivi per la produzione di mattoni.



Figura 1.5: Prodotti ottenuti dal processo di lavorazione

1.3 Sostenibilità delle risorse

Negli ultimi decenni, con l'aumentare della consapevolezza ambientale e dell'interesse per la sostenibilità, numerose industrie hanno iniziato a ricercare modalità più efficienti ed ecocompatibili per gestire questi sottoprodotti. Ciò ha portato a maggiori sforzi nel riciclo, nel riutilizzo e nello sviluppo di tecnologie per valorizzare gli scarti dell'olio d'oliva. Un esempio di tale crescente attenzione è rappresentato dal riutilizzo della sansa. Questo sottoprodotto conserva ancora notevoli risorse; attraverso appositi impianti (sansifici), è possibile estrarre una quantità compresa tra il 3% e il 6% di olio, denominato olio di sansa, riutilizzabile in vari settori, sia alimentari che non alimentari. I prodotti finali che si ottengono da questi impianti sono l'olio di sansa e la sansa esausta. La sansa esausta è già di per sé un discreto combustibile, si utilizza per lo più in grandi impianti industriali di combustione o di produzione di biogas, mentre in piccole caldaie domestiche pone problemi di accensione ed emissione di cattivi odori. Per evitare questi problemi, la sansa esausta viene sottoposta ad un processo di lavorazione aggiuntivo in quanto gli viene tolta la parte polverosa (polpa e altri residui) lasciando soltanto la parte legnosa (nocciolo). Il nocciolino ottenuto può essere essiccato e compresso per formare pellet di sansa, che risulta essere meno fastidioso nell'odore e nelle emissioni rispetto alla sansa esausta. Da qualche tempo, visto il diffondersi dell'utilizzo del nocciolino, anche i frantoi hanno iniziato a estrarre il nocciolino direttamente dalla sansa vergine e vendere così un biocombustibile che ha caratteristiche leggermente diverse rispetto a quello venduto dai sansifici (nocciolino di sansa disoleata).

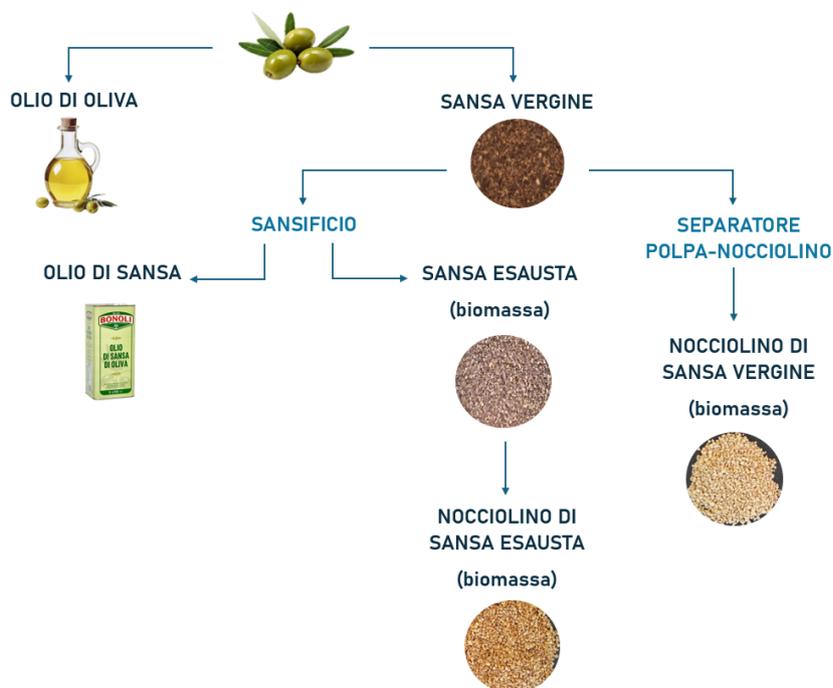


Figura 1.6: Sansa vergine e sansa esausta

Differenza tra nocciolino di sansa vergine e nocciolino di sansa esausta? Nocciolino di sansa vergine e nocciolino di sansa disoleata sono entrambi derivati dalle olive e in particolare dal nocciolo, ma mentre il nocciolino di sansa vergine deriva dal processo produttivo del frantoio, il nocciolino di sansa disoleata viene prodotto a seguito della lavorazione delle sanse nel sansificio.

Nel primo caso le olive vengono lavorate esclusivamente meccanicamente in frantoio; infatti, la sansa vergine può essere lavorata con un processo esclusivamente meccanico attraverso il separatore polpa nocciolino (sostanzialmente una centrifuga) e si ottiene così, da tutta la sansa lavorata, un 15% di nocciolino di sansa vergine, con un contenuto di umidità intorno al 20%[2].

Quale dei due è da preferire? Il nocciolino di sansa vergine, detto anche nocciolino bianco, ha un colore chiaro e una grana più grossa, irregolare e con un contenuto di olio residuo maggiore rispetto al nocciolino di sansa disoleata. La presenza di una maggiore componente oleosa ne innalza il potere calorifico che, per il nocciolino di sansa vergine, a parità di umidità, risulta generalmente più alta.

Il nocciolino di sansa esausta è meno indicato per il riscaldamento domestico perché sporca di più ed inoltre produce maggiori emissioni e sostanze inquinanti rispetto a quello vergine ed è quindi una biomassa utilizzata principalmente in grandi impianti industriali di cogenerazione dotati di appositi sistemi di pulizia e abbattimento dei fumi per produrre calore ed energia elettrica. Il nocciolino bianco, quindi, risulta essere una fonte di calore altamente efficiente e un'ottima alternativa al pellet di legno anche per il suo costo ridotto.

1.3.1 Nocciolino e Pellet

A parità di quantità, il nocciolino ha una maggiore resa rispetto al pellet di circa il 20%. Ma dipende anche dalla sua umidità. In sostanza il potere calorifico del nocciolino oscilla tra 5.5 a 7.4 kWh/kg, mentre il pellet di legno in media è di 4.5/5 kWh/kg, ma ci sono tipologie che garantiscono anche rese maggiori. Per quanto riguarda le emissioni nell'aria, questo tipo di combustibile non produce fumi tossici poiché non contiene grassi animali o vegetali. Tuttavia, rispetto al pellet ha un maggiore contenuto di cenere (circa il 4% del nocciolino da sansa esausta contro il 0.5% del pellet) che quindi influisce dell'inquinamento atmosferico.

	Nocciolino	Pellet classico
Potere calorifico [kWh/kg]	5.5-7.4	4,5-5
Risparmio emissioni gas serra	98.6%	90.2%
Residui di cenere	<4%	<1%
Costo	\$	\$\$

Tabella 1.1: Confronto nocciolino e pellet classico

Capitolo 2

Separatore Polpa - Nocciolino

2.1 La macchina

Il separatore polpa-nocciolino è uno degli elementi della catena di produzione dell'olio d'oliva ed è progettato per separare la polpa dalla parte solida contenente i nocciolini delle olive. La sansa vergine ottenuta dalla estrazione dell'olio, può essere processata dal separatore al fine di recuperare la biomassa vegetale da destinare per la produzione di energia termica, apportando così una maggiore efficienza a tutto il ciclo estrattivo.

Il sistema in analisi è il "**Sansone**" Peralisi, una macchina innovativa, la cui particolarità è quella che, grazie a come è stata ideata la macchina, la lavorazione avviene con un bassissimo impiego di acqua, così permettendo di risparmiare il 50% delle risorse.



Figura 2.1: Sansone Peralisi

Tra i punti di forza della macchina vi sono sicuramente:

- massima resa in nocciolino
- ottima pulizia del nocciolino da destinare a combustibile
- non provoca la polverizzazione dei frammenti di nocciolino
- nessun rischio di intasamento del separatore

2.1.1 Funzionamento e Componenti

Il sistema è costituito dai seguenti componenti:

-
- A Tramoggia Ingresso Prodotto
 - B Coclea di Alimentazione
 - C Griglia
 - D Albero Battitore
 - E Placchette
 - F Incastellatura
 - G Scarico Nocciolino
 - H Scarico Polpa
 - I Ingresso prodotto con Pompa
-

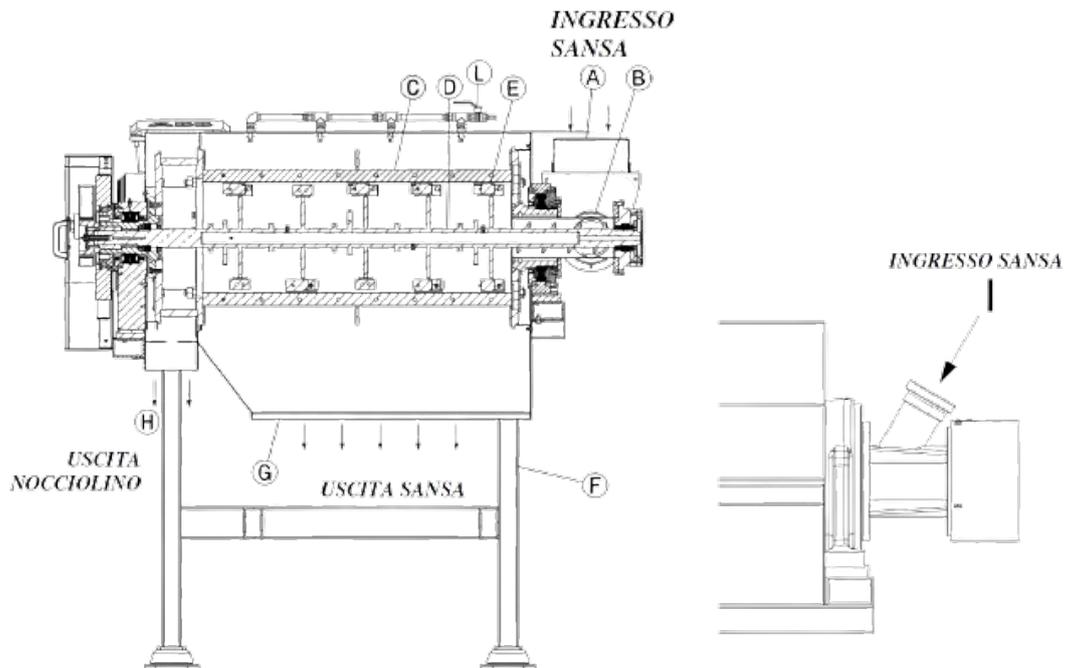


Figura 2.2: Schema componenti macchina

La macchina realizza in modo continuo la separazione. La sansa viene introdotta tramite la coclea di alimentazione, quindi arriva al gruppo griglia - albero battitore dove avviene la separazione stessa.

Come si nota dalla figura sottostante, l'alimentazione è costituita da 2 coclee, questo per garantire al meglio la regolazione della quantità di prodotto che arriva ai martelli.

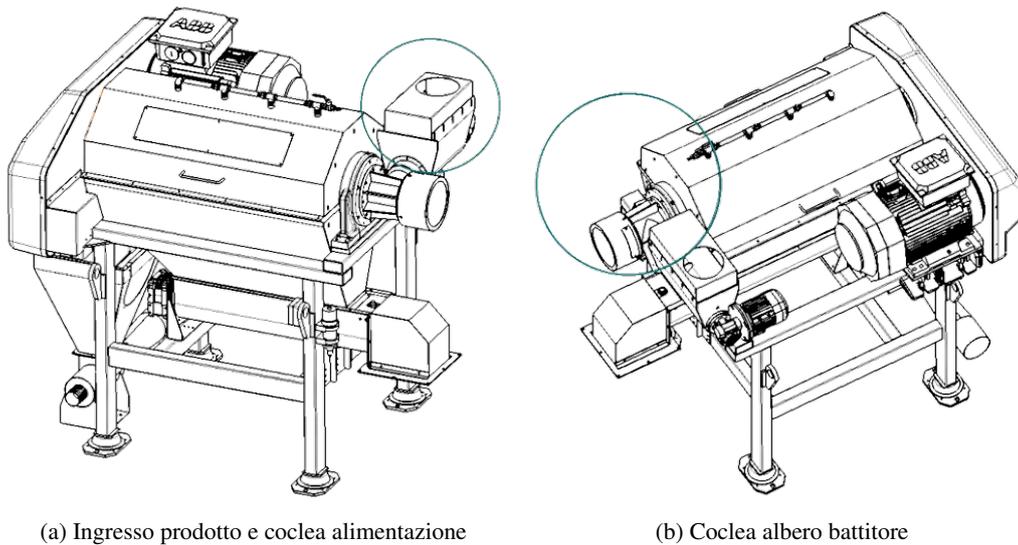


Figura 2.3: Coclee di alimentazione sistema

La griglia e l'albero battitore ruotano nello stesso senso per sansa a 2 fasi e in maniera contro-rotante per sansa ottenuta dal processo di estrazione a 3 fasi. Le placchette dell'albero battitore costringono la parte morbida (polpa) ad attraversare radicalmente le cave della griglia ed al contempo spinge il nocciolino longitudinalmente verso l'uscita anteriore. La polpa viene infine raccolta in una coclea / tramoggia.

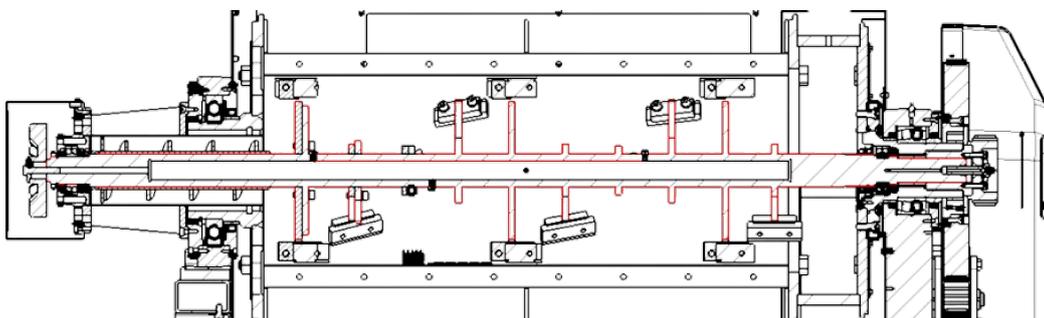


Figura 2.4: Gruppo griglia - albero battitore

2.1.2 Problematiche macchina

Il sistema a livello attuale presenta 3 problematiche principali:

- **Materiale** - L'albero battitore è costruito in ferro (per la precisione Fe 360 C), che a seguito dell'ambiente e dei materiali con cui viene a contatto, risulta facilmente ossidabile.
- **Cuscinetti** - I cuscinetti hanno problematiche frequenti e la manutenzione inizialmente prevista ogni anno al termine della campagna olearia risulta essere troppo frequente per molti clienti.
- **Tenute** - Il gruppo cuscinetti presenti nell'albero battitore non è correttamente isolato. L'inquinamento ne riduce la vita utile.

2.2 Analisi di Sistema

Lo studio della configurazione iniziale parte dall'analisi del setup di sistema e dalle condizioni operative. Il sistema è movimentato da un motore principale. A tale motore sono collegate due pulegge che permettono di trasmettere il moto all'albero e alla griglia. Albero e griglia sono coassiali, collegati agli stessi supporti, ma opportunamente disaccoppiati tra di loro. Infatti, come dimostra il fatto di utilizzare 2 sistemi di trasmissione differenti, si vogliono avere dei giri differenziali tra due elementi, in modo da favorire la separazione. Esistono più versioni del separatore, con griglia co-rotante o controrotante a seconda delle esigenze. A livello di layout la differenza lo farà la disposizione della 3° puleggia.

L'albero è l'elemento principale della macchina. La sua rotazione consente inizialmente il trasporto assiale del prodotto tramite una coclea. Successivamente, il materiale viene condotto fino alla zona dei martelli, dove l'azione meccanica tra i martelli e la griglia separa la polpa dal nocciolino. I martelli sono progettati in modo tale che, durante la rotazione, spingono il materiale verso la griglia e lo fanno avanzare, garantendo un'azione progressiva ed efficiente.

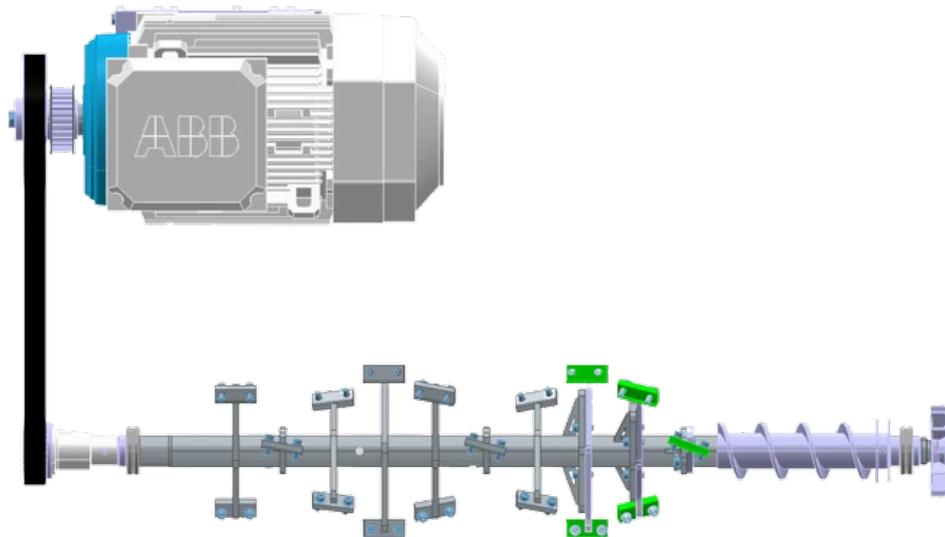


Figura 2.6: Schema trasmissione

2.2.1 Schema statico

La struttura può essere schematizzata come una trave appoggiata (il cuscinetto vicino alla coclea è libero assialmente, quindi assimilabile ad un carrello). Le forze e coppie in gioco sono legate al tiro della cinghia, alle forze peso dei diversi componenti ed infine alla resistenza al moto nei martelli e nella coclea.

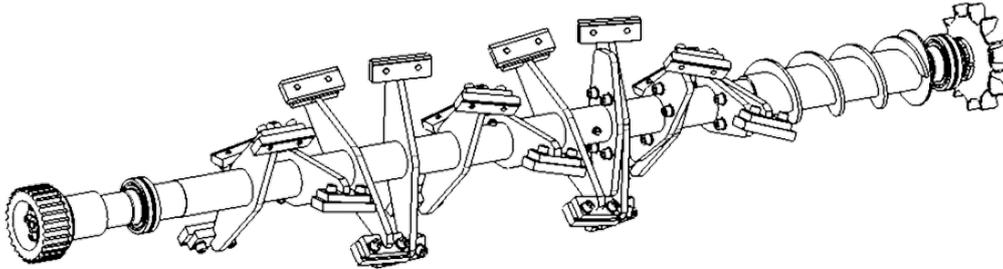


Figura 2.7: Albero battitore

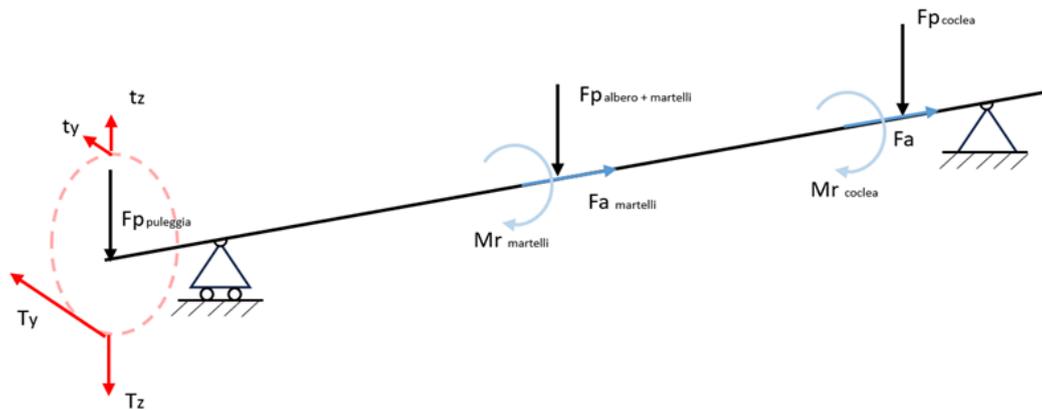


Figura 2.8: Schematizzazione albero battitore

2.3 Motore

Il motore utilizzato è un motore asincrono trifase avente 6 poli, 22 kW di potenza massima e alimentato a 50 Hz. Tramite questi valori è possibile determinare la velocità di sincronismo del motore:

$$n_{motore} = \frac{60f}{p_s} = 1000 \text{ [rpm]} = 104.72 \text{ [rad/s]}$$

Dove:

- $f \rightarrow$ frequenza di alimentazione
- $p_s \rightarrow$ numero di coppie polari

La velocità di sincronismo è una caratteristica intrinseca del motore e non rappresenta necessariamente la velocità alla quale il motore può operare. La velocità effettiva del motore dipenderà dal carico applicato e dalle condizioni operative. In generale, la velocità di sincronismo è la massima velocità teorica alla quale il motore può operare in modo sincrono con la frequenza della corrente alternata fornita.

Al motore sono collegati due sistemi di trasmissione a cinghia. Il primo mette in rotazione l'albero battitore, mentre il secondo sistema è responsabile del moto della griglia. Di conseguenza la potenza trasmessa all'albero battitore non sarà tutta quella a disposizione del motore, in quanto questa verrà ripartita tra i due sistemi. Inoltre, il motore non girerà mai in condizioni di potenza e numero di giri massimo, quindi, l'utilizzo negli sviluppi successivi di questi valori come parametri di progetto è un'approssimazione frutto del fatto che si vogliono considerare le "condizioni peggiori" di funzionamento.

W	potenza	22	kW
f	frequenza	50	Hz
p_s	coppie polari	3	
n_{motore}	giri motore	1000	rpm
		104.72	rad/s
M_{motore}	momento motore	210.08	Nm

Tabella 2.1: Parametri motore

2.4 Trasmissione a cinghia

La trasmissione è realizzata per mezzo di cinghie dentate. Queste lavorano in modo diverso rispetto le cinghie trapezoidali, in quanto non sfruttano l'effetto cuneo come principale metodo di trasmissione di potenza ma l'accoppiamento tra i denti e le cavità presenti nelle pulegge. In tal modo sono eliminati i piccoli slittamenti e si garantisce la fasatura tra le pulegge e la cinghia [3].

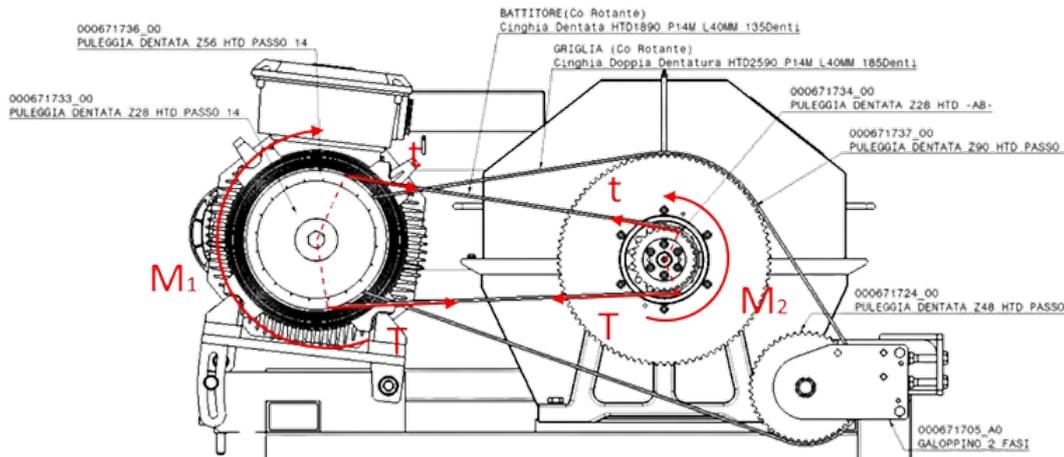


Figura 2.9: Cinghia dentata

Dalle tavole 2D e dalla distinta componente dell'assieme si evidenziano il nome commerciale e il codice delle pulegge dal quale è possibile ricavare massa, diametro primitivo e numero di denti.

		Motrice (1)	Condotta (2)
Massa [kg]	m_i	15.78	5.7
Diametro primitivo [mm]	d_i	249.56	124.78
Denti	z_i	56	28

* $i = 1, 2$ indica la puleggia

Tabella 2.2: Parametri pulegge

L'interasse viene preso dalle tavole, ed è pari a:

$$I = 647.96 \text{ [mm]}$$

Dai valori precedenti vengono determinati angoli di abbraccio, rapporto di trasmissione; quindi, velocità di rotazione della puleggia condotta e velocità periferica della cinghia.

Rapporto di trasmissione:

$$\tau = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} = 2$$

Velocità di rotazione della puleggia condotta:

$$n_2 = n_1 \tau = 2000 [rpm] = 209.44 [rad/s]$$

Velocità periferica cinghia ¹:

$$V = \omega_i \frac{d_i}{2} = 13.07 [m/s]$$

Angoli di avvolgimento:

$$\alpha_1 = \pi + 2 \arcsin \left(\frac{d_1 - d_2}{2l} \right) = 3.33 [rad] = 191 [^\circ]$$

$$\alpha_2 = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{d_1 - d_2}{2l} \right) = 2.98 [rad] = 169 [^\circ]$$

Si evidenzia come la puleggia condotta (2) abbia angolo di abbraccio minore di 180° , di conseguenza, i due tiri avranno componente verticale rivolta verso l'esterno.

Una volta determinato il rapporto di trasmissione è possibile conoscere il momento trasmesso alla puleggia 2:

$$M_2 = M_1 / \tau = 105.04 [Nm]$$

Noti i valori precedenti, è possibile ricavare le forze trasmesse all'albero dalla cinghia. Si definisce il ramo conduttore il tratto di cinghia che va alla puleggia motrice e ramo condotto il tratto che viene dalla puleggia motrice. Durante il moto il tratto conduttore si allunga sotto l'effetto della tensione T che risulta essere $T > t$, chiamando t la tensione a cui è soggetto il tratto condotto. Nel funzionamento si ha variazione tra i due tiri circa uguale e opposta sui due rami, proprio questa differenza di tiro permetterà di generare coppia:

$$\Delta F = \frac{M_i}{d_i} = \frac{W}{2V} = 842 [N]$$

Dove:

- $M_i \rightarrow$ coppia puleggia i

Al fine di garantire un funzionamento efficiente ed affidabile della trasmissione, questa deve essere precaricata tramite una forza F_0 . In generale, è comune pensare che per cinghie sincrone in cui si sfrutta l'accoppiamento di forma non è necessario precaricare il sistema; in realtà, per evitare slittamenti, migliorare l'efficienza e ridurre le vibrazioni, quando si devono trasmettere grandi potenze anche questo tipo di cinghie vanno pretensionate (tensionamento inferiore rispetto al corrispettivo trapezoidale). Il pretensionamento nelle cinghie trapezoidali serve ad evitare slittamenti, mentre nel caso di cinghie sincrone è utile per evitare giochi di inversione, migliorare il rendimento, evitare il salto del dente e lo strappo della cinghia. La

¹non è importante quale puleggia si scelga, l'importante è mantenere lo stesso riferimento nei parametri + per comodità si fa riferimento da n come la velocità in rpm e ad ω come la stessa ma in rad/s .

cinghia risulta impostata con il corretto precarico quando il tratto a vuoto rimane teso in tutte le condizioni di esercizio.

Il precarico può essere calcolato per via matematica o passando attraverso i cataloghi (in questo caso è stato sfruttato il software SitDrive del produttore), con queste condizioni operative si ottiene:

$$F_0 = 1192 [N]$$

Un'altra componente dei due tiri sarà data dalla forza centrifuga che per alte velocità periferiche non è trascurabile. I dati di partenza per il calcolo della forza centrifuga si ricavano da catalogo, partendo dal nome commerciale della cinghia.

$m_{cinghia}$	massa cinghia	0.74	kg
$l_{cinghia}$	lunghezza cinghia	1890	mm

Tabella 2.3: Parametri cinghia

Massa per unità di lunghezza:

$$q = \frac{m_{cinghia}}{l_{cinghia}} = 0.39 [kg/m]$$

Forza centrifuga:

$$F_C = qV^2 = 66.9 [N]$$

I tiri agenti sui due rami saranno complessivamente dati dalla somma del pretensionamento, la forza centrifuga e dalla variazione ΔF :

$$T = F_0 + F_C + \Delta F = 2100.9 [N]$$

$$t = F_0 + F_C - \Delta F = 416.9 [N]$$

Una volta noti il tiro forte e il tiro debole della cinghia, si riportano al sistema di riferimento dell'albero battitore. In particolare, se approssimissimo i due tiri T e t a orizzontali perderemo la componente verticale del carico, che in questo caso non è trascurabile.

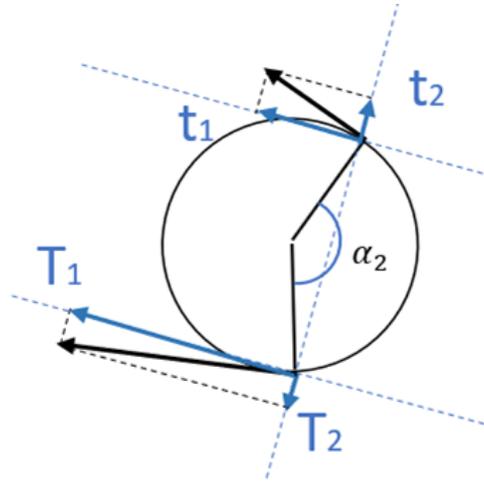


Figura 2.10: Sistema di riferimento cinghia

Di conseguenza noto l'angolo di avvolgimento della puleggia condotta α_2 è possibile ricavarsi le componenti di forza in direzione 1 e 2 (dove 1 è la direzione orizzontale e 2 quella verticale):

$$\begin{aligned} T_1 &= T \sin\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) & T_2 &= T \cos\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) \\ t_1 &= t \sin\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) & t_2 &= t \cos\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) \end{aligned}$$

L'intero sistema di trasmissione è inclinato di un angolo $\beta = 6.65^\circ$ rispetto il piano d'appoggio, per questo motivo le direzioni 1 e 2 non corrispondono alla direzione orizzontale e verticale nel piano.

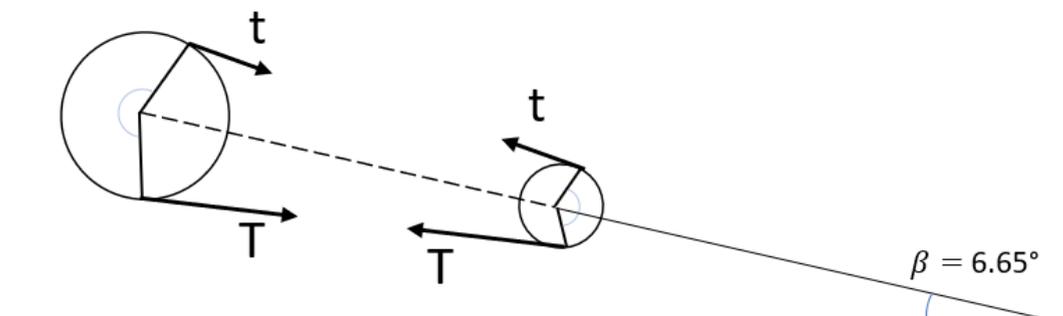


Figura 2.11: Sistema di riferimento globale

Dal momento in cui successivamente si dovrà determinare l'equilibrio delle forze, per como-

dità si ricavano le componenti in direzione y ed z dei due tiri, in modo poi da fare un facile confronto con le altre forze in gioco (forze peso dei componenti ecc.):

$$\begin{aligned} T_y &= T_1 \cos \beta - T_2 \sin \beta & T_z &= T_1 \sin \beta + T_2 \cos \beta \\ t_y &= t_1 \cos \beta + t_2 \sin \beta & t_z &= t_1 \sin \beta - t_2 \cos \beta \end{aligned}$$

Riepilogo forze:

T	2100.9	[N]
t	416.9	[N]
T_1	2090.9	[N]
T_2	202.3	[N]
t_1	415.1	[N]
t_2	40.2	[N]
T_y	2053.4	[N]
T_z	443	[N]
t_y	417	[N]
t_z	8.2	[N]

Tabella 2.4: Forze cinghia

La forza complessiva all'asse sarà di:

$$F = \sqrt{(T_y + t_y)^2 + (-T_z + t_z)^2} = 2508.4 \text{ [N]}$$

Per verificare la correttezza del processo tale forza è stata confrontata con il risultato ottenuto dal software di calcolo del produttore, permettendo di verificare i calcoli fatti.

2.5 Coclea

Il trasportatore a coclea è un dispositivo meccanico ampiamente utilizzato per il trasporto di materiali granulari o in polvere in vari settori industriali. La sua progettazione si basa sul principio di un'elica elicoidale montata su un'asta centrale, nota come coclea, che ruota all'interno di un tubo o un canale. Questo movimento elicoidale consente di spostare il materiale lungo il percorso della coclea.

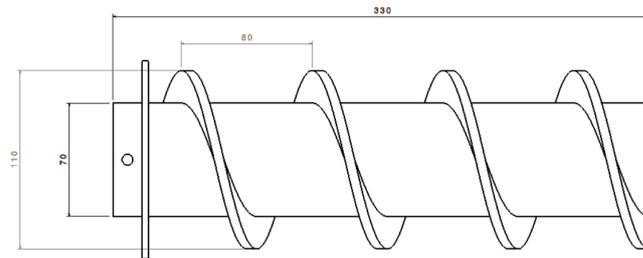


Figura 2.12: Coclea

I vantaggi principali di tale dispositivo sono la semplicità, la possibilità di avere portate elevate, carico e scarico in qualunque punto del percorso e il costo, mentre lo svantaggio principale è sicuramente l'attrito elevato per via dello strisciamento del materiale con la spirale e con il canale.

La coclea saldata sull'albero battitore è caratterizzata dall'aver un solo principio e le seguenti caratteristiche:

Diametro esterno [m]	D	0.11
Passo [m]	p	0.08
Lunghezza [m]	L	0.302
Peso specifico sansa [t/mm^3]	γ	0.35
Numero di giri coclea [rpm]	n	2000

Tabella 2.5: Dati coclea

Il trasportatore trasmetterà all'albero 3 forze: forza peso, forza di reazione assiale e momento torcente. Il calcolo delle coclee passa dal calcolo della potenzialità di trasporto Q (di fatto rappresenta una portata). Per una coclea funzionante a piena sezione si ha [4]:

$$Q_0 = 60\gamma \frac{D^2}{4} \pi p n$$

Che in questo caso corrisponde a:

$$Q_0 = 59.3 [t/h]$$

In realtà la coclea non funziona mai a piena sezione, ed il riempimento α è sempre inferiore ad 1. Di conseguenza, la potenzialità della coclea viene ridotta. Per materiali scorrevoli non abrasivi in grani e piccoli pezzi con polvere il coefficiente di riempimento in letteratura si aggira attorno a 0.3, si ottiene:

$$Q = \alpha Q_0 = 17.79 [t/h]$$

Il momento torcente sull'albero della coclea si ricava dalla seguente relazione empirica:

$$M_t = 28.6 \left(A + B \frac{Q}{n} \right) L$$

Dove:

- **A** = 0.018 → Coefficiente dipendente dal diametro esterno della coclea e dalla tipologia di cuscinetti.
Guardando la tabella sottostante (a), in questo caso si è considerato un diametro esterno di 150 mm, invece dei 110 effettivi, per mettersi nella condizione peggiorativa.
- **B** = 1 → Coefficiente dipendente dalla classe di materiale e dal peso specifico.
La sansa si può considerare come materiale scorrevole e non abrasivo (classe II), infatti i valori di peso specifico della sansa concordano con i dati di riferimento. Non essendoci una voce specifica per la sansa, si prende il valore dei grandi di frumento aventi stesso peso specifico della sansa.

Con questi dati si ottiene:

$$M_t = 0.23 [Nm]$$

Una volta determinato il momento resistente è possibile calcolare la spinta assiale di reazione sull'albero utilizzando semplicemente considerazioni geometriche.

$$F_t = \frac{M_t}{r_c} \quad F_a = \frac{F_t}{\tan \delta} \quad \rightarrow \quad F_a = \frac{M_t}{r_c \tan \delta}$$

Dove:

- $r_c (\approx D/2)$ → raggio centro di spinta sull'elica (approssimabile al raggio esterno della coclea)
- $\delta = 13.03^\circ$ → angolo di avvolgimento dell'elica (si ricava dal disegno)
- F_t → forza tangenziale
- F_a → forza assiale

La forza assiale risulta:

$$F_a = 18.24 [N]$$

Capitolo 2 Separatore Polpa - Nocciolino

Diametro esterno della coclea <i>D</i> mm	Velocità massima <i>n</i> in giri al primo per le classi					Coefficiente di costruzione <i>A</i> per cuscinetti			
	I	II	III	IV	V	cuscinetti a sfera	cuscinetti in bronzo ben lubrificati	cuscinetti in bronzo poroso	cuscinetti in stellite
100	180	120	90	70	31	0,012	0,021	0,033	0,051
150	170	115	85	68	30	0,018	0,033	0,054	0,078
200	160	110	80	65	30	0,032	0,054	0,096	0,132
250	150	105	75	62	28	0,038	0,066	0,114	0,162
300	140	100	70	60	28	0,055	0,096	0,171	0,246
350	130	95	65	58	27	0,078	0,135	0,255	0,345
400	120	90	60	55	27	0,106	0,186	0,336	0,480
450	110	85	55	52	26	0,140	0,240	0,414	0,585
500	100	80	50	50	25	0,165	0,285	0,510	0,705
600	90	75	45	45	24	0,230	0,390	0,690	0,945

(a)

Classi - Materiali - Coefficienti α e β										
Classe I: Materiali in polvere, non abrasivi facilmente scorrevoli peso specifico $\gamma = 0,4 \div 0,6 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,4$			Classe II: Materiali scorrevoli non abrasivi in grani e piccoli pezzi con polvere. Peso specifico $\gamma = 0,6 \div 0,8 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,3$			Classe III: Materiali semiabrasivi in pezzi mescolati a polvere (non molto consigliabili). Peso specifico $\gamma = 0,9-1,2 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,25$				
Materiale	γ t/m ³	Coeff. <i>B</i>	Materiale	γ t/m ³	Coeff. <i>B</i>	Materiale	γ t/m ³	Coeff. <i>B</i>		
Calce in polvere acrata idrata	0,70	1,2	Allume polvere	0,8	1,2	Allume in grani	0,96	2,8		
Carbone polvere	0,60	1,2	Calce idrata	0,3	1,6	Asbesto in grani	0,40	2,0		
Crusca	0,25	0,8	Carbone pisello	0,75	1,8	Borace in grani	0,85	1,4		
Farina di frumento	0,65	0,8	Grafte grani	0,60	0,8	Burro	0,95	0,8		
» di lino	0,70	1,2	Grani di cacao	0,65	0,8	Carbone nocetta	0,80	2,0		
e simili			» caffè	0,68	0,8	Gesso calcinato grani	0,98	2,4		
Orzo in grani	0,60	0,8	» cotone	0,80	1,2	Lignite in grani	0,80	2,0		
			» fave	0,80	1,0	Lardo	0,95	0,8		
			» frumento	0,65	1,0	Orzo tallito	0,95	1,2		
			» soia	0,80	1,0					
Classe IV: Materiale abrasivo in polvere, semiabrasivo in pezzi misti a polvere. Peso specifico $\gamma = 0,8-1,6 \text{ t/m}^3$ riempimento $\alpha = 0,20$			Classe V: Materiale abrasivo in pezzi o polvere. Talvolta si usano coclea a 2-3 principi. riempimento $\alpha = 0,12$ perchè il materiale non deve toccare i supporti			Classe alimentari: In questo caso il materiale deve riempire la sezione e deve essere polverulento e scorrevolissimo. Portata in m ³ all'ora per ogni giro di coclea normale				
Materiale	γ t/m ³	Coeff. <i>B</i>	Materiale	γ t/m ³	Coeff. <i>B</i>	Diametro albero mm				
Asfalto in pezzi	1,3	4,0	Polvere alto forno	1,6	7	42 60 75 90				
Bauxite polvere	1,4	3,6	Scorie asciutte	0,65	8	portata in m ³ ora per giro di coclea al 1'				
Cemento polvere	1,3	2,8	» bagnate	0,80	10					
Creta in polvere	1,2	2,8	» di cinerario	0,70	7					
Farina d'ossa	0,95	3,4				150	0,150	0,140	0,130	
Feldspato polvere	1,10	4,0				200	0,540	0,520	0,500	
Dolomite	1,40	4,0				250	0,750	0,750	0,700	
Grani di ricino	0,60	1,0				300	—	1,300	1,260	1,20
Nerofumo	0,40	3,4				350	—	—	2,060	2,0
Resine sintetiche	0,65	2,8				400	—	—	—	3,0
Sabbia di fonderia	1,5	4,0				450	—	—	—	4,30

NB. — Passando dalla classe I alla V l'uso della coclea diventa sempre meno conveniente. È consigliabile usarla per i materiali della classe I e II.

(b)

Figura 2.13: Tabelle coefficienti

2.6 Martelli

Nel sistema sono presenti 10 coppie di martelli, 3 di questi intercambiabili. I martelli sostituibili sono quelli lato coclea, ed hanno questa caratteristica in quanto maggiormente sollecitati e di conseguenza non vengono saldati sull'albero come gli altri, ma collegati a questo tramite un supporto a flangia. I martelli hanno il compito di spingere il materiale contro la griglia e allo stesso tempo di farlo avanzare assialmente.

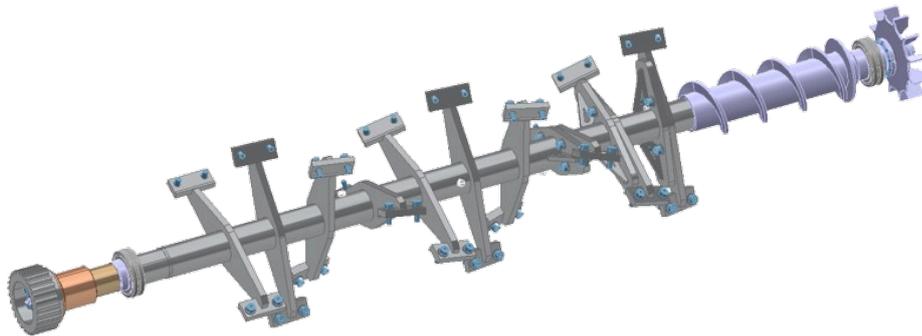


Figura 2.14: CAD albero battitore

La spinta di reazione del materiale sulla piastrina collegata al martello genererà una componente di forza in tutte le direzioni. La componente radiale verrà bilanciata dal martello opposto, così come quella tangenziale; per quanto riguarda la spinta assiale questa è uguale in modulo e verso in ciascuna piastrina del singolo martello, di conseguenza sarà l'unica componente che entrerà in gioco nell'equilibrio di forze globale.

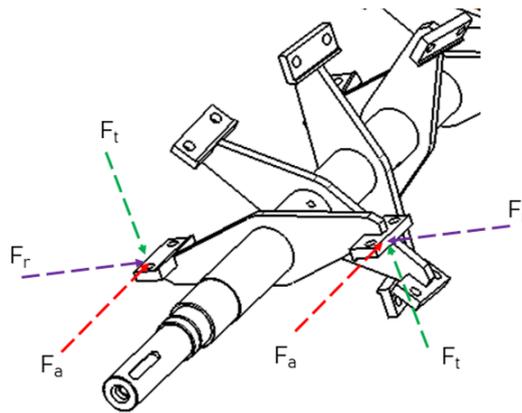


Figura 2.15: Forze agenti nei martelli

Per determinare le reazioni nei martelli per non entrare in considerazioni di tipo fluidodinamiche si passa attraverso i bilanci di coppia e considerazioni geometriche. Se all'albero vengono trasmessi 105 Nm dalla puleggia, questi, a meno dei vari rendimenti, devono essere bilanciati dai momenti di reazione di coclea e martelli. Conoscendo il momento torcente

nella coclea è quindi possibile ricavarsi il momento di reazione nei martelli come:

$$M_{tM} = M_{tot} - M_{tC} = 104.81 [N]$$

Dove:

- $M_{tot} = 105.04 [Nm]$ → Momento torcente puleggia
- $M_{tC} = 0.23 [Nm]$ → Momento torcente coclea

Rapportando questo sul numero di martelli (10) si ha che su ciascun martello agirà:

$$M_{tM i} = \frac{M_{tM}}{10} = 10.48 [N]$$

La relazione precedente è un'approssimazione, infatti come detto in precedenza il carico non è ripartito egualmente su tutti i martelli, ma quelli che prima vedono il materiale (martelli lato coclea) avranno un carico maggiore rispetto i finali.

La distanza tra i centri di spinta del singolo martello y è di 310 mm, di conseguenza, noto il momento agente su una coppia di martelli, si può ricavare la forza agente in ciascuna piastrina come:

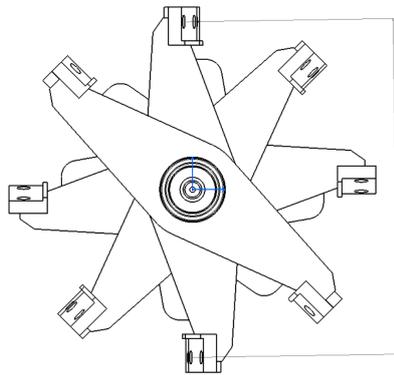


Figura 2.16: Martelli

$$F = \frac{M_{tM i}}{t} = 33.81 [N]$$

Una volta nota la reazione su ciascuna piastrina, per considerazioni geometriche (tramite l'orientamento di ciascun elemento) si ricava la reazione assiale legata ai martelli. Il procedimento è stato svolto tramite un programma di calcolo e permette di ricavare una forza assiale:

$$F_{atot} = 157.11 [N]$$

2.7 Forze Peso

Le forze peso principali in gioco sono relative a puleggia, albero, martelli e coclea. Massa e baricentro di ciascun elemento sono stati ricavati tramite CAD e dai cataloghi componente.

Componente	Massa [kg]	Baricentro x_G [mm]
Coclea	3.92	-541.15
Martelli	23.34	66.95
Albero	25.5	61.1
Puleggia	5.7	-918.15
Massa Totale	58.46	

Tabella 2.6: Masse

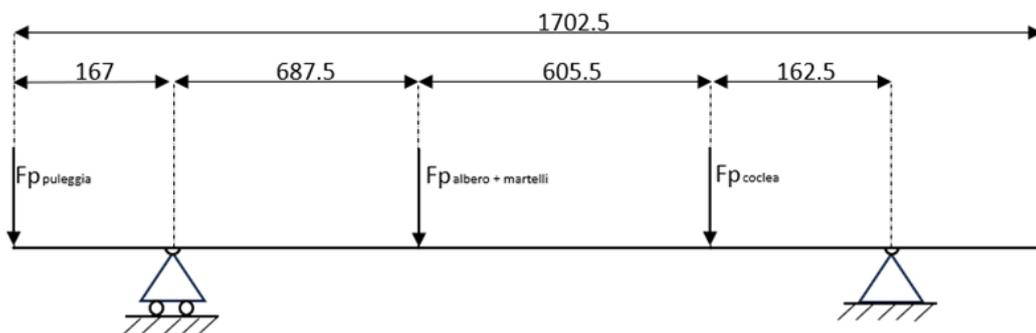
I valori del baricentro sono riferiti al sistema di coordinate con cui è stato disegnato il CAD d'assieme.

Si possono quindi ricavare i valori delle forze peso:

Componente	Forza Peso [N]
Coclea	38.4
Martelli	229
Albero	250.2
Puleggia	55.9

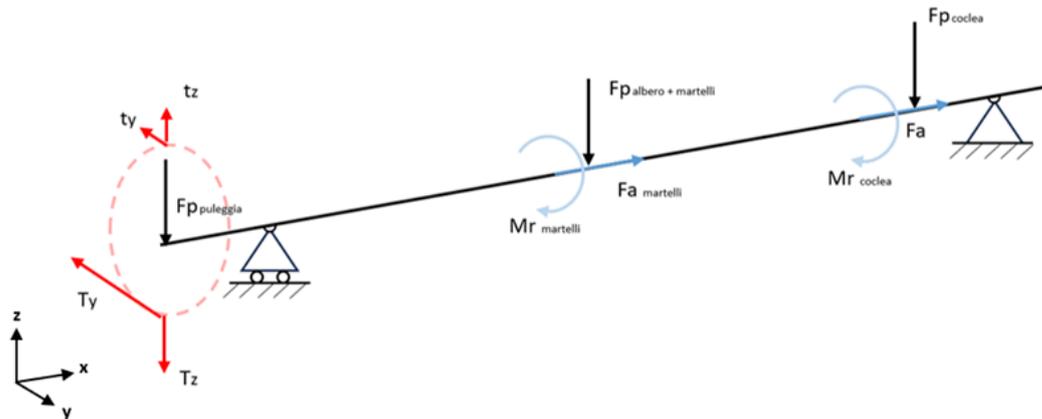
Tabella 2.7: Forze peso

Per comodità, data la poca differenza tra i due valori, si possono considerare le forze peso dell'albero e dei martelli agenti sullo stesso punto. Il baricentro complessivo dei due sarà a 63.9 mm lungo l'asse dal sistema di riferimento principale. Lo schema delle forze peso sarà:



2.8 Calcolo Reazioni

Note tutte le forze in gioco si calcolano le reazioni nei cuscinetti². Il cuscinetto A, lato martelli, è libero assialmente, quindi assimilabile ad un carrello. Il cuscinetto B lato coclea è vincolato assialmente, di conseguenza sarà quello che sosterrà tutta la forza assiale e verrà schematizzato come una cerniera.



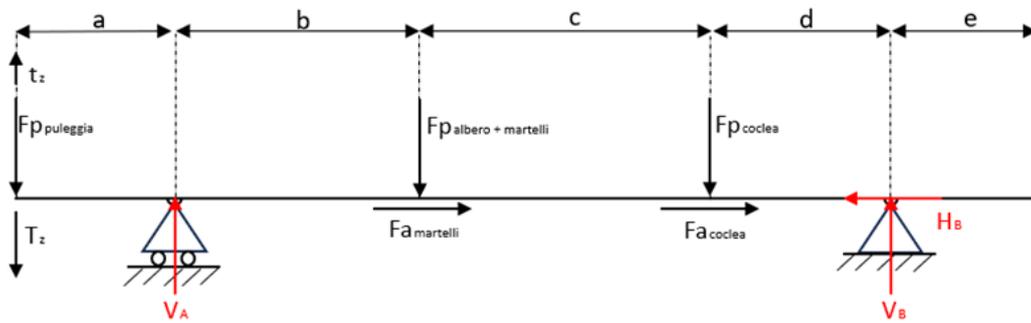
Tiro forte orizzontale	T_y
Tiro forte verticale	T_z
Tiro debole orizzontale	t_y
Tiro debole verticale	t_z
Forza peso puleggia	F_{pp}
Forza peso albero + martelli	F_{pam}
Forza peso coclea	F_{pc}
Forza assiale martelli	F_{am}
Forza assiale coclea	F_{ac}

Tabella 2.8: Lista Forze

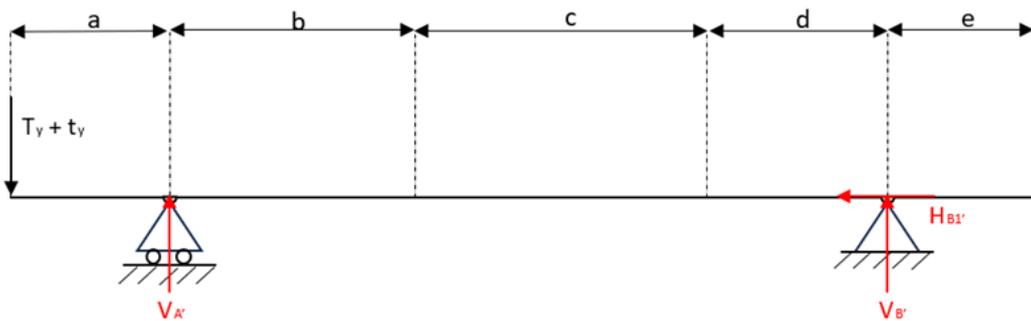
Puleggia - Cuscinetto A	a	167 [mm]
Cuscinetto A - Martelli	b	687.5 [mm]
Martelli - Coclea	c	605.5 [mm]
Coclea - Cuscinetto B	d	162.5 [mm]
Cuscinetto B - Estremo	e	80 [mm]
Lunghezza totale	l	1702.5 [mm]

Tabella 2.9: Distanze

²Per comodità, dal momento in cui le forze peso di albero e martelli agiscono nello stesso punto (baricentro circa uguale), si considerano le due forze unite

Equilibrio piano xz

$$\begin{cases} x & : H_B = F_{am} + F_{ac} \\ z & : t_z - T_z - F_{pp} + V_A - F_{pam} - F_{pc} + V_B = 0 \\ \odot A & : (t_z - T_z - F_{pp})a + F_{pam}b + F_{pc}(b+c) - V_B(b+c+d) = 0 \end{cases}$$

Equilibrio piano xy

$$\begin{cases} x & : H'_B = 0 \\ z & : -t_y - T_y + V'_A + V'_B = 0 \\ \odot A & : (-t_z - T_z)a - V'_B(b+c+d) = 0 \end{cases}$$

Risolvendo le equazioni si ottiene:

Tabella 2.10: Reazioni xz

V_A	804.2 [N]
H_B	175.4 [N]
V_B	204.2 [N]

Tabella 2.11: Reazioni xy

V'_A	2753.8 [N]
H'_B	0 [N]
V'_B	-283.4 [N]

Le reazioni complessive sui cuscinetti saranno:

$$F_{aA} = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{rA} = \sqrt{V_A^2 + V'_A{}^2} = 2868,84 \text{ [N]}$$

$$F_{aB} = \sqrt{H_B^2 + H'_B{}^2} = 175,4 \text{ [N]}$$

$$F_{rB} = \sqrt{V_B^2 + V'_B{}^2} = 349,3 \text{ [N]}$$

2.8.1 Diagrammi delle sollecitazioni

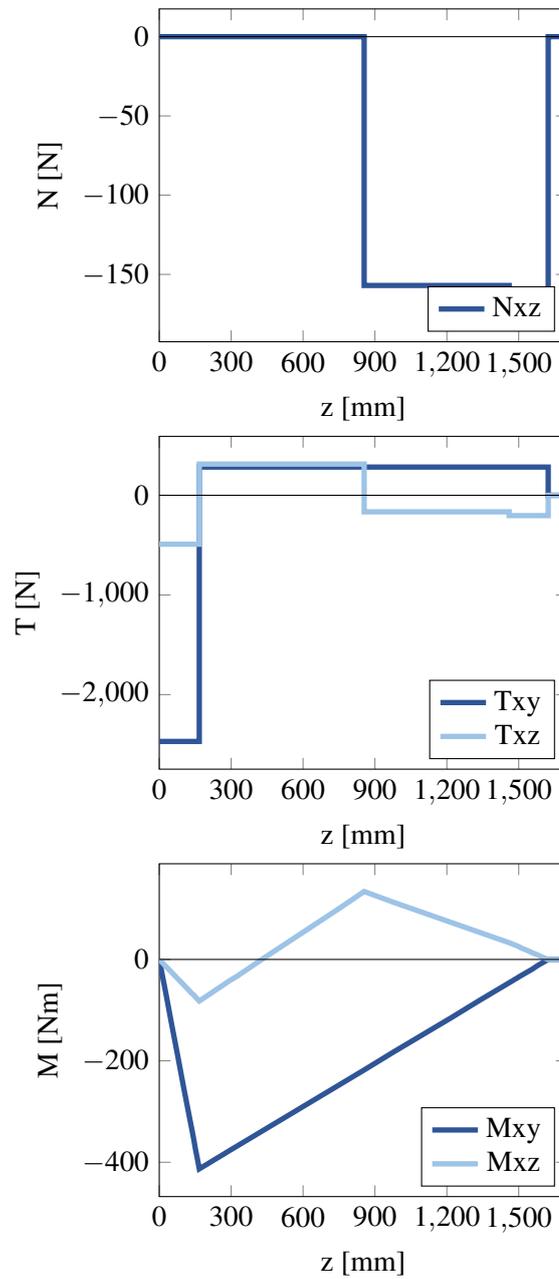


Figura 2.17: Diagrammi di sforzo normale, taglio e momento

Capitolo 3

Verifica Analitica

Una volta note tutte le forze in gioco, si vuole verificare che l'albero non abbia problemi di rottura statica o a fatica. Successivamente, vista l'elevata distanza tra i supporti, si effettuerà un controllo degli spostamenti massimi all'interno dell'albero, questo al fine di evitare fenomeni critici ed eccessivi disallineamenti.

3.1 Geometria

L'albero analizzato è costituito da più sezioni differenti:

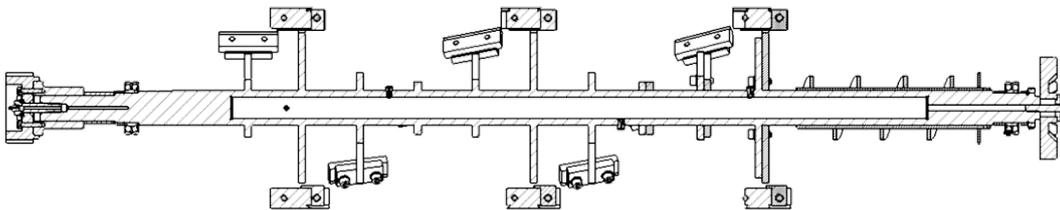


Figura 3.1: Sezione longitudinale albero

Per semplificare la trattazione sono stati escluse le scanalature ed i fori più piccoli. Considerando l'albero come segue:

Sezione	D [mm]	d [mm]	I [mm ⁴]	Da:	a:
1	44	0	183984	0	128
2	50	0	306796	128	167
3	60	0	636173	167	324.5
4	60	36	553725	324.5	1512.5
5	60	10	635682	1512.5	1622.5
6	50	10	306305	1622.5	1702.5

Tabella 3.1: Sezioni

3.2 Materiale

Il materiale iniziale impiegato per la realizzazione dell'albero è l'acciaio strutturale Fe 360C. Questo tipo di acciaio presenta elevate caratteristiche di tenacità, ottima lavorabilità e saldabilità, una resistenza meccanica mediamente buona, ottima resistenza al calore, discreta durezza e una limitata resistenza all'umidità. La sua composizione a basso tenore di carbonio, tuttavia, lo rende più suscettibile alla corrosione, specialmente in ambienti aggressivi come quelli industriali. Proprio questa peculiarità ha portato alla decisione di optare per la realizzazione dell'albero utilizzando acciaio inossidabile, che offre una maggiore resistenza agli effetti corrosivi.

L'acciaio scelto per la realizzazione dell'albero è l'AISI 304, un acciaio inossidabile austenitico al cromo-nichel, non temprabile. Questo materiale presenta una buona saldabilità, rendendolo particolarmente adatto all'applicazione in esame. L'AISI 304 trova impiego in svariati settori, tra cui l'industria alimentare e chimica, oltre che nei settori medico e architettonico.

	Fe 360C	AISI 304
E [GPa]	200	193
σ_s [MPa]	230	215
σ_r [MPa]	415	505

Tabella 3.2: Proprietà meccaniche materiale

L'albero deve essere verificato a vita infinita, quindi un dato importante è quello della tensione limite di fatica σ_{LF} . Questo dato non sempre è disponibile, quindi spesso si utilizzano delle stime. In letteratura si evidenzia che per gli acciai il limite di fatica oscilla tra il 40% e il 60% della resistenza a trazione. Per questo motivo si stima:

	Fe 360C	AISI 304
σ_{LF} [MPa]	207.5	252.5

Tabella 3.3: Limite di fatica materiale

Il dato ottenuto di limite di fatica, fa riferimento comunque a valori teorici ottenuti in laboratorio. In particolare la fatica può essere influenzata da diversi fattori, quali dimensioni, finitura superficiale, tipo di carico, temperatura e affidabilità richieste. Per questo motivo vengono introdotti dei coefficienti correttivi che moltiplicati al limite di fatica stimato permettono di ottenere un limite di fatica "effettivo" che tenga conto delle condizioni di lavoro.

Effetto delle dimensioni b_1 : dalla lettura[3], si evince che per flessione e torsione il coefficiente b_1 si può ricavare come:

$$b_1 = \begin{cases} 1.24d^{-0.107} & \text{per } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ [mm]} \\ 1.51d^{-0.157} & \text{per } 51 < d < 254 \text{ [mm]} \end{cases}$$

Da cui si ricava:

$$b_1 = 0.79$$

Effetto della finitura superficiale b_2 : la finitura superficiale influenza notevolmente la vita a fatica, infatti una superficie molto rugosa può essere sito di nucleazione delle cricche. Il fattore si può ricavare tramite una formula empirica che riprende i dati sperimentali ottenuti da Lipson, Noll ed Horger[3]:

$$b_2 = a\sigma_r^b$$

Dove a e b sono coefficienti che dipendono dal tipo di lavorazione o finitura. In questo caso per lavorazioni alle macchine utensili del pezzo a e b valgono $a = 4.51$ e $b = -0.265$. Per cui si ottiene:

$$b_2 = 0.92 \quad (b_2 = 0.87 \text{ per l'albero in AISI 304})$$

Effetto della temperatura b_3 : quando la temperatura è inferiore a quella ambiente è più probabile che si abbia una rottura fragile; al contrario, quando la temperatura di esercizio è maggiore rispetto quella ambiente si riduce la tensione di snervamento (quindi il focus non è più sulla fatica). Dalla tabella sotto si può ricavare:

$$b_3 = 1.015$$

Temperature, °C	S_T/S_{RT}
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

Figura 3.2: Coefficiente b_3

Affidabilità richiesta b_4 : tale coefficiente tiene conto della dispersione dei dati sperimentali e pone una sorta di coefficiente di sicurezza sul limite di fatica a seconda dell'affidabilità richiesta. Si desidera un'affidabilità del 99%, di conseguenza si ottiene:

$$b_4 = 1.015$$

Affidabilità, %	Variabile di trasformazione z_α	Fattore di sicurezza k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 3.3: Coefficiente b_4

La tensione limite di fatica corretta sarà data da:

$$\sigma'_{LF} = b_1 b_2 b_3 b_4 \sigma_{LF}$$

Da cui si ricava:

	Fe 360C	AISI 304
σ'_{LF} [MPa]	115.8	132.8

Tabella 3.4: Limite di fatica corretto materiale

3.3 Verifica Statica

La verifica statica ha il compito di assicurare che le tensioni generate all'interno della struttura non superino i limiti di resistenza del materiale. I punti più sollecitati dell'albero sono quelli in corrispondenza del cuscinetto A, dove oltre esserci il carico massimo vi è anche la variazione di sezione, ed il punto in corrispondenza del primo cambio sezione (che denomineremo C); questo perché nonostante il carico sia minore rispetto il caso A, la sezione resistente è minore. Nei due punti si ha:

$$\begin{cases} M_{f\ TOT\ A} = \sqrt{M_{f\ xy\ A}^2 + M_{f\ xz\ A}^2} = 421 [Nm] \\ N_A = 0 [N] \\ M_{tA} = 105.04 [Nm] \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_{f\ TOT\ C} = \sqrt{M_{f\ xy\ C}^2 + M_{f\ xz\ C}^2} = 322 [Nm] \\ N_C = 0 [N] \\ M_{tC} = 105.04 [Nm] \end{cases}$$

Nello stato tensionale ci sarebbero inoltre le componenti di taglio nei due piani. Essendo però la sollecitazione predominante a flessione, quindi il punto materiale più sollecitato è quello più esterno della sezione, e dal momento in cui l'albero è cavo (il taglio massimo si verifica al centro), si può semplificare la trattazione trascurando gli effetti del taglio. Successivamente si riporta il procedimento di verifica solo per il punto A, mentre, per il punto C, verranno riportati alla fine i dati con conti già svolti.

Non essendoci forza normale, le principali componenti che generano tensione sono il momento flettente, che induce sforzi normali alla sezione (tensione normale), e il momento torcente, che genera sforzi tangenziali lungo la sezione trasversale.

Tensione normale (punto A):

$$\sigma_n = \frac{M_{f\ TOT\ A}}{W_{fA}}$$

dove:

- $M_{f\ TOT\ A}$ → momento flettente totale nel punto A
- W_{fA} → modulo di resistenza a flessione nel punto A

essendo:

$$W_{fA} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$$

- D → diametro esterno sezione circolare (nel punto A $D = 60 [mm]$)
- d → diametro interno sezione circolare (nel punto A $d = 0 [mm]$)

si ottiene:

$$\sigma_n = 34.3 [MPa]$$

Tensione tangenziale (punto A):

$$\tau_t = \frac{M_{tA}}{W_{tA}}$$

dove:

- $W_{tA} \rightarrow$ modulo di resistenza a torsione nel punto A

essendo:

$$W_{tA} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}$$

si determina:

$$\tau_t = 4.3 \text{ [MPa]}$$

Combinando le due tensioni tramite il criterio di Von Mises, si ottiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau_t^2} = 35.07 \text{ [MPa]}$$

Confrontando tale valore con lo snervamento, si calcola il coefficiente di sicurezza statico del punto A:

$$X_A = 6.6$$

Procedimento analogo viene fatto per il punto C in cui si ottiene un fattore di sicurezza pari a 5.7. Prefissatosi un coefficiente minimo pari a 5, e considerando che i carichi imposti sono notevolmente maggiorati, si può affermare che l'albero in ferro è verificato staticamente.

3.3.1 Albero AISI 304

Quando si riprogetta l'albero in acciaio inossidabile, le forze in gioco non variano, così come le reazioni ottenute. Di conseguenza, le tensioni agenti saranno le stesse. Anche lo snervamento del materiale è simile, leggermente inferiore per l'acciaio inossidabile. . Nei punti più sollecitati, quindi in corrispondenza del primo cambio sezione (punto C) e del cuscinetto lato martelli (punto A), il coefficiente di sicurezza statico sarà ora:

$$X_C = 5.4 \quad X_A = 6.1$$

Di conseguenza, l'albero in acciaio inossidabile risulta verificato staticamente.

3.4 Verifica a Fatica

La fatica è un fenomeno meccanico che si manifesta quando un materiale è sottoposto a carichi ciclici o ripetitivi, causando un progressivo deterioramento del materiale e, di conseguenza, portando alla sua rottura.

Nel caso specifico in esame, l'albero è soggetto a flessione rotante, poiché il momento flettente è caratterizzato da un andamento triangolare lungo i piani xy e xz , la sollecitazione massima si verificherà lungo un piano intermedio ai due. Durante la rotazione dell'albero, il punto materiale si sposta, ma il piano più sollecitato rimane invariato, ciò significa che il punto passa ciclicamente da una sollecitazione in trazione ad una in compressione, seguendo un andamento sinusoidale. A causa della trazione, l'andamento della tensione viene traslato (valore medio non nullo). Inoltre, si aggiunge il contributo della torsione, che è indipendente dalla rotazione, contribuendo alla sigma media insieme alla trazione. La tensione alterna è responsabile dell'affaticamento del materiale, mentre la tensione media è responsabile del comportamento statico che si stratifica sul comportamento a fatica. Anche in questo caso si riporta il procedimento di verifica solo per il punto A.

La tensione alterna avrà contributo solo dalla flessione:

$$\sigma_a = \sigma_{fA} = \frac{M_{fTOT A}}{W_{fA}} = 34.3 \text{ [MPa]}$$

La tensione media avrà due contributi, uno dovuto allo sforzo normale ed uno alla tensione di taglio dovuta al momento torcente. Per combinare questi due effetti si utilizza sfrutta la relazione della tensione equivalente di Von Mises.

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{N_A}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{tA}}{W_{tA}}\right)^2}$$

dove:

- $A \rightarrow$ area sezione circolare punto A
- $W_{tA} \rightarrow$ modulo di resistenza a torsione nel punto A

essendo:

$$A = \pi \frac{D^2 - d^2}{4} \quad W_{tA} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}$$

si ottiene:

$$\sigma_m = 7 \text{ [MPa]}$$

Coefficiente di intaglio teorico K_t e Coefficiente di intaglio effettivo K_e : le brusche variazioni di forma provocano un aumento locale dello stato tensionale che diventa, localmente triassiale. L'effetto intaglio viene considerato matematicamente con un coefficiente moltiplicativo, che esprime il rapporto tra la tensione effettiva massima presente vicino all'intaglio e la tensione nominale calcolata nella sezione (essenzialmente lo sforzo in assenza di intaglio). Il fattore di intaglio sarà differente a seconda della forma e del tipo di sollecitazione.

I materiali metallici sono più o meno sensibili alla presenza di un intaglio; infatti, hanno la capacità di attenuare gli effetti della concentrazione di tensione dovuta all'intaglio (grazie alla plasticità); si può quindi introdurre un fattore di intaglio effettivo K_e , inferiore a quello teorico K_t . Nel caso di materiali duttili, il fattore effettivo K_e va applicato solo alla parte alterna della sollecitazione. Questo farà sì che i cicli di carico abbiano un'ampiezza maggiore a causa dell'intaglio e la tensione media rimarrà la stessa.

In questo caso si ipotizza raggio di fondo dell'intaglio pari a 3 [mm]. Conoscendo $r/d = 0.06$ ed avendo un rapporto $D/d = 1.2$ dal grafico in figura 3.4 si può ricavare il fattore di intaglio teorico K_t per un albero soggetto a flessione alterna[3]:

$$K_t = 1.8$$

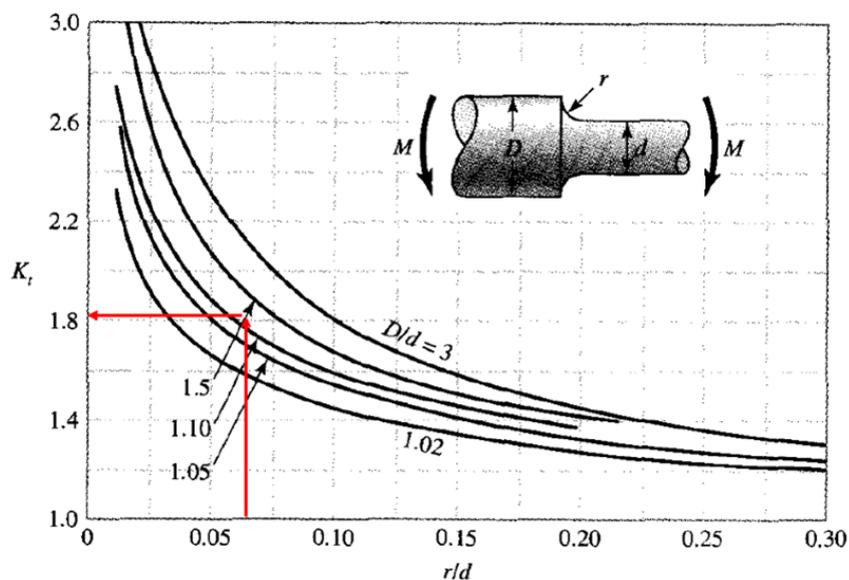


Figura 3.4: Fattore teorico di intaglio albero soggetto a flessione

Il fattore effettivo di intaglio può dunque essere espresso dalla relazione:

$$K_e = 1 + q(K_t - 1)$$

- $q \rightarrow$ sensibilità all'intaglio. Dipende dal materiale e dal tipo di raccordo e tiene conto della capacità di plasticizzazione del materiale e della triassialità dello stato tensionale.

In letteratura per determinare q ci sono vari metodi come la formula di Neuber:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

- $\sqrt{a} \rightarrow$ costante di Neuber (caratteristica del materiale)

Per gli acciai, la costante di Neuber può essere approssimata da una relazione polinomiale:

$$\sqrt{a} = 1,24 - 2,25(10^{-3})\sigma_r + 1,6(10^{-6})\sigma_r^2 - 4,11(10^{-10})\sigma_r^3$$

Procedendo con le formule e sostituendo i vari dati si ottiene:

$$q = 0.76$$

Lo stesso risultato si ottiene per via grafica[3]:

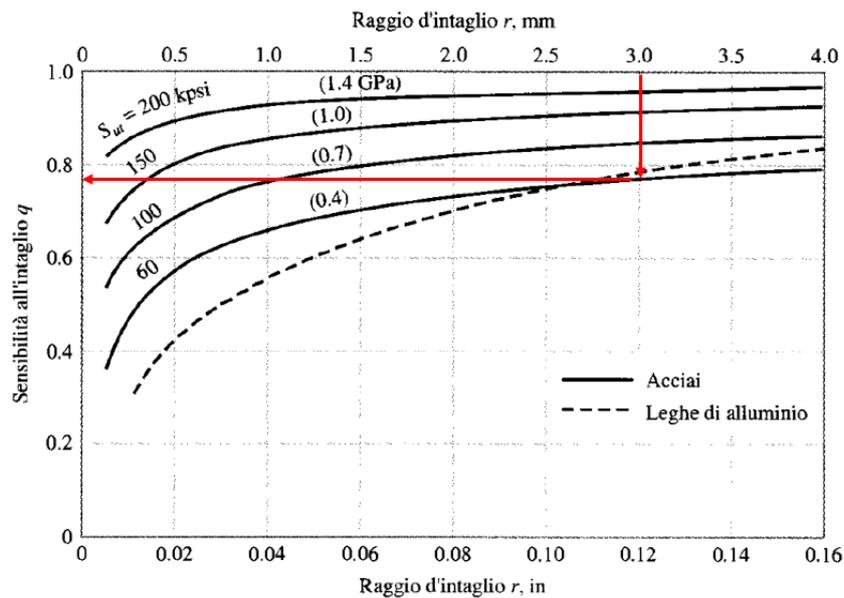


Figura 3.5: Sensibilità all'intaglio per acciai e leghe di alluminio soggette a flessione alternata o carico assiale alternato. Per $r > 4$ utilizzare i valori ottenuti per $r = 4$

Si ottiene dunque:

$$K_e = 1.6$$

Noti tutti i fattori in gioco si può andare ad effettuare la verifica a fatica dell'albero battitore considerando un target di vita infinita. Esistono diversi criteri di rottura, più o meno conservativi. In questo caso piuttosto che utilizzare modelli complicati e accurati, si preferisce utilizzare un modello semplice e lineare come il modello di Goodman, in quanto risulta

Capitolo 3 Verifica Analitica

abbastanza conservativo (Soderberg risulta spesso troppo conservativo). Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{LF}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = \frac{1}{X}$$

Essendoci intaglio, andrà applicato alla tensione alterna il fattore correttivo di intaglio:

$$\frac{K_e \sigma_a}{\sigma_{LF}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = \frac{1}{X}$$

Sostituendo si ottiene per il punto A:

$$X_A = 2$$

Nel punto C si ha:

D/d		1.14
r	[mm]	3
r/d		0.07
<hr/>		
σ_a	[MPa]	38.5
σ_m	[MPa]	11
<hr/>		
K_t		1.7
q		0.76
K_e		1.5

Tabella 3.5: Dati punto C

Da cui si ottiene:

$$X_C = 1.9$$

Per cui il punto più sollecitato è quello in corrispondenza del primo cambio sezione, e l'albero in ferro risulta verificato a fatica.

3.4.1 Albero AISI 304

Mentre per i parametri statici non vi era grande differenza tra ferro e AISI 304, nei dati utili al calcolo della vita a fatica questa differenza non è trascurabile. L'AISI 304 presenterà una maggiore resistenza a trazione e uno snervamento approssimativamente equivalente. Vengono anche modificate alcune delle costanti correttive (ma non tutte) utilizzate per calcolare la tensione limite di fatica e i parametri impiegati per determinare il fattore di intaglio. Per quanto concerne la vita a fatica, la tensione limite aumenterà, mentre il fattore di intaglio rimarrà approssimativamente lo stesso. Poiché il materiale risulta quindi più resistente, si può affermare che *l'albero in acciaio inossidabile risulta verificato a fatica.*

Pur non essendo necessario sono stati sviluppati i calcoli al fine di determinare il coefficiente di sicurezza minimo lungo l'albero. Anche in questo caso i punti più sollecitati sono quelli in corrispondenza del primo cambio sezione (punto C) e in corrispondenza del cuscinetto lato martelli (punto A).

$$X_C = 2.1 \quad X_A = 2.3$$

3.5 Spostamenti

L'albero in esame è un albero molto lungo con elevata distanza tra i supporti, per questo è necessario considerare la flessibilità. Infatti, se la deflessione fosse eccessiva, si possono generare squilibri ed instabilità di vario tipo che vanno ad influire negativamente nelle prestazioni della macchina e nella vita dei componenti ausiliari.

Ai fini di assicurare un'adeguata rigidità degli alberi posti in rotazione si devono adottare delle limitazioni alle deformazioni assolute o relative. In mancanza di prescrizioni particolari, si possono prendere i seguenti valori di riferimento:

Applicazioni grossolane	Applicazione comune	Riduttori	Macchine Utensili
L/1000	L/2000	L/(3000-4000)	L/(5000-6000)

Figura 3.6: freccia massima ammissibile

La distanza tra i due cuscinetti è pari a:

$$L_s = 1455.5 [mm]$$

Considerando un'applicazione comune, la freccia massima ammissibile è pari a:

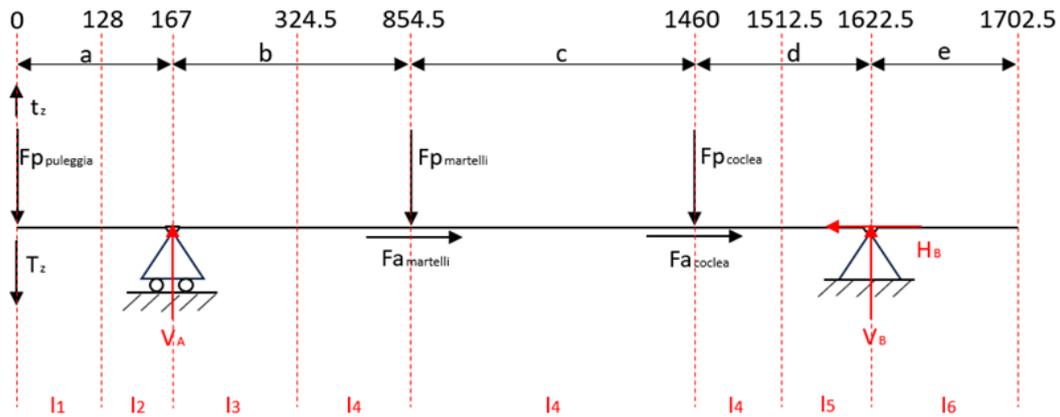
$$f_0 = L/2000 = 0.73 [mm]$$

Per valutare la deformazione dell'albero, una volta note tutte le reazioni, si fa uso della linea elastica del secondo ordine. A causa delle varie discontinuità, come il cambio di sezione e i carichi concentrati, è necessario formulare più linee elastiche. Inizialmente, si è proceduto valutando la forza peso dell'albero come una forza concentrata nel suo baricentro; tuttavia, considerando la presenza di elementi a sbalzo, si è preferito trattare il peso come un carico distribuito su tutta la lunghezza dell'albero. Al fine di evitare calcoli complessi, si fa ricorso al principio di sovrapposizione degli effetti. In particolare, per ogni tratto di discontinuità è stata scritta una linea elastica, senza considerare il peso dell'albero. Agli spostamenti ottenuti da queste linee elastiche, sono stati sommati quelli ricavati considerando solo il peso distribuito dell'albero.

3.5.1 Piano xz

Carichi concentrati

Nel piano xz agiscono le forze peso, le forze verticali della cinghia e le reazioni verticali dei cuscinetti ¹. La combinazione di forze e variazioni di sezione porterà a dover scrivere 8 linee elastiche differenti.



Tratto 1 [0 128]:

$$EI_1 v_1'' = F_1 z \quad (3.1)$$

Tratto 2 [128 167]:

$$EI_2 v_2'' = F_1 z \quad (3.2)$$

Tratto 3 [167 324.5]:

$$EI_3 v_3'' = F_1 z - V_A(z - a) \quad (3.3)$$

Tratto 4 [324.5 854.5]:

$$EI_4 v_4'' = F_1 z - V_A(z - a) \quad (3.4)$$

Tratto 5 [854.5 1460]:

$$EI_4 v_5'' = F_1 z - V_A(z - a) + F_{pm}(z - a - b) \quad (3.5)$$

Tratto 6 [1460 1512.5]:

$$EI_4 v_6'' = F_1 z - V_A(z - a) + F_{pm}(z - a - b) + F_{pc}(z - a - b - c) \quad (3.6)$$

Tratto 7 [1512.5 1622.5]:

$$EI_5 v_7'' = F_1 z - V_A(z - a) + F_{pm}(z - a - b) + F_{pc}(z - a - b - c) \quad (3.7)$$

Tratto 8 [1622.5 1702.5]:

$$EI_6 v_8'' = F_1 z - V_A(z - a) + F_{pm}(z - a - b) + F_{pc}(z - a - b - c) - V_B(z - a - b - c - d) \quad (3.8)$$

¹per comodità F_1 è la somma dei due tiri della cinghia e della forza peso della puleggia

Ogni tratto va integrato 2 volte, al fine di ottenere prima l'espressione della rotazione e poi dello spostamento verticale.

Tratto 1:

$$v'_1 = \frac{F_1}{EI_1} \frac{z^2}{2} + c_1 \quad (3.9)$$

$$v_1 = \underbrace{\frac{F_1}{EI_1}}_A \frac{z^3}{6} + c_1 z + c_2 \quad (3.10)$$

Tratto 2:

$$v'_2 = \frac{F_1}{EI_2} \frac{z^2}{2} + c_3 \quad (3.11)$$

$$v_2 = \underbrace{\frac{F_1}{EI_2}}_{AA} \frac{z^3}{6} + c_3 z + c_4 \quad (3.12)$$

Tratto 3:

$$v'_3 = \left(\frac{F_1}{EI_3} - \frac{V_A}{EI_3} \right) \frac{z^2}{2} + \frac{aV_A}{EI_3} z + c_5 \quad (3.13)$$

$$v_3 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_3} - \frac{V_A}{EI_3} \right)}_B \frac{z^3}{6} + \underbrace{\frac{aV_A}{EI_3}}_C \frac{z^2}{2} + c_5 z + c_6 \quad (3.14)$$

Tratto 4:

$$v'_4 = \left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} \right) \frac{z^2}{2} + \frac{aV_A}{EI_4} z + c_7 \quad (3.15)$$

$$v_4 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} \right)}_{BB} \frac{z^3}{6} + \underbrace{\frac{aV_A}{EI_4}}_{CC} \frac{z^2}{2} + c_7 z + c_8 \quad (3.16)$$

Tratto 5:

$$v'_5 = \left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} + \frac{F_{pm}}{EI_4} \right) \frac{z^2}{2} + \left(\frac{aV_A}{EI_4} - \frac{aF_{pm}}{EI_4} - \frac{bF_{pm}}{EI_4} \right) z + c_9 \quad (3.17)$$

$$v_5 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} + \frac{F_{pm}}{EI_4} \right)}_D \frac{z^3}{6} + \underbrace{\left(\frac{aV_A}{EI_4} - \frac{aF_{pm}}{EI_4} - \frac{bF_{pm}}{EI_4} \right)}_E \frac{z^2}{2} + c_9 z + c_{10} \quad (3.18)$$

Tratto 6:

$$v'_6 = \left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} + \frac{F_{pm}}{EI_4} + \frac{F_{pc}}{EI_4} \right) \frac{z^2}{2} + \left(\frac{aV_A}{EI_4} - \frac{aF_{pm}}{EI_4} - \frac{bF_{pm}}{EI_4} - \frac{aF_{pc}}{EI_4} - \frac{bF_{pc}}{EI_4} - \frac{cF_{pc}}{EI_4} \right) z + c_{11} \quad (3.19)$$

$$v_6 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_4} - \frac{V_A}{EI_4} + \frac{F_{pm}}{EI_4} + \frac{F_{pc}}{EI_4} \right)}_F \frac{z^3}{6} + \underbrace{\left(\frac{aV_A}{EI_4} - \frac{aF_{pm}}{EI_4} - \frac{bF_{pm}}{EI_4} - \frac{aF_{pc}}{EI_4} - \frac{bF_{pc}}{EI_4} - \frac{cF_{pc}}{EI_4} \right)}_G \frac{z^2}{2} + c_{11}z + c_{12} \quad (3.20)$$

Tratto 7:

$$v'_7 = \left(\frac{F_1}{EI_5} - \frac{V_A}{EI_5} + \frac{F_{pm}}{EI_5} + \frac{F_{pc}}{EI_5} \right) \frac{z^2}{2} + \left(\frac{aV_A}{EI_5} - \frac{aF_{pm}}{EI_5} - \frac{bF_{pm}}{EI_5} - \frac{aF_{pc}}{EI_5} - \frac{bF_{pc}}{EI_5} - \frac{cF_{pc}}{EI_5} \right) z + c_{13} \quad (3.21)$$

$$v_7 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_5} - \frac{V_A}{EI_5} + \frac{F_{pm}}{EI_5} + \frac{F_{pc}}{EI_5} \right)}_{FF} \frac{z^3}{6} + \underbrace{\left(\frac{aV_A}{EI_5} - \frac{aF_{pm}}{EI_5} - \frac{bF_{pm}}{EI_5} - \frac{aF_{pc}}{EI_5} - \frac{bF_{pc}}{EI_5} - \frac{cF_{pc}}{EI_5} \right)}_{GG} \frac{z^2}{2} + c_{13}z + c_{14} \quad (3.22)$$

Tratto 8:

$$v'_8 = \left(\frac{F_1}{EI_6} - \frac{V_A}{EI_6} + \frac{F_{pm}}{EI_6} + \frac{F_{pc}}{EI_6} - \frac{V_B}{EI_6} \right) \frac{z^2}{2} + \left(\frac{aV_A}{EI_6} - \frac{aF_{pm}}{EI_6} - \frac{bF_{pm}}{EI_6} - \frac{aF_{pc}}{EI_6} - \frac{bF_{pc}}{EI_6} - \frac{cF_{pc}}{EI_6} + \frac{aV_B}{EI_6} + \frac{bV_B}{EI_6} + \frac{cV_B}{EI_6} + \frac{dV_B}{EI_6} \right) z + c_{15} \quad (3.23)$$

$$v_8 = \underbrace{\left(\frac{F_1}{EI_6} - \frac{V_A}{EI_6} + \frac{F_{pm}}{EI_6} + \frac{F_{pc}}{EI_6} - \frac{V_B}{EI_6} \right)}_H \frac{z^3}{6} + \underbrace{\left(\frac{aV_A}{EI_6} - \frac{aF_{pm}}{EI_6} - \frac{bF_{pm}}{EI_6} - \frac{aF_{pc}}{EI_6} - \frac{bF_{pc}}{EI_6} - \frac{cF_{pc}}{EI_6} + \frac{aV_B}{EI_6} + \frac{bV_B}{EI_6} + \frac{cV_B}{EI_6} + \frac{dV_B}{EI_6} \right)}_I \frac{z^2}{2} + c_{15}z + c_{16} \quad (3.24)$$

Condizioni al contorno: avendo 16 incognite si dovranno scrivere 16 equazioni. di cui 14 di raccordo tra le varie di discontinuità e 2 riferite all'azione cinematica dei vincoli (spostamento verticale nullo in corrispondenza del carrello e della cerniera).

Tratto 1 - 2:

$$v_1(128) = v_2(128)$$

$$v'_1(128) = v'_2(128)$$

$$\underbrace{A \frac{128^3}{6}}_L + 128c_1 + c_2 = \underbrace{AA \frac{128^3}{6}}_{LL} + 128c_3 + c_4$$

$$\underbrace{A \frac{128^2}{2}}_M + c_1 = \underbrace{AA \frac{128^2}{2}}_{MM} + c_3$$

$$L + 128c_1 + c_2 = LL + 128c_3 + c_4$$

$$M + c_1 = MM + c_3$$

Tratto 2 - 3:

$$v_2(167) = 0$$

$$v_2(167) = v_3(167)$$

$$v'_2(167) = v'_3(167)$$

$$AA \frac{167^3}{6} + 167c_3 + c_4 = 0$$

$$\underbrace{AA \frac{167^3}{6}}_N + 167c_3 + c_4 = \underbrace{B \frac{167^3}{6} + C \frac{167^2}{2}}_{NN} + 167c_5 + c_6$$

$$\underbrace{AA \frac{167^2}{2}}_O + 167c_3 + c_4 = \underbrace{B \frac{167^2}{2} + 167C}_{OO} + c_5$$

$$N + c_3 167 + c_4 = 0$$

$$N + c_3 167 + c_4 = NN + c_5 167 + c_6$$

$$O + c_3 = OO + c_5$$

Tratto 3 - 4:

$$v_3(324.5) = v_4(324.5)$$

$$v'_3(324.5) = v'_4(324.5)$$

$$\underbrace{B \frac{324.5^3}{6} + C \frac{324.5^2}{2} + 324.5c_5 + c_6}_P = \underbrace{BB \frac{324.5^3}{6} + CC \frac{324.5^2}{2} + 324.5c_7 + c_8}_{PP}$$

$$\underbrace{B \frac{324.5^2}{2} + C 324.5 + c_5}_Q = \underbrace{BB \frac{324.5^2}{2} + CC 324.5 + c_7}_{QQ}$$

$$P + c_5 324.5 + c_6 = PP + c_7 324.5 + c_8$$

$$Q + c_5 = QQ + c_7$$

Tratto 4 - 5:

$$v_4(854.5) = v_5(854.5)$$

$$v'_4(854.5) = v'_5(854.5)$$

$$\underbrace{BB \frac{854.5^3}{6} + CC \frac{854.5^2}{2} + 854.5c_7 + c_8}_R = \underbrace{D \frac{854.5^3}{6} + E \frac{854.5^2}{2} + 854.5c_9 + c_{10}}_{RR}$$

$$\underbrace{BB \frac{854.5^2}{2} + CC 854.5 + c_7}_S = \underbrace{D \frac{854.5^2}{2} + E 854.5 + c_9}_{SS}$$

$$R + c_7 854.5 + c_8 = RR + c_9 854.5 + c_{10}$$

$$S + c_7 = SS + c_9$$

Tratto 5 - 6:

$$v_5(1460) = v_6(1460)$$

$$v'_5(1460) = v'_6(1460)$$

$$\underbrace{D \frac{1460^3}{6} + E \frac{1460^2}{2}}_T + 1460c_7 + c_8 = \underbrace{F \frac{1460^3}{6} + G \frac{1460^2}{2}}_{TT} + 1460c_1 + c_2$$

$$\underbrace{D \frac{1460^2}{2} + E 1460}_{U} + c_9 = \underbrace{F \frac{1460^2}{2} + G 1460}_{UU} + c_1$$

$$T + c_9 1460 + c_{10} = TT + c_{11} 1460 + c_{12}$$

$$U + c_9 = UU + c_{11}$$

Tratto 6 - 7:

$$v_6(1512.5) = v_7(1512.5)$$

$$v'_6(1512.5) = v'_7(1512.5)$$

$$\underbrace{F \frac{1512.5^3}{6} + G \frac{1512.5^2}{2}}_V + 1512.5c_1 + c_2 = \underbrace{FF \frac{1512.5^3}{6} + GG \frac{1512.5^2}{2}}_{VV} + 1512.5c_3 + c_4$$

$$\underbrace{F \frac{1512.5^2}{2} + G 1512.5}_{Z} + c_1 = \underbrace{FF \frac{1512.5^2}{2} + GG 1512.5}_{ZZ} + c_3$$

$$V + c_{11} 1512.5 + c_{12} = VV + c_{13} 1512.5 + c_{14}$$

$$Z + c_{11} = ZZ + c_{13}$$

Tratto 7 - 8:

$$v_7(1622.5) = 0$$

$$v_7(1622.5) = v_8(1622.5)$$

$$v_7'(1622.5) = v_8'(1622.5)$$

$$FF \frac{1622.5^3}{6} + GG \frac{1622.5^2}{2} + 1622.5c_{13} + c_{14} = 0$$

$$\underbrace{FF \frac{1622.5^3}{6} + GG \frac{1622.5^2}{2}}_J + 1622.5c_{13} + c_{14} = \underbrace{H \frac{1622.5^3}{6} + I \frac{1622.5^2}{2}}_{JJ} + 1622.5c_{15} + c_{16}$$

$$\underbrace{FF \frac{1622.5^2}{2} + GG 1622.5 + c_{13}}_K = \underbrace{H \frac{1622.5^2}{2} + I 1622.5 + c_{15}}_{KK}$$

$$J + c_{13}1622.5 + c_{14} = 0$$

$$J + c_{13}1622.5 + c_{14} = JJ + c_{15}1622.5 + c_{16}$$

$$K + c_{13} = KK + c_{15}$$

Questo tipo di scrittura delle varie equazioni permette di risolvere più facilmente il sistema numericamente. Infatti, il tutto può essere scritto sotto forma matriciale in un sistema lineare del tipo $[A]\{c\} = \{b\}$.

La matrice $[A]$:

$$\begin{bmatrix} 128 & 1 & -128 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 167 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 167 & 1 & -167 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 324.5 & 1 & -324.5 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 854.5 & 1 & -854.5 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1460 & 1 & -1460 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1512.5 & 1 & -1512.5 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1622.5 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1622.5 & 1 & -1622.5 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$

Il vettore incognita $\{c\}$ contiene tutti i coefficienti $c_1 \dots c_{16}$, mentre il termine noto $\{b\}$ è costituito da somme e differenze di valori noti A, B, \dots, Z :

$$\{c\} = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \\ c_7 \\ c_8 \\ c_9 \\ c_{10} \\ c_{11} \\ c_{12} \\ c_{13} \\ c_{14} \\ c_{15} \\ c_{16} \end{bmatrix} \quad \{b\} = \begin{bmatrix} LL - L \\ MM - M \\ -N \\ NN - N \\ OO - O \\ PP - P \\ QQ - Q \\ RR - R \\ SS - S \\ TT - T \\ UU - U \\ VV - V \\ ZZ - Z \\ -J \\ JJ - J \\ KK - K \end{bmatrix}$$

Risolvendo, si ottiene:

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8
0	0.02	0	0.02	0	0.02	0	0.02

Tabella 3.6: Coefficienti piano xz

c_9	c_{10}	c_{11}	c_{12}	c_{13}	c_{14}	c_{15}	c_{16}
0	-0.18	0	-0.35	0	-0.29	0	0.17

Una volta ricavati i diversi coefficienti, è possibile ricostruire le funzioni di spostamento per ogni tratto, prestando attenzione ad utilizzare i corretti valori di momento di inerzia per ogni sezione. Graficamente si ottiene:

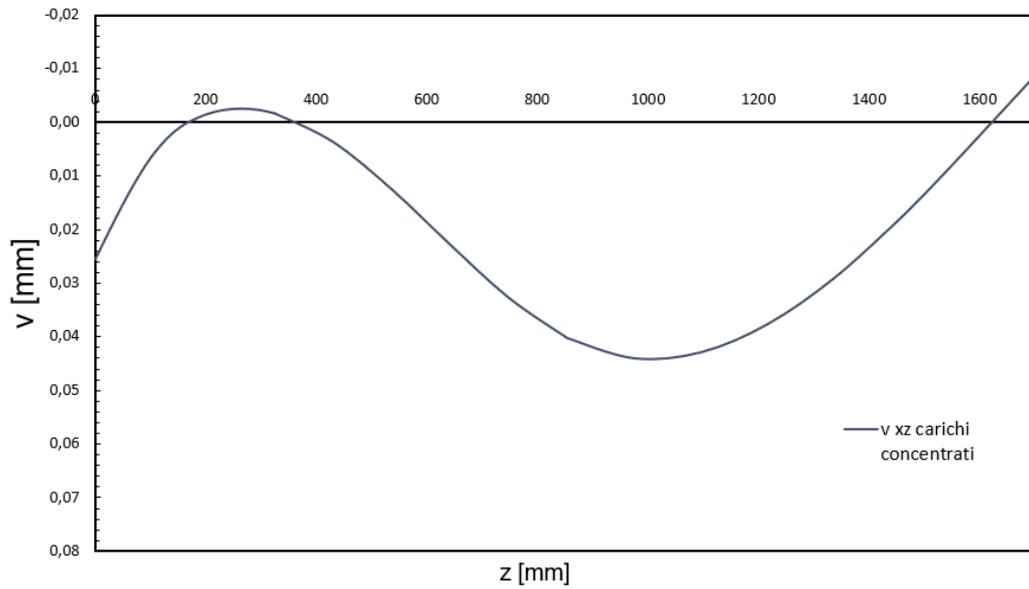
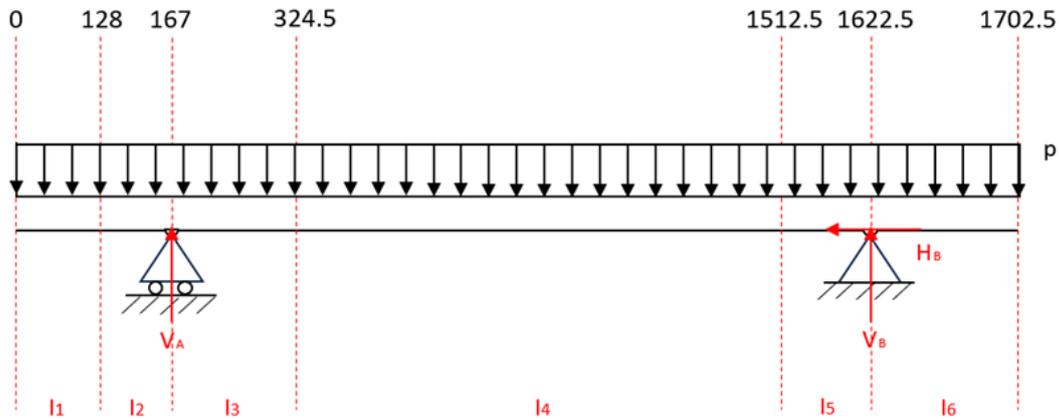


Figura 3.7: Deformata carichi concentrati piano xz

Carico distribuito

Ora si considera solo il carico distribuito dovuto alla forza peso dell'albero.



In questo caso si utilizza la linea elastica del 4° ordine. Per via delle discontinuità legate al cambio sezione si scrivono 6 linee elastiche, che avranno tutte la stessa forma (cambia unicamente il momento di inerzia considerato in ogni tratto):

$$v'''' = \frac{p}{EI} \quad (3.25)$$

Integrando:

$$v'''' = \frac{p}{EI}z + c_i \quad (3.26)$$

$$v'' = \frac{p}{EI} \frac{z^2}{2} + c_i z + c_{i+1} \quad (3.27)$$

$$v' = \frac{p}{EI} \frac{z^3}{6} + c_i \frac{z^2}{2} + c_{i+1} z + c_{i+2} \quad (3.28)$$

$$v = \frac{p}{EI} \frac{z^4}{24} + c_i \frac{z^3}{6} + c_{i+1} \frac{z^2}{2} + c_{i+2} z + c_{i+3} \quad (3.29)$$

$$(3.30)$$

Avendo 6 equazioni e 4 incognite per ciascuna equazione, i coefficienti da determinare saranno 24. Le equazioni da scrivere sono condizioni al contorno cinematiche e statiche.:

Tratto	Coefficienti
1	c_1, c_2, c_3, c_4
2	c_5, c_6, c_7, c_8
3	$c_9, c_{10}, c_{11}, c_{12}$
4	$c_{13}, c_{14}, c_{15}, c_{16}$
5	$c_{17}, c_{18}, c_{19}, c_{20}$
6	$c_{21}, c_{22}, c_{23}, c_{24}$

All'estremo libero ($z=0$) momento e taglio nulli:

$$v_1''(0) = 0$$

$$v_1'''(0) = 0$$

Condizioni di raccordo ($z = 128$):

$$EI_1 v_1'''(128) = EI_2 v_2'''(128)$$

$$EI_1 v_1''(128) = EI_2 v_2''(128)$$

$$v_1'(128) = v_2'(128)$$

$$v_1(128) = v_2(128)$$

Condizioni di raccordo ($z = 167$):

$$EI_2 v_2''(167) = EI_3 v_3'''(167)$$

$$v_2'(167) = v_3'(167)$$

$$v_2(167) = v_3(167)$$

$$v_2(167) = 0$$

Condizioni di raccordo ($z = 324.5$):

$$EI_3 v_3'''(324.5) = EI_4 v_4'''(324.5)$$

$$EI_3 v_3''(324.5) = EI_4 v_4''(324.5)$$

$$v_3'(324.5) = v_4'(324.5)$$

$$v_3(324.5) = v_4(324.5)$$

Condizioni di raccordo ($z = 1512.5$):

$$EI_4 v_4'''(1512.5) = EI_5 v_5'''(1512.5)$$

$$EI_4 v_4''(1512.5) = EI_5 v_5''(1512.5)$$

$$v_4'(1512.5) = v_5'(1512.5)$$

$$v_4(1512.5) = v_5(1512.5)$$

Condizioni di raccordo ($z = 1622.5$):

$$EI_5 v_5''(1622.5) = EI_6 v_6''(1622.5)$$

$$v_5'(1622.5) = v_6'(1622.5)$$

$$v_5(1622.5) = v_6(1622.5)$$

$$v_5(1622.5) = 0$$

Taglio e momento nulli all'estremo libero ($z = 1702.5$):

$$v_6''(1702.5) = 0$$

$$v_6'''(1702.5) = 0$$

Anche in questo caso si può utilizzare la stessa metodologia precedente per la risoluzione. Quindi, dopo aver scritto l'intero sistema in forma matriciale, si inverte la matrice e la si moltiplica il vettore dei termini noti. Si ottiene:

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}	c_{11}	c_{12}
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

c_{13}	c_{14}	c_{15}	c_{16}	c_{17}	c_{18}	c_{19}	c_{20}	c_{21}	c_{22}	c_{23}	c_{24}
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1.1

Le deformata dell'albero dovuta al solo carico distribuito del peso proprio è data da:

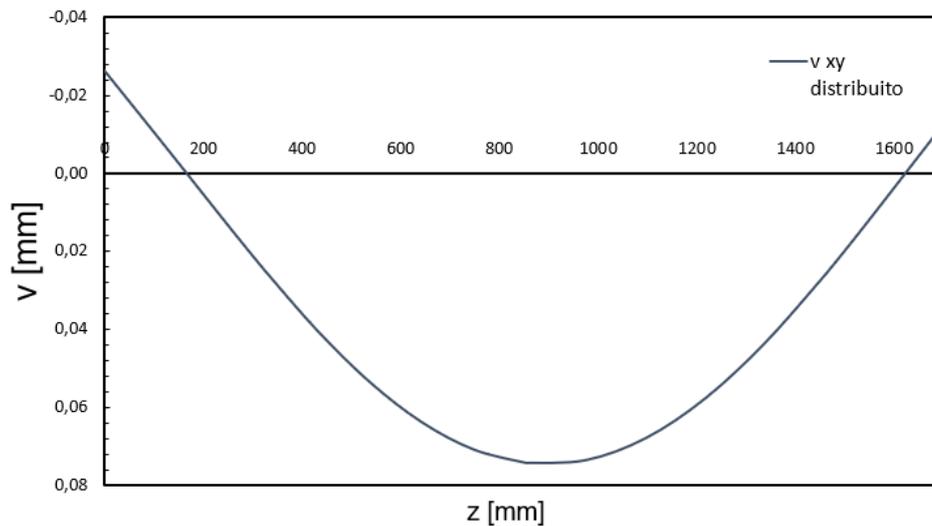


Figura 3.8: Deformata carico distribuito piano xz

Deformata xz

Combinando le deformate sfruttando il principio di sovrapposizione degli effetti si ricava la deformata totale nel piano xz .

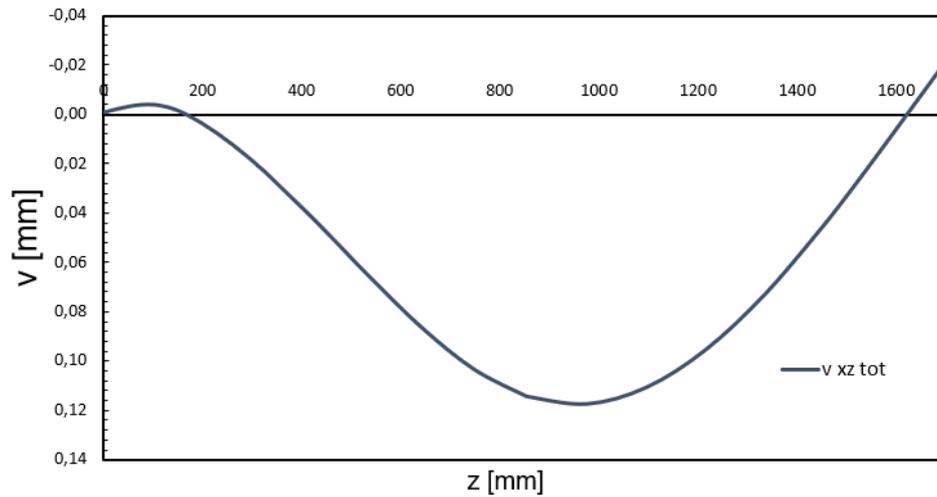


Figura 3.9: Deformata totale piano xz

Lo spostamento più ampio si verifica a centro albero, circa in corrispondenza del baricentro dei martelli (che corrisponde anche al baricentro dell'albero).

$$f_{max}(z = 975.6) = 0.12 \text{ [mm]}$$

Per fare un confronto dei risultati, è stata inoltre risolta la deformata della struttura considerando il peso dell'albero come carico concentrato nel suo baricentro. Come previsto, aumenta lo spostamento in mezzeria e quello agli estremi per via dello sbalzo.

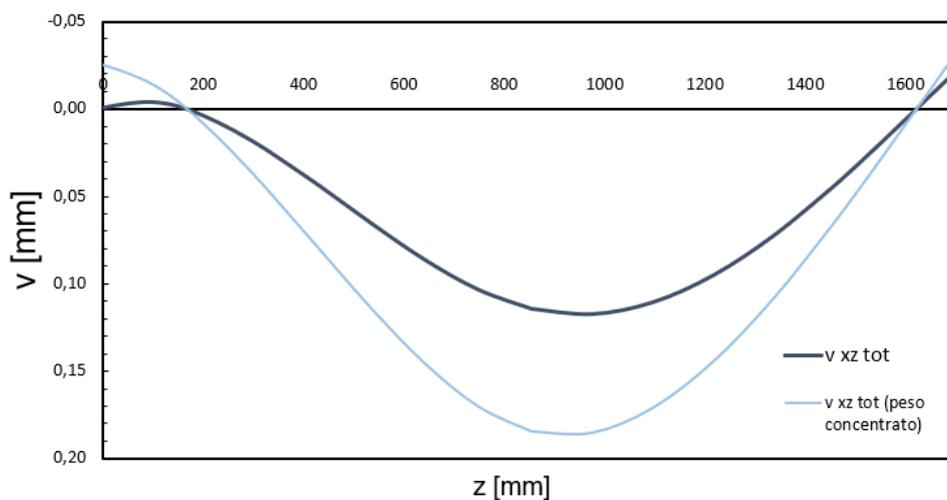
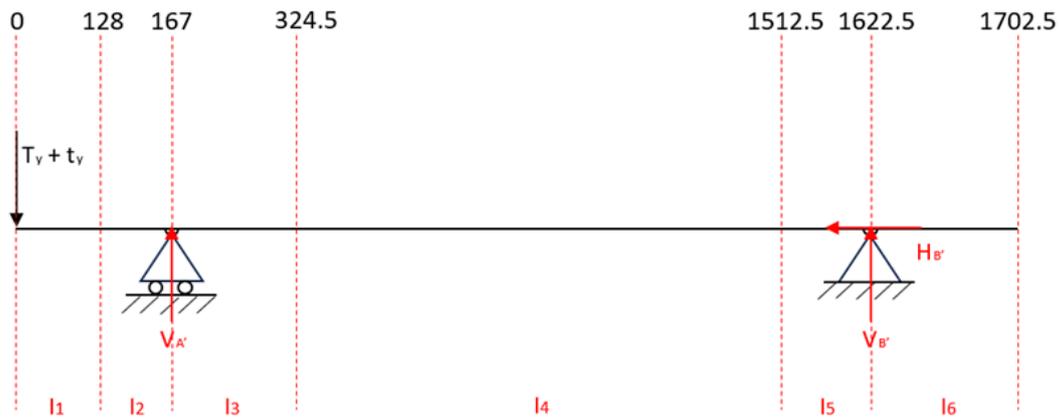


Figura 3.10: Confronto deformate

3.5.2 Piano xy

Nel piano xy agiscono unicamente i tiri orizzontali della cinghia e le reazioni nei supporti. Come visto precedentemente, si scrivono l'equazione della linea elastica del secondo ordine per ogni tratto e successivamente si applicano le condizioni al contorno.



Per semplicità chiamiamo:

$$T = T_y + t_y$$

Inoltre, tutte le forze considerate (comprese le reazioni) vengono trattate in valore assoluto, considerando il segno direttamente all'interno delle formule.

Tratto 1 [0 128]:

$$EI_1 v_1'' = Tz \quad (3.31)$$

Tratto 2 [128 167]:

$$EI_2 v_2'' = Tz \quad (3.32)$$

Tratto 3 [167 324.5]:

$$EI_3 v_3'' = Tz - V_A'(z - a) \quad (3.33)$$

Tratto 4 [324.5 1512.5]:

$$EI_4 v_4'' = Tz - V_A'(z - a) \quad (3.34)$$

Tratto 5 [1512.5 1622.5]:

$$EI_5 v_5'' = Tz - V_A'(z - a) \quad (3.35)$$

Tratto 6 [1622.5 1702.5]:

$$EI_6 v_6'' = Tz - V_A'(z - a) + V_B'(z - a - b - c - d) \quad (3.36)$$

Si scrivono quindi 12 condizioni al contorno:

$$v_1(128) = v_2(128)$$

$$v'_1(128) = v'_2(128)$$

$$v_2(167) = 0$$

$$v_2(167) = v_3(167)$$

$$v'_2(167) = v'_3(167)$$

$$v_3(324.5) = v_4(324.5)$$

$$v'_3(324.5) = v'_4(324.5)$$

$$v_4(1512.5) = v_5(1512.5)$$

$$v'_4(1512.5) = v'_5(1512.5)$$

$$v_5(1622.5) = 0$$

$$v_5(1622.5) = v_6(1622.5)$$

$$v'_5(1622.5) = v'_6(1622.5)$$

Da cui si ricavano:

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}	c_{11}	c_{12}
0	0.35	0	0.34	0	0.32	0	0.34	0	0.13	0	-1.38

La deformata nel piano xy sarà:

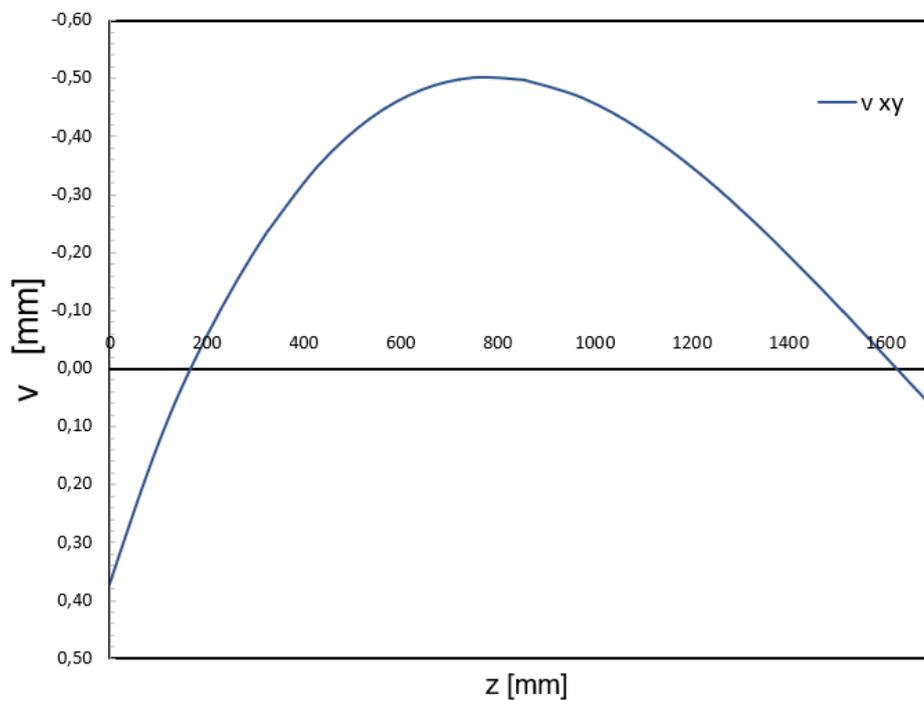


Figura 3.11: Deformata piano xy

3.5.3 Flessione totale

Una volta determinati gli spostamenti nei due piani, si calcola la deformazione complessiva dell'albero battitore. E' importante notare che questi spostamenti *prendono in considerazione unicamente la flessione dell'albero durante il funzionamento e non gli effetti del momento torcente*, che essendo resistente rispetto alla flessione introdotta della cinghia, andrà *a ridurre quella che è la deformazione totale*. Infatti, come si osserva dal grafico, la componente principale di spostamento è quella nel piano xy dove agiscono unicamente i tiri delle cinghie; il momento torcente resistente tenderà a ridurre questo effetto. Di conseguenza, lo spostamento globale complessivo dell'albero battitore sarà inferiore rispetto a quanto stimato di seguito.

La deformata dell'albero nei due piani sarà:

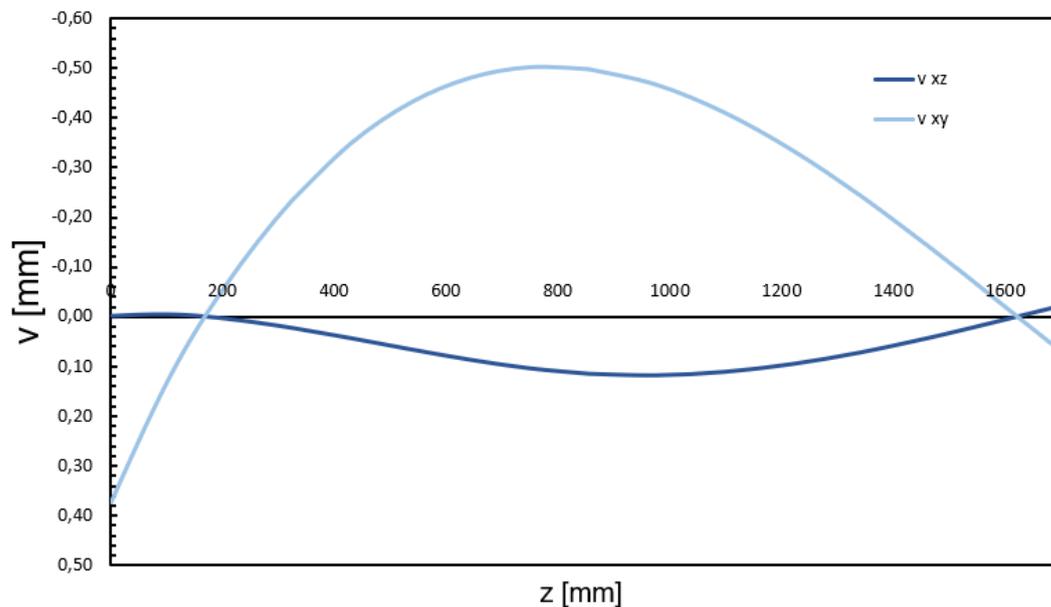


Figura 3.12: Deformate albero battitore

Si può notare che lo spostamento massimo si verifica per $z = 748.5$ mm, ed è pari a:

$$f_{max} = 0.51 [mm]$$

Oltre la zona centrale dell'albero, vi sono spostamenti elevati anche in corrispondenza dell'estremo libero lato puleggia ($z=0$), dove si ha:

$$f(z = 0) = 0.37 [mm]$$

Gli spostamenti totali sono riportati nel grafico successivo (ovviamente sono spostamenti in valore assoluto, il grafico non rappresenta una deformata):

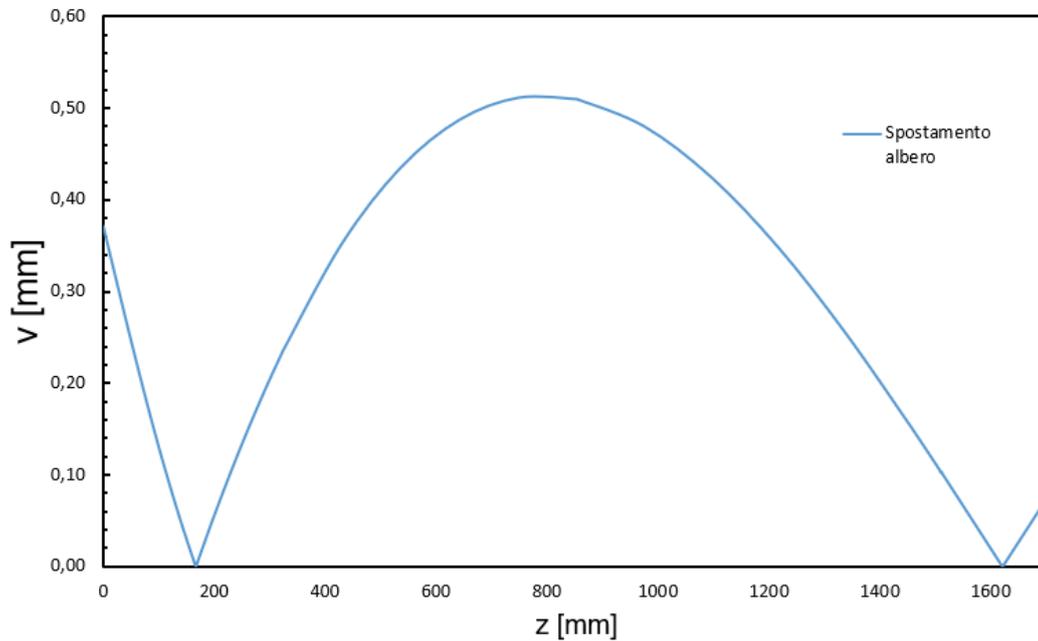


Figura 3.13: Spostamenti albero battitore

Facendo riferimento ai valori della tabella in figura 3.6, e tenendo conto di quanto detto precedentemente rispetto l'effetto di riduzione della deformazione da parte del momento torcente dei martelli e della coclea, si può affermare che l'albero battitore ha una flessione massima all'interno dei range ammissibili, quindi *si presume non siano stati gli squilibri introdotti la flessione motivo di rottura dei cuscinetti*.

$$f_{max} < f_0$$

In particolare il coefficiente di sicurezza (sottostimato) sarà:

$$X = \frac{f_0}{f_{max}} = 1.43$$

3.5.4 Albero AISI 304

La riprogettazione dell'albero in acciaio inossidabile è fondamentale per risolvere i problemi di ossidazione. Quello che si ottiene è un albero sicuramente più resistente meccanicamente, ma meno rigido, infatti il suo modulo di Young è inferiore rispetto il ferro strutturale. Per questo motivo è necessario verificare nuovamente gli spostamenti.

In via generale, cambiando materiale cambiano anche le forze in gioco. In questo non vi è questa grande differenza, infatti i tiri delle cinghie rimangono gli stessi e le forze peso in gioco non hanno variazione significativa. Questo perchè la densità del Fe 360C e dell'AISI 304 sono circa le stesse.

	Fe 360C	AISI 304
Densità ρ [kg/m^3]	7850	7750

Svolgendo lo stesso procedimento precedente, cambiando unicamente il modulo di Young utilizzato, si ottiene che lo spostamento massimo nel caso di albero battitore in acciaio AISI 304 è sempre in $z = 748.5$ e vale:

$$f_{max} = 0.53 \text{ [mm]}$$

3.6 Cuscinetti

3.6.1 Setup iniziale

I supporti presenti nel setup iniziale sono due cuscinetti orientabili a rulli.

Nome commerciale	SKF 22210 E
Diametro interno [mm]	50
Diametro esterno [mm]	90
Spessore [mm]	23

Tabella 3.7: Cuscinetti setup iniziale

I cuscinetti orientabili a rulli sono utilizzati principalmente per gestire contemporaneamente carichi radiali e assiali in applicazioni in cui ci possono essere *deviazioni* o *flessioni dell'albero*. Questi cuscinetti sono progettati per compensare gli *errori di allineamento* dell'albero, che possono derivare da montaggi non perfetti, deformazioni termiche o vibrazioni.

Nel caso specifico, la *natura stessa con cui è stata concepita la macchina implica che si deve tener conto di eventuali disallineamenti*. Infatti, il cuscinetto lato martelli è calettato su un mozzo controrotante collegato a sua volta nella ralla interna del cuscinetto di sostegno della griglia esterna; il tutto viene retto da un supporto esterno collegato a tale sistema dal calettamento sulla ralla esterna del cuscinetto griglia.

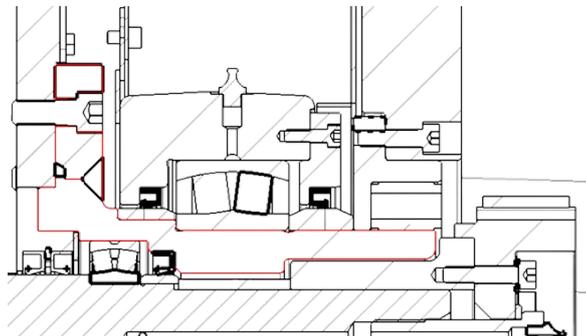


Figura 3.14: Mozzo collegamento cuscinetti albero e griglia

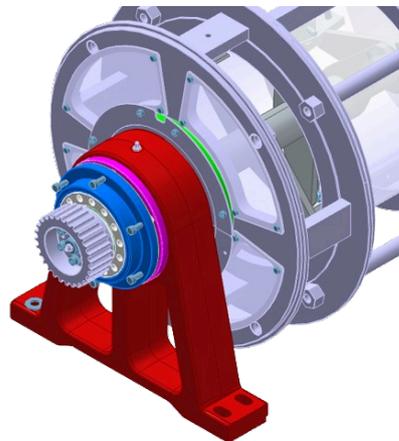


Figura 3.15: Supporto esterno

Capitolo 3 Verifica Analitica

Proprio questa modalità di progettazione dei supporti, sommata al fatto che i due cuscinetti sono molto distanti tra loro (quindi l'albero sarà soggetto maggiormente a flessione) farà sì che si debba tener conto di eventuali disallineamenti.

e	Y ₀	Y ₁	Y ₂	C [kN]	C ₀ [kN]
0.24	2.8	2.8	4.2	107	108

Tabella 3.8: Dati cuscinetti SKF 22210 E

Si riportano ora le reazioni sui cuscinetti e il rapporto tra la forza assiale e radiale su ciascun supporto.

	A	B
Forza assiale [N]	0	175.4
Forza radiale [N]	2868.8	349.3
F_a/F_r	0	0.62

Tabella 3.9: Reazioni

Verifica Dinamica

La verifica dinamica di un cuscinetto passa dalla definizione di un **carico dinamico equivalente P**. Il carico dinamico equivalente tiene conto degli effetti combinati di carichi radiali e assiali nel tempo e li riporta, al fine di fare un confronto, ad un carico radiale costante[5]. Per il cuscinetto orientabile a rulli si ha che:

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0.67 F_r + Y_2 F_a$$

Da cui si ricava:

$$P_A = 2869 [N]$$

$$P_B = 971 [N]$$

Noto il carico dinamico equivalente, si definisce la durata base del cuscinetto, ovvero il numero di ore di funzionamento che il cuscinetto può raggiungere prima che si verifichi il primo segno di fatica (sfaldatura o erosione) su uno degli anelli oppure sui corpi volventi. In questo caso si vuole fare in modo il cuscinetto funzioni per²:

- 8 ore al giorno
- 7 giorni alla settimana
- 4 settimane al mese
- 10 mesi l'anno (durata più che maggiorata della campagna olearia)
- 5 anni

Per un totale di ore di funzionamento L_{10h} pari a:

$$L_{10h} = 11200 [h]$$

Si esprime ora tale durata di funzionamento in milioni di cicli:

$$L_{10} = \frac{60n}{10^6} L_{10h} = 1344 [\text{milioni di cicli}]$$

Per un calcolo più accurato della durata, si introducono dei coefficienti correttivi che tengono conto di diversi fattori quali affidabilità, lubrificazione, contaminazione ecc. Da catalogo SKF[5] si definiscono 2 coefficienti principali:

- a_1 che tiene conto dell'affidabilità richiesta
- a_{SKF} un coefficiente del costruttore che tiene conto delle condizioni di lubrificazione, temperatura, numero di giri, contaminazione ecc.

²ovviamente i valori di durata, come i carichi sono maggiorati, questo per mettersi nelle condizioni più critiche

Fattore correttivo a_1

Il coefficiente si ricava direttamente dalla tabella. Desiderando un affidabilità del 99%, si ottiene:

$$a_1 = 0.25$$

Tabella 3

Valori del fattore di correzione per la durata a_1			
Affidabilità	Probabilità di guasto	Durata corretta SKF	Fattore
	n	L_{nm}	a_1
%	%	milioni di giri	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Fattore correttivo a_{SKF}

Il coefficiente a_{SKF} tiene conto di:

- carico limite di fatica in relazione al carico equivalente che agisce sul cuscinetto
- livello di contaminazione
- condizioni di lubrificazione

Carico limite di fatica P_u : questo valore si identifica da catalogo. Il carico limite di fatica P_u per un cuscinetto è definito come *il livello di carico al di sotto del quale non si verifica la fatica del metallo*[5].

$$P_u = 11.8 [kN]$$

Fattore di contaminazione η_c : tiene conto della presenza di contaminanti all'interno dell'ambiente di funzionamento di un cuscinetto. Maggiore è il fattore di contaminazione, minore sarà la capacità del cuscinetto di sopportare il carico e maggiore sarà l'usura dovuta alla presenza di particelle estranee (valori prossimi ad 1 significano pulizia perfetta, al contrario valori prossimi a 0 identificano molto inquinamento).

Il concept iniziale della macchina non prevede tenute integrate nei cuscinetti, inoltre sappiamo che il sistema soffre di inquinamento nei cuscinetti, di conseguenza le condizioni operative sono quelle di "contaminazione tipica". Per un diametro medio inferiore a 100 mm e condizioni di contaminazione tipica si ha:

$$\eta_c = 0.3$$

Tabella 6

Valori di riferimento per il fattore η_c per diversi livelli di contaminazione

Condizioni	Fattore $\eta_c^{(1)}$ per cuscinetti con diametro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Massima pulizia • Dimensioni delle particelle nell'ordine dello spessore della pellicola di lubrificante • Condizioni di laboratorio	1	1
Elevata pulizia • Olio filtrato da un filtro estremamente fine • Condizioni tipiche: cuscinetti schermati ingrassati a vita	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Pulizia normale • Olio filtrato da un filtro fine • Condizioni tipiche: cuscinetti schermati ingrassati a vita	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Leggera contaminazione • Condizioni tipiche: cuscinetti senza tenute integrate, filtraggio grossolano, particelle di usura e leggera penetrazione di contaminanti	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminazione tipica • Condizioni tipiche: cuscinetti senza tenute integrate, filtraggio grossolano, particelle di usura e penetrazione di agenti dall'ambiente circostante	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminazione pesante • condizioni tipiche: elevati livelli di contaminazione dovuti a usura eccessiva e/o tenute non efficaci • Disposizione dei cuscinetti con tenute non efficaci o danneggiate	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminazione molto pesante • Condizioni tipiche: livelli di contaminazione così importanti che i valori di η_c sono fuori scala, con significativa riduzione della durata del cuscinetto	0	0

Condizioni di lubrificazione k:

$$k = \frac{\nu}{\nu_1}$$

- $\nu \rightarrow$ viscosità effettiva in esercizio dell'olio oppure del grasso [mm^2/s]
- $\nu_1 \rightarrow$ viscosità necessaria che dipende dal diametro medio del cuscinetto e dalla velocità di rotazione [mm^2/s]

La viscosità necessaria al corretto funzionamento si determina partendo dai valori di diametro medio ($d_m = (d_{est} + d_{int})/2$) che in questo caso è pari a 70 mm e numero di giri al minuto del cuscinetto n (2000 rpm). Dalla tabella (a) si ottiene:

$$\nu_1 = 10 [mm^2/s]$$

Si prevede una temperatura all'interno del sistema al massimo di $75^\circ C$. Interpolando i valori in tabella (b) si ottiene una viscosità effettiva del lubrificante (a $40^\circ C$) di $30 mm^2/s$. La macchina è un sistema alimentare, quindi per evitare contaminazioni si preferisce lavorare tramite grasso alimentare piuttosto che olio. Controllando il manuale della macchina è infatti presente il PIERALISI GREASE UH1, caratterizzato da una viscosità a $40^\circ C$ di $30 mm^2/s$.

$$\nu = 30 [mm^2/s]$$

Il rapporto di lubrificazione è quindi:

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = 3$$

Capitolo 3 Verifica Analitica

Conoscendo i valori di k , η_c , P_u e P , si può entrare in tabella e ricavarsi il fattore correttivo a_{SKF} .

$\eta_c \frac{P_u}{P_A}$	1.23
$\eta_c \frac{P_u}{P_B}$	3.09

Dalla tabella in figura 3.18 si ottiene:

$a_{SKF A}$	30
$a_{SKF B}$	50

Noti i valori di durata in milioni di cicli L_{10} , coefficienti correttivi a_1 a_{SKF} e carico dinamico equivalente su ciascun cuscinetto P_A e P_B , è possibile ricavarsi il valore del **coefficiente di carico dinamico C** per ciascuno dei due cuscinetti. Il coefficiente di carico dinamico C rappresenta il carico equivalente per la durata convenzionale di un milione di cicli riferito ad una probabilità di sopravvivenza del 90%[5]. Noto questo valore, lo si confronta con il valore fornito dal costruttore per quel tipo di cuscinetto e se il valore ottenuto è inferiore significa che la durata inizialmente prefissata è rispettata.

Vale la relazione empirica:

$$L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

- $p = 3$ per cuscinetti a sfere
- $p = 10/3$ per cuscinetti a rulli

Da cui si ricava:

$$C_A = 13605 [N]$$
$$C_B = 3949 [N]$$

Dal momento in cui risulta:

$$C_A, C_B < C$$

Entrambi i cuscinetti risultano verificati dinamicamente

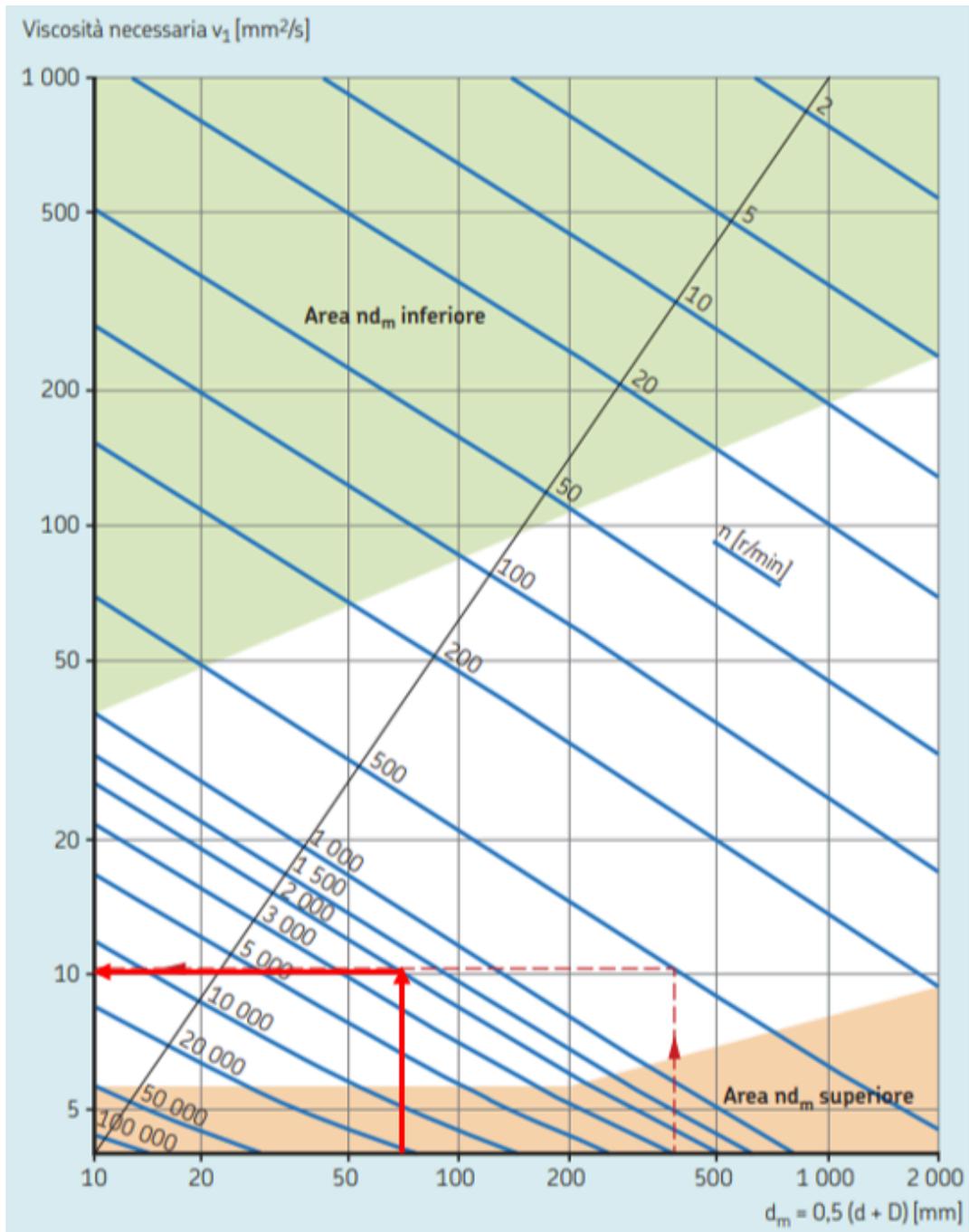


Figura 3.16: Tabella (a) Viscosità necessaria

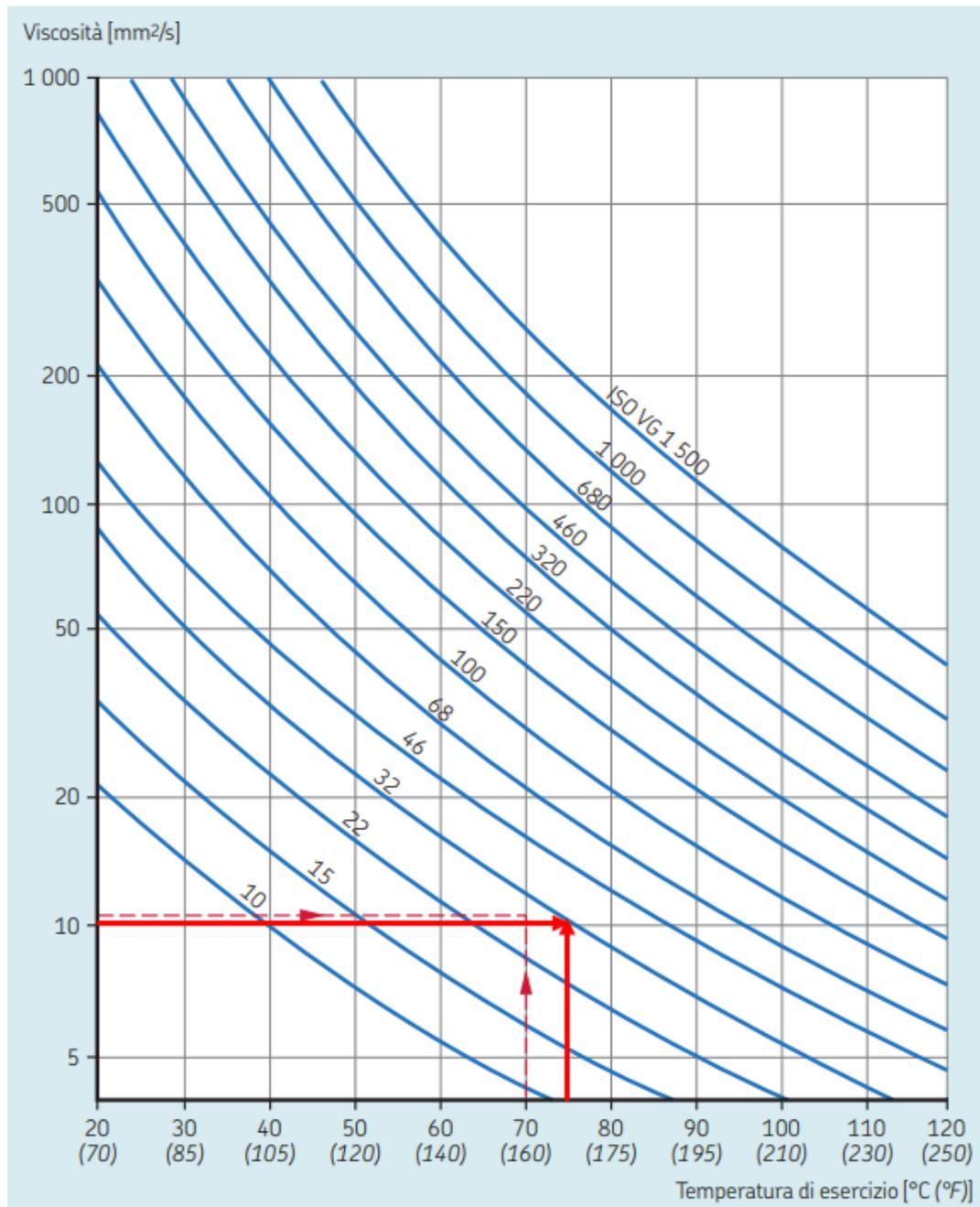


Figura 3.17: Tabella (b) Viscosità effettiva

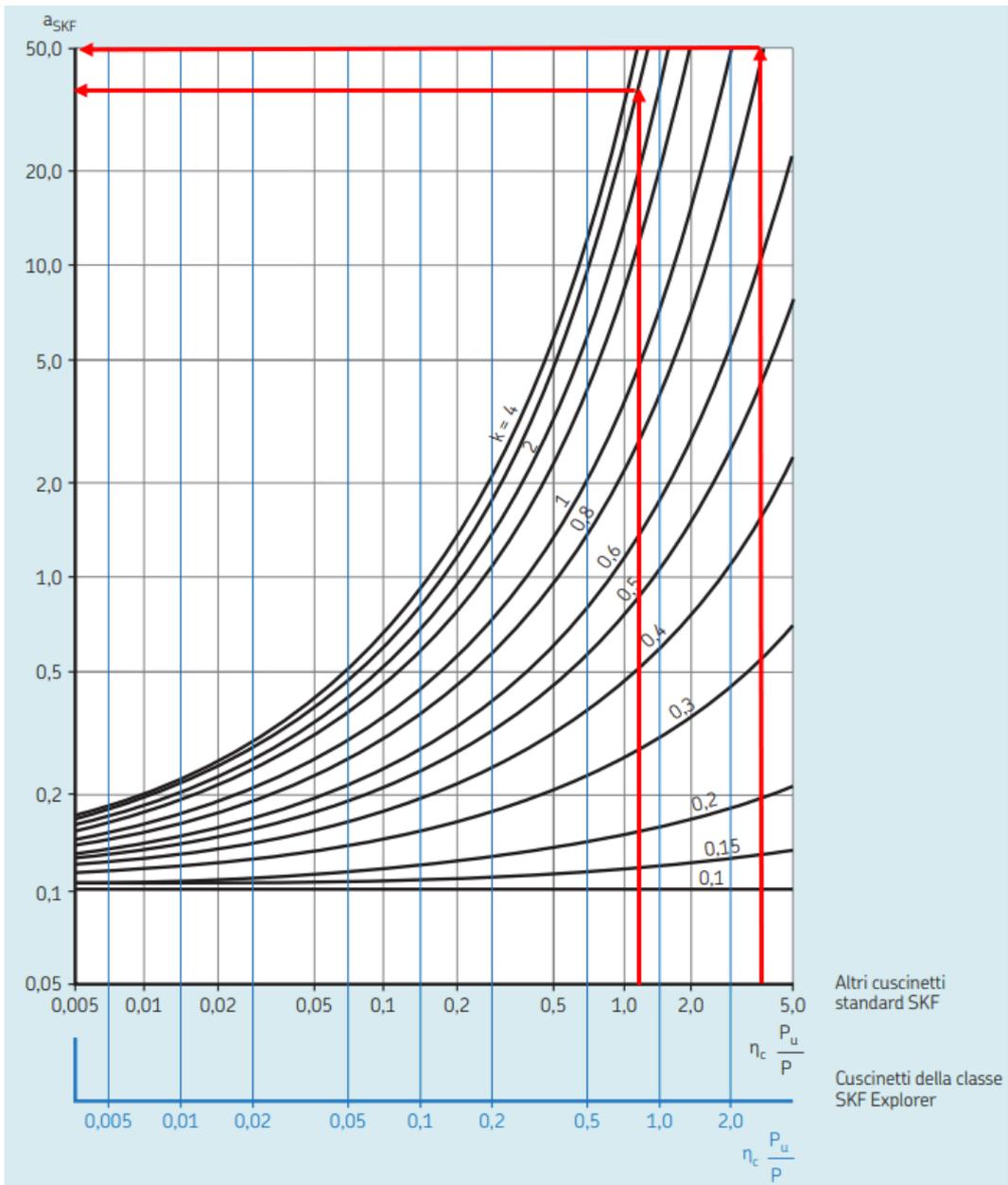


Figura 3.18: Fattore a_{SKF} per cuscinetti radiali a rulli

Verifica Statica

Quando è necessario effettuare calcoli su cuscinetti destinati a ruotare a velocità molto basse (<10 rpm), a compiere movimenti oscillatori o a rimanere fermi per lunghi periodi sottoposti a carichi intensi, la scelta del cuscinetto deve essere basata su una verifica statica[5].

Nel caso in esame, *il sistema subirà lunghi periodi di inattività ogni anno al di fuori della campagna olearia*. Durante questo periodo, sarà esposto solo alle forze peso dei vari componenti. Per quanto riguarda la cinghia, se correttamente scaricata, durante la fase di inattività della macchina non metterà sotto sforzo il cuscinetto; in caso contrario, sarà presente la componente dovuta al tensionamento F_0 . Poiché si desidera adottare un approccio precauzionale, nel calcolo del fattore di carico statico equivalente si considera lo stesso l'effetto del tiro della cinghia.

I carichi costituiti da componenti radiali e assiali da valutare in relazione al **coefficiente di carico statico C_0** , devono essere convertiti nel **carico statico equivalente sul cuscinetto P_0** . Tale carico può essere definito come un carico ipotetico (radiale per un cuscinetto radiale e assiale per un cuscinetto assiale) che, quando applicato, genera nel cuscinetto un carico massimo del corpo volvente identico a quello dei carichi effettivi ai quali il cuscinetto è soggetto. Esso si ottiene dalla formula generale:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

X_0 e Y_0 sono rispettivamente fattori legati al carico radiale e assiale per il cuscinetto. Per questa tipologia di cuscinetti si ha $X_0 = 1$ e $Y_0 = 2.8$.

Il carico statico equivalente nei due cuscinetti vale:

$$P_{0A} = F_{rA} + Y_0 F_{aA} = 2869 [N]$$

$$P_{0B} = F_{rB} + Y_0 F_{aB} = 840 [N]$$

Il valore limite di sicurezza (**coefficiente di sicurezza statico s_0**) può essere ricavato dalle tabelle fornite dal costruttore (Figura 3.19). In questa specifica applicazione in cui si ha una bassa certezza del livello di carico e non viene accettata una deformazione permanente, si identifica un fattore di sicurezza pari a 4. Si deve verificare che:

$$\frac{C_0}{P_0} \geq s_0$$

Dal momento in cui:

$$\frac{C_0}{P_{0A}} = 38 \geq 4$$

$$\frac{C_0}{P_{0B}} = 129 \geq 4$$

Entrambi i cuscinetti risultano verificati staticamente

Tabella 8

Valori di riferimento per il fattore di sicurezza statico s_0 – per carichi continui e/od occasionali – cuscinetti a rulli¹⁾

Certezza del livello di carico	Movimento continuo			Movimento poco frequente Accettazione deformazione permanente Sì
	Accettabilità deformazione permanente			
	Sì	Limitata	No	
Elevata certezza Ad esempio, carichi gravitazionali e nessuna vibrazione	1	1,5	3	0,8
Bassa certezza Per esempio, carichi di picco	$\geq 2,5$	≥ 3	≥ 4	≥ 2

Figura 3.19: Coefficiente di sicurezza statico

Verifica a Carico Minimo

Quando il cuscinetto non è soggetto ad un carico sufficiente, per effetto delle accelerazioni, l'inerzia di sfere e gabbia e l'attrito del lubrificante, si possono manifestare strisciamenti tra corpi volventi e piste, il che porta al degrado delle prestazioni e della vita utile del cuscinetto. Per cuscinetti orientabili a rulli lubrificati a grasso il carico minimo si calcola come:

$$P_m = 0.01C_0$$

Quindi, in questo caso specifico si ha:

$$P_m = 1080 [N]$$

Ricordando che:

P_A	2869 [N]
P_B	971 [N]

Mentre per il cuscinetto A (lato martelli) il carico minimo è abbondantemente superato, nel caso del cuscinetto B (lato coclea) il valore di carico dinamico equivalente risulta essere inferiore carico minimo. Seppur la differenza non sembra eccessiva, va tenuto conto che *i valori dei carichi sono stati sovrastimati in fase di verifica*, inoltre, la componente principale del carico dinamico equivalente del cuscinetto B è il carico assiale applicato, che non è stato ricavato con dati effettivi ottenuti da simulazioni, ma con stime (sempre per eccesso); di conseguenza, *il cuscinetto B ha un carico inferiore a quello minimo che lo porterà a non lavorare correttamente*.

Quando un cuscinetto non rispetta il carico minimo si può risolvere con l'aggiunta di molle di precarico oppure preregistrando gli anelli attraverso un precarico di montaggio, altrimenti, come in questo caso, si opta per una tipologia differente (o una taglia differente) di cuscinetto.

3.6.2 Setup finale

La scelta iniziale dei cuscinetti per il sistema si è rivelata non adeguata poiché non veniva rispettato il carico minimo sul cuscinetto lato coclea. Per risolvere questa problematica, si è deciso di cambiare la tipologia di cuscinetti scelta. In particolare, si opterà nuovamente per un cuscinetto orientabile (per via dei disallineamenti), questa volta a sfere, in quanto si comporta in modo più efficiente in presenza di carichi contemporanei sia radiali che assiali. Teoricamente, non sarebbe necessario cambiare anche il cuscinetto lato martelli. Tuttavia, si sta verificando se il nuovo cuscinetto scelto sia compatibile con entrambi i supporti. In tal modo, nel caso in cui risulti idoneo, si potrebbe adottare una sola tipologia di cuscinetto. Ciò comporterebbe una maggiore facilità di reperibilità e un minor numero di componenti differenti. In questo modo, si semplificherebbe la gestione delle risorse e si favorirebbe una maggiore uniformità nella manutenzione e sostituzione dei cuscinetti.

Il cuscinetto scelto ha le seguenti caratteristiche:

Nome commerciale	SKF 1210 ETN9
Diametro interno [mm]	50
Diametro esterno [mm]	90
Spessore [mm]	20

Tabella 3.10: Cuscinetti setup finale

Per mantenere il layout iniziale della macchina, si è cercato di selezionare un cuscinetto che non solo rispettasse i carichi richiesti, ma avesse anche una dimensione simile al supporto precedente. In questa circostanza, il diametro interno ed esterno risultano identici, variando unicamente lo spessore.

e	Y₀	Y₁	Y₂	C [kN]	C₀ [kN]
0.21	3.2	3	4.6	26,5	9,15

Tabella 3.11: Dati cuscinetti SKF 22210 E

Verifica Dinamica

Per il cuscinetto orientabile a sfere si ha che:

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow P = 0.65 F_r + Y_2 F_a$$

I carichi dinamici equivalenti valgono:

$$P_A = 2869 [N]$$

$$P_B = 1034 [N]$$

La durata prefissata è la stessa precedente, così come il fattore di affidabilità a_1 . Cambiano il tipo di cuscinetto ed i carichi equivalenti, di conseguenza cambierà il fattore correttivo a_{SKF} che andrà nuovamente determinato. Non variano le condizioni operative e di lubrificazione, per cui rimangono uguali il fattore di contaminazione η_c e k . Cambia invece il carico limite di fatica P_u che in questo caso sarà pari a:

$$P_u = 0.48 [kN]$$

Dalla tabella in Figura 3.20 si ricava:

$\eta_c \frac{P_u}{P_A}$	0.05	$a_{SKF A}$	2.1
$\eta_c \frac{P_u}{P_B}$	0.14	$a_{SKF B}$	11

Conoscendo tutti i termini della relazione (in questo caso $p = 3$):

$$L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Si può ricavare il coefficiente di carico dinamico

$$C_A = 39245 [N]$$

$$C_B = 8142 [N]$$

Dal momento in cui risulta:

$$C_A > C, \quad C_B < C$$

Solo il cuscinetto lato coclea (quello effettivamente da sostituire) risulta verificato dinamicamente.

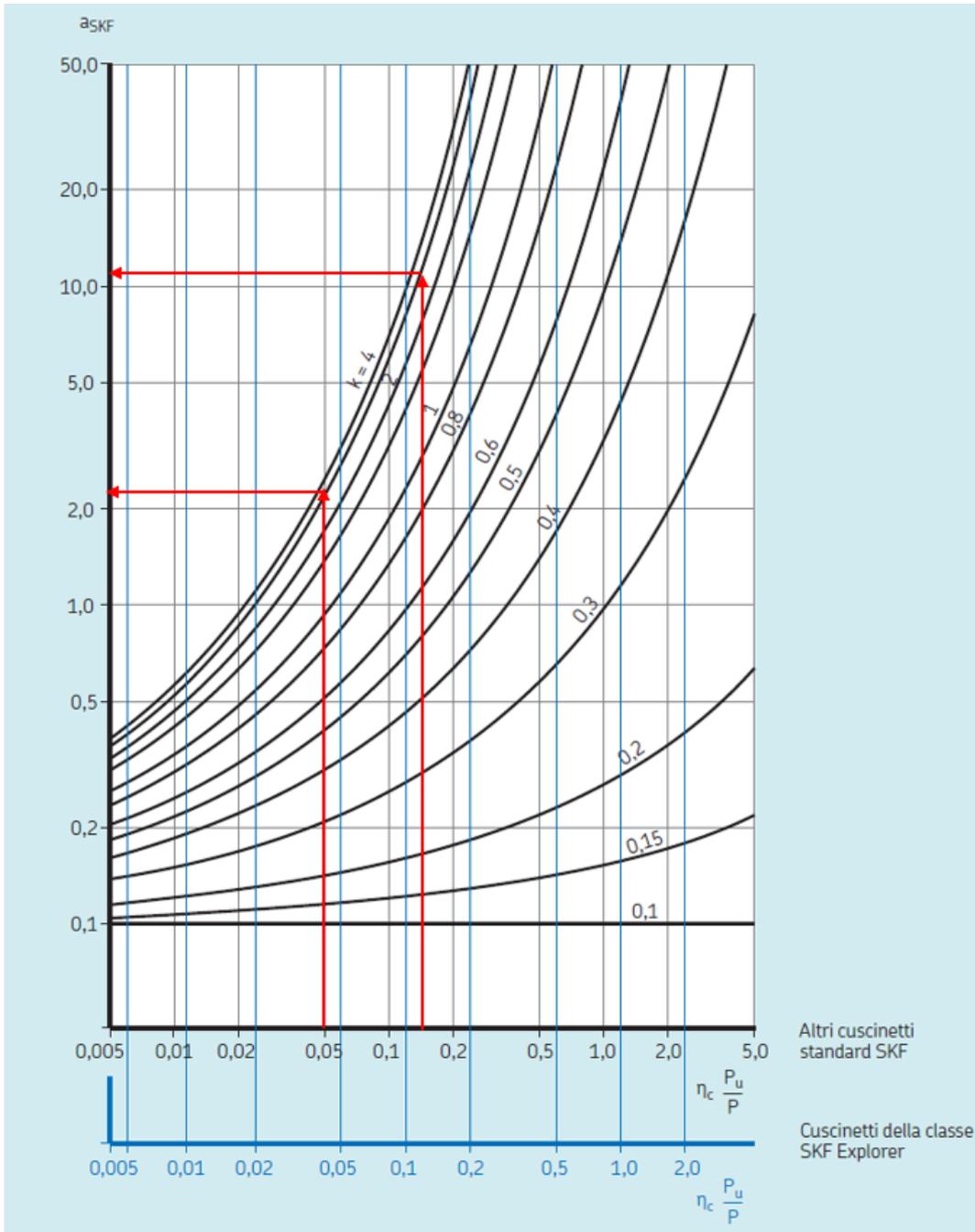


Figura 3.20: Fattore a_{SKF} per cuscinetti radiali a sfere

Verifica Statica

Nonostante le condizioni operative siano le stesse cambia il coefficiente di sicurezza statico s_0 poiché cambia il tipo di elemento volvente. In questo caso si identifica un coefficiente di sicurezza statico pari a 2.

Tabella 7				
Valori di riferimento per il fattore di sicurezza statico s_0 – per carichi continui e/od occasionali – cuscinetti a sfere				
Certezza del livello di carico	Movimento continuo			Movimento poco frequente Accettazione deformazione permanente Sì
	Accettabilità deformazione permanente			
	Sì	Limitata	No	
Elevata certezza Ad esempio, carichi gravitazionali e nessuna vibrazione	0,5	1	2	0,4
Bassa certezza Per esempio, carichi di picco.	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	≥ 2	≥ 1

Figura 3.21: Coefficiente di sicurezza statico - cuscinetti a sfere

Dato il carico statico equivalente per ciascun cuscinetto:

$$P_{0A} = F_{rA} + Y_0 F_{aA} = 2869 [N]$$

$$P_{0B} = F_{rB} + Y_0 F_{aB} = 910 [N]$$

Si ottiene:

$$\frac{C_0}{P_{0A}} = 3 \geq 2$$

$$\frac{C_0}{P_{0B}} = 10 \geq 2$$

Entrambi i cuscinetti risultano verificati staticamente

Verifica a Carico Minimo

Per cuscinetti a sfere il carico minimo si calcola solitamente come segue:

$$P_m = 0.02C_0$$

Che in questo caso corrisponde ad avere un carico minimo pari a:

$$P_m = 183 [N]$$

Il produttore fornisce inoltre un calcolo più specifico per questa tipologia di cuscinetti dal quale si può ricavare il carico minimo[5]:

$$P_m = k_r \left(\frac{vn}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 = 144 [N]$$

Dove:

- $k_r = 0.04$ → fattore di carico minimo (caratteristiche cuscinetto)
- $v = 10 [mm^2/s]$ → viscosità lubrificante alla temperatura di esercizio ($= \nu_1$)
- $n = 2000 [rpm]$ → velocità di rotazione cuscinetto
- $d_m = 70 [mm]$ → diametro medio

Dal momento in cui vale:

$$P_A, P_B \geq P_m$$

Entrambi i cuscinetti risultano verificati a carico minimo

Capacità di carico assiale

I cuscinetti radiali sono progettati principalmente per sopportare carichi radiali, cioè carichi che agiscono perpendicolarmente all'asse di rotazione. Il carico assiale in questi cuscinetti è solitamente una considerazione secondaria, pertanto, nei cataloghi spesso viene riportata il carico assiale massimo sopportato per quel tipo di cuscinetto radiale. La capacità di carico assiale massima ammissibile per questa tipologia di cuscinetti è data da:

$$F_{ap} = 0.003Bd = 3000 [N]$$

Il carico assiale agente nei cuscinetti è inferiore al carico ammissibile, di conseguenza la condizione è rispettata.

Capitolo 4

Analisi agli Elementi Finiti

4.1 Analisi strutturale

4.1.1 Geometria

Il separatore-polpa nocciolino costituisce un sistema complesso, composto da un notevole numero di elementi. La complessità della sua geometria è direttamente proporzionale alla quantità di memoria richiesta per eseguire la simulazione. Per garantire un utilizzo efficace delle risorse hardware, è essenziale semplificare i componenti soggetti a simulazione, eliminando dettagli strutturali che non incidono sul risultato. Al fine di creare un modello FEM di complessità accettabile, è cruciale determinare il fenomeno da studiare e identificare i componenti del dispositivo che influenzano tale fenomeno. Ciò consente di isolare tali elementi e semplificare di conseguenza il problema.

Nel presente studio, l'obiettivo è investigare il comportamento a fatica dell'albero battitore, la sua deformazione e il suo comportamento modale. A tal fine, si considerano insignificanti l'incastellatura, il motore principale, il sistema di lavaggio, la griglia e le coclee di carico e scarico.

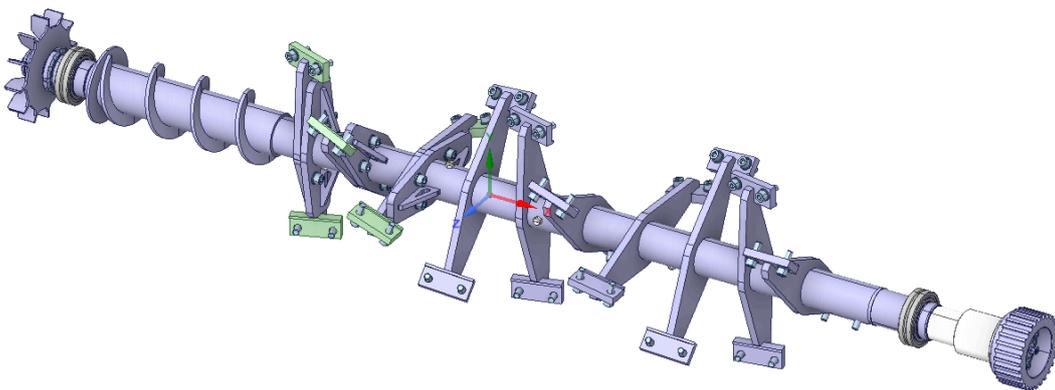


Figura 4.1: Assieme albero battitore

Una volta isolato il gruppo albero battitore, vengono rimossi tutti i componenti non necessari e irrilevanti per questa simulazione, come minuteria, boccole, pulegge e corpi volventi dei cuscinetti. Successivamente, si procede alla semplificazione della geometria eliminando

dettagli superflui, come fori, smussi e raccordi, che, pur presenti nella geometria, non hanno alcuna funzionalità nello studio. Questi dettagli possono influire negativamente sul funzionamento del meshatore, generando infittimenti locali indesiderati e aumentando il numero di elementi, o addirittura producendo elementi dalla forma distorta che potrebbero compromettere la qualità dei risultati dell'analisi.

Fatto questo si prepara la geometria alla mesh. In sostanza, si fanno suddivisioni di aree, operazioni booleane ecc. per permettere successivamente al meshatore di realizzare la migliore mesh possibile. Queste operazioni sono fondamentali per realizzare contatti adeguati tra i componenti e quando possibile realizzare mesh strutturate.

Si è quindi passati dal gruppo albero battitore in figura 4.1 alla geometria semplificata:

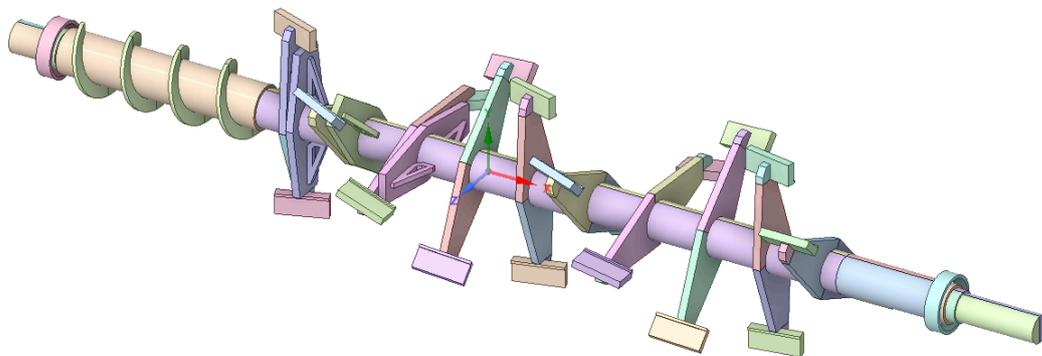


Figura 4.2: Geometria semplificata

4.1.2 Contatti

Essendo il gruppo albero battitore costituito da più parti, è necessario definire come i diversi componenti sono collegati tra loro, al fine di ottenere una simulazione più realistica del sistema. In questo caso tutti i contatti principali: piastrine-martelli, albero-martelli, coclea-albero ecc. sono modellati come bonded, quindi praticamente incollati, senza possibilità di separazione o scorrimento tra di essi. Inoltre, è stata rimossa la possibilità di "small sliding" tra le parti in contatto. La verifica dei contatti è stata svolta tramite il "contact tool" presente nel software.

Un discorso differente si applica ai cuscinetti: per simulare il loro comportamento, la ralla interna è stata collegata alla corrispondente porzione di albero tramite un contatto bonded, mentre tra le due ralle, in cui non ci sono più i corpi volventi per via della semplificazione, è stato introdotto un joint. I joint scelti sono "cylindrical" per il cuscinetto A (carrello) e "revolute" per il cuscinetto B (cerniera).

4.1.3 Mesh

Nel presente studio si è scelto dove possibile di utilizzare una mesh strutturata. A differenza di una "mesh non strutturata", in cui gli elementi possono avere forme e dimensioni diverse e la disposizione può essere più casuale, una mesh strutturata è caratterizzata da una regolarità geometrica. Questo tipo di approccio può semplificare la gestione e l'analisi numerica dei dati, in particolare nei contesti in cui è importante mantenere una struttura organizzata per garantire accuratezza e efficienza nei calcoli.

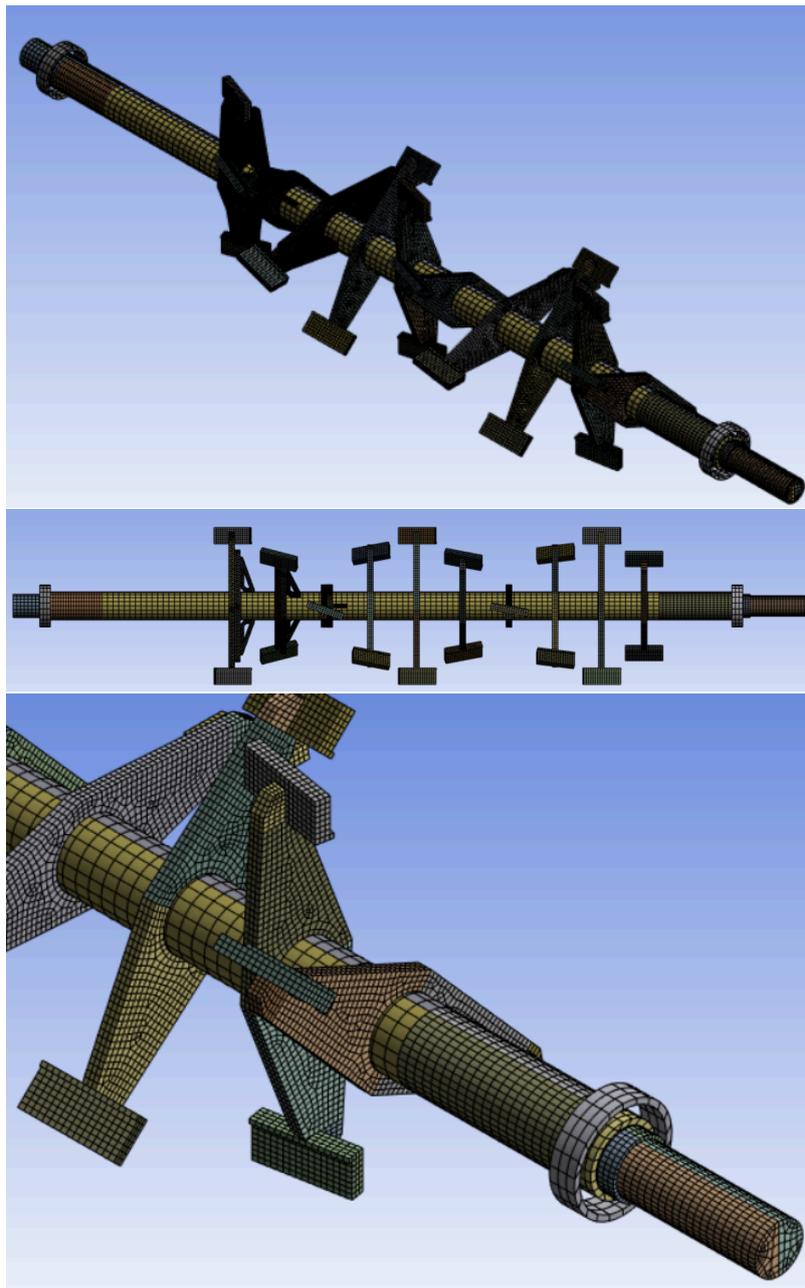


Figura 4.3: Mesh

Per ottenere la mesh in figura 4.3 si è lavorato tramite l'utilizzo di "edge sizing", "multi zone" e "body sizing". Fatta la mesh, si verifica la sua qualità (quindi anche l'affidabilità dei risultati successivi), tramite un criterio scelto (in questo l'Aspect Ratio).

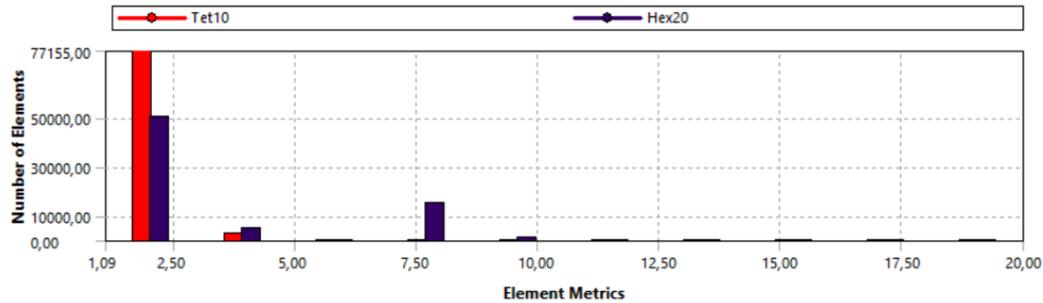


Figura 4.4: Qualità mesh

L'aspect ratio si riferisce al rapporto tra la lunghezza e la larghezza di un elemento finito, in sostanza misura l'allungamento delle celle. Un aspect ratio più basso indica generalmente una mesh di migliore qualità, il limite inferiore è 1. Gli elementi con aspect ratio elevati possono causare problemi nella convergenza degli algoritmi di simulazione numerica, aumentare la sensibilità della soluzione ai cambiamenti nella mesh e potenzialmente portare a risultati inaccurati.

Dal grafico si osserva che la mesh è di ottima qualità e che la maggior parte degli elementi utilizzati sono tetraedrici ed esaedrici. È noto come gli elementi Brick lineari (Esaedro, Pentaedro) a parità di discretizzazione risultino più accurati rispetto ai tetraedri parabolici. In questo caso la decisione dell'ordine degli elementi è stata lasciata al programma, così facendo, ci sarà il giusto bilanciamento tra accuratezza dei dati (secondo ordine) e velocità computazionale (elementi lineari).

4.1.4 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno da fornire sono i vincoli esterni e le sollecitazioni agenti sull'albero. Le forze agenti sono: forza centrifuga, tiri della cinghia, forze peso dei vari componenti, forza resistente sulle piastrine ed infine spinta assiale e momento di reazione sulla coclea. Se si simulasse l'effetto della cinghia sull'albero unicamente come un momento torcente si perderebbe l'effetto di flessione dato da i due tiri; questi non agiscono direttamente dall'albero, ma ad una certa distanza da questo, che corrisponde al raggio della puleggia condotta. Pertanto, per applicarli all'albero battitore si è utilizzato una "Remote Force". Discorso diverso vale per le forze di reazione sulle piastrine, queste agiscono direttamente sulla faccia, quindi si è utilizzata l'opzione "Force".

Per quanto riguarda i vincoli, in questo caso, si è deciso di simulare il comportamento del cuscinetto tramite i Joint e successivamente di vincolarlo al mondo esterno utilizzando un "fixed support" (corrispondente a un incastro). Un altro approccio sarebbe stato quello di non modellare le due ralle, ma di vincolare l'albero fornendo semplicemente al supporto l'opzione "Cylindrical Support" con le adeguate opzioni Free o Fixed per le direzioni radiale, assiale e tangenziale, simulando così la cerniera e il carrello.

Per la simulazione si sono valutati più condizioni di carico:

1. albero fermo (solo forze peso dei componenti)
2. albero con tutte le forze in gioco escluse le reazioni sui martelli e sulla coclea (questo per valutare il modello esclusivamente flessionale fatto analiticamente)
3. albero con tutte le forze in gioco

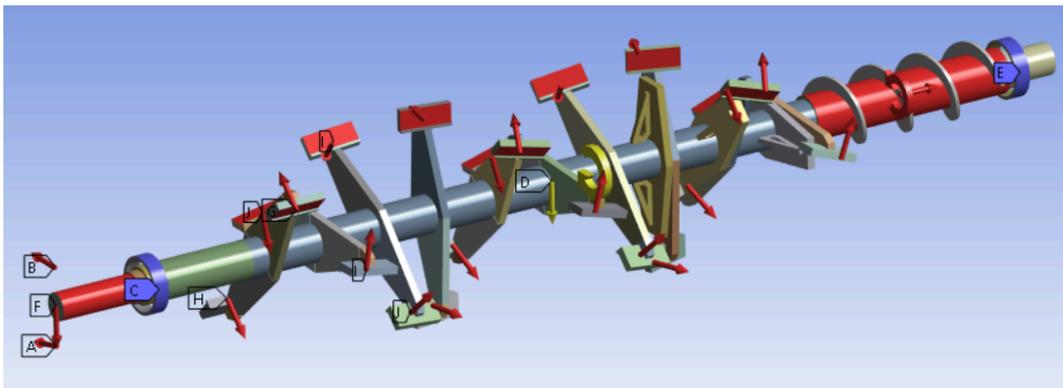


Figura 4.5: Condizioni al contorno

4.1.5 Risultati

Caso 1 - albero fermo

Il primo caso è quello di albero fermo, quindi esaminare unicamente l'effetto del peso proprio dell'albero, al fine di valutare eventuali contatti con la griglia esterna. Quest'analisi viene fatta poiché la distanza tra i supporti è elevata e quindi è bene considerare la flessione anche ad albero fermo. Lo spostamento massimo si verifica in mezzeria, e non ha un valore tale da mettere in contatto i martelli con la griglia.

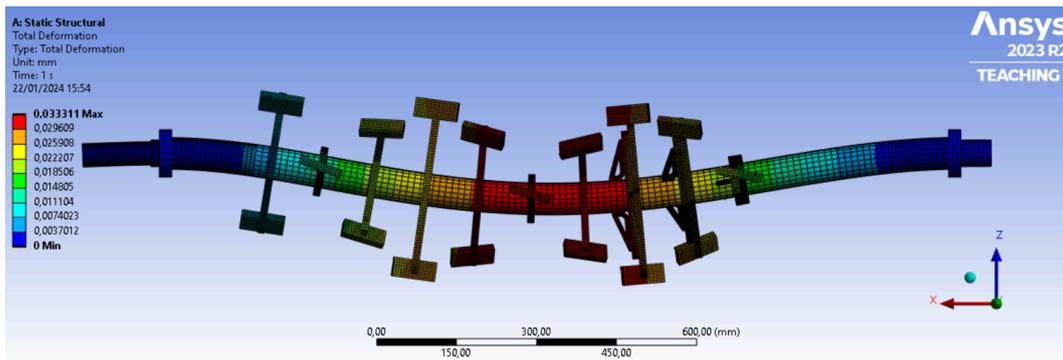


Figura 4.6: Spostamenti (albero fermo)

Caso 2 - confronto tra modello analitico e FEM

Successivamente, si procede ad analizzare il secondo caso di carico, considerando tutte le condizioni con tutte le forze in gioco, ad eccezione delle forze resistenti di martelli e coclea. L'obiettivo è valutare la correttezza del modello analitico svolto e, viceversa, verificare la validità del modello FEM.

Dalla figura 4.7 i valori di spostamento dell'albero sono conformi con quanto ottenuto precedentemente nel modello analitico. Lo spostamento massimo (dell'albero) anche in questo caso si verifica in prossimità del baricentro dei martelli, e vale 0.54 [mm], contro i 0.51 [mm] precedenti.

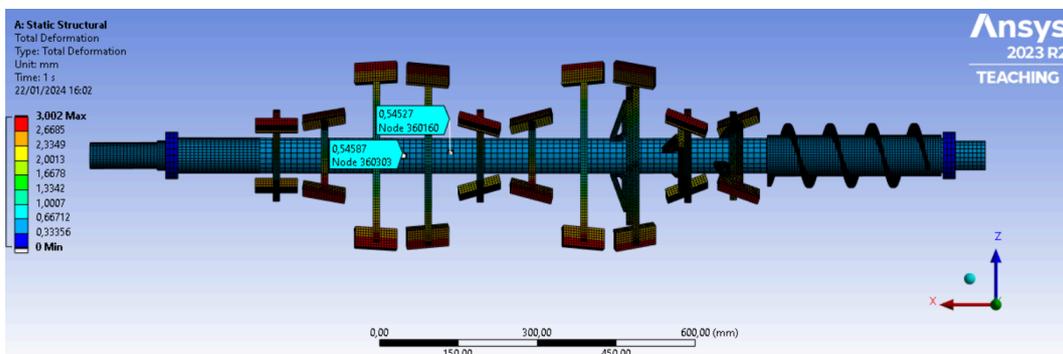


Figura 4.7: Spostamenti (carico 2)

4.1 Analisi strutturale

Stesso confronto viene fatto per le tensioni. Trascurando le zone di collegamento tra i supporti, dove vi è una concentrazione di tensione così elevata per la natura del contatto e per la geometria, la zona più sollecitata dell'albero è quella in corrispondenza del primo cambio sezione e del cuscinetto lato martelli. In quella zona la tensione equivalente massima è di circa 34 [MPa], quindi coerente con la tensione alterna determinata analiticamente [MPa]. Si confronta solo la tensione alterna, poiché con questi carichi (2) non vengono considerate le forze assiali resistenti, e le tensioni di taglio dovute al momento torcente sono ridotte, quindi non influenzerebbero significativamente la tensione equivalente.

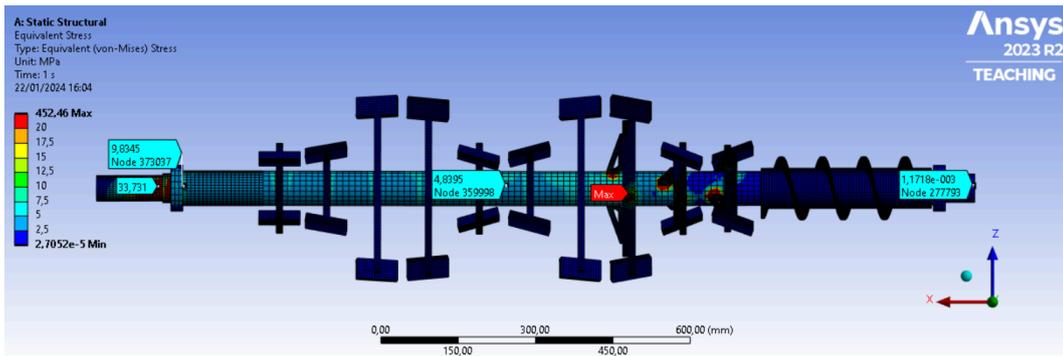


Figura 4.8: Tensione equivalente (carico 2)

Caso 3 - condizioni di carico effettive

Infine, dopo aver fatto valutazioni sul peso proprio dell'albero e sulla coerenza del modello agli elementi finiti con quello analitico, si passa alla simulazione vera e propria.

Nelle figure 4.9 viene mostrata la deformata dell'albero. Con l'introduzione delle forze e dei momenti resistenti, la deformata totale è meno ampia rispetto il caso (2). Gli spostamenti sono dunque inferiori, dell'ordine dei 10^{-2} [mm], quindi ampiamente al di sotto della soglia massima. Di conseguenza, si possono trascurare sollecitazioni dovute agli squilibri durante il funzionamento.

Lo spostamento massimo si verifica nelle ultime piastrine, con un valore di circa 0.14 [mm]. Da un lato, questo valore non dovrebbe causare eccessive preoccupazioni essendo il gap tra martelli e griglia di 4 [mm]. Dall'altro, è importante notare che il carico non è distribuito in modo uniforme tra i 10 martelli; infatti, i primi martelli sostengono un carico maggiore (infatti sono rinforzati). Di conseguenza, il carico effettivo sulle ultime piastrine sarà inferiore rispetto a quanto ipotizzato.

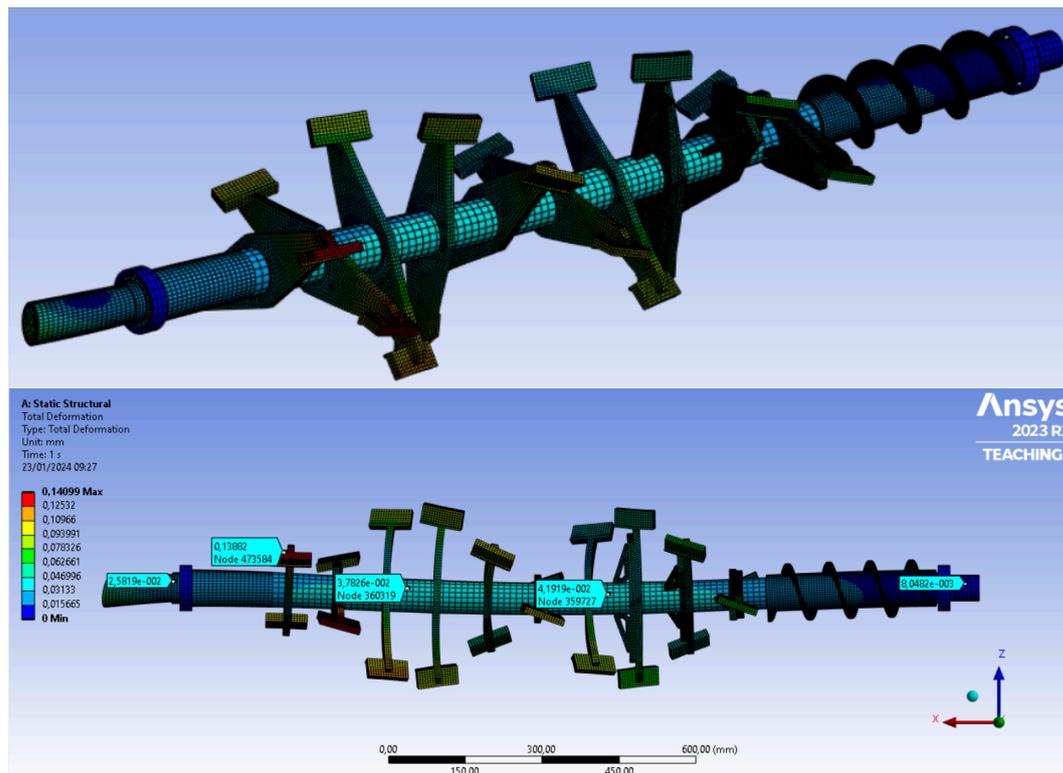


Figura 4.9: Deformata complessiva

La tensione più alta si verifica in corrispondenza del cuscinetto A e vale circa 56 [MPa], quindi lo stato tensionale dell'albero è ampiamente al di sotto del carico di snervamento e l'albero risulta verificato staticamente.

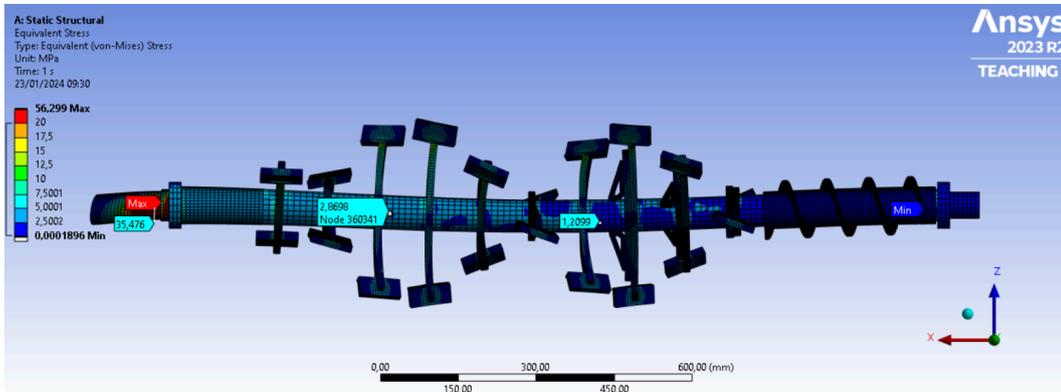
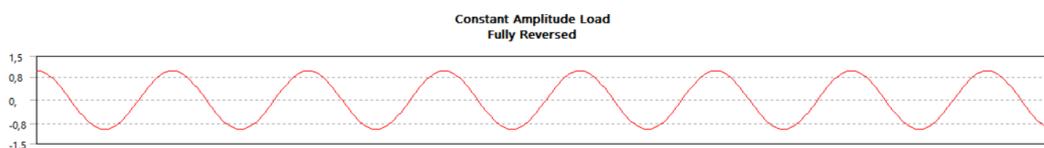


Figura 4.10: Tensione equivalente

Fatta l'analisi statica, si passa allo studio dell'albero a fatica tramite il "Fatigue Tool". L'approccio è quello "Stress-Life", in cui si studia la fatica attraverso le curve sforzo-cicli di rottura (le curve del Wohler). È un metodo particolarmente adatto qualora lo stato di sforzo sia compreso nella zona elastica ed il numero di cicli di rottura sia molto elevato (fatica ad alto numero di cicli), produce invece risultati meno accurati in presenza di fatica oligociclica dove le deformazioni assumono una componente plastica significativa. In questo caso venendo a mancare la linearità, è preferibile controllare le deformazioni piuttosto che lo stato di sforzo.

Si imposta un ciclo alterno simmetrico caratterizzato da:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$$



In sintesi, il software prenderà il carico impostato e solleciterà prima in trazione e poi in compressione con lo stesso carico.

Se si desidera aumentare la sollecitazione, è sufficiente modificare il "scale factor"; ad esempio, scegliendo uno scale factor pari a 2, l'albero sarà sollecitato prima con il doppio del carico impostato e successivamente con il doppio del carico impostato in senso opposto.

Per la verifica il criterio adottato è quello di Goodman ed i parametri da analizzare sono "Life", che rappresenta il numero di cicli prima del cedimento, e il "Safety factor", ovvero

il coefficiente di sicurezza. Questi due parametri sono strettamente collegati, cambia solo il modo di vedere lo stesso fenomeno.

L'albero ha mediamente un coefficiente di sicurezza compreso tra 5 e 15; vi è un minimo, che corrisponde al punto più sollecitato (cuscinetto A), in cui il coefficiente di sicurezza è pari a 2. Considerando anche il fatto che i carichi siano stati amplificati, *l'albero in ferro risulta verificato a fatica*.

4.1.6 AISI 304

Si ripetono le stesse analisi per l'albero in acciaio inossidabile. I grafici che si ottengono sono circa gli stessi per questo non vengono nuovamente riportati.

Deformazione: l'AISI 304 è meno rigido rispetto al ferro, di conseguenza, gli spostamenti saranno maggiori. Questa differenza è però trascurabile, infatti, l'ordine di grandezza delle deformazioni dell'albero è la stessa. Lo spostamento massimo che prima era di 0.14 [mm] ora è di 0.15 [mm], quindi una variazione trascurabile. Pertanto il nuovo albero battitore soddisfa le condizioni di freccia massima imposte.

Tensioni: così come per le deformazioni, la variazione di tensioni tra albero in ferro e in acciaio inossidabile risulta trascurabile. Anche in questo caso la tensione massima è pari a 56 [MPa] ed in corrispondenza del cuscinetto A, mentre la zona cuscinetto B (lato coclea) risulta pressoché scarica. La verifica statica è ampiamente rispettata.

Verifica a fatica: cambia il materiale ma non il risultato. Il coefficiente di sicurezza minimo X è pari a 1.7. L'albero è verificato a fatica.

4.2 Analisi Modale

L'analisi modale è lo studio del comportamento dinamico di un sistema meccanico lineare. Permette di identificare i modi di vibrazione di una struttura, ciascuno dei quali è definito da frequenza e forma modale. È un'analisi non forzata, in cui non sono presenti forze esterne e non si considera lo smorzamento. Il risultato dell'indagine è una tabella contenente le frequenze naturali del sistema e un'animazione della struttura che mostra, per ogni frequenza individuata, il modo in cui l'oggetto vibra a quella determinata frequenza.

La conoscenza delle caratteristiche vibrazionali del sistema è fondamentale perché, conoscendo la frequenza di una struttura, è possibile capire se essa può entrare in risonanza con una possibile forzante. In caso di risonanza, ossia un aumento dell'energia del sistema e delle sue oscillazioni, si può arrivare alla deformazione e alla rottura della struttura stessa (collasso che avviene a un valore di forza inferiore a quello per cui la struttura è progettata). Inoltre, è importante conoscere la modalità con cui la struttura vibra, in quanto fornisce informazioni sulle aree che potrebbero subire elevati spostamenti (e quindi possibili urti con altri componenti).

Le frequenze naturali del sistema dipendono fortemente dalla geometria, dal materiale e dalle condizioni di vincolo. Poiché l'albero battitore del separatore polpa-nocciolino è molto lungo e ha una grande distanza tra i supporti, si è scelto di studiarne il comportamento modale (poiché più un oggetto è lungo e sottile, minore sarà la sua frequenza di risonanza).

L'analisi può essere eseguita tramite vari approcci; in questo contesto si è optato per gli elementi finiti, uno dei metodi più ampiamente utilizzati e potenti per lo studio modale di sistemi complessi. Nonostante ci siano somiglianze nei passaggi iniziali tra l'analisi strutturale e quella modale (come la semplificazione della geometria, l'assegnazione del materiale e la creazione della mesh), c'è una differenza critica nel modo in cui vengono interpretati i contatti e i vincoli nella fase successiva. Nell'analisi modale è fondamentale assicurarsi che la struttura sia adeguatamente vincolata per evitare la presenza di gradi di libertà liberi. Questa precauzione è necessaria per garantire che le prime frequenze del sistema non corrispondano a moti rigidi, ma riflettano invece le vere modalità di vibrazione della struttura. Quindi, la corretta definizione dei vincoli è cruciale per ottenere risultati significativi. Inoltre, nell'analisi modale non è possibile tenere conto di urti e contatti diretti tra i corpi. Come già menzionato, lo studio dei modi di vibrazione è un calcolo eseguito nell'ipotesi di un modello lineare. Di conseguenza, fenomeni non lineari come urti e contatti devono essere approssimati nel modello mediante l'uso di elementi di tipo lineare. Questo implica, ad esempio, la possibilità di incollare le parti tra di loro (contatti bonded), ma non l'utilizzo diretto di elementi di contatto.

La semplificazione dell'assieme, fatta per migliorare la realizzazione della mesh e velocizzare il calcolo, porta ad una variazione della geometria e della massa. Essendo queste proprietà fondamentali nell'analisi dei modi di vibrare del sistema, si introducono tutti quei

componenti trascurati nella semplificazione (viti, pulegge ecc.) tramite una massa concentrata. Questa verrà definita da: massa, collegamento, coordinate e proprietà inerziali. Tutte queste caratteristiche sono ricavate dal CAD.

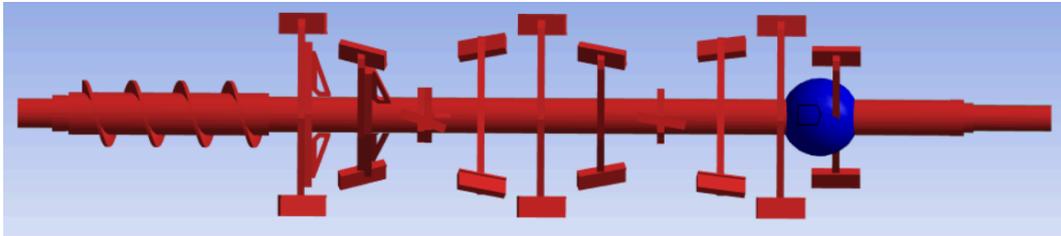


Figura 4.11: Massa concentrata viti e pulegge

Bisogna però porre attenzione al sistema di riferimento rispetto al quale viene calcolato il momento di inerzia. Infatti, su Catia V5 questo viene determinato rispetto al baricentro del corpo, mentre su Ansys viene richiesto rispetto il sistema di riferimento globale. Di conseguenza, una volta identificate le proprietà inerziali su CatiaV5, queste vanno corrette tramite il teorema Huygens-Steiner ($I_0 = I_G + mx_G^2$) - avendo solo componenti assialsimmetrici, il trasporto andrà fatto solo lungo le direzioni perpendicolari all'asse dell'albero.

Descrizione	Valore
Massa	7,59 [kg]
Baricentro x_G	537,59 [mm]
Baricentro y_G	0,00 [mm]
Baricentro z_G	0,00 [mm]
I_{xG}	0,04 [kg m ²]
I_{yG}	2,64 [kg m ²]
I_{zG}	2,64 [kg m ²]
I_{xO}	0,04 [kg m ²]
I_{yO}	4,83 [kg m ²]
I_{zO}	4,83 [kg m ²]

Tabella 4.1: Dati inerziali viti e pulegge

Un approccio alternativo sarebbe stato quello di modellare solo l'albero (ovvero il componente dove di fatto ci interessa il modo di vibrare) e aggiungere tramite masse concentrate tutti gli altri componenti (martelli, coclea ecc.).

4.2.1 Risultati

Mentre un corpo continuo ha infiniti gradi di libertà, quindi infiniti modi di vibrare, un modello agli elementi finiti ha un numero finito di gradi di libertà, dipendente dal numero di nodi utilizzati per discretizzare il corpo. Questo approccio è più gestibile dal punto di vista computazionale e consente una rappresentazione approssimata del comportamento vibratorio del corpo. Dal punto di vista ingegneristico non interessa conoscere tutti gli infiniti modi di vibrare del corpo, ma solo le prime forme modali, per poter verificare che non ci siano fenomeni di risonanza in corrispondenza della frequenza di lavoro.

In questo caso sono stati analizzati i primi 6 modi di vibrare:

Modo	Frequenza [Hz]	Tipo
1	66.0	Flessionale
2	66.2	Flessionale
3	148.5	Flessionale
4	149.5	Flessionale
5	227.7	Torsionale
6	332.2	Flessionale

Tabella 4.2: Modi di vibrare struttura Fe 360C

Il separatore è sollecitato con una frequenza pari a:

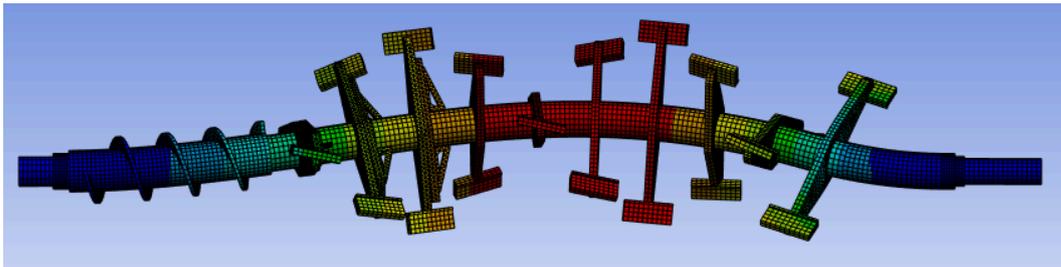
$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 33.3 \text{ [Hz]}$$

Dove:

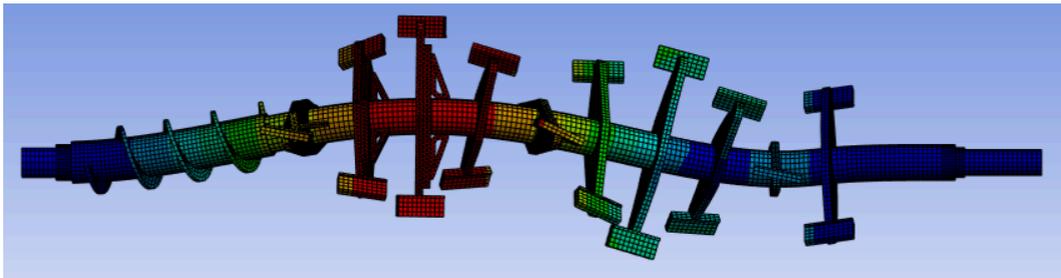
- f → frequenza di lavoro del sistema
- ω → velocità di rotazione dell'albero (209.4 [rad/s])

Essendo la sollecitazione ad una frequenza molto inferiore rispetto il primo modo di vibrare non ha senso andare ad indagare il comportamento in maniera quantitativa tramite un'analisi armonica.

Le prime quattro frequenze portano a deformazioni di tipo flessionale. Il primo modo è simile al secondo, cambia solo il piano di flessione. Analogamente, il terzo e il quarto sono affini. Il primo modo rappresenta la **velocità critica flessionale**. La velocità critica flessionale è, per definizione, la velocità angolare applicata a un rotore tale che la sua deformazione, di tipo esclusivamente flessionale, sia massima. È importante sottolineare che è di uso comune definire erroneamente questa velocità come quella critica di funzionamento che porta alla rottura del rotore; infatti, la rottura del rotore può essere al più una conseguenza della deformazione massima qualora essa superi la resistenza elastica offerta dal materiale di cui è costituito il macchinario. .



(a) Modo 1 - flessionale



(b) Modo 4 - flessionale

Il primo modo torsionale, quindi la **velocità critica torsionale**, lo si ha a 227.7 [Hz], ad una frequenza molto più elevata rispetto quella flessionale. La velocità critica torsionale si può definire come la velocità di rotazione in corrispondenza delle quali la pulsazione ω coincide con una delle pulsazioni proprie torsionali dell'albero

4.2.2 AISI 304

Cambiando il materiale ci si aspetta di avere i primi modi di vibrare a pulsazioni differenti. Svolgendo la stessa analisi precedente si ottiene:

Modo	Frequenza [Hz]	Tipo
1	65.0	Flessionale
2	65.2	Flessionale
3	146.5	Flessionale
4	147.4	Flessionale
5	223.6	Torsionale
6	328.5	Flessionale

Tabella 4.3: Modi di vibrare struttura AISI 304

La massa dell'albero è aumentata, infatti si passa dai 60 [kg] precedenti ai 61 [kg] attuali, quindi in linea di principio la frequenza di ciascun modo dovrebbe diminuire. Cambiano inoltre le proprietà di rigidità, l'AISI 304 è meno rigido rispetto Fe 360C, quindi l'effetto dovrebbe essere quello di abbassare la frequenza. Nel complesso, i modi di vibrare dell'albero in ferro verranno traslati a frequenza minori nell'albero in acciaio inossidabile.

I valori rientrano comunque in un range sicuro rispetto la frequenza di lavoro del sistema, di conseguenza *possono essere esclusi fenomeni di risonanza nell'albero in AISI 304.*

Conclusioni

In questa dissertazione sono state individuate, analizzate e risolte le problematiche dell'albero battitore del separatore polpa-nocciolino Sansone. I dati raccolti hanno evidenziato che la rottura dei cuscinetti è principalmente attribuibile al mancato rispetto del carico minimo sul supporto lato coclea, che si è rivelato sovradimensionato per l'applicazione. Operare al di sotto del carico minimo ha causato uno strisciamento degli elementi volventi tra di loro, comportando una significativa riduzione delle prestazioni e della durata utile dei cuscinetti. Il problema generalmente può essere risolto mediante l'aggiunta di precarichi di montaggio; in questo caso, si è scelto di cambiare la tipologia del cuscinetto. Infatti, dato che il cuscinetto A deve assorbire un carico assiale, è più ragionevole utilizzare un cuscinetto a sfere piuttosto che a rulli, come inizialmente presente. Dopo diverse verifiche, si è optato per un cuscinetto orientabile a sfere della stessa dimensione di quello precedente, evitando così modifiche alla geometria dell'albero.

Successivamente, l'analisi delle deformazioni dell'albero in ferro ha confermato che queste non rappresentano una causa aggiuntiva di riduzione della durata utile dei cuscinetti. Infatti, se le deformazioni fossero state eccessive, si sarebbero creati squilibri, facendo agire le forze in modo eccentrico anziché lungo l'asse dell'albero, generando carichi aggiuntivi sui supporti. Va inoltre sottolineato che le analisi sono state condotte in condizioni di massima velocità e potenza trasmessa, quindi rappresentano un caso più critico rispetto alla realtà.

Il modello analitico ha permesso di ottenere una migliore comprensione della struttura, consentendo di valutare l'influenza di ciascun parametro sulla deformazione totale. Considerando solo i carichi flessionali, la deformazione massima dell'albero in ferro è risultata essere di 0,51 mm, con un coefficiente di sicurezza di 1,43 rispetto alla freccia massima ammissibile prefissata.

Attraverso il metodo degli elementi finiti (FEM), è stato inizialmente validato il modello analitico flessionale; successivamente, sono state verificate le effettive condizioni di carico integrando nel modello le reazioni sulle piastrine, la forza centrifuga e il momento torcente della coclea. Si è quindi constatato che, nonostante l'elevata lunghezza dell'albero, la sua deformazione sotto tali carichi non è sufficiente a generare problematiche alla struttura.

L'albero in ferro è stato poi verificato staticamente e a fatica considerando una vita infinita. La struttura è stata ben progettata; infatti, il punto più sollecitato, in corrispondenza del cuscinetto A, ha una tensione notevolmente inferiore rispetto allo snervamento (56 MPa

contro 230 MPa) e ha un coefficiente di sicurezza rispetto a una sollecitazione a fatica ad alto numero di cicli pari a 2.

Sempre tramite gli elementi finiti, è stato possibile analizzare le frequenze proprie della struttura, confermando che il sistema non opera in condizioni di risonanza.

La seconda problematica affrontata riguarda la corrosione. La soluzione è stata cambiare il materiale dell'albero, passando da un Fe 360C a un acciaio inossidabile AISI 304. Questo acciaio è più resistente, quindi in linea di principio non sarebbero necessarie verifiche statiche e a fatica. Tuttavia, essendo anche meno rigido, sono stati effettuati controlli sulle deformazioni e sulle frequenze proprie del sistema. Nonostante la deformazione massima sia aumentata (0,53 mm), non vi è variazione sufficiente da creare problemi. I risultati dell'analisi modale mostrano che l'ordine dei modi propri è lo stesso: prima si verificano 4 modi flessionali e poi quello torsionale, ma nell'albero in acciaio questi si verificano a frequenze leggermente inferiori. In ogni caso, la frequenza di sollecitazione è distante dal primo modo, evitando, anche in questo caso, problemi di risonanza. Riassumendo, la sostituzione del materiale dell'albero con acciaio inossidabile AISI 304 non comporta la necessità di modificare la sua geometria, dato che tutte le verifiche sono risultate conformi.

In sintesi, la riprogettazione dell'albero battitore ha permesso di migliorare significativamente la durata e le prestazioni del separatore polpa-nocciolino Sansone, senza la necessità di modificare radicalmente la sua geometria o il setup iniziale. La combinazione del nuovo materiale dell'albero e il cambio dei cuscinetti ha dimostrato di essere una soluzione efficace e affidabile per affrontare le problematiche individuate durante il lavoro di tesi.

Bibliografia

- [1] Ellen MacArthur Foundation. *Towards the circular economy an economic and business rationale for an accelerated transition*, 1, 2013.
- [2] Gianclaudio Iannace. *Nocciolino di sansa vergine e nocciolino di sansa disoleata: differenze e caratteristiche*, pages <https://www.biomassapp.it/blog/nocciolino-di-sansa-vergine-e-nocciolino-di-sansa-disoleata-differenze-e-caratteristiche>, 2018.
- [3] J.E. Shigley-C.R. Mischke-R.G. Budynas. *Progetto e costruzione di macchine*, volume 1. McGraw-Hill, 2020.
- [4] V. Zignoli. *Trasporti meccanici: tecnica ed economia*, volume 1. Hoepli, 1952.
- [5] SKF Group. *Cuscinetti volventi*. 2021.