



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

‘Progettazione meccatronica di un meccanismo a camma
per scopi didattici’

‘Mechatronic design of a cam mechanism for didactic purposes’

Relatore:
PROF./DOTT. GIACOMO PALMIERI

Tesi di Laurea di:
MARCO PERTICARÀ

Correlatore:
PROF./DOTT. MATTEO CLAUDIO
PALPACELLI

ANNO ACCADEMICO 2020-2021

*Ai miei genitori,
per il loro continuo sostegno.*

SOMMARIO

INTRODUZIONE.....	5
SCOPO DELLA TESI.....	7
CAPITOLO 1 LEGGE DI MOTO DEL CEDENTE	8
1.0 Introduzione	8
1.1 Definizione delle fasi e legge fondamentale delle camme.....	9
1.1.1 Legge fondamentale delle camme	10
1.2 Funzione Polinomiale 3-4-5 (5th grado).....	10
1.2.1 Strutturazione del Polinomio: condizioni al contorno	11
1.2.2 Fase di Alzata.....	11
1.2.3 Fase di Ritorno.....	13
1.2.4 Equazioni in funzione del tempo.....	15
1.2.5 Rappresentazione legge di moto su foglio Excel	16
1.3 Funzione Armonica.....	19
1.3.1 Moto armonico semplice (Simple Harmonic Motion: SHM)	19
1.3.2 Legge di Moto Cicloidale.....	19
1.3.2.1 Fase di Alzata.....	19
1.3.2.2 Fase di Ritorno.....	22
1.3.3 Equazioni in funzione del tempo.....	23
1.3.4 Rappresentazione legge di moto su foglio Excel	24
CAPITOLO 2 DIMENSIONAMENTO DELLA CAMMA.....	27
2.0 Introduzione	27
2.1 Momento ribaltante nelle camme con cedente a piattello.....	27
2.2 Raggio di Curvatura	29
2.3 Cerchio Base	31
CAPITOLO 3 SINTESI DELLA CAMMA	33
CAPITOLO 4 TEORIA DI HERTZ: IPOTESI FORZA MASSIMA DI CONTATTO	37
4.0 Introduzione	37

4.1 Tensioni di contatto.....	37
CAPITOLO 5 CODICE MATLAB	40
CAPITOLO 6 DIMENSIONAMENTO MOLLA DI RICHIAMO	43
6.0 Introduzione	43
6.1 Rigidezza: dinamica della molla	44
6.2 Spinta totale e Precarico: statica della molla	46
6.3 Definizione della molla.....	49
CAPITOLO 7 PROGETTO CAD	52
7.1 Definizione della matematica del piattello	52
7.2 Verifica scorrimento piattello.....	57
7.2.1 Scelta guida prismatica	57
7.2.2 Rapporto d'aspetto ' λ '	60
CAPITOLO 8 ANALISI DELLA COPPIA RICHIESTA DALLA CAMMA.....	61
8.0 Introduzione	61
8.1 Diagramma di corpo libero piattello.....	61
8.2 Diagramma di corpo libero camma	66
8.3 Scelta motore e riduttore	68
8.4 Collegamento dell'assieme motore-riduttore al meccanismo	70
CONCLUSIONI.....	76
APPENDICE 1.....	78
BIBLIOGRAFIA.....	85

INTRODUZIONE

Il meccanismo a camma è un sistema ad un grado di libertà nel quale un elemento, definito movente, mette in movimento un secondo elemento, definito cedente, attraverso il contatto dei loro profili.

La camma, che di norma assolve il ruolo di movente, viene sagomata per poter imporre al cedente una legge di moto assegnata.

Le camme possono essere classificate, in base alla forma, come piane (o a disco) e cilindriche, ma ne esistono anche con forme meno comuni.

Il meccanismo a camma piano più diffuso è quello che converte il moto rotatorio uniforme del movente in un moto alternativo, traslatorio o rotatorio, del cedente.

Il cedente può essere definito punteria o bilanciante: punteria se è animato da moto traslatorio rettilineo ed in questo caso il meccanismo viene definito di prima specie; bilanciante se è animato da moto rotatorio ed allora il meccanismo è definito di seconda specie.

Nel caso di punteria con moto traslatorio, si può distinguere fra punteria centrata, se il suo asse passa per il centro della coppia rotoidale della camma e punteria eccentrica nel caso opposto.

Si possono definire diversi tipi di punterie:

- a coltello o a spigolo vivo (con raggio di curvatura molto piccolo), con contatto a strisciamento, usati molto raramente e con forze in gioco modeste;

- a rotella, molto utilizzati poiché, a parità d'ingombro, presentano una minore resistenza meccanica dovuta alle ridotte dimensioni del perno, con conseguente riduzione di attrito e usura;
- a piattello, con contatto a strisciamento, impiegati anche nei motori a combustione interna, realizzano meccanismi compatti e robusti, pur richiedendo una lubrificazione adeguata.

Nei meccanismi a camma un altro tipo di classificazione riguarda il tipo di accoppiamento tra movente e cedente:

- di forza, quelli assicurati da forze agenti sul cedente, in genere prodotte da molle di richiamo durante la fase di ritorno, poiché in questo caso la camma guida il moto del cedente solo durante la fase di alzata;
- di forma, dove l'accoppiamento stesso impedisce il distacco fra i due membri.

Il dimensionamento si effettua in dipendenza del carico sopportato e della pressione di contatto fra camma e cedente.

I meccanismi a camma sono largamente utilizzati in campo industriale, in particolare nel settore delle macchine automatiche, grazie alla possibilità di poter applicare leggi di moto complesse, con elevata precisione, alla semplicità progettuale e costruttiva, alla elevata resistenza meccanica e al basso costo.

SCOPO DELLA TESI

Nel seguente elaborato di tesi viene trattata la progettazione meccatronica di un meccanismo a camma piana con punteria a piattello.

Partendo dalla formulazione di due tipi di leggi di moto del cedente, polinomiale di 5th grado e armonica cicloidale, si passa alla definizione del profilo di camma utilizzando il foglio di calcolo Excel e un opportuno codice scritto in Matlab.

Le coordinate del profilo così ottenute saranno poi importate in un software CAD, per la creazione del modello 3d da stampare in stereolitografia, al fine di realizzare il sistema camma-punteria da accoppiare ad un motore elettrico.

Capitolo 1

LEGGE DI MOTO DEL CEDENTE

1.0 Introduzione

Il primo passo da fare, per la progettazione di una camma, è quello di selezionare le funzioni matematiche che definiscano i movimenti del cedente.

L'approccio più semplice a questo processo è di 'linearizzare' la camma, come se dovessimo 'srotolarla' dalla sua forma circolare e considerarla come una funzione tracciata su assi cartesiani.

Andiamo quindi a disegnare la funzione 's' di spostamento, la sua derivata prima, velocità 'v', la sua derivata seconda, accelerazione 'a' e la sua derivata terza, il jerk (strappo) 'j', su assi allineati in funzione dell'angolo di camma θ .

Possiamo inoltre considerare, in questi grafici, sia il tempo 't', sia l'angolo θ , come variabile indipendente, dato che, solitamente, conosciamo la velocità angolare ' ω ' (presupposta sostanzialmente costante) e convertire facilmente da angolo a tempo e viceversa.

La progettazione della camma inizia quindi con la definizione delle sue funzioni richieste ed i loro diagrammi s, v, a, j.

1.1 Definizione delle fasi e legge fondamentale delle camme

La legge di moto 's' del cedente è rappresentata tramite il diagramma delle alzate (*Figura 1-1*), con il quale viene stabilita la successione, la durata e l'ampiezza dei movimenti che il sistema deve effettuare in base alla funzione da svolgere.

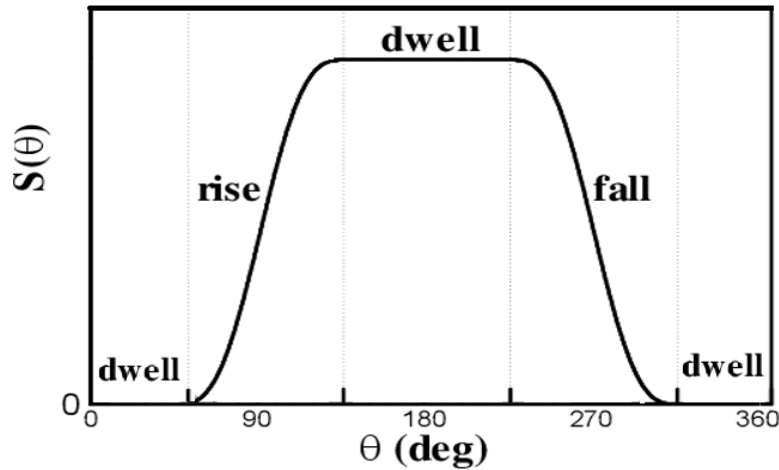


Figura 1-1 Diagramma delle alzate

Per il nostro meccanismo andiamo a identificare nel diagramma cinque intervalli, in cui risultano suddivisi l'angolo di rotazione 2π ed il periodo T:

- 1) fase di sosta (dwell) per la durata di $\pi/12$, con $0^\circ < \theta < 15^\circ$, dove $s = 0$;
- 2) alzata (rise) per la durata di $5\pi/6$, con $15^\circ < \theta < 165^\circ$, dove 's' passa con continuità da 0 ad h (alzata massima cedente);
- 3) fase di sosta per la durata di $\pi/6$, con $165^\circ < \theta < 195^\circ$, dove $s = h$;
- 4) fase di ritorno (fall) per la durata di $5\pi/6$, con $195^\circ < \theta < 345^\circ$, dove 's' diminuisce con continuità da h a 0;
- 5) fase di sosta per la durata di $\pi/12$, con $345^\circ < \theta < 360^\circ$, dove $s = 0$.

Oltre alle fasi stabiliamo, come input progettuale, una velocità di rotazione costante della camma, corrispondente a 4π rad/s (2 giri/sec o 120 giri/min).

1.1.1 Legge fondamentale delle camme

La funzione del cedente deve essere continua attraverso le derivate prime e seconde dello spostamento, su tutto l'intervallo.

Corollario: La funzione jerk (strappo), data dalla derivata dell'accelerazione da/dt [m/s^3], deve essere finita attraverso l'intero intervallo.

1.2 Funzione Polinomiale 3-4-5 (5th grado)

Una funzione polinomiale di 5th grado (3-4-5) è la minima che garantisce il rispetto della legge fondamentale delle camme, in quanto degenera in una funzione cubica per l'accelerazione.

La funzione parabolica di jerk presenterà invece discontinuità nelle giunzioni con le fasi di sosta; tuttavia, questo è accettabile poiché il jerk risulterà ancora finito.

La forma generale per la funzione polinomiale 3-4-5 è la seguente:

$$s = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + \dots + C_nx^n$$

dove:

s = spostamento;

x = variabile indipendente che sarà sostituita dal termine adimensionale θ/β , con β angolo max della fase (periodo del segmento); perciò il valore di θ/β va da 0 a 1 in alzata e ritorno;

C_n : coefficienti costanti non noti, da determinare nello sviluppo del polinomio.

Un polinomio di grado 'n' avrà quindi 'n+1' termini, poiché c'è un x_0 o termine costante con coefficiente C_0 .

1.2.1 *Strutturazione del Polinomio: condizioni al contorno*

Strutturiamo la progettazione di una camma polinomiale decidendo quante condizioni al contorno (boundary conditions o BCs) vogliamo specificare nel diagramma s, v, a, j (spostamento, velocità, accelerazione, jerk); il numero di BCs determina poi il grado del polinomio.

Possiamo scrivere un'equazione indipendente per ogni condizione al contorno, sostituendola nella forma generale o in una delle sue derivate.

Avremo allora un sistema di equazioni lineari che possono essere risolte per i coefficienti non noti C_0, \dots, C_n .

Se 'k' rappresenta il numero di BCs scelte, ci saranno 'k' equazioni in 'k' non noti C_0, \dots, C_n ed il grado del polinomio sarà ' $n = k-1$ '.

Il requisito di continuità dell'accelerazione definisce un minimo di 6 BCs per il segmento di alzata e 6 per quello di ritorno.

Per generalità rappresenteremo l'alzata totale con la variabile 'h'.

Di seguito il set minimo di condizioni al contorno per le fasi di alzata e ritorno:

- Alzata:

$$\Theta = \Theta_c - \Theta_i = \pi/12 - \pi/12 = 0 \quad s=0 \quad v=0 \quad a=0$$

$$\Theta = \Theta_c - \Theta_i = 11\pi/12 - \pi/12 = 5\pi/6 = \beta \quad s=h \quad v=0 \quad a=0$$

- Ritorno:

$$\Theta = \Theta_c - \Theta_i = 13\pi/12 - 13\pi/12 = 0 \quad s=h \quad v=0 \quad a=0$$

$$\Theta = \Theta_c - \Theta_i = 23\pi/12 - 13\pi/12 = 5\pi/6 = \beta \quad s=0 \quad v=0 \quad a=0$$

1.2.2 *Fase di Alzata*

Avendo 6 BCs, l'equazione risultante per questa fase avrà 6 termini, di cui quello più grande sarà di 5th grado.

Per ottenere espressioni dove poter sostituire le condizioni al contorno, dobbiamo differenziare l'equazione della forma generale rispetto θ .

Riscrivendo l'equazione

$$s = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + \dots + C_nx^n$$

con questi vincoli e differenziando tre volte, otteniamo:

$$s = C_0 + C_1(\theta/\beta) + C_2(\theta/\beta)^2 + C_3(\theta/\beta)^3 + C_4(\theta/\beta)^4 + C_5(\theta/\beta)^5 \quad (1.1)$$

$$v = 1/\beta [C_1 + 2C_2(\theta/\beta) + 3C_3(\theta/\beta)^2 + 4C_4(\theta/\beta)^3 + 5C_5(\theta/\beta)^4] \quad (1.2)$$

$$a = 1/\beta^2 [2C_2 + 6C_3(\theta/\beta) + 12C_4(\theta/\beta)^2 + 20C_5(\theta/\beta)^3] \quad (1.3)$$

$$j = 1/\beta^3 [6C_3 + 24C_4(\theta/\beta) + 60C_5(\theta/\beta)^2] \quad (1.4)$$

Andiamo ora a sostituire le condizioni al contorno di inizio (per $\theta = 0$) e fine alzata (per $\theta = \beta$), rispettivamente nelle prime tre equazioni precedenti:

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ ed $s = 0$ nell'equazione (1.1)

$$0 = C_0 + 0 + 0 + \dots \rightarrow C_0 = 0$$

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ e $v = 0$ nell'equazione (1.2)

$$0 = 1/\beta [C_1 + 0 + 0 + \dots] \rightarrow C_1 = 0$$

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ ed $a = 0$ nell'equazione (1.3)

$$0 = 1/\beta^2 [C_2 + 0 + 0 + \dots] \rightarrow C_2 = 0$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ ed $s = h$ nell'equazione (1.1)

$$h = C_3 + C_4 + C_5$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ e $v = 0$ nell'equazione (1.2)

$$0 = 1/\beta [3C_3 + 4C_4 + 5C_5]$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ ed $a = 0$ nell'equazione (1.3)

$$0 = 1/\beta^2 [6C_3 + 12C_4 + 20C_5]$$

Le ultime tre equazioni possono essere risolte simultaneamente per trovare C_3 , C_4 , C_5 e dopo varie sostituzioni troviamo:

$$C_3 = 10h \quad C_4 = -15h \quad C_5 = 6h$$

- Sostituendo infine questi coefficienti nelle equazioni (1.1) \rightarrow (1.4) otteniamo le equazioni di s , v , a , j per la fase di alzata:

$$s = h[10(\theta/\beta)^3 - 15(\theta/\beta)^4 + 6(\theta/\beta)^5]$$

$$v = h/\beta [30(\theta/\beta)^2 - 60(\theta/\beta)^3 + 30(\theta/\beta)^4]$$

$$a = h/\beta^2 [60(\theta/\beta) - 180(\theta/\beta)^2 + 120(\theta/\beta)^3]$$

$$j = h/\beta^3 [60 - 360(\theta/\beta) + 360(\theta/\beta)^2]$$

1.2.3 Fase di Ritorno

Si procede analogamente a quella di alzata, partendo dalla sostituzione delle condizioni al contorno di inizio (per $\theta = 0$) e fine ritorno (per $\theta = \beta$), rispettivamente nelle equazioni (1.1), (1.2) e (1.3):

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ ed $s = h$ nell'equazione (1.1)

$$C_0 = h$$

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ e $v = 0$ nell'equazione (1.2)

$$0 = 1/\beta [C_1 + 0 + 0 + \dots] \rightarrow C_1 = 0$$

- Sostituendo le BCs $\theta = 0$ ed $a = 0$ nell'equazione (1.3)

$$0 = 1/\beta^2 [C_2 + 0 + 0 + \dots] \rightarrow C_2 = 0$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ ed $s = 0$ nell'equazione (1.1)

$$0 = h + C_3 + C_4 + C_5$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ e $v = 0$ nell'equazione (1.2)

$$0 = 1/\beta [3C_3 + 4C_4 + 5C_5]$$

- Sostituendo le BCs $\theta = \beta$ ed $a = 0$ nell'equazione (1.3)

$$0 = 1/\beta^2 [6C_3 + 12C_4 + 20C_5]$$

Le ultime tre equazioni possono essere risolte simultaneamente per trovare C_3 , C_4 , C_5 e dopo varie sostituzioni troviamo:

$$C_3 = -10h \quad C_4 = 15h \quad C_5 = -6h$$

Possiamo notare che i coefficienti ottenuti sono l'opposto di quelli della fase d'alzata; andandoli infine a sostituire nelle equazioni (1.1) \rightarrow (1.4) otteniamo le equazioni di s , v , a , j per la fase di ritorno:

$$s = h + h[-10(\theta/\beta)^3 + 15(\theta/\beta)^4 - 6(\theta/\beta)^5]$$

$$v = h/\beta [-30(\theta/\beta)^2 + 60(\theta/\beta)^3 - 30(\theta/\beta)^4]$$

$$a = h/\beta^2 [-60(\theta/\beta) + 180(\theta/\beta)^2 - 120(\theta/\beta)^3]$$

$$j = h/\beta^3 [-60 + 360(\theta/\beta) - 360(\theta/\beta)^2]$$

1.2.4 Equazioni in funzione del tempo

Le unità di misura delle equazioni in funzione dell'angolo Θ sono, a partire dallo spostamento e passando per v , a , j : [mm]; [mm/rad]; [mm/rad²]; [mm/rad³].

Come anticipato nell'introduzione, avendo definito come input la velocità angolare costante della camma, possiamo facilmente convertire da angolo a tempo tramite la sostituzione ' $\theta = \omega t$ '.

A partire dallo spostamento, ricaviamo quindi le equazioni di velocità, accelerazione e jerk in funzione del tempo nel seguente modo:

$$\begin{aligned}v &= s'(\theta) = \frac{ds}{d\theta} \rightarrow \dot{s}(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = s'\omega = v\omega \\a &= s''(\theta) = \frac{d^2s}{d\theta^2} \rightarrow \ddot{s}(t) = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 = s''\omega = a\omega^2 \\j &= s'''(\theta) = \frac{d^3s}{d\theta^3} \rightarrow \dddot{s}(t) = \frac{d^3s}{dt^3} = \frac{d^3s}{d\theta^3} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^3 = s'''\omega = a\omega^3\end{aligned}$$

Le unità delle equazioni in funzione del tempo 't' saranno quindi, a partire dallo spostamento e passando per v , a , j : [mm]; [mm/s]; [mm/s²]; [mm/s³].

1.2.5 Rappresentazione legge di moto su foglio Excel

Nei capitoli precedenti abbiamo stabilito la durata delle 5 fasi e dell'angolo β , nonché la velocità angolare costante ' $\omega = 2$ giri/sec = 1 giri/0.5 sec' e trovato le equazioni di spostamento, velocità, accelerazione e jerk per le fasi di alzata e ritorno tramite le condizioni al contorno, sia in funzione dell'angolo di rotazione, sia del tempo.

Siamo in grado, perciò, definendo arbitrariamente un passo di $\pi/120$ ed un'alzata massima di 20mm, di ricavare i grafici delle diverse equazioni tramite foglio Excel.

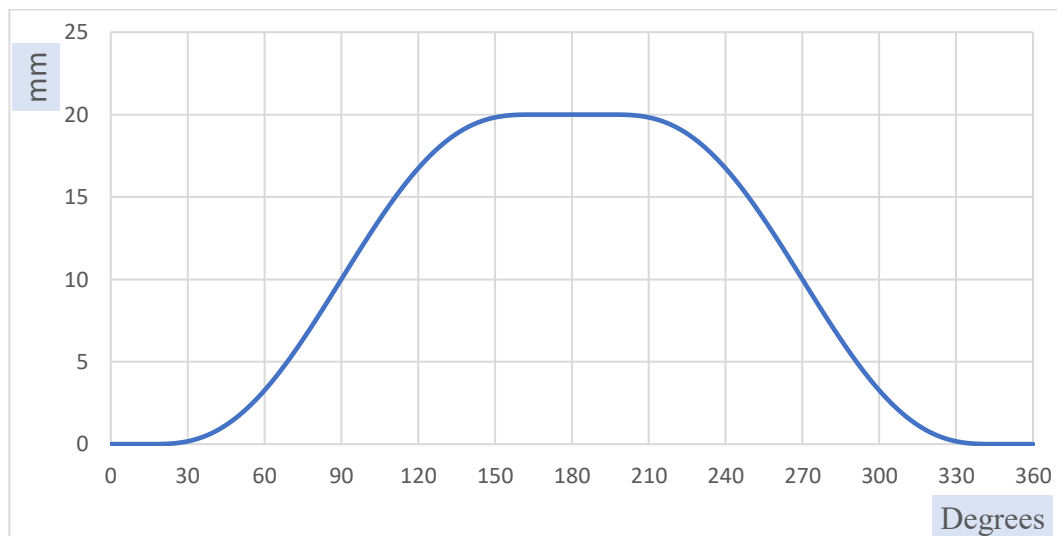


Figura 1-2 Legge di moto polinomiale 3-4-5 in alzata ($15^\circ < \theta < 165^\circ$) e ritorno ($195^\circ < \theta < 345^\circ$), in funzione dell'angolo di camma.

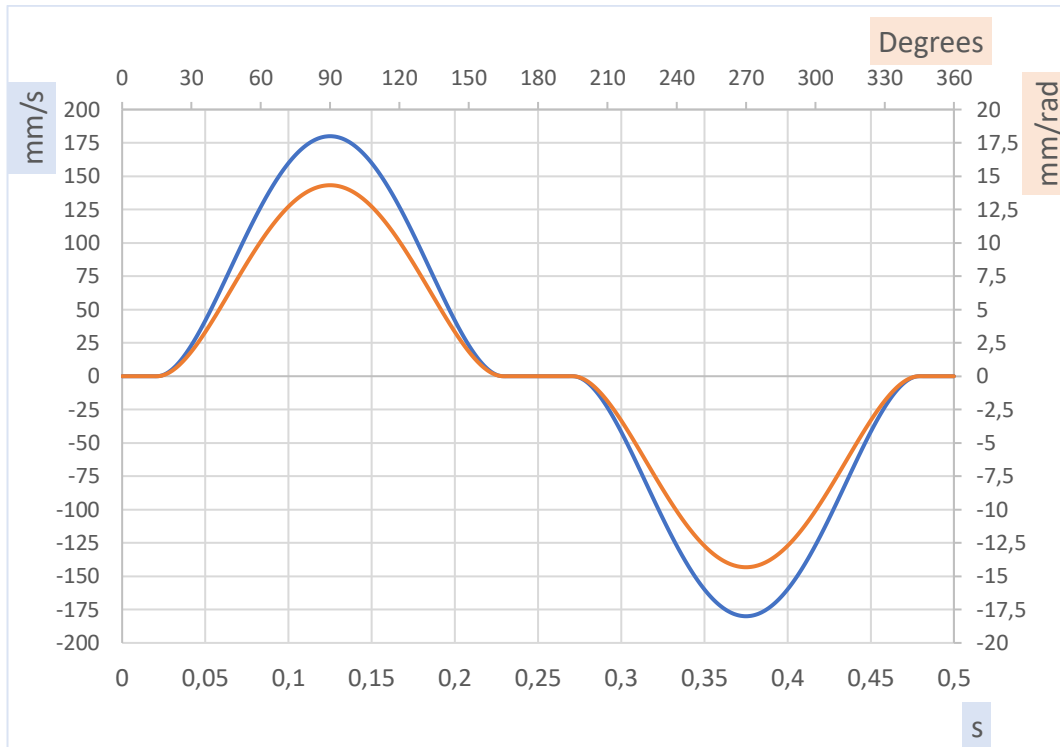


Figura 1-3 Velocità in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

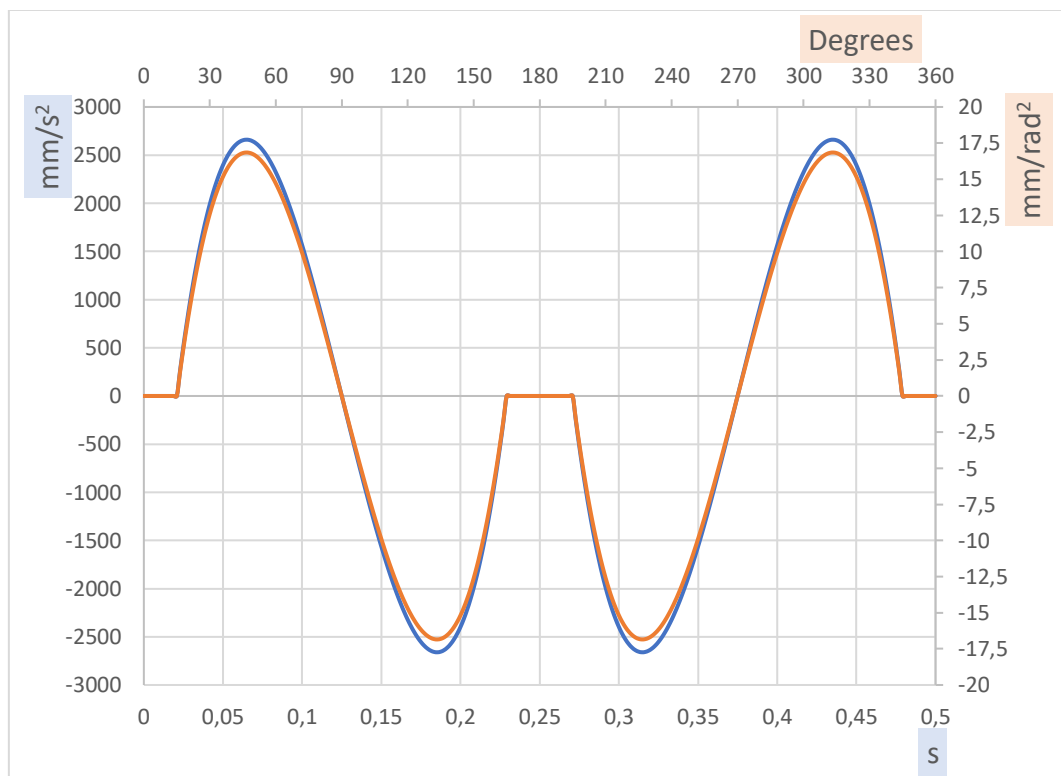


Figura 1-4 Accelerazione in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

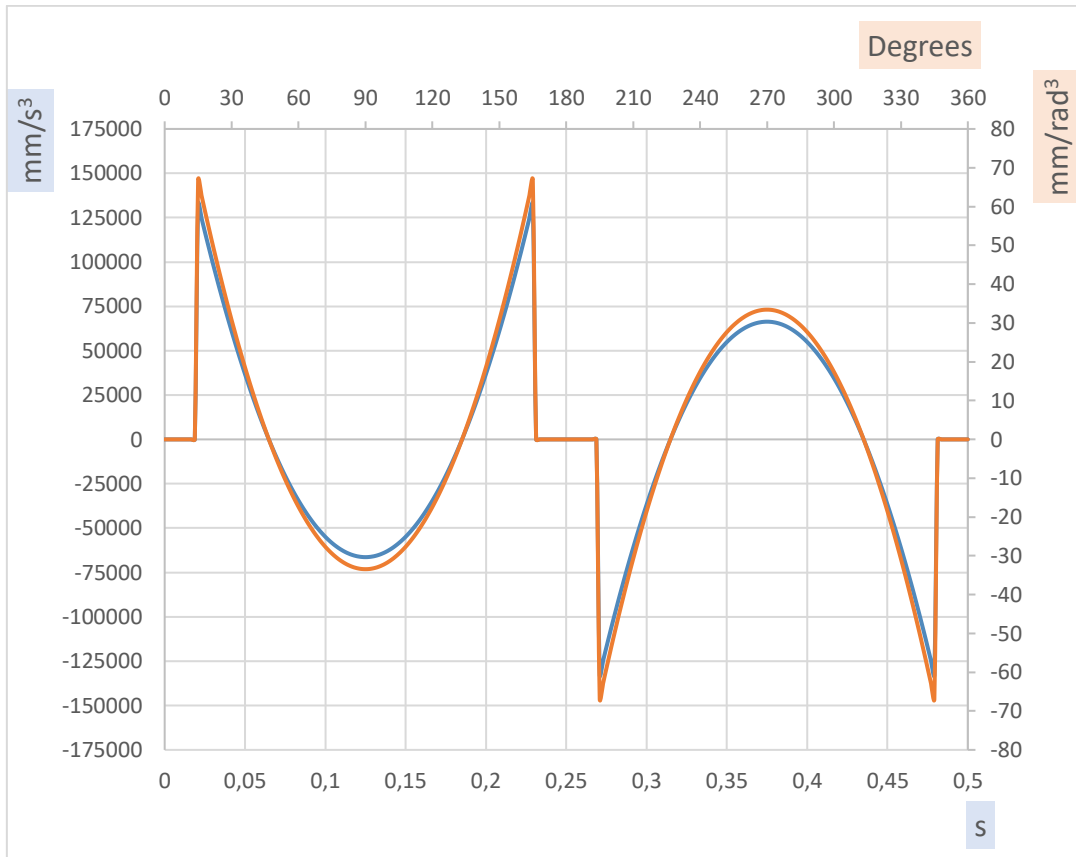


Figura 1-5 Jerk (strappo) in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

1.3 Funzione Armonica

1.3.1 Moto armonico semplice (*Simple Harmonic Motion: SHM*)

Le funzioni armoniche hanno la proprietà di rimanere continue attraverso qualsiasi numero di differenziazione.

Nelle differenziazioni ripetute, la funzione *seno* diventa *coseno*, che a sua volta diventa *-sen*, che diventa *-cos*, ... e così via, all'infinito.

La fase di sosta deve sempre avere velocità ed accelerazione zero: per questo motivo, dobbiamo far corrispondere i valori zero delle soste alle estremità di quelle derivate di segmenti di non-sosta che ci si uniscono.

La funzione spostamento del moto armonico semplice, quando usata con le soste, non soddisfa la legge fondamentale delle camme (*vedi 1.1.1*), poiché la sua derivata seconda, l'accelerazione, è diversa da zero nelle estremità, non corrispondendo perciò con le fasi di sosta.

Per questo motivo, la funzione SHM può essere utilizzata o nelle camme che hanno fase di alzata per π e di ritorno per i restanti π , o in situazioni dove la velocità della camma è talmente bassa da renderlo un caso statico piuttosto che dinamico.

1.3.2 Legge di Moto Cicloidale

1.3.2.1 Fase di Alzata

Per progettare una camma con legge armonica, partiamo perciò dalla funzione accelerazione, facendo in modo che rispetti il vincolo di grandezza zero ad ogni estremo, per connettersi con i segmenti di sosta.

L'equazione per un'accelerazione sinusoidale è:

$$a = C \operatorname{sen}\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)$$

Abbiamo normalizzato nuovamente la variabile indipendente θ , dividendola per il periodo del segmento β .

Il valore di θ/β va da 0 a 1 nei segmenti di alzata e ritorno ed è adimensionale.

Dal momento che vogliamo un'onda sinusoidale a ciclo completo, dobbiamo moltiplicare θ/β per 2π ; in questo modo l'argomento varierà tra 0 e 2π indipendentemente dal valore di β .

La costante 'C' rappresenta l'ampiezza della sinusoide.

Integriamo quindi l'accelerazione per ottenere la velocità, assumendo costante la velocità angolare ω della camma:

$$a = \frac{dv}{d\theta} = C \operatorname{sen} \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \rightarrow \int dv = \int C \operatorname{sen} \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) d\theta \rightarrow$$

$$\rightarrow v = -C \frac{\beta}{2\pi} \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) + k_1 \quad \text{con 'k1' costante di integrazione}$$

Per trovare K_1 , sostituiamo le BCs $v = 0$ a $\theta = 0$, dal momento che dobbiamo uguagliare la velocità zero della sosta in quel punto:

$$\rightarrow k_1 = C \frac{\beta}{2\pi} \quad e \quad v = C \frac{\beta}{2\pi} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

Nota: sostituendo le BCs all'altro capo dell'intervallo, $v = 0$ a $\theta = \beta$, K_1 è la stessa.

Integriamo nuovamente per ottenere lo spostamento:

$$v = \frac{ds}{d\theta} = C \frac{\beta}{2\pi} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

$$\rightarrow \int ds = \int \left\{ C \frac{\beta}{2\pi} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \right\} d\theta$$

$$\rightarrow s = C \frac{\beta}{2\pi} \theta - C \frac{\beta^2}{4\pi^2} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) + k_2$$

Per trovare K_2 , sostituiamo le BCs $s = 0$ a $\theta = 0$, in modo da uguagliare lo spostamento zero della sosta in quel punto.

$$\rightarrow k_2 = 0$$

Per ricavare poi l'ampiezza della costante 'C', sostituiamo le BCs $s = h$ a $\theta = \beta$, dove 'h' è l'alzata massima del cedente nell'intervallo considerato.

$$\rightarrow C = 2\pi \frac{h}{\beta^2}$$

Sostituendo il valore della costante 'C' nell'equazione dell'accelerazione, otteniamo:

$$a = 2\pi \frac{h}{\beta^2} \sin\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)$$

Differenziando questa equazione rispetto θ , ricaviamo l'espressione dello strappo (jerk):

$$J = 4\pi^2 \frac{h}{\beta^3} \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)$$

Sostituendo poi, i valori della costante 'C' nell'equazione della velocità, otteniamo:

$$v = \frac{h}{\beta} \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)\right]$$

Nota: questa funzione di velocità è la somma di un termine negativo di *coseno* ed un termine costante, dove il coefficiente del termine *coseno* è uguale al termine costante. Pertanto, si ha una curva di velocità che inizia e finisce a zero e raggiunge la massima grandezza a $\beta/2$.

Andando infine a sostituire i valori della costante 'C' e di K2 nell'equazione dello spostamento, otteniamo:

$$s = h \left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

Nota: lo spostamento è la somma di una linea retta di pendenza 'h' e un'onda *seno* negativa. L'onda *sin* è, in effetti, 'avvolta intorno' la linea retta.

Questa funzione della camma viene definita *Spostamento cicloidale* o *Accelerazione sinusoidale*.

1.3.2.2 Fase di Ritorno

Come per la fase di alzata, l'equazione per un'accelerazione sinusoidale è data da:

$$a = C \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right)$$

Integriamo per ottenere la velocità, assumendo costante quella angolare ω della camma:

$$v = -C \frac{\beta}{2\pi} \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) + k_1$$

Per trovare K1, sostituiamo le BCs $v = 0$ a $\theta = 0$:

$$\rightarrow k_1 = C \frac{\beta}{2\pi} \quad \text{e} \quad v = C \frac{\beta}{2\pi} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

Integriamo nuovamente per ottenere lo spostamento:

$$\rightarrow s = C \frac{\beta}{2\pi} \theta - C \frac{\beta^2}{4\pi^2} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) + k_2$$

Per trovare K2, sostituiamo le BCs $s = h$ a $\theta = 0$

$$\rightarrow k_2 = h$$

Per ricavare l'ampiezza della costante 'C', andiamo infine a sostituire le BCs $s = 0$ a $\theta = \beta$:

$$\rightarrow C = -2\pi \frac{h}{\beta^2}$$

Notiamo che l'ampiezza è l'opposto della fase di alzata.

Andando a sostituire con le costanti e l'ampiezza 'C' otteniamo:

$$a = -2\pi \frac{h}{\beta^2} \sin\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)$$

$$J = -4\pi^2 \frac{h}{\beta^3} \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)$$

$$v = -\frac{h}{\beta} \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)\right]$$

$$s = h \left[1 - \frac{\theta}{\beta} + \frac{1}{2\pi} \sin\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right)\right]$$

1.3.3 Equazioni in funzione del tempo

Le unità di misura delle equazioni in funzione dell'angolo Θ sono, a partire dallo spostamento e passando per v , a , j : [mm]; [mm/rad]; [mm/rad²]; [mm/rad³].

Anche in questo caso, convertiamo da angolo a tempo tramite la sostituzione ' $\theta = \omega t$ '.

A partire dallo spostamento, ricaviamo quindi le equazioni di velocità, accelerazione e jerk in funzione del tempo nel seguente modo:

$$v = s'(\theta) = \frac{ds}{d\theta} \rightarrow \dot{s}(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = s' \omega = v \omega$$

$$a = s''(\theta) = \frac{d^2s}{d\theta^2} \rightarrow \ddot{s}(t) = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 = s'' \omega^2 = a \omega^2$$

$$j = s'''(\theta) = \frac{d^3s}{d\theta^3} \rightarrow \dddot{s}(t) = \frac{d^3s}{dt^3} = \frac{d^3s}{d\theta^3} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^3 = s''' \omega^3 = a \omega^3$$

Le unità delle equazioni in funzione del tempo 't' saranno quindi, a partire dallo spostamento e passando per v, a, j: [mm]; [mm/s]; [mm/s²]; [mm/s³].

1.3.4 Rappresentazione legge di moto su foglio Excel

Come visto per la legge polinomiale, avendo stabilito la durata delle 5 fasi e dell'angolo β , nonché la velocità angolare costante ' $\omega = 2$ giri/sec = 1 giri/0.5 sec' e trovato le equazioni del moto sia in funzione dell'angolo sia del tempo, siamo in grado, definendo arbitrariamente un passo di $\pi/120$ ed un'alzata massima di 20mm, di ricavare i grafici delle equazioni tramite foglio Excel.

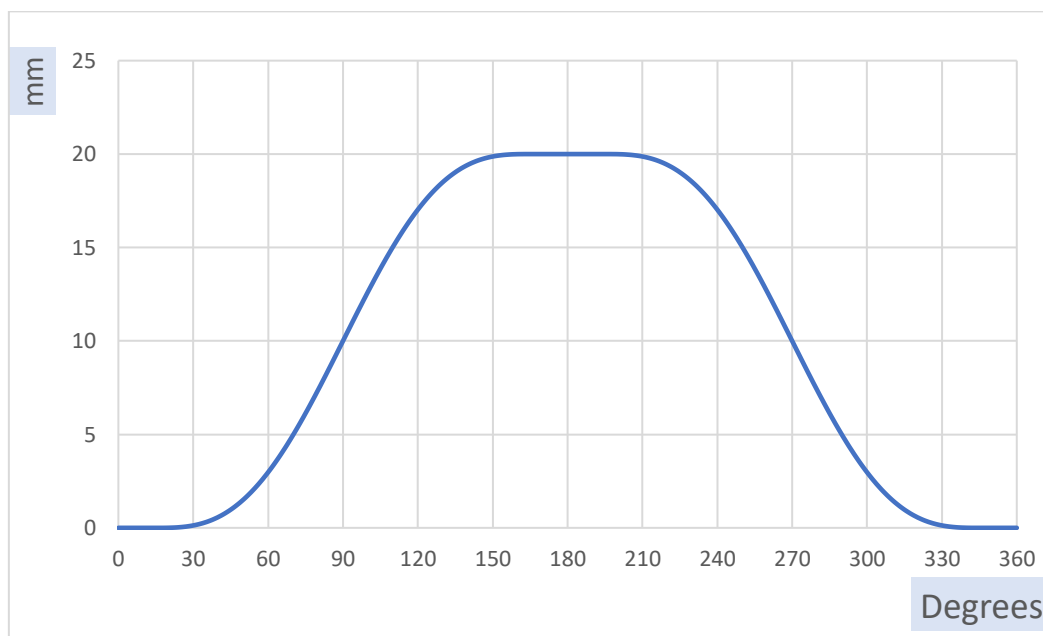


Figura 1-6 Legge di moto cicloidale in alzata ($15^\circ < \theta < 165^\circ$) e ritorno ($195^\circ < \theta < 345^\circ$), in funzione dell'angolo di camma.

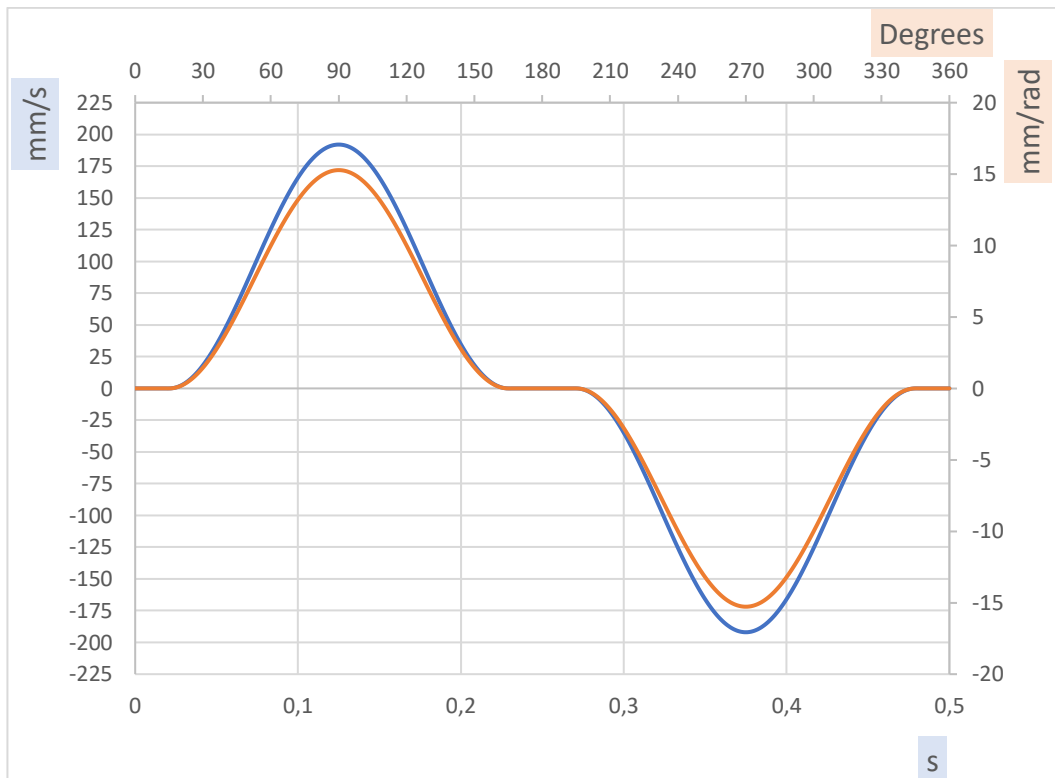


Figura 1-7 Velocità in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

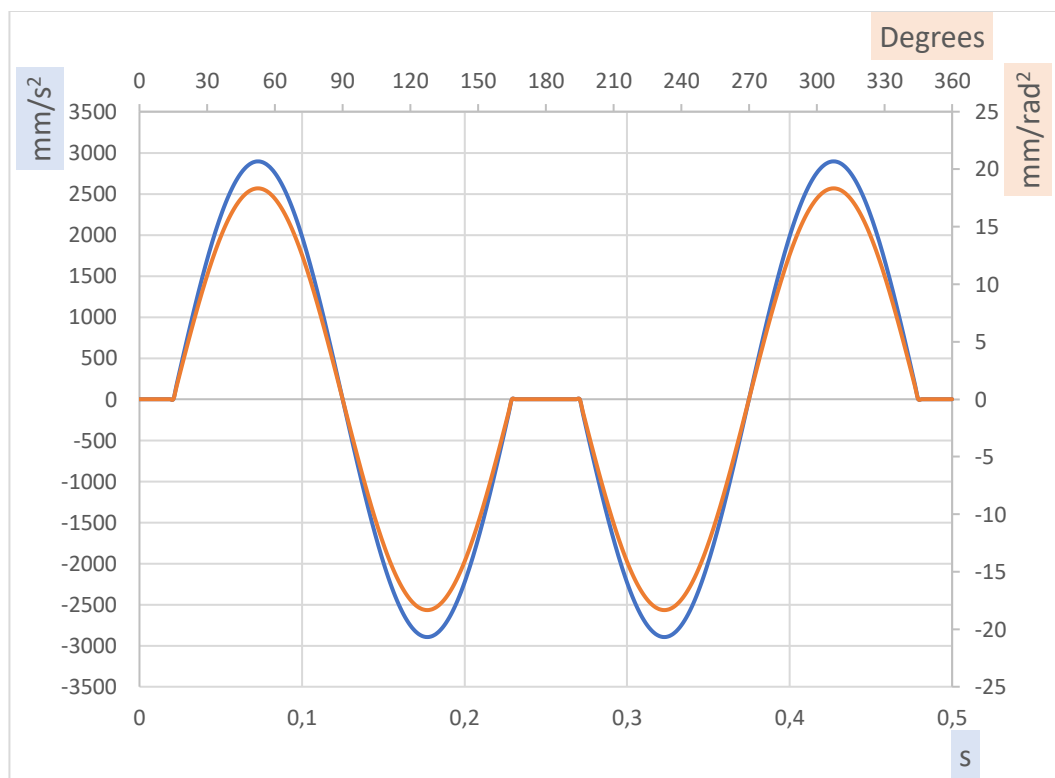


Figura 1-8 Accelerazione in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

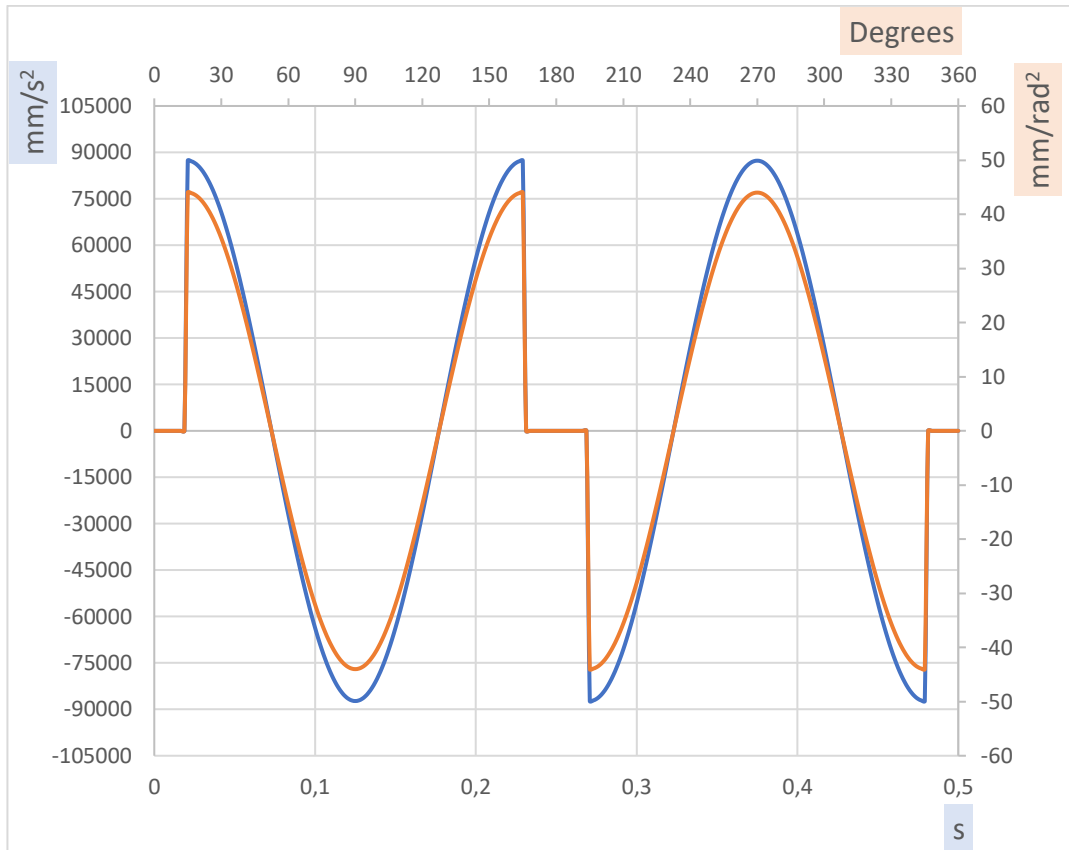


Figura 1-9 Jerk (strappo) in funzione dell'angolo di camma e del tempo.

Capitolo 2

DIMENSIONAMENTO DELLA CAMMA

2.0 Introduzione

Una volta ricavate le funzioni s , v , a , j , lo step successivo riguarda il dimensionamento della camma, influenzato da due elementi principali: l'angolo di pressione ed il raggio di curvatura.

Entrambi i fattori coinvolgono il raggio del cerchio base ' R_B ' della camma, quando si hanno, come nel nostro caso, cedenti a piattello.

Il centro del cerchio base rappresenta il centro di rotazione della camma.

Tutte le camme radiali hanno un cerchio base, indipendentemente dal tipo di cedente utilizzato, definito come il più piccolo cerchio che può essere disegnato tangente alla superficie fisica della camma (*Figura 2-2*).

2.1 Momento ribaltante nelle camme con cedente a piattello

Nella *Figura 2-1* è rappresentato il moto di un piattello contro una camma radiale.

Si può notare che l'angolo di pressione, definito come l'angolo tra la direzione del moto (velocità) del cedente e la direzione dell'asse di trasmissione della forza (o normale comune), risulta essere nullo per tutte le posizioni di camma e piattello.

Dal momento che, il punto di contatto si muove da sinistra a destra, il punto di applicazione della forza tra i membri si muove con esso.

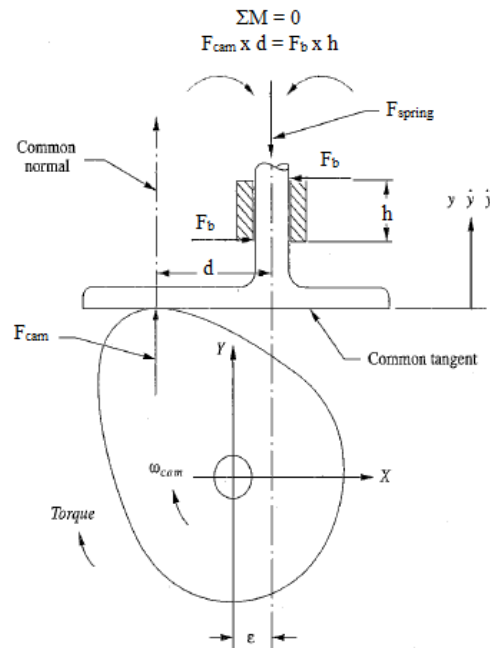


Figura 2-1 Momento ribaltante.

Si viene a creare così un momento ribaltante del cedente, associato a questa forza decentrata, che tende a far ‘inceppare’ il gambo del piattello nella sua guida.

Per evitare ciò, è bene progettare la camma con dimensioni più piccole possibile, in modo da minimizzare il braccio, momento della forza.

L’eccentricità ‘ε’, influenzerà il valore medio del momento, ma non la sua variazione ‘picco-picco’.

Perciò, le valutazioni riguardanti un angolo di pressione troppo ampio, non limitano il dimensionamento del nostro movente.

Uno dei fattori da rispettare, è il minimo raggio di curvatura della superficie della camma, il quale dovrà essere grande abbastanza per evitare il sottosquadro (undercutting).

‘ ε ’ rappresenta invece l’eccentricità, cioè la distanza lungo x dell’asse del piattello dall’asse y della camma.

Possiamo definire la posizione del punto di contatto A da due loop di vettori (in notazione complessa):

$$R_A = x + j(R_B + s) \quad \text{e} \quad R_A = ce^{j(\theta + \alpha)} + j\rho$$

$$\rightarrow ce^{j(\theta + \alpha)} + j\rho = x + j(R_B + s) \quad (2.1)$$

Sostituendo l’equazione di Eulero ($e^{j\tau} = \cos\tau + jsen\tau$, dove τ è una variabile arbitraria) nella (2.1) e separando le parti reale ed immaginaria abbiamo:

$$\text{Reale: } c\cos(\theta + \alpha) = x \quad (2.2)$$

$$\text{Immaginaria: } c\text{sen}(\theta + \alpha) + \rho = R_B + s \quad (2.3)$$

Il centro di curvatura ‘C’ è stazionario sulla camma, ciò significa che le ampiezze di ‘c’, ‘ ρ ’ ed ‘ α ’ non cambiano per piccole variazioni di θ (la derivata prima di questi valori è zero, ma quelle successive sono diverse da zero).

Differenziando l’equazione (2.1) rispetto θ , otteniamo:

$$jce^{j(\theta + \alpha)} = \frac{dx}{d\theta} + j \frac{ds}{d\theta} \quad (2.4)$$

Sostituendo l’equazione di Eulero nella (2.4) e separando le parti reale ed immaginaria:

$$\text{Reale: } -c\text{sen}(\theta + \alpha) = dx/d\theta \quad (2.5)$$

$$\text{Immaginaria: } c\cos(\theta + \alpha) = ds/d\theta = v \quad (2.6)$$

Confrontando le equazioni (2.2) e (2.6) si deduce che $x = v$ (2.7).

Questa relazione ci dice che la posizione x del punto di contatto tra camma e cedente, è numericamente uguale alla velocità di quest’ultimo in mm/rad.

Per questo motivo, il diagramma delle velocità esprime, in misura diretta, la larghezza minima necessaria della faccia del piattello:

$$\text{Larghezza faccia} > V_{\max} - V_{\min}$$

Differenziando l'equazione (2.7) rispetto θ , otteniamo:

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{dv}{d\theta} = 0 \quad (2.8)$$

Le equazioni (2.3) e (2.5) possono essere risolte simultaneamente e la (2.8) sostituita nel risultato, per ottenere:

$$\rho = R_B + s + a \quad (2.9)$$

2.3 Cerchio Base

L'equazione (2.9) definisce il raggio di curvatura soltanto in termini di:

- raggio base;
- funzione spostamento;
- funzione accelerazione.

Poiché non può essere accettato che ρ diventi negativo con un cedente a piattello, possiamo formulare una relazione a partire da questa equazione, che preveda il minimo raggio del cerchio base necessario per evitare il sottosquadro (undercutting), presente in caso di camma concava.

L'unico fattore nella (2.9) che può essere negativo è l'accelerazione.

Lo spostamento s , così come R_B , è stato definito sempre positivo.

Perciò, il caso peggiore per il sottosquadro, si avrà quando l'accelerazione è vicina al suo valore negativo più grande, ' a_{\min} '.

Il raggio minimo del cerchio base può essere quindi definito come:

$$R_{Bmin} > \rho_{min} - s_{@amin} - a_{min} \quad (2.10)$$

Il valore dello spostamento è preso per l'angolo di camma θ corrispondente a quello di ' a_{\min} '.

Poiché il valore di 'a_{min}' è negativo ed ha il segno meno davanti, dominerà l'espressione (2.10).

Nota: nessuna delle equazioni sviluppata sopra, per punteria a piattello, involve l'eccentricità ε , fattore usato solo per il dimensionamento di un cedente a rotella.

Capitolo 3

SINTESI DELLA CAMMA

La sintesi della camma consiste nell'individuare il suo profilo a partire dalla legge oraria del cedente, $s(\theta)$.

La configurazione iniziale della camma è rappresentata in *Figura 3-1*, con il piattello appoggiato al suo profilo.

Nella prima fase di sosta, la distanza del piattello dal centro della camma è minima e corrisponde al raggio base R_B .

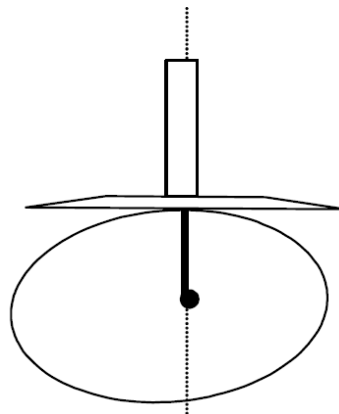


Figura 3-1

Supponiamo che la camma ruoti in senso orario (*Figura 3-2*): dal punto di vista della determinazione del profilo, questa assunzione equivale a tener ferma la camma e a far ruotare l'asse di traslazione del piattello di un angolo in senso antiorario (*Figura 3-3*).

Ponendoci perciò nel sistema di riferimento del movente, osserveremo il piattello ruotare in senso antiorario.

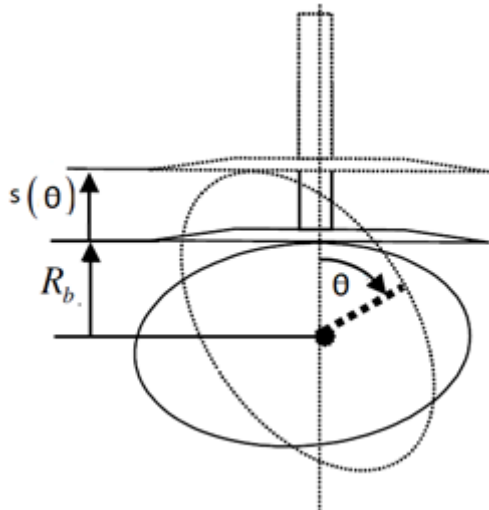


Figura 3-2

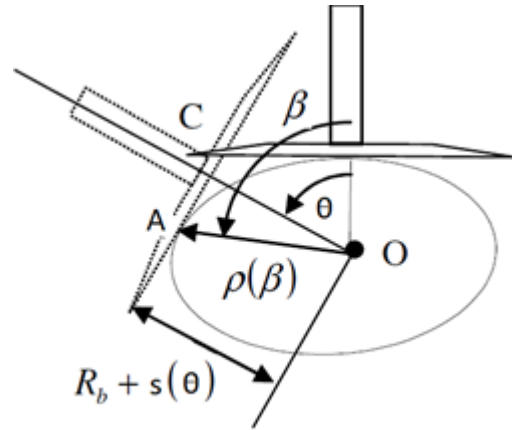


Figura 3-3

Il punto C è dato dall'intersezione dell'asse di scorrimento del piattello, con il piattello stesso.

Il punto A è il punto di contatto tra piattello e profilo della camma.

La distanza del piattello dal centro della camma è data da:

$$OC = R_B + s(\theta)$$

ed è in funzione dell'angolo di rotazione del movente e quindi del piattello.

Partiamo dalla determinazione del segmento CA.

Il punto 'A' è definito come:

$$\bar{A} = \bar{OC} + \bar{CA} = (R_B + s(\theta)) \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{bmatrix} + CA \begin{bmatrix} \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Poiché questo punto descrive il profilo della camma, la sua derivata rispetto a θ darà origine ad un vettore tangente al profilo stesso.

$$\begin{aligned} \frac{\overline{dA}}{d\theta} &= \frac{ds}{d\theta} \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{bmatrix} + (R_B + s(\theta)) \begin{bmatrix} -\sin(\theta) \\ \cos(\theta) \end{bmatrix} + \\ &+ \frac{dCA}{d\theta} \begin{bmatrix} \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix} + CA \begin{bmatrix} -\sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix} \end{aligned}$$

La direzione dell'asse di scorrimento, data dal versore $\{\cos(\theta), \sin(\theta)\}$, rappresenta un versore perpendicolare al profilo nel punto 'A'.

Per questo motivo, il prodotto scalare tra $\frac{\overline{dA}}{d\theta}$ (tangente al profilo) e $\{\cos(\theta), \sin(\theta)\}$ (perpendicolare al profilo), deve essere nullo.

$$\begin{aligned} 0 &= \{\cos(\theta), \sin(\theta)\} \frac{\overline{dA}}{d\theta} = \frac{ds}{d\theta} \{\cos(\theta), \sin(\theta)\} \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{bmatrix} + \\ &+ (R_B + s(\theta)) \{\cos(\theta), \sin(\theta)\} \begin{bmatrix} -\sin(\theta) \\ \cos(\theta) \end{bmatrix} + \\ &+ \frac{dCA}{d\theta} \{\cos(\theta), \sin(\theta)\} \begin{bmatrix} \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix} + CA \{\cos(\theta), \sin(\theta)\} \begin{bmatrix} -\sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix} = \\ &= \frac{ds}{d\theta} + \frac{dCA}{d\theta} (\cos(\theta) \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \sin(\theta) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)) + \\ &+ CA \left(\sin(\theta) \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) - \cos(\theta) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \right) = \\ &= \frac{ds}{d\theta} + \frac{dCA}{d\theta} \cos\left(\theta - \theta - \frac{\pi}{2}\right) + CA \sin\left(\theta - \theta - \frac{\pi}{2}\right) = \frac{ds}{d\theta} - CA \end{aligned}$$

$$\text{Per cui } CA = -\frac{ds}{d\theta}$$

Sostituendo nella (3.1) si ottiene l'equazione del profilo:

$$\bar{A} = (R_B + s(\theta)) \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{bmatrix} + \frac{ds}{d\theta} \begin{bmatrix} \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \end{bmatrix}$$

Da questa, si ottengono le coordinate cartesiane, cioè le componenti lungo x e y del punto 'A' in funzione dell'angolo θ .

$$\bar{A}_x = (R_B + s(\theta))[\cos(\theta)] + \frac{ds}{d\theta}[\cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)]$$

$$\bar{A}_y = (R_B + s(\theta))[\sin(\theta)] + \frac{ds}{d\theta}[\sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)]$$

Capitolo 4

TEORIA DI HERTZ:

IPOTESI FORZA MASSIMA DI CONTATTO

4.0 Introduzione

Nella verifica strutturale del meccanismo, svolgono un ruolo importante le tensioni di Hertz, che si generano nelle zone della camma a contatto con la punteria e le sollecitazioni, le quali agiscono lungo l'asse della punteria stessa.

Entrambe le sollecitazioni sono cicliche e possono causare rotture per fatica.

La forza massima di contatto ' F_n ' agisce in corrispondenza del punto di contatto tra camma e cedente ed ha direzione perpendicolare alla superficie della camma.

4.1 Tensioni di contatto

Per ricavare ' F_n ', utilizzeremo la formula in funzione della ' p_{max} ' e del raggio ' a ' della zona di contatto: $F_n = \frac{2}{3}\pi a^2 p_{max}$

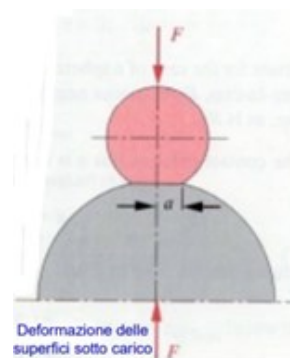


Figura 4-1 Forza di contatto

Partiamo quindi dall'uguagliare la p_{max} di Hertz, alla tensione di snervamento.

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \frac{aB}{(m1 + m2)} = 54,9 \text{ MPa}$$

Nel nostro caso, abbiamo ricavato il valore della tensione dalla scheda tecnica di una resina per stereolitografia SLA (Figura. 4-2, 'Tensile Strenght').

TECHNICAL DATA			
Mechanical Properties		Somos® ProtoGen 18120 UV Postcure at HOC -2	
ASTM Method	Property Description	Metric	Imperial
D638M	Tensile Strength	51.7 - 54.9 MPa	7.5 - 8.0 ksi
D638M	Tensile Modulus	2,620 - 2,740 MPa	381 - 397 ksi
D638M	Elongation at Break	6 - 12%	6 - 12%
D638M	Poisson's Ratio	0.43 - 0.45	0.43 - 0.45
D790M	Flexural Strength	81.8 - 83.8 MPa	11.9 - 12.2 ksi
D790M	Flexural Modulus	2,360 - 2,480 MPa	343 - 359 ksi

Figura 4-2 TDS Resina SLA

Possiamo ora ricavare il valore del raggio 'a' della zona di contatto, corrispondente alla p_{max} :

$$a = \frac{p_{max}\pi(m1 + m2)}{4B}$$

dove 'B' è una costante pari a:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho1} + \frac{1}{\rho2} \right)$$

Il raggio di curvatura minimo della camma è stato scelto pari a 16mm, mentre quello del piattello risulta $\rho = \infty$.

Il secondo termine tra parentesi sarà perciò pari a 0, per la presenza dell'infinito al denominatore.

‘m1’ ed ‘m2’ sono invece le costanti del materiale, date da:

$$m1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad m2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

Dove ‘ ν_1 ’ ed ‘ E_1 ’ sono rispettivamente il coefficiente di Poisson (da scheda tecnica, ‘Poisson’s Ratio’) ed il modulo elastico del materiale (da scheda tecnica, ‘Tensile Modulus’).

Avremo quindi:

$$E = E_1 = E_2 = 2740 \text{ MPa}$$

$$\nu = \nu_1^2 = \nu_2^2 = 0,45$$

Con questi valori il raggio ‘a’ della zona di contatto varrà:

$$a = \frac{p_{max}\pi(m1 + m2)}{4B} = 0,8\text{mm} \text{ (camma da legge polinomiale)}$$

Possiamo ora ricavare la F_n max della zona di contatto, in funzione di ‘a’

e p_{max} :

$$F_n = \frac{2}{3}\pi a^2 p_{max} = 74,2 \text{ N} \text{ (camma da legge polinomiale)}$$

Capitolo 5 CODICE MATLAB

Tramite il software Matlab è stato sviluppato un codice (vd. *Appendice I*) al fine di ottenere le leggi di moto del cedente con i relativi grafici, confrontarli con quelli ricavati in Excel e determinare così il profilo della camma, esportandone le coordinate su software CAD.

Andando ad avviarlo, viene richiesto in primis di scegliere la legge di moto del cedente nella fase di alzata (*Figura. 5-1*):

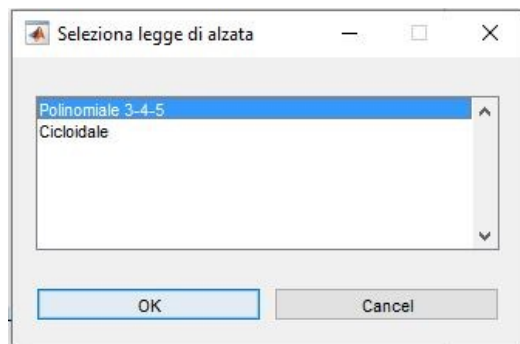


Figura 5-1 Selezione legge di alzata

Una volta dato l'ok, comparirà una finestra analoga per la selezione della legge di ritorno:

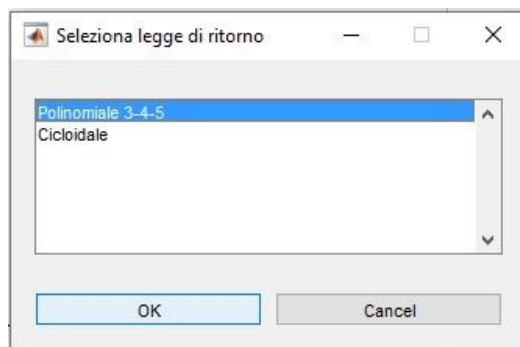


Figura 5-2 Selezione legge di ritorno

A questo punto, saranno creati sia i grafici delle funzioni s , v , a , j del moto del piattello (*Figura 5-3*), sia il profilo della camma in coordinate cartesiane (*Figura 5-4*).

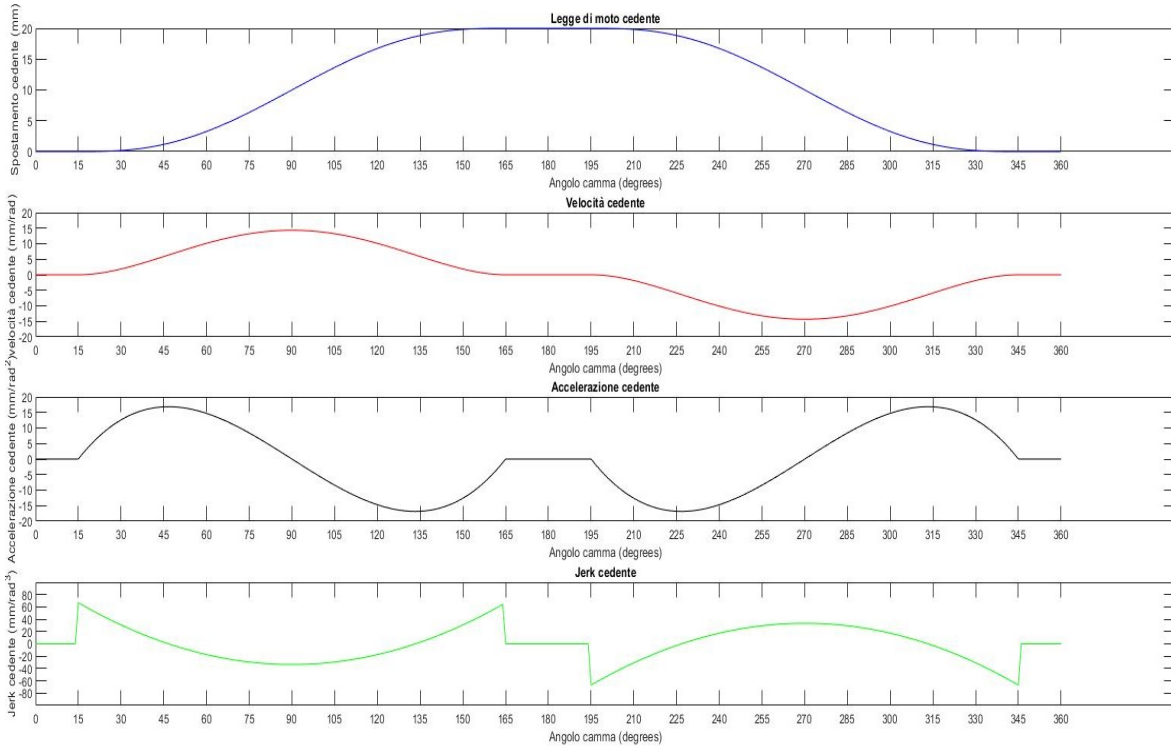


Figura 5-3 Funzioni s , v , a , j cedente

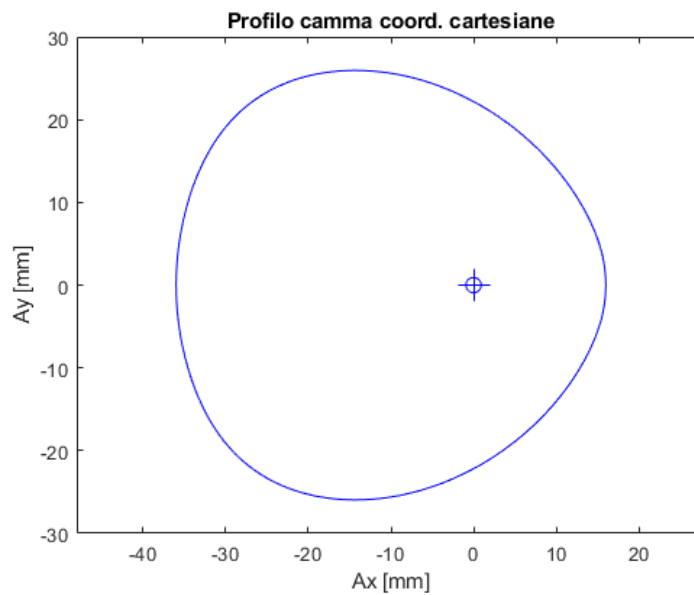


Figura 5-4 Profilo camma

Infine, viene generato, tramite l'ultima stringa del codice, un foglio Excel con riportate le coordinate cartesiane del profilo.

Importando su software CAD tali coordinate, andremo a realizzare, per mezzo di una curva spline (funzione che interpola in un intervallo un insieme di punti) (*Figura 5-5*), il profilo della camma (*Figura 5-6*).

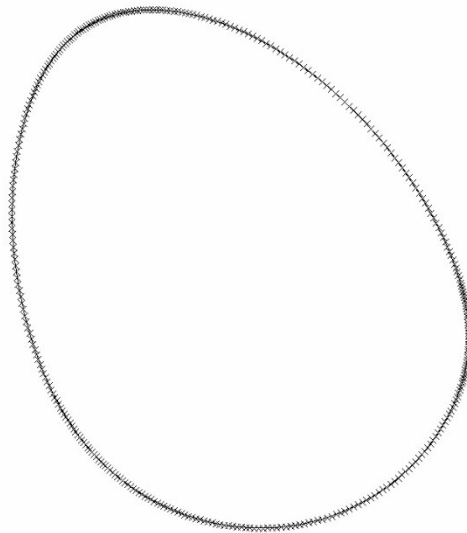


Figura 5-5 Spline CAD

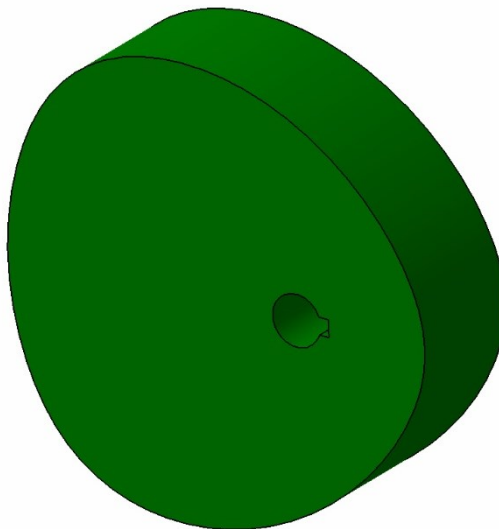


Figura 5-6 Camma CAD

Capitolo 6

DIMENSIONAMENTO MOLLA DI RICHIAMO

6.0 Introduzione

Per far sì che il sistema camma-piattello lavori in modo corretto, bisogna garantire il contatto dei membri per tutta la durata del moto, in particolare durante la fase di ritorno.

Per ottenere questo risultato è necessario utilizzare una molla di richiamo sul cedente, scelta in base a rigidezza e precarico (*Figura 6-1*), stando attenti ad evitare il fenomeno distruttivo della risonanza.

Come punto di partenza, andiamo a configurare la distribuzione delle masse come punti di massa concentrata e adimensionale (*Figura 6-2*).

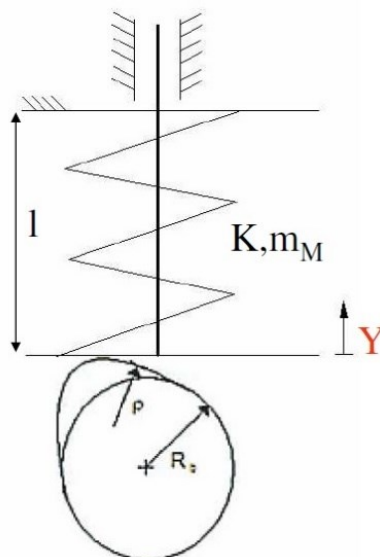


Figura 6-1 Molla di richiamo

6.1 Rigidezza: dinamica della molla

La rigidezza di una molla di massa ‘ m_m ’ può essere ricavata utilizzando un modello equivalente, a due gradi di libertà (y,z) rappresentato da due molle in serie, ognuna di rigidezza $k_m = k/2$, collegate agli estremi a due masse puntuali di valore ‘ $m_m/4$ ’ e al centro con una singola massa ‘ $m = m_m/2$ ’ (Figura 6-2).

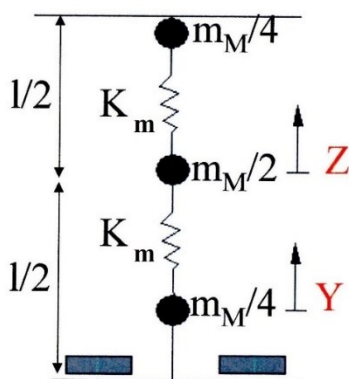


Figura 6-2 Distribuzione puntuale delle masse

Per evitare fenomeni di risonanza nel sistema ed avere una risposta in fase, consideriamo il grafico di Figura 6-3, dove è riportata la risposta in frequenza e lo sfasamento per un sistema del II ordine.

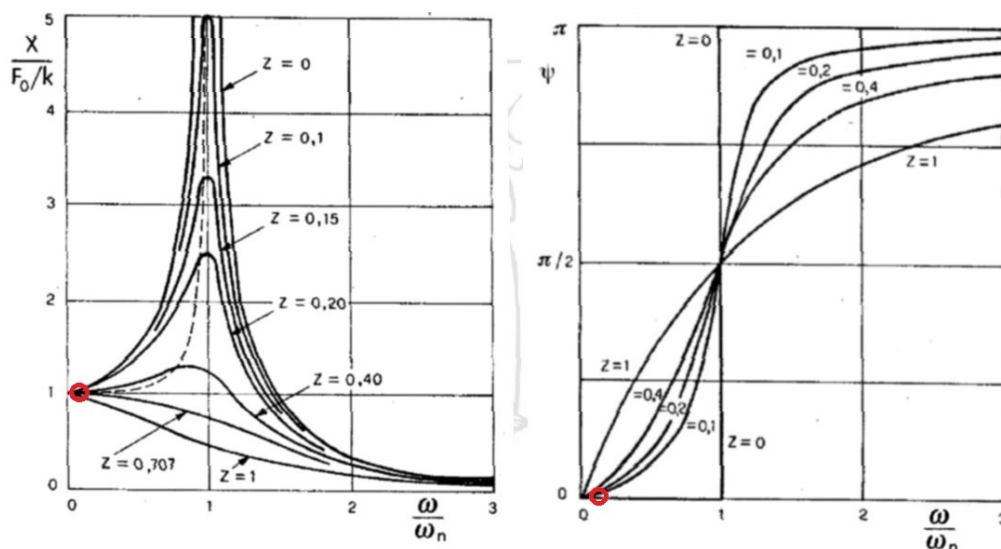


Figura 6-3 Grafico risposta in frequenza II ordine

In riferimento all'asse delle ascisse, 'ω' rappresenta la pulsazione della forzante esterna (corrispondente nel nostro caso alla velocità angolare ω_c della camma), mentre 'ω_n' è la pulsazione naturale del sistema (nel nostro caso data dalla pulsazione propria della molla ω_p).

Sull'asse delle ordinate troviamo invece l'ampiezza di oscillazione adimensionale (poiché divisa per il valore statico F₀/k).

Osservando la curva con smorzamento ζ = 0, andremo quindi a considerare la pulsazione propria della molla ω_p maggiore a circa 3/4 volte la pulsazione della camma ω_c: in questo modo il sistema lavorerà all'incirca nelle zone cerchiato di rosso, in fase e senza risonanza.

Scegliamo quindi un valore di progetto ω_p > 3,5 ω_c, e scriviamo la relazione

$$3,5 \omega_c < \omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6.1)$$

Poiché le molle sono in serie, la rigidità effettiva è data dalla formula

$$k_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_m}} = \frac{k_m}{2} = \frac{k}{4} \rightarrow k = 4k_{eff} \quad (6.2)$$

Sostituendo infine la (6.2) nella (6.1) otteniamo:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{4k_{eff} * \frac{2}{m_m}} = \sqrt{\frac{8k_{eff}}{m_m}} \quad (6.3)$$

6.2 Spinta totale e Precarico: statica della molla

Passiamo alla verifica delle forze agenti sul cedente.

Durante la fase di ritorno sul piattello agiscono due forze distinte: la forza ‘T’ della molla e quella d’inerzia ‘I’ (Figura 6-4).

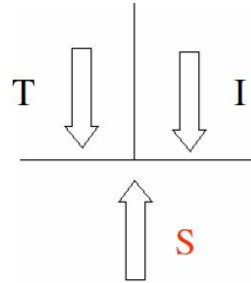


Figura 6-4 Forze sul piattello

Le equazioni che descrivono le due azioni sono rispettivamente:

$T = T_0 + ky \rightarrow$ forza della molla, dove T_0 rappresenta il suo precarico;

$I = m\ddot{y} \rightarrow$ inerzia delle masse in moto con $m = f(m_p; m_m)$.

Come anticipato nell’introduzione del capitolo, è importante che in questa fase non si verifichi il distacco tra camma e piattello e per rispettare questa condizione deve valere la disequazione:

$S = T + I > 0 \rightarrow I > -T$ dove S rappresenta la spinta totale.

Determiniamo ora, tramite l’equilibrio della massa $m_m/4$ in fondo alla Figura 6-2, la spinta ‘ S_m ’ della molla (Figura 6-5)

$$S_m = T_0 + k_m y - k_m z + \frac{m_m}{4} \ddot{y} \quad (6.4)$$

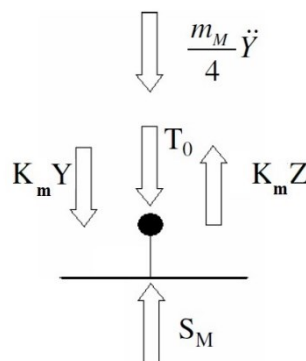


Figura 6-5 Spinta molla

Dalla (6.4) otteniamo che la spinta totale è data da

$$S = S_m + m_p \ddot{y} \quad (6.5)$$

Passando all'equilibrio della massa centrale di *Figura 6-2*, otteniamo l'equazione (*Figura 6-6*)

$$\frac{m_m}{2} \ddot{z} + 2k_m z - k_m y = 0 \quad (6.6)$$

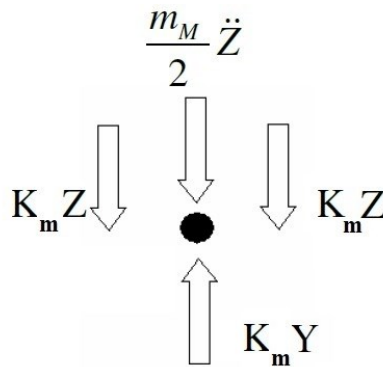


Figura 6-6 Equilibrio massa centrale

che, divisa per $m_m/2$, ci restituisce

$$\ddot{z} + \omega_p^2 z = \frac{\omega_p^2}{2} y \quad (6.7)$$

Dalla (6.6) possiamo anche ricavare

$$k_m z = \frac{k_m}{2} y - \frac{m_m}{4} \ddot{z}$$

Sostituendo poi tale equazione nella (6.4) otteniamo

$$S_m = T_0 + k_m y - \frac{k_m}{2} y + \frac{m_m}{4} \ddot{z} + \frac{m_m}{4} \ddot{y} = T_0 + \frac{k_m}{2} y + \frac{m_m}{4} (\ddot{z} + \ddot{y}) \quad (6.8)$$

Troviamo ora il valore dell'accelerazione \ddot{z} .

Dalla relazione $\omega_p = \sqrt{4k_{eff} * \frac{2}{m_m}}$ se $\omega_p \uparrow$ allora il moto della massa

$m_m/2$ ha bassa accelerazione (moto quasi statico).

Prendendo perciò l'equazione (6.7)

$$\ddot{z} + \omega_p^2 z = \frac{\omega_p^2}{2} y \rightarrow \omega_p^2 |z| = \frac{\omega_p^2}{2} |y| \rightarrow |z| \approx \frac{|y|}{2} \quad (6.9)$$

Sostituendo la (6.9) nella (6.8) si ottiene

$$S_m = T_0 + \frac{k_m}{2} y + \frac{m_m}{4} \left(\ddot{y} + \frac{\ddot{y}}{2} \right) = T_0 + \frac{k_m}{2} y + \frac{3}{8} m_m \ddot{y} \quad (6.10)$$

La spinta totale risulterà quindi essere

$$\begin{aligned} S &= S_m + m_p \ddot{y} = T_0 + \frac{k_m}{2} y + \frac{3}{8} m_m \ddot{y} + m_p \ddot{y} = \\ &= T_0 + \frac{k_m}{2} y + \left(\frac{3}{8} m_m + m_p \right) \ddot{y} \quad \text{con } m = \frac{3}{8} m_m + m_p \end{aligned}$$

Riprendendo la condizione per la quale non si verifichi il distacco tra camma e piattello

$$S = T + I > 0 \rightarrow T + I > 0 \rightarrow T_0 + \frac{k_m}{2} y + m \ddot{y} > 0$$

otteniamo che il precarico minimo della molla si avrà per:

$$T_0 + \frac{k_m}{2} y + m \ddot{y} > 0 \rightarrow T_0 > - \frac{k_m}{2} y - m \ddot{y} \quad [N] \quad (6.11)$$

Nella (6.11) viene considerata la condizione più critica per il distacco durante la fase di ritorno, ovvero quella che corrisponde al valore minimo dell'accelerazione, ed il corrispondente spostamento del cedente.

6.3 Definizione della molla

La definizione della molla, che rappresenta uno dei passaggi fondamentali nella determinazione dell'intero meccanismo, è stata affrontata per tentativi, a partire dalla sua dinamica, ricavandone la pulsazione dalla formula $\omega_p = \sqrt{\frac{8k_{eff}}{m_m}}$ e verificando che fosse superiore a 3,5 volte la pulsazione della camma, al fine di evitarne la risonanza.

Il giusto compromesso tra rigidità e massa è stato raggiunto tenendo conto delle seguenti considerazioni:

- corsa massima 'S_n' maggiore dell'alzata di 20mm, più un'ulteriore quantità incognita da definire dopo il calcolo del precarico;
- rigidità non elevata, in modo da ridurre gli attriti che altrimenti si tradurrebbero in una coppia maggiore;
- diametro interno maggiore di 10mm per agevolare l'adeguato dimensionamento del gambo del piattello.

Il particolare è stato scelto dal catalogo 'Leespring' e le sue caratteristiche sono visibili in *Figura 6-7*.

La sua massa, non presente nella scheda tecnica, è stata invece ricavata tramite lo strumento CAD di misura delle inerzie, inserendo la densità del materiale ed ottenendo un risultato di 0,66g (*Figura 6-8*).

Lee Spring®

Selezione
Lee Spring ha un enorme inventario di molle in inventario e pronte per la spedizione.

In magazzino
Molle pronte per la spedizione oggi stesso.

Supporto
Team ingegneristico e di assistenza clienti pronto a fornire supporto.

Molle personalizzate
Realizzato secondo le vostre specifiche esigenze
Prototipi attraverso l'intero ciclo di produzione.

Numero parte
LP 018H 06 S316

Descrizione	Specifiche
Spring Type:	Molle Lite™ Pressure (inch)
Outside Diameter (mm):	11.56
Hole Diameter (mm):	11.91
Rod Diameter (mm):	null
Free Length (mm):	50.8
Rate (N/mm):	0.022
Solid Height (mm):	7.09
Wire Diameter (mm):	0.46
Material:	Acciaio inossidabile 316
Load at Solid Height (N):	0.96
Ends:	al quadrato
Direction of Wind:	Opzione di fabbrica
Active Coils:	12.53
Total Coils:	14.53
Finish:	Passivato secondo la specifica ASTM A967

Servizio clienti & Ingegneristica
Telefono: +39 0542 671911
Email: molle@gberardi.com
Fax: +39 0542 671940

Figura 6-7 Caratteristiche e materiale molla



Misura inerzia

Definizione
Seleziona: Molla libera...LeeSpring-LP 018H 06 S316

Risultati
Modalità di calcolo: Esatto
Tipo: Volume

Caratteristiche		Baricentro (G)	
Volume	0,082cm3	Gx	0,102mm
Area	7,292e-004m2	Gy	-0,017mm
Massa	0,664g	Gz	-0,044mm
Densità	8,06g_cm3		

Figura 6-8 Massa molla

Andando a riprendere la formula (6.3), otteniamo quindi la pulsazione propria della molla:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{8k_{eff}}{m_m}} = \sqrt{\frac{8 * 22}{0.00066}} = 516,4 \frac{rad}{s}$$

dove 'k_{eff}' è stata espressa in N/m, mentre il peso in Kg.

Il risultato raggiunto è accettabile in quanto rispetta la relazione $3,5 \omega_c < \omega_p$, essendo superiore di circa 41 volte al valore della velocità angolare imposta da progetto (4π rad/s).

Capitolo 7 PROGETTO CAD

7.1 Definizione della matematica del piattello

La modellazione 3D del cedente avviene tramite la definizione di un assieme di partenza, costituito dagli elementi visibili in *Figura 7-1* e dalle condizioni al contorno ottenute durante lo studio del moto.

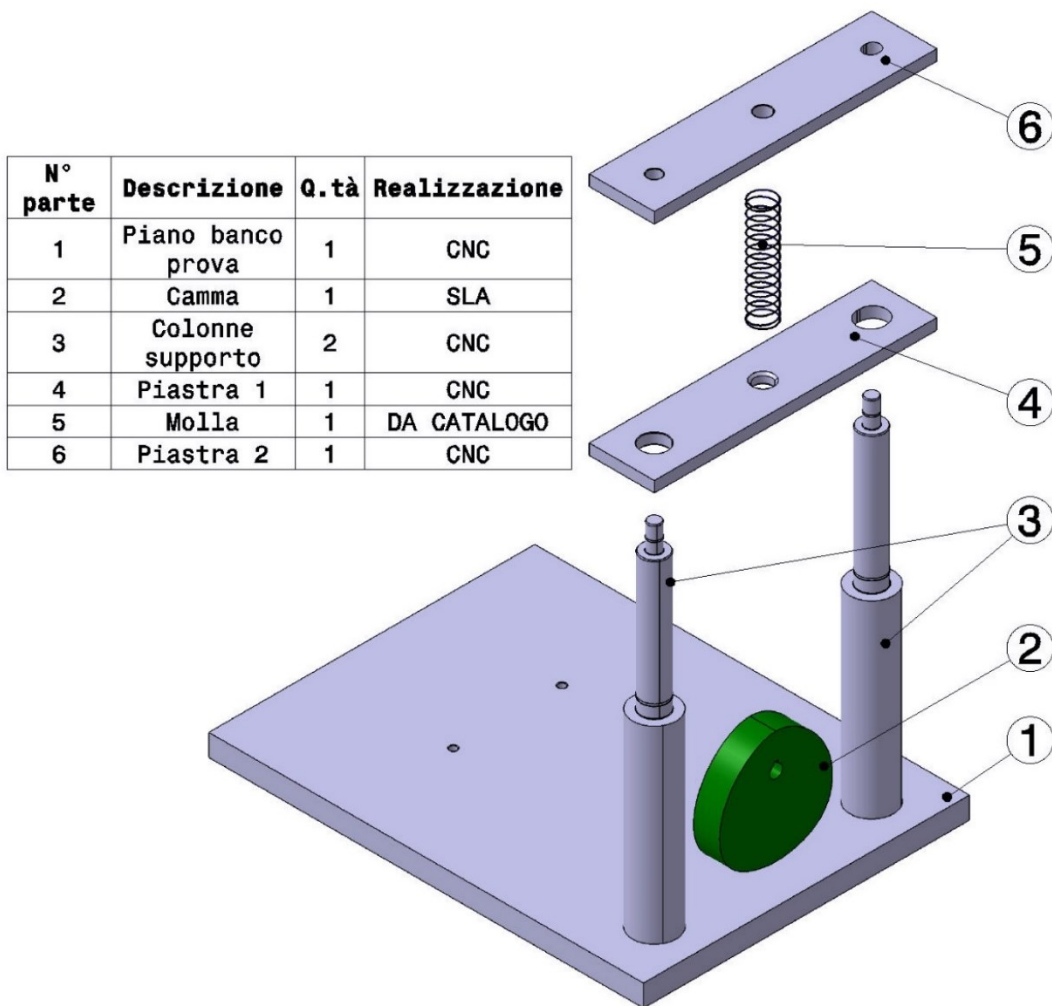


Figura 7-1 Assieme di partenza (vista isometrica esplosa)

Per dimensionare la base del piattello, andiamo a prendere come riferimento il capitolo 2.2 sul ‘Raggio Base’, nel quale è stata definita la larghezza minima necessaria della faccia del piattello:

$$\text{Larghezza faccia} > V_{\max} - V_{\min}$$

Tenendo conto di ciò, per una camma con legge polinomiale, il diametro minimo dovrà essere maggiore di 28,65mm.

Per dimensionare il gambo del piattello, dobbiamo invece considerare i seguenti vincoli:

- alzata massima di 20mm;
- altezza molla libera di 50,8mm;
- diametro interno molla di 10,64mm;
- diametro esterno molla di 11,56mm;
- con sistema in posizione di partenza (dwell) il gambo dovrà essere posizionato nelle apposite sedi di entrambe le piastre (componenti 4 e 6 di *Figura 7-1*);
- con sistema in posizione di alzata max la base del piattello non dovrà andare in interferenza con la prima piastra di supporto (componente 4 di *Figura 7-1*).

Fatte queste premesse, la geometria del componente può essere definita come in *Figura 7-2*.

Da notare come sia stato creato un apposito supporto per la molla, da agganciare al piattello dopo che questo sarà stato fatto passare attraverso l'apposita sede della prima piastra.

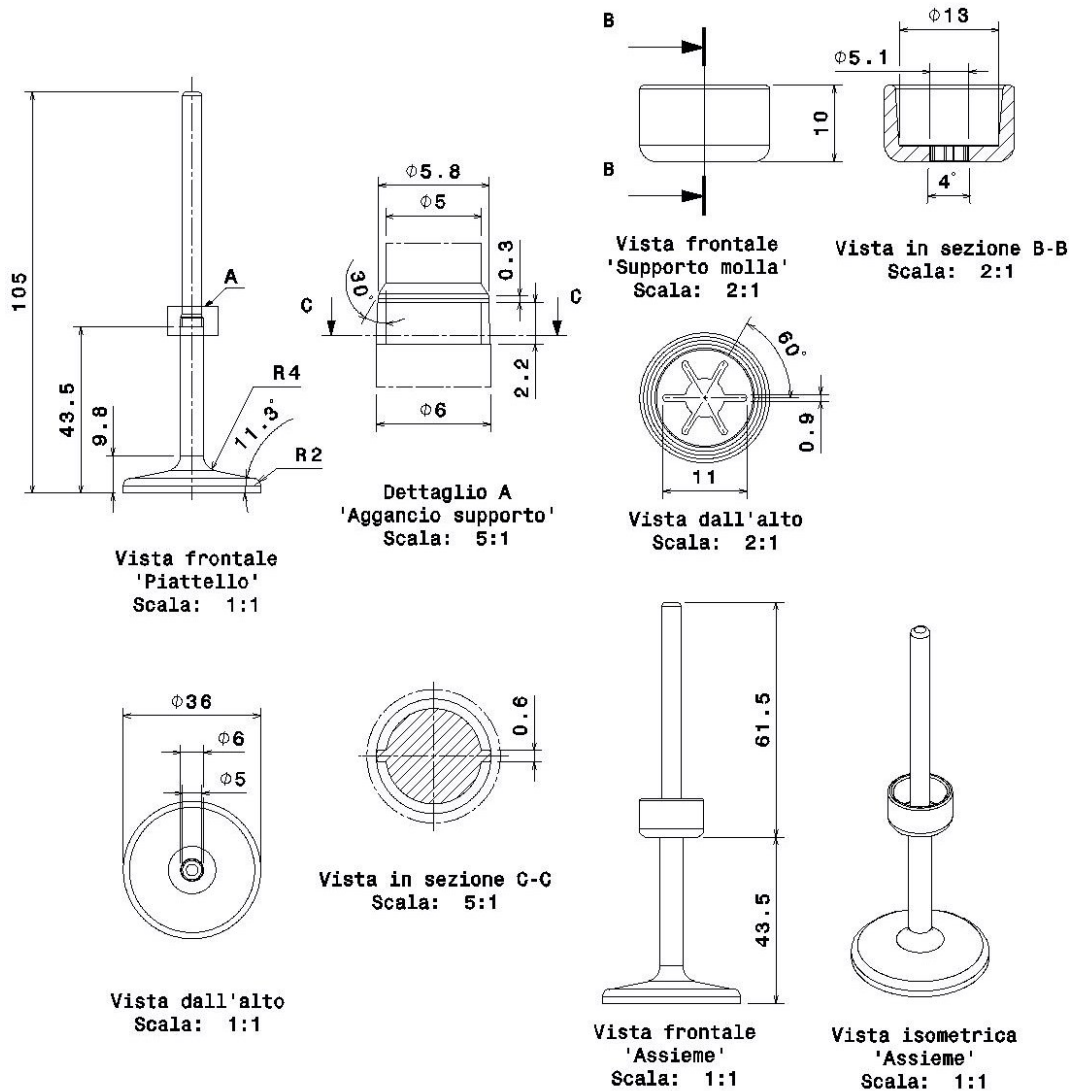


Figura 7-2 Dimensioni piattello

Definita la matematica dell'assieme piattello, verifichiamo preliminarmente che le condizioni al contorno siano state rispettate, sia nel posizionamento iniziale (dwell), sia durante la fase di alzata massima.

Come visibile in *Figura 7-3 e 7-4*, il sistema risponde correttamente alle nostre necessità progettuali.

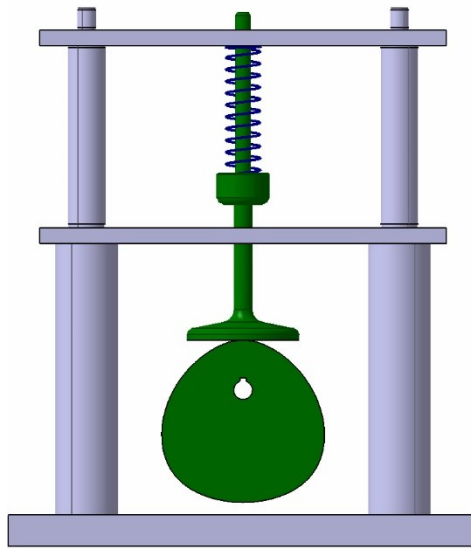


Figura 7-3 *Assieme piattello posizione iniziale (dwell)*

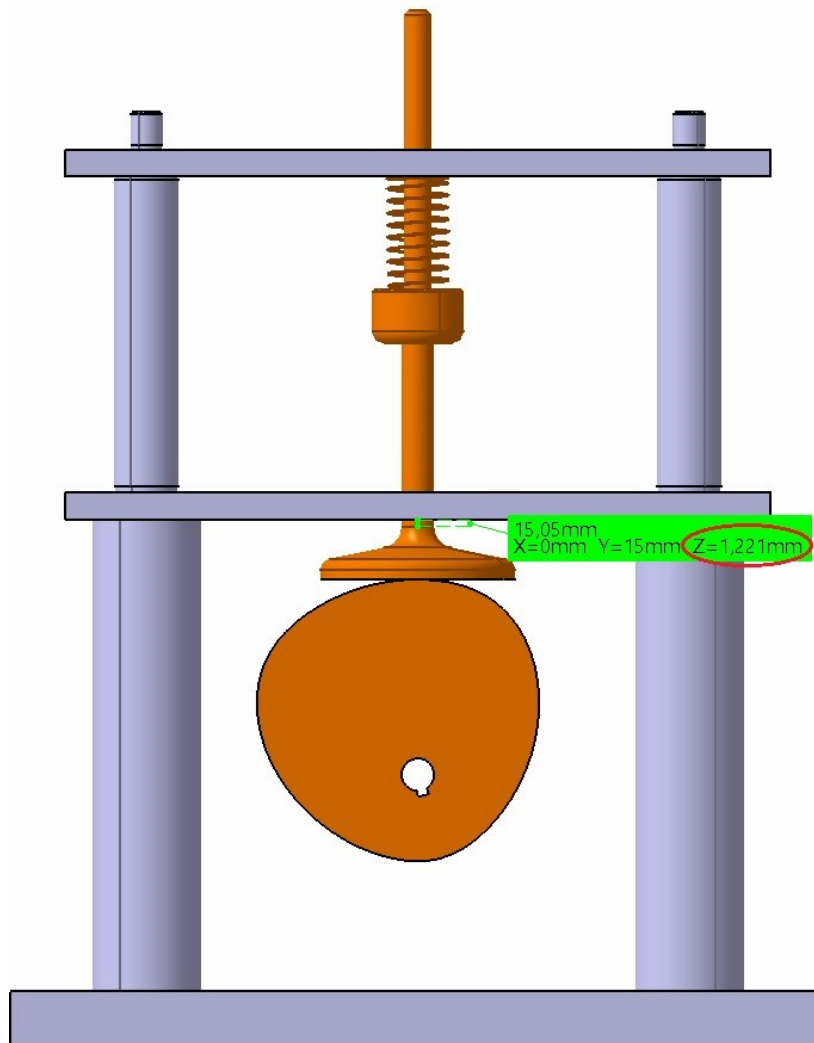


Figura 7-4 *Assieme piattello alzata max*

Andiamo ora a ricavare, tramite lo strumento CAD di misura delle inerzie, il volume dell'assieme piattello (*Figura 7-5*).

Il risultato ottenuto, moltiplicato per la densità della resina scelta per la stampa del pezzo (*Figura 7-6*), ci restituisce la sua massa:

$$(7,02 + 0,98) \text{ cm}^3 \times 1,16 \text{ g/cm}^3 = 9,28 \text{ g} = 0,00928 \text{ kg}$$

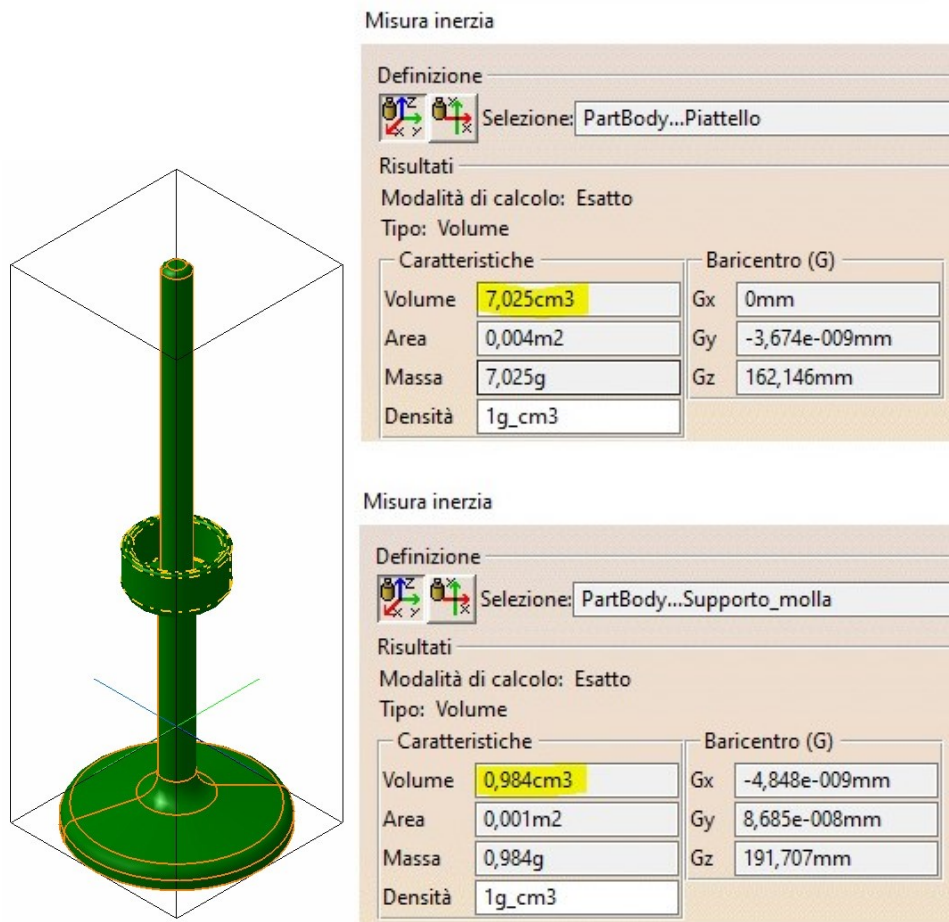


Figura 7-5 Volume assieme piattello

TECHNICAL DATA - LIQUID PROPERTIES	
Appearance	Translucent
Viscosity	~300 cps @ 30°C
Density	~1.16 g/cm³ @ 25°C

Figura 7-6 Densità resina per SLA

7.2 Verifica scorrimento piattello

7.2.1 Scelta guida prismatica

Lo step successivo consiste nel verificare il corretto scorrimento del piattello attraverso le sedi nelle piastre.

Andiamo perciò a scegliere, dal catalogo 'SKF', due guide prismatiche (bussole o cuscinetti radenti) da accoppiare alle due piastre, che riducano l'attrito generato durante il moto del piattello e resistano alla sua velocità di scorrimento.

I parametri da tenere in considerazione per la scelta sono:

- diametro gambo piattello nella prima piastra -> $\phi 6\text{mm}$;
- diametro gambo piattello nella seconda piastra -> $\phi 5\text{mm}$;
- velocità max di scorrimento -> ottenuta dalla max velocità del piattello moltiplicata per la velocità di rotazione della camma

$$14,32 \text{ mm/rad} \times 12,57 \text{ rad/s} = 180 \text{ mm/s}$$

$$180 \text{ mm/s} \times 0,001 \text{ m/mm} = 0,18 \text{ m/s}$$

- spessore piastre di 5mm.

Le caratteristiche del componente selezionato per la prima piastra sono visibili nella scheda tecnica di *Figura 7-7 e 7-8*, mentre quelle per la bussola della seconda piastra in *Figura 7-9 e 7-10*.



PCMF 060804 E

Bussole

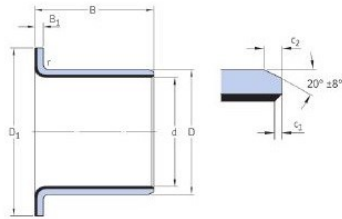
Dati sulle boccole
Tolleranze,
Gioco in esercizio

Design delle disposizioni di
boccole
Tolleranze per alberi e
alloggiamenti

Figura 7-7 Bussola prima piastra

Specifiche tecniche

Materiali	PTFE composito
Temperatura di esercizio	min. -200 °C
Temperatura di esercizio	max. 250 °C



DIMENSIONI

d	6 mm	Diametro foro
D	8 mm	Diametro esterno
B	4 mm	Larghezza
D ₁	12 mm	Diametro esterno flangia
B ₁	1 mm	Larghezza flangia
c ₁	min. 0.1 mm	Lunghezza smusso foro, in direzione assiale
c ₁	max. 0.7 mm	Lunghezza smusso foro, in direzione assiale
c ₂	min. 0.2 mm	Lunghezza smusso diametro esterno, in direzione assiale
c ₂	max. 1 mm	Lunghezza smusso diametro esterno, in direzione assiale
r	max. 1 mm	Raggio flangia/diametro esterno boccia

ACCOPIAMENTI CONSIGLIATI

Tolleranza albero	f7
Tolleranza alloggiamento	H7

DATI DI CALCOLO

Coefficiente di carico dinamico di base, in direzione radiale	C	0.965 kN
Coefficiente di carico statico di base, in direzione radiale	C ₀	3 kN
Coefficiente di carico dinamico di base, in direzione assiale	C _a	2.75 kN
Coefficiente di carico statico di base, in direzione assiale	C _{0a}	8.65 kN
Fattore di carico dinamico specifico	K	80 N/mm
Fattore di carico statico specifico	K ₀	250 N/mm
Fattore che dipende dal materiale e dal tipo di cuscinetto	K _M	480
Velocità di strisciamento ammissibile	v	max. 2 m/s
Coefficiente d'attrito	μ	min. 0.03
Coefficiente d'attrito	μ	max. 0.25

Figura 7-8



PCM 050705 E

Bussole

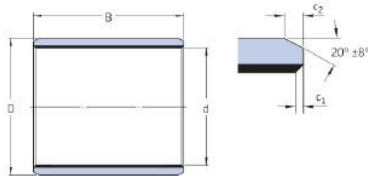
Dati sulle boccole
Tolleranze,
Gioco in esercizio

Design delle disposizioni di
boccole
Tolleranze per alberi e
alloggiamenti

Figura 7-9 Bussola seconda piastra

Specifiche tecniche

Materiali	PTFE composito
Temperatura di esercizio	min. -200 °C
Temperatura di esercizio	max. 250 °C



DIMENSIONI

d	5 mm	Diametro foro
D	7 mm	Diametro esterno
B	5 mm	Larghezza
c ₁	min. 0.1 mm	Lunghezza smusso foro, in direzione assiale
c ₁	max. 0.6 mm	Lunghezza smusso foro, in direzione assiale
c ₂	min. 0.2 mm	Lunghezza smusso diametro esterno, in direzione assiale
c ₂	max. 1 mm	Lunghezza smusso diametro esterno, in direzione assiale

ACCOPIAMENTI CONSIGLIATI

Tolleranza albero	f7
Tolleranza alloggiamento	H7

DATI DI CALCOLO

Coefficiente di carico dinamico di base, in direzione radiale	C	2 kN
Coefficiente di carico statico di base, in direzione radiale	C ₀	6.25 kN
Fattore di carico dinamico specifico	K	80 N/mm
Fattore di carico statico specifico	K ₀	250 N/mm
Fattore che dipende dal materiale e dal tipo di cuscinetto	K _M	480
Velocità di strisciamento ammissibile	v	max. 2 m/s
Coefficiente d'attrito	μ	min. 0.03
Coefficiente d'attrito	μ	max. 0.25

Figura 7-10

Notiamo come tutti i parametri richiesti siano rispettati poiché i particolari hanno diametro ed altezza della parte da accoppiare con le piastre adeguati ed una velocità di strisciamento ammissibile 'v = 2 m/s'.

Un altro dato da tenere in considerazione per il corretto assemblaggio delle bussole sulle piastre è quello fornito dalle tolleranze dimensionali (H7-f7).

7.2.2 Rapporto d'aspetto ' λ '

Un ulteriore passaggio per assicurarsi che il piattello lavori bene e non si impunti lungo le guide, consiste nel controllare il rapporto d'aspetto ' λ '.

Nella meccanica delle coppie cinematiche viene definito come il rapporto tra la lunghezza ' L ' del tratto di appoggio ed il diametro ' D ' dell'albero (*Figura 7-11*).

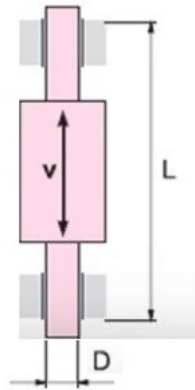


Figura 7-11 Rapporto d'aspetto

Per un funzionamento regolare questo parametro adimensionale dovrebbe essere sempre maggiore di 1,5.

Nella nostra configurazione di assieme il tratto di appoggio corrisponde alla distanza tra le due prismatiche ed ha una lunghezza di 66,3mm, mentre l'albero (gambo del piattello) ha diametro medio di 5,5mm.

Otteniamo perciò:

$$\lambda = \frac{L}{D} = \frac{66,3}{5,5} = 12$$

abbondantemente al di sopra del valore minimo.

Capitolo 8

ANALISI DELLA COPPIA RICHIESTA DALLA CAMMA

8.0 Introduzione

Nel seguente capitolo andremo a determinare la coppia richiesta per azionare il meccanismo attraverso l'analisi dinamica del sistema camma-piattello, al fine di scegliere un motore elettrico adeguato da accoppiare al sistema.

Per trovare il valore della coppia dovremo tener conto delle resistenze dovute all'attrito tra il piattello e le sue prismatiche e tra camma e piattello, passando prima dal calcolo della forza normale che si sviluppa tra i due componenti.

Un prerequisito è rappresentato dal valore costante della velocità angolare della camma.

8.1 Diagramma di corpo libero piattello

Consideriamo il senso orario di rotazione della camma.

Le frecce presenti in *Figura 8-1* rappresentano le forze che agiscono sul piattello:

- N_k ($k = \{1, 2, 3\}$) -> forza normale;
- F_m -> forza della molla che previene il distacco del piattello dal profilo della camma durante la fase di ritorno e dipende dalla legge di moto 'y';
- I -> forza d'inerzia del sistema molla + assieme piattello;

- F_p -> forza peso dell'assieme piattello.

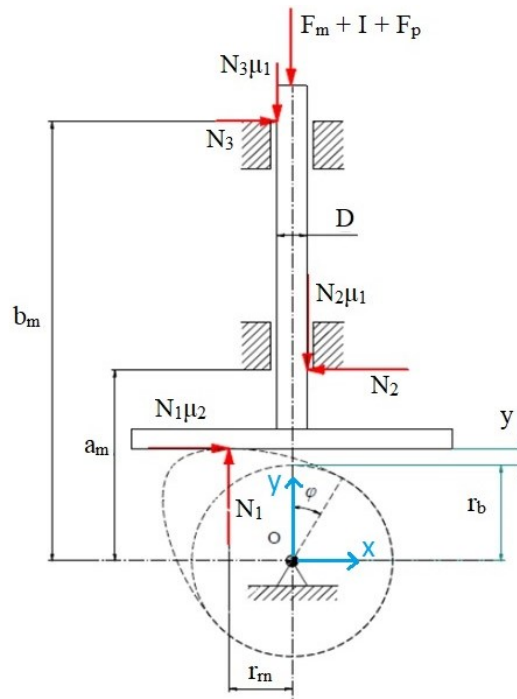


Figura 8-1 Reazioni su piattello

Oltre alle forze, abbiamo:

- $\mu_1 = 0,03$ -> coefficiente d'attrito bussole, preso dalle loro schede tecniche (vedi *Figura 7-8 e 7-10*);
- $\mu_2 = 0,15$ -> coefficiente d'attrito resina SLA;
- $a_m = 49\text{mm} = 0,049\text{m}$ -> distanza tra l'asse di rotazione della camma e la base della prima prismatica;
- $b_m = 115\text{mm} = 0,115\text{m}$ -> distanza tra l'asse di rotazione della camma e la sommità della seconda prismatica;
- $D_1 = 6\text{mm} = 0,006\text{m}$ -> diametro gambo piattello nella prima piastra;
- $D_2 = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$ -> diametro gambo piattello nella seconda piastra;

Da notare come le forze 'N₁' ed 'N₁μ₁' non cambino direzione, sia in fase di alzata che di ritorno.

Andiamo ora a determinare le forze elencate precedentemente.

La forza della molla, o spinta totale, è stata definita nel capitolo 6.3 'Spinta totale e Precarico' come:

$$F_m = T_0 + K_{eff} * y$$

'T₀' rappresenta il precarico e deve essere maggiore di: $-\frac{k_m}{2}y - m\ddot{y}$

con:

$$\frac{k_m}{2} = k_{eff} = 0,022 \text{ N/mm} = 22 \text{ N/m} \rightarrow \text{rigidezza molla da catalogo}$$

'Leespring';

$$m = \frac{3}{8}m_m + m_p = \frac{3}{8} * 0.00066 \text{ kg} + 0,00928 \text{ kg} = 0,00953 \text{ kg}$$

-> m_m e m_p sono rispettivamente la massa di molla (da catalogo) e assieme piattello (ricavata nel capitolo precedente);

$$\ddot{y} = -2,66 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{valore minimo dell'accelerazione (a}_{\min});$$

$$y = 18,7 \text{ mm} = 0,0187 \text{ m} \rightarrow \text{spostamento corrispondente ad a}_{\min}.$$

Definiti questi valori, il precarico minimo sarà:

$$T_0 > -\frac{k_m}{2}y - m\ddot{y} > -22 * 0,0187 - 0,00953 * (-2,66) = -0,38 \text{ N}$$

Il valore di precarico ottenuto è pressoché nullo, ciò significa che la molla, nella fase più critica, riesce a garantire il contatto tra piattello e camma anche senza essere precaricata, viste le masse ed inerzie in gioco non elevate.

Per il progetto, scegliamo comunque un precarico minimo pari a 0,044N.

Dividendo questo valore per la rigidezza, otteniamo la corsa da attribuire alla molla scarica per poterla precaricare di 0,044N:

$$S_p = \frac{0,044 \text{ N}}{0,022 \text{ N/mm}} = 2 \text{ mm}$$

La corsa di precarico può essere applicata alzando di 2 mm il supporto della molla previsto nell'assieme piattello.

Tornando alla spinta della molla, il suo valore varierà in base allo spostamento del cedente e quindi in base all'angolo di rotazione della camma.

La forza d'inerzia 'I' del sistema molla + piattello è data dal prodotto tra la massa m (dove $m = \frac{3}{8}m_m + m_p$) e l'accelerazione del piattello in m/s^2

$I = m\ddot{y}$ -> varia anch'essa con l'angolo di rotazione della camma.

Nella *Figura 8-2* è rappresentata in blu la forza 'T' della molla (e la sua speculare '-T₀' tratteggiata, per facilitare la lettura del grafico) ed in arancio l'andamento della forza d'inerzia.

Si noti come nella corsa di ritorno, la forza d'inerzia negativa, che è quella che tende a far distaccare camma e piattello, rimanga minore in modulo alla forza esercitata dalla molla, per tutta la durata della fase.

Viene così garantito il contatto tra i membri.

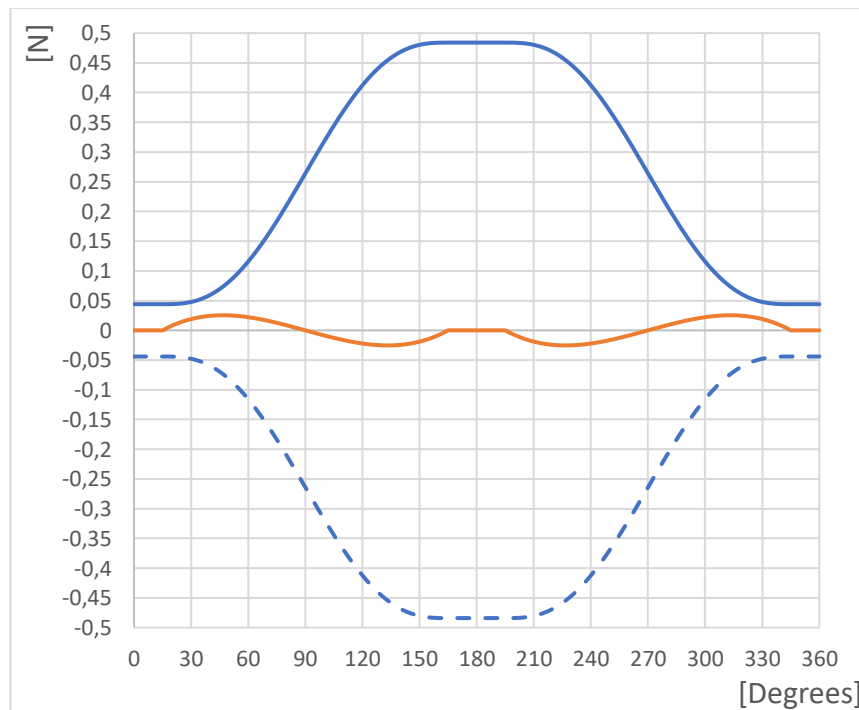


Figura 8-2 Confronto tra forza molla e forza d'inerzia

La forza peso del piattello sarà invece ottenuta dal prodotto della sua massa per l'accelerazione gravitazionale 'g':

$$F_p = m_p * g = 0,00928 * 9,81 = 0,091 \text{ N}$$

Passiamo ora alle equazioni di equilibrio della dinamica utilizzando il principio di d'Alambert.

Sarà sufficiente definire due equazioni di equilibrio delle forze lungo gli assi x e y ed una equazione di equilibrio alla rotazione attorno l'asse di rotazione della camma.

- Equilibrio lungo x:

$$N_1\mu_2 - N_2 + N_3 = 0 \quad (8.1)$$

- Equilibrio lungo y:

$$-F_m - F_p - I + N_1 - N_2\mu_1 - N_3\mu_1 = 0 \quad (8.2)$$

- Bilancio dei momenti attorno l'asse di rotazione:

$$-N_1\mu_2(y + r_b) - N_1r_{rn} - N_2\mu_1 \frac{D}{2} + N_2a_m - N_3b_m + N_3\mu_1 \frac{D}{2} = 0$$

dalla quale possiamo trascurare la differenza $-N_2\mu_1 \frac{D}{2} + N_3\mu_1 \frac{D}{2}$

Il bilancio si riduce quindi alla forma

$$-N_1\mu_2(y + r_b) - N_1r_{rn} + N_2a_m - N_3b_m = 0 \quad (8.3)$$

Esprimendo dalla (8.1)

$$N_3 = N_2 - N_1\mu_2$$

e sostituendo nelle altre due equazioni, otteniamo un sistema di due equazioni in due incognite

$$-F_m - F_p - I + N_1 - N_2\mu_1 - (N_2 - N_1\mu_2)\mu_1 = 0 \quad (8.4)$$

$$-N_1\mu_2(y + r_b) - N_1r_{rn} + N_2a_m - (N_2 - N_1\mu_2)b_m = 0 \quad (8.5)$$

Moltiplicando i termini tra parentesi nelle due equazioni precedenti, ricaviamo

$$-F_m - F_p - I - 2N_2\mu_1 + N_1\mu_2\mu_1 + N_1 = 0 \quad (8.6)$$

$$-N_2 b_m + N_1 \mu_2 b_m + N_2 a_m - N_1 \mu_2 (y + r_b) - N_1 r_{rn} = 0 \quad (8.7)$$

Esprimendo N_2 dalla (8.6) come:

$$N_2 = -\frac{F_m}{2\mu_1} - \frac{F_p}{2\mu_1} - \frac{I}{2\mu_1} + \frac{N_1 \mu_2}{2} + \frac{N_1}{2\mu_1} = 0$$

ed andandolo a sostituire nella (8.7) ricaviamo, dopo qualche passaggio e aggiustamento, l'equazione della forza N_1 tra camme e piattello:

$$N_1 = \frac{(F_m + F_p + I)(b_m - a_m)}{(-b_m \mu_1 \mu_2 + b_m - a_m \mu_1 \mu_2 - a_m + 2\mu_1 \mu_2 (y + r_b) + 2\mu_1 r_{rn})} \quad (8.8)$$

8.2 Diagramma di corpo libero camma

La grandezza del braccio di forza ' r_m ', presente nell'equazione (8.8), varia in dipendenza dell'angolo di rotazione della camma.

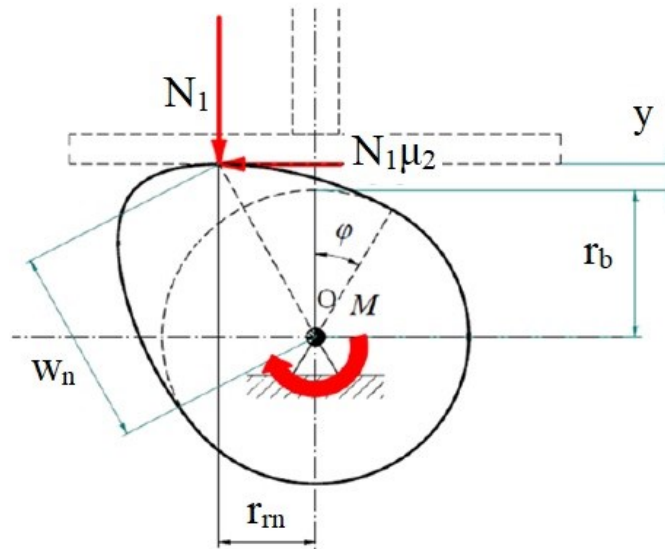


Figura 8-3 Reazioni su camma

La *Figura 8-3* mostra le relazioni geometriche in accordo al principio di azione e reazione di Newton; sul piattello agisce la forza N_1 che è la stessa forza di reazione che parte da esso.

Per ricavare 'r_m' partiamo dalla relazione geometrica che lega l'equazione del profilo della camma in coordinate polari 'w_n' con il raggio base 'r_b', l'alzata 'y' ed il braccio di forza stesso:

$$w_n^2 = (y + r_b)^2 + r_{rn}^2 \rightarrow r_{rn} = \sqrt{w_n^2 - (y + r_b)^2}$$

$$\rightarrow r_{rn} = \sqrt{\left((y + r_b) * \arccos \left(\arctg \left(\frac{dy}{d\theta} \frac{1}{y + r_b} \right) \right) \right)^2 - (y + r_b)^2}$$

Dal diagramma di corpo libero della camma (*Figura 8-3*), ricaviamo ora il bilancio dei momenti attorno all'asse di rotazione:

$$-M + N_1 r_{rn} + N_1 \mu_2 (y + r_b) = 0$$

che ci restituisce la coppia necessaria a far ruotare la camma alla velocità costante ω :

$$M = N_1 (r_{rn} + \mu_2 (y + r_b)) \quad (8.9)$$

In *Figura 8-4* è visibile l'andamento della coppia al variare dell'angolo di rotazione, con velocità costante $\omega = 120$ rpm.

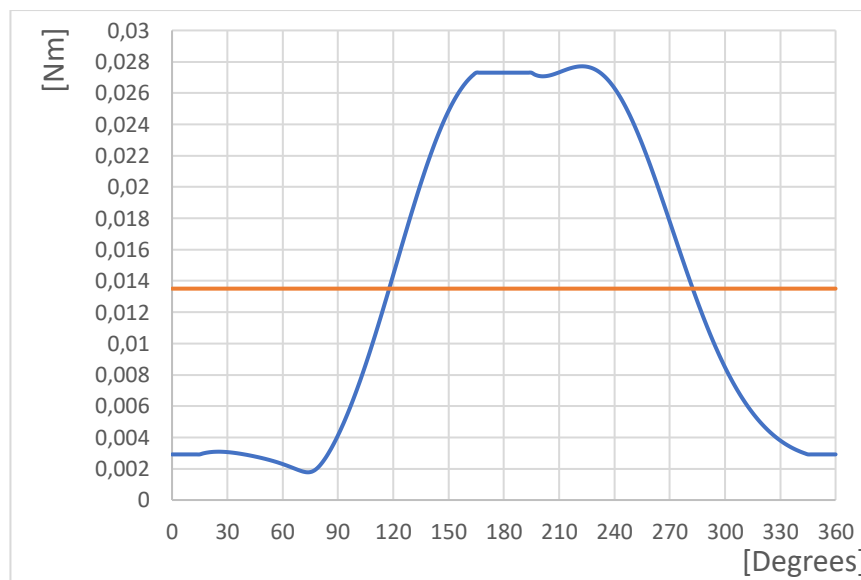


Figura 8-4 Andamento coppia camma

La retta arancione rappresenta la coppia media di 0,013 Nm, mentre il picco di coppia si ha a 0,028 Nm.

8.3 Scelta motore e riduttore

Dopo aver ricavato la coppia necessaria a far ruotare la camma, abbiamo a disposizione i dati necessari per la scelta di motore e riduttore che andranno a movimentare il sistema.

In particolare, i parametri da tenere in considerazione sono:

- coppia massima di carico $C_{\max} = 0,028 \text{ Nm}$;
- velocità di rotazione costante $\omega = 120 \text{ rpm}$;
- potenza massima richiesta dal meccanismo, che deriva dal prodotto dei due valori precedenti $P_{\max} = C_{\max} * \omega = 0,3 \text{ Watt}$.

Anche in questo caso, come per la molla, andiamo a ricercare i componenti da catalogo, nello specifico quello 'Faulhaber', che preseleziona, in base a coppia e velocità di rotazione richieste ed al tipo di moto da trasmettere, il giusto sistema motore + riduttore, accoppiato tramite apposita flangia.

In *Figura 8-5*, *8-6* e *8-7* sono riportate le specifiche tecniche e le curve caratteristiche del sistema di guida, costituito da un servo-motore brushless DC 3242G042BX4 e un riduttore 38/2 3,71:1, che vanno a soddisfare a pieno le necessità del nostro meccanismo.

Dati caratteristici del motore (3242G042BX4)


Tensione nominale	42	V
Resistenza terminale	11,7	Ω
Costante di coppia	73,1	mNm/A
Velocità a vuoto	5.500	min ⁻¹
Coppia di stallo	262	mNm
Costante di velocità	130	min ⁻¹ /V
Induttanza rotore	0,72	mH
Pendenza della curva n-M	20,8	min ⁻¹ /mNm
Inerzia rotore	30	gcm ²
Costante di tempo meccanica	6,5	ms
Riduzione RTH2	30	%
Rendimento, max. 	78	%



Figura 8-5 Caratteristiche motore

Dati caratteristici del riduttore (38/2 3,71:1)

Materiale della carcassa	metallo	
Materiale sistema di trasmissione	plastica/acciaio	
Gioco a vuoto	1	°
Cuscinetti sull'albero di uscita	cuscinetti a sfere precaricati	
Carico dell'albero, max. radiale	300	N
Carico dell'albero, max. assiale	300	N
Forza di piantaggio dell'albero, max.	350	N
Numero di stadi ingranaggio	1	
Rapporto di riduzione	3,71	:1
Riduzione calcolata	3.7142857142857	:1
Coppia continua	6	Nm
Coppia intermittente	8	Nm
Massa	145	g
Rendimento, max. η	88	%
Diametro stelo	8	mm
Diametro riduttore	38	mm



Figura 8-6 Caratteristiche riduttore

Risultati del calcolo del carico

Corrente di carico	323,29	mA
Tensione di carico	7,35	V
Temperatura avvolgimento motore	36	°C
Temperatura carcassa motore	33,03	°C
Velocità calcolata (motore)	445,71	min ⁻¹
Coppia richiesta (sistema)	28	mNm
Velocità di carico richiesta (sistema)	120	min ⁻¹
Potenza di uscita	351,86	mW
Rendimento (complessivo) η	14,81	%

Dimensioni complessive

Diametro	38	mm
Lunghezza	75,7	mm
Massa	324	g

Elettroniche di controllo

Controllo di posizione θ

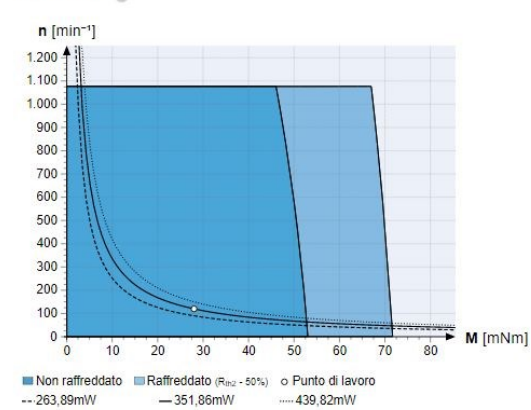
- MC 5004 P
- MC 5005 S
- MC 5010 S

Controllo di velocità ω

- SC 2402 P
- SC 2804 S
- SC 5004 P
- SC 5008 S

(è necessario un adattatore di programmazione standard per la configurazione)

Area di lavoro θ



Curve caratteristiche del motore

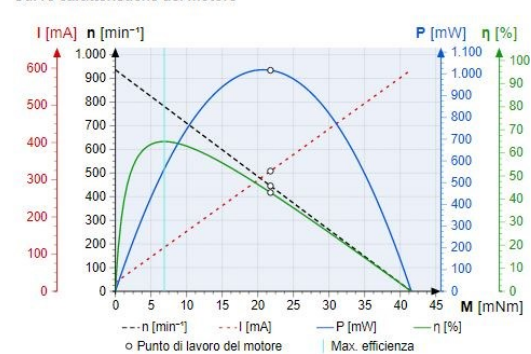


Figura 8-7 3242G042BX4 + 38/2 3,71:1: curve caratteristiche

8.4 Collegamento dell'assieme motore-riduttore al meccanismo

In quest'ultimo sotto-capitolo andremo ad inserire l'assieme motore-riduttore precedentemente scelto nell'assieme CAD, collegandolo opportunamente al sistema camma-piattello.

Prima di tutto vincoliamo il riduttore in modo che il suo albero sia coassiale all'asse di rotazione della camma (*Figura 8-8*).

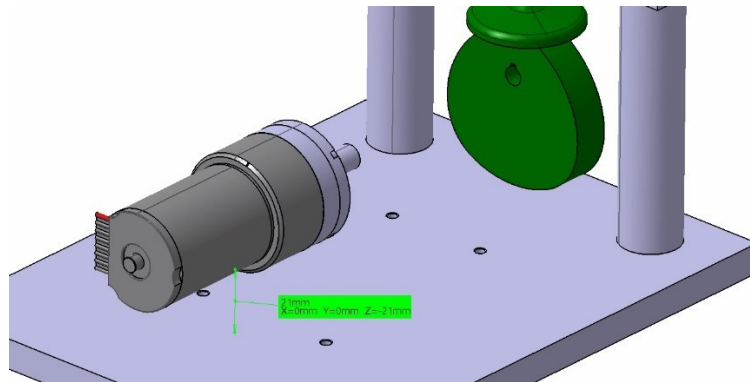


Figura 8-8 Posizionamento motore

Tra il piano del banco prova ed il componente è presente un gap di 21mm che possiamo colmare con un sostegno, da fissare al piano.

Per il fissaggio vero e proprio dell'assieme al banco, realizziamo prima una piastra da avvitare al blocchetto di sostegno, da collegare tramite viti M3 ai quattro fori sulla faccia frontale del riduttore (*Figura 8-9 e 8-10*).

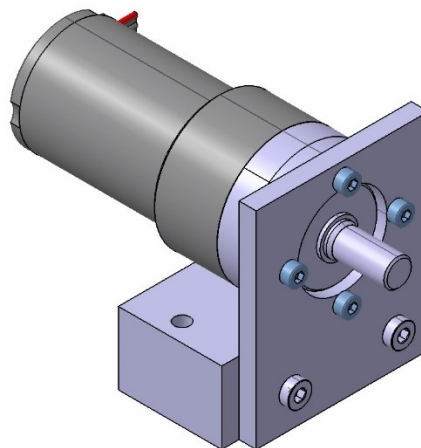


Figura 8-9 Creazione supporti motore per banco

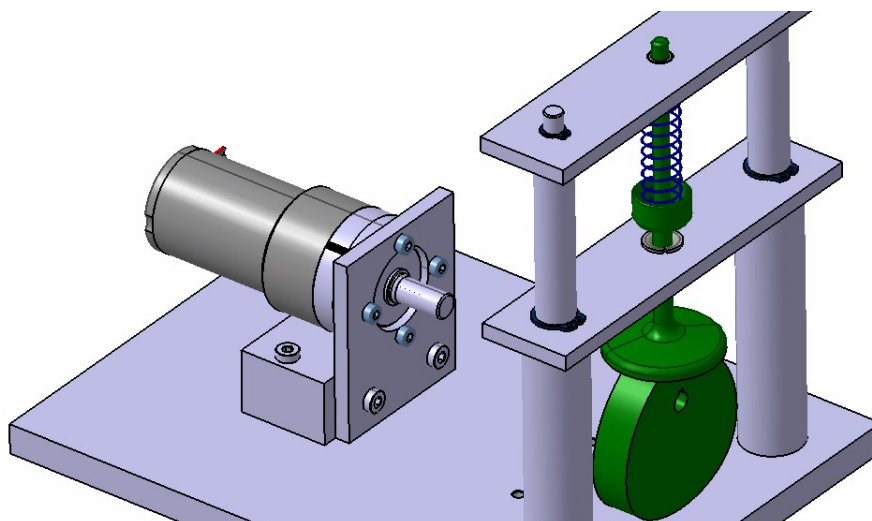


Figura 8-10 Assiemaggio motore su banco prova

Al fine di supportare l'albero motore e garantirne una rotazione ottimale, scegliamo dal catalogo 'Icus' un cuscinetto in polimero rinforzato, (*Figura 8-11 e 8-12*), adatto a velocità di rotazione non elevate, come quelle presenti nel nostro sistema.

igubal® supporto ritto, KSTM



1 di 3



- Serie dimensionale: K secondo DIN ISO 12240
- Materiale alloggiamento: igumid G
- Materiale della calotta sferica: iglidur® W300
- Funzionamento a secco esente da manutenzione
- Elevata rigidità
- Resistenza molto elevata alle sollecitazioni con carichi variabili
- Compensazione di disallineamenti e carichi di spigolo
- Resistente agli agenti chimici e corrosivi
- Elevata riduzione delle vibrazioni
- Adatto a movimenti rotatori, oscillanti e lineari
- Estremamente leggero
- Risparmio di tempo con un montaggio rapido

Art.nr.

KSTM-08

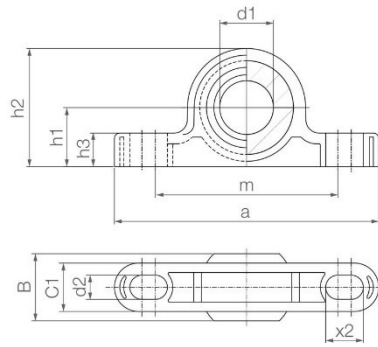
Ø d1 [mm]

8,0

Ø d2 [mm]

4,5

Figura 8-11 Cuscinetto Igus KSTM-08



Art.-Nr.	KSTM-08
$\varnothing d1$	8,0 mm
$\varnothing d2$	4,5 mm
h1	10,00 mm
h2	20,00 mm
h3	6,0 mm
a	47,0 mm
m	33,0 mm
C1	9,0 mm
B	12,00 mm
x2	7,0 mm

Figura 8-12 Dimensioni cuscinetto

Andando a vincolare con coassialità l'asse del cuscinetto a quello della camma, anche in questo caso avremo un divario, da colmare con un apposito supporto (*Figura 8-13*).

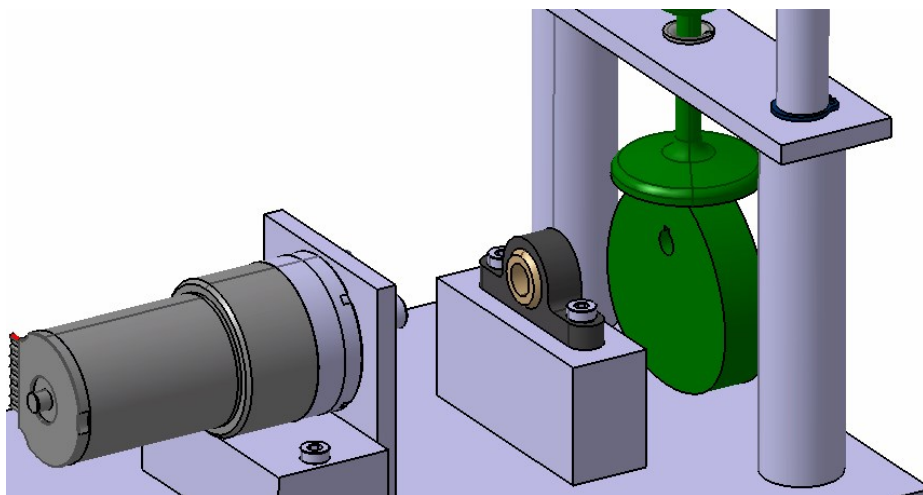


Figura 8-13 Cuscinetto assemblato

A questo punto rimane da collegare l'albero motore alla camma.

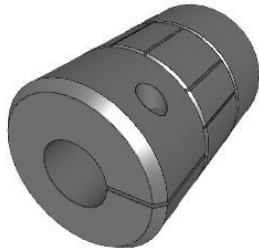
Anche se gli assi dei componenti sono teoricamente coincidenti, nella realtà abbiamo bisogno di un elemento che vada a compensare possibili piccoli disallineamenti: il giunto (*Figura 8-14*).



Figura 8-14 Giunto per piccoli disallineamenti

Nelle schede tecniche di motore e cuscinetto sono presenti i diametri dell'albero nel primo caso e della sede nel secondo.

Avendo in entrambi i casi un diametro pari a $\Phi 8\text{mm}$, scegliamo, da catalogo 'Isel', il giunto che rispetti questa dimensione (*Figura 8-15*).



isel[®]
Por isel Germany AG

Shaft couplings

Manufacturer	isel Germany AG
Description	Shaft couplings 20/30, d1 = 8 mm, d2 = 8 mm
Part number	218001 0800
Note	86, 92, 98 Shore hardness

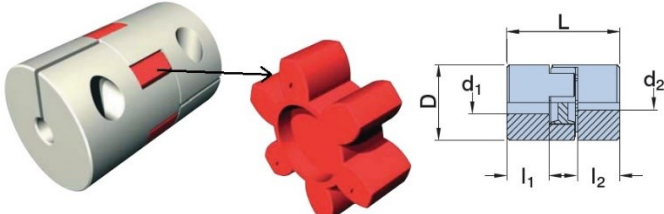


Figura 8-15 Giunto da catalogo

L'ultimo elemento necessario a chiudere la catena di collegamento e trasmettere quindi la coppia del motore alla camma è rappresentato da un albero ricavato da CNC.

Il diametro di partenza, corrispondente alla sede nel giunto, sarà di $\Phi 8\text{mm}$, mentre quello finale di fissaggio alla camma può essere scelto in base a due considerazioni:

- dimensioni ridotte della camma nella zona dell'asse di rotazione: il raggio base è di 16mm;
- data la necessità di aggiungere una linguetta per garantire il centraggio dell'albero e del mozzo sulla camma, dalla norma UNI 6604 è possibile verificare come questo elemento sia inseribile in alberi con diametro minimo di 6mm.

Scegliamo quindi il diametro finale di $\Phi 6\text{mm}$, che inizierà in corrispondenza del mozzo per creare uno spallamento sulla camma ed aggiungiamo un anello seeger dall'altro lato, per evitarne lo scorrimento assiale; otteniamo così la configurazione della sezione di *Figura 8-16*, dove in blu è rappresentato l'albero di collegamento ed in giallo la linguetta 2x2x8.

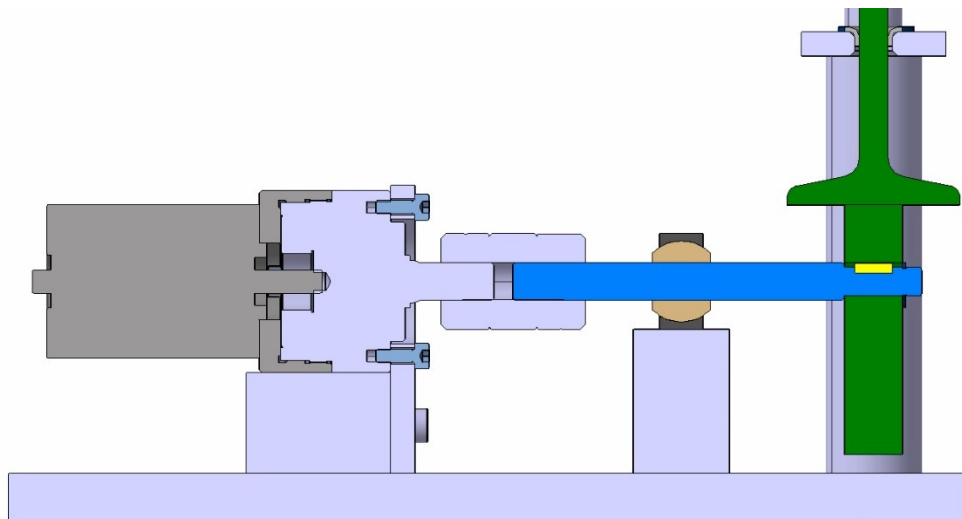


Figura 8-16 Collegamento motore-camma

Nella *Figura 8-17* è riportato infine l'esploso dell'assieme completo, con descrizione, quantità e tipologia di realizzazione di ogni componente.

N° parte	Descrizione	Q.tà	Realizzazione
1	Piano banco prova	1	CNC
2	Camma	1	SLA
3	Colonne supporto	2	CNC
4	Piastra 1	1	CNC
5	Molla	1	CATALOGO 'Leespring'
6	Piastra 2	1	CNC
7	Bussola d6	1	CATALOGO 'SKF'
8	Bussola d5	1	CATALOGO 'SKF'
9	Ass.Piattello: -Piattello -Supp. molla	1	SLA
10	Anello seeger d12	2	CATALOGO
11	Anello seeger d6	3	CATALOGO
12	Ass.Motore-Riduttore: -Motore -Flangia -(3x)M3x5 -Riduttore	1	CATALOGO 'Faulhaber'
13	Supporto motore	1	CNC/SLA
14	Supp. frontale riduttore	1	CNC
15	Vite M3x8	4	CATALOGO
16	Vite M4x12	2	CATALOGO
17	Vite M4x30	2	CATALOGO
18	Cuscinetto	1	CATALOGO 'Igus'
19	Supp. cuscinetto	1	CNC/SLA
20	Vite M4x45	2	CATALOGO
21	Giunto	1	CATALOGO 'Ise1'
22	Albero	1	CNC
23	Linguetta 2x2x8	1	CATALOGO

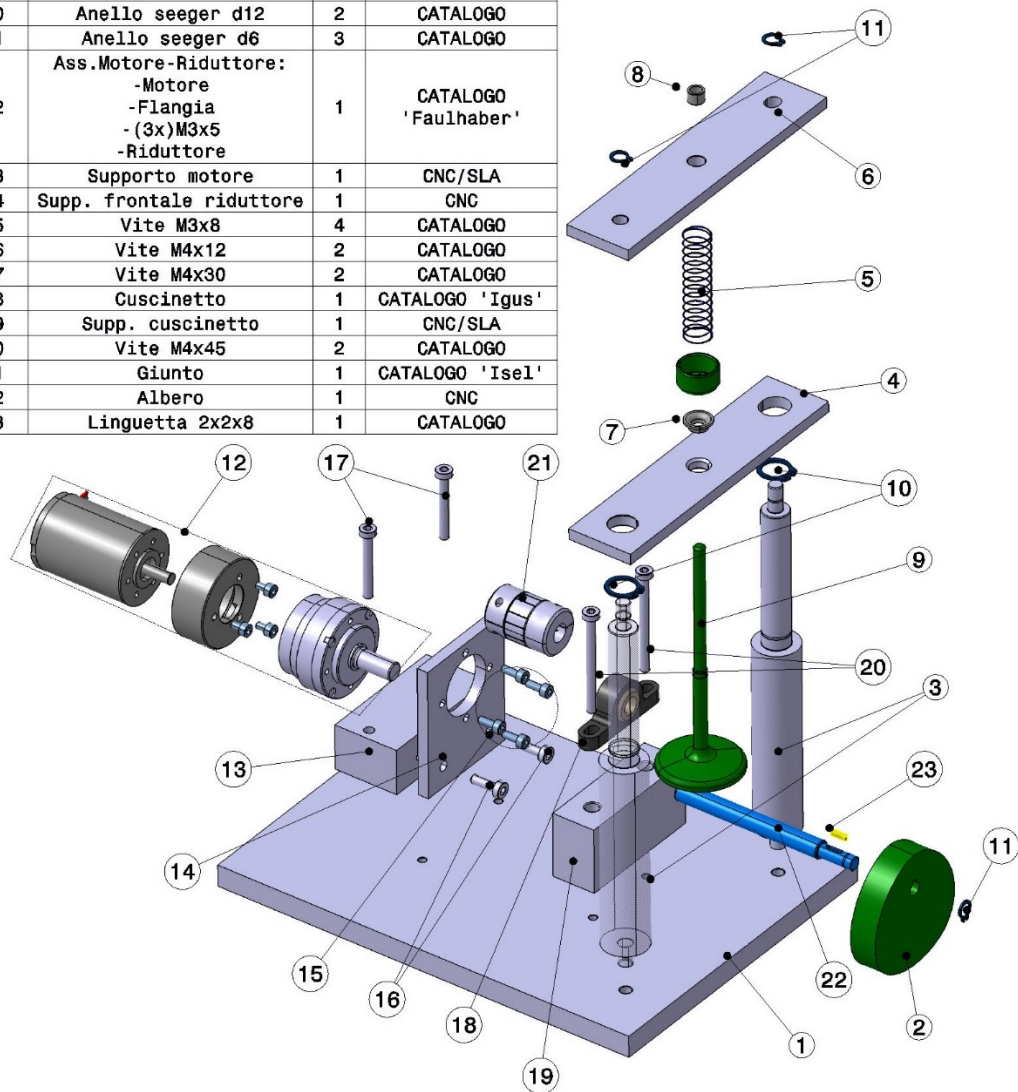


Figura 8-17 Esploso assieme finale

CONCLUSIONI

Questo elaborato ha portato alla progettazione di un meccanismo propedeutico, in grado di rappresentare buona parte delle fasi di sviluppo dei sistemi camma-piattello, utilizzabili in applicazioni specifiche.

Partendo dalla definizione della legge di moto del cedente, passando per il dimensionamento della camma, con la sua sintesi e la creazione del profilo tramite codice Matlab, si è arrivati al dimensionamento dei vari elementi e alla definizione delle forze in gioco nel sistema.

Quest'ultimo step ha portato infine alla scelta dell'elemento necessario a movimentare il meccanismo.

Uno dei passaggi più complessi dello studio, vista la presenza di elementi con masse ed inerzie molto ridotte, ha riguardato la scelta della molla di richiamo.

Da notare anche, come sia stato necessario rivedere più volte il profilo della camma:

- nelle fasi iniziali per mantenere le sue dimensioni contenute, andando a limitare velocità ed accelerazione del piattello, attraverso l'allungamento delle fasi di transizione e l'accorciamento delle fasi di sosta nel diagramma delle alzate;
- durante l'analisi dinamica del meccanismo, per risolvere errori di calcolo nel braccio di forza della coppia, tramite la modifica del raggio base, inizialmente scelto di 10mm e portato poi a 16.

Un'interessante verifica di tutto l'iter progettuale riportato nella tesi, si avrebbe dalla realizzazione fisica del meccanismo.

A questa, andrebbe senz'altro associata un'adeguata sensoristica per la misura delle performance del sistema e l'acquisizione dati su pc.

Appendice 1. Codice Matlab

```
%Titolo : Legge di moto Cedente e Profilo camma con legge Polinomiale 3-4-5 e  
Cicloidale
```

```
%Studente: Marco Perticarà
```

```
clc
```

```
clear all
```

```
%Alzata e raggio base
```

```
h = 20;
```

```
r = 16;
```

```
%Angoli delle fasi
```

```
dwell_1 = 15;
```

```
rise = 150;
```

```
dwell_2 = 30;
```

```
fall = 150;
```

```
dwell_3 = 360-(dwell_1 + rise + dwell_2 + fall);
```

```
%Conversione angoli rise e fall in radianti
```

```
rise_radians = deg2rad(rise);
```

```
fall_radians = deg2rad(fall);
```

```
%Angolo camma
```

```
theta = linspace (0,360,361);
```

```
%Legge cedente durante soste rispetto angolo camma
```

```
h_dwell1 = zeros(1,dwell_1);
```

```
h_dwell2 = ones(1,dwell_2).*h;
```

```
h_dwell3 = zeros(1,dwell_3);
```

```

%Legge del cedente in alzata (rise) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
%Finestra di selezione legge;
motion_list = {'Polinomiale 3-4-5','Cicloidale'};
[rise_motion] = listdlg('ListSize',[300,100],'Name','Seleziona legge di
alzata','SelectionMode','Single', 'Liststring',motion_list);
[fall_motion] = listdlg('ListSize',[300,100],'Name','Seleziona legge di
ritorno','SelectionMode','Single', 'Liststring',motion_list);

if rise_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
h_rise = h*(10*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^3) - 15*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^4)
+ 6*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^5));
elseif rise_motion == 2 %Cicloidale
h_rise = (h/pi)*(((pi/rise).*theta(theta<rise)) -
0.5*sind((2*180/rise).*theta(theta<rise)));
end

%Legge del cedente in ritorno (fall) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;

if fall_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
h_fall = h+(h*(-10*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^3) +
15*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^4) - 6*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^5)));
elseif fall_motion == 2 %Cicloidale
h_fall = h - ((h/pi)*(((pi/fall).*theta(theta<=fall)) -
0.5*sind((2*180/fall).*theta(theta<=fall))));
end

x = (0:360);
y_s = [h_dwell1, h_rise h_dwell2 h_fall h_dwell3];

%Grafico legge cedente in alzata e ritorno rispetto angolo camma

```

```

subplot(4,1,1); plot(x,y_s,'b');
set(gca, 'XTick', (0:15:360));
set(gca, 'YTick', (0:5:h));
set(gcf,'position', [0,0,3000,800]);
title('Legge di moto cedente')
xlabel('Angolo camma (degrees)');
ylabel('Spostamento cedente (mm)');

%Velocità cedente durante soste rispetto angolo camma
v_dwell1 = zeros(1,dwell_1);
v_dwell2 = zeros(1,dwell_2);
v_dwell3 = zeros(1,dwell_3);

%Velocità cedente in alzata (rise) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;

if rise_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
v_rise = (h/rise_radians)*(30*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^2) -
60*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^3) + 30*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^4));
elseif rise_motion == 2 %Cicloidale
v_rise = (h/rise_radians)-((h/rise_radians)*cosd((2*180/rise).*theta(theta<rise)));
end

%Velocità cedente in ritorno (fall) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;
if fall_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
v_fall = (h/fall_radians)*(-30*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^2) +
60*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^3) - 30*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^4));
elseif fall_motion == 2 %Cicloidale
v_fall = -(h/fall_radians)+((h/fall_radians)*cosd((2*180/fall).*theta(theta<=fall)));
end

```



```

x = (0:360);
y_v = [v_dwell1 v_rise v_dwell2 v_fall v_dwell3];

%Grafico velocità cedente
subplot(4,1,2); plot(x,y_v,'r');
set(gca, 'XTick', (0:15:360));
set(gca, 'YTick', (-30:5:30));
set(gcf,'position', [0,0,3000,800]);
title('Velocità cedente');
xlabel('Angolo camma (degrees)');
ylabel('velocità cedente (mm/rad)');

%Accelerazione cedente durante soste rispetto angolo camma
a_dwell1 = zeros(1,dwell_1);
a_dwell2 = zeros(1,dwell_2);
a_dwell3 = zeros(1,dwell_3);

%Accelerazione cedente in alzata (rise) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;

if rise_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
a_rise = (h/(rise_radians.^2))*(60*((1/rise).*theta(theta<rise)) -
180*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^2) + 120*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^3));
elseif rise_motion == 2 %Cicloidale
a_rise = (2*pi*h/(rise_radians.^2))*sind((2*180/rise).*theta(theta<rise));
end

%Accelereazione cedente in ritorno (fall) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;

if fall_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5

```

```

a_fall = (h/(fall_radians.^2))*(-60*((1/fall).*theta(theta<=fall)) +
180*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^2) - 120*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^3));
elseif fall_motion == 2 %Cicloidale
a_fall = (-2*pi*h/(fall_radians.^2))*sind((2*180/fall).*theta(theta<=fall));
end

```

```

x = (0:360);
y_a = [a_dwell1 a_rise a_dwell2 a_fall a_dwell3];

```

```

%Grafico accelerazione cedente
subplot(4,1,3); plot(x,y_a,'k');
set(gca, 'XTick', (0:15:360));
set(gca, 'YTick', (-30:5:30));
set(gcf,'position', [0,0,3000,800]);
title('Accelerazione cedente');
xlabel('Angolo camma (degrees)');
ylabel('Accelerazione cedente (mm/rad^2)');

```

```

%Jerk cedente durante soste rispetto angolo camma
j_dwell1 = zeros(1,dwell_1);
j_dwell2 = zeros(1,dwell_2);
j_dwell3 = zeros(1,dwell_3);

```

```

%Jerk cedente in alzata (rise) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;

```

```

if rise_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
j_rise = (h/(rise_radians.^3))*(60 - 360*((1/rise).*theta(theta<rise)) +
360*(((1/rise).*theta(theta<rise)).^2));
elseif rise_motion == 2 %Cicloidale
j_rise = (4*(pi.^2)*h/(rise_radians.^3))*cosd((2*180/rise).*theta(theta<rise));
end

```

```
%Accelerazione cedente in ritorno (fall) con legge Polinomiale 3-4-5, Cicloidale
% 1 = Polinomiale 3-4-5; 2 = Cicloidale;
```

```
if fall_motion == 1 %Polinomiale 3-4-5
j_fall = (h/(fall_radians.^3))*(-60 + 360*((1/fall).*theta(theta<=fall)) -
360*(((1/fall).*theta(theta<=fall)).^2));
elseif fall_motion == 2 %Cicloidale
j_fall = (-4*(pi.^2)*h/(fall_radians.^3))*cosd((2*180/fall).*theta(theta<=fall));
end
```

```
x = (0:360);
y_j = [j_dwell1 j_rise j_dwell2 j_fall j_dwell3];
```

```
%Grafico accelerazione cedente
subplot(4,1,4); plot(x,y_j,'g');
set(gca, 'XTick', (0:15:360));
set(gca, 'YTick', (-80:20:80));
set(gcf,'position', [0,0,3000,800]);
title('Jerk cedente');
xlabel('Angolo camma (degrees)');
ylabel('Jerk cedente (mm/rad^3)');
```

```
clear writematrix
```

```
%Coordinate cartesiane del punto di contatto camma cedente
Ax = (r + y_s).*cosd(theta) + y_v.*cosd(theta + (180/2));
Ay = (r + y_s).*sind(theta) + y_v.*sind(theta + (180/2));
```

```
x_cord = transpose(Ax);
y_cord = transpose(Ay);
```

```
z_cord = zeros(361,1);

%Profilo camma in coordinate cartesiane
cam_profile = [x_cord y_cord z_cord];
figure

plot(Ax,Ay,'b');hold on
title('Profilo camma coord. cartesiane');
xlabel('Ax [mm]');
ylabel('Ay [mm]');
plot(0,0,'b+','MarkerSize',16)
plot(0,0,'bo','MarkerSize',8)
ylim([-30 30]);
axis equal

%Esportare profile camma in excel come coordinate XYZ
writematrix(cam_profile,'cam_profile.xls')
```

BIBLIOGRAFIA

- Anon., s.d. Profilo Camma - Scelta Molla. In: s.l.:Università degli Studi dell'Aquila.
- Carmelo, D., 2013. *Stereolithography Micro e Nano Sistemi*. [Online]
Available at: <https://www.centropiaggio.unipi.it/sites/default/files/course/material/2013-12-06%20-%20Stereolithography.pdf>
- Gallina, P., 2002. Dispense del Corso di Meccanica Applicata alle Macchine. In: s.l.:s.n., pp. 88-90.
- Hren, I. H. P. M. Š. S. M. S. J., 2018. Analysis of torque cam mechanism. *MATEC Web of Conferences*, 157(06004).
- M., D. L., 2015. *Progetto del profilo di una camma di distribuzione*. [Online]
Available at: <https://www.autotecnica.org/progetto-del-profilo-di-una-camma-di-distribuzione/>
- Norton, R. L., 2002. *Cam Design and Manufacturing Handbook*. 10987654321 a cura di New York: Industrial Press, Inc..
- Petrucci, G., s.d. Meccanismi a Camma Piani. In: *Lezioni di Construzione di Macchine*. s.l.:s.n., pp. 37.1-37.19.

RINGRAZIAMENTI

A conclusione di questo percorso di studi, sento il dovere ed il piacere di dedicare qualche riga a tutte le persone che ne hanno fatto parte.

In primo luogo, vorrei ringraziare il mio relatore, il Prof./Dott. Palmieri Giacomo, sempre gentile e disponibile nel trasmettere le sue indicazioni e conoscenze per lo sviluppo dell'elaborato ed il mio correlatore, il Prof./Dott. Palpacelli Matteo Claudio.

Un ringraziamento speciale va ai miei genitori, che mi hanno sempre sostenuto e spronato ad andare avanti. Non finirò mai di esservi grato per questo.

Un sentito grazie ai miei familiari e agli amici, che col loro affetto e la loro presenza hanno senz'altro contribuito al raggiungimento di questo traguardo.

Grazie ai miei superiori ed ai colleghi della 4D Engineering, dai quali ho potuto apprendere molto dal punto di vista professionale.

Ringrazio inoltre i colleghi dell'Electrolux di Cerreto d'Esi, azienda nella quale lavoro come consulente esterno da quasi due anni; in particolare l'Ing. Tartuferi Mariano col quale mi sono confrontato per la scelta della tipologia di tesi.

Infine, un ringraziamento lo faccio anche a me stesso, per non aver mai mollato, con l'augurio di poter continuare ad accrescere il bagaglio di conoscenze, ponendomi nuovi obiettivi ed affrontando nuove sfide.