



**Politecnico  
di Torino**

**Politecnico di Torino**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2022/2023

Sessione di Laurea Marzo/Aprile 2022

# **Analisi e riprogettazione di una macchina capsulatrice inserita in linee di imbottigliamento**

Relatori:

Prof. Ing. Raffaella Sesana

Prof. Ing. Daniela Maffiodo

Candidati:

Henrique Levy Rodrigues

Tutor aziendale:

Flavio Carillo



## Ringraziamenti

Sarebbe un eufemismo dire che questa avventura sia stata complicata. Durante questo percorso, innumerevoli volte è stata messa alla prova la mia forza nell'affrontare i problemi. Innumerevoli sono state anche le volte che gli stessi problemi presentati mi hanno permesso di crescere non solo in ambito accademico e professionale, ma anche come persona.

Quindi, con questo elaborato di tesi, si chiude il mio percorso formativo di cui non potrei essere più felice di averlo scelto.

Nonostante il titolo di “dottore” venga dato alla mia persona, sarebbe stato un milione di volte più complicato ottenerlo senza l'aiuto di alcune persone e quindi, vorrei spendere alcune parole per ringraziare quelli che mi hanno supportato e sopportato durante questo percorso.

Per primo, vorrei ringraziare le professoresse Raffaella Sesana e Daniela Maffiodo, relatrice e correlatrice di questa tesi, per la loro disponibilità e per le opportunità di crescita che mi hanno fornito. Sicuramente, essendo due docenti del Politecnico di Torino, aiutare gli allievi durante la loro formazione è una pratica normale, però non si deve mai dare per scontato che venga fatto con passione e sempre con un sorriso in faccia. Perciò, le ringrazio ancora e sarò sempre grato per il supporto datomi durante tutti questi anni.

Grazie a Flavio Carillo, manager dell'ufficio tecnico della Robino & Galandrino e tutor aziendale di questo elaborato, per tutta la pazienza che ha avuto/ha nel guidarmi nel mondo aziendale, trasmettendo sempre la sua esperienza con molta passione.

Grazie a Elisa, per questi bellissimi anni che abbiamo trascorso insieme. Ovviamente, durante questo periodo non è stato facile superare gli ostacoli che si sono presentati nel nostro percorso però, abbiamo imparato che con pazienza, benevolenza e amore, possiamo vincere qualsiasi sfida. Sono sicuro che il nostro futuro sia pieno di luce e felicità.

Grazie alla mia famiglia per avermi fornito il loro supporto durante questo percorso, ognuno a modo suo, permettendomi di arrivare dove sono.

Grazie a Roberto e Silvana, che mi hanno accolto in famiglia come se fosse uno di loro permettendomi di sentirmi a casa mia, un posto sicuro.

Grazie ai miei colleghi della R&G, in particolare, Agagliati, Andrea, Calle, Cristian e Lillo per la loro calda accoglienza nel mondo del lavoro, professionalità e per tutti i momenti che abbiamo speso insieme.

Grazie ai miei amici del Politecnico di Torino: Christian, Luca, Marco e Samuele, di cui abbiamo trascorso tanti bei momenti insieme e sono sicuro che ne trascorreremo ancora di più.

# Sommario

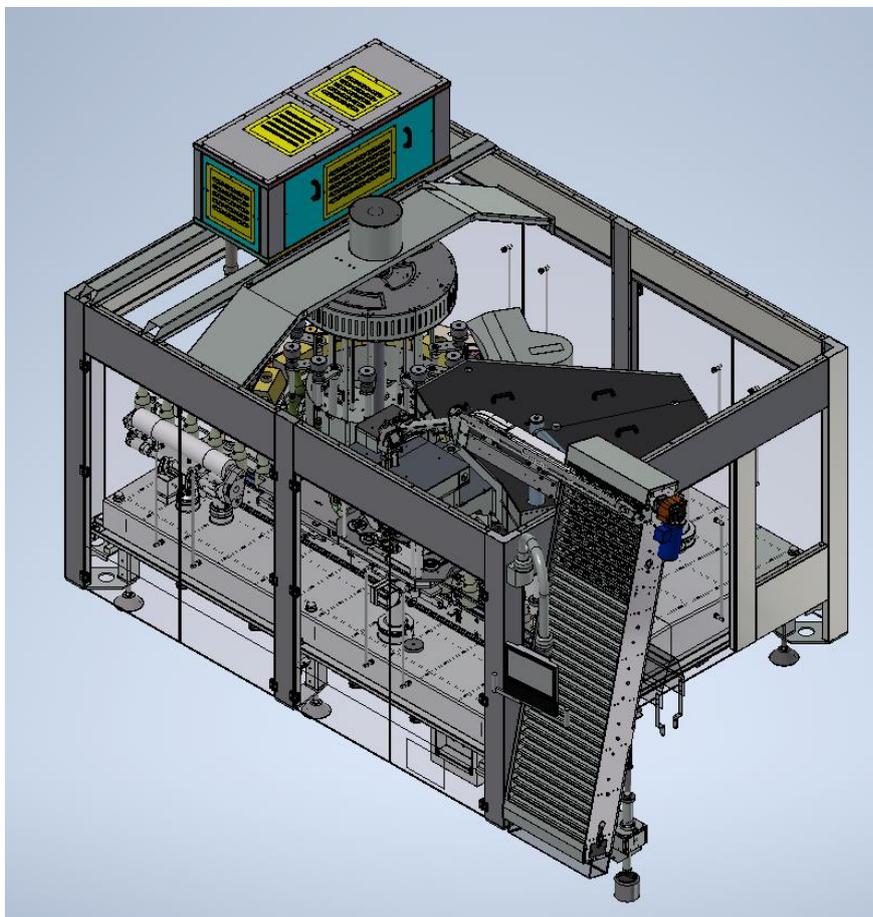
1. Introduzione.....	4
2. La capsulatrice.....	6
2.1. Distributore.....	8
2.2. Stelle di ingresso e uscita.....	12
2.3. Colonna di centraggio.....	14
2.4. Stelle di trasferimento.....	18
2.5. Colonna di piegatura.....	20
2.6. Colonna di lisciatura.....	23
3. Obiettivi.....	24
4. Introduzione ai meccanismi a camma.....	25
4.1. La progettazione della legge del moto.....	26
4.1.1. Forma del diagramma delle alzate.....	26
4.1.2. Forma del diagramma di velocità.....	28
4.1.3. Forma del diagramma dell'accelerazione.....	31
4.2. La scelta della legge del moto.....	33
4.2.1. Legge ad accelerazione costante a tratti simmetrica.....	33
4.2.2. Legge ad accelerazione costante a tratti non simmetrica.....	34
4.2.3. Legge tagliata.....	35
4.2.4. Legge cubica.....	36
4.2.5. Legge cicloidale.....	37
4.2.6. Altre leggi del moto.....	38
5. Studio dei meccanismi a camma della capsulatrice.....	41
5.1. Meccanismo a camma della colonna di piegatura.....	42
5.2. Meccanismo a camma della colonna di lisciatura.....	75
5.3. Meccanismi a camma della colonna di centraggio.....	83
6. Considerazioni alla riprogettazione delle colonne di lavorazione.....	95
6.1. Maggiore facilità di pulizia sul piano di lavoro.....	96
6.2. Posizione dei componenti elettronici.....	97
6.3. Innalzamento del basamento da terra.....	98
6.4. Efficienza dei meccanismi a camma.....	99
7. Riprogettazione delle colonne di lavorazione.....	100
7.1. La nuova colonna di centraggio capsule - layout.....	101
7.2. Progettazione del moto.....	107
7.2.1. Camma di centraggio.....	108

7.2.2.	Settore di centraggio.....	118
7.2.3.	Meccanismi a camma delle colonne di piegatura e lisciatura.....	120
8.	Risultati.....	122
9.	Futuri sviluppi .....	127
10.	Appendice Matlab .....	128
10.1.	Meccanismo a camma piegatura.....	128
10.2.	Meccanismo a camma lisciatura .....	138
10.3.	Meccanismo a camma centraggio .....	146
10.4.	Meccanismo a camma settore di centraggio .....	164
11.	Bibliografia.....	177

# 1. Introduzione

L'azienda Robino & Galandrino S.p.a., nata a Canelli nel 1964, si occupa della produzione di macchine automatiche specializzate nella chiusura secondaria di tutti i tipi di bottiglia. In particolare, le macchine realizzate dall'azienda sono quelle atte alla gabbiettatura e l'incapsulamento di bottiglie di vino e spumante.

La gabbiettatura è una operazione dove viene posizionato e serrato un anello metallico al collo delle bottiglie che garantisce l'eventuale fuoriuscita del tappo.



*Figura 1 - macchine automatica per la gabbiettatura (Record)*

Invece, l'incapsulamento è un'operazione molto delicata nella quale si fa aderire perfettamente la capsula alla testa e collo della bottiglia. Oggigiorno, con l'obiettivo di ottenere il perfetto prodotto finale, i clienti produttori di vino e spumante, richiedono sempre maggior precisione dell'allineamento di alcune *feature* delle capsule al vetro (bottiglia) in modo che il prodotto rispetti elevati standard estetici. Perciò, le macchine capsulatrici sono dotate in genere di tre colonne di

lavorazione (che verranno discusse nel dettaglio durante questo elaborato) ossia, quella di centraggio capsula e bottiglia, piegatura e lisciatura delle capsule.

Le operazioni di piegatura e lisciatura delle capsule possono essere ottenute in diversi modi a seconda del materiale della capsula, che può essere in polilaminato di alluminio oppure in PVC. Nel primo caso, le capsule vengono lavorate attraverso operazioni di deformazione plastica meccanica attraverso muscoli pneumatici mentre nel secondo caso, si ha la deformazione plastica ottenuta dal calore (termoretroazione).

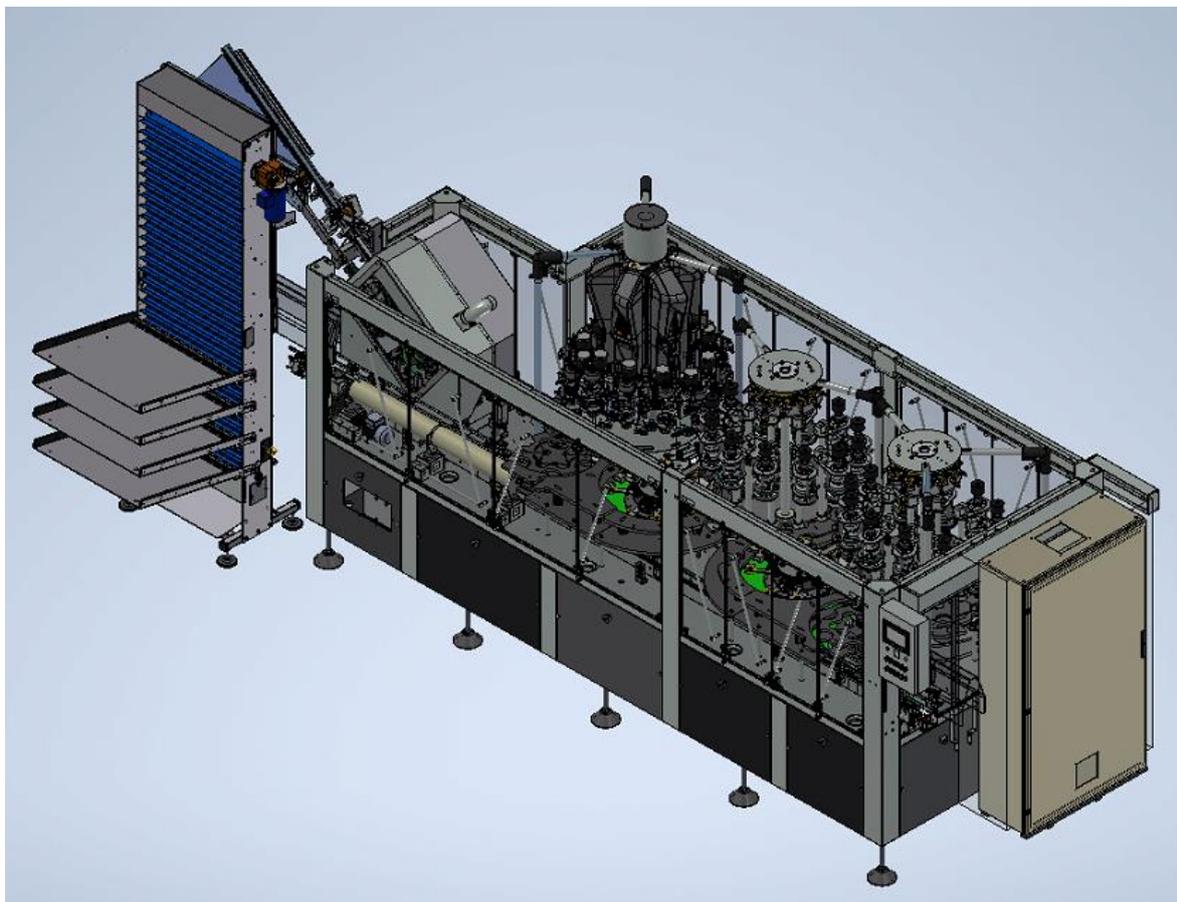


*Figura 2 - capsula per spumante in polilaminato*

Questo elaborato tratterà lo studio e la riprogettazione delle colonne di lavorazione di una macchina capsulatrice per la lavorazione di bottiglia per lo spumante. In particolare, si tratta di una macchina Zenith in cui ogni colonna di lavorazione dispone di dodici teste di lavorazione.

## 2. La capsulatrice

La macchina automatica capsulatrice che verrà analizzata e successivamente riprogettata in questa trattazione è la DU, secondo la codifica interna dell'azienda.



*Figura 3 - capsulatrice DU*

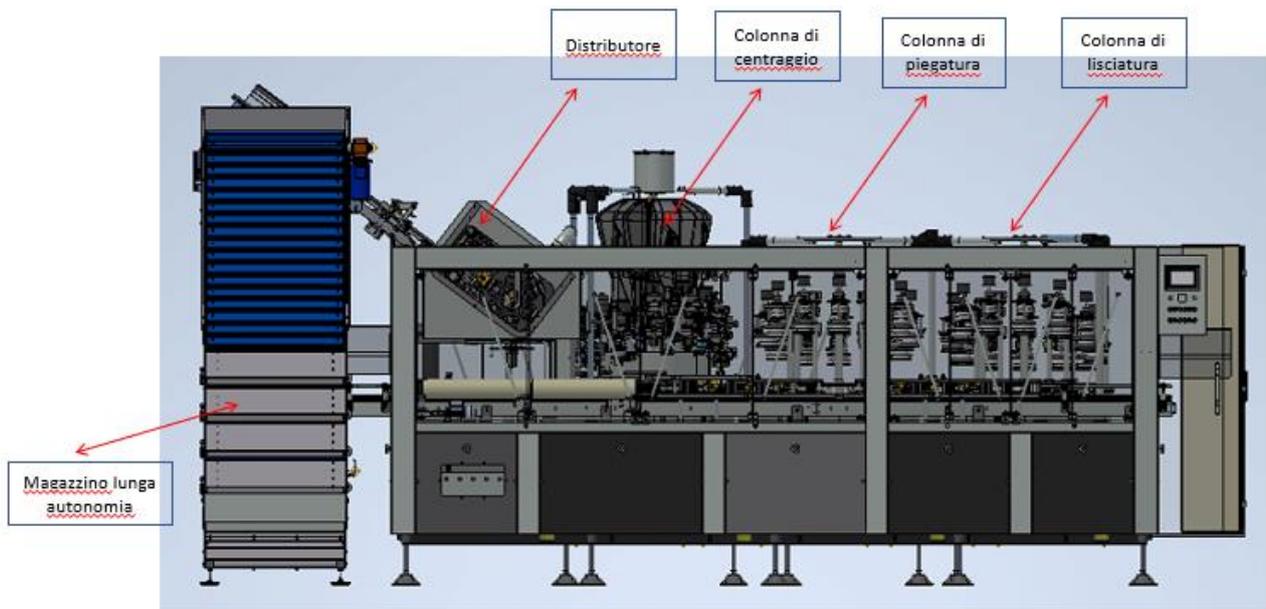


Figura 4 - vista frontale della macchina che evidenzia alcuni gruppi funzionali

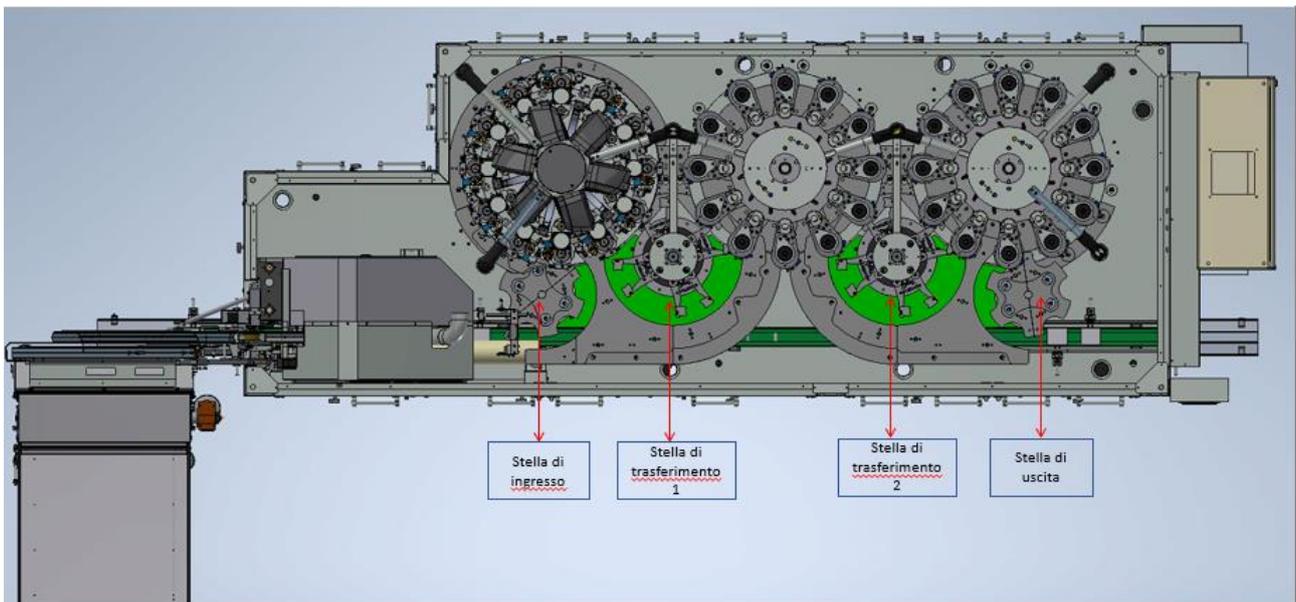
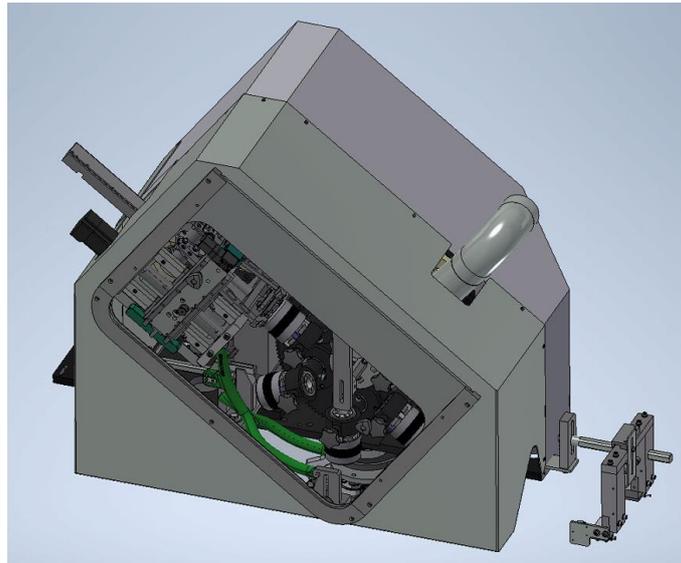


Figura 5 - vista dall'alto della macchina che evidenzia alcuni gruppi funzionali

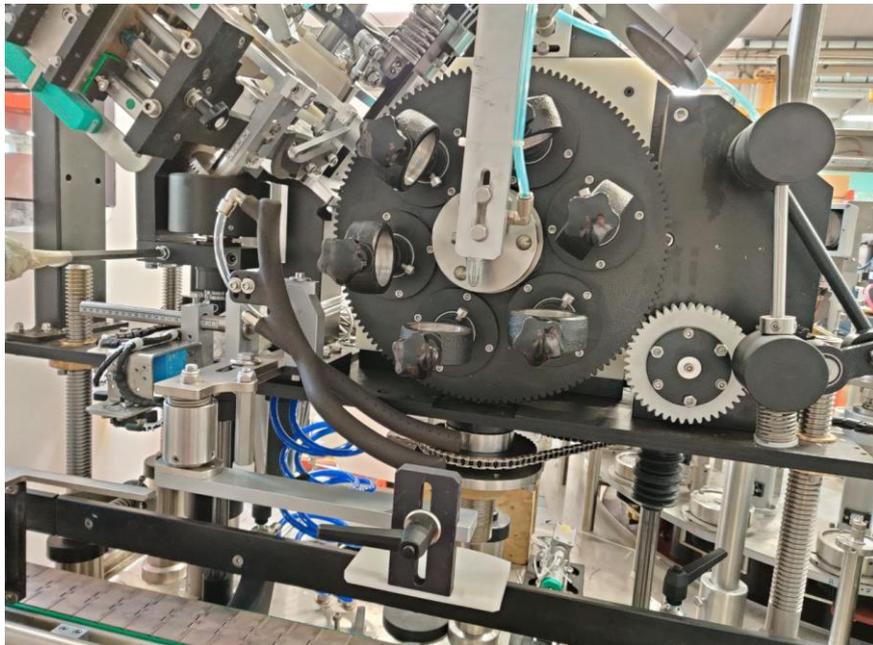
La macchina in questione ha il compito di distribuire e lavorare le capsule di bottiglie da spumante attraverso alcuni gruppi funzionali che verranno descritti in seguito.

## 2.1. Distributore

Il primo compito della macchina è quello di ricevere le bottiglie attraverso un nastro trasportatore e posizionare le capsule, provenienti dal magazzino a lunga autonomia, sul collo delle stesse. Per la distribuzione delle capsule si affida al gruppo funzionale distributore.



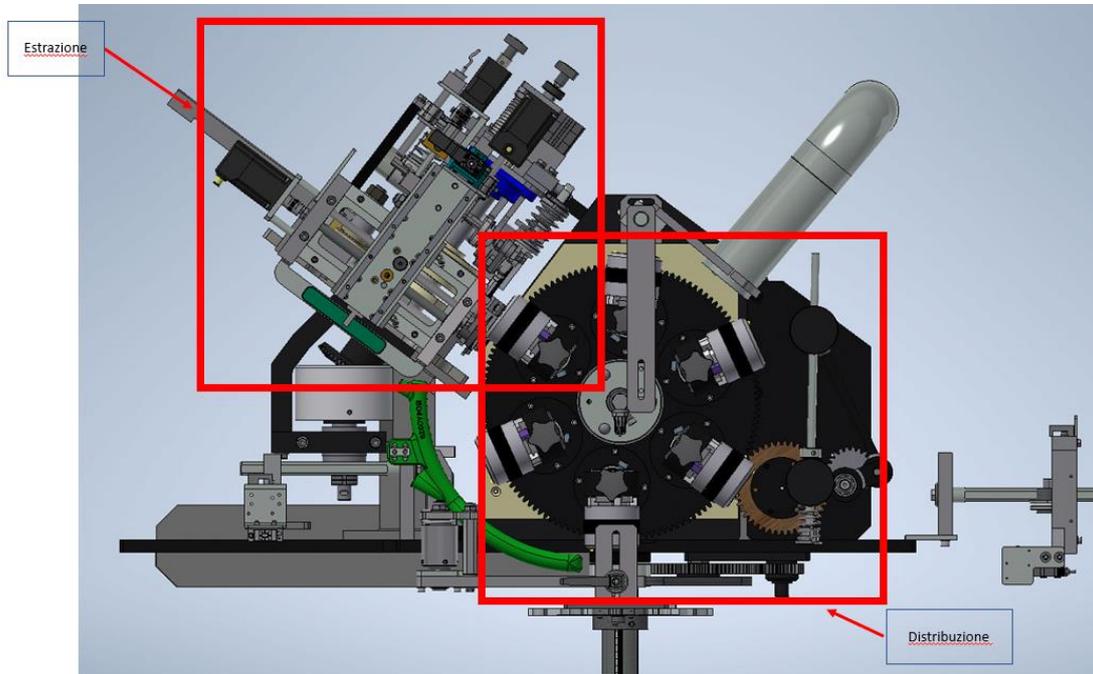
*Figura 6 - distributore capsule*



*Figura 7 - distributore capsule*

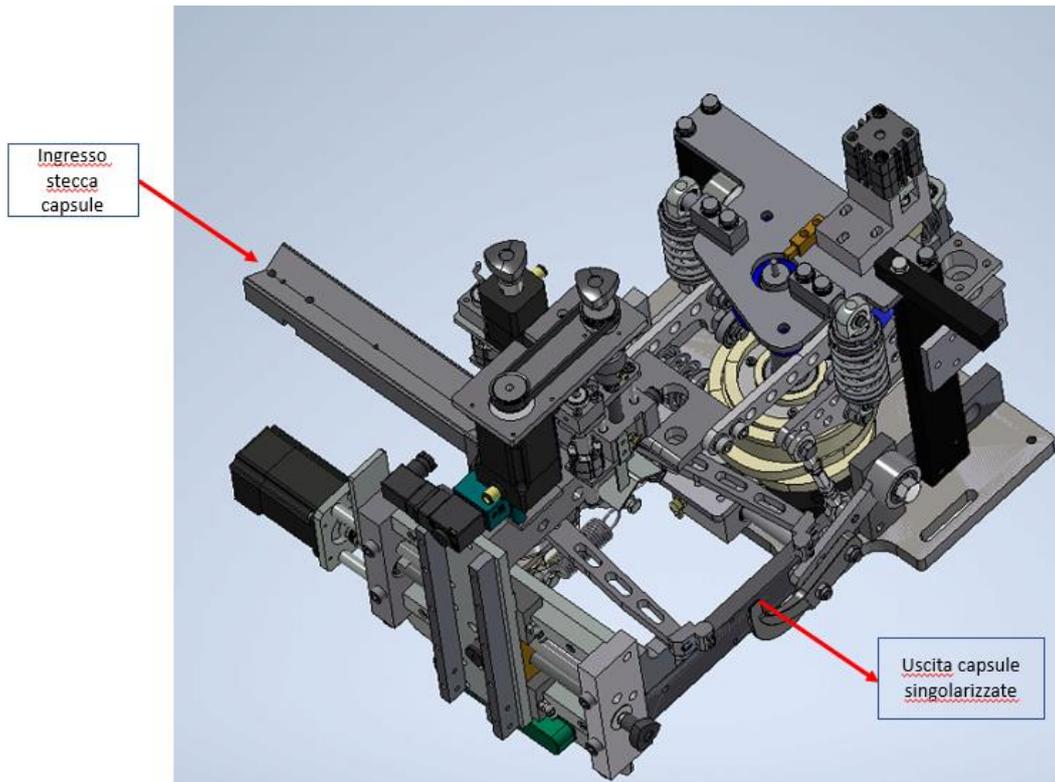
Il distributore a sua volta dispone di due ulteriori sottogruppi:

- Gruppo di estrazione
- Gruppo di distribuzione



*Figura 8 - sottogruppi del distributore*

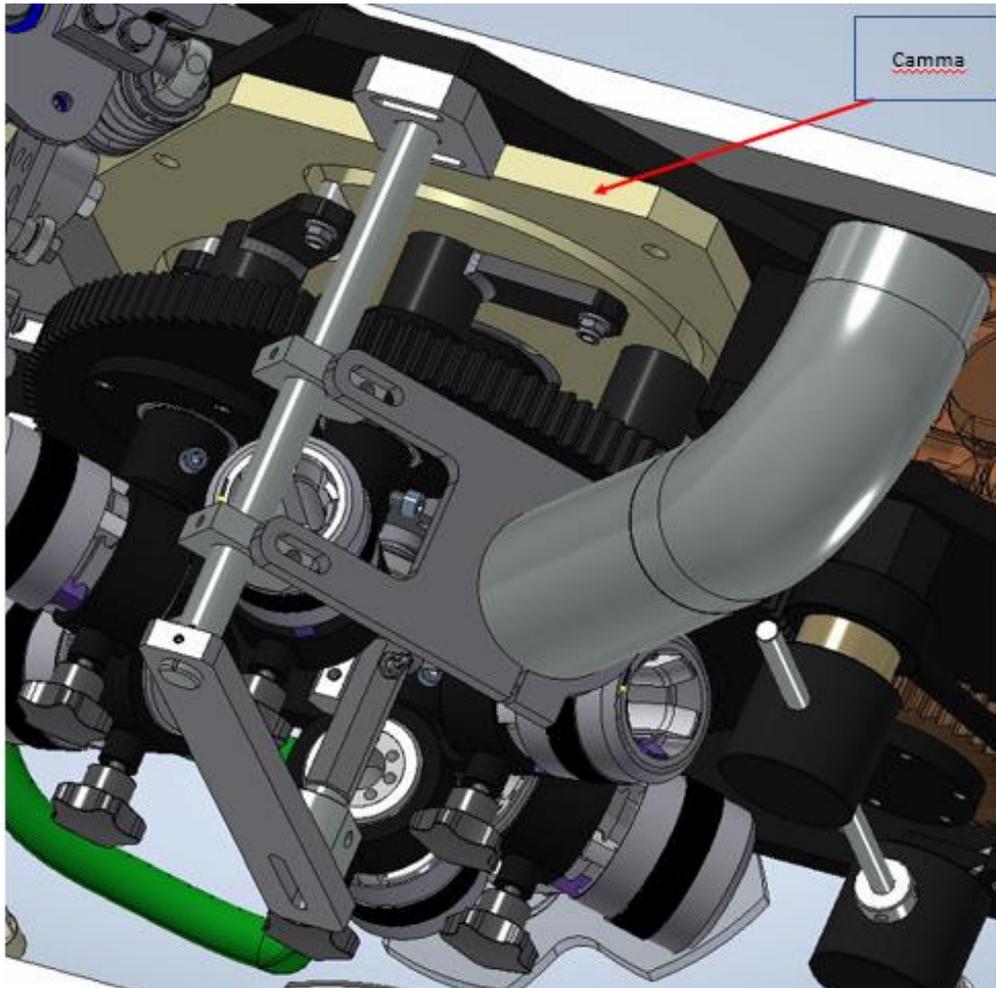
Il gruppo di estrazione ha il compito di ricevere le capsule (a forma di stecca) dal magazzino a lunga autonomia, singolarizzarle e successivamente inviarle al gruppo di distribuzione.



*Figura 9 - gruppo di estrazione*

Il gruppo di distribuzione invece, riceve le capsule singolarizzate provenienti dall'estrattore e le posiziona sul collo delle bottiglie.

Il movimento compiuto dalle capsule viene comandato attraverso un meccanismo a camma piana.



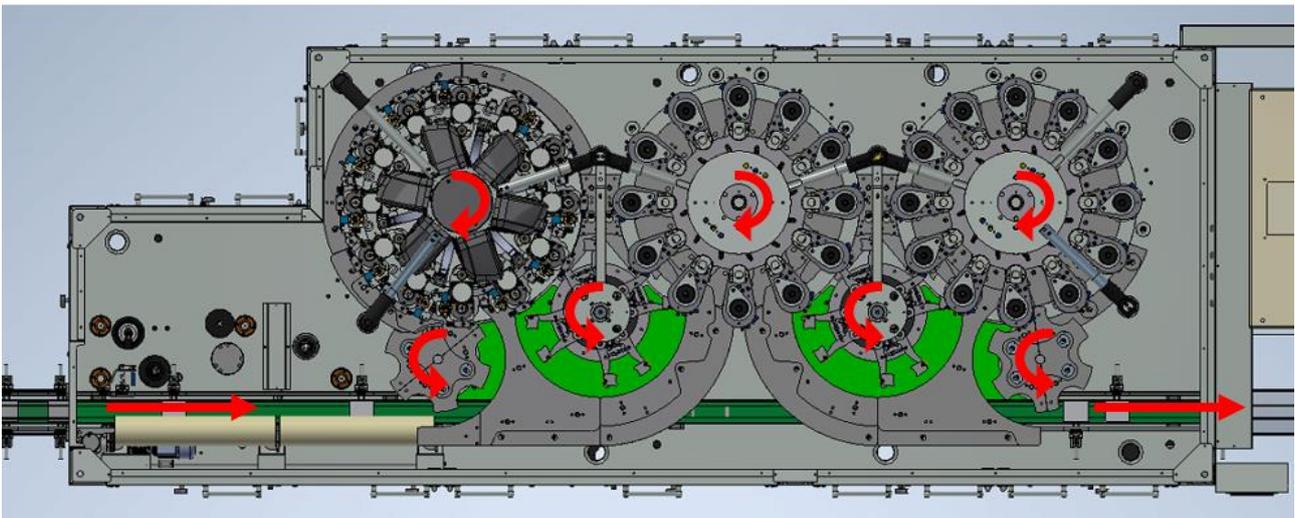
*Figura 10 - camma piana del sottogruppo di distribuzione*

A questo punto, avendo la capsula posizionata sul collo della bottiglia, essa deve passare attraverso i restanti gruppi funzionali in modo da raggiungere il prodotto finito.

## 2.2. Stelle di ingresso e uscita

Le stelle di ingresso e uscita hanno il compito di portare le bottiglie dal nastro trasportatore alla colonna di centraggio (stella di ingresso) e dalla colonna di lisciatura al nastro trasportatore (stella di uscita).

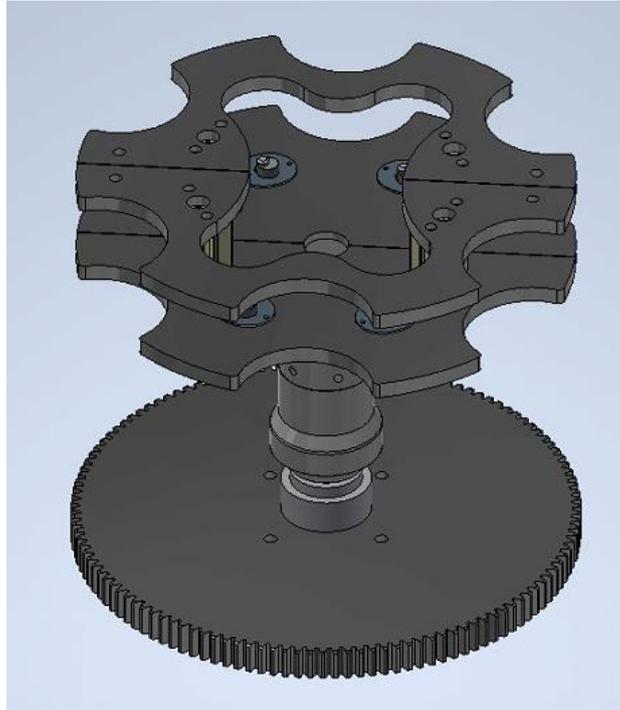
In seguito, si riporta un'immagine che evidenzia il moto delle bottiglie dentro la macchina in modo da comprendere il suo funzionamento.



*Figura 11 - moto delle bottiglie nella macchina*

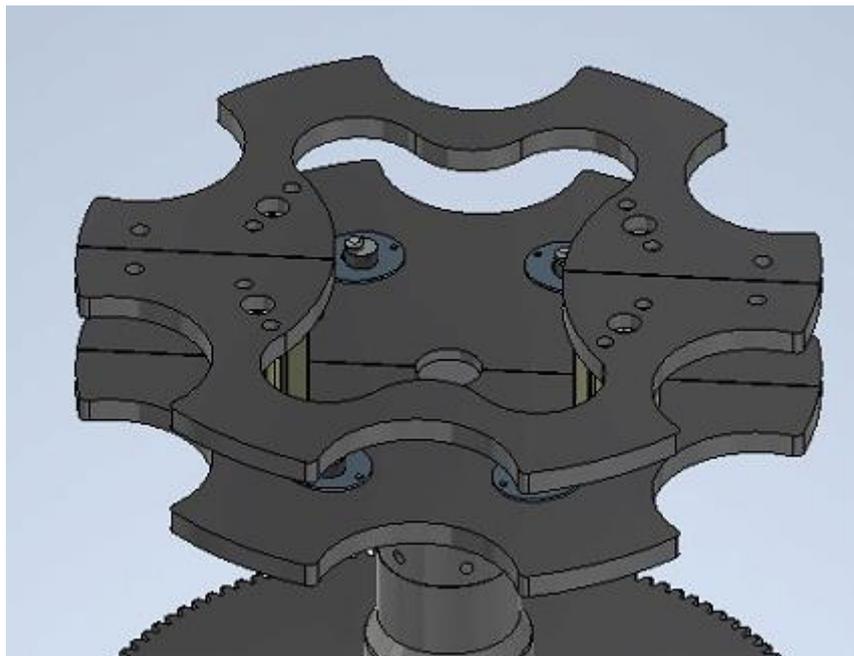
Come ben visibile dalla figura 11, una volta che la bottiglia passa dal gruppo distributore, essa deve passare da un moto rettilineo ad un moto rotatorio.

Per fare in modo che questa modifica nel moto della bottiglia avvenga si inserisce il gruppo stella di ingresso.



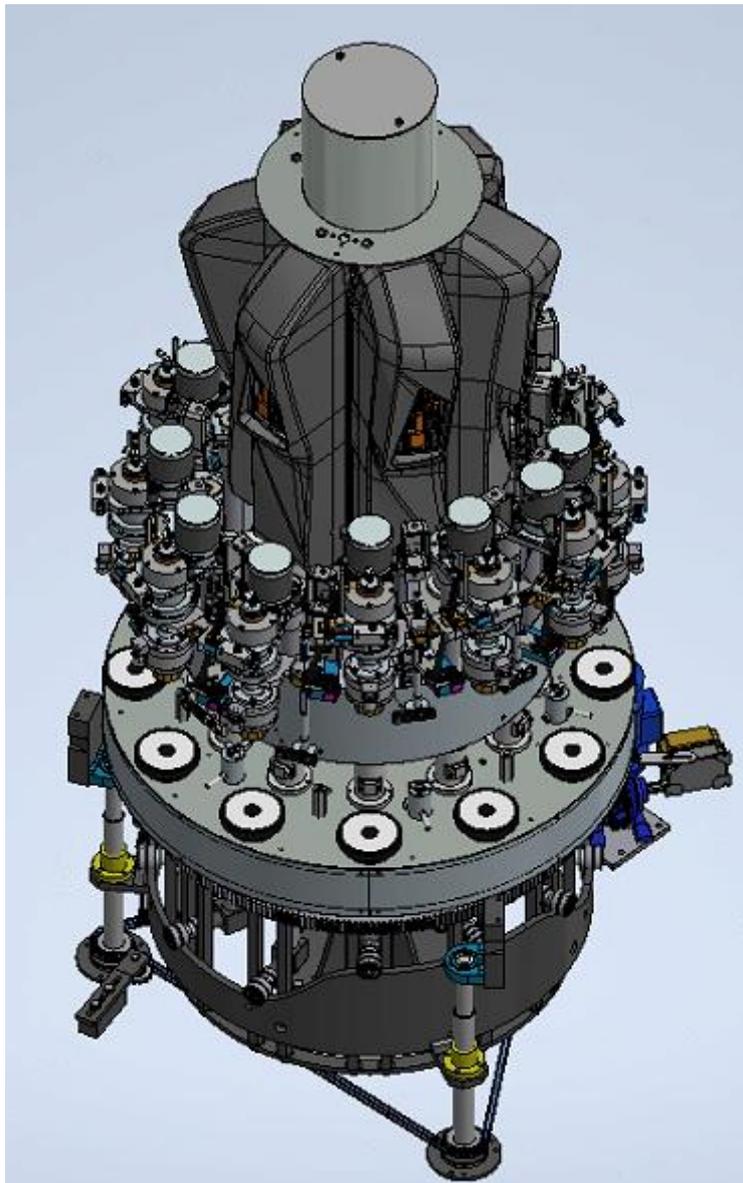
*Figura 12 - stella di ingresso*

Come descritto precedentemente, la stella di ingresso ha il compito di ricevere le bottiglie provenienti da un moto lineare e rilasciarle nella colonna di centraggio. Questo viene effettuato attraverso l'accompagnamento delle bottiglie negli alveoli della stella, che accomodano le stesse e le accompagnano fino al passaggio alla colonna di centraggio.



*Figura 13 - alveoli della stella*

### 2.3. Colonna di centraggio

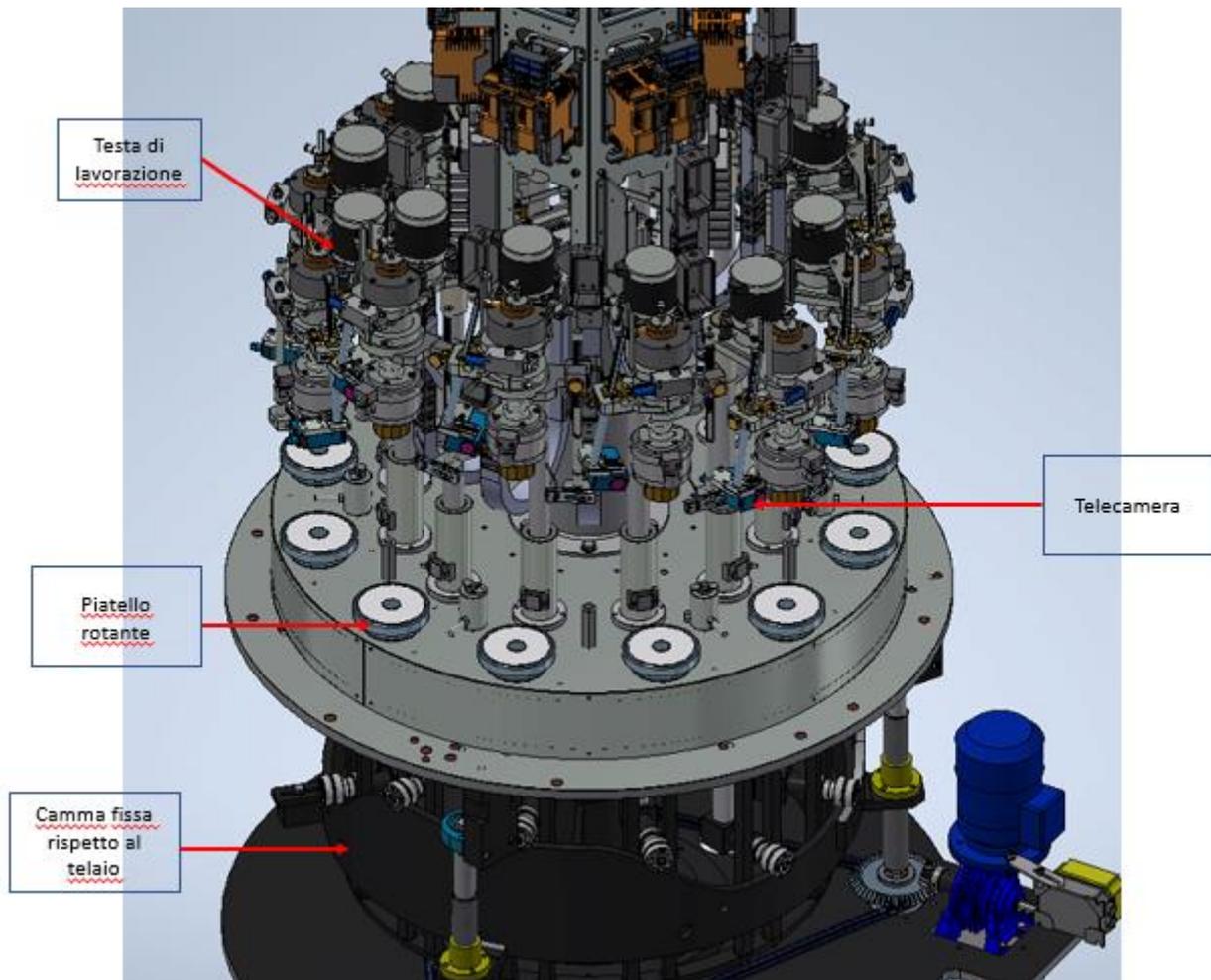


*Figura 14 - colonna di centraggio*

La colonna di centraggio ha il compito di allineare le capsule rispetto ad alcune feature presenti nelle bottiglie e quindi, di allineare sia il vetro (bottiglia) che la capsula.

Queste feature possono essere il logo dell'azienda produttrice presente nell'etichetta, la giunzione del vetro della bottiglia, ecc.

Per meglio comprendere il funzionamento della colonna si evidenziano alcuni componenti funzionali.



*Figura 15 - alcuni componenti funzionali della colonna di centraggio*

Come si vede dalla figura precedente, la colonna è dotata di un doppio meccanismo a camma.

Il primo meccanismo a camma garantisce che non si abbia l'urto della bottiglia con la testa di lavorazione al suo ingresso e uscita della colonna siccome, la testa, sarà sollevata.

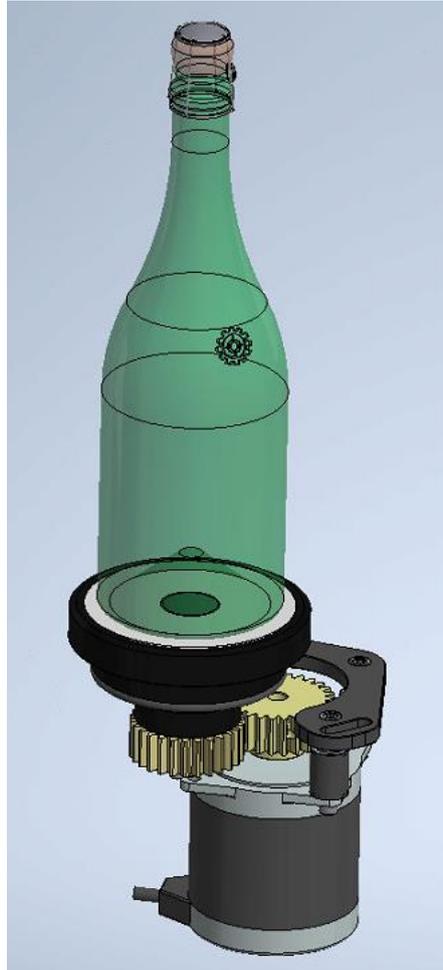
Il secondo meccanismo a camma a sua volta garantisce l'allontanamento della bottiglia dalla capsula in modo che quest'ultima possa essere ruotata rispetto alla prima in modo da allineare le feature precedentemente descritte.



*Figura 16 - capsula in presa alla testa di lavorazione*

Inoltre, in modo da aumentare la velocità di lavorazione della colonna, non si ha solamente la rotazione della capsula ma anche la rotazione della bottiglia componendo quindi, un doppio centraggio.

La rotazione della bottiglia avviene attraverso il movimento di un piattello dotato di un motore *stepper* (figura 17).

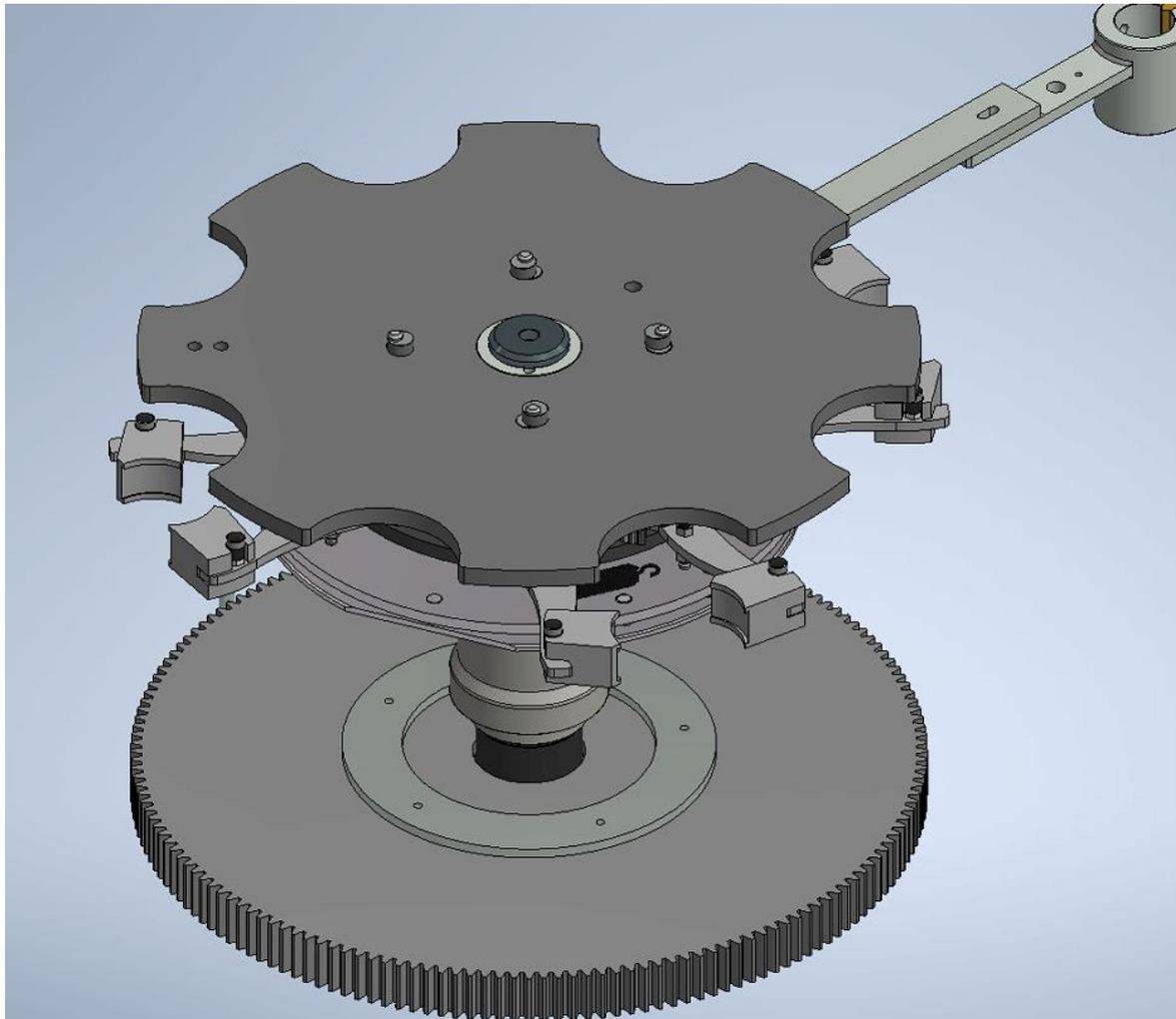


*Figura 17 - piattello rotante*

Una volta allineata la capsula rispetto alla bottiglia ed effettuato il prefissaggio (viene effettuato una prima compressione della capsula in modo che non si abbia il moto relativo della stessa durante suo movimento dentro la macchina), la bottiglia passa alla prima stella di trasferimento.

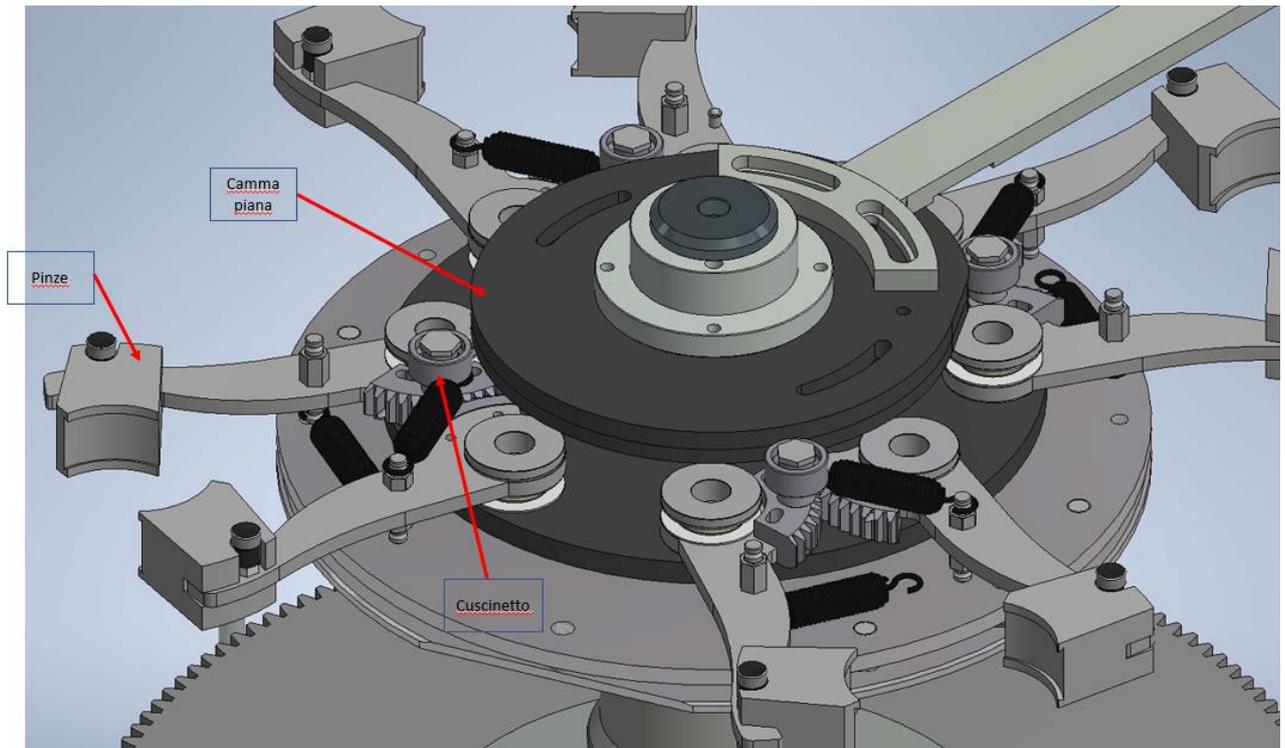
## 2.4. Stelle di trasferimento

Le stelle di trasferimento hanno il compito di trasferire le bottiglie dalla colonna di centraggio alla colonna di piegatura e dalla colonna di piegatura alla colonna di lisciatura.



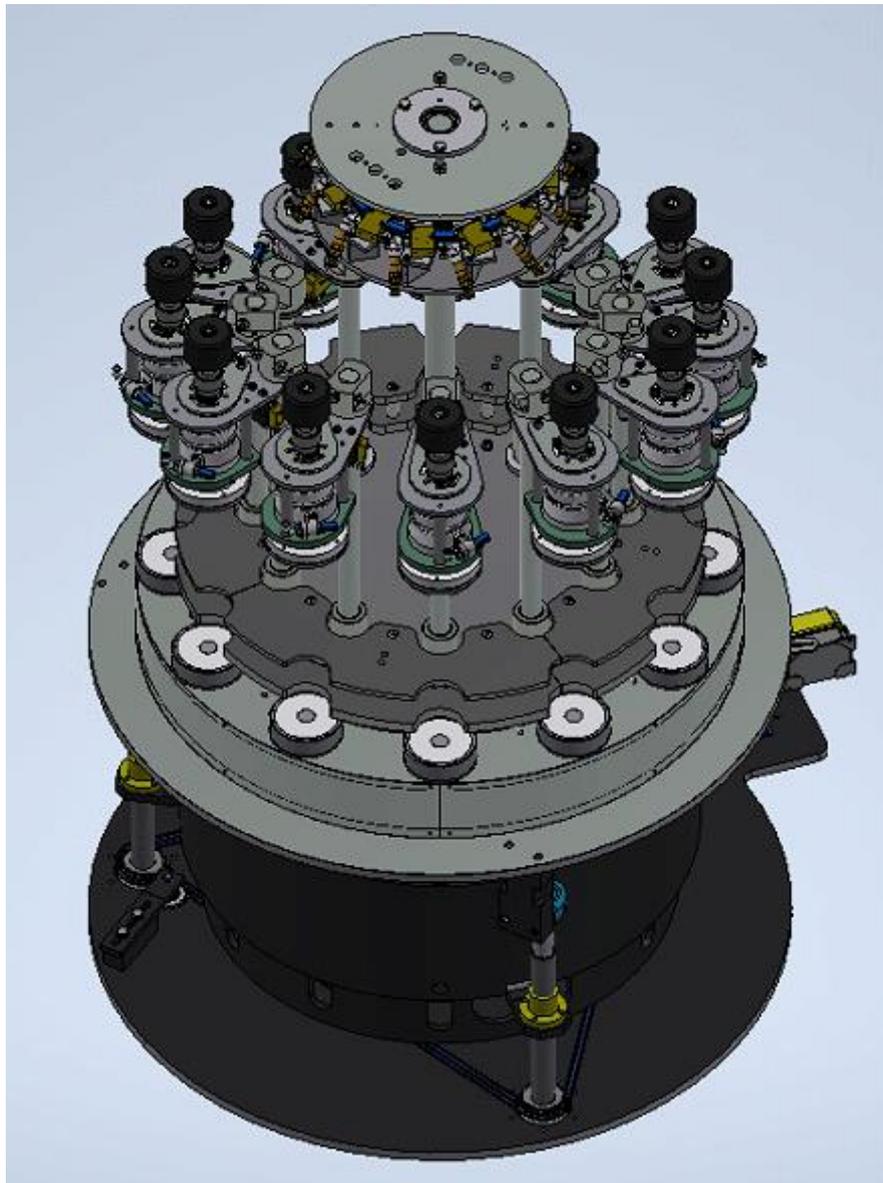
*Figura 18 - stelle di trasferimento*

A differenza delle stelle di ingresso e uscita, le stelle di trasferimento devono inibire la rotazione relativa delle bottiglie in modo da non perdere il centraggio tra capsula e bottiglia effettuato durante la lavorazione della colonna di centraggio. Perciò, esse sono dotate di pinze comandate da un meccanismo a camma piana (figura 19) che afferrano il vetro garantendo che esso possieda solamente il moto rotatorio attorno all'asse della stella.



*Figura 19 - meccanismo a camma delle stelle di trasferimento*

## 2.5. Colonna di piegatura



*Figura 20 - colonna di piegatura*

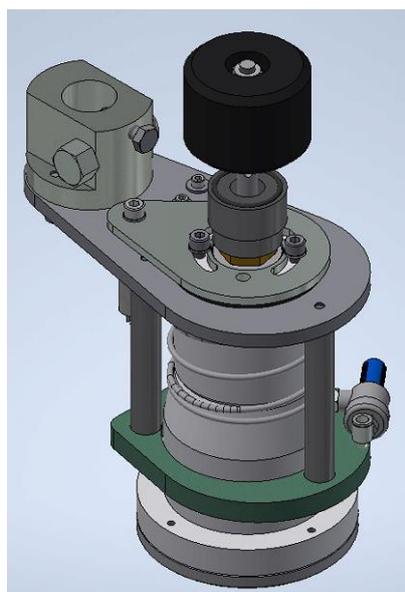
La colonna di piegatura ha il compito di effettuare quattro pieghe alle capsule (figura 21). Questa lavorazione viene fatta attraverso muscoli pneumatici posizionati nelle teste di lavorazione.



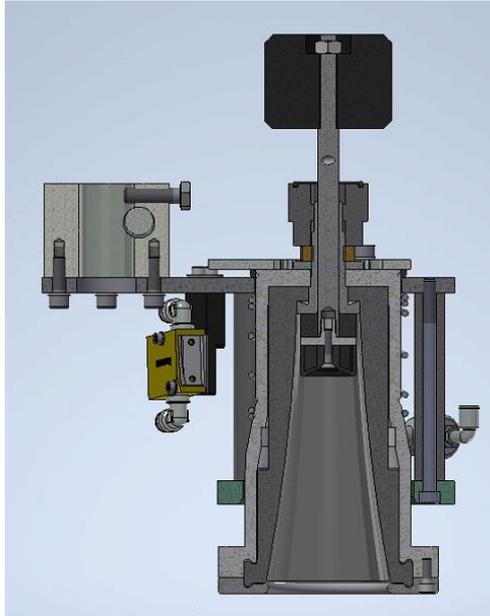
*Figura 21 stato del prodotto dopo la lavorazione di piegatura*

A differenza della colonna di centraggio, in questo caso si ha solamente un meccanismo a camma in questo deve essere garantito il sollevamento del cedente solamente per l'ingresso e l'uscita delle bottiglie dalla colonna.

Le figure 22 e 23 mettono in evidenza le teste di lavorazione di piegatura. Si vede come essa sia di dimensioni molto minori rispetto a quelle della colonna di doppio centraggio e quindi, più leggera.



*Figura 22 - testa di pneumatica*



*Figura 23 - sezione della testa pneumatica*

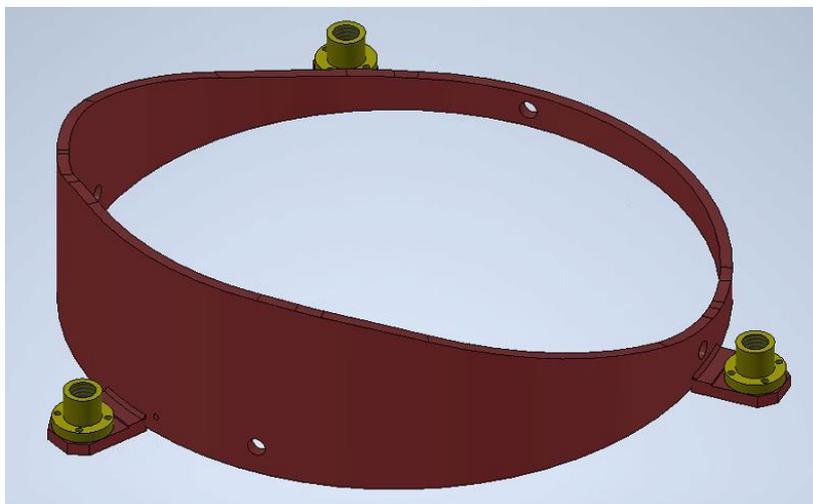
## 2.6. Colonna di lisciatura

La colonna di lisciatura appare identica alla colonna di piegatura in quanto entrambi lavorano le capsule tramite deformazione plastica attuata pneumaticamente. La differenza principale tra le due è che la testa di lisciatura dispone di un muscolo pneumatico in grado di fare in modo che la capsula aderisca perfettamente al collo della bottiglia attraverso deformazione plastica.



*Figura 24 - stato del prodotto dopo la lavorazione di lisciatura*

Siccome le lavorazioni di piegatura e lisciatura richiedono tempi diversi per essere compiute allora, anche il profilo della camma della colonna di lisciatura sarà diversa al profilo della prima.



*Figura 25 - camma della colonna di lisciatura*

### 3. Obiettivi

Come si è presentato nel capitolo precedente, la macchina capsulatrice dispone di diversi gruppi meccanici, pneumatici ed elettronici in modo da poter funzionare correttamente.

Si è potuto notare come, nonostante tutti i gruppi funzionali siano importanti, le colonne di lavorazione (doppio centraggio, piegatura e lisciatura) si possono ritenere i gruppi principali della macchina in quanto senza di esse, nessun tipo di lavorazione potrebbe essere apportata alla bottiglia.

Perciò, si è scelto di analizzare nel dettaglio in funzionamento delle stesse, in particolare, il funzionamento dei meccanismi a camma che movimentano le teste di lavorazione.

Nel capitolo successivo, saranno riportati allora calcoli, simulazioni dinamiche e simulazioni FEM in modo da poter ricavare lo stato attuale degli stessi.

Una volta ricavato lo stato attuale dei meccanismi che compongono le colonne di lavorazione si intraprenderà un percorso di riprogettazione dell'architettura delle colonne in modo da convergere ad un risultato che soddisfi alcuni parametri progettuali, figli di richieste ricorrenti dai clienti della Robino & Galandrino S.p.a., che verranno presentati in seguito.

In particolare, l'obiettivo principale richiesto dall'azienda è quello di riuscire ad aumentare l'altezza della macchina dal pavimento e quindi, di sollevare il basamento in modo che le operazioni di pulizia e manutenzione degli impianti laddove le macchine vengono installate sia facilitata.

## 4. Introduzione ai meccanismi a camma

Un meccanismo è un sistema atto alla trasformazione della potenza. Nel caso dei meccanismi a camma in esame, si vuole trasformare una potenza di moto rotatorio in moto traslatorio.

In particolare, tra le diverse tipologie di camme che possono essere impiegate, l'azienda Robino & Galandrino ha scelto di utilizzare, per la macchina capsulatrice, le camme spaziali a tamburo. Tali camme sono relativamente di facile produzione in quanto, a partire da un tamburo, che può essere un tubo oppure una lastra calandrata, viene ricavata la pista (profilo) dove verranno appoggiati i cuscinetti.

I meccanismi formati dalle camme spaziali a tamburo sono purtroppo soggetti al fenomeno del distacco dei cedenti (teste di lavorazione), che se presenti, possono causare un netto aumento delle sollecitazioni nel meccanismo all'apparizione di urti che riducono nettamente la vita utile della macchina, richiedendo così manutenzioni da parte dell'azienda più frequenti.

Tenendo in conto quanto presentato finora, in questo capitolo, verranno presentati i principali parametri che devono essere tenuti in considerazione per la progettazione del moto di un meccanismo.

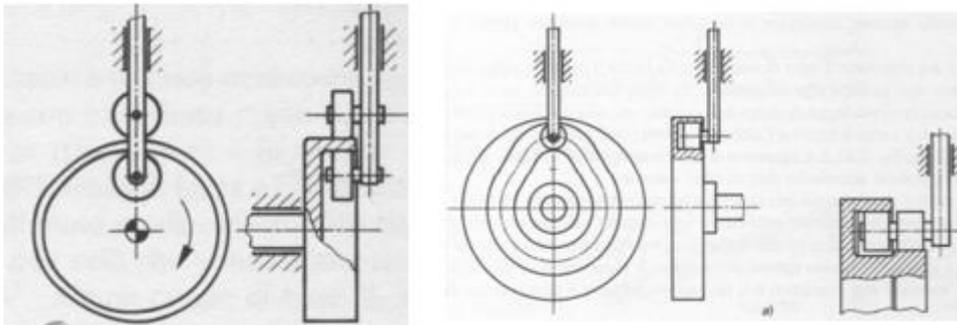


Figura 26 - camma piana con nervatura (a sinistra) e camma piano con scanalatura (a destra)

## 4.1. La progettazione della legge del moto

In questo capitolo verrà presentata la metodologia per lo studio e la progettazione delle leggi del moto.

In particolare, verrà presentato, l'approccio che viene intrapreso è quello dell'adimensionalizzazione dei parametri di interesse in modo da poter studiare solamente le caratteristiche cinematiche delle leggi del moto senza l'influenza diretta di parametri geometrici oppure di funzionamento del meccanismo stesso.

### 4.1.1. Forma del diagramma delle alzate

Il diagramma delle alzate definisce la posizione del cedente in funzione del tempo oppure della posizione angolare.

Durante però, la progettazione dei suddetti meccanismi, l'interesse principale non è quello di avere le grandezze espresse in funzione del tempo oppure della posizione angolare occupata del cedente siccome gli stessi sono funzione sia della velocità di rotazione della macchina che degli ingombri occupati dal meccanismo.

La figura 27 riporta due curve dell'alzata in funzione del tempo a diverse velocità angolare del meccanismo in modo da evidenziare come il grafico delle alzate in funzione del tempo vari a seconda della velocità angolare del meccanismo. In particolare, la curva azzurra è relativa ad una velocità del cedente pari ad 2 rad/s mentre la curva arancione, 4 rad/s.

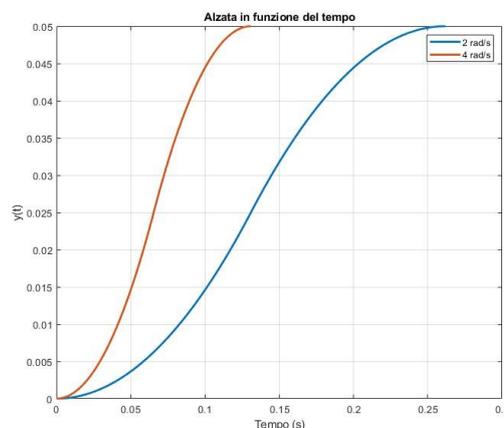


Figura 27 - alzata in funzione del tempo

Se invece si riporta il grafico dell'alzata in funzione della posizione angolare (figura 28), si vede chiaramente come la dipendenza dalla velocità angolare del meccanismo sia stata persa. Invece, viene evidenziata la dipendenza dalla corsa della camma.

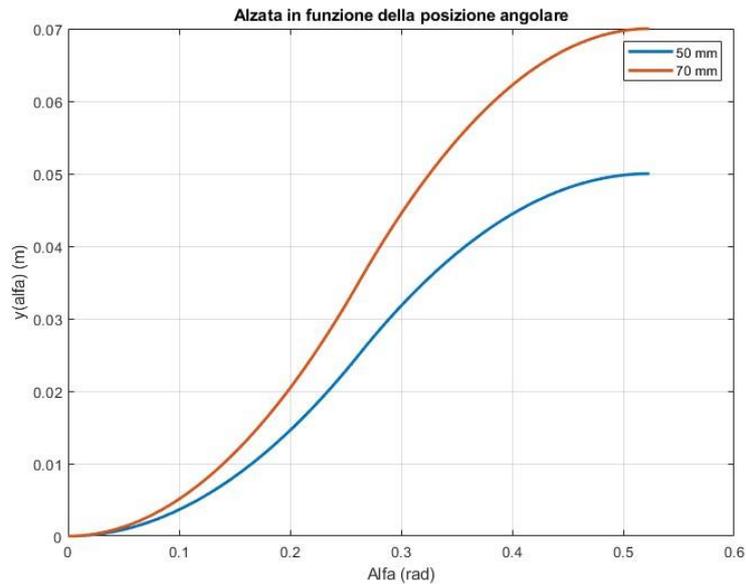


Figura 28 - alzata in funzione della posizione angolare

Allora, avendo come scopo introdurre una grandezza adimensionale che possa essere utilizzata come metodo di confronto di diversi meccanismi indipendentemente dalla loro velocità di funzionamento oppure della loro alzata, viene definita la forma del diagramma delle alzate (1) e la costante  $\tau$  (2), come:

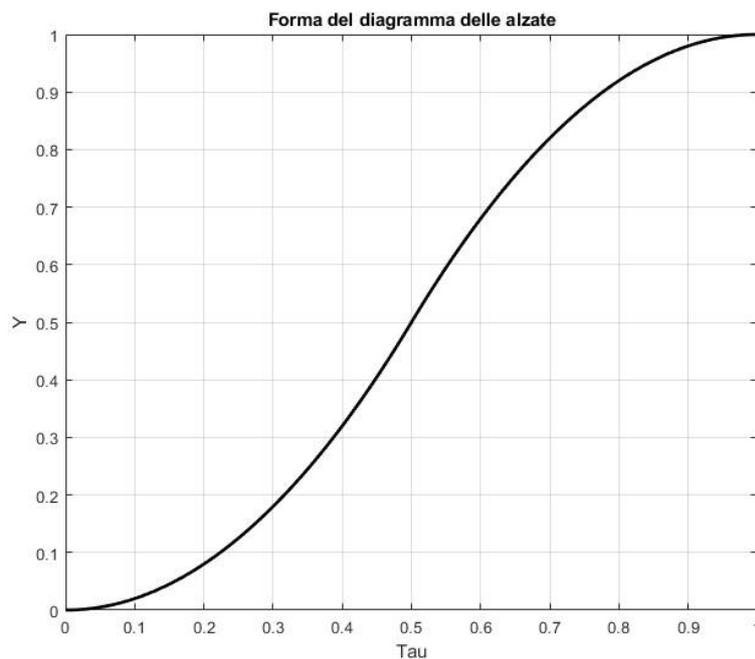
$$Y = \frac{y(t)}{h} = \frac{y(\alpha)}{h} \quad (1)$$

$$\tau = \frac{t}{t_a} = \frac{\alpha}{\alpha_a} \quad (2)$$

- $y(t)$ : alzata in funzione del tempo [m]
- $y(\alpha)$ : alzata in funzione della posizione angolare [m]
- $h$ : alzata [m]

- $t$ : tempo [s]
- $t_a$ : tempo di avanzamento [s]
- $\alpha$ : posizione angolare [rad]
- $\alpha_a$ : angolo di avanzamento [rad]

Avendo introdotto la forma del diagramma delle alzate, la figura 29 evidenzia come tale grandezza sia adimensionale sia per quanto riguarda le ascisse che le ordinate e quindi, per quanto riguarda la velocità del meccanismo e le sue dimensioni.



*Figura 29 - forma del diagramma delle alzate*

#### 4.1.2. Forma del diagramma di velocità

Anche nel caso della grandezza velocità si cerca un modo di esprimere la stessa in modo adimensionale.

La velocità è la derivata rispetto al tempo (o rispetto alla posizione angolare) della grandezza alzata perciò, si può introdurre:

$$y(\alpha)' = \frac{dy(\alpha)}{d\alpha} = \text{velocità geometrica} \left[ \frac{m}{rad} \right] \quad (3)$$

$$y(t) = \frac{dy(t)}{dt} = \text{velocità} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4)$$

La velocità è direttamente proporzionale alla velocità geometrica attraverso la velocità angolare  $\omega$  del meccanismo:

$$y(t) = \frac{dy(t)}{dt} = \frac{dy(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = y(\alpha)' \cdot \omega \quad (5)$$

Per quanto riguardano le velocità, anche in questo caso la velocità in funzione del tempo è funzione della velocità angolare del meccanismo (figura 30) mentre la velocità geometrica, è funzione delle dimensioni dello stesso.

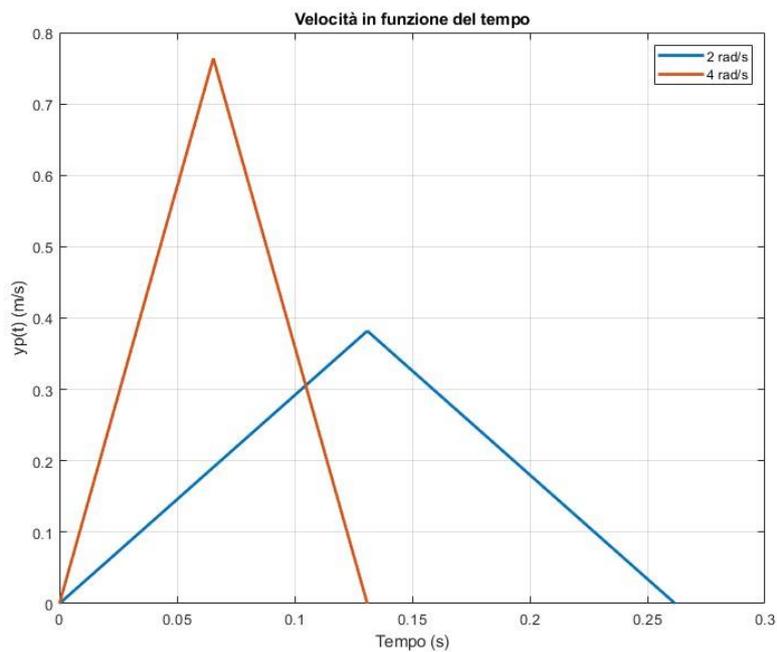


Figura 30 - velocità in funzione del tempo

Si definisce allora, la forma del diagramma di velocità come:

$$Y' = \frac{\dot{y} \cdot t_a}{h} = \frac{y' \cdot \alpha_a}{h} \quad (6)$$

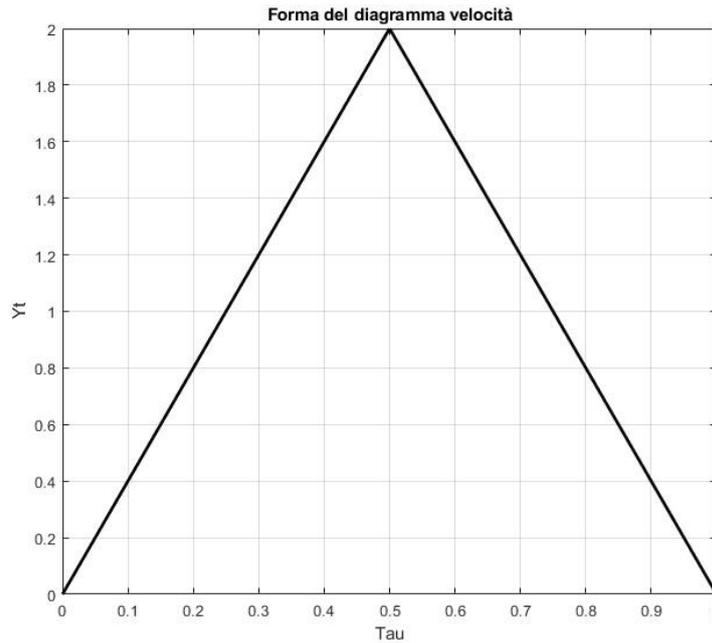


Figura 31 - forma del diagramma della velocità

Dalla forma del diagramma della velocità (figura 31) si può calcolare facilmente la velocità (in funzione del tempo oppure quella geometrica) massima assunta dal cedente invertendo l'equazione (6) ed esplicitando il coefficiente di velocità, definito dal massimo assunto dalla forma del diagramma delle velocità:

$$y_{max} = Y'_{max} \cdot \frac{h}{t_a} = c_v \cdot \frac{h}{t_a} \quad (7)$$

$$y'_{max} = Y'_{max} \cdot \frac{h}{\alpha_a} = c_v \cdot \frac{h}{\alpha_a} \quad (8)$$

-  $c_v = Y'_{max}$ : coefficiente di velocità

Nel caso della forma del diagramma di velocità presentato, si può vedere come il coefficiente di velocità ossia, il massimo assoluto assunto dalla funzione, sia pari a due per l'esempio riportato.

#### 4.1.3. Forma del diagramma dell'accelerazione

Si definisce l'accelerazione in funzione del tempo  $\ddot{y}$  e l'accelerazione geometrica  $y''$  durante il funzionamento a regime del meccanismo:

$$y'' = \frac{dy(\alpha)^2}{d^2\alpha} \quad (9)$$

$$\ddot{y} = \frac{dy(t)^2}{d^2y} = \frac{dy'}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot \omega + y' \frac{d\omega}{dt} = y'' \cdot \omega^2 \quad (10)$$

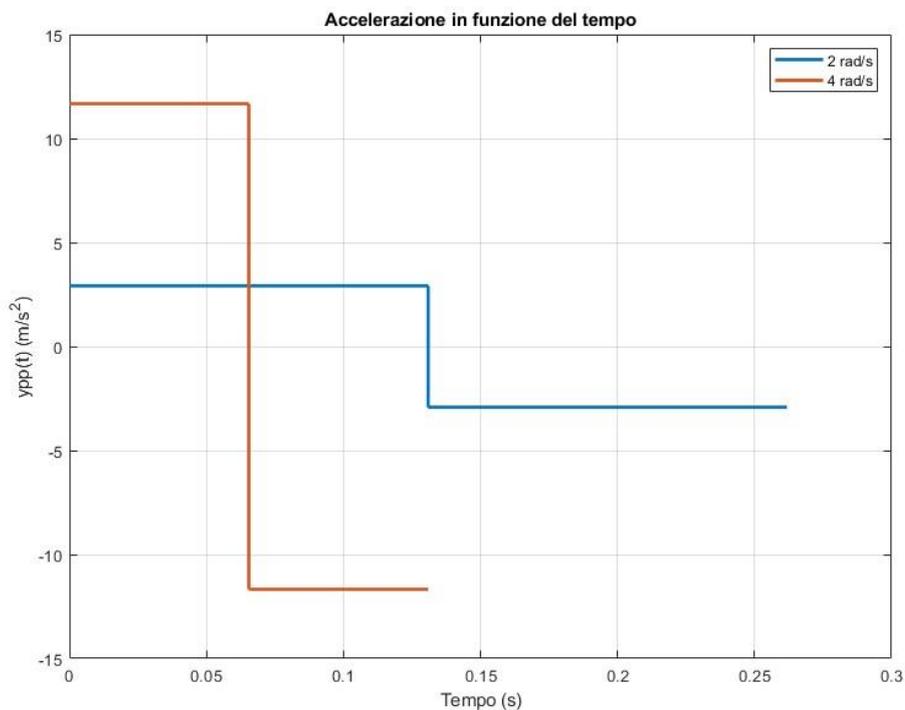


Figura 32 - diagramma delle accelerazioni in funzione del tempo

Dal grafico riportato precedentemente (figura 32), viene evidenziata la dipendenza dell'accelerazione dalla velocità angolare. In particolare, l'accelerazione massima dipende al quadrato dalla velocità angolare del meccanismo.

Viene definita la forma del diagramma di accelerazione come:

$$Y'' = \frac{\ddot{y} \cdot h}{t_a^2} = \frac{y'' \cdot h}{\alpha_a^2} \quad (11)$$

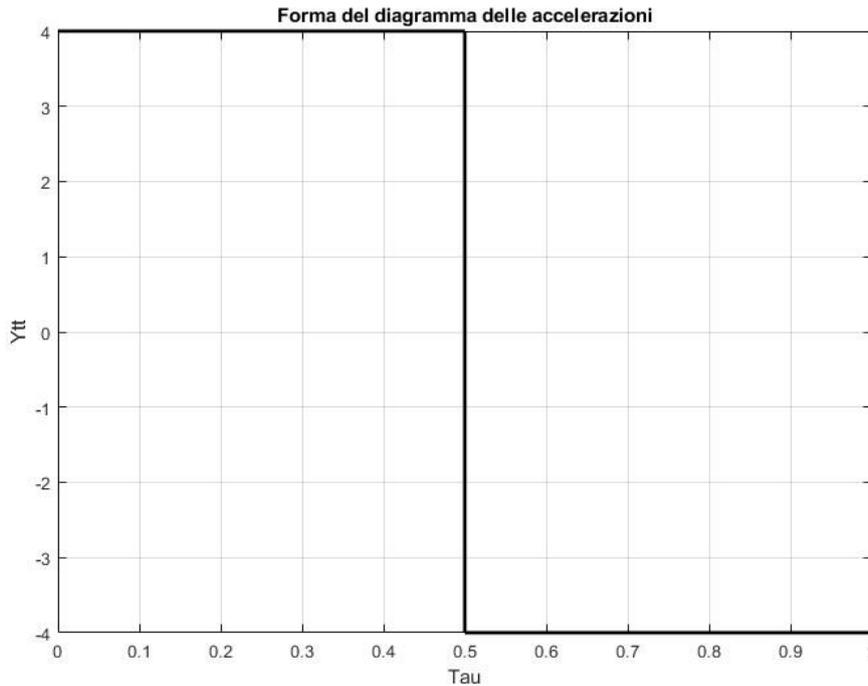


Figura 33 - forma del diagramma di accelerazione

Il massimo positivo della forma del diagramma di accelerazione (in questo caso pari a quattro) prende il nome di coefficiente di accelerazione positivo, mentre il minimo (in questo caso pari a meno quattro in modulo), coefficiente di accelerazione negativo.

Quindi, anche in questo caso l'accelerazione massima, sia in funzione del tempo che in funzione della posizione angolare del cedente, può essere espressa attraverso un coefficiente definito dalla legge del moto:

$$\dot{y}_{max} = c_{A+} \cdot \frac{h}{t_a^2} \quad (12)$$

$$y''_{max} = c_{A+} \cdot \frac{h}{\alpha_a^2} \quad (13)$$

## 4.2. La scelta della legge del moto

La progettazione del moto di un meccanismo è una fase essenziale per la realizzazione dei componenti.

Esistono leggi del moto per la realizzazione di camme che permettono di limitare sollecitazioni, coppia richiesta, potenza, vibrazioni ed altre grandezze di interesse.

In questo capitolo, verranno presentate alcune leggi del moto impiegate più comunemente dai progettisti e la metodologia di approccio alla scelta della legge da utilizzare.

### 4.2.1. Legge ad accelerazione costante a tratti simmetrica

La prima legge del moto presentata in questa trattazione è la legge ad accelerazione costante a tratti (figura 34).

Tale legge ha la particolarità di presentare il minor coefficiente di accelerazione tra tutte le leggi che verranno presentate in questa trattazione e perciò, si rende la più idonea nel caso in cui si debba limitare le sollecitazioni inerziali del meccanismo, a parità di velocità di funzionamento del meccanismo ed angolo di avanzamento (oppure tempo di avanzamento).

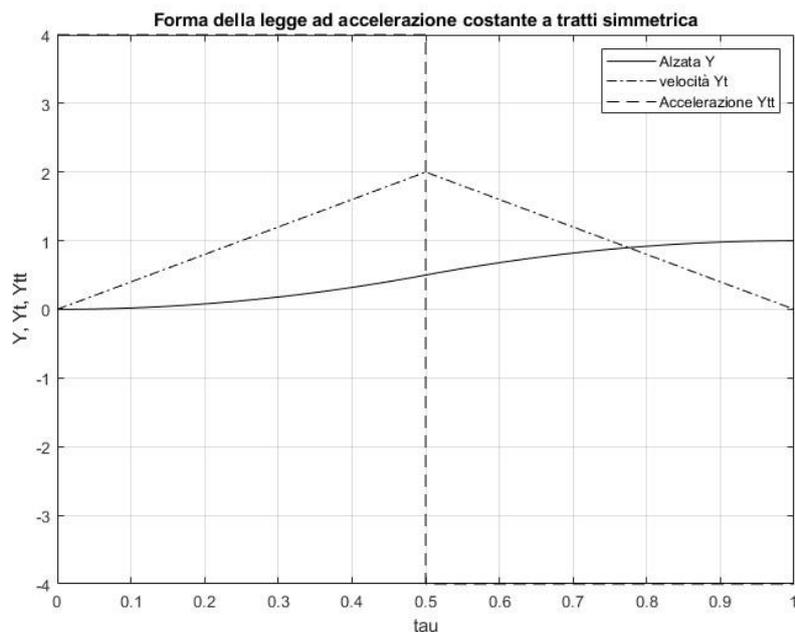


Figura 34 - forme della legge ad accelerazione costante a tratti simmetrica

#### 4.2.2. Legge ad accelerazione costante a tratti non simmetrica

La legge ad accelerazione costante a tratti non simmetrica (figura 35) viene utilizzata quando si vuole diminuire le forze inerziali a cui è soggetto il cedente, principalmente in fase di discesa, quando esso è maggiormente soggetto al fenomeno di distacco della punteria dalla camma.

In distacco della punteria, come verrà trattato nel dettaglio successivamente, porta non solo il cedente a non seguire fedelmente il profilo della camma ma causa anche un urto, che può essere di entità variabile a seconda dei parametri fisici del meccanismo, quando il contatto si riavvia.

Gli urti sono notevolmente dannosi per la vita dei componenti potendo causare anche dell'usura prematura e conseguentemente, la necessità di sostituirli.

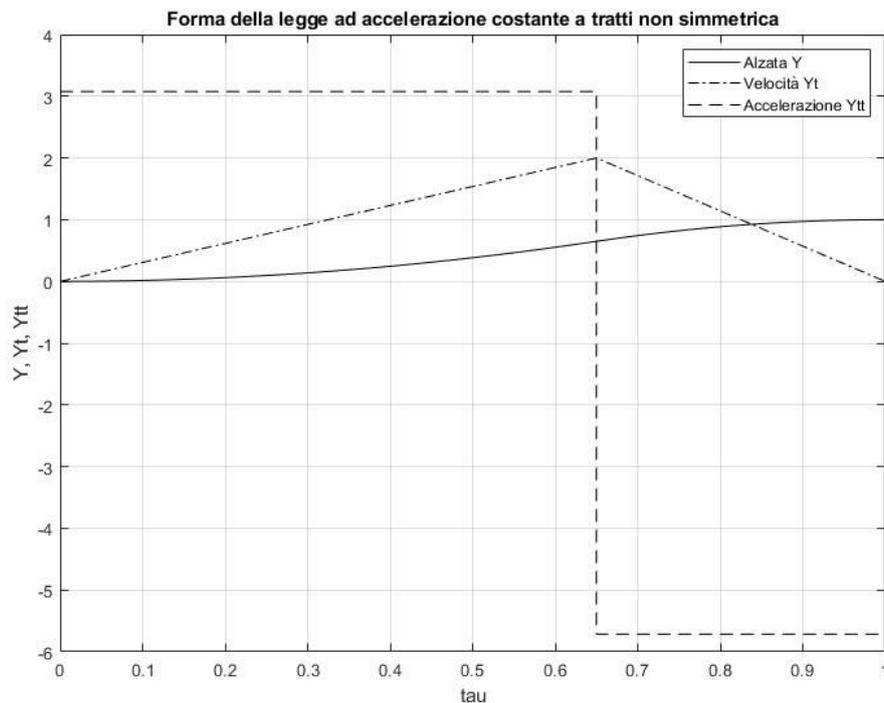


Figura 35 - forma della legge ad accelerazione costante a tratti non simmetrica

Ovviamente, come avviene nel mondo della meccanica, non si può ottenere una riduzione di un parametro senza influenzarne un altro.

È ciò che avviene anche in questo caso siccome riducendo il coefficiente di accelerazione positivo si va causa un aumento del coefficiente di accelerazione negativo.

### 4.2.3. Legge tagliata

Dalla forma della legge tagliata (figura 36) si vede come il coefficiente di velocità sia diminuito rispetto alla legge ad accelerazione costante a tratti, dove esso era pari a due.

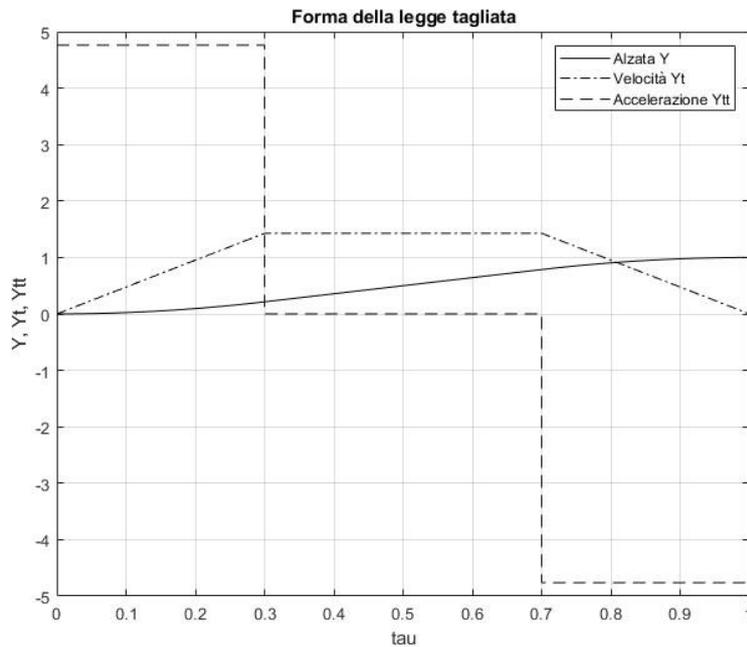


Figura 36 - forma della legge tagliata

La legge delle tagliate viene impiegata quando si rende necessario ridurre gli ingombri della camma, siccome l'angolo di pressione  $\theta$  tra movente e cedente diminuisce (come verrà trattato nel dettaglio in seguito), limitare la coppia richiesta dal motore e conseguentemente, la potenza erogata.

Si riporta l'equazione che mette in evidenza la diretta dipendenza dalla velocità da parte della coppia, supponendo che la potenza dal motore venga trasmessa al meccanismo con rendimento unitario:

$$Potenza_{motore,erogata} = Potenza_{meccanismo,ingresso} \rightarrow \quad (14)$$

$$\rightarrow C \cdot \omega = F \cdot \dot{y} \rightarrow \quad (15)$$

$$\rightarrow C = \frac{F \cdot \dot{y}}{\omega} \quad (16)$$

- $C$ : coppia motrice [Nm]
- $F$ : forza sul cedente [N]

#### 4.2.4. Legge cubica

La legge cubica (figura 37) viene impiegata nella realizzazione del profilo delle camme quando l'obiettivo principale è quello di limitare al massimo la coppia motrice.

La limitazione della coppia motrice viene raggiunta perché tale legge è quella che possiede il minor coefficiente di coppia tra tutte le leggi del moto.

Facendo l'ipotesi di meccanismo veloce ossia, la velocità angolare del movente è talmente elevata che le forze inerziali sono almeno un ordine di grandezza superiore alle forze resistenti del cedente, si ha che:

$$Potenza_{motore} = Potenza_{meccanismo} \rightarrow \quad (17)$$

$$\rightarrow C \cdot \omega = F \cdot \dot{y} = (F_i + F_r) \cdot \dot{y} \cong F_i \cdot \dot{y} = m \cdot \ddot{y} \cdot \dot{y} = m \cdot Y'' \cdot \frac{h}{t_a^2} \cdot Y' \cdot \frac{h}{t_a} \quad (18)$$

- $F_i$ : forze di inerzia [N]
- $F_r$ : forze resistive [N]
- $m$ : massa del cedente [kg]

Allora, si avrà che la potenza massima richiesta al motore è pari a:

$$Potenza_{motore, massima} = m \cdot Y'_{MAX} \cdot Y''_{MAX} \cdot \frac{h^2}{t_a^3} \rightarrow \quad (19)$$

$$\rightarrow Potenza_{motore, massima} = m \cdot c_v \cdot c_A \cdot \frac{h^2}{t_a^3} = m \cdot c_K \cdot \frac{h^2}{t_a^3} \quad (20)$$

- $c_K$ : coefficiente di coppia

Quindi:

$$c_K \leq c_v \cdot c_A \quad (21)$$

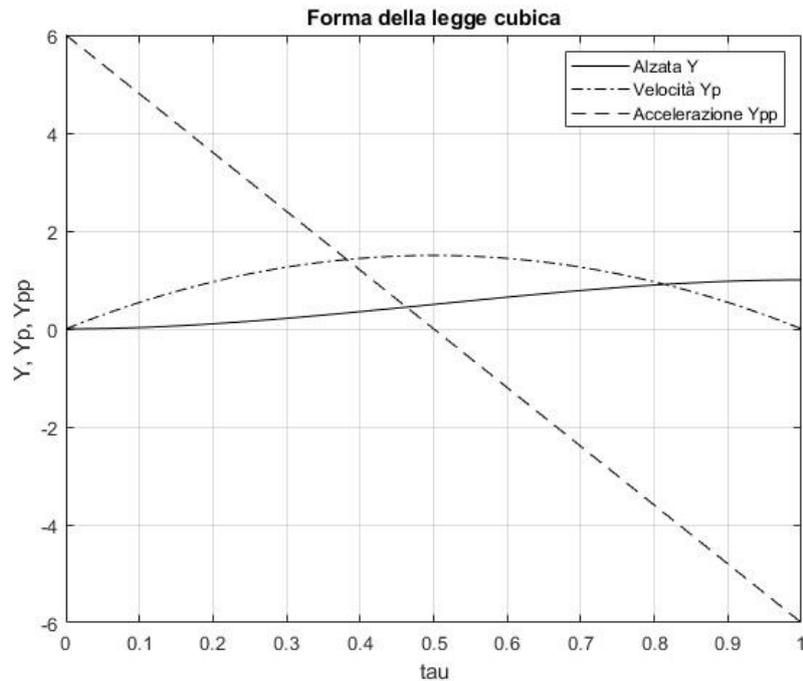


Figura 37 - forma della legge cubica

Nello specifico, in questa legge del moto, la limitazione del coefficiente di coppia  $c_K$  avviene siccome i massimi del coefficiente di velocità e di accelerazione non avvengono nello stesso punto lungo l'asse delle ascisse e perciò, dall'equazione 21, si ha che il coefficiente di coppia è il minore possibile.

#### 4.2.5. Legge cicloidale

Le vibrazioni del cedente avvengono quando si hanno delle discontinuità nel diagramma della forma delle accelerazioni.

Un modo per evitare delle discontinuità nel diagramma di accelerazione e conseguentemente, evitare innesco di vibrazioni lungo il cedente, è quello di utilizzare delle forme di accelerazione il più "dolci" possibili. È per questo motivo che la legge cicloidale (figura 38) viene utilizzata.

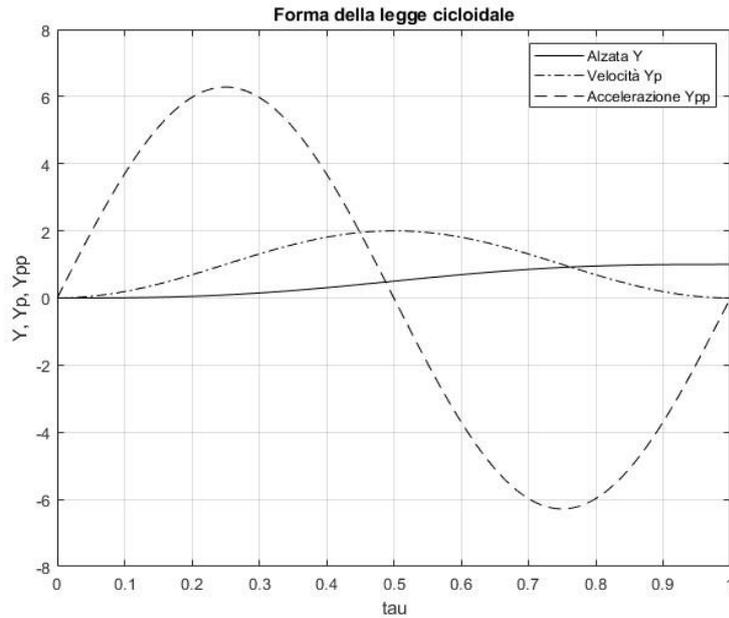


Figura 38 - forma della legge cicloidale

Come esempio, si può considerare un tratto di salita del profilo di una camma. All'inizio del tratto di salita, siccome non viene imposta al cedente un'accelerazione diversa da zero e quindi, non si ha una discontinuità nel diagramma di accelerazione, non verranno innescate vibrazioni lungo in cedente, a differenza di quanto accade utilizzando qualsiasi altra legge del moto presentata precedentemente.

La proprietà di continuità del diagramma delle accelerazioni viene garantita dalla forma sinusoidale di questa legge.

#### 4.2.6. Altre leggi del moto

Le leggi presentate finora sono quelle che vengono impiegate più comunemente quando si debba:

- Limitare le sollecitazioni inerziali
- Limitare la potenza motrice
- Limitare la coppia
- Limitare la probabilità di distacco
- Limitare innesco di vibrazioni

Esistono però, altre leggi del moto che vengono utilizzate nella progettazione e, trattandosi di combinazioni delle leggi presentate finora, sono leggi che raggiungono dei compromessi delle limitazioni che si voglia raggiungere.

In seguito, vengono riportate i diagrammi di forma di alcune di queste leggi.

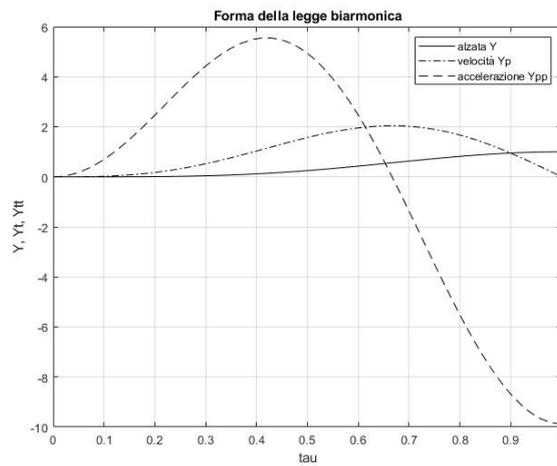


Figura 39 - forma della legge biarmonica

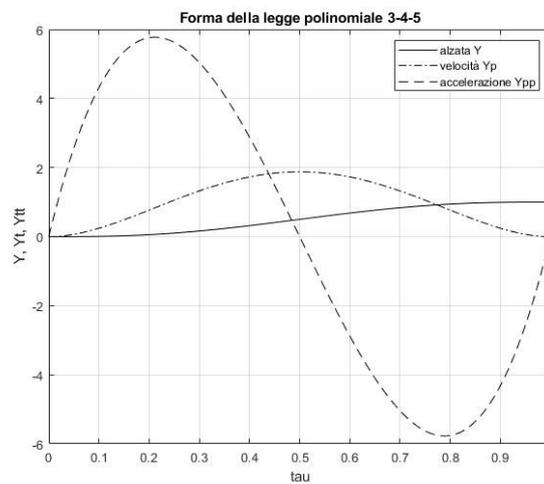


Figura 40 - forma della legge polinomiale 3-4-5

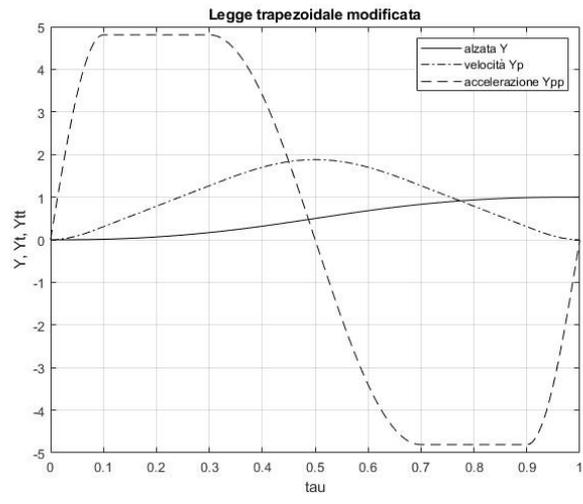


Figura 41 - forma della legge trapezoidale modificata

## 5. Studio dei meccanismi a camma della capsulatrice

In modo da poter lavorare le capsule da spumante, le colonne di lavorazione sono dotate di meccanismi a camma spaziale a tazza di prima specie, dove la camma viene fissata al telaio mentre i cedenti (le teste di lavorazione) compiono un moto roto-traslazionale.

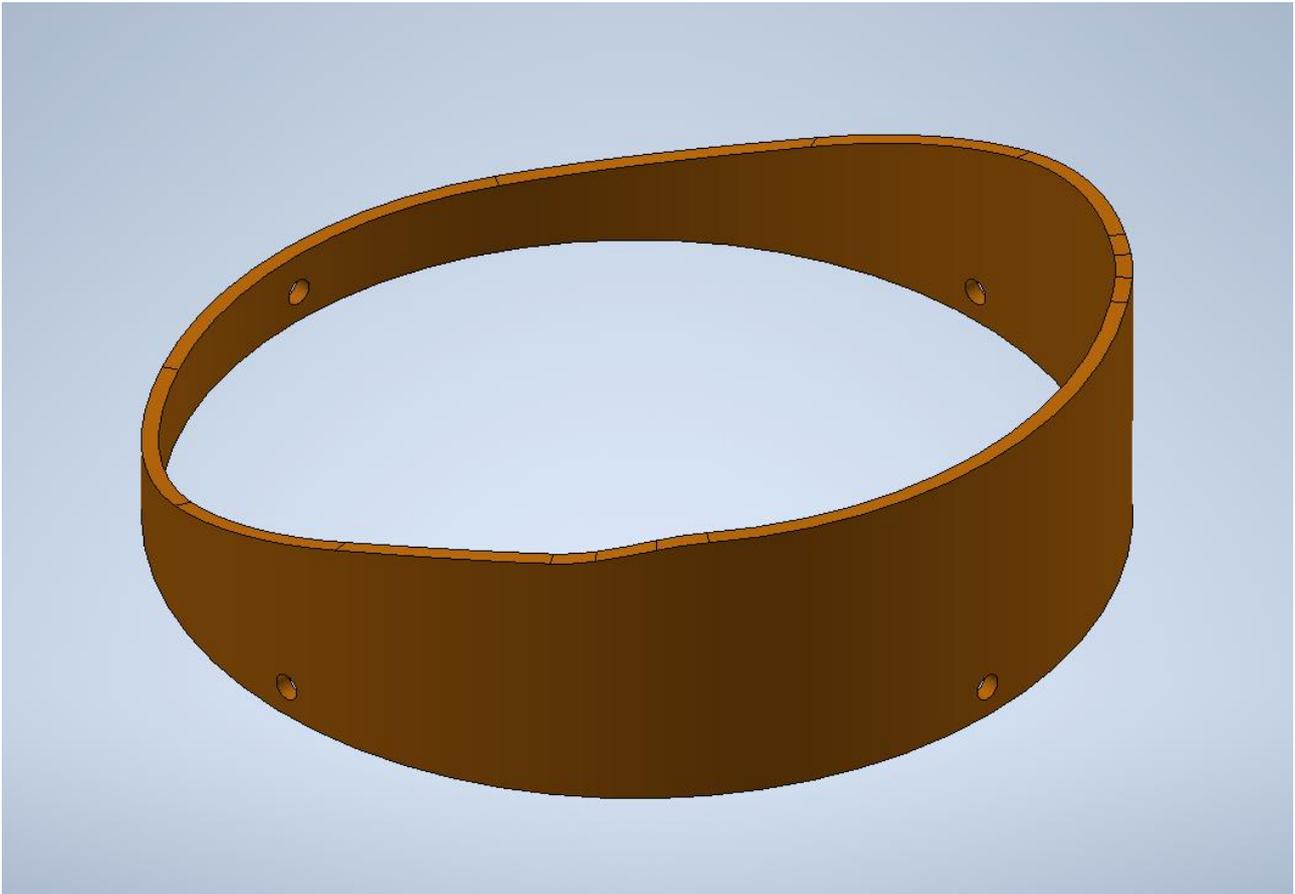
La procedura per il calcolo delle grandezze fisiche sarà il medesimo per tutti i casi che verranno presentati in seguito partendo con il ricavare il profilo delle camme a partire dalla sagoma equivalente presente nell'archivio dell'azienda. Successivamente verranno ricavate le grandezze cinematiche e dinamiche a cui sono soggette le teste di lavorazioni.

Lo studio verrà effettuato attraverso un listato eseguito sul programma MatlabR2022a® e fornirà delle informazioni di massima sul meccanismo in modo da permettere un confronto con i meccanismi che verranno proposti durante la fase di riprogettazione delle colonne di lavorazione.

In modo da validare il modello di calcolo realizzato con MatlabR2022a®, si effettuano delle simulazioni dinamiche con l'ausilio del programma Autodesk Inventor Professional 2021®, che produrranno gli stessi grafici che verranno ottenuti tramite il programma di calcolo MatlabR2022a®.

Inoltre, verranno presentate delle simulazioni agli elementi finiti in modo da ricavare la sollecitazione massima, stress ed il coefficiente di sicurezza minimo di alcuni componenti di interesse con l'obiettivo di individuare potenziali criticità.

## 5.1. Meccanismo a camma della colonna di piegatura



*Figura 42 – camma della colonna di piegatura*

La camma della colonna di piegatura (figura 42) ha le seguenti caratteristiche:

- $h$  = alzata = 200 mm
- $\alpha_S$  = angolo di salita =  $115.10^\circ$
- $\alpha_R$  = angolo di riposo =  $73.22^\circ$
- $\alpha_D$  = angolo di discesa =  $115.10^\circ$
- $\alpha_L$  = angolo di lavoro =  $56.58^\circ$
- $r_i$  = raggio interno = 414.50 mm
- $r_e$  = raggio esterno = 429.50 mm



- Per tratti di circonferenza

$$y(t) = y_c \pm \sqrt{R^2 - (\omega \cdot r_e \cdot t - x_c)^2} \quad (23)$$

$$\dot{y}(t) = \pm \frac{\omega \cdot r_e \cdot (\omega \cdot r_e \cdot t - x_c)}{\sqrt{R^2 - (\omega \cdot r_e \cdot t - x_c)^2}} \quad (24)$$

$$\ddot{y}(t) = \pm \frac{\omega^2 R^2 r_e^2}{(R^2 - (\omega \cdot r_e \cdot t - x_c)^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (25)$$

- Per tratti rettilinei

$$y(t) = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (\omega \cdot r_e \cdot t - x_1) \quad (26)$$

$$\dot{y}(t) = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (\omega \cdot r_e) \quad (27)$$

$$\ddot{y}(t) = 0 \quad (28)$$

dove:

- $(x_c, y_c)$  = coordinate del centro di circonferenza
- $(x_i, y_i)$  = coordinate di punti del segmento di retta

Quindi, avendo implementato le equazioni presentate e, valutandole attraverso una discretizzazione nel tempo, si può ricavare la legge di alzata (figura 44), velocità (figura 45) ed accelerazione (figura 46) imposte al cedente.

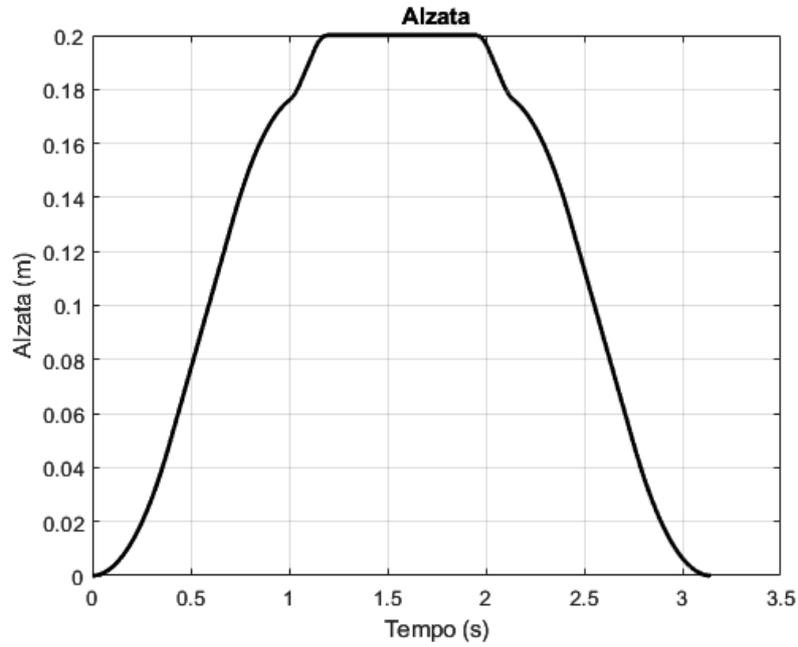


Figura 44 - alzata della camma di piegatura

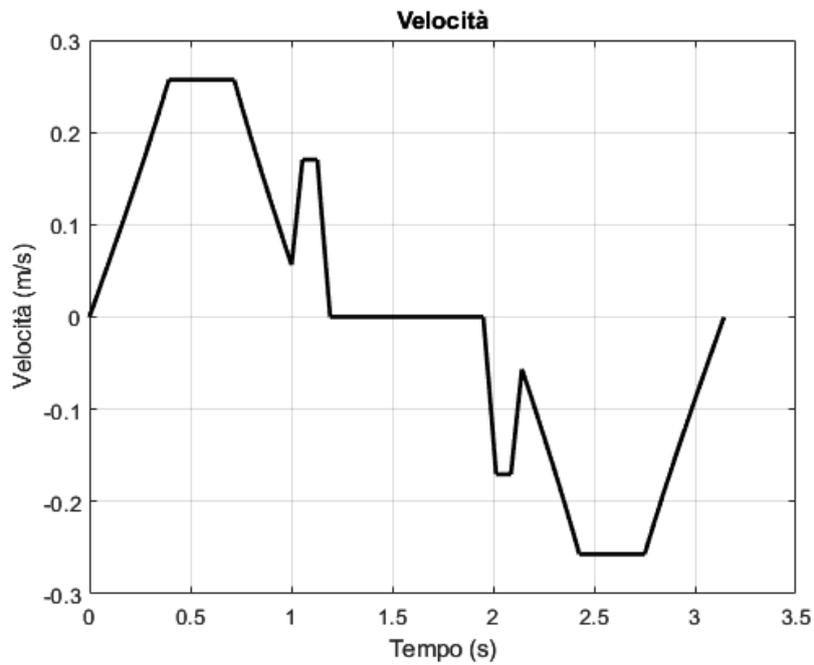


Figura 45 - velocità imposta al cedente dalla camma di piegatura

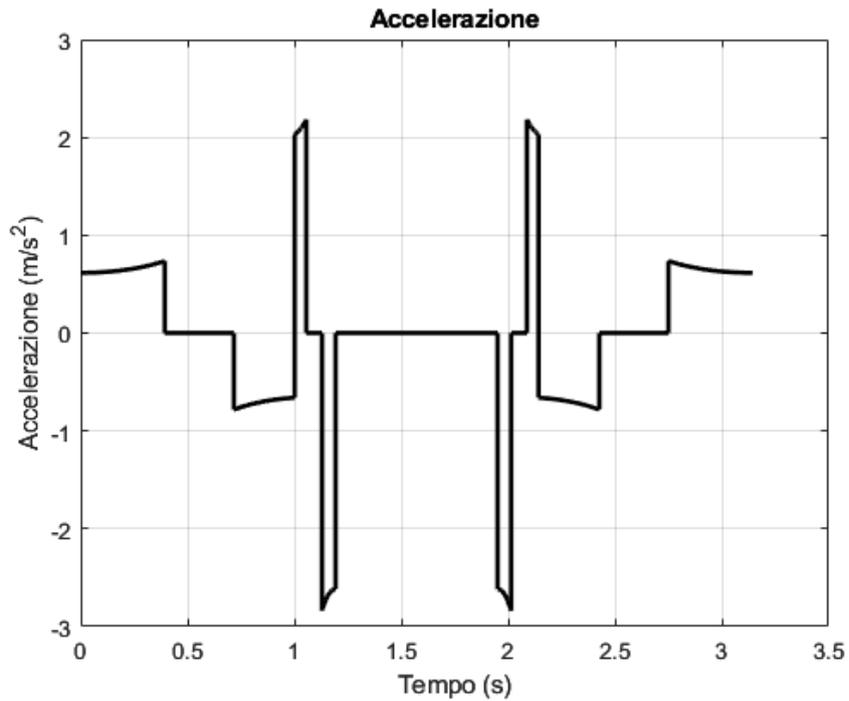


Figura 46 - accelerazione imposta al cedente dalla camma di piegatura

Una volta ricavate le grandezze cinematiche, si può procedere al calcolo delle grandezze dinamiche del meccanismo. Per arrivare a tale obiettivo si rende necessario procedere al calcolo dell'angolo di pressione.

L'angolo di pressione  $\theta$  (figura 47) viene definito come l'angolo formato tra il vettore spinta  $\vec{S}$  ed il vettore della velocità relativa  $\vec{V}_r$  del cedente.

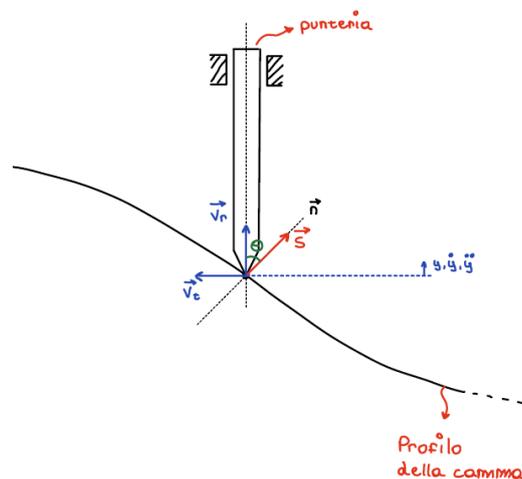


Figura 47 - angolo di pressione

La spinta tra movente e cedente viene trasmessa lungo la direzione normale alla superficie di contatto tra i due corpi mentre, la velocità relativa è quella d'interesse al moto di sollevamento del cedente ossia, la sua velocità verticale calcolata ed illustrata precedentemente.

Nel caso di camma spaziale, siccome il cedente si muove parallelamente all'asse di rotazione, allora non si ha una distinzione tra centro di curvatura e centro della circonferenza come nel caso delle camme piane.

Allora, l'angolo di pressione può essere ricavato con la seguente espressione:

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{v_r}{v_t} \right) \text{ [gradi]} \quad (29)$$

dove:

- $v_r = \dot{y} = \text{velocità relativa [m/s]}$
- $v_t = \omega \cdot r_{medio} = \text{velocità di trascinamento [m/s]}$
- $r_{medio} = \frac{r_i + r_e}{2} = \text{raggio medio della camma spaziale [m]}$

Sviluppando ulteriormente l'espressione dell'angolo di pressione:

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{v_r}{v_t} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{\dot{y}}{\omega \cdot r_{medio}} \right) \quad (30)$$

Il risultato dell'angolo di pressione per il meccanismo in questione viene riportato in figura 48.

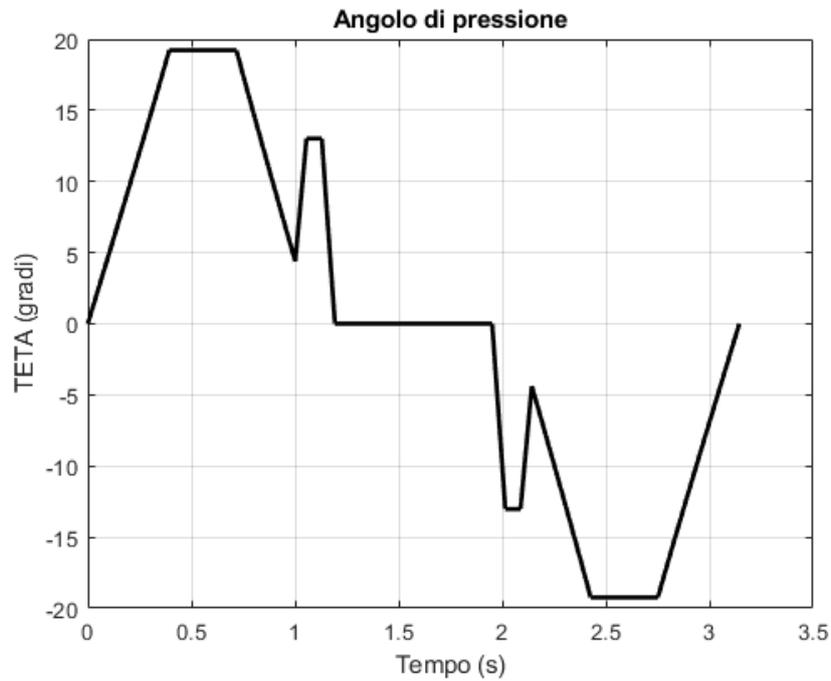


Figura 48 - angolo di pressione del meccanismo

Si può notare che a causa delle dimensioni radiali della camma e dei grandi angoli sia di salita che di discesa, l'angolo di pressione non presenta mai valori elevati, il che significa che la maggior forza applicata al cedente viene effettivamente utilizzata per il moto voluto (traslazione verticale) e non viene trasformata in coppia resistente sotto forma di spinta orizzontale, rendendo il meccanismo più efficiente e meno soggetto all'impuntamento del cedente.

Per calcolare invece la spinta necessaria a movimentare le teste di lavorazione si fa riferimento allo schema di figura 49.

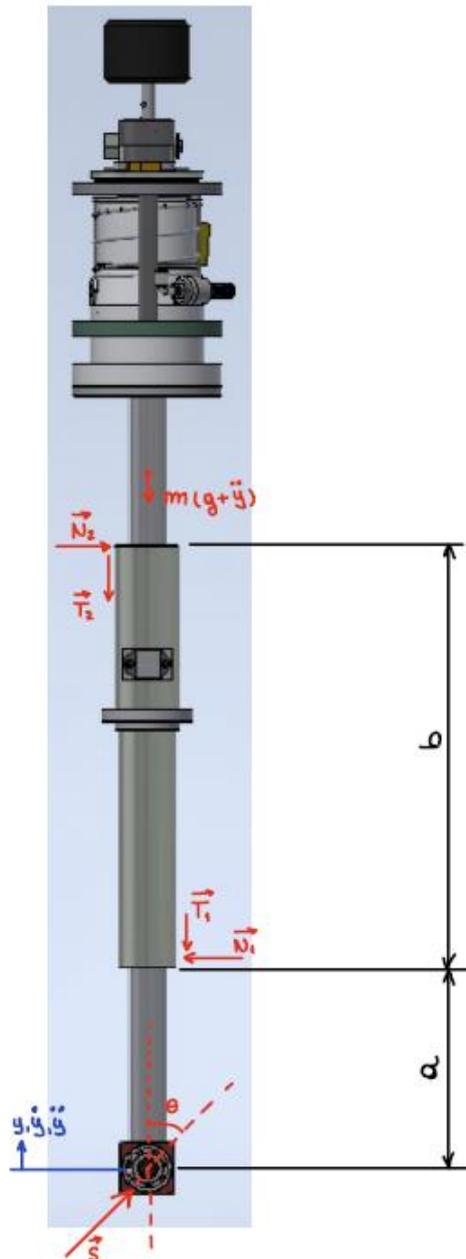


Figura 49 - schema per il calcolo della spinta del meccanismo

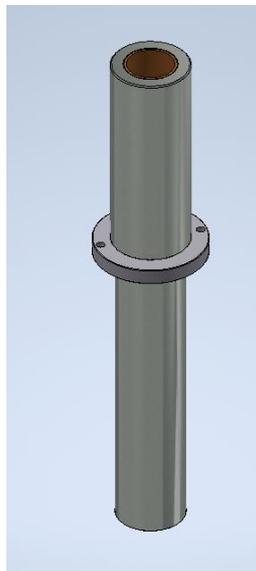
Come si vede dal precedente schema, si rende necessario conoscere alcuni parametri del meccanismo:

- $m$  = massa del cedente  $\cong 16$  kg
- $g$  = accelerazione gravitazionale  $\cong 9.81 \text{ m/s}^2$
- $f$  = coefficiente di attrito guide  $\cong 0.2$

Il coefficiente di attrito tra albero di sollevamento testa e bronzina è stato ipotizzato elevato in quanto, in linea di massima, ipotizzando un coefficiente elevato si ottengono i calcoli relativi alla peggior condizione di funzionamento possibile.

Inoltre, tenendo in conto che non tutti gli stabilimenti dove le macchine prodotte dall'azienda vengono installate avranno l'accortezza di effettuare operazioni di manutenzione meccanica e quindi, di lubrificare il meccanismo, si ritiene che tale ipotesi possa essere considerata accettabile.

Per procedere ai calcoli, si devono conoscere le distanze dall'asse della rotella alla prima bronzina e la distanza tra le due bronzine.



*Figura 50 - canotto (vincolo cilindrico del meccanismo)*

La distanza tra le due estremità delle bronzine è costante siccome sono fissate al canotto ed è pari a 396 mm (parametro “b”), evidenziata in figura 51.

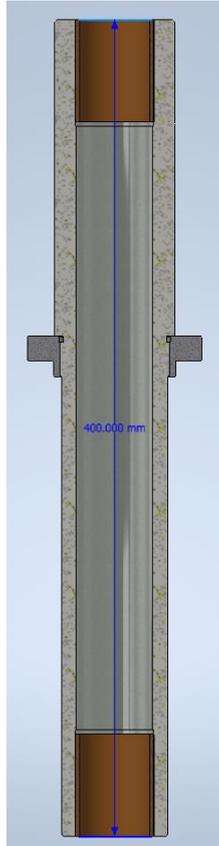


Figura 51 - distanza tra le due estremità delle bronzine del vincolo cilindrico del meccanismo

Invece, la distanza dall'asse del cuscinetto a contatto con la camma all'estremità inferiore della bronzina in basso varia a seconda della posizione del cedente lungo il profilo della camma. Si può ipotizzare di voler calcolare la spinta della condizione peggiore di funzionamento ossia, quando il cuscinetto inizialmente è alla maggior distanza possibile dalla boccola. Ciò avviene quando vengono lavorate le bottiglie di altezza, complessiva di tappo, pari a 187 mm.

Allora, si ha che la distanza “ $a$ ” dello schema di figura 51 vale:

$$a(t) = 0.394 - y(t) \quad (31)$$

Riferendosi ancora allo schema di figura 51, si possono ricavare le seguenti espressioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_X \cdot (a + b) - N_1 \cdot b = 0 \\ S_X - N_1 + N_2 = 0 \\ S_Y - T_1 - T_2 - m \cdot (g + \dot{y}) = 0 \\ T_1 = f \cdot N_1 \cdot \text{sign}(\dot{y}) \\ T_2 = f \cdot N_2 \cdot \text{sign}(\dot{y}) \\ S_X = S \cdot \sin(\theta) \\ S_Y = S \cdot \cos(\theta) \end{array} \right. \quad (32)$$

dove,

- S: spinta [N]
- $N_1$ : forza di reazione della bronzina inferiore [N]
- $N_2$ : forza di reazione della bronzina superiore [N]
- $T_1$ : forza di attrito della bronzina inferiore [N]
- $T_2$ : forza di attrito della bronzina superiore [N]

Risolvendo il sistema di equazioni si ricavano le seguenti espressioni:

$$N_1 = S \cdot \sin(\theta) \cdot \frac{a+b}{b} \quad (33)$$

$$N_2 = S \cdot \sin(\theta) \cdot \frac{a}{b} \quad (34)$$

$$S = \frac{m \cdot (g + \dot{y})}{\cos(\theta) - f \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot \sin(\theta) \cdot \frac{2 \cdot a + b}{b}} \quad (35)$$

Avendo ottenuto le equazioni che descrivono l'andamento della spinta scambiata tra movente e cedente e, le relative reazioni vincolari al vincolo cilindrico; implementando le stesse nel listato MatlabR2022a® si ottengono i seguenti risultati per un giro completo della colonna di lavorazione (con una testa funzionante):

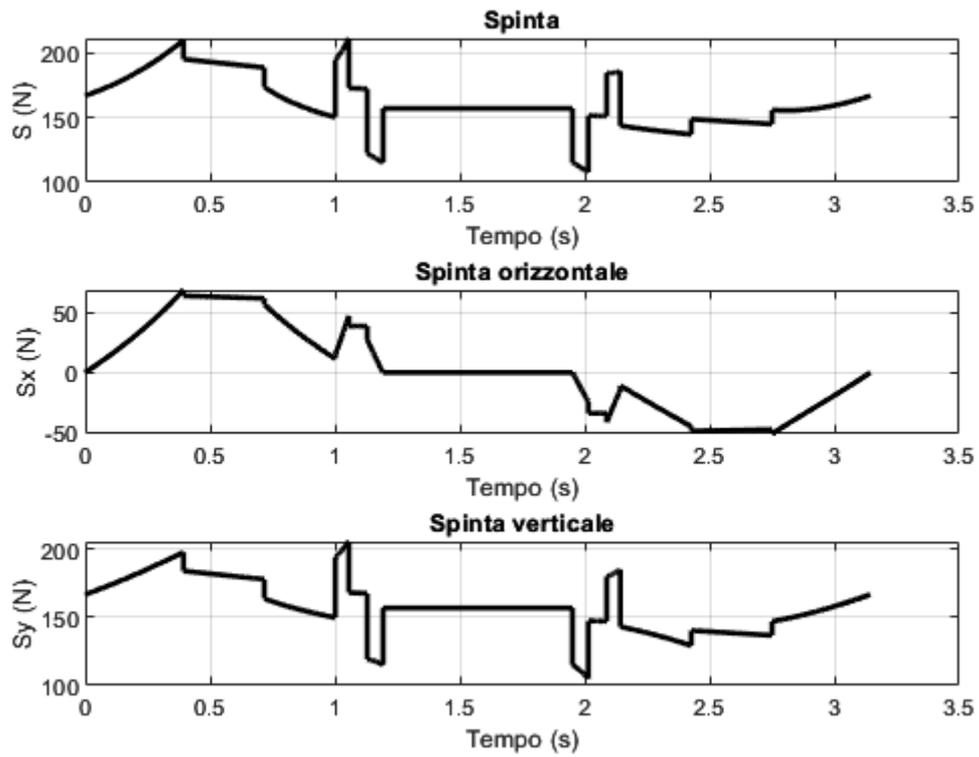


Figura 52 - andamento della spinta

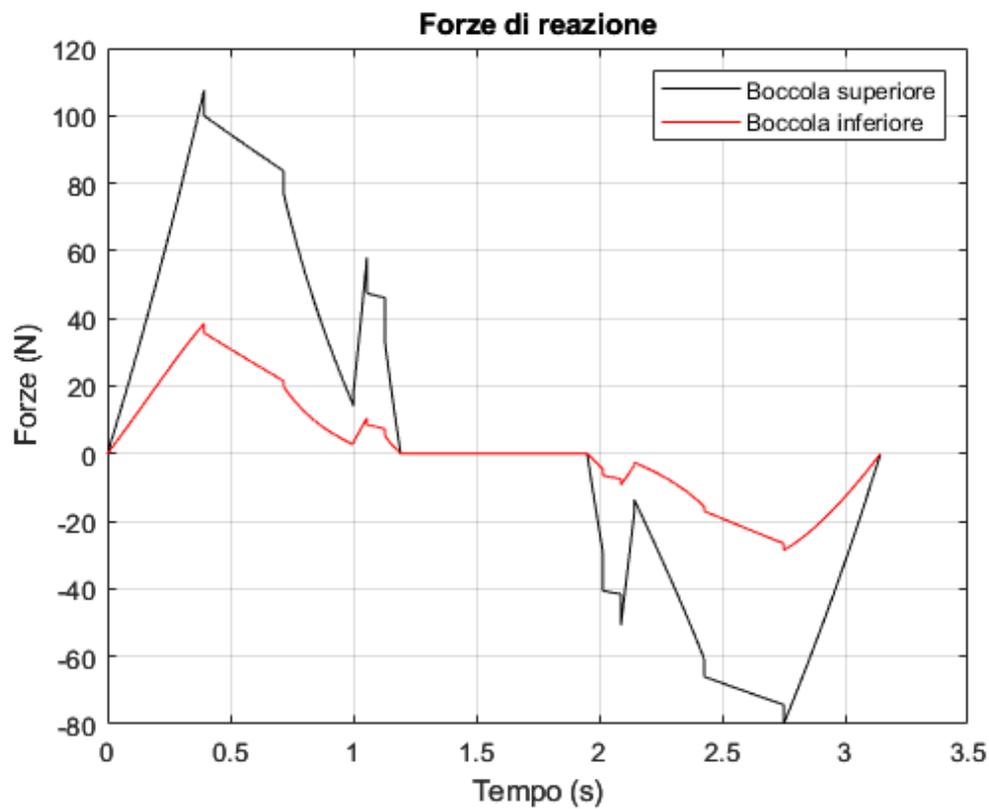


Figura 53 - andamento delle reazioni vincolari

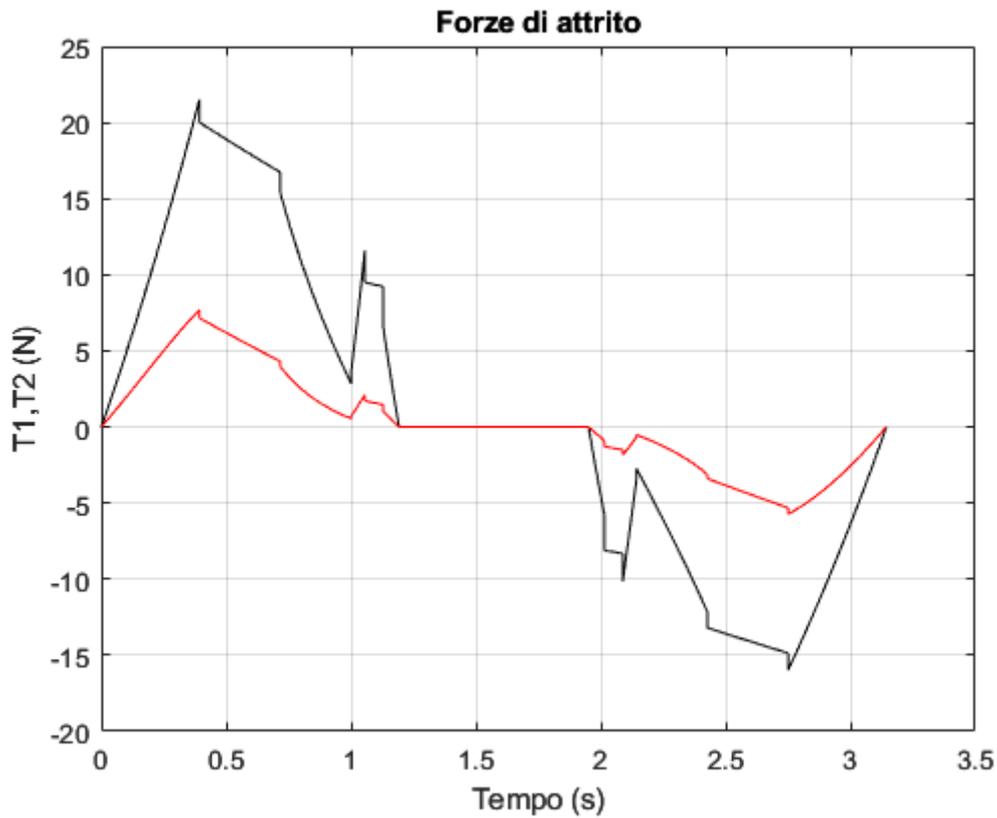


Figura 54 - andamento delle forze di attrito

Possiamo infine calcolare l'angolo di pressione  $\theta_0$  che causa l'impuntamento dell'albero di supporto delle teste di lavorazioni sapendo che tale angolo è quello che fa tendere la spinta  $\vec{S}$  ad infinito e ciò avviene quando il denominatore dell'espressione che ricava la stessa, tenda a zero; quindi:

$$\cos(\theta_0) - f \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot \sin(\theta_0) \cdot \frac{2a+b}{b} \sim 0 \rightarrow \quad (36)$$

$$\rightarrow 1 - f \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot \tan(\theta_0) \cdot \frac{2a+b}{b} \sim 0 \rightarrow \quad (37)$$

$$\rightarrow \tan(\theta_0) \sim \frac{b}{f \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot (2a+b)} \rightarrow \quad (38)$$

$$\rightarrow \theta_0 \sim \tan^{-1} \left( \frac{b}{f \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot (2a+b)} \right) \quad (39)$$

Si riportano i risultati dell'andamento dell'angolo di pressione e dell'angolo di impuntamento ottenuti (figura 55).

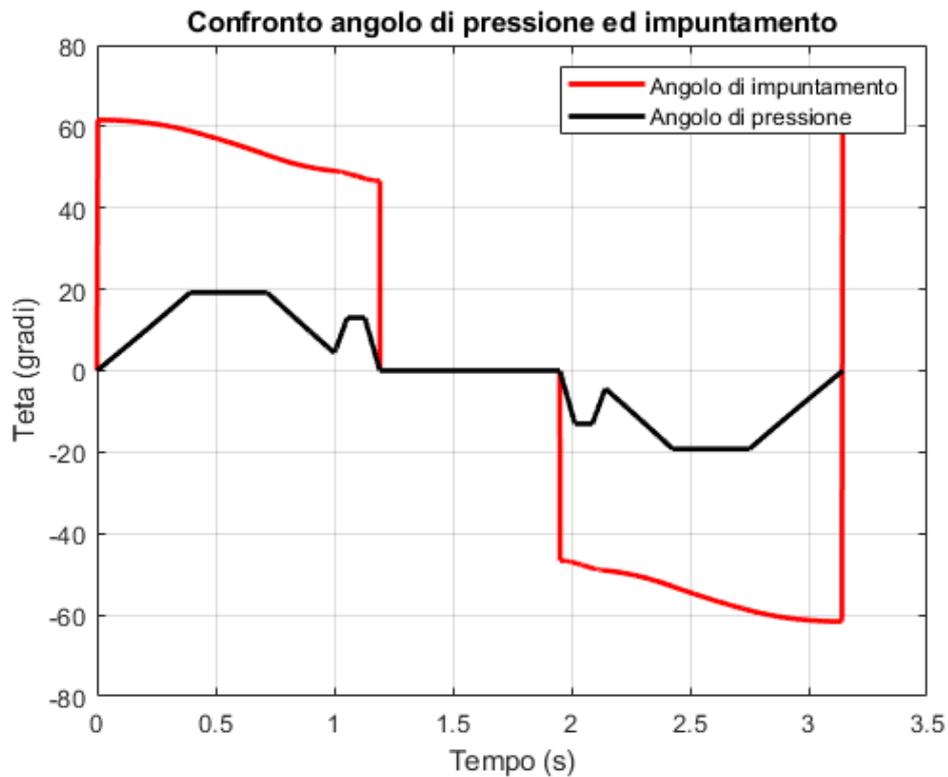
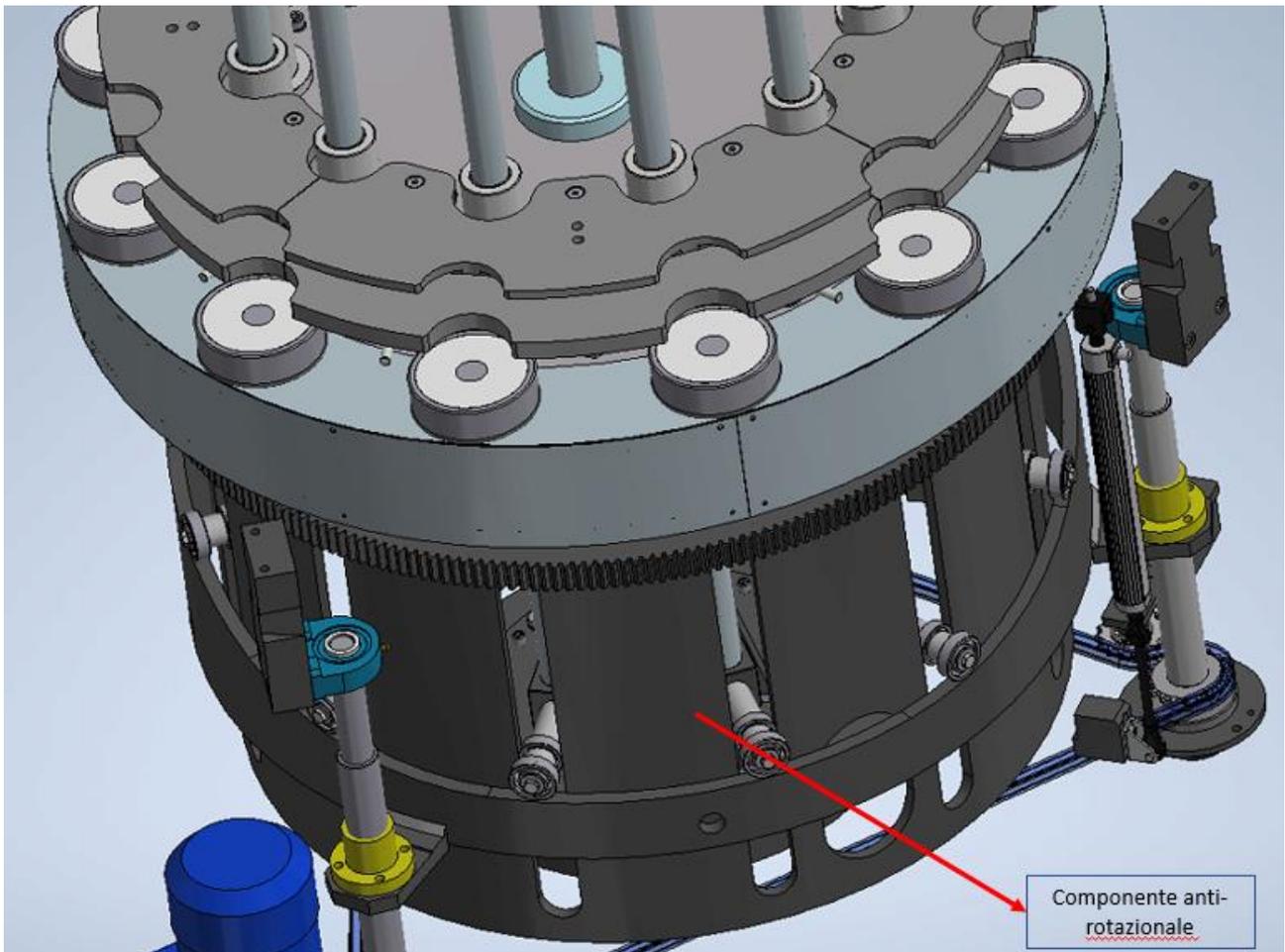


Figura 55 - angolo di pressione ed angolo di impuntamento

I calcoli presentati finora vengono effettuati ipotizzando che il canotto ossia, il vincolo cilindrico, sia in realtà un vincolo prismatico e quindi, inibisce la rotazione attorno all'asse y da parte del cedente.

In modo da considerare il canotto come un vincolo puramente cilindrico si rende necessario svelare il componente che giunge come vincolo anti-rotazionale delle teste di lavorazione.



*Figura 56 - anti-rotazione dei cedenti*

In modo da comporre un vincolo piano che lavora inibendo la rotazione del cedente, si accoppia il tamburo di guida ad un cuscinetto calettato sul perno del cedente.

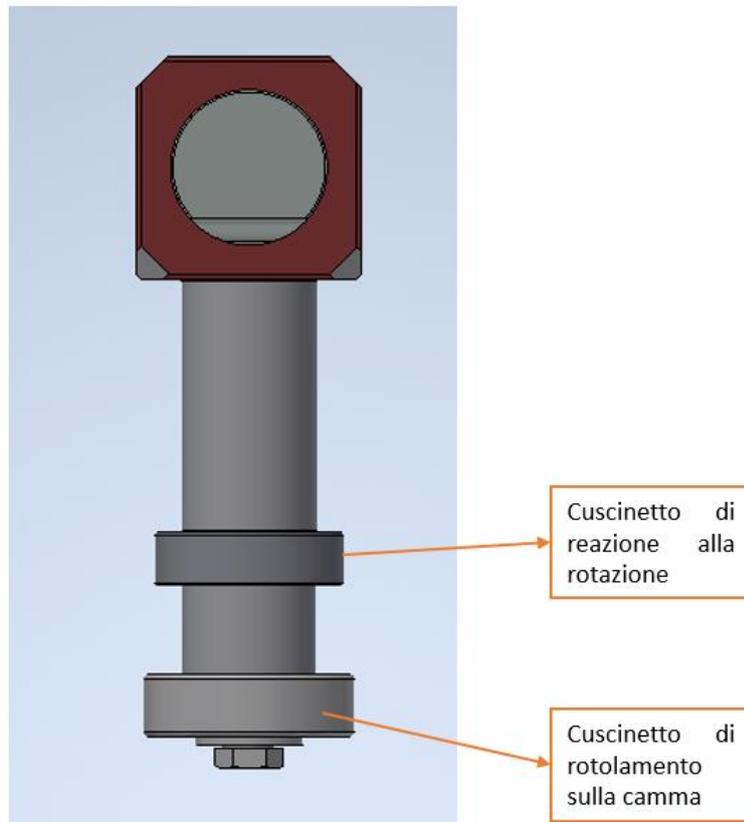


Figura 57 - vista dall'alto del perno del cedente (testa di lavorazione omissa)

Il calcolo della forza radiale di reazione al momento dovuto alla spinta orizzontale di contatto del meccanismo viene ipotizzato influente nel calcolo precedente delle spinte. In questo modo, possiamo ritenere che il calcolo venga effettuato nelle peggior condizioni possibili di vincolo ossia, il cuscinetto che bilancia la coppia dovuta alla rotazione e le azioni vincolari dello stello.

In questa condizione possiamo individuare alcuni parametri utili al calcolo della forza di reazione (figura 58).

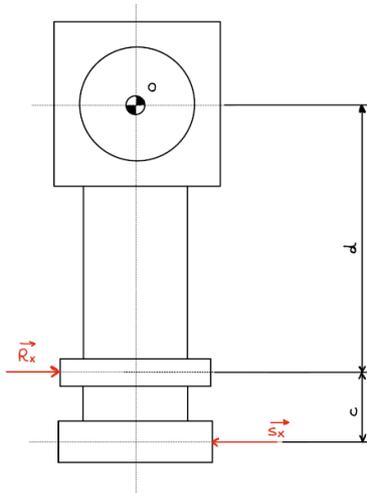


Figura 58 - schema per il calcolo della forza agente sul cuscinetto anti-rotazionale

Si procede scrivendo l'equazione di equilibrio del momento attorno all'asse y passando per il punto O:

$$R_x \cdot d = S_x \cdot (c + d) \rightarrow \quad (40)$$

$$\rightarrow R_x = S_x \cdot \sin(\theta) \cdot \frac{c+d}{d} \quad (41)$$

Implementando tale formulazione in ambiente MatlabR2022a® si ottengono i seguenti risultati:

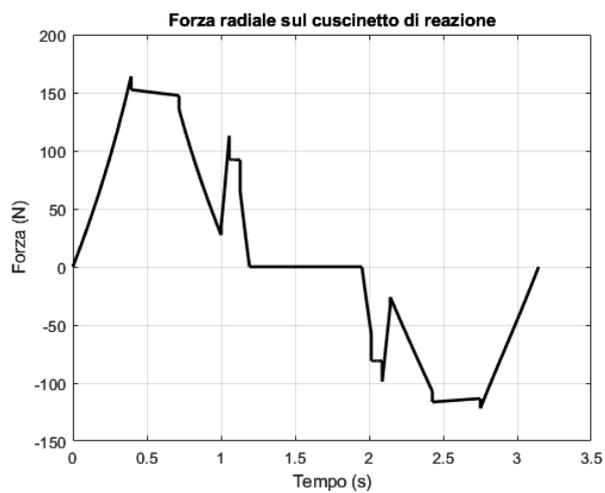


Figura 59 - forza di reazione sul cuscinetto anti-rotazione

Avendo ricavate tutte le forze in gioco nel meccanismo, si può procedere alla valutazione del distacco della rotella dalla camma.

Il distacco del cedente ossia, la perdita di contatto tra movente e cedente, può avvenire a causa di svariati fattori, cui:

- Attrito alle guide elevato
- Velocità di rotazione (produttività della macchina) elevato
- Leggi del moto non adeguate all'applicazione

Un metodo molto comune onde evitare il fenomeno del distacco è quello di accoppiare al cedente una molla precaricata che garantisca il contatto tra movente e cedente ad ogni istante. Purtroppo, in tale caso, le forze in gioco vengono amplificate dalla forza elastica e perciò, i componenti devono essere adeguatamente dimensionati.

Inoltre, le teste di lavorazione devono poter essere sollevate nel caso in cui una bottiglia non entri perfettamente nelle teste di lavorazione. Ciò garantisce che la stessa non subisca una rottura catastrofica con conseguente spargimento di liquido sulla macchina.

Per tali motivi, nel caso dei meccanismi in esame, non si ha la presenza della molla e perciò, il suo eventuale contributo non viene considerato.

In modo da valutare l'avvenimento o meno del fenomeno del distacco è necessario considerare, nell'equazione di equilibrio dinamico, la risultante  $\vec{R}$ , sommatoria dei seguenti vettori forze:

- $F_I = m \cdot \ddot{y} =$  forza d'inerzia [N]
- $F_P = m \cdot g =$  forza peso [N]
- $F_A = T_1 + T_2 =$  risultante forza di attrito [N]
- $S_y = S \cdot \cos(\theta) =$  spinta verticale [N]
- $F_m =$  forza elastica [N]

Quindi si ha che:

$$\vec{R} = \vec{F}_I + \vec{F}_P + \vec{F}_A + \vec{S}_Y + \vec{F}_m \quad (42)$$

Come discusso precedentemente, la forza elastica è pari a zero data l'assenza della molla e quindi, si ricava che si ha avvenimento del fenomeno del distacco quando non si ha il contatto tra camma e cuscinetto ossia, quando la risultante delle forze  $\vec{R}$  è nulla.

Implementando tale formulazione in ambiente MatlabR2022a® si ottengono i seguenti risultati:

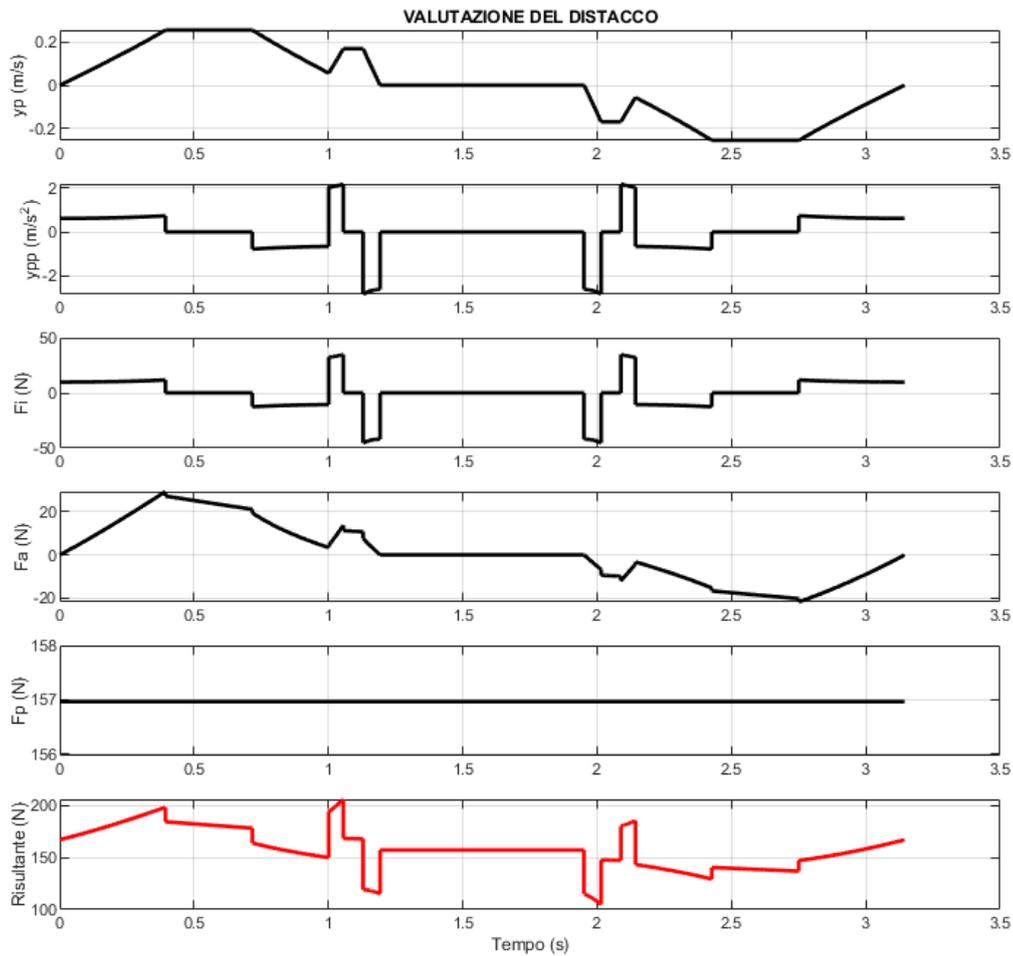


Figura 60 - valutazione del distacco per il meccanismo della colonna di piegatura

Dal calcolo precedente si ricava che il valore minimo della forza risultante  $\vec{R}$  avviene in fase di discesa del cedente ed è pari a (figura 60):

$$\overrightarrow{R_{Minimum}} \cong 104.88 \text{ N} \quad (43)$$

Si conclude quindi, che non si ha la presenza del distacco della rotella durante il funzionamento del meccanismo a camma della colonna di piegatura.

Infine, si riportano i calcoli relativi alla coppia richiesta dal meccanismo per essere movimentato.

La coppia può essere calcolata con la seguente equazione:

$$C_{motrice} = (N1 + N2) \cdot I \quad (44)$$

dove:

- N1: forza di reazione alla boccia inferiore [N]
- N2: forza di reazione alla boccia superiore [N]
- I: interasse tra boccia ed albero maschio della colonna (pari a 301 mm)

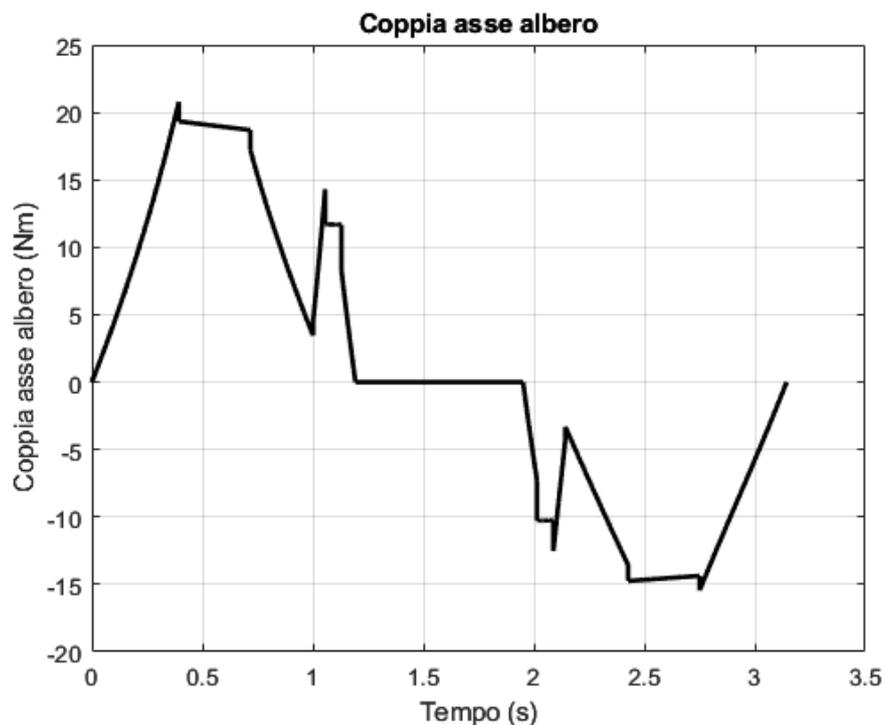
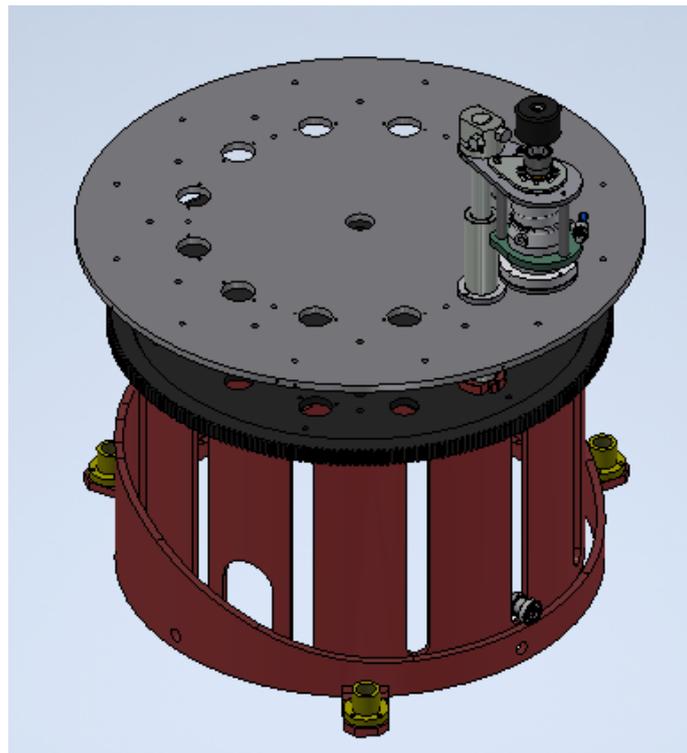


Figura 61 - coppia richiesta dal meccanismo

Avendo concluso le trattazioni che potevano essere effettuate tramite un calcolo a parametri concentrati del meccanismo, si cerca di validare i risultati ottenuti attraverso simulazioni dinamiche realizzate con il programma Autodesk Inventor Professional 2021®.

In modo da ottenere un modello dinamico di simulazione semplificato, vengono rimossi dei componenti partecipanti alla colonna di lavorazione in modo da ottenere un assieme dove siano presenti solamente il movente ed il cedente del meccanismo (figura 62).



*Figura 62 - Modello CAD semplificato del meccanismo*

In modo da comporre il meccanismo, vengono definiti alcuni vincoli, riportati figura (63):

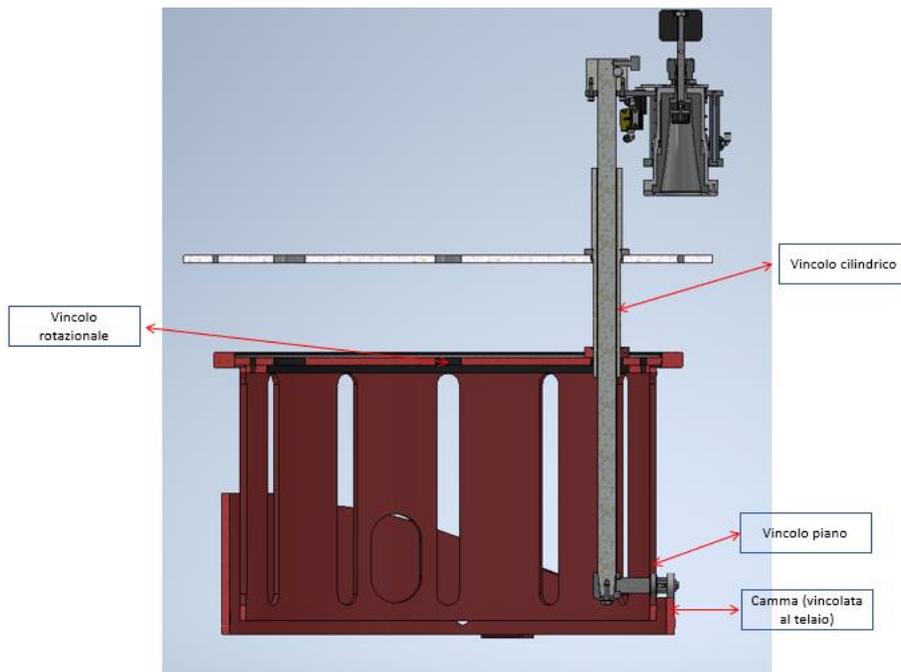


Figura 63 - tipologie di vincoli applicati al modello

Allora, impostando al vincolo cilindrico (canotto) un coefficiente di attrito pari a quello utilizzato al listato Matlab, trascurando gli attriti dovuti ai due cuscinetti e la componente di attrito viscoso alla guida cilindrica, si ottengono i seguenti risultati:

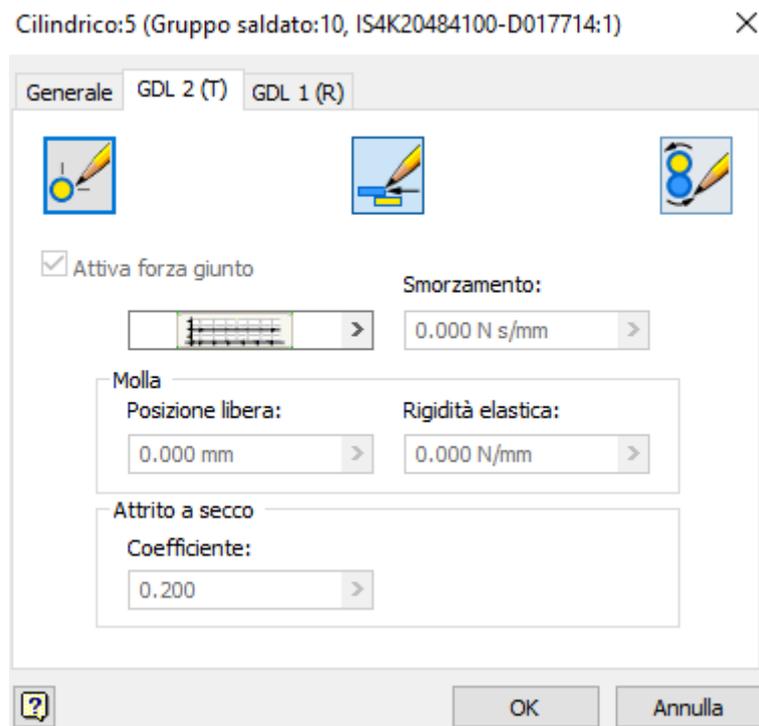


Figura 64 - impostazione del vincolo cilindrico

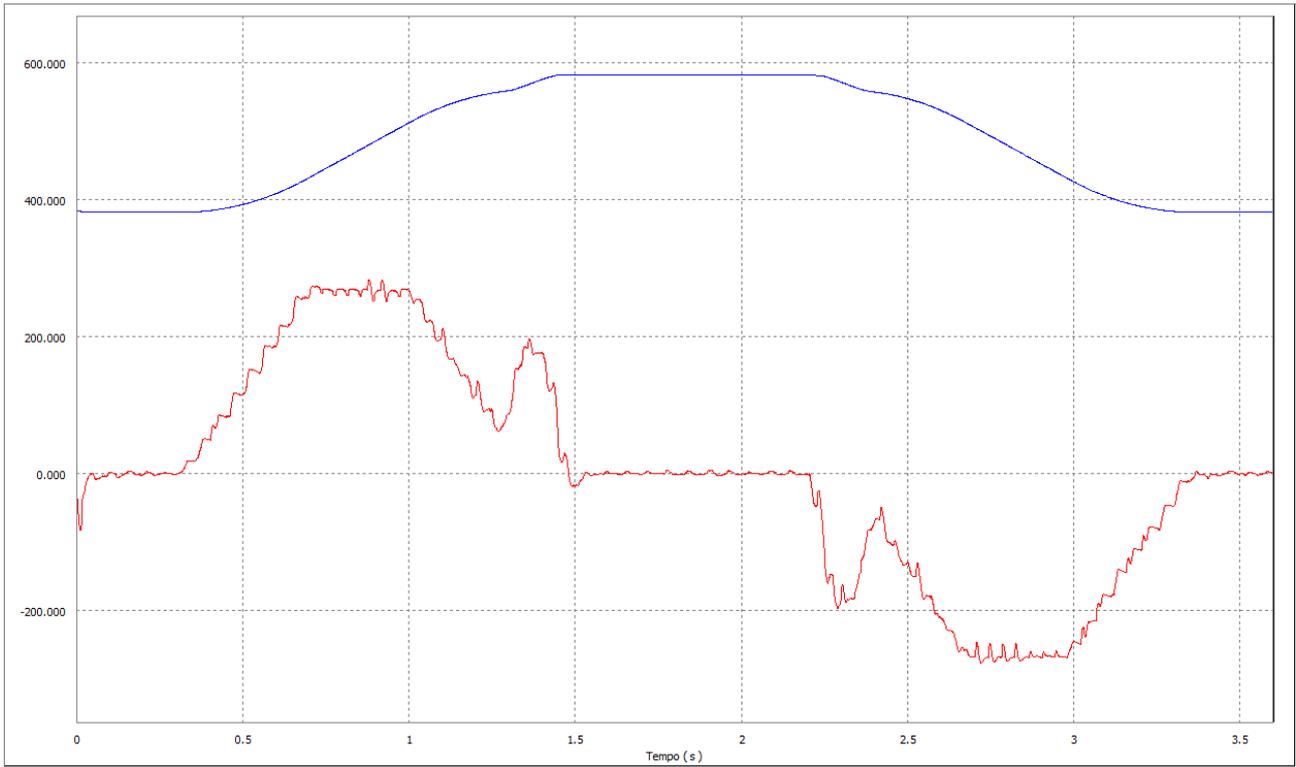


Figura 65 - Posizione cedente [mm] (blu) e velocità cedente [mm/s] (rosso)

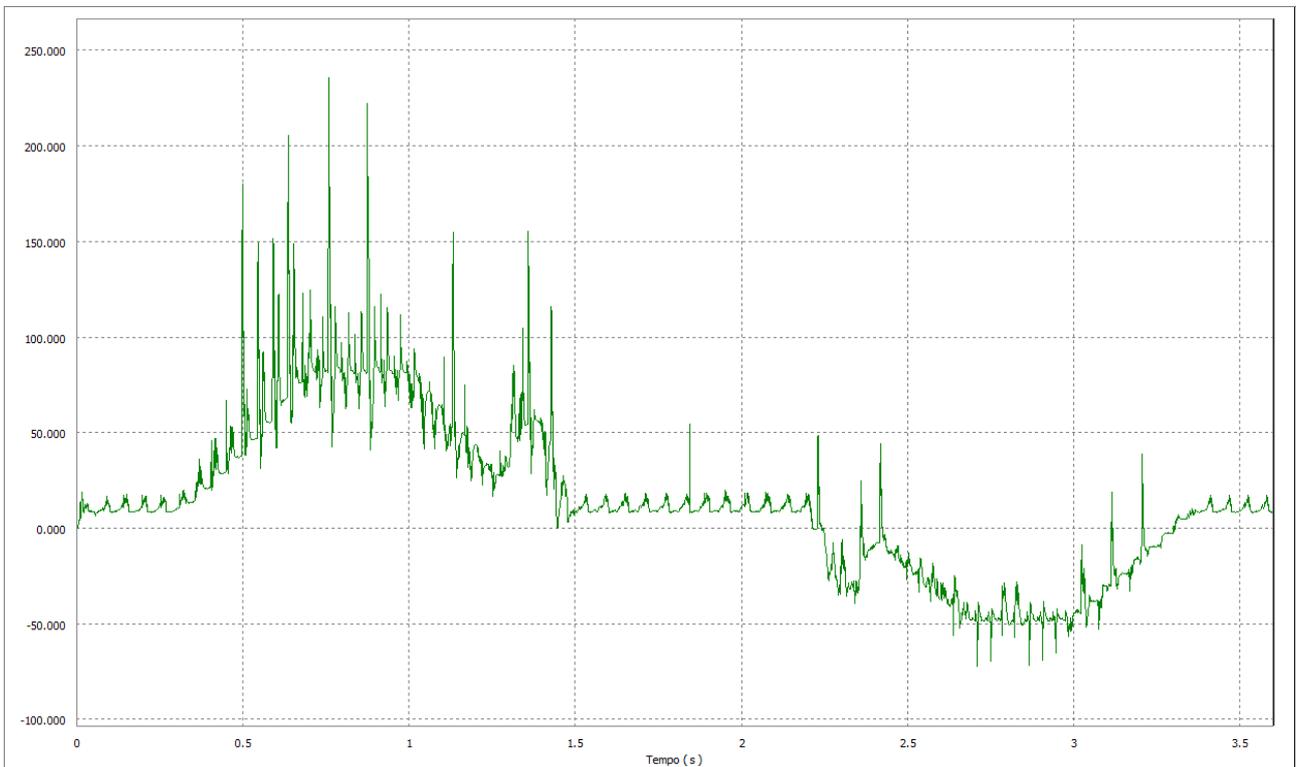
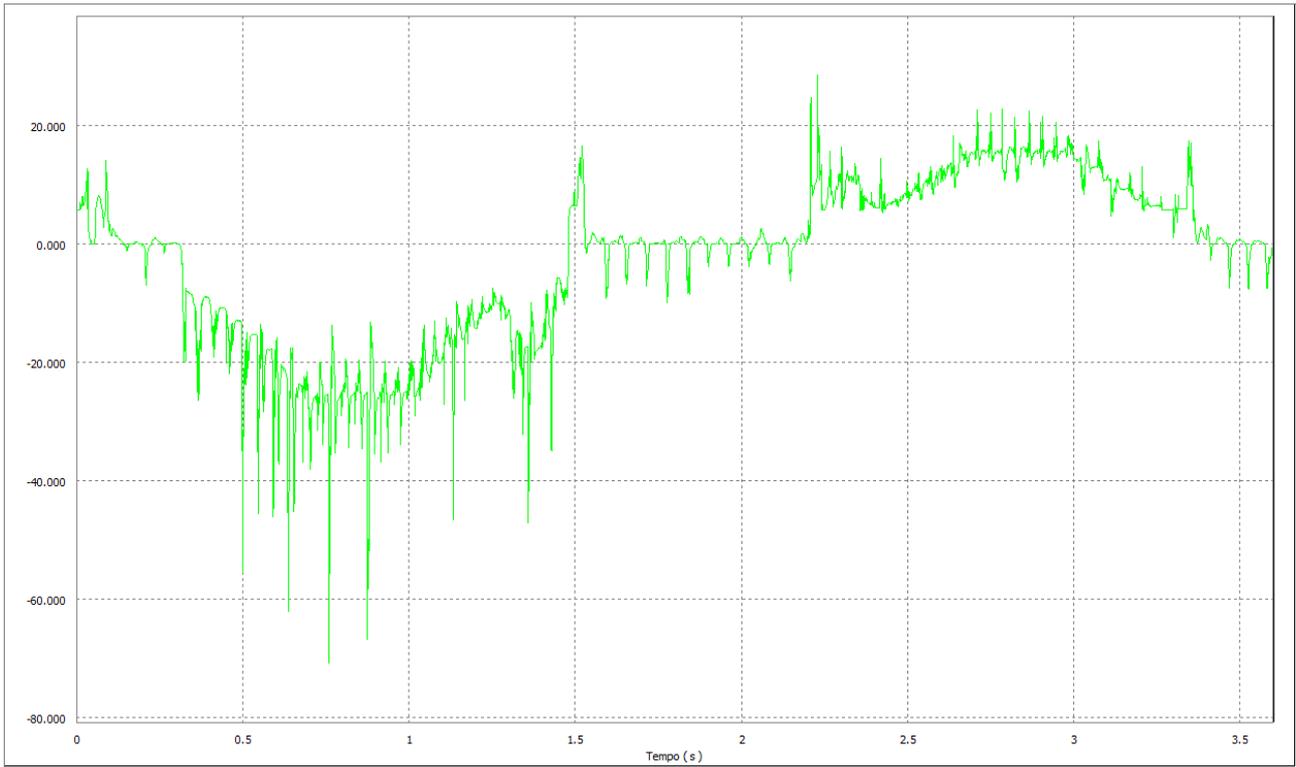
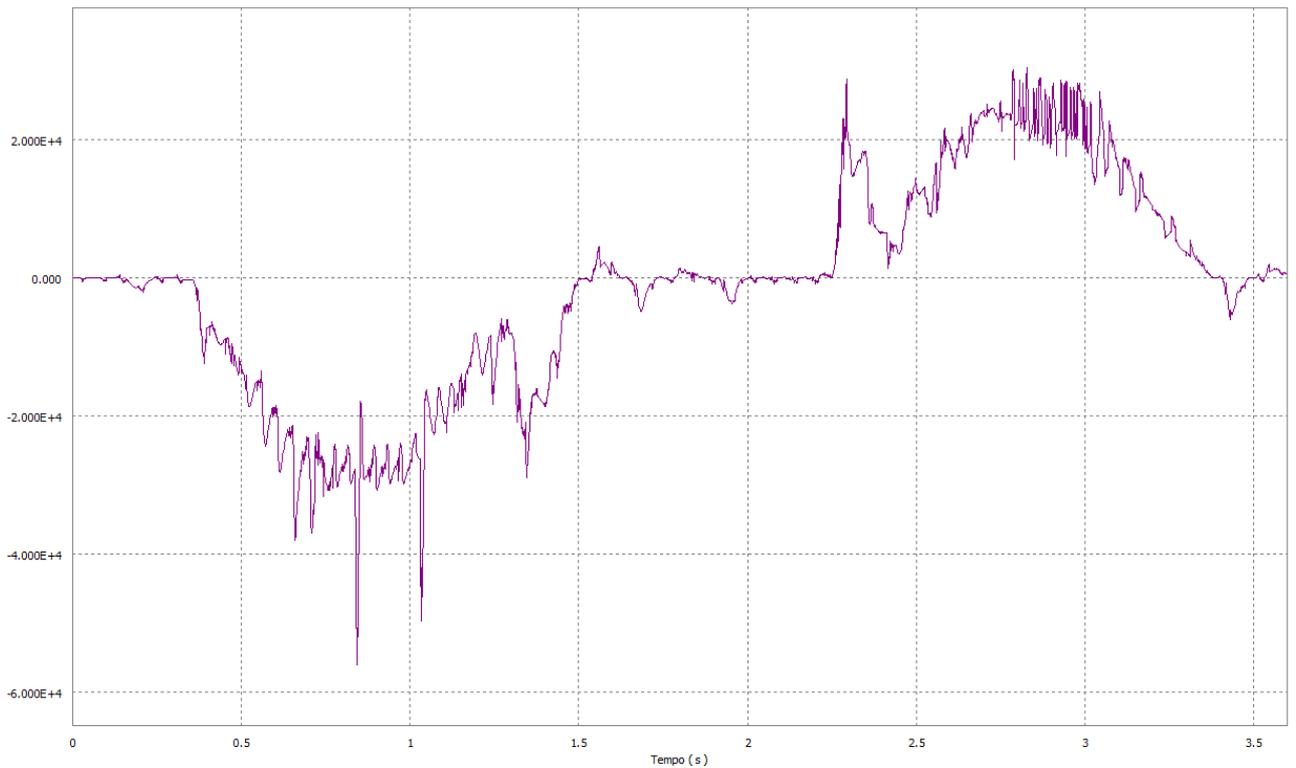


Figura 66-Spinta orizzontale cedente [N]



*Figura 67-Forza di attrito dovuta allo strisciamento sulla bronzina inferiore del canotto [N]*



*Figura 68 - Coppia richiesta dal meccanismo [Nmm]*

Per brevità di trattazione sono stati riportati solamente alcuni dei risultati ottenuti.

Si può ritenere che mediamente il modello di calcolo realizzato con MatlabR2022a® è preciso anche se presenta alcune semplificazioni dovute principalmente al modello a parametri concentrati che quindi, non considera la superficie a cui è applicato il carico ma solamente un punto di applicazione.

Inoltre, anche attraverso simulazione si è verificato che non si ha il distacco del cuscinetto dalla camma, evidenziato dal fatto che il numero di elementi a contatto tra cuscinetto e camma non si azzerava mai durante una rotazione completa del meccanismo.

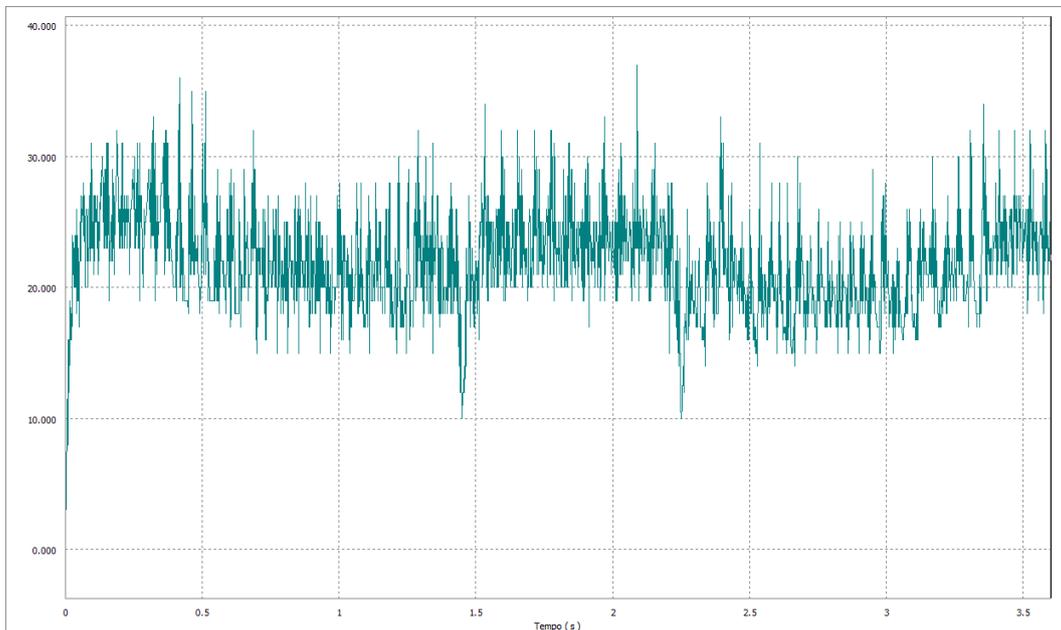
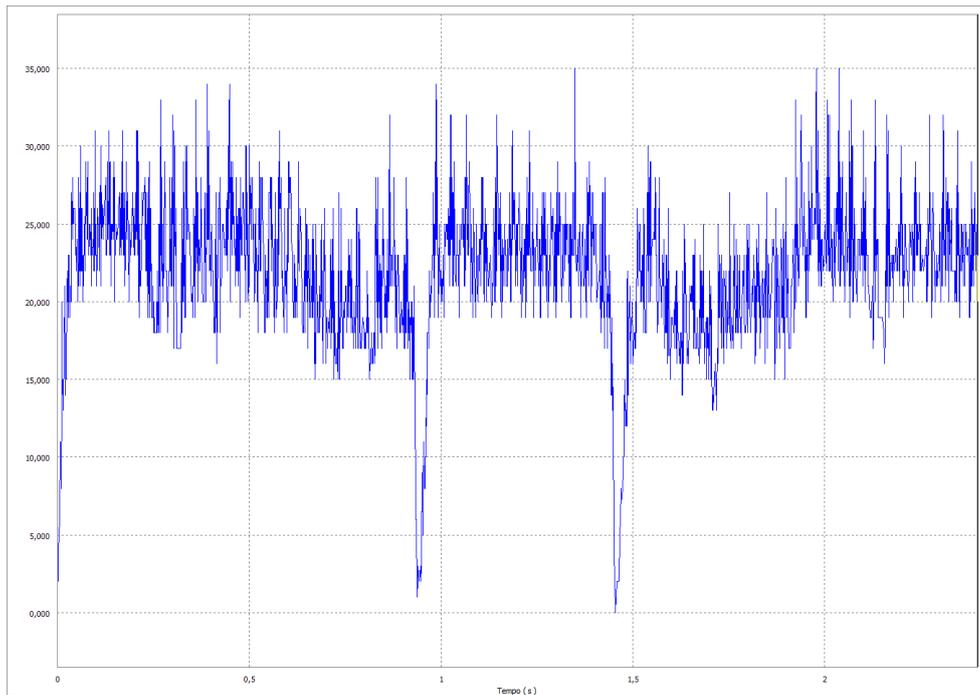


Figura 69-Numero di punti a contatto (verifica del distacco a 12000 bottiglie/ora)

Sempre attraverso simulazione dinamica, si può ricavare la velocità angolare a cui il meccanismo è soggetto al fenomeno del distacco. Si è verificato che la velocità angolare nel caso del meccanismo a camma della colonna di piegatura a cui si ha la presenza del fenomeno è pari a:

$$\omega_{distacco} \cong 2,71 \text{ rad/s} \quad (44)$$

$$Produttività_{distacco} \cong 18633 \text{ bottiglie/ora} \quad (45)$$



*Figura 70 - numero di punti a contatto (verifica del distacco a 18600 bottiglie/ora)*

Il risultato ottenuto è equivalente ad una produttività della macchina pari all'incirca a 18600 bottiglie/ora.

Inoltre, conducendo la simulazione dinamica inserendo tutte le dodici teste di lavorazione (figura 71) partecipanti al meccanismo si ottiene il profilo di coppia richiesta dalla colonna di piegatura in modo da mantenere il moto uniforme.



*Figura 71 - simulazione dinamica con le 12 teste*

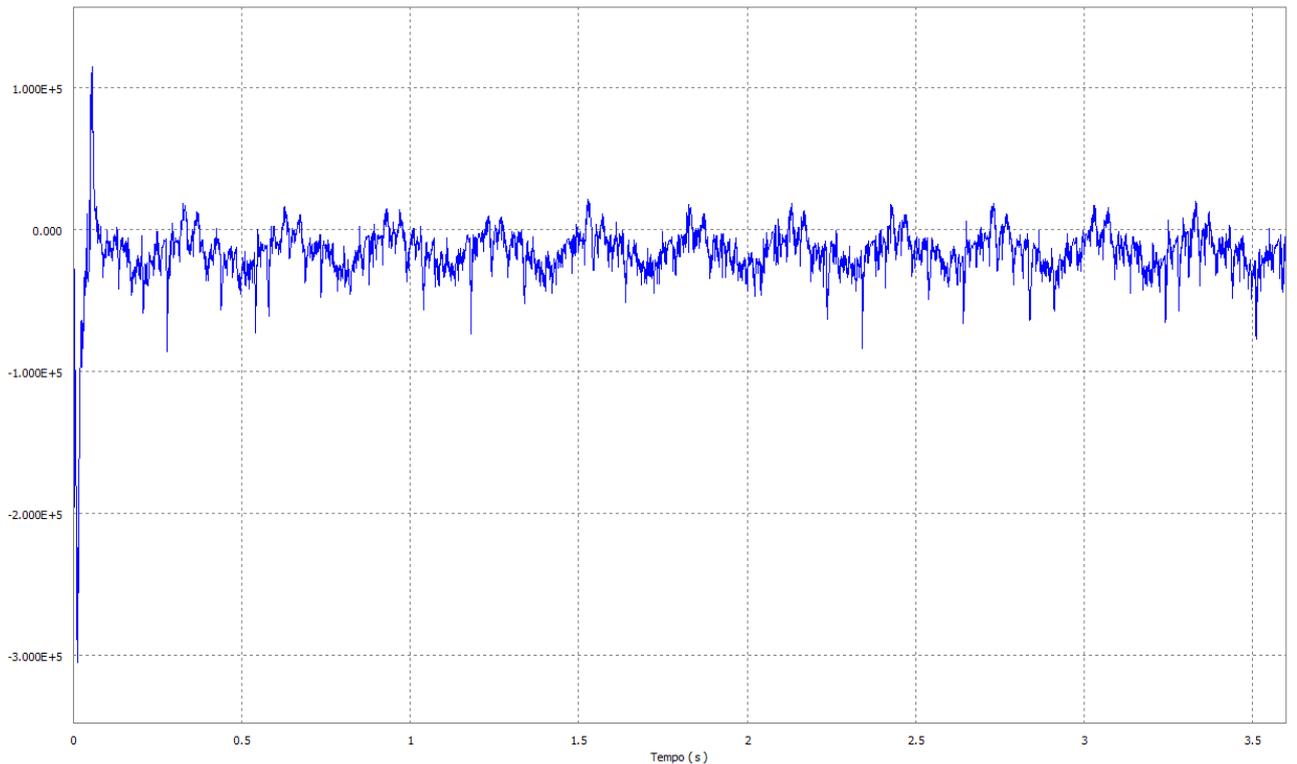


Figura 72 - profilo della coppia [Nmm] richiesta

La coppia media richiesta per movimentare la colonna di piegatura è:

$$C_{media, piegatura} = 16.78 \text{ Nm} \quad (46)$$

Avendo validato il modello matematico per il meccanismo in questione, non verranno riportati i risultati delle simulazioni dinamiche per le successive colonne in quanto cambiano solamente i parametri geometrici dei meccanismi e non il modello matematico.

A questo punto, evidenziando il momento in cui la spinta tra movente e cedente è massima, si può procedere alla simulazione agli elementi finiti statica di alcuni componenti di interesse.

Durante la simulazione statica le condizioni al contorno e iniziali della stessa vengono definite dalla simulazione dinamica.

Il primo componente sottoposto alla simulazione agli elementi finiti è l'albero di sollevamento testa (figura 73).

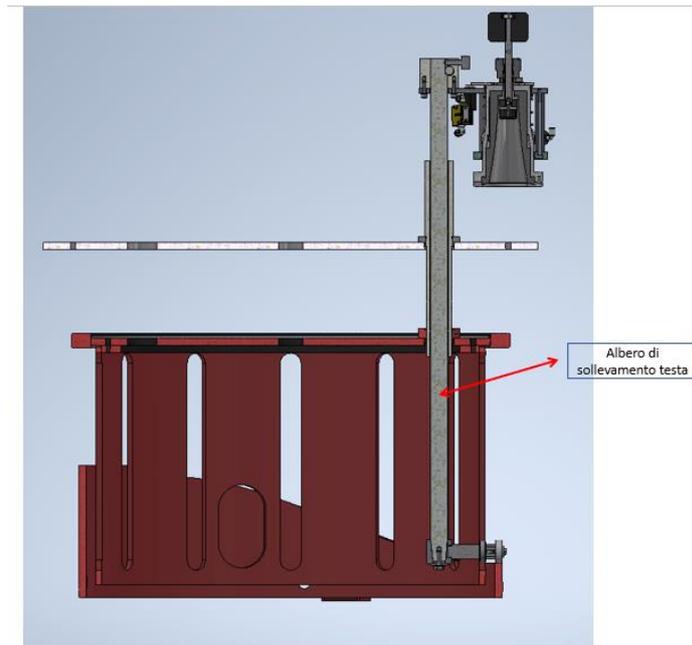


Figura 73 - albero di sollevamento testa

Ottenendo i seguenti risultati di sollecitazione equivalente di Von Mises:

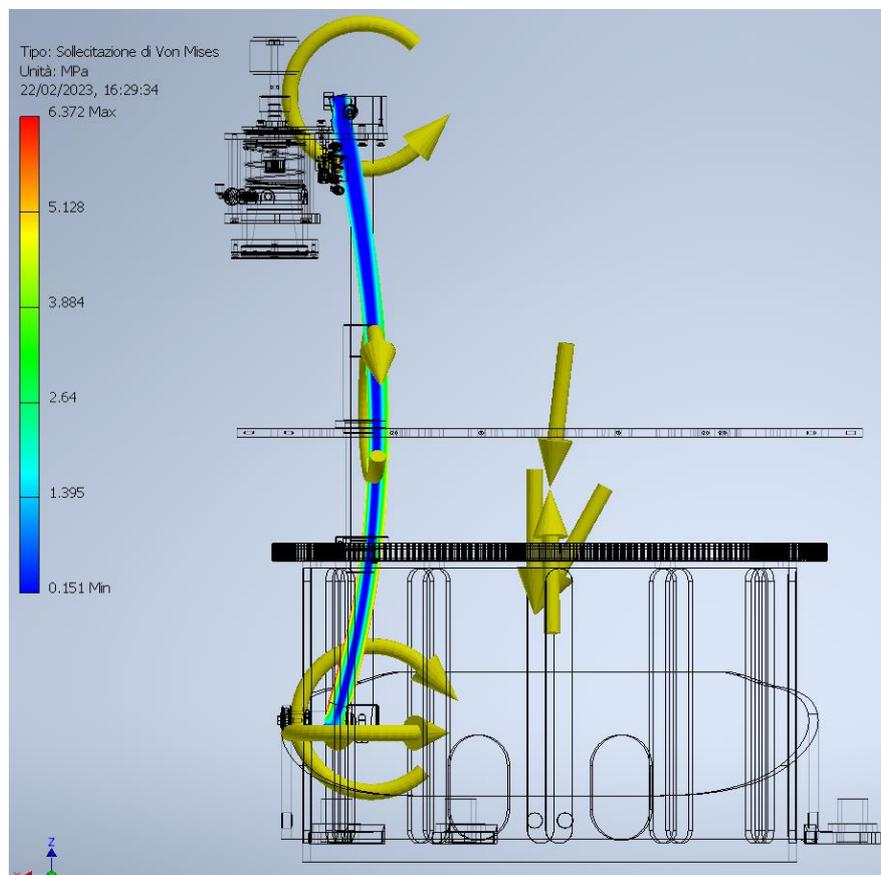
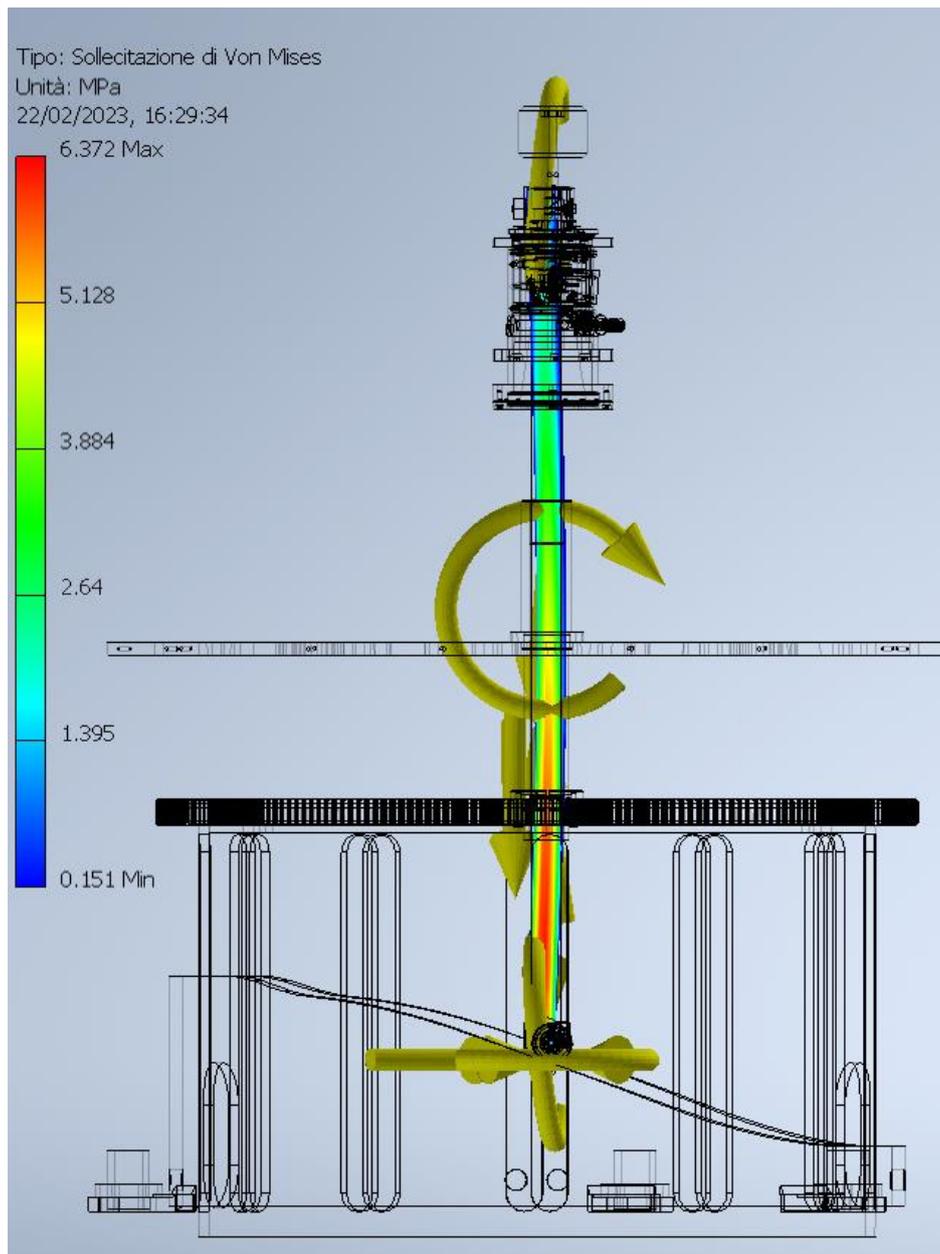


Figura 74 - risultati di stress equivalente di Von Mises (vista da destra)



*Figura 75 - risultati di stress equivalente di Von Mises (vista frontale)*

Il programma di simulazione calcola automaticamente lo stress a cui è sottoposto il componente conoscendo la geometria del componente ed i carichi a cui è sottoposto.

Invece, il coefficiente di sicurezza viene calcolato conoscendo il materiale del componente, cui proprietà meccaniche vengono riportate in figura 76.

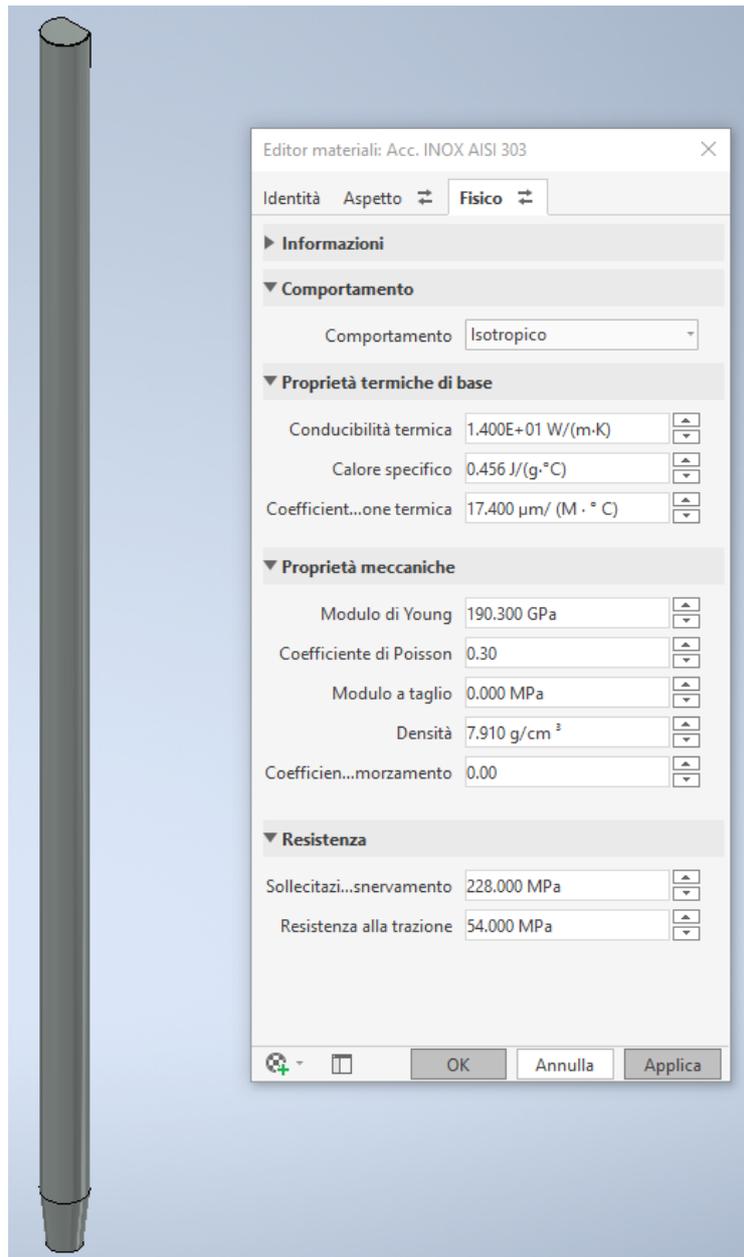
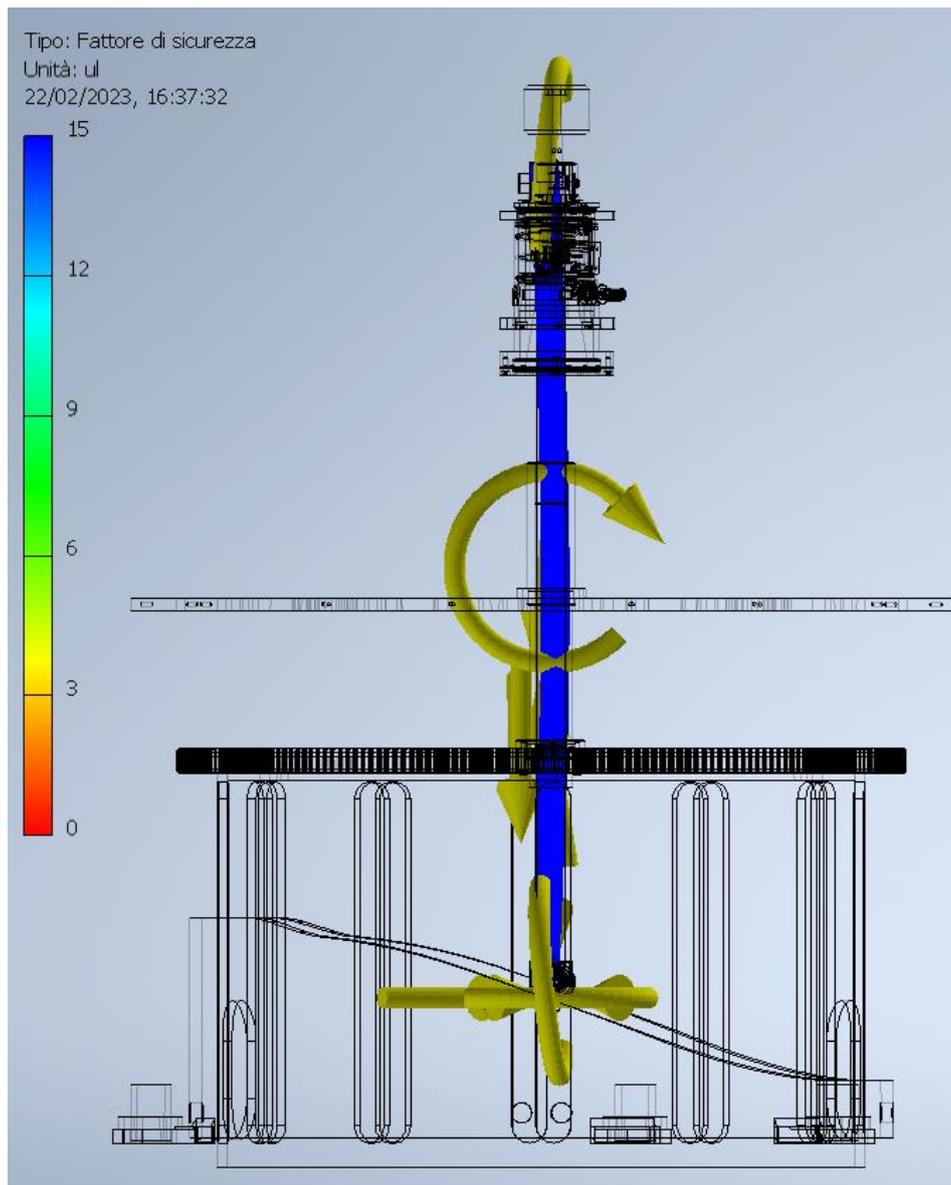


Figura 76 - proprietà meccaniche dell'acciaio INOX AISI 303 utilizzato per la realizzazione dell'albero

Conoscendo quindi la sollecitazione di snervamento del materiale dell'albero e la sollecitazione equivalente di Von Mises si può calcolare il coefficiente di sicurezza come segue:

$$CS = \frac{\sigma_{snervamento}}{\sigma_{VM}} = \frac{228,000}{6,372} \cong 35,8 \quad (45)$$



*Figura 77 - coefficienti di sicurezza ottenuti per il componente*

Si possono riportare gli stessi risultati anche per il perno di calettamento dei cuscinetti del cedente, tenendo in conto che possiede lo stesso materiale dell'albero di sollevamento testa.

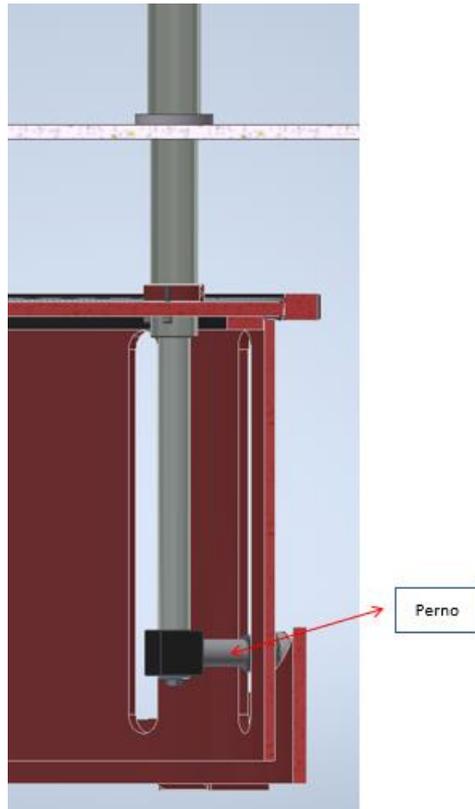


Figura 78 - perno di calettamento cuscinetti

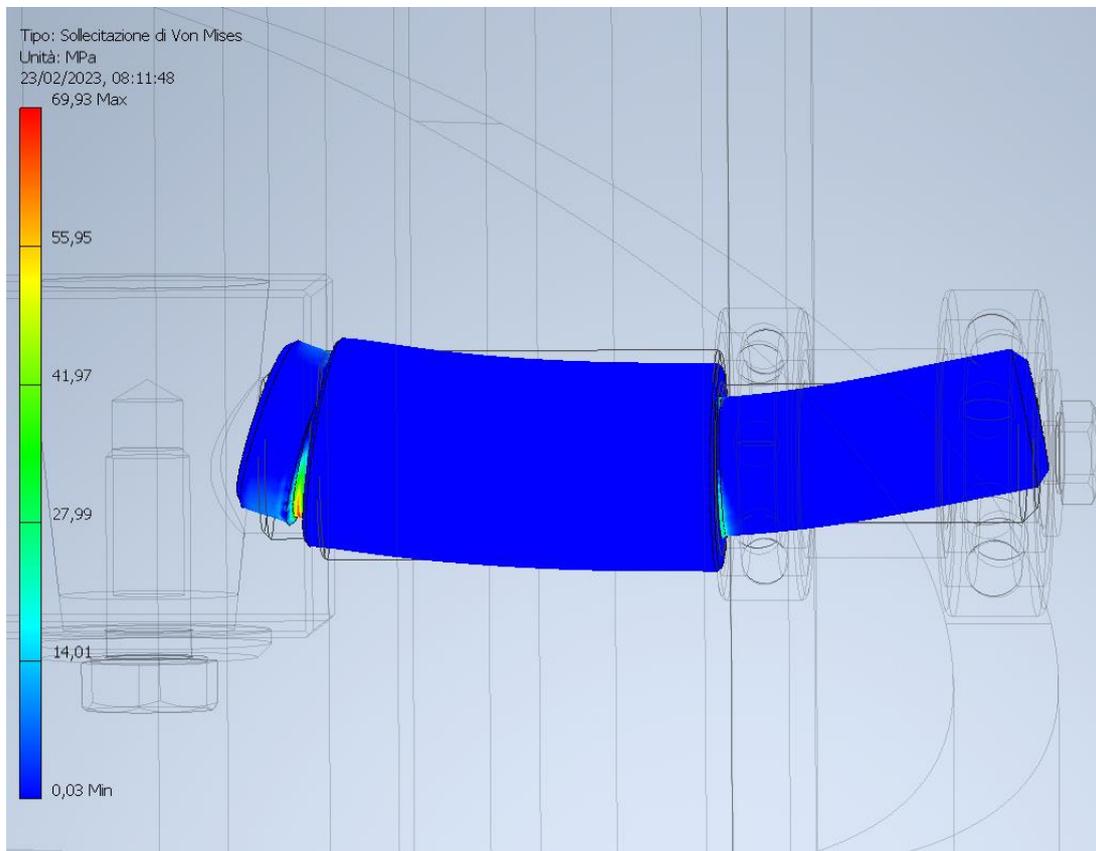
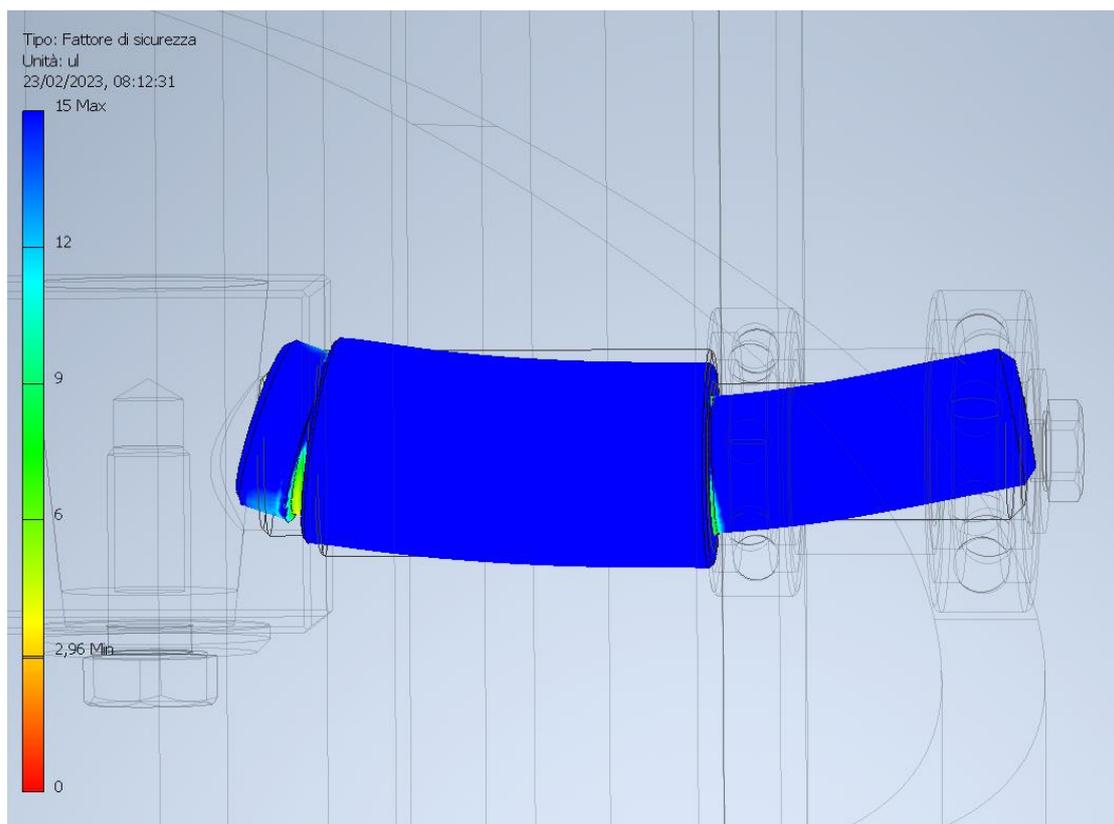


Figura 79 - sollecitazione equivalente di Von Mises per il perno



*Figura 80 - coefficienti di sicurezza ottenuti per il perno*

## 5.2. Meccanismo a camma della colonna di lisciatura

La camma della colonna di lisciatura ha le seguenti caratteristiche:

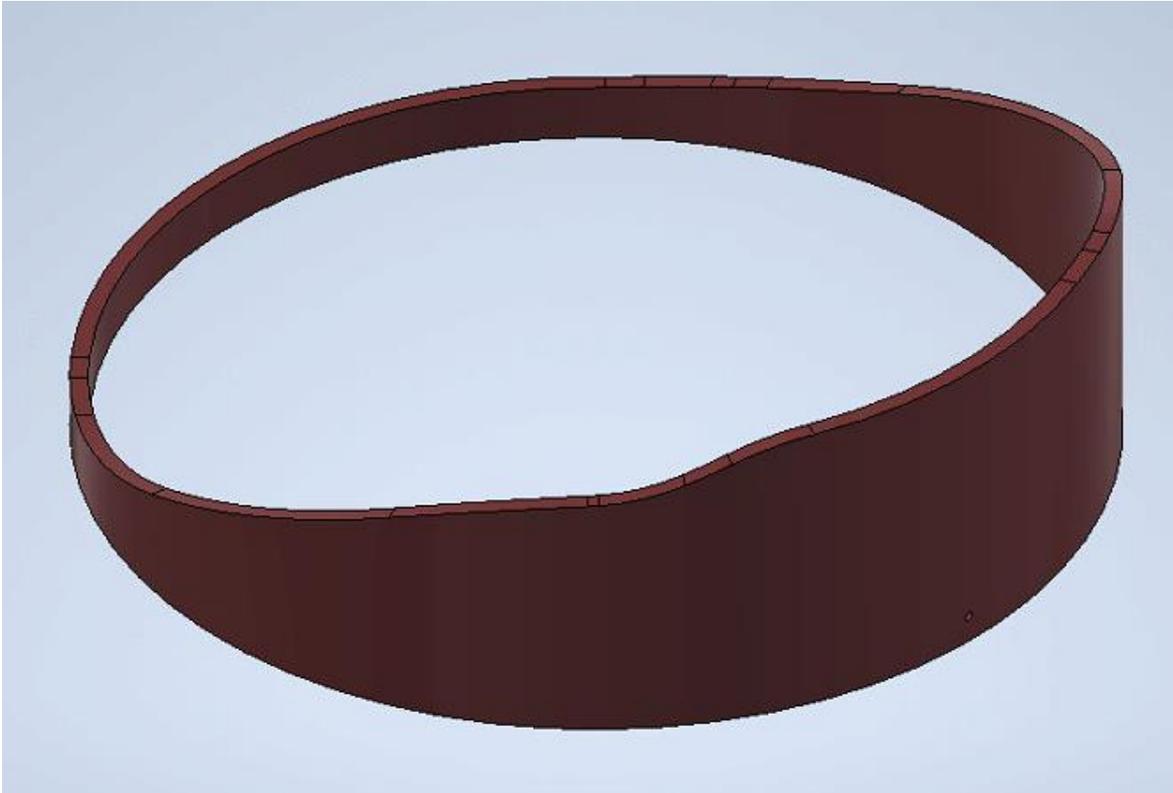


Figura 81 - camma della colonna di lisciatura

- $h$  = alzata = 220 mm
- $\alpha_S$  = angolo di salita =  $113.26^\circ$
- $\alpha_R$  = angolo di riposo =  $41.29^\circ$
- $\alpha_D$  = angolo di discesa =  $118.58^\circ$
- $\alpha_L$  = angolo di lavoro =  $86.87^\circ$
- $r_i$  = raggio interno = 414.50 mm
- $r_e$  = raggio esterno = 429.50 mm

La velocità angolare del meccanismo è uguale a quella calcolata durante il capitolo precedente siccome i rapporti di trasmissione tra stelle e colonne di lavorazione sono gli stessi, quindi:

$$\omega \cong 1.75 \text{ rad/s} \quad (46)$$

In seguito, si riportano i grafici relativi al meccanismo camma-rotella della colonna di lisciatura.

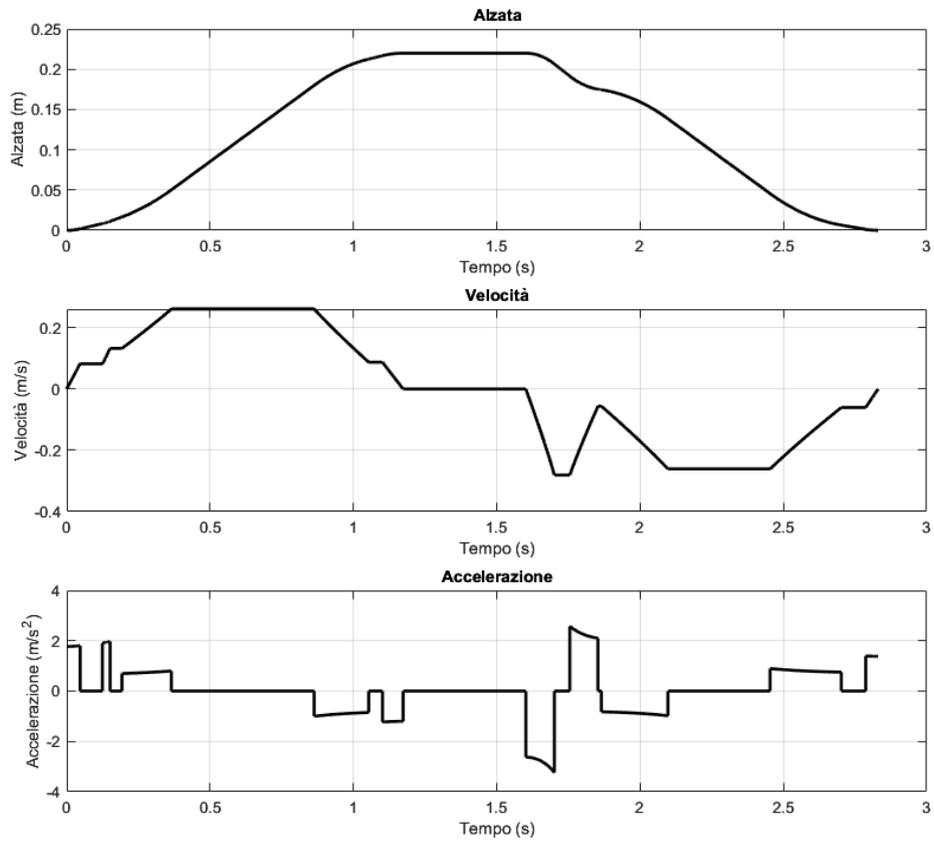


Figura 82 - grandezze cinematiche del meccanismo

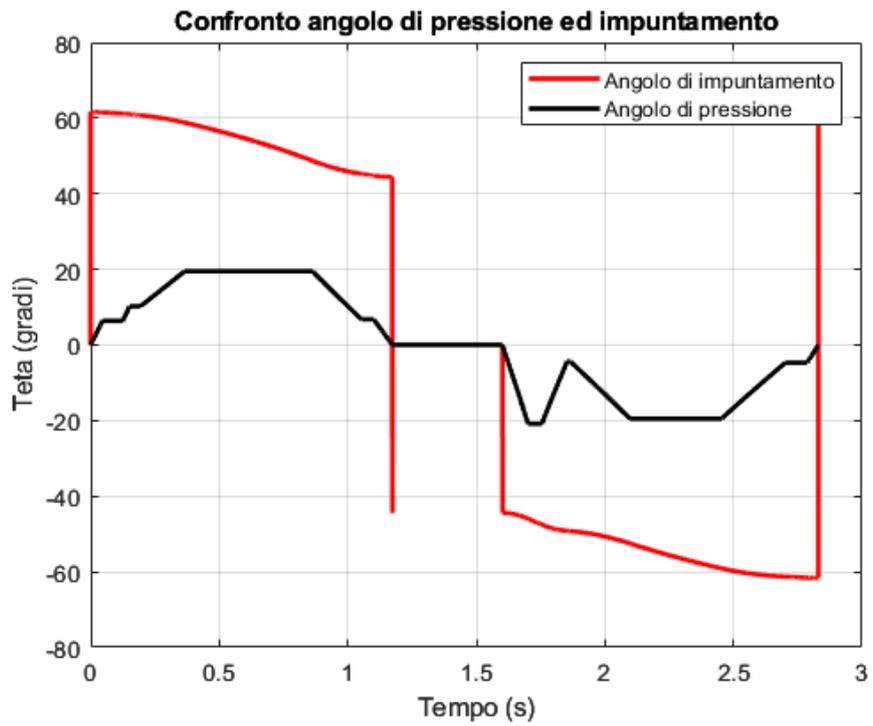


Figura 83 - angolo di pressione ed angolo di impuntamento

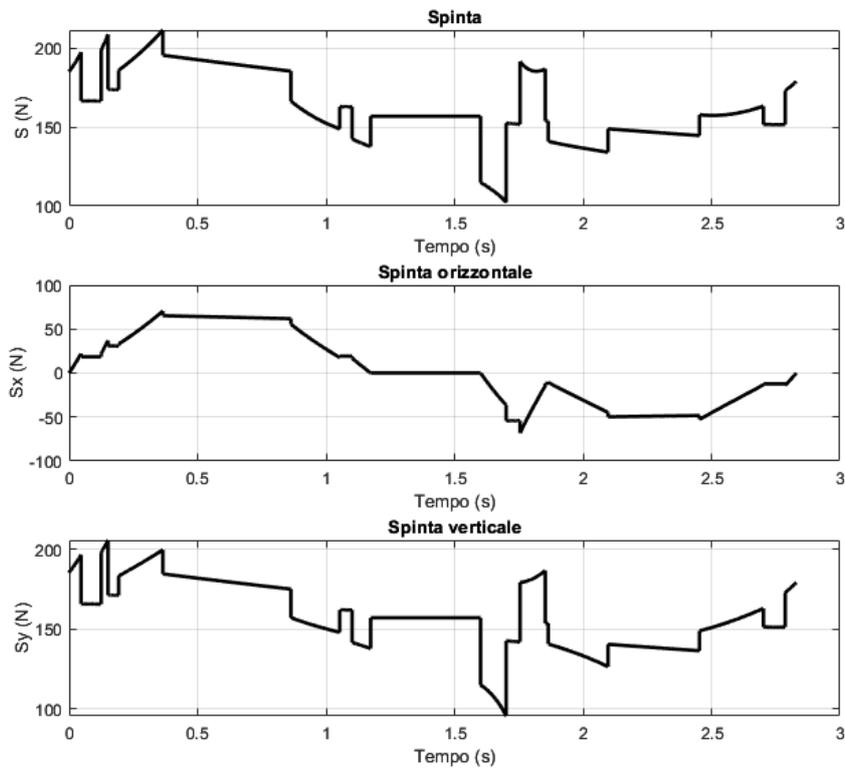


Figura 84 - forze scambiate tra camma e cuscinetto del meccanismo a camma di lisciatura

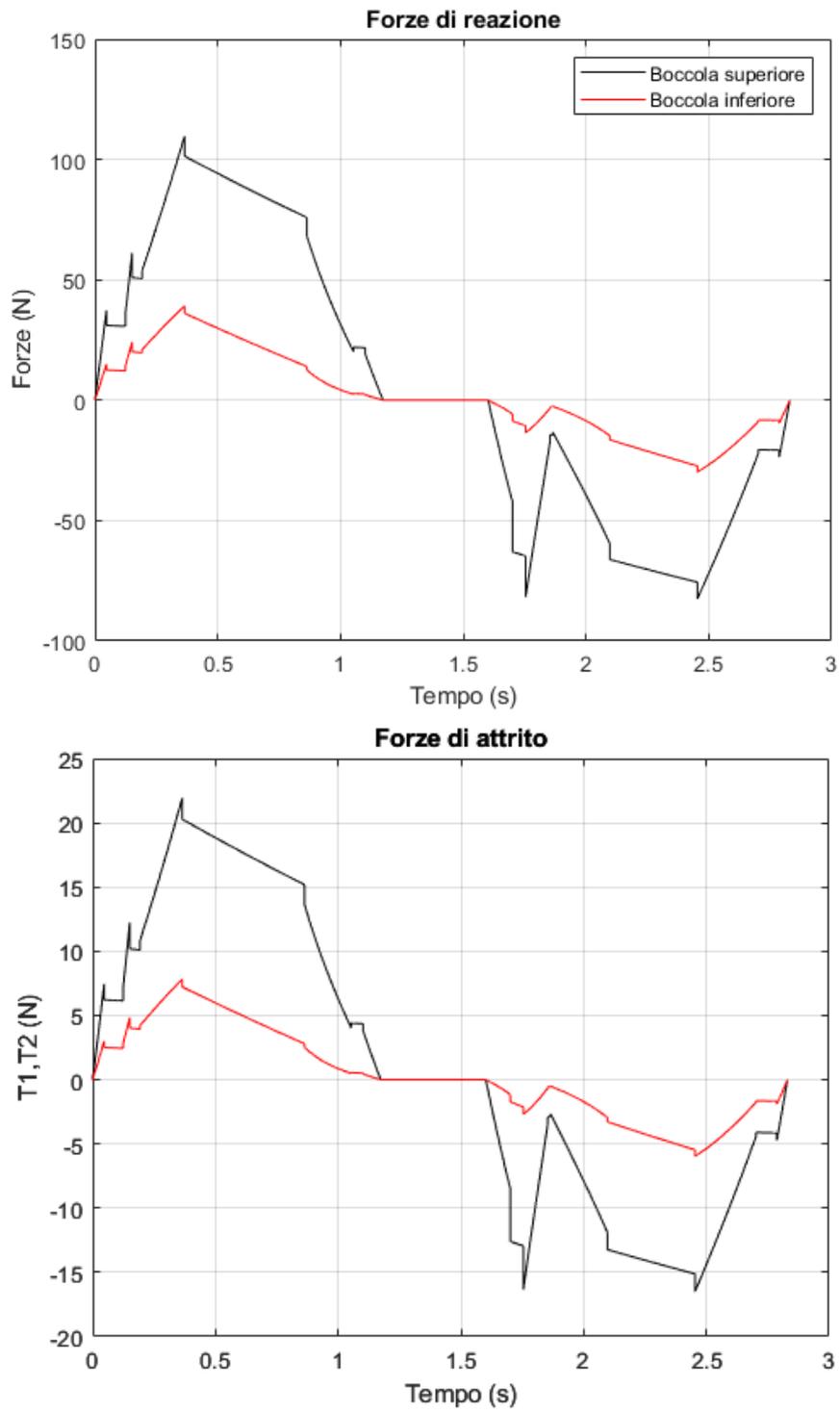


Figura 85 - forze di reazione e forze di attrito al vincolo cilindrico di lisciatura

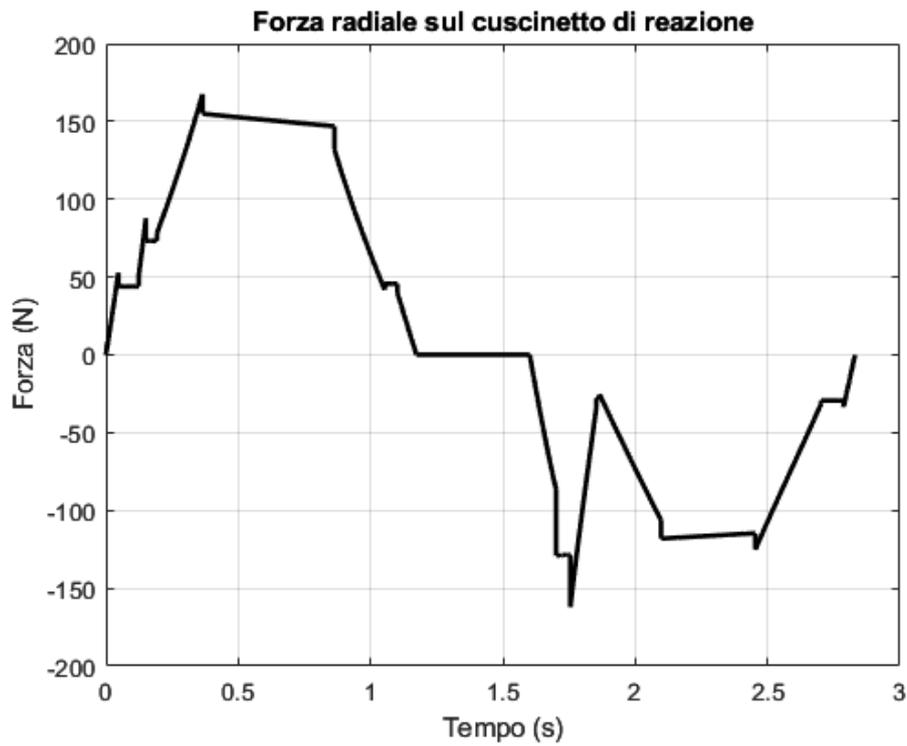


Figura 86 - forza agente sul cuscinetto anti-rotazionale

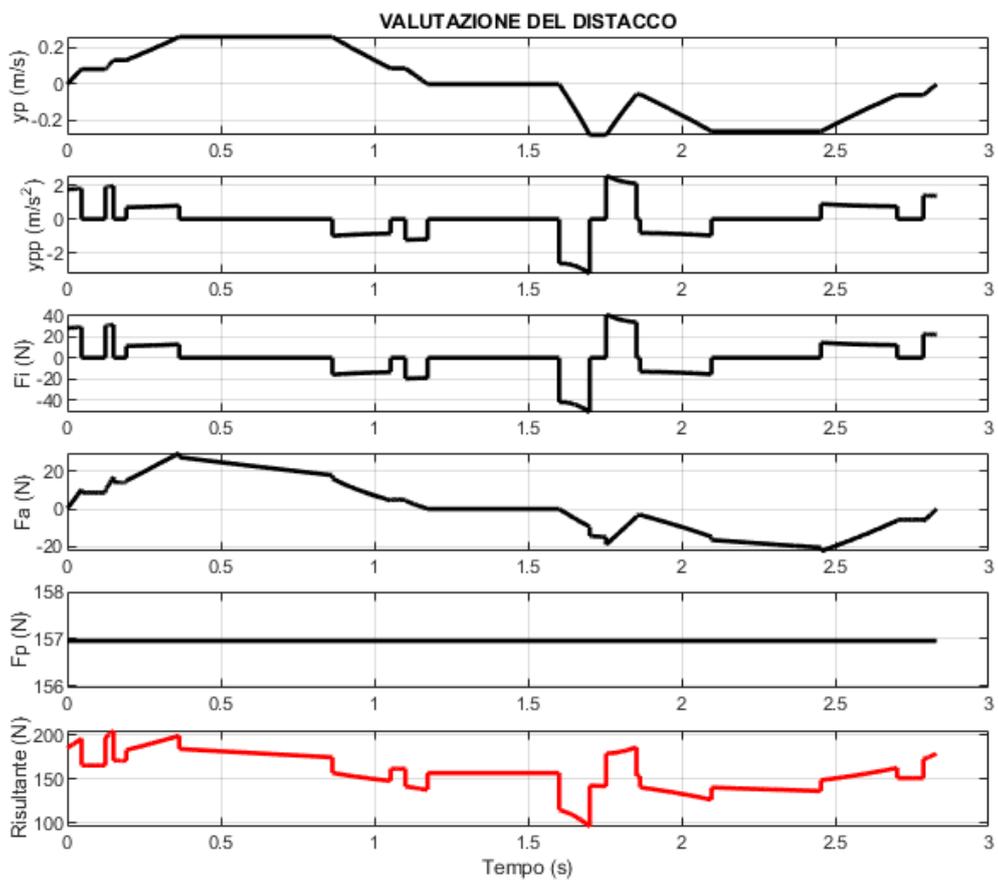


Figura 87 - valutazione del distacco (lisciatura)

La risultante della verifica sull'avvenimento del fenomeno del distacco nel meccanismo è pari a:

$$\overrightarrow{R_{Minimum}} \cong 95.54 N \quad (47)$$

Quindi, anche in questo caso, le teste di lavorazione non sono soggette alla perdita di contatto.

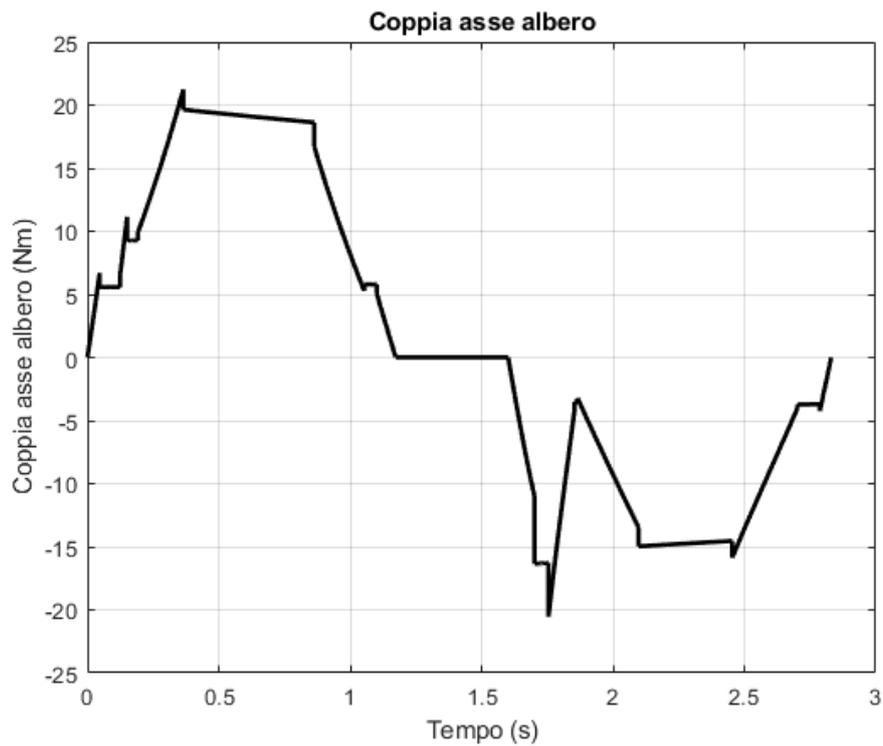


Figura 88 - Coppia richiesta dal meccanismo (lisciatura)

In ambiente di simulazione si può ricavare invece la velocità della macchina a cui si ha il fenomeno del distacco (figura 89) e la coppia richiesta dalla colonna di lisciatura (figura 90) per funzionare a velocità nominale.

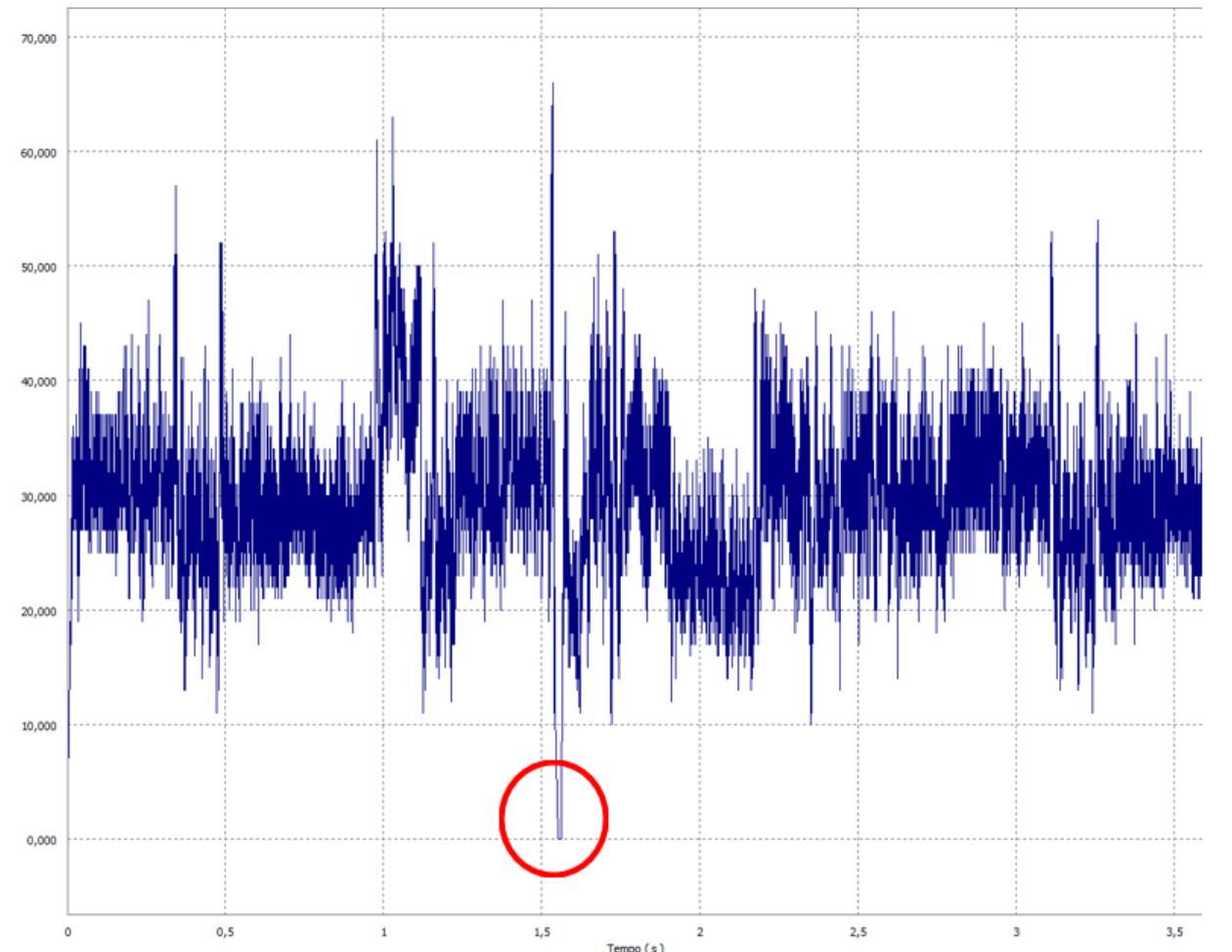


Figura 89 - punti di contatto tra cuscinetto e camma lisciatura a velocità 2,27 rad/s

Si ha il fenomeno del distacco a velocità del meccanismo pari a:

$$\omega_{distacco} \cong 2,27 \text{ rad/s} \quad (48)$$

$$Produttività_{distacco} \cong 15600 \text{ bottiglie/ora} \quad (49)$$

Invece, la coppia motrice richiesta al motore viene riportata in seguito.

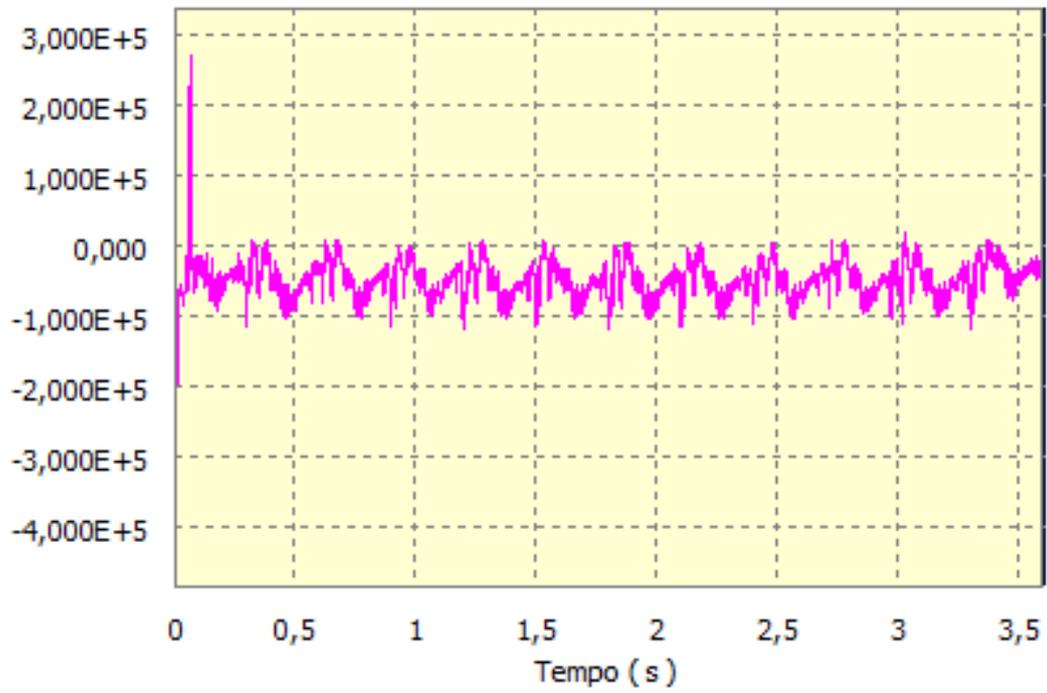


Figura 90 - profilo della coppia [Nmm] richiesta dalla colonna di lisciatura

La coppia media, a sua volta, è pari a:

$$Coppia_{media,lisciatura} = 50,28 Nm \quad (50)$$

### 5.3. Meccanismi a camma della colonna di centraggio



*Figura 91 - camme della colonna di centraggio*



*Figura 92 - camma 1 della colonna di centraggio*

Nella colonna di centraggio, a differenza delle altre due precedentemente presentate, è munita di una doppia camma.

La camma principale (quella rossa nell'immagine 91) garantisce che le teste di lavorazione si alzino in modo che sia possibile l'arrivo delle bottiglie nella colonna mentre, il settore di camma (la camma nera nella figura 91) alza le teste di lavorazione per permettere il centraggio delle capsule con le *feature* d'interesse della bottiglia.

Allora, si rende necessario presentare i parametri di alzata e discesa delle due camme.

Per quanto riguarda la prima camma si ha che:

- $h = \text{alzata} = 130 \text{ mm}$
- $\alpha_S = \text{angolo di salita} = 38.27^\circ$
- $\alpha_R = \text{angolo di riposo} = 47.42^\circ$
- $\alpha_D = \text{angolo di discesa} = 33.20^\circ$
- $\alpha_L = \text{angolo di lavoro} = 74.11^\circ$
- $r_i = \text{raggio interno} = 420 \text{ mm}$
- $r_e = \text{raggio esterno} = 435 \text{ mm}$

Mentre per la seconda camma si ha:

- $h = \text{alzata} = 58 \text{ mm}$
- $\alpha_S = \text{angolo di salita} = 18.99^\circ$
- $\alpha_R = \text{angolo di riposo} = 90.72^\circ$
- $\alpha_D = \text{angolo di discesa} = 18.99^\circ$
- $\alpha_L = \text{angolo di lavoro} = 38.29^\circ$
- $r_i = \text{raggio interno} = 405 \text{ mm}$
- $r_e = \text{raggio esterno} = 420 \text{ mm}$

Il profilo della camma principale della colonna di centraggio è stato ricavato per asportazione di punti e quindi, ricavare le leggi cinematiche della stessa diviene difficoltoso. Sapendo che la maggior parte delle camme prodotte dall'azienda hanno profili ricavati da cerchi e rette, si può approssimare il profilo della stessa attraverso una legge ad accelerazione costante simmetrica.

I risultati cinematici e dinamici della stessa vengono riportati in seguito.

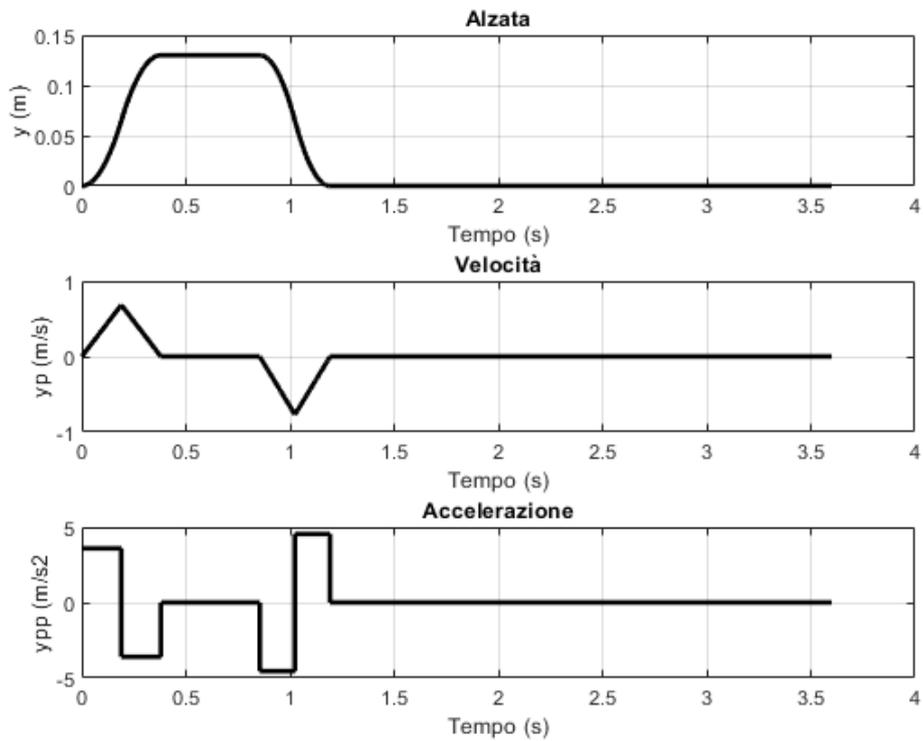


Figura 93 - grandezze cinematiche della camma di centraggio

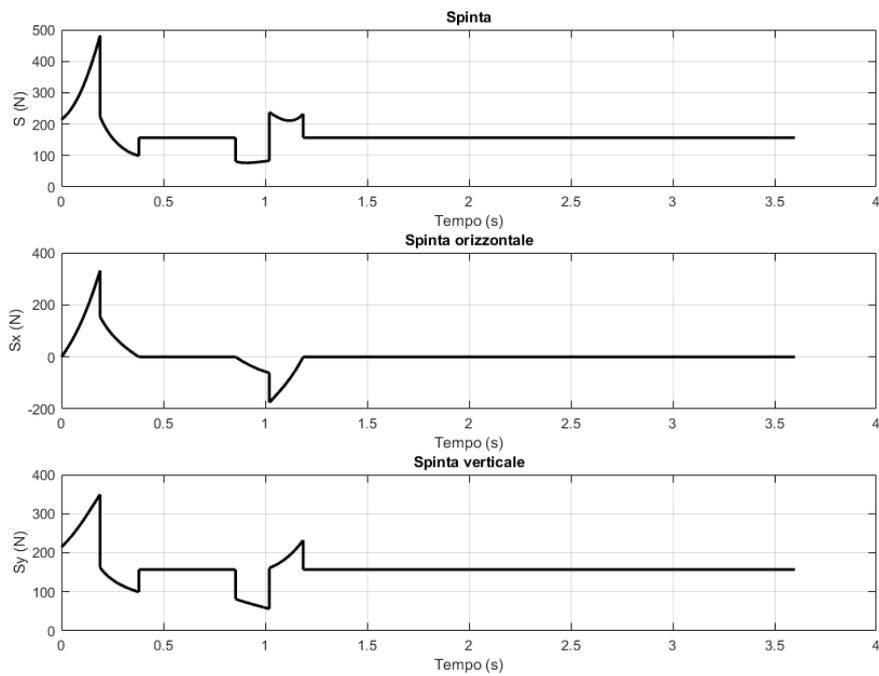


Figura 94 - spinte camma di centraggio

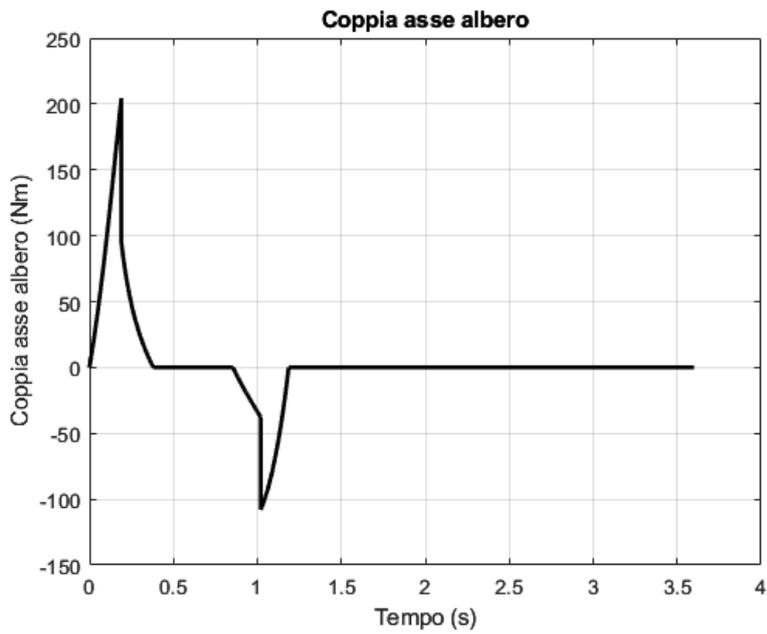


Figura 95 - Coppia richiesta dal meccanismo

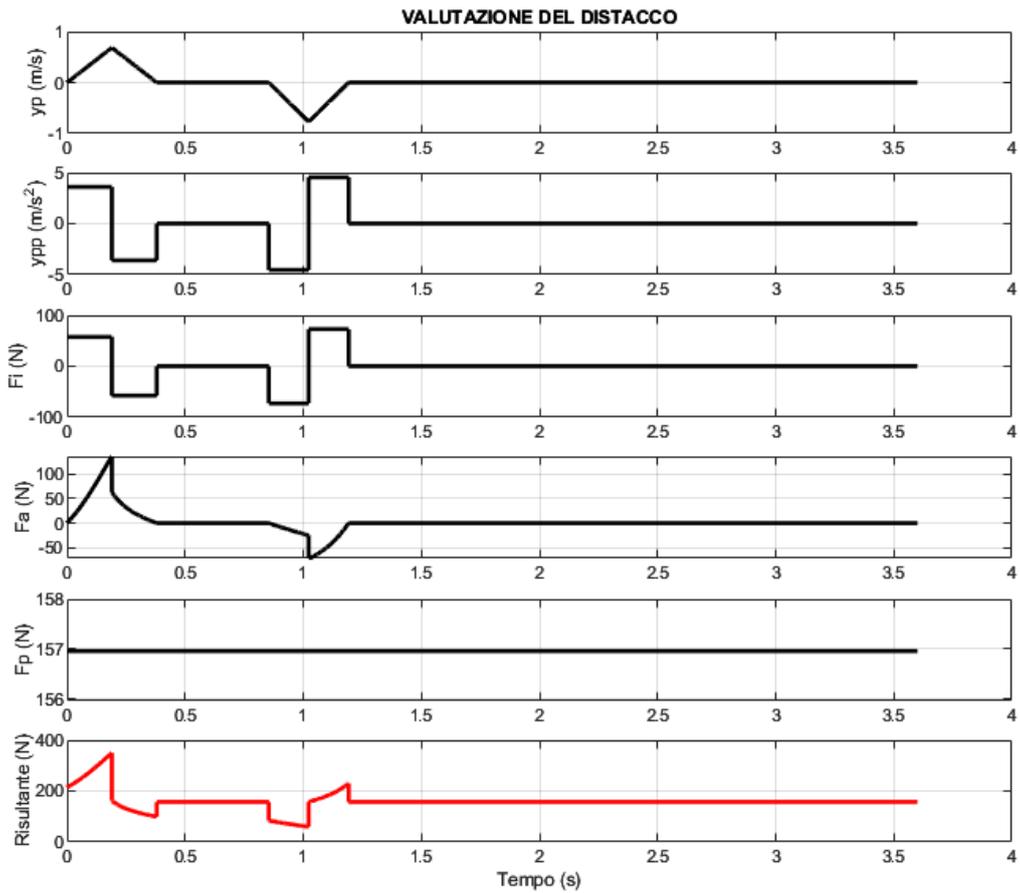


Figura 96 - Valutazione del distacco

$$\overrightarrow{R_{Minimum}} \cong 59.15 N \quad (51)$$

Per quanto riguarda invece il settore, dove il profilo viene ricavato dalla sagoma equivalente presente nell'archivio dell'azienda, si ottengono i seguenti risultati:

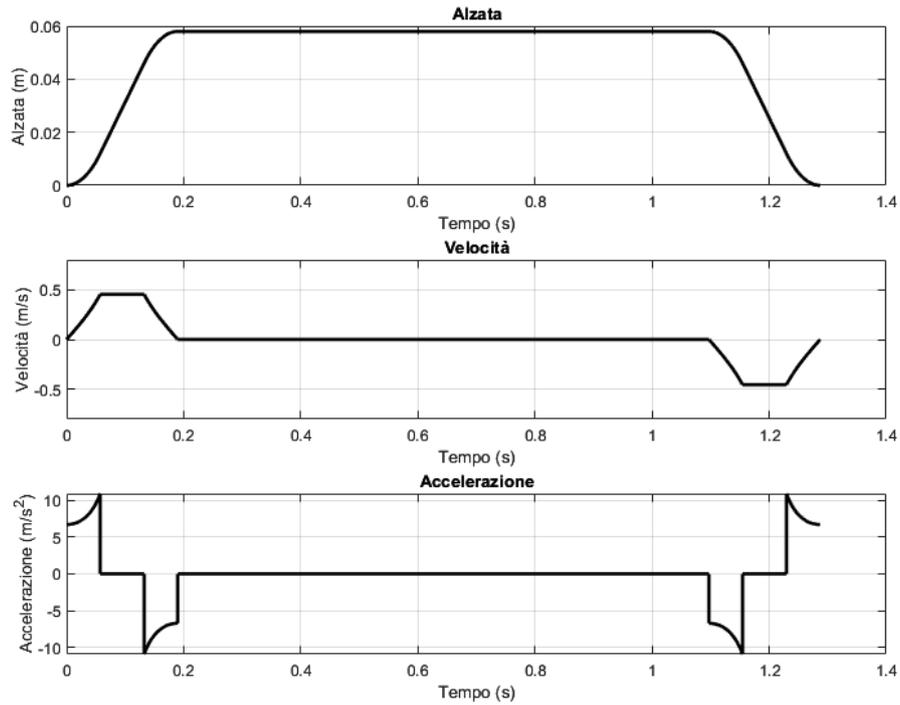


Figura 97 - grandezze cinematiche del settore

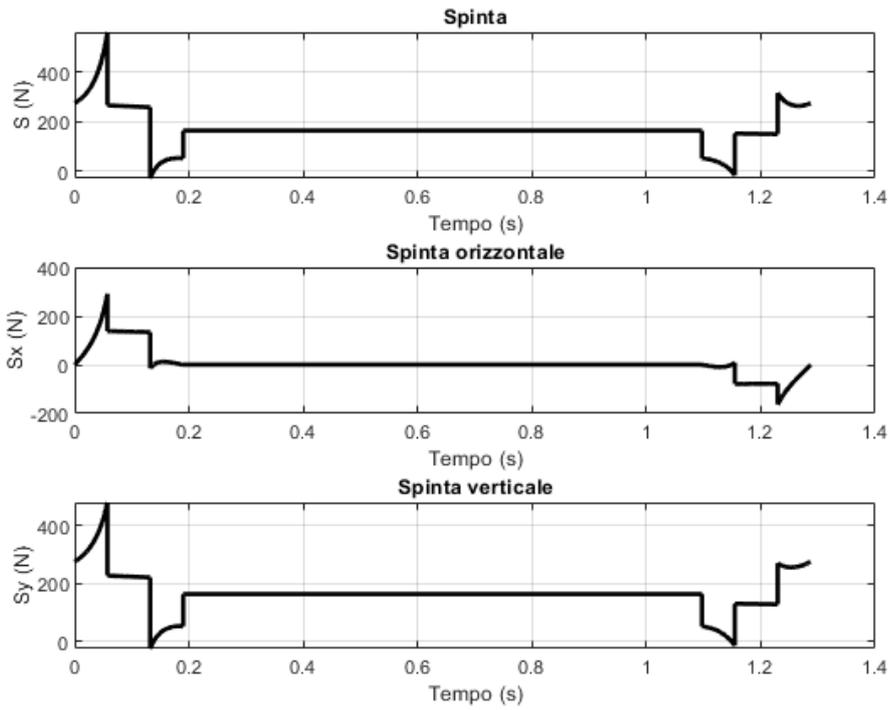


Figura 98 - spinte settore

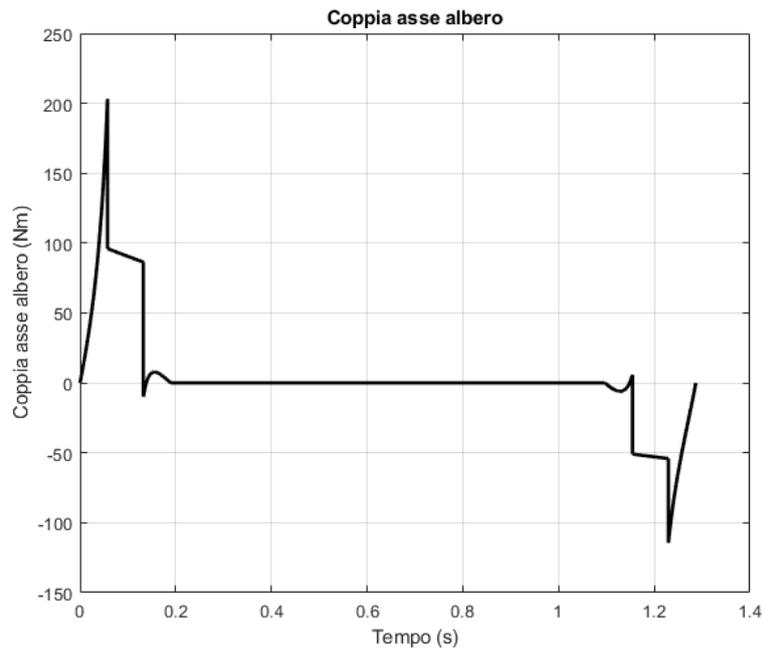


Figura 99 - coppia richiesta dal meccanismo

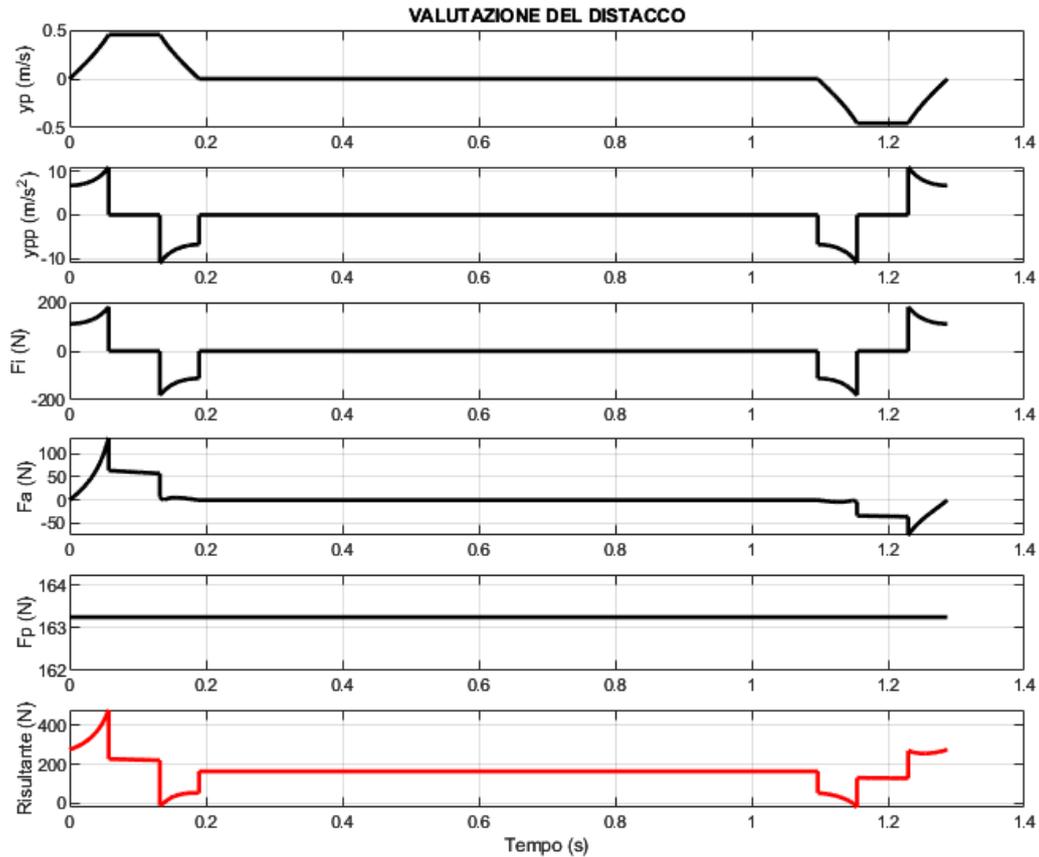
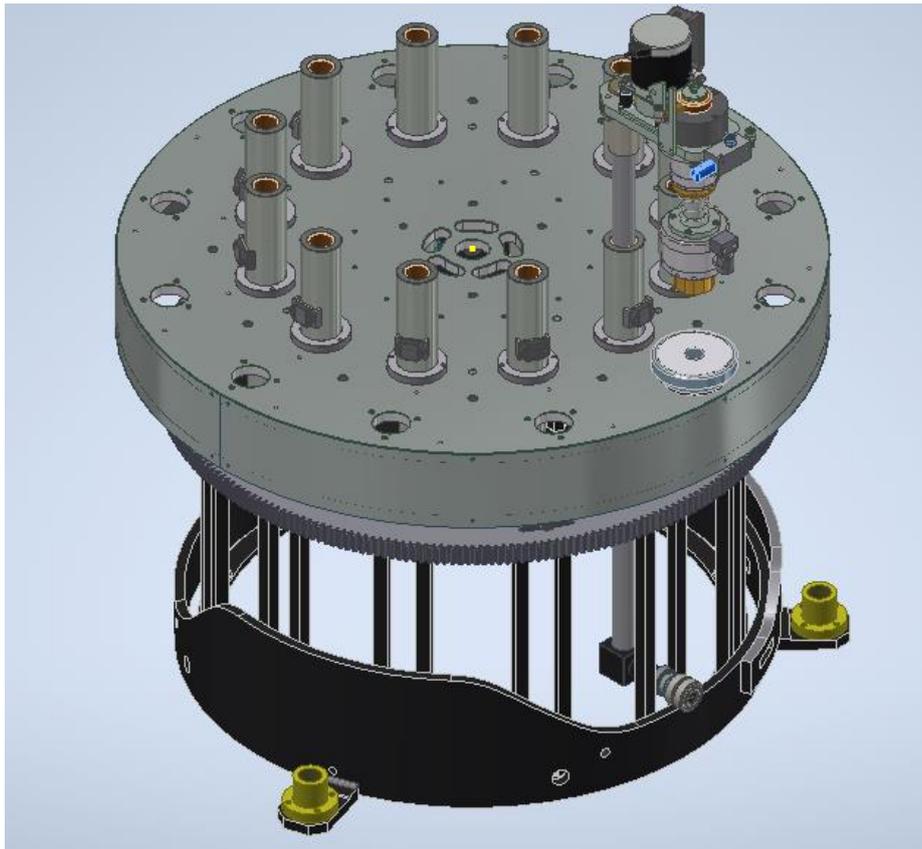


Figura 100 - valutazione del distacco

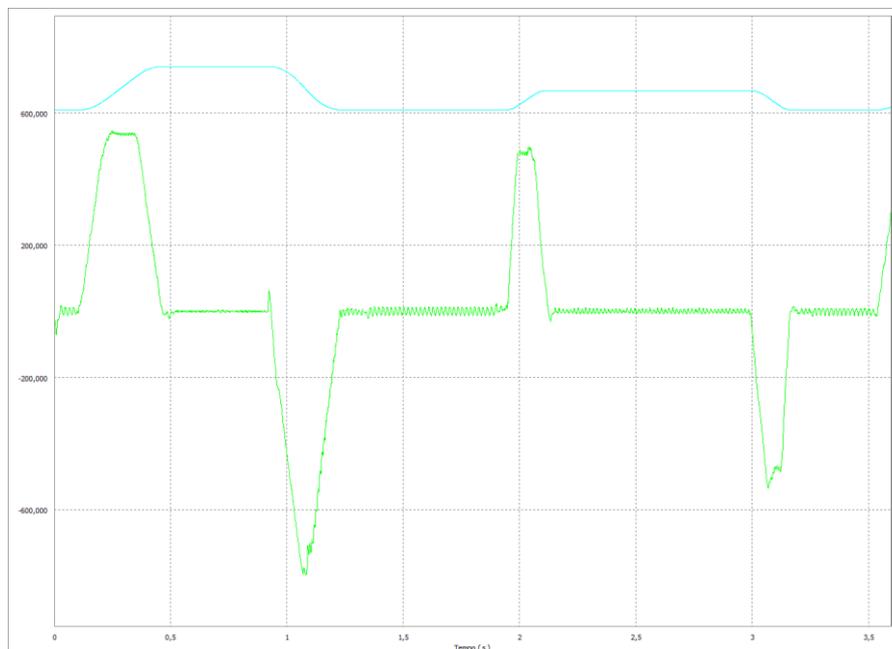
$$\overrightarrow{R_{\text{Minimo}}} \cong -22.43 \text{ N} \quad (52)$$

Dai risultati ottenuti finora, si può apprezzare il fenomeno del distacco della rotella dal settore di camma alla fine del tratto di salita.

Così come è stato effettuato per gli altri meccanismi a camma delle altre colonne di lavorazione, anche in questo caso si riportano i risultati ottenuti tramite simulazione dinamica.

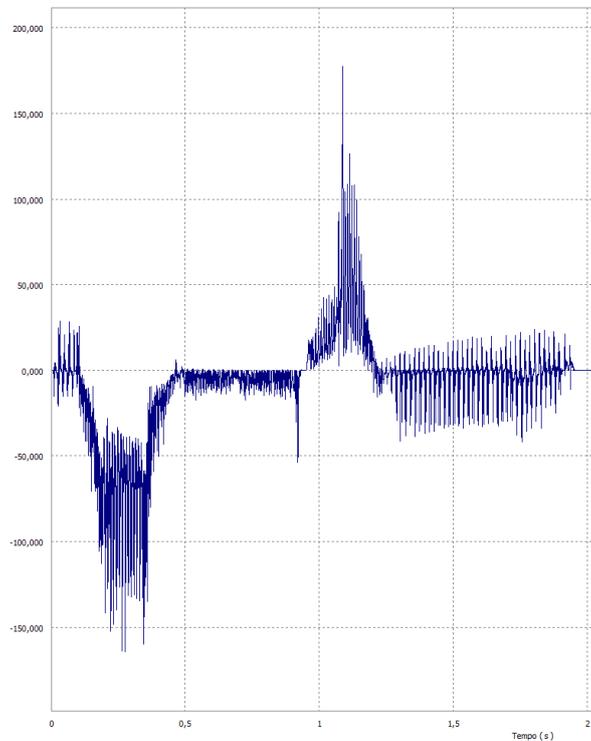


*Figura 101 - meccanismo della colonna di centraggio*

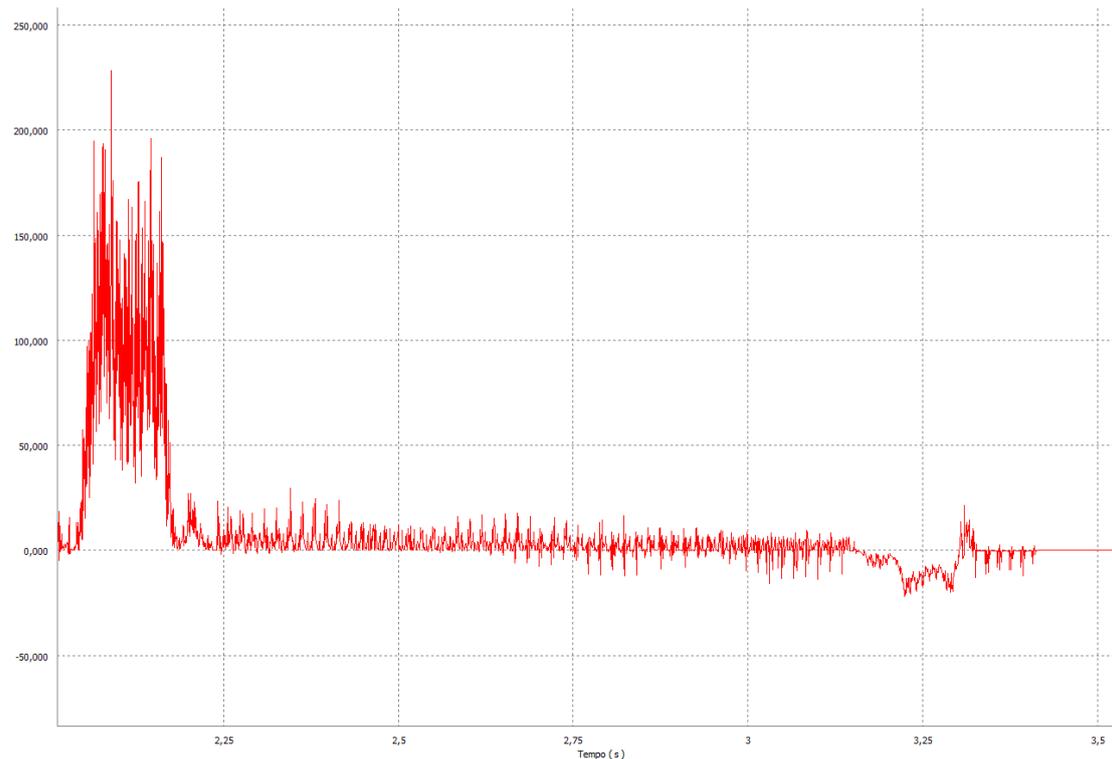


*Figura 102 – alzata [mm] (in celeste), velocità [mm/s] (in verde)*

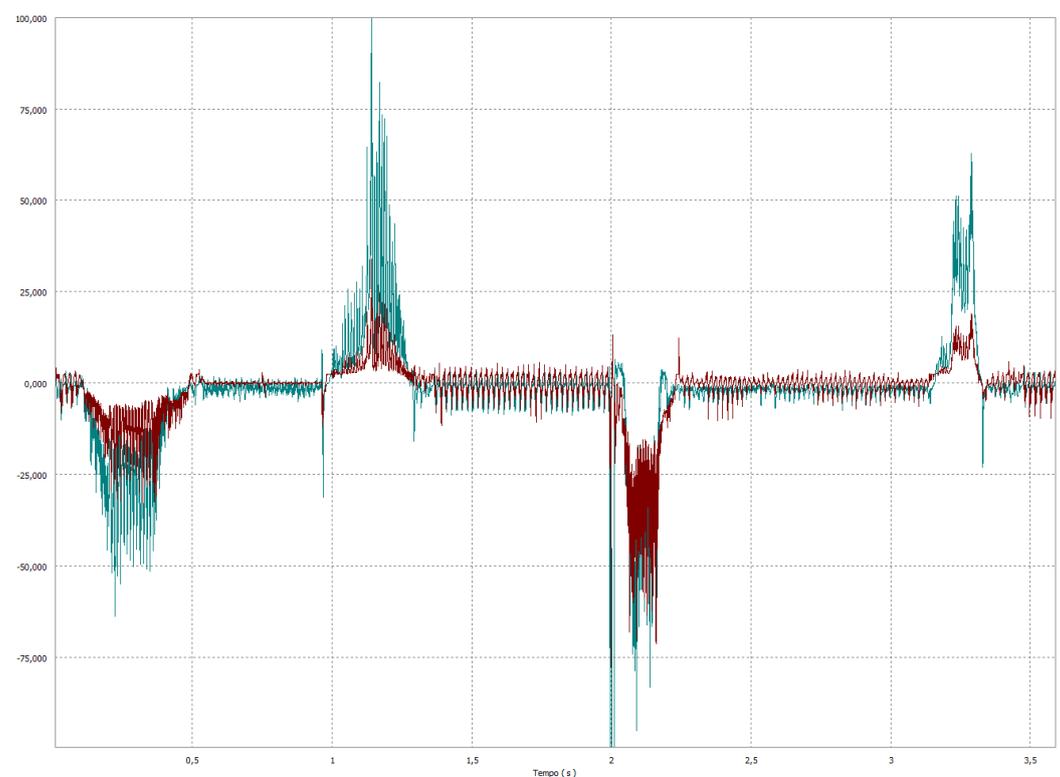
Il grafico dell'accelerazione non verrà riportato siccome molto nervoso. Ciò può essere dovuto alla discretizzazione nel tempo della simulazione oppure alla *mesh* di contatto tra i corpi non molto raffinata.



*Figura 103 - spinta orizzontale camma 1 [N]*



*Figura 104 - spinta orizzontale camma 2 [N]*



*Figura 105 - forze di reazione al canotto [N] (in verde) e forze di attrito [N] (in rosso)*

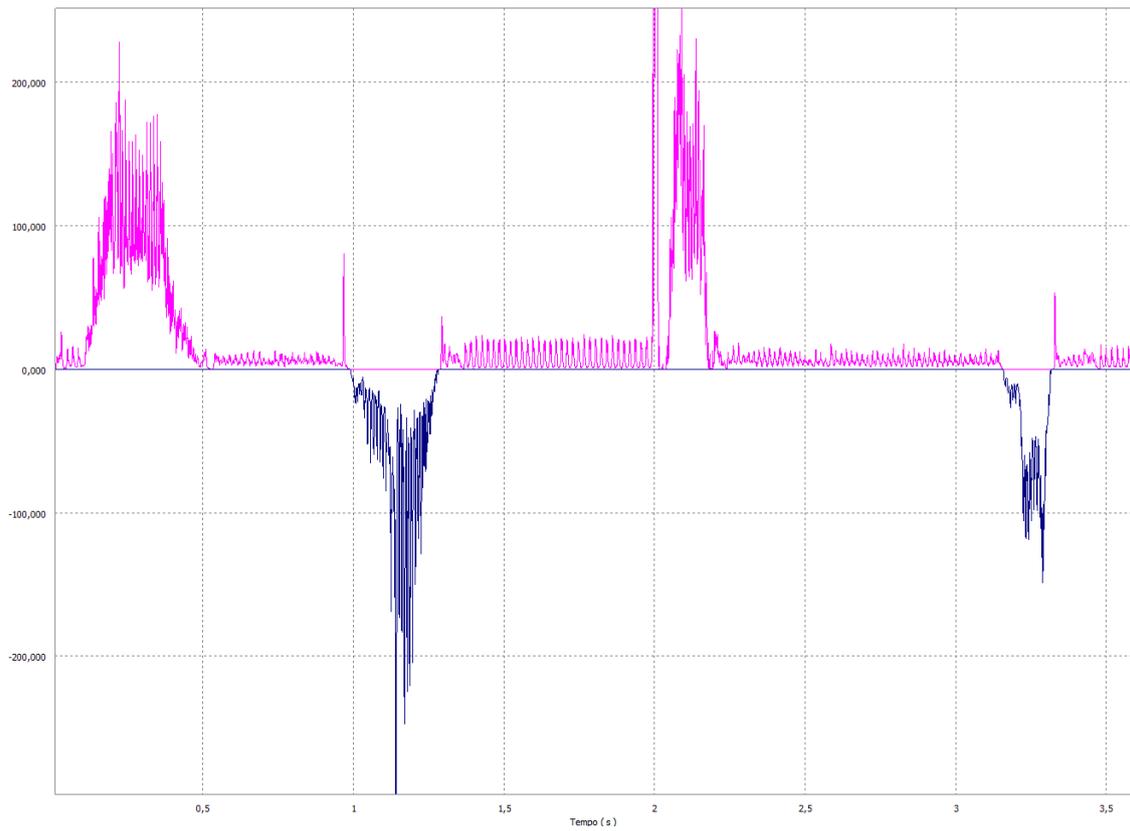


Figura 106 - forze di reazione al cuscinetto anti-rotazionale [N]

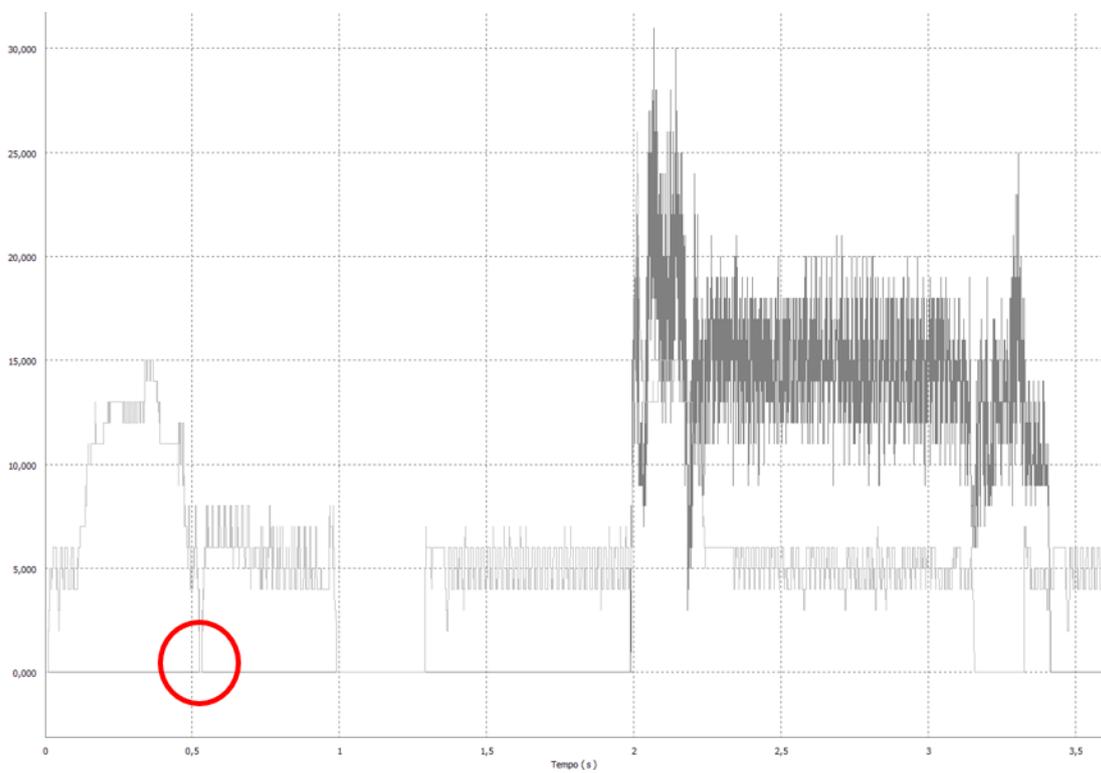


Figura 107 - punti di contatto (verifica distacco)

Così come è stato ricavato teoricamente utilizzando MatlabR2022a®, la simulazione dinamica conferma che a tale produttività della macchina, si ha il distacco della rotella dalla camma alla fine del tratto di salita (figura 107).

Dai parametri geometrici delle camme dei diversi meccanismi si può intuire che il meccanismo più critico è quello della colonna di centraggio in quanto, si vuole avere l'alzata definita nel tempo (equivalente dell'angolo) più stretto possibile.

Infine, si riporta il profilo di coppia richiesto dal meccanismo.

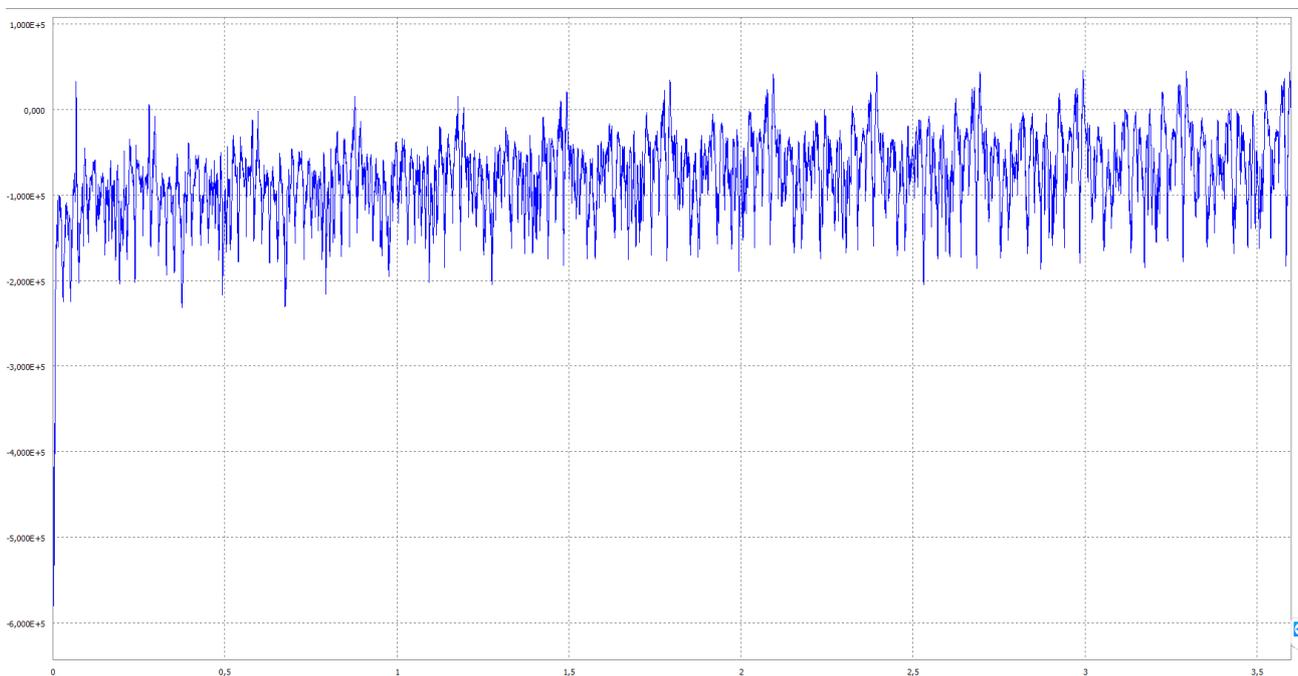


Figura 108 - profilo della coppia richiesta dalla colonna di centraggio [Nmm]

La coppia media è pari a:

$$C_{media,centraggio} = 78.70 Nm \quad (53)$$

## 6. Considerazioni alla riprogettazione delle colonne di lavorazione

La riprogettazione delle colonne di lavorazione viene giustificata a fronte di alcuni aspetti:

- Forte richiesta di mercato nell'avere una maggior facilità di pulizia/manutenzione della macchina sia in casi normali che in casi in cui si abbia uno spargimento di vetro a causa della rottura di una o più bottiglie
- Necessità di riportare la maggior parte dei componenti elettrici /elettronici nella zona secca ossia, la parte sopra il piano di lavoro, in modo che essi non siano soggetti a contatto diretto con liquidi in caso di fuoriuscita del contenuto delle bottiglie
- Necessità di avere meccanismi a camma il più efficienti possibili, di facile realizzazione e che diminuiscano la possibilità di impuntamento e distacco

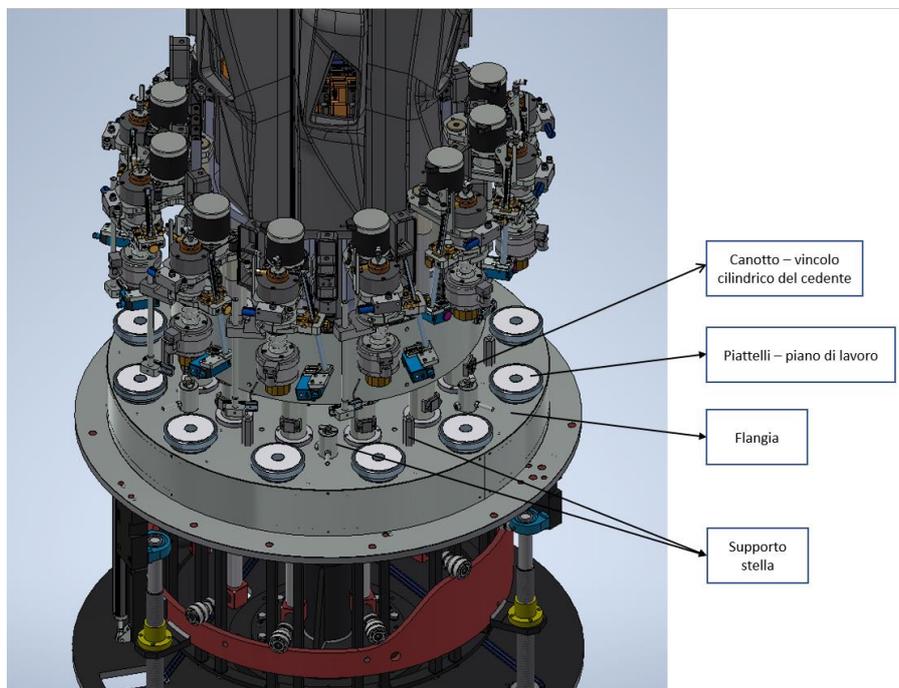
Tenendo in conto gli aspetti appena citati, in seguito, essi verranno descritti in modo che sia chiaro al lettore ogni aspetto costruttivo della macchina tenuto in considerazione durante la riprogettazione.

## 6.1. Maggiore facilità di pulizia sul piano di lavoro

Attualmente, a causa principalmente della posizione della camma, la flangia di supporto dei piattelli viene popolata da diversi componenti cui:

- Canotti
- Supporto delle stelle (attrezzatura)
- Piattelli
- Catenarie

La presenza di questi componenti compongono diversi ostacoli che l'operatore deve superare in modo da riuscire a pulire la macchina efficacemente. Si ricorda che la pulizia può non solo trattarsi di un'operazione ordinaria di manutenzione ma anche di casi specifici dove si abbia bisogno anche di procedere alla rimozione di frantumi di vetro causati da rotture improvvisate delle bottiglie.

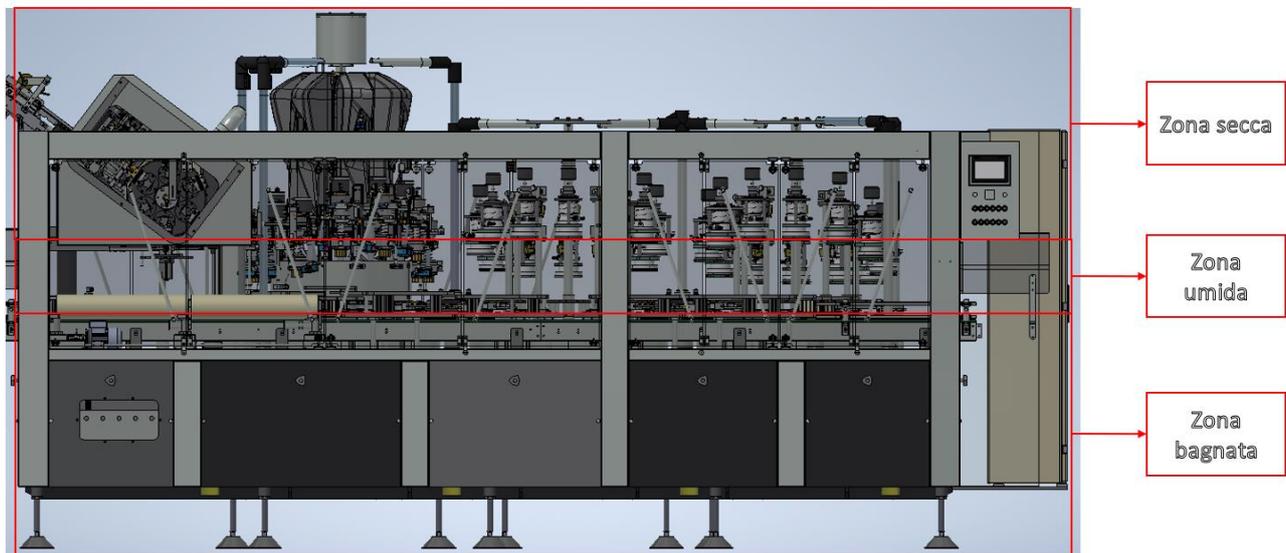


*Figura 109 - piano di lavoro popolato*

Durante la riprogettazione delle colonne si rende necessario quindi, escludere il maggior numero di componenti da questa zona in modo che l'operatore sia facilitato durante le operazioni di manutenzione della macchina.

## 6.2. Posizione dei componenti elettronici

Si può dividere la macchina in tre zone a seconda della possibilità che in ognuna di esse sia presente del liquido.



*Figura 110 - macchina divisa per zone*

Attualmente, i componenti relativi al controllo posizione in altezza della camma vengono posizionati nella zona bagnata, componenti come:

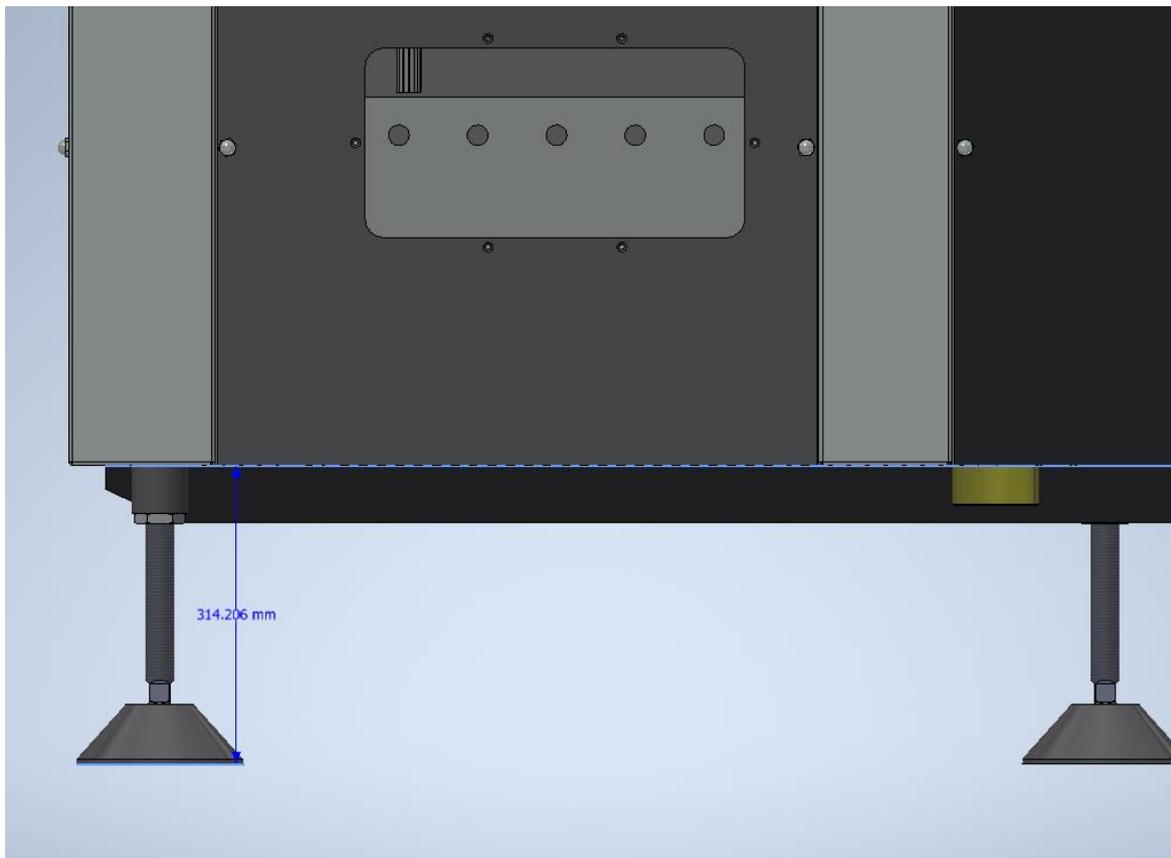
- Motore elettrico
- Potenzimetro

Per evitare di dover impermeabilizzare la zona si cerca di portare i componenti interessati nella zona secca o al più nella zona umida della macchina, in modo da evitare potenziali contatti diretti degli stesso con liquidi

### 6.3. Innalzamento del basamento da terra

L'innalzamento del basamento da terra è una richiesta ricorrente siccome per effettuare le operazioni di pulizia dello stabilimento laddove venga installata la macchina, viene richiesto all'operatore di lavorare lungo una superficie non facilmente visibile, il che richiede allo stesso operare in posizioni scomode.

L'altezza da terra attualmente è di circa 314 mm, come evidenziato in figura 111.



*Figura 111 - altezza della macchina dal pavimento*

In modo da soddisfare tale richiesta, mantenendo sempre l'altezza del piano di lavoro invariata a causa della compatibilità della capsulatrice con la linea circostante, è necessario spostare i meccanismi a camma da dentro il basamento, siccome occupano un ingombro importante a causa sia dell'altezza dello stesso che dei diversi formati di bottiglie compatibili con la macchina.

#### 6.4. Efficienza dei meccanismi a camma

Durante il capitolo precedente si sono trattati tutti gli argomenti relativi ai meccanismi a camma presenti nella macchina capsulatrice. Si può vedere, come i profili delle camme, ricavati prevalentemente dall'unione di due circonferenze da un segmento di retta, non producano delle forme cinematiche favorevoli ai cedenti che sono, di conseguenza, soggetti ad elevate sollecitazioni inerziali.

In modo da diminuire le spinte a cui sono soggetti i cedenti, si rende quindi necessario, riprogettare le leggi di moto delle camme in modo da ottenere meccanismi a camma che lavorino nel modo più efficiente possibile.

Il dimensionamento e la geometria delle teste di lavorazione saranno inoltre influenzati dalle precedenti richieste progettuali presentate in modo da ottenere un miglioramento complessivo del funzionamento della macchina.

L'efficienza dei nuovi meccanismi a camma verrà valutata confrontando, con quelli attualmente utilizzati (presentati durante i capitoli precedente), le forze di attrito (dissipazione di energia) e la coppia complessiva richiesta dalle colonne di lavorazione.

## 7. Riprogettazione delle colonne di lavorazione

In questo capitolo verrà presentato il processo di riprogettazione delle colonne di lavorazione. Nello specifico, verranno riportati i calcoli relativi al nuovo meccanismo a camma ed inoltre, una proposta di nuovo layout delle stesse che dovranno rispettare alcune specifiche progettuali riportate nei capitoli successivi.

Nello stesso modo in cui sono stati trattati i meccanismi a camma impiegati attualmente, anche in questo caso verranno riportate le considerazioni relativi a solamente una colonna di lavorazione in quanto le altre differiscono solamente per l'alzata delle camme e per la presenza di componenti pneumatici/elettronici.

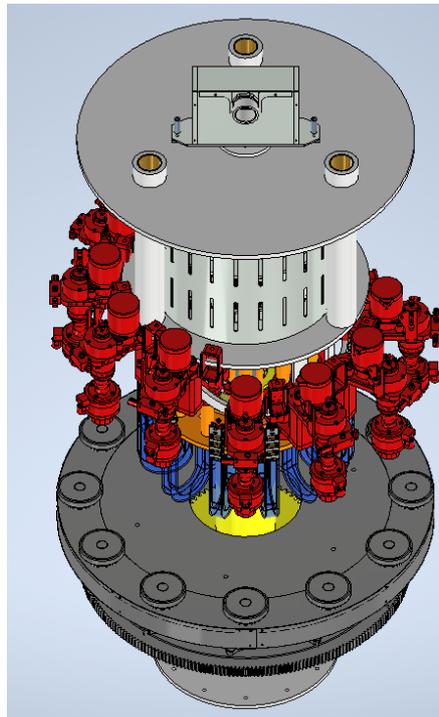
Si è potuto vedere come la giostra di lavorazione più critica in termini di ingombro sia la colonna di centraggio e perciò, verrà riportata la riprogettazione della stessa nel dettaglio e successivamente, verrà riportato il risultato finale ottenuto per la nuova macchina capsulatrice.

## 7.1. La nuova colonna di centraggio capsule - layout

Durante la riprogettazione delle colonne di lavorazione sono stati considerati diversi aspetti costruttivi come:

- Facilità di riproduzione dei componenti in massa
- Fattibilità di montaggio
- Geometria del cedente (in modo da avere una dinamica favorevole rispetto a quanto applicato nei meccanismi attuali)
- Passaggio dei cavi
- Altezza massima della macchina
- Altezza della macchina dal pavimento
- Luce per la pulizia

Insieme all'azienda Robino & Galandrino si è deciso di utilizzare il seguente layout delle nuove colonne di lavorazione.



*Figura 112 - vista isometrica della nuova colonna di centraggio*

Come accennato in precedenza, volendo liberare il piano di lavoro della macchina, il meccanismo a camma è stato spostato nella zona secca della colonna, permettendo di impiegare un basamento meno spesso.

Lo spostamento della camma nella zona secca richiedeva la riprogettazione anche del cedente (figura 113) e quindi, delle teste di lavorazione. Approfittando della possibilità di riprogettare il meccanismo, si è deciso di utilizzare un sistema vincolare diverso per le teste di lavorazione, dove è stato scelto di muovere le boccole mantenendo le aste fisse. In questo modo, si è potuto realizzare un sistema vincolare più robusto in quanto le aste sono lunghe tanto quanto la somma della corsa della camma, la differenza di altezza delle bottiglie da lavorare e la lunghezza delle boccole.

Questa modifica non solo ha permesso di liberare il piano di lavoro ma anche di ridurre la massa delle teste di lavorazione in quanto gli alberi di sollevamento contribuivano all'incirca al 50% della massa del cedente (circa 8,43kg ogni albero di sollevamento).

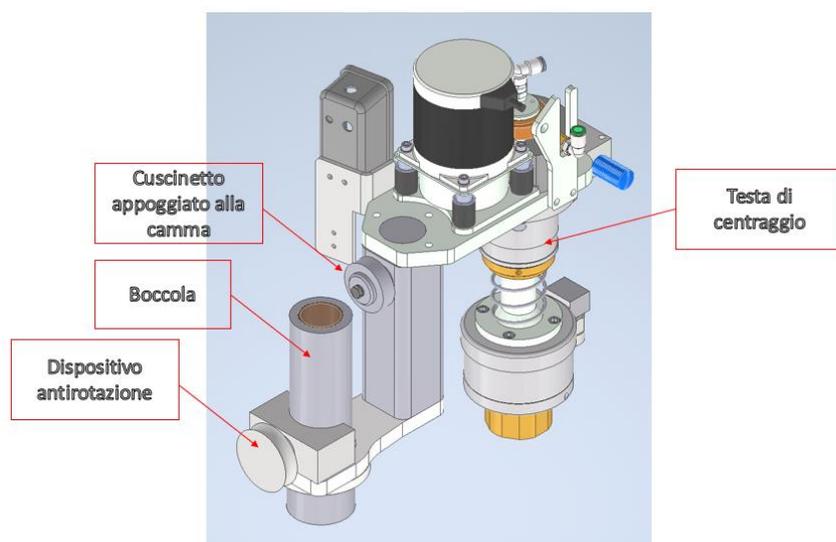
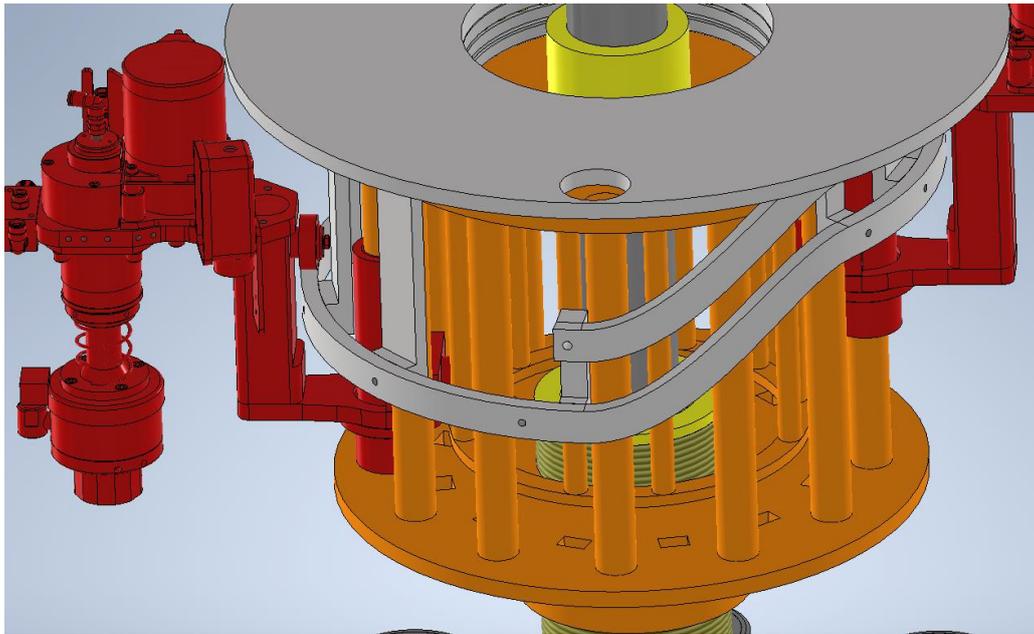


Figura 113 - nuovo cedente della colonna di centraggio

A questo punto, si può individuare il meccanismo a camma della colonna di centraggio:

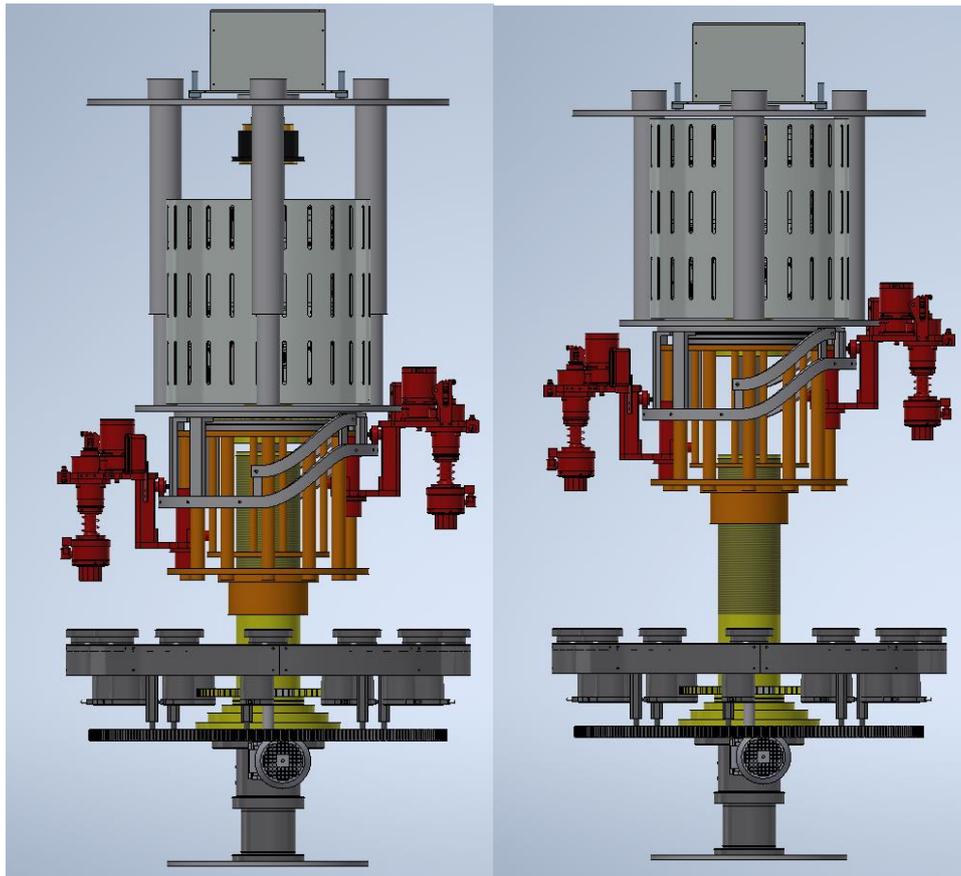


*Figura 114 - meccanismo a camma della nuova colonna di centraggio*

Dalla figura 114 si può notare che si è optato per implementare due gabbie formate da due flange ed aste atte a lavorare come vincolo cilindrico (gabbia esterna) e vincolo rotazionale (gabbia interna).

Le gabbie vengono portate in rotazione dall'albero maschio della colonna di lavorazione mentre la camma viene tenuta fissa rispetto al basamento attraverso un cuscinetto assiale e tre cuscinetti radenti (durante il funzionamento della macchina).

Per quanto riguarda invece la regolazione altezza della camma, si è pensato di effettuare non solo la regolazione altezza del movente, ma anche della gabbia contemporaneamente. In questo modo, si è in grado di, per le operazioni di manutenzione e pulizia della macchina, avere una maggior luce tra piano di lavoro e gabbia regolando l'altezza del meccanismo.



*Figura 115 - luce tra piano di lavoro e gabbia*

Si è ottenuta una luce massima pari a 406,5 mm quando la camma è posizionata per lavorare le bottiglie più alte (figura 115). Si ritiene che lo spazio tra piano di lavoro e gabbia sia abbondante per le operazioni di manutenzione macchina.

La regolazione dell'altezza della camma, in modo da poter lavorare bottiglie di diverse altezze, viene effettuata attraverso un meccanismo vite/madrevite concentrico all'albero maschio della colonna, dove in particolare, vite ruota e la madrevite trasla.

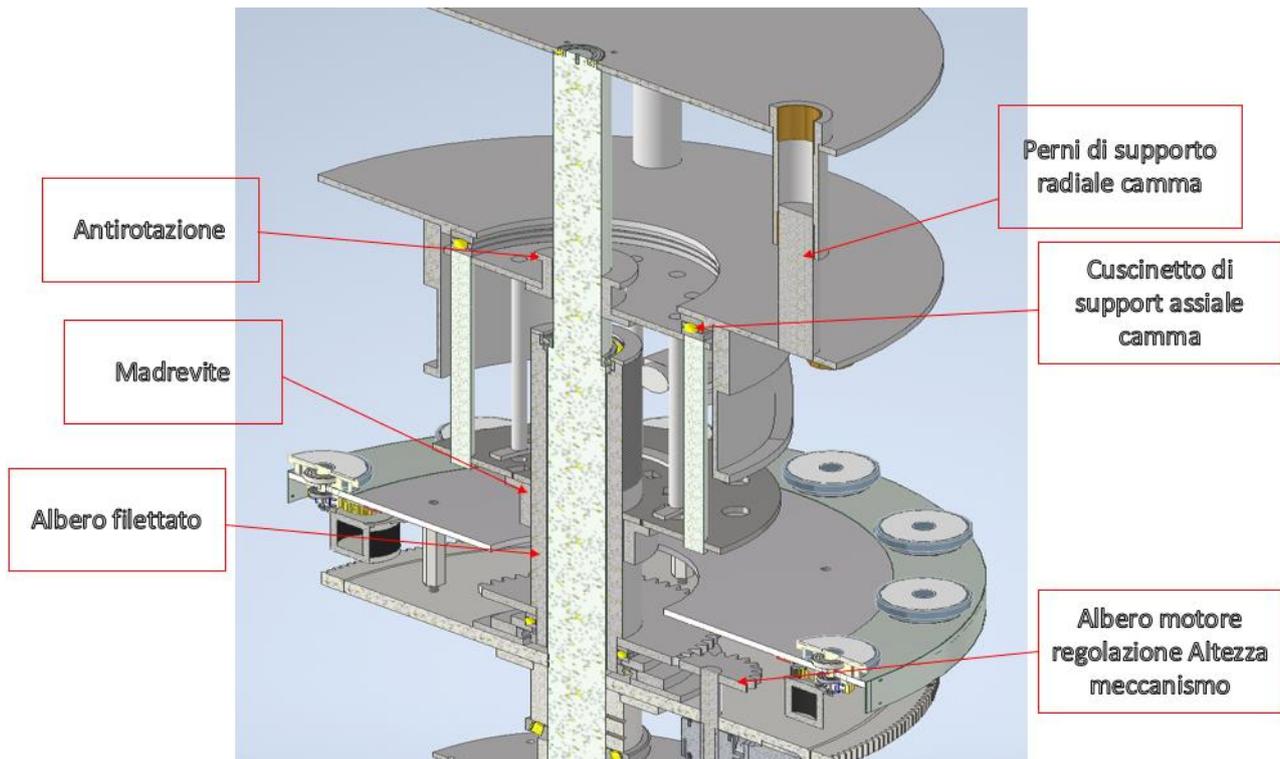


Figura 116 - componenti del meccanismo di regolazione altezza

La vite riceve la potenza attraverso un ingranaggio proveniente da un motore fissato alla flangia della ruota dentata della colonna di lavorazione.

La traslazione della gabbia e della camma viene realizzata attraverso un mozzo filettato in presa con l'albero filettato, come visibile in figura 116.

In modo da inibire la rotazione relativa tra gabbia e albero maschio in modo da avere una pura traslazione della gabbia, si predispone un collegamento smontabile a linguetta tra la flangia superiore della gabbia e l'albero maschio.

Infine, in modo da regolare non solo l'altezza della gabbia porta vincoli del meccanismo a camma ma anche l'altezza della camma, si è pensato di appoggiare la stessa alla flangia superiore della gabbia attraverso un cuscinetto assiale, e vincolarla radialmente al basamento attraverso tre perni che scorrono dentro delle boccole durante l'operazione.

In questo modo, oltre a risparmiare spazio verticale della macchina, è possibile anche creare il sistema vincolare più robusto possibile in quanto, la lunghezza delle aste della gabbia non devono essere la somma dell'altezza della bottiglia più alta da lavorare più la corsa della camma, ma sono pari solamente all'alzata della camma.

Invece, durante il funzionamento della macchina si deve inibire la rotazione relativa dell'albero filettato rispetto alla colonna in modo che l'altezza della camma e delle gabbie non varie durante la lavorazione delle bottiglie e quindi, in modo da bloccare tale movimento, si è pensato di applicare un freno all'albero motore del meccanismo di regolazione altezza oppure, predisporre un ulteriore arpionismo atto a garantire la posizione relativa tra i due.

## 7.2. Progettazione del moto

Si è potuto vedere, nel capitolo precedente, come il nuovo layout delle colonne di lavorazione abbia portato alla riprogettazione anche dei meccanismi a camma che, di conseguenza, occupano un minor spazio radiale rispetto ai precedenti. Conseguentemente, anche i vincoli dei cedenti vengono posizionati ad un interasse rispetto all'asse della colonna minore (si vedrà durante i successivi capitoli che conseguenza tale geometria avrà sulla richiesta di potenza dal motore).

Nonostante il risultato della riprogettazione sia gradito, a questo punto si rende necessario realizzare i calcoli relativi ai nuovi meccanismi a camma in modo da esserne certi della loro fattibilità dal punto di vista meccanico.

In questo capitolo, quindi, verranno presentati i risultati cinematici e dinamici ottenuti per i nuovi meccanismi nello stesso modo con cui si sono svolti per le camme applicate attualmente.

Infine, verranno confrontati i meccanismi ottenuti dalla riprogettazione con quelli attuali in modo da ricavare risultati come:

- Efficienza dei meccanismi
- Potenza richiesta
- Rischio di impuntamento e distacco

A differenza di quanto presentato finora dove lo studio dei meccanismi a camma sono state svolte da un profilo già esistente, la progettazione delle nuove camme vengono realizzate attraverso grandezze adimensionalizzate, introdotte nel capitolo 3.

### 7.2.1. Camma di centraggio

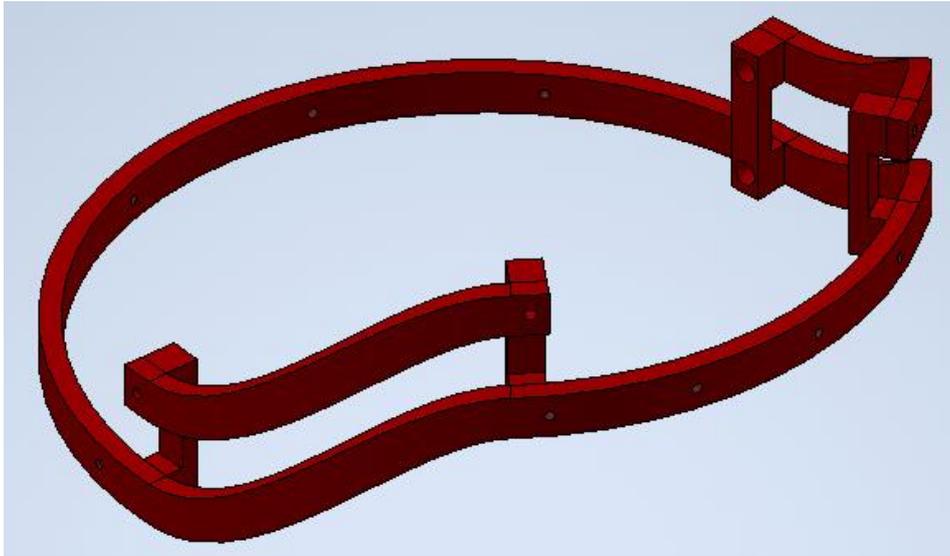


Figura 117 - camma di centraggio

I parametri progettuali della camma rimangono invariati quindi, si ha:

- $h = \text{alzata} = 130 \text{ mm}$
- $\alpha_s = \text{angolo di salita} = 38.02^\circ$
- $\alpha_r = \text{angolo di riposo} = 47.42^\circ$
- $\alpha_d = \text{angolo di discesa} = 33.80^\circ$
- $\alpha_l = \text{angolo di lavoro} = 240.76^\circ$

Invece, il raggio esterno ed interno della camma, sono pari a:

- $r_e = \text{raggio esterno} = 272.5 \text{ mm}$
- $r_i = \text{raggio interno} = 258.5 \text{ mm}$

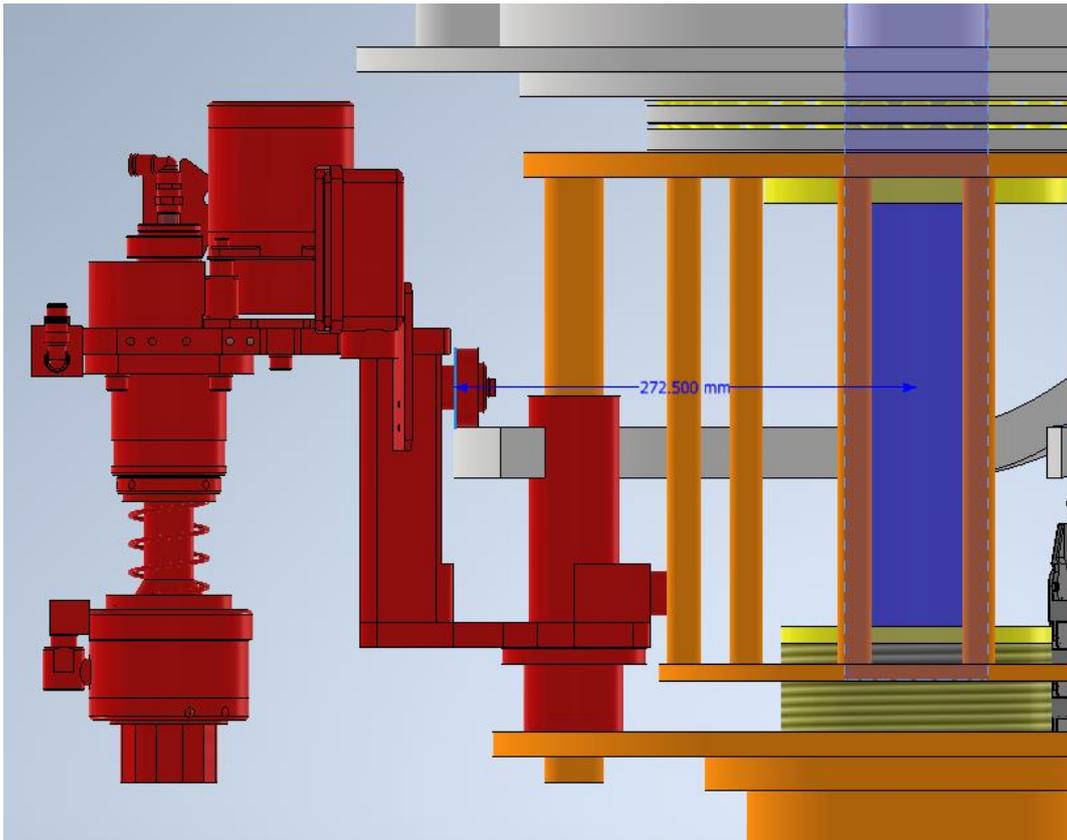


Figura 118 - raggio esterno della nuova camma

Nel tratto di salita della camma si è scelto di utilizzare la legge cubica siccome è quella che fornisce il minor coefficiente di coppia  $C_k$  possibile e quindi, diminuisce la coppia richiesta dalla colonna. Inoltre, la minor coppia richiesta viene tradotta anche in minori spinte orizzontali, il che diminuisce la forza di reazione alle boccole e conseguentemente, anche le forze di attrito.

In discesa, invece, si è scelto di utilizzare una legge ad accelerazione costante non simmetrica dove, in particolare, vengono impiegati i seguenti coefficienti:

$$\tau_v = \tau_w = 0.55 \quad (54)$$

La legge ad accelerazione costante a tratti simmetrica viene impiegata laddove si vuole avere le minori forze inerziali possibili siccome è quella dove si ottiene i minori coefficienti di accelerazione possibili.

Come si è visto nel capitolo 3, in questo caso, in modo da diminuire il rischio dell'avvenimento del fenomeno del distacco della rotella, si è scelto di utilizzare la legge ad accelerazione costante a tratti asimmetrica.

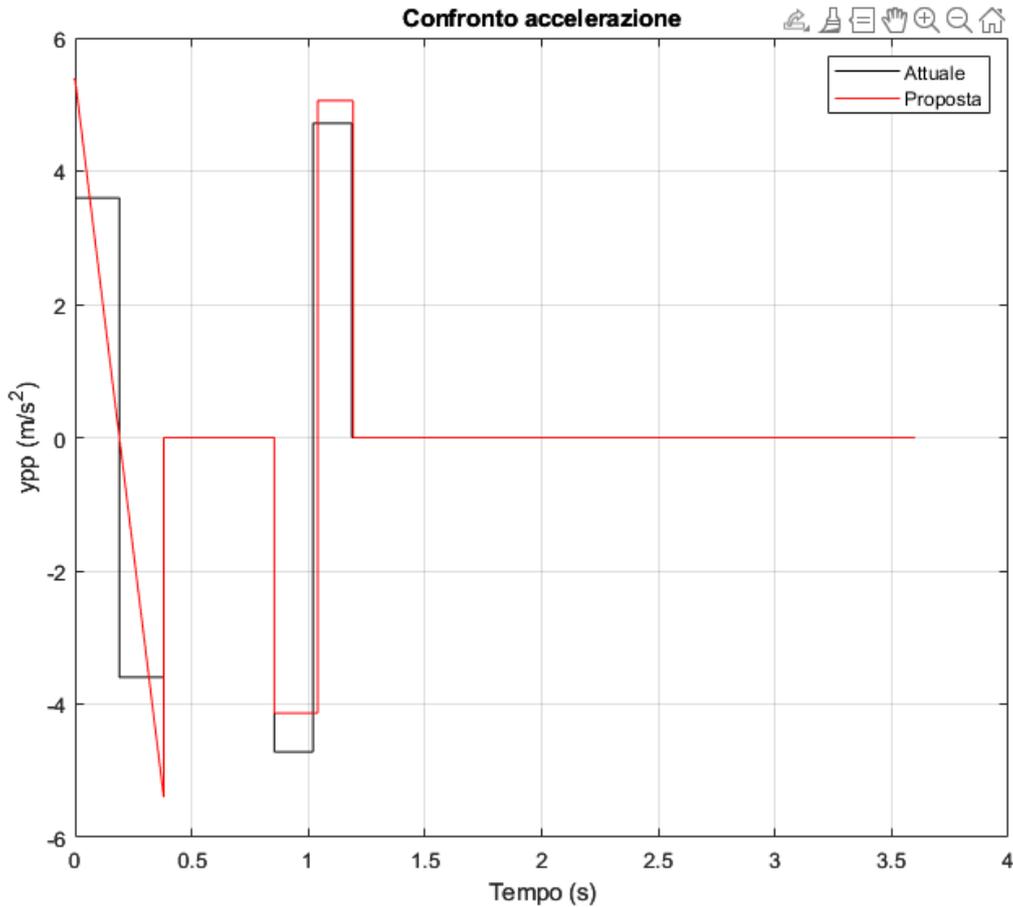


Figura 119 - grafico di accelerazione - confronto

Come si è discusso precedentemente, i profili impiegati attualmente nelle camme sono prossimi a quelli prodotti dalla legge ad accelerazione costante simmetrica e quindi, qualunque legge diversa da essa produrrebbe delle forze inerziali superiori. È ciò che avviene nel tratto di salita della camma in quanto, avendo scelto una legge cubica, l'accelerazione del cedente risulta superiore. I valori di picco delle accelerazioni valgono:

$$accelerazione_{salita,attuale} = 3.60 \frac{m}{s^2} \quad (55)$$

$$accelerazione_{salita,proposta} = 5.36 \frac{m}{s^2} \quad (56)$$

Invece, per quanto riguarda il tratto di discesa, avendo applicato una legge molto prossima a quella attualmente utilizzata, si ottengono valori molto prossimi in modulo. In particolare, la variabilità di tali risultati viene data dal fatto che per il nuovo meccanismo a camma della colonna di centraggio si è applicata una legge asimmetrica e perciò, si avranno valori massimi positivi di accelerazione superiori rispetto al modulo dei valori massimi negativi.

$$accelerazione_{discesa,attuale}^{positiva} = 4.72 \frac{m}{s^2} \quad (57)$$

$$accelerazione_{discesa,attuale}^{negativa} = -4.72 \frac{m}{s^2} \quad (58)$$

$$accelerazione_{discesa,proposta}^{positiva} = 5.06 \frac{m}{s^2} \quad (59)$$

$$accelerazione_{discesa,proposta}^{negativa} = -4.14 \frac{m}{s^2} \quad (60)$$

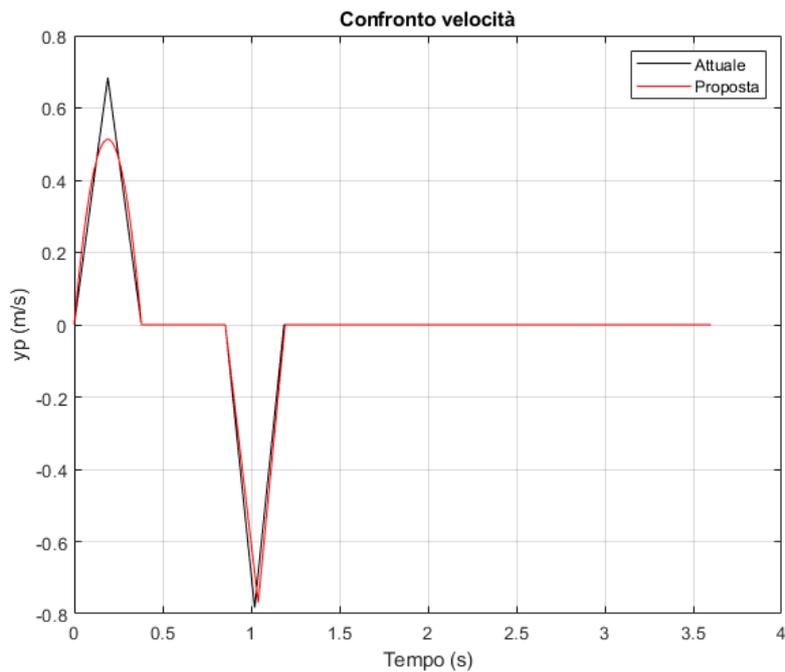


Figura 120 - grafico delle velocità - confronto

Dal grafico delle velocità, si apprezza una diminuzione delle velocità di picco del cedente in fase di salita, il che indica che si potranno avere delle riduzioni di potenza richiesta dalla colonna.

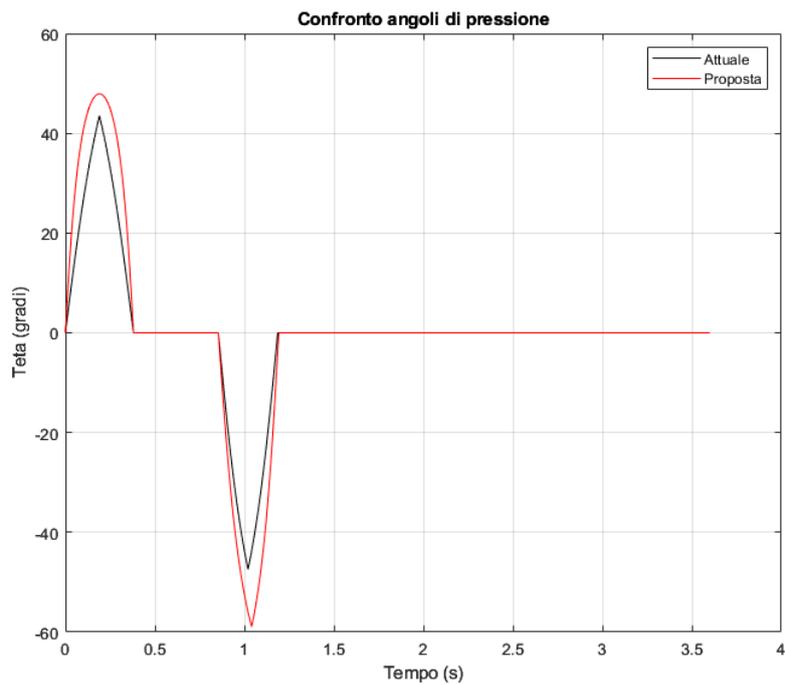


Figura 121 - confronto angoli di pressione

Dalla figura 121, che riporta il confronto degli angoli di pressione, l'attuale e quello proposto, si apprezza un aumento del picco degli angoli di pressione siccome esso, dipende dalla velocità tangenziale del cedente e che, a sua volta, dipende dal raggio medio della camma.

Avendo quindi, diminuito il raggio medio della camma nelle nuove colonne di lavorazione, è evidente che si ottengono dei meccanismi meno efficienti rispetto a quelli impiegati attualmente.

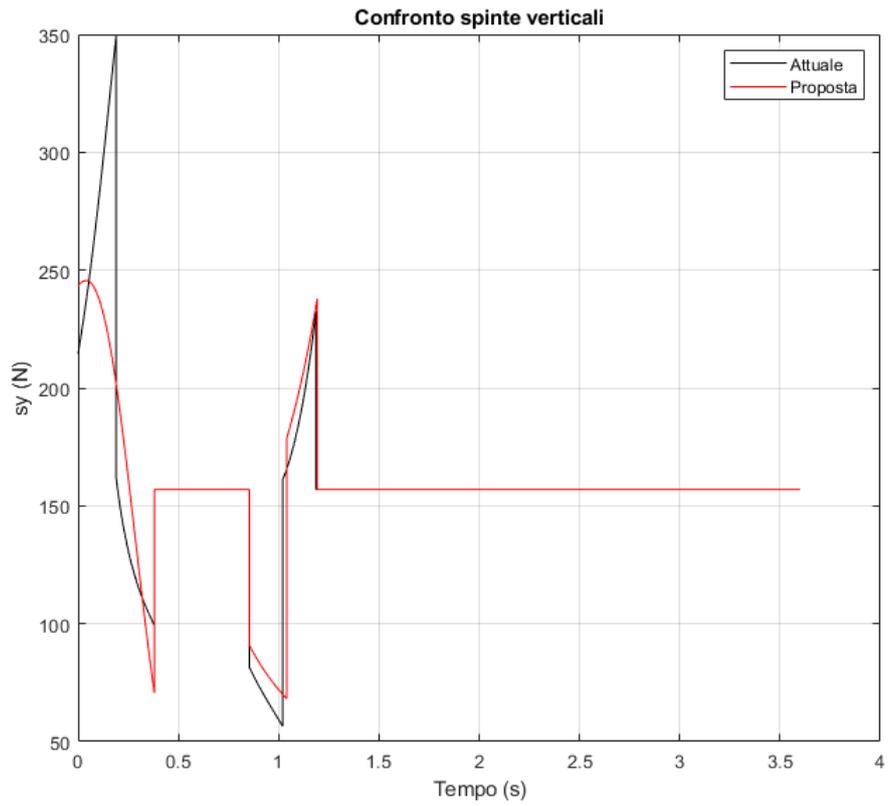


Figura 122 - confronto spinte verticali

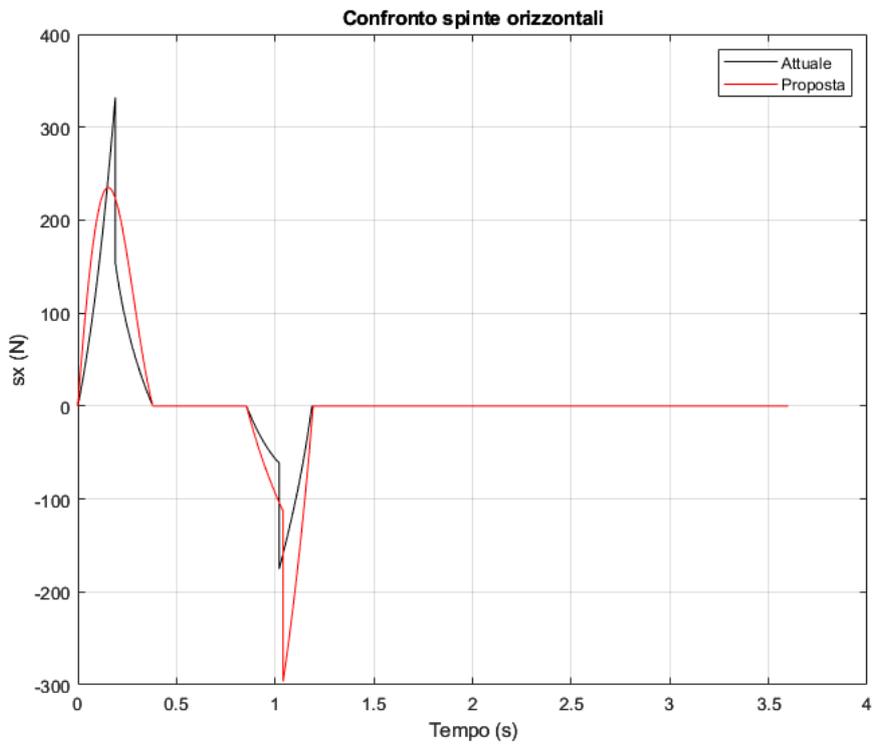


Figura 123 - confronto spinte orizzontali

Per quanto riguarda l'andamento delle spinte al cedente, si ha una diminuzione del massimo. Tale diminuzione è data sia dalla riduzione di massa del cedente ottenuta dalla nuova geometria che dall'ottimizzazione delle leggi di alzate impiegate.

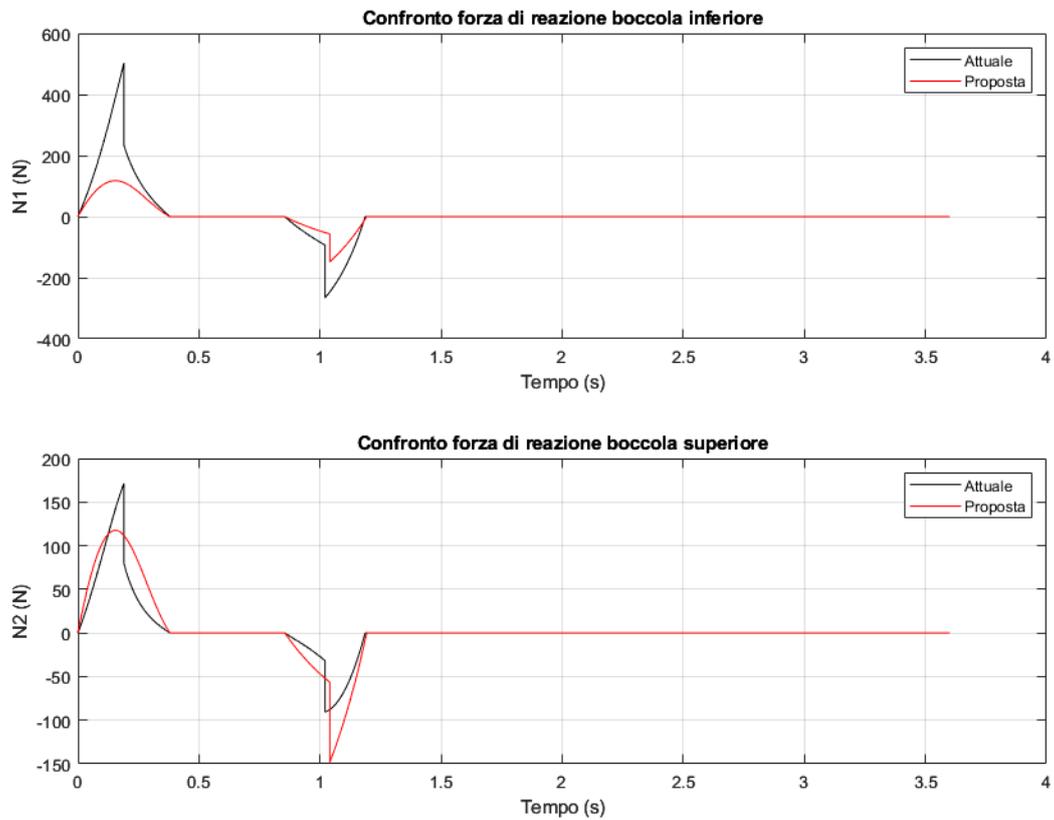


Figura 124 - confronto forze di reazioni alle boccole

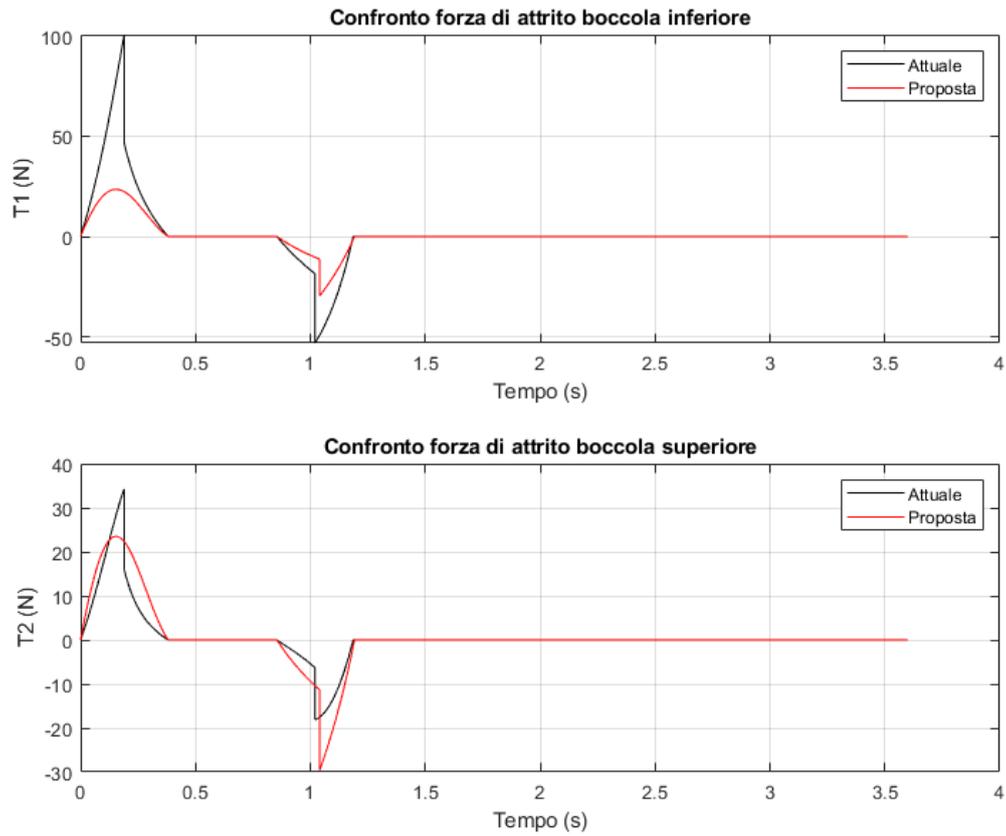


Figura 125 - confronto forze di attrito alle boccole

Conseguenza diretta della diminuzione complessiva delle forze nel meccanismo è la riduzione delle forze di reazione nelle boccole inferiori e perciò, anche delle forze di attrito minori a parità di materiali striscianti utilizzati e lubrificazione.

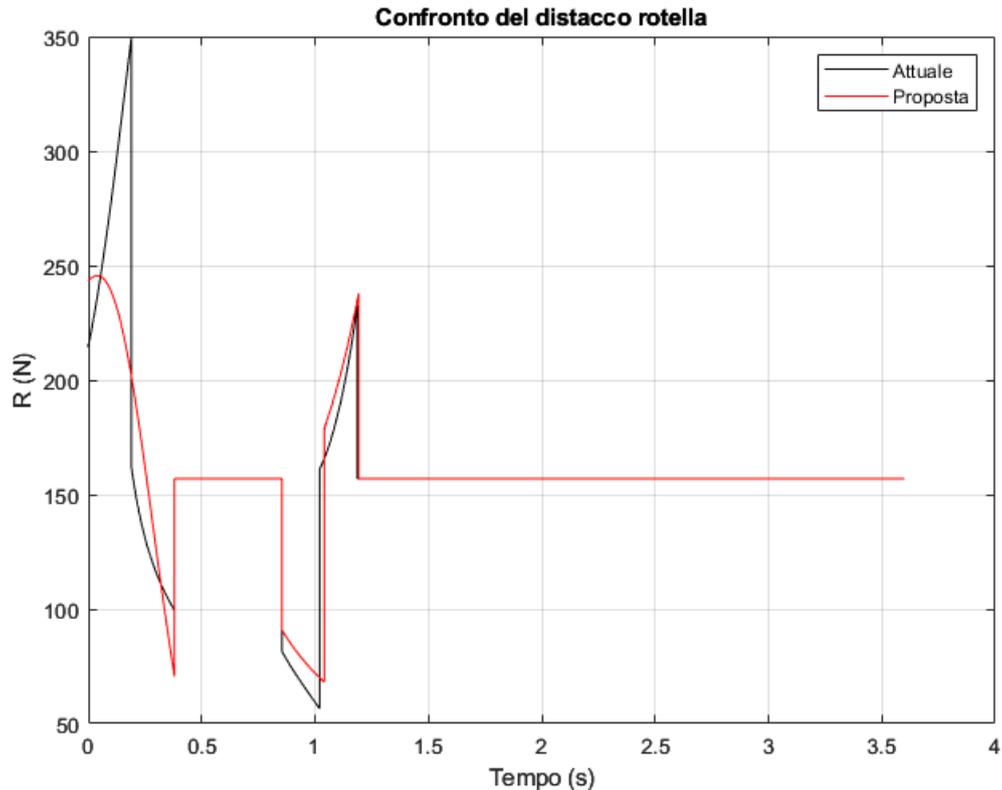


Figura 126 - confronto verifica distacco rotella

Procedendo alla verifica del distacco del cuscinetto dalla camma, si può vedere come si abbia una maggior probabilità di distacco in fase di salita, però essendo comunque superiore al valore risultante ottenuto nel tratto di discesa della camma attualmente impiegata e, avendo fatto la verifica anche in ambiente di simulazione dinamica, si può ritenere che non si abbia l'avvenimento del fenomeno del distacco.

Nonostante siano state fatte le suddette verifiche, si sono aggiunte alla camma di centraggio una pista superiore per il tratto di salita e discesa in modo da esserne certi che a velocità superiori della macchina se si ha distacco del cuscinetto, non gli sia permesso di perdere contatto con le piste. In questo modo, anche se avviene tale fenomeno, l'entità delle forze durante l'urto è minore.

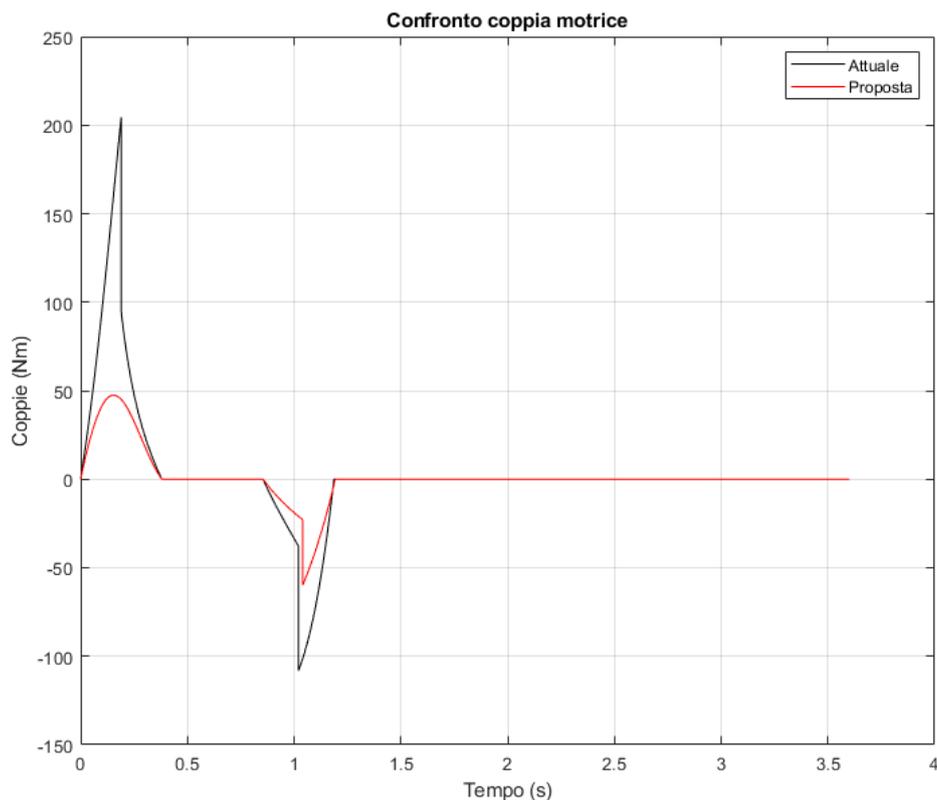


Figura 127 - confronto coppia motrice meccanismo

Si apprezza nel nuovo meccanismo a camma una netta diminuzione della coppia motrice richiesta alla colonna per una singola testa di lavorazione.

La riduzione della coppia necessaria è una combinazione tra le leggi di salita e discesa ottimizzate, la riduzione in massa del cedente ed il nuovo l'interasse tra l'asta vincolare di cedente e l'albero maschio.

$$Interasse_{attuale} = 301.00 \text{ mm} \quad (61)$$

$$Interasse_{proposto} = 202.00 \text{ mm} \quad (62)$$

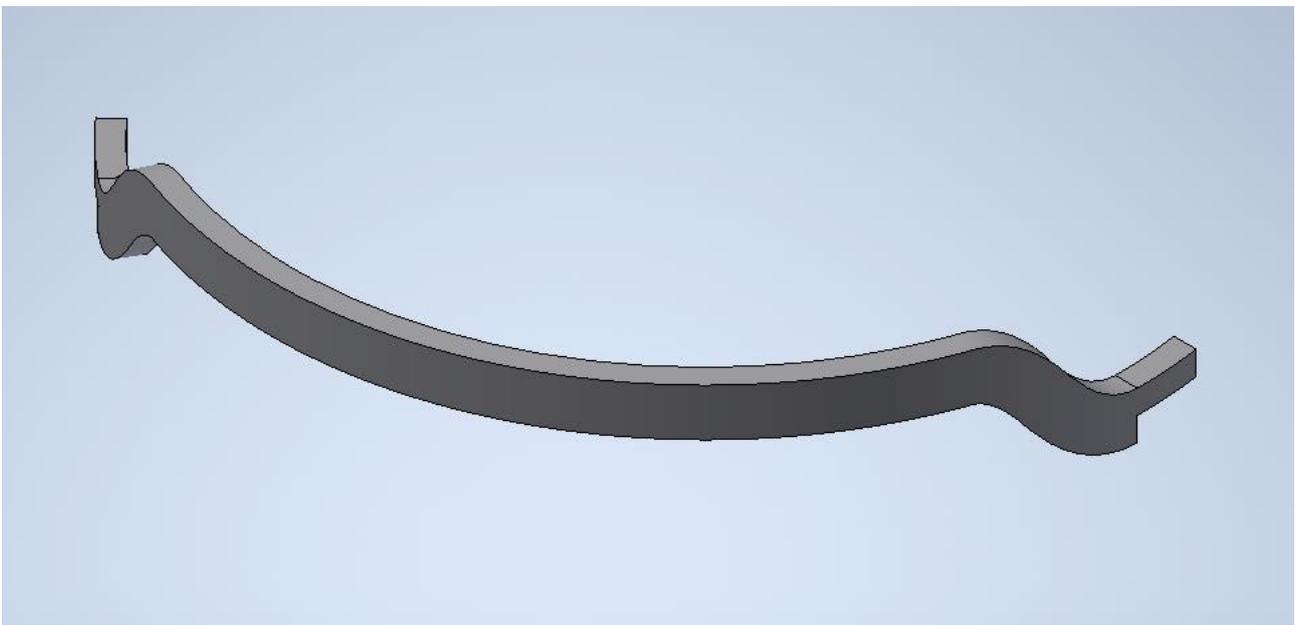
$$Riduzione_{interasse} = 32.89\% \quad (63)$$

Avendo riportato tutti i risultati relativi alla riprogettazione del meccanismo a camma di centraggio si ritiene che il meccanismo sia meno efficiente in quanto si verificano degli angoli di pressione maggiori a causa della notevole riduzione dell'ingombro dello stesso.

Nonostante sia meno efficiente, la riduzione in massa del cedente e l'ottimizzazione delle leggi del moto hanno permesso allo stesso di avere forze scambiate inferiori e perciò, si ritiene che il nuovo meccanismo proposto possa essere impiegato nelle nuove colonne di lavorazione.

Particolare attenzione deve però essere posta all'elevata possibilità di distacco sia in fase di salita che in discesa il che, porta alla conclusione che la produttività della macchina non possa essere aumentata.

### 7.2.2. Settore di centraggio



*Figura 128 - settore della colonna di centraggio*

Anche nel caso del settore della colonna di centraggio i parametri progettuali rimangono invariati (tranne per le grandezze radiali), quindi:

- $h$  = alzata = 58 mm
- $\alpha_S$  = angolo di salita =  $18.99^\circ$
- $\alpha_R$  = angolo di riposo =  $90.72^\circ$
- $\alpha_D$  = angolo di discesa =  $18.99^\circ$
- $\alpha_L$  = angolo di lavoro =  $38.29^\circ$
- $r_i$  = raggio interno = 272.50 mm
- $r_e$  = raggio esterno = 258.50 mm

Si sono applicate in salita e discesa del settore di camma la legge ad accelerazione costante non simmetrica con i seguenti coefficienti:

$$\tau_v^{salita} = \tau_w^{salita} = 0.45 \quad (64)$$

$$\tau_v^{discesa} = \tau_w^{discesa} = 0.55 \quad (65)$$

Per quanto riguardano le grandezze cinematiche e dinamiche, esse non verranno riportate in questo elaborato in quanto le considerazioni fatte in precedenza sono del tutto analoghe anche in questo caso.

Si ritiene comunque importante riportare un risultato significativo in questo capitolo ossia, la verifica del distacco della rotella per il meccanismo.

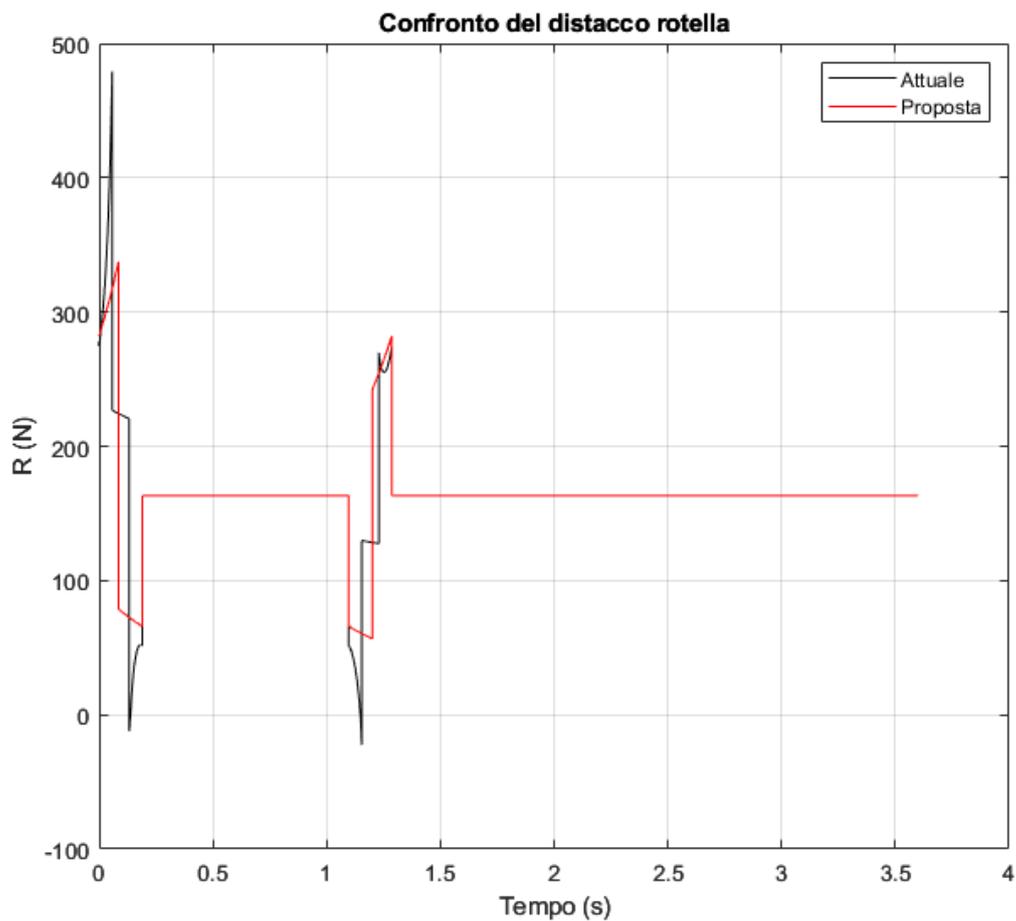


Figura 129 - confronto distacco

Si è discusso precedentemente come il settore di camma della colonna di centraggio fosse il meccanismo limitante per quanto riguarda la velocità di rotazione e quindi, per la produttività della macchina. Si è visto come alla produttività di 12000 bottiglie all'ora si verificava il fenomeno del distacco del cuscinetto e perciò, fosse necessario ridurre la velocità.

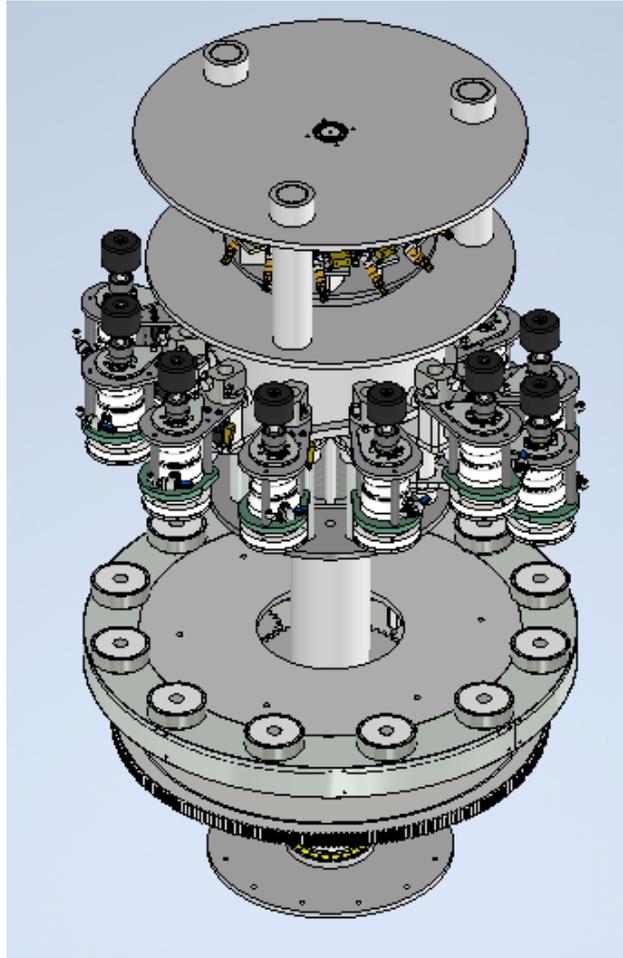
Invece, nel caso in esame (della nuova colonna di centraggio), a causa della riduzione in massa del cedente, le forze inerziali in questione sono minori e conseguentemente, anche il rischio dell'avvenimento di tale fenomeno. È quello che si può apprezzare dai risultati ottenuti dal calcolo numerico ossia, alla stessa produttività analizzata precedentemente, il nuovo meccanismo formato dal settore di camma, non è più soggetto al distacco e quindi, il settore di camma non è più l'oggetto vincolante alla velocità della macchina.

In ambiente di simulazione Autodesk Inventor Professional 2021®, avendo quindi progettato sia la camma di centraggio che il nuovo settore, si può ricavare la coppia necessaria per movimentare la colonna di lavorazione.

### 7.2.3. Meccanismi a camma delle colonne di piegatura e lisciatura

I risultati grafici ottenuti per i nuovi meccanismi di piegatura e lisciatura non verranno riportati in questo elaborato in quanto, come si è discusso, la colonna di centraggio è quella che introduce la criticità all'operazione di riprogettazione della macchina.

I risultati cinematici e dinamici possono però essere ricavati attraverso i listati MatlabR2022a® riportato negli allegati.



*Figura 130 - colonna di piegatura*

## 8. Risultati

Avendo realizzato le simulazioni dinamiche per le nuove colonne di lavorazione, si riporta una tabella riassuntiva dei principali risultati ottenuti.

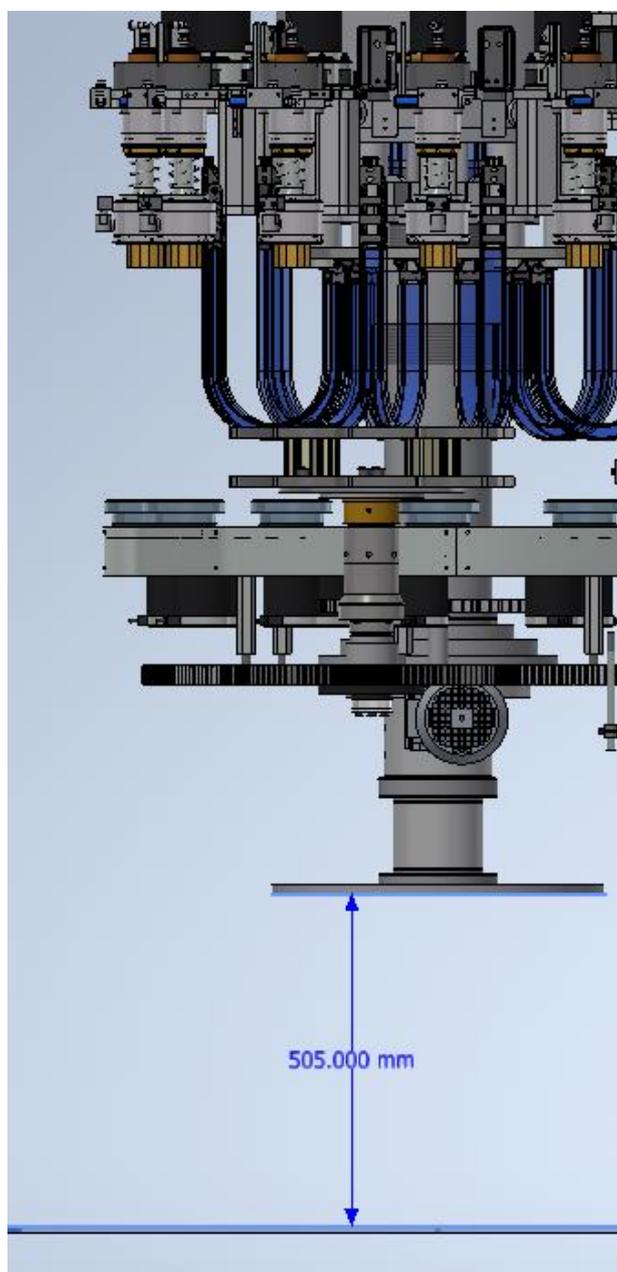
Colonna di centraggio			
	Attuale	Proposta	
Massa cedente	20,5	16,58	kg
Riduzione in massa		-23,64%	
Coppia richiesta	78,80	54,40	Nm
Riduzione della coppia		-44,85%	
Colonna di piegatura			
	Attuale	Proposta	
Massa cedente	17,5	15,93	kg
Riduzione in massa		-9,86%	
Coppia richiesta	16,93	14,45	Nm
Riduzione della coppia		-17,16%	
Colonna di lisciatura			
	Attuale	Proposta	
Massa cedente	17,5	15,93	kg
Riduzione in massa		-9,86%	
Coppia richiesta	50,28	38,43	Nm
Riduzione della coppia		-30,84%	

Analizzando i risultati ottenuti, si può concludere che la combinazione della riduzione delle masse dei cedenti e dei profili delle camme ottimizzati per l'applicazione ha portato una riduzione delle coppie richieste per la movimentazione delle colonne di lavorazione.

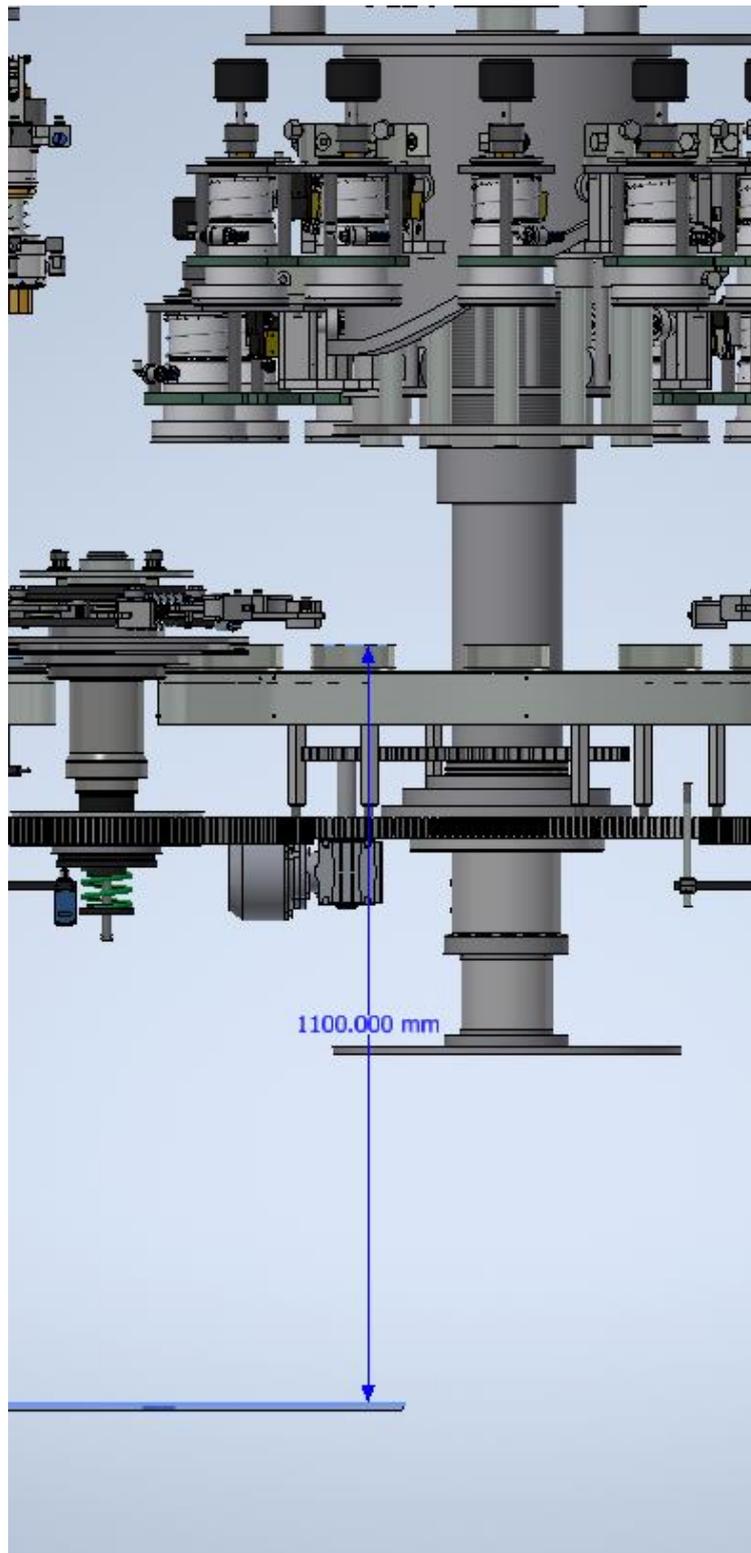
Il risultato più notevole viene dato dalla riduzione della coppia necessaria per movimentare la colonna di centraggio, in quanto si ha una riduzione di circa 45% rispetto alla coppia attualmente impiegata.

Nonostante i risultati raggiunti siano ottimi in termini di potenza richiesta, si ha comunque il timore che la configurazione con camma sospesa possa non essere sufficientemente rigida e quindi, si abbia uno spostamento della stessa durante il funzionamento della macchina.

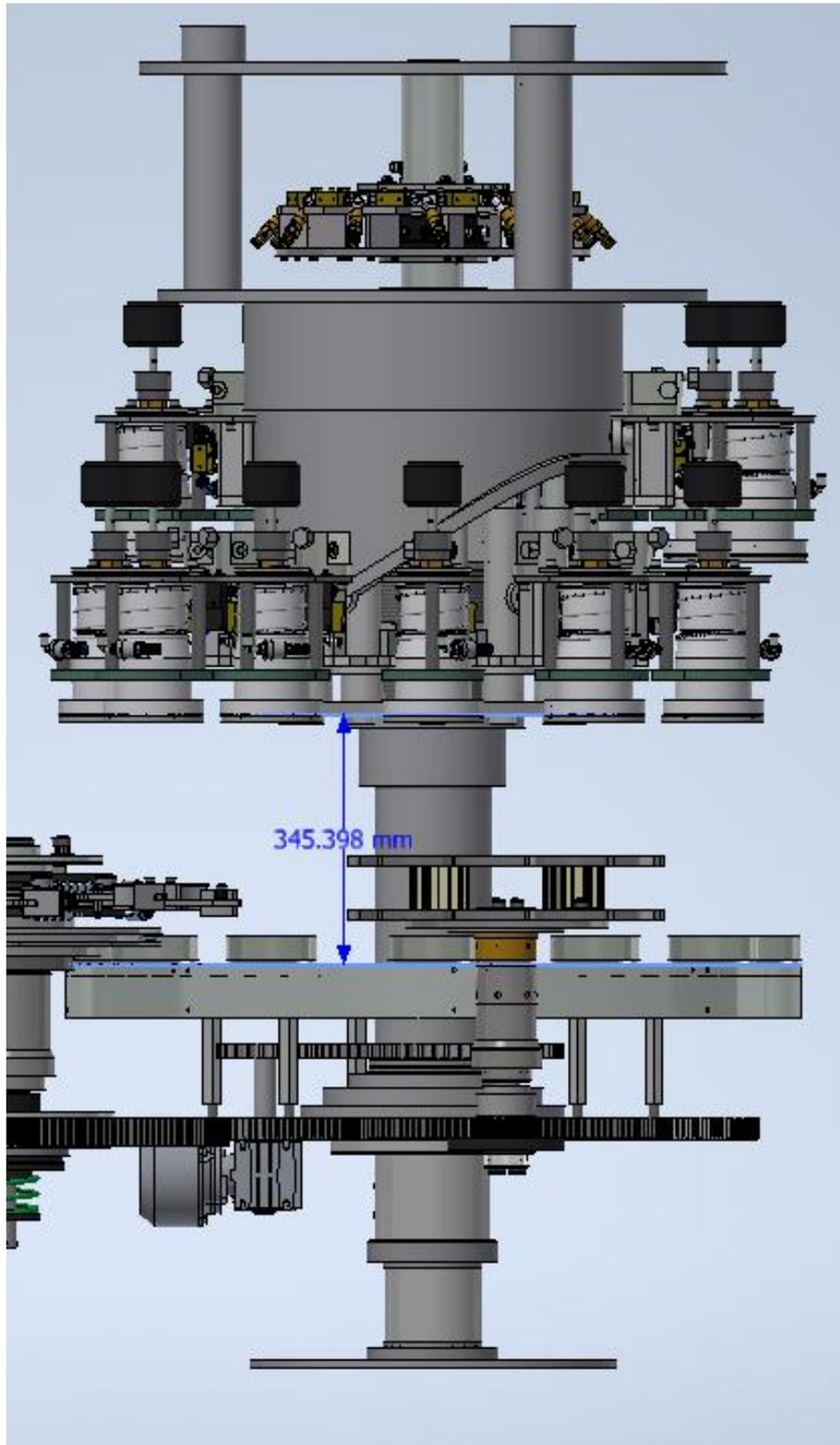
Inoltre, si sono raggiunti anche i risultati di layout della macchina in quanto le richieste riguardanti l'altezza minima dal pavimento, altezza del piano di lavoro, altezza massima della macchina e luce per le operazioni di manutenzioni sono stati rispettati durante la riprogettazione.



*Figura 131 - altezza tra macchina e pavimento*



*Figura 132 - altezza piano di lavoro*



*Figura 133 - luce minima per le operazioni di manutenzione*

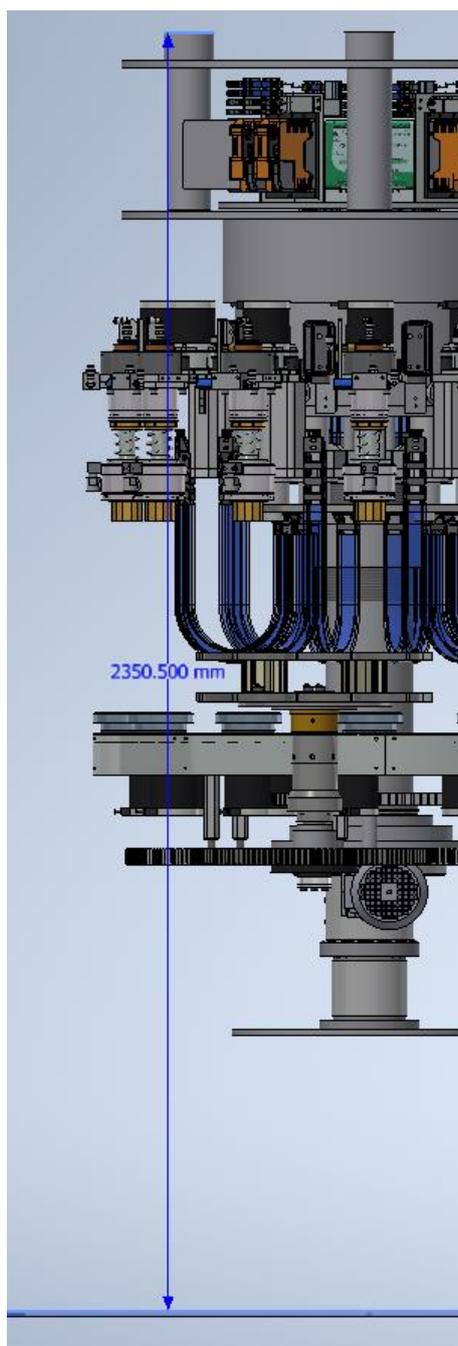


Figura 134 - altezza massima macchina

Ingombri macchina			
	Attuale	Proposta	
Altezza da pavimento	314,2	505	mm
Altezza piano di lavoro	1161,3	1100	mm
Luce	-	345,4	mm
Altezza macchina	2715,7	2350,5	mm

## 9. Futuri sviluppi

In questo elaborato si sono trattati i meccanismi a camma sia per quanto riguarda la parte cinematica che la dinamica correlata ai cedenti dei meccanismi.

I meccanismi a camma sono relativamente di semplice realizzazione in quanto richiedono soltanto due lavorazioni meccaniche principali, la calandratura e la rullatura del profilo, e quindi, di uso molto comune nel mondo delle macchine automatiche.

Nonostante molto comune ed affidabili, si è visto come l'aumento della velocità della macchina e quindi, la produttività, ci sia la reale possibilità del distacco della rotella con conseguenti urti nel meccanismo, che potrebbero aumentare le sollecitazioni nel meccanismo e quindi, diminuire la vita utile oppure aumentare la necessità di manutenzioni straordinarie.

Perciò, si ritiene che sia di interesse dell'azienda ricercare un metodo alternativo per la realizzazione del moto delle teste di lavorazioni in modo che sia possibile aumentare la velocità di funzionamento della stessa mantenendo sempre l'affidabilità per cui l'azienda è conosciuta.

Inoltre, sarebbe molto vantaggioso per l'attuale funzionamento della macchina capsulatrice una ricerca di materiali alternativi per la costruzione delle teste di lavorazioni, in modo da diminuire i loro pesi e quindi, diminuire le sollecitazioni e vibrazioni imposte alle colonne di lavorazione, principalmente quella di doppio centraggio capsula e vetro.

Oltre alle proposte già elencate, si potrebbe pensare di apportare le seguenti modifiche:

- Modificare il passo delle colonne (interasse tra albero maschio ed asse delle teste di lavorazione) in modo che si possa adottare come sistema di vincolo dei cedenti un doppio sistema vincolare di scorrimento
- Considerare l'applicazione di camme spaziali scanalate oppure con nervatura in modo da evitare la possibilità del distacco dei cuscinetti del meccanismo
- Utilizzare hardware e software più prestanti in modo da diminuire il tempo di lavorazione delle bottiglie e conseguentemente aumentare gli angoli di avanzamento delle camme, diminuendo le sollecitazioni in gioco ed aumentando l'efficienza dei meccanismi
- Per la colonna di doppio centraggio, riuscire a togliere il più possibile i componenti elettronici e pneumatici a borda macchina in modo da avere una minor altezza macchina e operazioni cablaggio più semplici.

## 10. Appendice Matlab

### 10.1. Meccanismo a camma piegatura

```
clear all
clc
produttivita = 12000; %[B/h]
numero_teste = 12;
omega = (2*pi*produttivita)/(60*60*numero_teste); %VELOCITÀ DI ROTAZIONE [rad/s]
omega_rpm = omega*60/(2*pi);

ri = 414.5/1000; %Raggio interno della camma [m]
re = 429.5/1000; %Raggio esterno della camma [m]
h = 200/1000; %Alzata della camma [m]

p1_x = 0;
p1_y = 0;
p2_x = 284.545/1000;
p2_y = 49.04/1000;
p3_x = 518.799/1000;
p3_y = 132.261/1000;
p4_x = 724.326/1000;
p4_y = 175.989/1000;
p5_x = 763.677/1000;
p5_y = 182.121/1000;
p6_x = 817/1000;
p6_y = 194.676/1000;
p7_x = 862.839/1000;
p7_y = 200/1000;

r1 = 850/1000;
r2 = 800/1000;
r3 = 260/1000;
r4 = 200/1000;

xc1 = 0/1000;
yc1 = 850/1000;
xc2 = 786.602/1000;
```

```

yc2 = -621.584/1000;
xc3 = 704.086/1000;
yc3 = 435.2/1000;
xc4 = 862.839/1000;
yc4 = 0/1000;
t1 = 0;
t2 = p2_x/(omega*re);
t3 = p3_x/(omega*re);
t4 = p4_x/(omega*re);
t5 = p5_x/(omega*re);
t6 = p6_x/(omega*re);
t7 = p7_x/(omega*re);

t_eq1 = linspace(t1,t2,100);
y_eq1 = @(t) r1 - sqrt(r1^2-(t*omega*re).^2);
yp_eq1 = @(t) (t*omega^2*re^2)./sqrt(r1^2-(t*omega*re).^2);
ypp_eq1 = @(t) (omega^2*re^2*r1^2)./((r1^2-(omega*re*t).^2).^(3/2));
y1 = y_eq1(t_eq1);
yp1 = yp_eq1(t_eq1);
ypp1 = ypp_eq1(t_eq1);

t_eq2 = linspace(t2+0.000000000000001,t3,100);
y_eq2 = @(t) p2_y+((p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x))*(t*omega*re-p2_x);
y2 = y_eq2(t_eq2);
yp2 = (p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq2));
ypp2 = zeros(1,length(t_eq2));

t_eq3 = linspace(t3+0.000000000000001,t4,100);
y_eq3 = @(t) yc2 + sqrt(r2^2-(t*omega*re-xc2).^2);
yp_eq3 = @(t) (-re*omega*(re*omega*t-xc2))./sqrt(r2^2-(xc2-re*omega*t).^2);
ypp_eq3 = @(t) (-omega^2*re^2*r2^2)./((r2^2-(xc2-omega*re*t).^2).^(3/2));
y3 = y_eq3(t_eq3);
yp3 = yp_eq3(t_eq3);
ypp3 = ypp_eq3(t_eq3);

t_eq4 = linspace(t4+0.000000000000001,t5,100);
y_eq4 = @(t) yc3 - sqrt(r3^2-(t*omega*re-xc3).^2);
yp_eq4 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc3))./sqrt(r3^2-(xc3-re*omega*t).^2);
ypp_eq4 = @(t) (omega^2*re^2*r3^2)./((r3^2-(xc3-omega*re*t).^2).^(3/2));

```

```

y4 =          y_eq4(t_eq4);
yp4 =         yp_eq4(t_eq4);
ypp4 =        ypp_eq4(t_eq4);
t_eq5 =       linspace(t5+0.00000000000001,t6,100);
y_eq5 =       @(t) p6_y+((p6_y-p5_y)/(p6_x-p5_x))*(t*omega*re-p6_x);
y5 =          y_eq5(t_eq5);
yp5 =         (p6_y-p5_y)/(p6_x-p5_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq5));
ypp5 =        zeros(1,length(t_eq5));
t_eq6 =       linspace(t6+0.00000000000001,t7,100);
y_eq6 =       @(t) yc4 + sqrt(r4^2-(t*omega*re-xc4).^2);
yp_eq6 =      @(t) (-re*omega*(re*omega*t-xc4))./sqrt(r4^2-(xc4-re*omega*t).^2);
ypp_eq6 =    @(t) (-omega^2*re^2*r4^2)./((r4^2-(xc4-omega*re*t).^2).^(3/2));
y6 =          y_eq6(t_eq6);
yp6 =         yp_eq6(t_eq6);
ypp6 =        ypp_eq6(t_eq6);
p8_x =        p7_x + (274.432+548.863)/1000;
p8_y =        200/1000;
t8 =          p8_x/(omega*re);
t_eq7 =       linspace(t7,t8,100);
y7 =          h*ones(1,length(t_eq7));
yp7 =         zeros(1,length(t_eq7));
ypp7 =        zeros(1,length(t_eq7));
p9_x =        p8_x + 45.839/1000;
p9_y =        p8_y - 5.324/1000;
p10_x =       p8_x + 99.162/1000;
p10_y =       p8_y - 17.879/1000;
p11_x =       p8_x + 138.512/1000;
p11_y =       p8_y - 24.011/1000;
p12_x =       p8_x + 344.04/1000;
p12_y =       p8_y - 67.739/1000;
p13_x =       p8_x + 578.297/1000;
p13_y =       p8_y - 150.96/1000;
p14_x =       p8_x + 862.839/1000;
p14_y =       p8_y - 200/1000;

```

```

t9 = p9_x/(omega*re);
t10 = p10_x/(omega*re);
t11 = p11_x/(omega*re);
t12 = p12_x/(omega*re);
t13 = p13_x/(omega*re);
t14 = p14_x/(omega*re);
r5 = 200/1000;
r6 = 260/1000;
r7 = 800/1000;
r8 = 850/1000;
xc5 = p8_x;
yc5 = 0/1000;
xc6 = p8_x + 158.752/1000;
yc6 = 435.2/1000;
xc7 = p8_x + 76.236/1000;
yc7 = -621.584/1000;
xc8 = p8_x + 862.836/1000;
yc8 = 850/1000;
t_eq8 = linspace(t8,t9,100);
y_eq8 = @(t) yc5 + sqrt(r5^2-(t*omega*re-xc5).^2);
yp_eq8 = @(t) (-re*omega*(re*omega*t-xc5))./sqrt(r5^2-(xc5-re*omega*t).^2);
ypp_eq8 = @(t) (-omega^2*re^2*r5^2)./((r5^2-(xc5-omega*re*t).^2).^(3/2));
y8 = y_eq8(t_eq8);
yp8 = yp_eq8(t_eq8);
ypp8 = ypp_eq8(t_eq8);
t_eq9 = linspace(t9,t10,100);
y_eq9 = @(t) p10_y+((p10_y-p9_y)/(p10_x-p9_x))*(t*omega*re-p10_x);
y9 = y_eq9(t_eq9);
yp9 = (p10_y-p9_y)/(p10_x-p9_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq9));
ypp9 = zeros(1,length(t_eq9));
t_eq10 = linspace(t10,t11,100);
y_eq10 = @(t) yc6 - sqrt(r6^2-(t*omega*re-xc6).^2);
yp_eq10 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc6))./sqrt(r6^2-(xc6-re*omega*t).^2);
ypp_eq10 = @(t) (omega^2*re^2*r6^2)./((r6^2-(xc6-omega*re*t).^2).^(3/2));
y10 = y_eq10(t_eq10);

```

```

yp10 =      yp_eq10(t_eq10);
ypp10 =     ypp_eq10(t_eq10);
t_eq11 =    linspace(t11,t12,100);
y_eq11 =    @(t) yc7 + sqrt(r7^2-(t*omega*re-xc7).^2);
yp_eq11 =   @(t) -(re*omega*(re*omega*t-xc7))./sqrt(r7^2-(xc7-re*omega*t).^2);
ypp_eq11 =  @(t) -(omega^2*re^2*r7^2)./((r7^2-(xc7-omega*re*t).^2).^(3/2));
y11 =      y_eq11(t_eq11);
yp11 =     yp_eq11(t_eq11);
ypp11 =    ypp_eq11(t_eq11);
t_eq12 =    linspace(t12,t13,100);
y_eq12 =    @(t) p13_y+((p13_y-p12_y)/(p13_x-p12_x))*(t*omega*re-p13_x);
y12 =      y_eq12(t_eq12);
yp12 =     (p13_y-p12_y)/(p13_x-p12_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq12));
ypp12 =    zeros(1,length(t_eq12));
t_eq13 =    linspace(t13,t14,100);
y_eq13 =    @(t) yc8 - sqrt(r8^2-(t*omega*re-xc8).^2);
yp_eq13 =   @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc8))./sqrt(r8^2-(xc8-re*omega*t).^2);
ypp_eq13 =  @(t) (omega^2*re^2*r8^2)./((r8^2-(xc8-omega*re*t).^2).^(3/2));
y13 =      y_eq13(t_eq13);
yp13 =     yp_eq13(t_eq13);
ypp13 =    ypp_eq13(t_eq13);
p15_x =     p14_x + 424.079/1000;
p15_y =     0/1000;
t15 =      p15_x/(omega*re);
t_eq14 =    linspace(t14,t15,100);
y14 =      zeros(1,length(t_eq14));
yp14 =     zeros(1,length(t_eq14));
ypp14 =    zeros(1,length(t_eq14));
tempo =     [t_eq1 t_eq2 t_eq3 t_eq4 t_eq5 t_eq6 t_eq7 t_eq8 t_eq9 t_eq10 t_eq11
t_eq12 t_eq13 t_eq14];
y = [y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7 y8 y9 y10 y11 y12 y13 y14];
yp = [yp1 yp2 yp3 yp4 yp5 yp6 yp7 yp8 yp9 yp10 yp11 yp12 yp13 yp14];
ypp = [ypp1 ypp2 ypp3 ypp4 ypp5 ypp6 ypp7 ypp8 ypp9 ypp10 ypp11 ypp12 ypp13 ypp14];
figure
plot(tempo,y,'-k','LineWidth',2), grid on

```

```

title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Alzata (m)')
ylim([0 0.22])

figure
plot(tempo,yp,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocità (m/s)')

figure
plot(tempo,ypp,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Accelerazione (m/s^2)')

tau = [t_eq1 t_eq2 t_eq3 t_eq4 t_eq5 t_eq6]/t7;
Y = [y1 y2 y3 y4 y5 y6]/h;
Yp = [yp1 yp2 yp3 yp4 yp5 yp6]/(h*t7);
Ypp = [ypp1 ypp2 ypp3 ypp4 ypp5 ypp6]/(h*t7^2);

figure
plot(tau,Y,'-k'), grid on
hold on
plot(tau,Yp,'-b','linewidth',2)
hold on
plot(tau,Ypp,'-r','linewidth',2)
xlabel('Tau')
ylabel('Y,Yp,Ypp')
legend('Y','Yp','Ypp')

vt = omega*(ri+re)/2;
vr = yp;
va = sqrt(vt^2+vr.^2);
teta = atan(vr./vt);

figure
plot(tempo,teta*180/(2*pi),'-k','linewidth',2), grid on
xlabel('Tempo (s)')

```

```

ylabel('Angolo di pressione (°)')
ylim([-12 12])
title('Angolo di pressione TETA')
a = zeros(6,length(tempo));
s = zeros(6,length(tempo));
s_numeratore = zeros(6,length(tempo));
s_denominatore = zeros(6,length(tempo));
sy = zeros(6,length(tempo));
sx = zeros(6,length(tempo));
n1 = zeros(6,length(tempo));
n2 = zeros(6,length(tempo));
t1 = zeros(6,length(tempo));
t2 = zeros(6,length(tempo));
teta_impuntamento = zeros(6,length(tempo));
forza_inerzia = zeros(6,length(tempo));
forza_attrito = zeros(6,length(tempo));
risultante = zeros(6,length(tempo));
m = 20;
g = 9.81;
b = 400/1000;
mu = 0.3;
j=0;
for i=1:6
    a(i,:) = (392.5-j)/1000-y;
    s_numeratore(i,:) = m*(g+ypp);
    s_denominatore(i,:) = cos(teta)-
mu*sign(yp).*sin(abs(teta)).*(2*a(i,)+b)/b;
    s(i,:) = s_numeratore(i,)./s_denominatore(i,);
    sy(i,:) = s(i,).*cos(teta);
    sx(i,:) = s(i,).*sin(teta);
    n1(i,:) = s(i,).*sin(teta).*(a(i,)+b)/b;
    n2(i,:) = s(i,).*sin(teta).*a(i,)/b;
    t1(i,:) = mu*abs(n1(i,)).*sign(yp);
    t2(i,:) = mu*abs(n2(i,)).*sign(yp);

```

```

    teta_impuntamento(i,:) = atan(b./mu*sign(yp).*((2*a(i,:)+b)/b));
%Distacco
forza_inerzia = m*ypp;
forza_attrito(i,:) = t1(i,:)+t2(i,:);
forza_peso = m*g*ones(1,length(tempo));
risultante(i,:) = forza_inerzia+forza_attrito(i,:)+forza_peso;
    j=j+43.4;
end
figure
plot(tempo,teta_impuntamento*180/pi,'LineWidth',1), grid on
hold on
plot(tempo,teta*180/pi,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
legend('392.5 mm','349.1 mm','305.7 mm','262.3 mm','218.9 mm','175.5 mm','Angolo di
pressione')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo,s,'LineWidth',1), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
legend('392.5 mm','349.1 mm','305.7 mm','262.3 mm','218.9 mm','175.5 mm')
subplot(3,1,2)
plot(tempo,sx,'LineWidth',1), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
legend('392.5 mm','349.1 mm','305.7 mm','262.3 mm','218.9 mm','175.5 mm')
subplot(3,1,3)
plot(tempo,sy-m*g,'LineWidth',1), grid on
title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')

```

```

legend('392.5 mm', '349.1 mm', '305.7 mm', '262.3 mm', '218.9 mm', '175.5 mm')
figure
subplot(2,1,1)
plot(tempo,n1, 'LineWidth',1), grid on
title('N1')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
legend('392.5 mm', '349.1 mm', '305.7 mm', '262.3 mm', '218.9 mm', '175.5 mm')
subplot(2,1,2)
plot(tempo,n2, 'LineWidth',1), grid on
title('N2')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N2 (N)')
legend('392.5 mm', '349.1 mm', '305.7 mm', '262.3 mm', '218.9 mm', '175.5 mm')
figure
subplot(2,1,1)
plot(tempo,t1, 'LineWidth',1), grid on
title('T1')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
legend('392.5 mm', '349.1 mm', '305.7 mm', '262.3 mm', '218.9 mm', '175.5 mm')
subplot(2,1,2)
plot(tempo,t2, 'LineWidth',1), grid on
title('T2')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T2 (N)')
legend('392.5 mm', '349.1 mm', '305.7 mm', '262.3 mm', '218.9 mm', '175.5 mm')
figure
subplot(2,1,1)
plot(tempo,yp, '-k', 'LineWidth',1), grid on
ylabel('yp (m/s)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Velocità (m/s)')
subplot(2,1,2)
plot(tempo,ypp, '-k', 'LineWidth',1), grid on

```

```

ylabel('ypp (m/s^2)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Accelerazione (m/s^2)')
figure
subplot(4,1,1)
plot(tempo,forza_inerzia,'-k','LineWidth',1), grid on
ylabel('Fi (N)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Forza di inerzia (N)')
subplot(4,1,2)
plot(tempo,forza_attrito,'LineWidth',1), grid on
ylabel('Fa (N)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Forza di attrito complessiva (N)')
legend('392.5 mm','349.1 mm','305.7 mm','262.3 mm','218.9 mm','175.5 mm')
subplot(4,1,3)
plot(tempo,forza_peso,'-k','LineWidth',1), grid on
ylabel('Fp (N)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Forza peso (N)')
subplot(4,1,4)
plot(tempo,risultante(1,:), '-k', 'LineWidth', 2), grid on
ylabel('Risultante (N)')
xlabel('Tempo (s)')
title('Risultante forza distacco (N)')
distacco = min(min(risultante));
disp('Risultante distacco (N) =')
disp(distacco)
disp('Se > 0 allora non si ha distacco')
disp('Se < 0 allora si ha distacco')
coppia=sx*420/1000;
figure
plot(tempo,coppia)
rrot = 14/1000;
figure

```

```

plot(tempo,y, '-k')
title('Sintesi grafica')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Alzata (m)')
axis equal
hold on
for e=1:5:length(tempo)
    giro = linspace(0,2*pi,200);
    xcentro = tempo(e)+rrot*cos(giro);
    ycentro = y(e)+rrot*sin(giro);
    plot(xcentro,ycentro, 'c', 'linewidth',2)
    hold on
end
tempoeff = tempo + rrot*sin(teta);
yeff = y - rrot*cos(teta);
plot(tempoeff,yeff, '-r', 'LineWidth',1)

```

## 10.2. Meccanismo a camma lisciatura

```

clear all
clc
produttivita = 12000; %[B/h]
numero_teste = 12;
omega = (2*pi*produttivita)/(60*60*numero_teste); %VELOCITÀ DI ROTAZIONE [rad/s]
omega_rpm = omega*60/(2*pi);
ri = 414.5/1000; %Raggio interno della camma [m]
re = 429.5/1000; %Raggio esterno della camma [m]
h = 220/1000; %Alzata della camma [m]

p1_x = 0;
p1_y = 0;
p2_x = 32.794/1000;
p2_y = 1.829/1000;
p3_x = 90.016/1000;
p3_y = 8.229/1000;
p4_x = 109.326/1000;
p4_y = 11.076/1000;
p5_x = 139.433/1000;
p5_y = 16.598/1000;

```

```

p6_x = 263.999/1000;
p6_y = 50.203/1000;
p7_x = 624.496/1000;
p7_y = 180.018/1000;
p8_x = 762.017/1000;
p8_y = 212.652/1000;
p9_x = 796.737/1000;
p9_y = 216.851/1000;
p10_x = 849.001/1000;
p10_y = 220/1000;
r1 = 295/1000;
r2 = 279.005/1000;
r3 = 786.298/1000;
r4 = 628.699/1000;
r5 = 435.302/1000;
xc1 = 0/1000;
yc1 = 295/1000;
xc2 = 58.999/1000;
yc2 = 285.505/1000;
xc3 = -2.4/1000;
yc3 = 789.998/1000;
xc4 = 837.5/1000;
yc4 = -411.499/1000;
xc5 = 849/1000;
yc5 = -215.302/1000;
t1 = 0;
t2 = p2_x/(omega*re);
t3 = p3_x/(omega*re);
t4 = p4_x/(omega*re);
t5 = p5_x/(omega*re);
t6 = p6_x/(omega*re);
t7 = p7_x/(omega*re);
t8 = p8_x/(omega*re);
t9 = p9_x/(omega*re);
t10 = p10_x/(omega*re);
t_eq1 = linspace(t1,t2,100);
y_eq1 = @(t) r1 - sqrt(r1^2-(t*omega*re).^2);
yp_eq1 = @(t) (t*omega^2*re^2)./sqrt(r1^2-(t*omega*re).^2);
ypp_eq1 = @(t) (omega^2*re^2*r1^2)./((r1^2-(omega*re*t).^2).^(3/2));
y1 = y_eq1(t_eq1);
yp1 = yp_eq1(t_eq1);
ypp1 = ypp_eq1(t_eq1);
t_eq2 = linspace(t2+0.0000000000000001,t3,100);
y_eq2 = @(t) p2_y+((p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x))*(t*omega*re-p2_x);
y2 = y_eq2(t_eq2);
yp2 = (p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq2));
ypp2 = zeros(1,length(t_eq2));
t_eq3 = linspace(t3+0.0000000000000001,t4,100);
y_eq3 = @(t) yc2 - sqrt(r2^2-(t*omega*re-xc2).^2);
yp_eq3 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc2))./sqrt(r2^2-(xc2-re*omega*t).^2);
ypp_eq3 = @(t) (omega^2*re^2*r2^2)./((r2^2-(xc2-omega*re*t).^2).^(3/2));
y3 = y_eq3(t_eq3);

```

```

yp3 = yp_eq3(t_eq3);
ypp3 = ypp_eq3(t_eq3);
t_eq4 = linspace(t4+0.000000000000001,t5,100);
y_eq4 = @(t) p5_y+((p5_y-p4_y)/(p5_x-p4_x))*(t*omega*re-p5_x);
y4 = y_eq4(t_eq4);
yp4 = (p5_y-p4_y)/(p5_x-p4_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq4));
ypp4 = zeros(1,length(t_eq4));
t_eq5 = linspace(t5+0.000000000000001,t6,100);
y_eq5 = @(t) yc3 - sqrt(r3^2-(t*omega*re-xc3).^2);
yp_eq5 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc3))./sqrt(r3^2-(xc3-re*omega*t).^2);
ypp_eq5 = @(t) (omega^2*re^2*r3^2)./((r3^2-(xc3-omega*re*t).^2).^(3/2));
y5 = y_eq5(t_eq5);
yp5 = yp_eq5(t_eq5);
ypp5 = ypp_eq5(t_eq5);
t_eq6 = linspace(t6+0.000000000000001,t7,100);
y_eq6 = @(t) p6_y+((p7_y-p6_y)/(p7_x-p6_x))*(t*omega*re-p6_x);
y6 = y_eq6(t_eq6);
yp6 = (p7_y-p6_y)/(p7_x-p6_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq6));
ypp6 = zeros(1,length(t_eq6));
t_eq7 = linspace(t7+0.000000000000001,t8,100);
y_eq7 = @(t) yc4 + sqrt(r4^2-(t*omega*re-xc4).^2);
yp_eq7 = @(t) -(re*omega*(re*omega*t-xc4))./sqrt(r4^2-(xc4-re*omega*t).^2);
ypp_eq7 = @(t) -(omega^2*re^2*r4^2)./((r4^2-(xc4-omega*re*t).^2).^(3/2));
y7 = y_eq7(t_eq7);
yp7 = yp_eq7(t_eq7);
ypp7 = ypp_eq7(t_eq7);
t_eq8 = linspace(t8+0.000000000000001,t9,100);
y_eq8 = @(t) p8_y+((p9_y-p8_y)/(p9_x-p8_x))*(t*omega*re-p8_x);
y8 = y_eq8(t_eq8);
yp8 = (p9_y-p8_y)/(p9_x-p8_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq8));
ypp8 = zeros(1,length(t_eq8));
t_eq9 = linspace(t9+0.000000000000001,t10,100);
y_eq9 = @(t) yc5 + sqrt(r5^2-(t*omega*re-xc5).^2);
yp_eq9 = @(t) -(re*omega*(re*omega*t-xc5))./sqrt(r5^2-(xc5-re*omega*t).^2);
ypp_eq9 = @(t) -(omega^2*re^2*r5^2)./((r5^2-(xc5-omega*re*t).^2).^(3/2));
y9 = y_eq9(t_eq9);
yp9 = yp_eq9(t_eq9);
ypp9 = ypp_eq9(t_eq9);

p11_x = p10_x+307.53/1000;
p11_y = h;
t11 = p11_x/(omega*re);
t_eq10 = linspace(t10,t11,100);
y10 = h*ones(1,length(t_eq10));
yp10 = zeros(1,length(t_eq10));
ypp10 = zeros(1,length(t_eq10));

p12_x = p11_x + 72.113/1000;
p12_y = p11_y - 13.496/1000;
p13_x = p12_x + 38.795/1000;
p13_y = p12_y - 15.049/1000;
p14_x = p13_x + 71.281/1000;
p14_y = p13_y - 16.21/1000;

```

```

p15_x = p14_x + 8.469/1000;
p15_y = p14_y - 0.655/1000;
p16_x = p15_x + 168.098/1000;
p16_y = p15_y - 36.107/1000;
p17_x = p16_x + 257.813/1000;
p17_y = p16_y - 92.941/1000;
p18_x = p17_x + 179.633/1000;
p18_y = p17_y - 39.131/1000;
p19_x = p18_x + 61.446/1000;
p19_y = p18_y - 5.11/1000;
p20_x = p19_x + 31.354/1000;
p20_y = p19_y - 1.302/1000;
t12 = p12_x/(omega*re);
t13 = p13_x/(omega*re);
t14 = p14_x/(omega*re);
t15 = p15_x/(omega*re);
t16 = p16_x/(omega*re);
t17 = p17_x/(omega*re);
t18 = p18_x/(omega*re);
t19 = p19_x/(omega*re);
t20 = p20_x/(omega*re);
r6 = 199.401/1000;
r7 = 250.502/1000;
r8 = 641.499/1000;
r9 = 700.999/1000;
r10= 378.302/1000;
xc6 = p11_x;
yc6 = 20.599/1000;
xc7 = p11_x + 201.5/1000;
yc7 = 425.002/1000;
xc8 = p11_x + 141.2/1000;
yc8 = -464.999/1000;
xc9 = p11_x + 854.3/1000;
yc9 = 704.999/1000;
xc10= p11_x + 889/1000;
yc10= 378.302/1000;
t_eq11 = linspace(t11,t12,100);
y_eq11 = @(t) yc6 + sqrt(r6^2-(t*omega*re-xc6).^2);
yp_eq11 = @(t) -(re*omega*(re*omega*t-xc6))./sqrt(r6^2-(xc6-re*omega*t).^2);
ypp_eq11 = @(t) -(omega^2*re^2*r6^2)./((r6^2-(xc6-omega*re*t).^2).^(3/2));
y11 = y_eq11(t_eq11);
yp11 = yp_eq11(t_eq11);
ypp11 = ypp_eq11(t_eq11);
t_eq12 = linspace(t12,t13,100);
y_eq12 = @(t) p13_y+((p13_y-p12_y)/(p13_x-p12_x))*(t*omega*re-p13_x);
y12 = y_eq12(t_eq12);
yp12 = (p13_y-p12_y)/(p13_x-p12_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq12));
ypp12 = zeros(1,length(t_eq12));
t_eq13 = linspace(t13,t14,100);
y_eq13 = @(t) yc7 - sqrt(r7^2-(t*omega*re-xc7).^2);
yp_eq13 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc7))./sqrt(r7^2-(xc7-re*omega*t).^2);
ypp_eq13 = @(t) (omega^2*re^2*r7^2)./((r7^2-(xc7-omega*re*t).^2).^(3/2));

```

```

y13 = y_eq13(t_eq13);
yp13 = yp_eq13(t_eq13);
ypp13 = ypp_eq13(t_eq13);
t_eq14 = linspace(t14,t15,100);
y_eq14 = @(t) p15_y+((p15_y-p14_y)/(p15_x-p14_x))*(t*omega*re-p15_x);
y14 = y_eq14(t_eq14);
yp14 = (p15_y-p14_y)/(p15_x-p14_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq14));
ypp14 = zeros(1,length(t_eq14));
t_eq15 = linspace(t15,t16,100);
y_eq15 = @(t) yc8 + sqrt(r8^2-(t*omega*re-xc8).^2);
yp_eq15 = @(t) -(re*omega*(re*omega*t-xc8))./sqrt(r8^2-(xc8-re*omega*t).^2);
ypp_eq15 = @(t) -(omega^2*re^2*r8^2)./((r8^2-(xc8-omega*re*t).^2).^(3/2));
y15 = y_eq15(t_eq15);
yp15 = yp_eq15(t_eq15);
ypp15 = ypp_eq15(t_eq15);
t_eq16 = linspace(t16,t17,100);
y_eq16 = @(t) p17_y+((p17_y-p16_y)/(p17_x-p16_x))*(t*omega*re-p17_x);
y16 = y_eq16(t_eq16);
yp16 = (p17_y-p16_y)/(p17_x-p16_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq16));
ypp16 = zeros(1,length(t_eq16));
t_eq17 = linspace(t17,t18,100);
y_eq17 = @(t) yc9 - sqrt(r9^2-(t*omega*re-xc9).^2);
yp_eq17 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc9))./sqrt(r9^2-(xc9-re*omega*t).^2);
ypp_eq17 = @(t) (omega^2*re^2*r9^2)./((r9^2-(xc9-omega*re*t).^2).^(3/2));
y17 = y_eq17(t_eq17);
yp17 = yp_eq17(t_eq17);
ypp17 = ypp_eq17(t_eq17);
t_eq18 = linspace(t18,t19,100);
y_eq18 = @(t) p19_y+((p19_y-p18_y)/(p19_x-p18_x))*(t*omega*re-p19_x);
y18 = y_eq18(t_eq18);
yp18 = (p19_y-p18_y)/(p19_x-p18_x)*omega*re*ones(1,length(t_eq18));
ypp18 = zeros(1,length(t_eq18));
t_eq19 = linspace(t19,t20,100);
y_eq19 = @(t) yc10 - sqrt(r10^2-(t*omega*re-xc10).^2);
yp_eq19 = @(t) (re*omega*(re*omega*t-xc10))./sqrt(r10^2-(xc10-
re*omega*t).^2);
ypp_eq19 = @(t) (omega^2*re^2*r10^2)./((r10^2-(xc10-omega*re*t).^2).^(3/2));
y19 = y_eq19(t_eq19);
yp19 = yp_eq19(t_eq19);
ypp19 = ypp_eq19(t_eq19);

p21_x = p20_x + 651.236/1000;
p21_y = 0/1000;
t21 = p21_x/(omega*re);
t_eq20 = linspace(t20,t21,100);
y20 = zeros(1,length(t_eq20));
yp20 = zeros(1,length(t_eq20));
ypp20 = zeros(1,length(t_eq20));

tempo = [t_eq1 t_eq2 t_eq3 t_eq4 t_eq5 t_eq6 t_eq7 t_eq8 t_eq9 t_eq10 t_eq11
t_eq12 t_eq13 t_eq14 t_eq15 t_eq16 t_eq17 t_eq18 t_eq19 t_eq20];
y = [y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7 y8 y9 y10 y11 y12 y13 y14 y15 y16 y17 y18 y19
y20];

```

```

yp = [yp1 yp2 yp3 yp4 yp5 yp6 yp7 yp8 yp9 yp10 yp11 yp12 yp13 yp14 yp15 yp16
yp17 yp18 yp19 yp20];
ypp = [ypp1 ypp2 ypp3 ypp4 ypp5 ypp6 ypp7 ypp8 ypp9 ypp10 ypp11 ypp12 ypp13
ypp14 ypp15 ypp16 ypp17 ypp18 ypp19 ypp20];
figure
plot(tempo,y,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Alzata (m)')
ylim([0 0.230])
figure
plot(tempo,yp,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocità (m/s)')
figure
plot(tempo,ypp,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Accelerazione (m/s^2)')

tau = [t_eq1 t_eq2 t_eq3 t_eq4 t_eq5 t_eq6 t_eq7 t_eq8 t_eq9]/t10;
Y = [y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7 y8 y9]/h;
Yp = [yp1 yp2 yp3 yp4 yp5 yp6 yp7 yp8 yp9]/(h*t10);
Ypp = [ypp1 ypp2 ypp3 ypp4 ypp5 ypp6 ypp7 ypp8 ypp9]/(h*t10^2);
figure
plot(tau,Y,'-k'), grid on
hold on
plot(tau,Yp,'-b','linewidth',2)
hold on
plot(tau,Ypp,'-r','linewidth',2)
xlabel('Tau')
ylabel('Y,Yp,Ypp')
legend('Y','Yp','Ypp')

vt = omega*(ri+re)/2;
vr = yp;
teta = atan(vr./vt);
figure
plot(tempo,teta*180/(pi),'-k','linewidth',2), grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Angolo di pressione (°)')
title('Angolo di pressione TETA')
ylim([-25 25])

m = 20;
g = 9.81;
a = 394/1000-y;
b = 396/1000;
f = 0.2;
s = (m*(g+ypp))./(cos(teta)-f*sign(yp).*sin(abs(teta)).*(2*a+b)/b);

```

```

sy =          s.*cos(teta);
sx =          s.*sin(teta);
n1 =          s.*sin(teta).*(a+b)/b;
n2 =          s.*sin(teta).*a/b;
t1 =          f*abs(n1).*sign(yp);
t2 =          f*abs(n2).*sign(yp);
teta_impuntamento = atan(b./f*sign(yp).*(2*a+b));
figure
plot(tempo,teta_impuntamento*180/pi,'-r','LineWidth',2), grid on
hold on
plot(tempo,teta*180/pi,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
legend('Angolo di impuntamento','Angolo di pressione')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo,s,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo,sx,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo,sy,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')
figure
subplot(4,1,1)
plot(tempo,n1,'-k','linewidth',2),grid on
title('Forza di reazione N1')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
subplot(4,1,2)
plot(tempo,n2,'-k','linewidth',2),grid on
title('Forza di reazione N2')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N2 (N)')
subplot(4,1,3)
plot(tempo,t1,'-k','linewidth',2),grid on
title('Forza di attrito T1')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
subplot(4,1,4)
plot(tempo,t2,'-k','linewidth',2),grid on
title('Forza di attrito T2')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T2 (N)')

```

```

c =      33/1000;
d =      121/1000;
forza_reazione =      sx*(c+d)/d;
momento_reazione =      forza_reazione*d;
figure
subplot(2,1,1)
plot(tempo,forza_reazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Forza radiale sul cuscinetto di reazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Forza radiale (N)')
subplot(2,1,2)
plot(tempo,momento_reazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Momento di reazione lungo asse albero di supporto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('My (Nm)')

Zb = 63.315/1000;
Rz1 = (m*(g+ypp)*Zb-sy*(128/1000))/(b-50);
Rz2 = Rz1;
figure
subplot(2,1,1)
plot(tempo,Rz1,'-k')
title('Reazioni vincolari radiali')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Rz1 (N)')
subplot(2,1,2)
plot(tempo,Rz2,'-k')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Rz2 (N)')

forza_inerzia =      m*ypp;
forza_attrito =      t1+t2;
forza_peso =      m*g*ones(1,length(tempo));
risultante =      forza_inerzia+forza_attrito+forza_peso;
figure
subplot(6,1,1)
plot(tempo,yp,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('yp (m/s)')
title('VALUTAZIONE DEL DISTACCO')
subplot(6,1,2)
plot(tempo,ypp,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('ypp (m/s^2)')
subplot(6,1,3)
plot(tempo,forza_inerzia,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fi (N)')
subplot(6,1,4)
plot(tempo,forza_attrito,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fa (N)')
subplot(6,1,5)
plot(tempo,forza_peso,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fp (N)')
subplot(6,1,6)
plot(tempo,risultante,'-r','LineWidth',2), grid on

```

```
ylabel('Risultante (N)')
distacco = min(risultante)
```

### 10.3. Meccanismo a camma centraggio

```
clear all
clc
produttivita_C = 12000;           %[B/h]
numero_teste_C = 12;
omega_rpm_C = produttivita_C/(numero_teste_C*60);
omega_C = omega_rpm_C*2*pi/60;  %VELOCITÀ DI ROTAZIONE [rad/s]
periodo_rotazione_C = 2*pi/omega_C;
ri_C = 405/1000;                %Raggio interno della camma [m]
re_C = 420/1000;                %Raggio esterno della camma [m]
h_C = 130/1000;                 %Alzata della camma [m]
alfas_gradi_C = 38.02;
alfal_gradi_C = 47.42;
alfad_gradi_C = 33.20;
alfar_gradi_C = 360-alfas_gradi_C-alfal_gradi_C-alfad_gradi_C;
alfas_C = alfas_gradi_C*pi/180;
alfal_C = alfal_gradi_C*pi/180;
alfad_C = alfad_gradi_C*pi/180;
alfar_C = alfar_gradi_C*pi/180;
re_C = re_C;
ri_C = ri_C;
%Specifiche di progetto
h_C = 130/1000;
T_C = 2*pi/omega_C;
ts_C = alfas_gradi_C*pi/omega_C/180;
tl_C = alfal_gradi_C*pi/omega_C/180;
td_C = alfad_gradi_C*pi/omega_C/180;
```

```

tr_C =          alfar_gradi_C*pi/omega_C/180;

    tauv = 0.5;
    tauw = 0.5;

    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);

y_alfa_I_C =          Y*h_C;
yt_alfa_I_C =          Yt*h_C/alfas_C;
ytt_alfa_I_C =          Ytt*h_C/alfas_C^2;
alfaI_C =          tau*alfas_C;

y_tempo_I_C =          y_alfa_I_C;
yp_tempo_I_C =          yt_alfa_I_C*omega_C;
ypp_tempo_I_C =          ytt_alfa_I_C*omega_C^2;
tempoI_C =          alfaI_C/omega_C;

[Y,Yt,Ytt,tau] = forma_Ycostante_alta;
y_alfa_II_C =          Y*h_C;
yt_alfa_II_C =          Yt*h_C/alfal_C;
ytt_alfa_II_C =          Ytt*h_C/alfal_C^2;
alfaII_C =          tau*alfal_C+alfas_C;

y_tempo_II_C =          y_alfa_II_C;
yp_tempo_II_C =          yt_alfa_II_C*omega_C;
ypp_tempo_II_C =          ytt_alfa_II_C*omega_C^2;
tempoII_C =          alfaII_C/omega_C;

    tauv = 0.5;
    tauw = 0.5;

    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);

y_alfa_III_C =          h_C-Y*h_C;
yt_alfa_III_C =          -Yt*h_C/alfad_C;
ytt_alfa_III_C =          -Ytt*h_C/alfad_C^2;
alfaIII_C =          tau*alfad_C+alfal_C+alfas_C;

y_tempo_III_C =          y_alfa_III_C;
yp_tempo_III_C =          yt_alfa_III_C*omega_C;
ypp_tempo_III_C =          ytt_alfa_III_C*omega_C^2;
tempoIII_C =          alfaIII_C/omega_C;

[Y,Yt,Ytt,tau] = forma_Ycostante_bassa;
y_alfa_IIII_C =          Y*0;
yt_alfa_IIII_C =          Yt*0/alfar_C;
ytt_alfa_IIII_C =          Ytt*0/alfar_C^2;

```

```

alfaIIII_C =      tau*alfar_C+alfad_C+alfal_C+alfas_C;
y_tempo_IIII_C =  y_alfa_IIII_C;
yp_tempo_IIII_C = yt_alfa_IIII_C*omega_C;
ypp_tempo_IIII_C = ytt_alfa_IIII_C*omega_C^2;
y_alfa_C =      [y_alfa_I_C y_alfa_II_C y_alfa_III_C y_alfa_IIII_C];
yt_alfa_C =     [yt_alfa_I_C yt_alfa_II_C yt_alfa_III_C yt_alfa_IIII_C];
ytt_alfa_C =    [ytt_alfa_I_C ytt_alfa_II_C ytt_alfa_III_C ytt_alfa_IIII_C];
alfa_C =        [alfaI_C alfaII_C alfaIII_C alfaIIII_C];
y_C =           [y_tempo_I_C y_tempo_II_C y_tempo_III_C y_tempo_IIII_C];
yp_C =          [yp_tempo_I_C yp_tempo_II_C yp_tempo_III_C yp_tempo_IIII_C];
ypp_C =         [ypp_tempo_I_C ypp_tempo_II_C ypp_tempo_III_C ypp_tempo_IIII_C];
tempo_C =       alfa_C/omega_C;

figure
subplot(3,1,1)
plot(alfa_C,y_alfa_C, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('yt (m)')
subplot(3,1,2)
plot(alfa_C,yt_alfa_C, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
ylabel('yt (m/rad)')
xlabel('alfa (rad)')
subplot(3,1,3)
plot(alfa_C,ytt_alfa_C, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('ytt (m/rad^2)')

figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo_C,y_C, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('y (m)')

```

```

subplot(3,1,2)
plot(tempo_C,yp_C,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('yp (m/s)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_C,ypp_C,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('ypp (m/s^2)')
vt_C =      omega_C*(ri_C+re_C)/2;
vr_C =      yp_C;
teta_C=     atan(vr_C./vt_C);
m_C =      16;
g_C =      9.81;
a_C =      269.5/1000-y_C;
b_C =      396/1000;
f_C =      0.2;
s_C =      (m_C*(g_C+ypp_C))./(cos(teta_C)-
f_C*sign(yp_C).*sin(abs(teta_C)).*(2*a_C+b_C)/b_C);
sy_C =     s_C.*cos(teta_C);
sx_C =     s_C.*sin(teta_C);
n1_C =     s_C.*sin(teta_C).*(a_C+b_C)/b_C;
n2_C =     s_C.*sin(teta_C).*a_C/b_C;
t1_C =     f_C*abs(n1_C).*sign(yp_C);
t2_C =     f_C*abs(n2_C).*sign(yp_C);
teta_impuntamento_C = atan(b_C./f_C*sign(yp_C).*(2*a_C+b_C));
figure
plot(tempo_C,teta_impuntamento_C*180/pi,'LineWidth',2), grid on
hold on
plot(tempo_C,teta_C*180/pi,'LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')

```

```

legend('Angolo di impuntamento','Angolo di pressione')
figure
plot(tempo_C,n1_C,'-k'), grid on
title('Forza di reazione boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
figure
plot(tempo_C,n2_C,'-k'), grid on
title('Forza di reazione boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N2 (N)')
figure
plot(tempo_C,t1_C,'-k'), grid on
title('Forza di attrito boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
figure
plot(tempo_C,t2_C,'-k'), grid on
title('Forza di attrito boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T2 (N)')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo_C,s_C,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo_C,sx_C,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_C,sy_C,'-k','LineWidth',2), grid on

```

```

title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')
%COPIA DI REAZIONE CAMMA
coppia_camma_C = sx_C*(ri_C+re_C)/2;
figure
plot(tempo_C,coppia_camma_C,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia di reazione (Nm)')
%COPIA ASSE ALBERO
coppia_asse_C = (n1_C+n2_C)*303/1000;
figure
plot(tempo_C,coppia_asse_C,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia asse albero')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia asse albero (Nm)')
forza_inerzia_C = m_C*ypp_C;
forza_attrito_C = t1_C+t2_C;
forza_peso_C = m_C*g_C*ones(1,length(tempo_C));
risultante_C = forza_inerzia_C+forza_attrito_C+forza_peso_C;
figure
subplot(6,1,1)
plot(tempo_C,yp_C,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('yp (m/s)')
title('VALUTAZIONE DEL DISTACCO')
subplot(6,1,2)
plot(tempo_C,ypp_C,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('ypp (m/s^2)')
subplot(6,1,3)
plot(tempo_C,forza_inerzia_C,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fi (N)')
subplot(6,1,4)
plot(tempo_C,forza_attrito_C,'-k','LineWidth',2), grid on

```

```

ylabel('Fa (N)')
subplot(6,1,5)
plot(tempo_C,forza_peso_C,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fp (N)')
subplot(6,1,6)
plot(tempo_C,risultante_C,'-r','LineWidth',2), grid on
ylabel('Risultante (N)')
xlabel('Tempo (s)')
distacco = min(risultante_C) %Grandezza in [N]
%Riprogettazione
alfas_gradi_C =          38.02;
alfal_gradi_C =          47.42;
alfad_gradi_C =          33.80;
alfar_gradi_C =          360-alfas_gradi_C-alfal_gradi_C-alfad_gradi_C;
alfas_C =                alfas_gradi_C*pi/180;
alfal_C =                alfal_gradi_C*pi/180;
alfad_C =                alfad_gradi_C*pi/180;
alfar_C =                alfar_gradi_C*pi/180;
re_progettazione =      257.5/1000;
ri_progettazione =      243.5/1000;
%Specifiche di progetto
h_C =                    130/1000;
T_C =                    2*pi/omega_C;
ts_C =                   alfas_gradi_C*pi/omega_C/180;
tl_C =                   alfal_gradi_C*pi/omega_C/180;
td_C =                   alfad_gradi_C*pi/omega_C/180;
tr_C =                   alfar_gradi_C*pi/omega_C/180;
%Input tastiera
disp('SCELTA DELLA LEGGE DEL MOTO')
disp('1 - Accelerazione costante / Tagliate');
disp('2 - Cubica')
disp('3 - Cicloidale')
disp('4 - Biarmonica');

```

```

disp('5 - Polinomiale345')
disp('6 - Trapezoidale Modificata')
numero_input_salita = input('Forma da usare per la salita: ');
numero_input_discesa = input('Forma da usare per la discesa: ');
if numero_input_salita == 1
    tauv = input('TauV = ');
    tauw = input('TauW = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);
end
if numero_input_salita == 2
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cubica;
end
if numero_input_salita == 3
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cicloidale;
end
if numero_input_salita == 4
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_biarmonica;
end
if numero_input_salita == 5
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_polinomiale345;
end
if numero_input_salita == 6
    a_progettazione = input('a = ');
    b_C = input('b = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_trapezoidalemod(a_progettazione,b_C);
end
tauI_progettazione = tau;
y_alfa_I_C = Y*h_C;
yt_alfa_I_C = Yt*h_C/alfas_C;
ytt_alfa_I_C = Ytt*h_C/alfas_C^2;
alfaI_C = tau*alfas_C;
y_tempo_I_C = y_alfa_I_C;
yp_tempo_I_C = yt_alfa_I_C*omega_C;
ypp_tempo_I_C = ytt_alfa_I_C*omega_C^2;

```

```

tempoI_C =          alfaI_C/omega_C;
[Y,Yt,Ytt,tau] =   forma_Ycostante_alta;
y_alfa_II_C =      Y*h_C;
yt_alfa_II_C =     Yt*h_C/alfal_C;
ytt_alfa_II_C =    Ytt*h_C/alfal_C^2;
alfaII_C =         tau*alfal_C+alfas_C;
y_tempo_II_C =     y_alfa_II_C;
yp_tempo_II_C =    yt_alfa_II_C*omega_C;
ypp_tempo_II_C =   ytt_alfa_II_C*omega_C^2;
tempoII_C =        alfaII_C/omega_C;
if numero_input_discesa == 1
    tauv = input('TauV = ');
    tauw = input('TauW = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);
end
if numero_input_discesa == 2
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cubica;
end
if numero_input_discesa == 3
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cicloidale;
end
if numero_input_discesa == 4
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_biarmonica;
end
if numero_input_discesa == 5
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_polinomiale345;
end
if numero_input_discesa == 6
    a_progettazione = input('a = ');
    b_C = input('b = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_trapezoidalemod(a_progettazione,b_C);
end
tauIII_progettazione =    tau;
y_alfa_III_C =            h_C-Y*h_C;
yt_alfa_III_C =           -Yt*h_C/alfad_C;

```

```

ytt_alfa_III_C = -Ytt*h_C/alfad_C^2;
alfaIII_C = tau*alfad_C+alfal_C+alfas_C;
y_tempo_III_C = y_alfa_III_C;
yp_tempo_III_C = yt_alfa_III_C*omega_C;
ypp_tempo_III_C = ytt_alfa_III_C*omega_C^2;
tempoIII_C = alfaIII_C/omega_C;

[Y,Yt,Ytt,tau] = forma_Ycostante_bassa;
y_alfa_IIII_C = Y*0;
yt_alfa_IIII_C = Yt*0/alfar_C;
ytt_alfa_IIII_C = Ytt*0/alfar_C^2;
alfaIIII_C = tau*alfar_C+alfad_C+alfal_C+alfas_C;
y_tempo_IIII_C = y_alfa_IIII_C;
yp_tempo_IIII_C = yt_alfa_IIII_C*omega_C;
ypp_tempo_IIII_C = ytt_alfa_IIII_C*omega_C^2;

y_alfa_progettazione = [y_alfa_I_C y_alfa_II_C y_alfa_III_C y_alfa_IIII_C];
yt_alfa_progettazione = [yt_alfa_I_C yt_alfa_II_C yt_alfa_III_C
yt_alfa_IIII_C];
ytt_alfa_progettazione = [ytt_alfa_I_C ytt_alfa_II_C ytt_alfa_III_C
ytt_alfa_IIII_C];
alfa_progettazione = [alfaI_C alfaII_C alfaIII_C alfaIIII_C];
y_progettazione = [y_tempo_I_C y_tempo_II_C y_tempo_III_C
y_tempo_IIII_C];
yp_progettazione = [yp_tempo_I_C yp_tempo_II_C yp_tempo_III_C
yp_tempo_IIII_C];
ypp_progettazione = [ypp_tempo_I_C ypp_tempo_II_C ypp_tempo_III_C
ypp_tempo_IIII_C];
tempo_progettazione = alfa_progettazione/omega_C;

figure
subplot(3,1,1)
plot(alfa_progettazione,y_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('yt (m)')
subplot(3,1,2)
plot(alfa_progettazione,yt_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
ylabel('yt (m/rad)')

```

```

xlabel('alfa (rad)')
subplot(3,1,3)
plot(alfa_progettazione,ytt_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('ytt (m/rad^2)')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo_progettazione,y_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('y (m)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('yp (m/s)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
ca_piu_salita_progettazione =      max(ypp_tempo_I_C)*tempoI_C(end)^2/h_C;
ca_meno_salita_progettazione =     min(ypp_tempo_I_C)*tempoI_C(end)^2/h_C;
ca_salita_progettazione =
max(ca_piu_salita_progettazione,abs(ca_meno_salita_progettazione));
ca_salita_graph_progettazione =    ypp_tempo_I_C*tempoI_C(end)^2/h_C;
cv_salita_graph_progettazione =    yp_tempo_I_C*tempoI_C(end)/h_C;
figure
plot(tauI_progettazione,ca_salita_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ca salita')
figure
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI VELOCITA SALITA')

```

```

xlabel('TAU')
ylabel('Cv salita')

figure
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione.*ca_salita_graph_progettazione, '-k', 'linewidth',2)

title('COEFFICIENTE DI COPPOIA SALITA')

xlabel('TAU')
ylabel('Ck salita')

ca_piu_discesa_progettazione =      max(ypp_tempo_III_C)*(tempoIII_C(end)-
tempoII_C(end))^2/h_C;

ca_meno_discesa_progettazione =      min(ypp_tempo_III_C)*(tempoIII_C(end)-
tempoII_C(end))^2/h_C;

ca_discesa_progettazione =
max(ca_piu_discesa_progettazione,abs(ca_meno_discesa_progettazione));

ca_discesa_graph_progettazione =      ypp_tempo_III_C*(tempoIII_C(end)-
tempoII_C(end))^2/h_C;

cv_discesa_graph_progettazione =      yp_tempo_III_C*(tempoIII_C(end)-
tempoII_C(end))/h_C;

figure
plot(tauIII_progettazione,ca_discesa_graph_progettazione, '-k', 'linewidth',2)

title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE DISCESA')

xlabel('TAU')
ylabel('Ca discesa')

figure
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione, '-k', 'linewidth',2)

title('COEFFICIENTE DI VELOCITA DISCESA')

xlabel('TAU')
ylabel('Cv discesa')

figure
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione.*ca_discesa_graph_progettazione, '-k', 'linewidth',2)

title('COEFFICIENTE DI COPPIA DISCESA')

xlabel('TAU')
ylabel('Ck discesa')

vt_progettazione =      omega_C*(ri_progettazione+re_progettazione)/2;
vr_progettazione =      yp_progettazione;
teta_progettazione=      atan(vr_progettazione./vt_progettazione);

```

```

a_progettazione = 143.5/1000;
b_progettazione = 143.5/1000;
s_progettazione = (m_C*(g_C+ypp_progettazione))./((cos(teta_progettazione)-
f_C*sign(yp_progettazione).*sin(abs(teta_progettazione))));
sy_progettazione = s_progettazione.*cos(teta_progettazione);
sx_progettazione = s_progettazione.*sin(teta_progettazione);
n1_progettazione =
s_progettazione.*sin(teta_progettazione).*(b_progettazione)/(a_progettazione+b_progettazione);
n2_progettazione =
s_progettazione.*sin(teta_progettazione).*a_progettazione/(a_progettazione+b_progettazione);
t1_progettazione =
f_C*abs(n1_progettazione).*sign(yp_progettazione);
t2_progettazione =
f_C*abs(n2_progettazione).*sign(yp_progettazione);
teta_impuntamento_progettazione =
atan(1/f_C)*ones(1,length(tempo_progettazione))*180/pi;
figure
plot(tempo_progettazione,teta_impuntamento_progettazione,'LineWidth',2), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,teta_progettazione*180/pi,'LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
legend('Angolo di impuntamento','Angolo di pressione')
figure
plot(tempo_progettazione,n1_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di reazione boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
figure
plot(tempo_progettazione,n2_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di reazione boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N2 (N)')
figure

```

```

plot(tempo_progettazione,t1_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di attrito boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
figure
plot(tempo_progettazione,t2_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di attrito boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T2 (N)')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo_progettazione,s_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo_progettazione,sx_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_progettazione,sy_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')
coppia_camma_progettazione =
sx_progettazione*(ri_progettazione+re_progettazione)/2;
figure
plot(tempo_progettazione,coppia_camma_progettazione,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia di reazione (Nm)')
coppia_asse_progettazione = (n1_progettazione+n2_progettazione)*202/1000;
figure

```

```

plot(tempo_progettazione,coppia_asse_progettazione,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia asse albero')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia asse albero (Nm)')
forza_inerzia_progettazione = m_C*ypp_progettazione;
forza_attrito_progettazione = t1_progettazione+t2_progettazione;
forza_peso_progettazione = m_C*g_C*ones(1,length(tempo_progettazione));
risultante_progettazione =
forza_inerzia_progettazione+forza_attrito_progettazione+forza_peso_progettazione;
figure
subplot(6,1,1)
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('yp (m/s)')
title('VALUTAZIONE DEL DISTACCO')
subplot(6,1,2)
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('ypp (m/s^2)')
subplot(6,1,3)
plot(tempo_progettazione,forza_inerzia_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fi (N)')
subplot(6,1,4)
plot(tempo_progettazione,forza_attrito_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fa (N)')
subplot(6,1,5)
plot(tempo_progettazione,forza_peso_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fp (N)')
subplot(6,1,6)
plot(tempo_progettazione,risultante_progettazione,'-r','LineWidth',2), grid on
ylabel('Risultante (N)')
distacco_progettazione = min(risultante_progettazione)
figure
plot(tempo_C,y_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,y_progettazione,'-r')

```

```

legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto alzate')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('y (m)')

figure
plot(tempo_C,yp_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('yp (m/s)')

figure
plot(tempo_C,ypp_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('ypp (m/s^2)')

figure
plot(tempo_C,teta_C*180/pi,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,teta_progettazione*180/pi,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto angoli di pressione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')

figure
plot(tempo_C,s_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,s_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte')

```

```

xlabel('Tempo (s)')
ylabel('s (N)')
figure
plot(tempo_C,sy_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,sy_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte verticali')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('sx (N)')
figure
plot(tempo_C,sx_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,sx_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte orizzontali')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('sx (N)')
figure
plot(tempo_C,n1_C,'-k'), grid on
title('Confronto forza di reazione boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,n1_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tempo_C,n2_C,'-k'), grid on
title('Confronto forza di reazione boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N2 (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,n2_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')

```

```

figure
plot(tempo_C,t1_C,'-k'), grid on
title('Confronto forza di attrito boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,t1_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')

figure
plot(tempo_C,t2_C,'-k'), grid on
title('Confronto forza di attrito boccola superiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T2 (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,t2_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')

figure
plot(tempo_C,risultante_C,'-k'), grid on
title('Confronto del distacco rotella')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('R (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,risultante_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')

figure
plot(tempo_C,coppia_camma_C,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,coppia_camma_progettazione,'-r')
title('Confronto coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppie (Nm)')

figure
plot(tempo_C,coppia_asse_C,'-k'), grid on
hold on

```

```

plot(tempo_progettazione,coppia_asse_progettazione,'-r')
title('Confronto coppia motrice')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppie (Nm)')

```

#### 10.4. Meccanismo a camma settore di centraggio

```

clear all
clc
disp('STUDIO DELLA CAMMA ATTUALE')
produttivita = 12000;
numero_teste = 12;
omega_rpm = produttivita/(numero_teste*60);
omega = omega_rpm*2*pi/60;
periodo_rotazione = 2*pi/omega;
ri = 420/1000;
re = 435/1000;
h = 58/1000;
p1_x = 0;
p1_y = 0;
p2_x = 42.111/1000;
p2_y = 11.98/1000;
p3_x = 97.093/1000;
p3_y = 46.02/1000;
p4_x = 139.204/1000;
p4_y = h;
r1 = 80/1000;
r2 = 80/1000;
t1 = 0;
t2 = p2_x/(omega*ri);
t3 = p3_x/(omega*ri);
t4 = p4_x/(omega*ri);
t_eq1 = linspace(t1,t2,100);
y_eq1 = @(t) r1 - sqrt(r1^2-(t*omega*ri).^2);
yp_eq1 = @(t) (t*omega^2*ri^2)./sqrt(r1^2-(t*omega*ri).^2);
ypp_eq1 = @(t) (omega^2*ri^2*r1^2)./((r1^2-(omega*ri*t).^2).^(3/2));
y1 = y_eq1(t_eq1);
yp1 = yp_eq1(t_eq1);
ypp1 = ypp_eq1(t_eq1);
t_eq2 = linspace(t2,t3,100);
y_eq2 = @(t) p2_y+((p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x))*(t*omega*ri-p2_x);
y2 = y_eq2(t_eq2);
yp2 = (p3_y-p2_y)/(p3_x-p2_x)*omega*ri*ones(1,length(t_eq2));
ypp2 = zeros(1,length(t_eq2));
t_eq3 = linspace(t3,t4,100);
y_eq3 = @(t) -(r2-h) + sqrt(r2^2-(t*omega*ri-p4_x).^2);
yp_eq3 = @(t) (-ri*omega*(ri*omega*t-p4_x))./sqrt(r2^2-(p4_x-ri*omega*t).^2);

```

```

ypp_eq3 = @(t) (-omega^2*ri^2*r2^2)./((r2^2-(p4_x-omega*ri*t).^2).^(3/2));
y3 = y_eq3(t_eq3);
yp3 = yp_eq3(t_eq3);
ypp3 = ypp_eq3(t_eq3);
tauI = [t_eq1,t_eq2,t_eq3]/t4;
ca_piu_salita = max([ypp1,ypp2,ypp3])*t4^2/h;
ca_meno_salita = min([ypp1,ypp2,ypp3])*t4^2/h;
ca_salita = max(ca_piu_salita,abs(ca_meno_salita));
ca_salita_graph = [ypp1,ypp2,ypp3]*t4^2/h;
figure
plot(tauI,ca_salita_graph,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ca salita')
cv_salita_graph = [yp1,yp2,yp3]*t4/h;
figure
plot(tauI,cv_salita_graph,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI VELOCITA SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Cv salita')
figure
plot(tauI,cv_salita_graph.*ca_salita_graph,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI COPPOIA SALITA')
xlabel('TAU')
p5_x = (665.009+139.204)/1000;
p5_y = h;
t5 = p5_x/(omega*ri);
t_eq4 = linspace(t4,t5,300);
y4 = h*ones(1,length(t_eq4));
yp4 = zeros(1,length(t_eq4));
ypp4 = zeros(1,length(t_eq4));
p6_x = p5_x+42.111/1000;
p6_y = p5_y-11.98/1000;
p7_x = p6_x+54.982/1000;
p7_y = p6_y-34.039/1000;
p8_x = p7_x+42.111/1000;
p8_y = 0;
t6 = p6_x/(omega*ri);
t7 = p7_x/(omega*ri);
t8 = p8_x/(omega*ri);
t_eq5 = linspace(t5,t6,100);
y_eq5 = @(t) h-r2 + sqrt(r2^2-(t*omega*ri-p5_x).^2);
yp_eq5 = @(t) (-omega*ri*(omega*ri*t-p5_x))./sqrt(r2^2-(p5_x-
omega*ri*t).^2);
ypp_eq5 = @(t) (-omega^2*r2^2*ri^2)./((r2^2-(p5_x-omega*ri*t).^2).^(3/2));
y5 = y_eq5(t_eq5);
yp5 = yp_eq5(t_eq5);
ypp5 = ypp_eq5(t_eq5);
t_eq6 = linspace(t6,t7,100);
y_eq6 = @(t) p6_y+((p6_y-p7_y)/(p6_x-p7_x))*(t*omega*ri-p6_x);
yp_eq6 = @(t) ((p6_y-p7_y)/(p6_x-p7_x))*omega*ri*ones(1,length(t_eq6));
ypp_eq6 = @(t) zeros(1,length(t_eq6));

```

```

y6 =          y_eq6(t_eq6);
yp6 =         yp_eq6(t_eq6);
ypp6 =        ypp_eq6(t_eq6);
t_eq7 =       linspace(t7,t8,100);
y_eq7 =       @(t) r1 - sqrt(r1^2 - (t*omega*ri-p8_x).^2);
yp_eq7 =      @(t) (t*omega^2*ri^2-omega*ri*p8_x)./((r1^2-(t*omega*ri-
p8_x).^2).^(1/2));
ypp_eq7 =     @(t) (omega^2*ri^2*r1^2)./((r1^2-(omega*ri*t-p8_x).^2).^(3/2));
y7 =          y_eq7(t_eq7);
yp7 =         yp_eq7(t_eq7);
ypp7 =        ypp_eq7(t_eq7);
tauIII = [t_eq5-t5,t_eq6-t5,t_eq7-t5]/(t8-t5);
ca_piu_discesa = max([ypp5,ypp6,ypp7])*(t8-t5)^2/h;
ca_meno_discesa = min([ypp5,ypp6,ypp7])*(t8-t5)^2/h;
ca_discesa = max(ca_piu_discesa,abs(ca_meno_discesa));
ca_discesa_graph = [ypp5,ypp6,ypp7]*(t8-t5)^2/h;
figure
plot(tauIII,ca_discesa_graph, '-k', 'linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ca discesa')
cv_discesa_graph = [yp5,yp6,yp7]*(t8-t5)/h;
figure
plot(tauIII,cv_discesa_graph, '-k', 'linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI VELOCITA DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Cv discesa')
figure
plot(tauIII,cv_discesa_graph.*ca_discesa_graph, '-k', 'linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI COPPIA DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ck discesa')
tempo =       [t_eq1 t_eq2 t_eq3 t_eq4 t_eq5 t_eq6 t_eq7];
y =           [y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7];
yp =          [yp1 yp2 yp3 yp4 yp5 yp6 yp7];
ypp =         [ypp1 ypp2 ypp3 ypp4 ypp5 ypp6 ypp7];
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo,y, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Alzata (m)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo,yp, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocità (m/s)')
ylim([-0.8 0.8])
subplot(3,1,3)
plot(tempo,ypp, '-k', 'LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')

```

```

ylabel('Accelerazione (m/s^2)')
vt =      omega*(ri+re)/2;
vr =      yp;
teta =    atan(vr./vt);
m =      16.642;
g =      9.81;
a =      269.5/1000-y;
b =      396/1000;
f =      0.2;
s =      (m*(g+ypp))./(cos(teta)-
f*sign(yp).*sin(abs(teta)).*(2*a+b)/b);
sy =     s.*cos(teta);
sx =     s.*sin(teta);
n1 =     s.*sin(teta).*(a+b)/b;
n2 =     s.*sin(teta).*a/b;
t1 =     f*abs(n1).*sign(yp);
t2 =     f*abs(n2).*sign(yp);
teta_impuntamento = atan(b./f*sign(yp).*(2*a+b));
figure
plot(tempo,teta_impuntamento*180/pi,'-r','LineWidth',2), grid on
hold on
plot(tempo,teta*180/pi,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
legend('Angolo di impuntamento','Angolo di pressione')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo,s,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo,sx,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo,sy,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')
coppia_camma = sx*(ri+re)/2;
figure
plot(tempo,coppia_camma,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia di reazione (Nm)')
coppia_asse = (n1+n2)*303/1000;
figure
plot(tempo,coppia_asse,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia asse albero')

```

```

xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia asse albero (Nm)')
forza_inerzia =      m*ypp;
forza_attrito =      t1+t2;
forza_peso =         m*g*ones(1,length(tempo));
risultante =        forza_inerzia+forza_attrito+forza_peso;
figure
subplot(6,1,1)
plot(tempo,yp,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('yp (m/s)')
title('VALUTAZIONE DEL DISTACCO')
subplot(6,1,2)
plot(tempo,ypp,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('ypp (m/s^2)')
subplot(6,1,3)
plot(tempo,forza_inerzia,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fi (N)')
subplot(6,1,4)
plot(tempo,forza_attrito,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fa (N)')
subplot(6,1,5)
plot(tempo,forza_peso,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fp (N)')
subplot(6,1,6)
plot(tempo,risultante,'-r','LineWidth',2), grid on
ylabel('Risultante (N)')
xlabel('Tempo (s)')
distacco = min(risultante) %Grandezza in [N]
alfas_gradi =      18.99;
alfal_gradi =      90.72;
alfad_gradi =      18.99;
alfar_gradi =      360-alfas_gradi-alfal_gradi-alfad_gradi;
alfas =            alfas_gradi*pi/180;
alfal =            alfal_gradi*pi/180;
alfad =            alfad_gradi*pi/180;
alfar =            alfar_gradi*pi/180;
ri_progettazione = 258.5/1000;
re_progettazione = 272.5/1000;
%Specifiche di progetto
h =                58/1000;
T =                2*pi/omega;
ts =               alfas_gradi*pi/omega/180;
tl =               alfal_gradi*pi/omega/180;
td =               alfad_gradi*pi/omega/180;
tr =               alfar_gradi*pi/omega/180;
disp('SCELTA DELLA LEGGE DEL MOTO')
disp('1 - Accelerazione costante / Tagliate');
disp('2 - Cubica')
disp('3 - Cicloidale')
disp('4 - Biarmonica');
disp('5 - Polinomiale345')
disp('6 - Trapezoidale Modificata')

```

```

numero_input_salita = input('Forma da usare per la salita: ');
numero_input_discesa = input('Forma da usare per la discesa: ');
if numero_input_salita == 1
    tauv = input('TauV = ');
    tauw = input('TauW = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);
end
if numero_input_salita == 2
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cubica;
end
if numero_input_salita == 3
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cicloidale;
end
if numero_input_salita == 4
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_biarmonica;
end
if numero_input_salita == 5
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_polinomiale345;
end
if numero_input_salita == 6
    a_progettazione = input('a = ');
    b = input('b = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_trapezoidalemod(a_progettazione,b);
end
tauI_progettazione=tau;
y_alfa_I = Y*h;
yt_alfa_I = Yt*h/alfas;
ytt_alfa_I = Ytt*h/alfas^2;
alfaI = tau*alfas;
y_tempo_I = y_alfa_I;
yp_tempo_I = yt_alfa_I*omega;
ypp_tempo_I = ytt_alfa_I*omega^2;
tempoI = alfaI/omega;
[Y,Yt,Ytt,tau]=forma_Ycostante_alta;
y_alfa_II = Y*h;
yt_alfa_II = Yt*h/alfal;
ytt_alfa_II = Ytt*h/alfal^2;
alfaII = tau*alfal+alfas;
y_tempo_II = y_alfa_II;
yp_tempo_II = yt_alfa_II*omega;
ypp_tempo_II = ytt_alfa_II*omega^2;
tempoII = alfaII/omega;
if numero_input_discesa == 1
    tauv = input('TauV = ');
    tauw = input('TauW = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_acostante(tauv,tauw);
end
if numero_input_discesa == 2
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cubica;
end
if numero_input_discesa == 3

```

```

[Y,Yt,Ytt,tau]=forma_cicloidale;
end
if numero_input_discesa == 4
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_biarmonica;
end
if numero_input_discesa == 5
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_polinomiale345;
end
if numero_input_discesa == 6
    a_progettazione = input('a = ');
    b = input('b = ');
    [Y,Yt,Ytt,tau]=forma_trapezoidalemod(a_progettazione,b);
end
tauIII_progettazione = tau;
y_alfa_III = h-Y*h;
yt_alfa_III = -Yt*h/alfad;
ytt_alfa_III = -Ytt*h/alfad^2;
alfaIII = tau*alfad+alfal+alfas;
y_tempo_III = y_alfa_III;
yp_tempo_III = yt_alfa_III*omega;
ypp_tempo_III = ytt_alfa_III*omega^2;
tempoIII = alfaIII/omega;
[Y,Yt,Ytt,tau]=forma_Ycostante_bassa;
y_alfa_IIII = Y*0;
yt_alfa_IIII = Yt*0/alfar;
ytt_alfa_IIII = Ytt*0/alfar^2;
alfaIIII = tau*alfar+alfad+alfal+alfas;
y_tempo_IIII = y_alfa_IIII;
yp_tempo_IIII = yt_alfa_IIII*omega;
ypp_tempo_IIII = ytt_alfa_IIII*omega^2;
y_alfa_progettazione = [y_alfa_I y_alfa_II y_alfa_III y_alfa_IIII];
yt_alfa_progettazione = [yt_alfa_I yt_alfa_II yt_alfa_III yt_alfa_IIII];
ytt_alfa_progettazione = [ytt_alfa_I ytt_alfa_II ytt_alfa_III ytt_alfa_IIII];
alfa_progettazione = [alfaI alfaII alfaIII alfaIIII];
y_progettazione = [y_tempo_I y_tempo_II y_tempo_III y_tempo_IIII];
yp_progettazione = [yp_tempo_I yp_tempo_II yp_tempo_III yp_tempo_IIII];
ypp_progettazione = [ypp_tempo_I ypp_tempo_II ypp_tempo_III ypp_tempo_IIII];
tempo_progettazione = alfa_progettazione/omega;
figure
subplot(3,1,1)
plot(alfa_progettazione,y_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('yt (m)')
ylim([0 0.09])
subplot(3,1,2)
plot(alfa_progettazione,yt_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
ylabel('yt (m/rad)')
xlabel('alfa (rad)')
subplot(3,1,3)
plot(alfa_progettazione,ytt_alfa_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on

```

```

title('Accelerazione')
xlabel('alfa (rad)')
ylabel('ytt (m/rad^2)')
figure
subplot(3,1,1)
plot(tempo_progettazione,y_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Alzata')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('y (m)')
ylim([0 0.09])
subplot(3,1,2)
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('yp (m/s)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Accelerazione')
ca_piu_salita_progettazione = max(ypp_tempo_I)*tempoI(end)^2/h;
ca_meno_salita_progettazione = min(ypp_tempo_I)*tempoI(end)^2/h;
ca_salita_progettazione =
max(ca_piu_salita_progettazione,abs(ca_meno_salita_progettazione));
ca_salita_graph_progettazione = ypp_tempo_I*tempoI(end)^2/h;
figure
plot(tauI_progettazione,ca_salita_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ca salita')
cv_salita_graph_progettazione = yp_tempo_I*tempoI(end)/h;
figure
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI VELOCITA SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Cv salita')
figure
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione.*ca_salita_graph_progettazione,
'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI COPPOIA SALITA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ck salita')
ca_piu_discesa_progettazione = max(ypp_tempo_III)*(tempoIII(end)-tempoII(end))^2/h;
ca_meno_discesa_progettazione = min(ypp_tempo_III)*(tempoIII(end)-
tempoII(end))^2/h;
ca_discesa_progettazione =
max(ca_piu_discesa_progettazione,abs(ca_meno_discesa_progettazione));
ca_discesa_graph_progettazione = ypp_tempo_III*(tempoIII(end)-tempoII(end))^2/h;
figure
plot(tauIII_progettazione,ca_discesa_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ca discesa')
cv_discesa_graph_progettazione = yp_tempo_III*(tempoIII(end)-tempoII(end))/h;

```

```

figure
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI VELOCITA DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Cv discesa')
figure
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione.*ca_discesa_graph_progetta
zione,'-k','linewidth',2)
title('COEFFICIENTE DI COPPIA DISCESA')
xlabel('TAU')
ylabel('Ck discesa')
vt_progettazione = omega*(ri+re)/2;
vr_progettazione = yp_progettazione;
teta_progettazione= atan(vr_progettazione./vt_progettazione);
a_progettazione = 143.5/1000;
b_progettazione = 143.5/1000;
s_progettazione = (m*(g+ypp_progettazione))./((cos(teta_progettazione)-
f*sign(yp_progettazione).*sin(abs(teta_progettazione))));
sy_progettazione = s_progettazione.*cos(teta_progettazione);
sx_progettazione = s_progettazione.*sin(teta_progettazione);
n1_progettazione =
s_progettazione.*sin(teta_progettazione).*(b_progettazione)/(a_progettazione+b_proget
tazione);
n2_progettazione =
s_progettazione.*sin(teta_progettazione).*a_progettazione/(a_progettazione+b_proget
tazione);
t1_progettazione =
f*abs(n1_progettazione).*sign(yp_progettazione);
t2_progettazione =
f*abs(n2_progettazione).*sign(yp_progettazione);
teta_impuntamento_progettazione =
atan(1/f)*ones(1,length(tempo_progettazione))*180/pi;
figure
plot(tempo_progettazione,teta_impuntamento_progettazione,'LineWidth',2), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,teta_progettazione*180/pi,'LineWidth',2), grid on
title('Confronto angolo di pressione ed impuntamento')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
legend('Angolo di impuntamento','Angolo di pressione')
figure
plot(tempo_progettazione,n1_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di reazione boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('N1 (N)')
figure
plot(tempo_progettazione,t1_progettazione,'-k'), grid on
title('Forza di attrito boccola inferiore')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('T1 (N)')
figure
subplot(3,1,1)

```

```

plot(tempo_progettazione,s_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('S (N)')
subplot(3,1,2)
plot(tempo_progettazione,sx_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta orizzontale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sx (N)')
subplot(3,1,3)
plot(tempo_progettazione,sy_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
title('Spinta verticale')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Sy (N)')
coppia_camma_progettazione =
sx_progettazione*(ri_progettazione+re_progettazione)/2;
figure
plot(tempo_progettazione,coppia_camma_progettazione,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia di reazione (Nm)')
coppia_asse_progettazione = (n1_progettazione+n2_progettazione)*202/1000;
figure
plot(tempo_progettazione,coppia_asse_progettazione,'-k','linewidth',2), grid on
title('Coppia asse albero')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppia asse albero (Nm)')
forza_inerzia_progettazione = m*ypp_progettazione;
forza_attrito_progettazione = t1_progettazione+t2_progettazione;
forza_peso_progettazione = m*g*ones(1,length(tempo_progettazione));
risultante_progettazione =
forza_inerzia_progettazione+forza_attrito_progettazione+forza_peso_progettazione;
figure
subplot(6,1,1)
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('yp (m/s)')
title('VALUTAZIONE DEL DISTACCO')
subplot(6,1,2)
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('ypp (m/s^2)')
subplot(6,1,3)
plot(tempo_progettazione,forza_inerzia_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fi (N)')
subplot(6,1,4)
plot(tempo_progettazione,forza_attrito_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fa (N)')
subplot(6,1,5)
plot(tempo_progettazione,forza_peso_progettazione,'-k','LineWidth',2), grid on
ylabel('Fp (N)')
subplot(6,1,6)
plot(tempo_progettazione,risultante_progettazione,'-r','LineWidth',2), grid on
ylabel('Risultante (N)')

```

```

distacco_progettazione = min(risultante_progettazione)
figure
plot(tempo,y,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,y_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto alzate')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('y (m)')
ylim([0 0.065])
figure
plot(tempo,yp,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,yp_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto velocità')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('yp (m/s)')
figure
plot(tempo,ypp,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,ypp_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto accelerazione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('ypp (m/s^2)')
figure
plot(tempo,teta*180/pi,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,teta_progettazione*180/pi,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto angoli di pressione')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Teta (gradi)')
figure
plot(tempo,s,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,s_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('s (N)')
figure
plot(tempo,sy,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,sy_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte verticali')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('sx (N)')
figure
plot(tempo,sx,'-k'), grid on

```

```

hold on
plot(tempo_progettazione,sx_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
title('Confronto spinte orizzontali')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('sx (N)')
figure
plot(tempo,resultante,'-k'), grid on
title('Confronto del distacco rotella')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('R (N)')
hold on
plot(tempo_progettazione,resultante_progettazione,'-r')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauI,ca_salita_graph,'-k','linewidth',2), grid on
hold on
plot(tauI_progettazione,ca_salita_graph_progettazione,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di accelerazione in salita')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauI,cv_salita_graph,'-k','linewidth',2), grid on
hold on
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di velocita in salita')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauI,cv_salita_graph.*ca_salita_graph,'-k','linewidth',2), grid on
hold on
plot(tauI_progettazione,cv_salita_graph_progettazione.*ca_salita_graph_progettazion
e,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di coppia in salita')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauIII,ca_discesa_graph,'-k','linewidth',2), grid on
hold on
plot(tauIII_progettazione,ca_discesa_graph_progettazione,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di accelerazione in discesa')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauIII,cv_discesa_graph,'-k','linewidth',2), grid on
hold on
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di velocita in discesa')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tauIII,cv_discesa_graph.*ca_discesa_graph,'-k','linewidth',2), grid on

```

```

hold on
plot(tauIII_progettazione,cv_discesa_graph_progettazione.*ca_discesa_graph_progetta
zione,'-r','linewidth',2)
title('Confronto coefficienti di coppia in discesa')
xlabel('TAU')
legend('Attuale','Proposta')
figure
plot(tempo,coppia_camma,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,coppia_camma_progettazione,'-r')
title('Confronto coppia di reazione camma')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppie (Nm)')
figure
plot(tempo,coppia_asse,'-k'), grid on
hold on
plot(tempo_progettazione,coppia_asse_progettazione,'-r')
title('Confronto coppia motrice')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Coppie (Nm)')

```

## 11. Bibliografia

- [1] «Robino&Galandrino: Chi siamo,» [Online]. Available: <https://www.robinoegalandrino.it/it/l-azienda/chi-siamo>.
- [2] P.L. Magnani e G.Ruggieri, <<Meccanismi per macchine automatiche>>, UTET, 1986.
- [3] G. Quagli, Slide del corso di Meccanica delle macchine automatiche, laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, Torino, 20022.
- [4] E. Atzeni, Slide del corso di "Tecnologia Meccanica", laurea Triennale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, Torino, 2020.
- [5] A. Somà, Slide del corso di Costruzione di macchine, laurea magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, Torino, 2021.
- [6] A. Graziano, *Parametric model of capsuling monoblock machines with synchronous axes*, Politecnico di Torino, Torino, 2018.
- [7] A. Favali, *Sintesi di meccanismi a camma con eccentricità variabile*, Università degli studi di Parma, Parma, 2010.