

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN)

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Meccanica applicata alle Macchine LM

**MODELLAZIONE ELETTROMECCANICA DI UNA
MACCHINA AUTOMATICA OPERCOLATRICE**

CANDIDATO

Giovanni MOTTOLA

RELATORE:

Prof. Ing. **Marco CARRICATO**

CORRELATORI

Dott. **Francesco MEONI**

Sig. **Fabrizio CONSOLI**

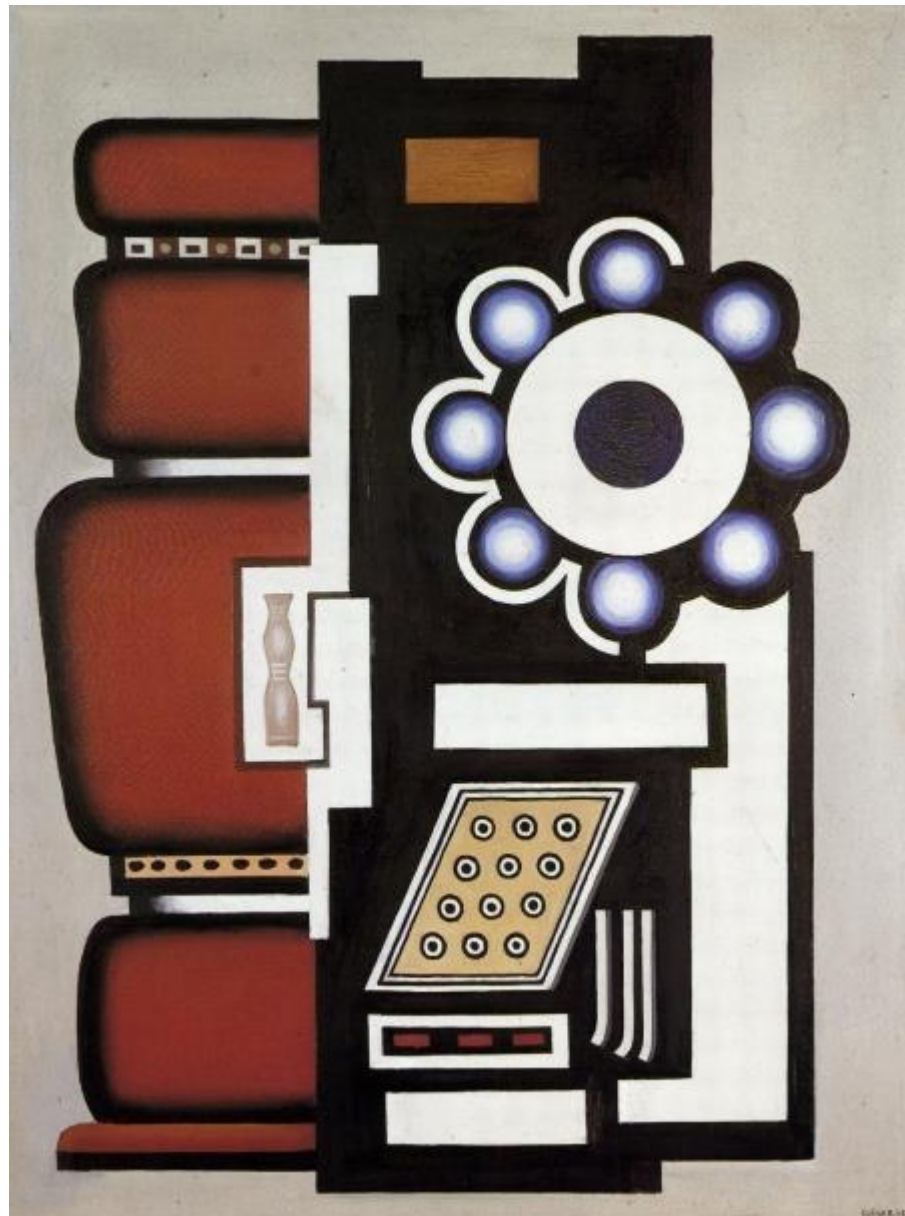
Anno Accademico 2013-2014

Sessione III

Sommario

1	Introduzione.....	1
2	L'azienda.....	3
2.1	Il gruppo IMA.....	3
2.2	La divisione IMA Active.....	4
3	La macchina.....	5
3.1	Descrizione generale.....	5
3.2	Il flusso di lavoro.....	7
3.3	I gruppi di dosaggio.....	14
3.3.1	Il gruppo polvere.....	14
3.3.2	Il gruppo cronoidi.....	17
3.3.3	Il gruppo microtablet.....	19
3.3.4	Il gruppo compresse.....	20
3.3.5	Il gruppo liquidi.....	22
3.4	Altre funzionalità.....	24
3.4.1	Il quadro elettrico.....	24
3.4.2	Il sistema di controllo.....	24
3.4.3	Il contenimento.....	25
3.4.4	I controlli sul dosaggio.....	25
4	La modellazione.....	27
4.1	Obiettivi e metodi.....	27
4.2	I programmi di simulazione.....	28
4.2.1	Pro/Engineer e Mechanism.....	28

4.2.2	MATLAB	30
4.2.3	Move.It	30
4.2.4	Mathematica	31
4.3	Dati generali di funzionamento.....	32
4.4	Scelte di modellazione	33
4.5	Dinamica degli azionamenti a 1 gdl	38
4.6	Leggi di moto usate.....	41
5	L'asse master	47
5.1	Funzionamento dei meccanismi.....	47
5.2	Schema generale e semplificazioni	52
5.3	Il meccanismo del piattello	59
5.4	Il meccanismo di contrasto chiusura capsule.....	68
5.5	Il meccanismo di comando spingitori	74
5.6	Il meccanismo di comando apertura capsule	79
5.7	Il meccanismo di alimentazione	82
5.8	Conclusioni sull'asse master.....	92
6	Il gruppo polvere	103
6.1	Funzionamento dei meccanismi.....	103
6.2	Schema generale e semplificazioni	116
6.3	Il meccanismo dell'intermittore.....	122
6.4	Il meccanismo del dosaggio.....	130
6.5	Il meccanismo della compressione	140
6.6	Conclusioni sul gruppo polvere	151
7	Conclusioni e sviluppi futuri	157
8	Bibliografia.....	161



Fernand Lèger, *Cuscinetto a sfere*, 1926

"Engineering is not a science. Science studies particular events to find general laws. Engineering design makes use of these laws to solve particular problems. In this it is more closely related to art or craft; as in art, its problems are under-defined [...] This is a creative activity, involving imagination, intuition and deliberate choice."

Ove Arup

1 Introduzione

Con il passare degli anni, in ambito industriale si è fatta sempre più sentire la necessità di una progettazione attenta all'aspetto del recupero energetico: questa esigenza discende sia da evidenti motivi di risparmio sui costi variabili dell'energia, sia dall'obbligo di rispettare normative divenute progressivamente più stringenti.

Questa esigenza di recente è divenuta rilevante anche nel settore delle macchine automatiche: ciò dipende dal fatto che negli anni in quest'ambito la filosofia generale di progettazione è cambiata profondamente, passando da architetture a elevata efficienza, ma altamente rigide, ad altre che forniscono una maggiore flessibilità (cioè che consentono di lavorare prodotti piuttosto differenti tra di loro) ma che hanno tipicamente rendimenti inferiori, per le perdite di potenza in regolazione e per l'utilizzo di diversi motori brushless all'interno della stessa macchina.

In questa trattazione si è presa in esame la macchina ADAPTA 100, una opercolatrice prodotta dalla I.M.A. Active S.p.A. di Ozzano dell'Emilia. L'obiettivo è quello di realizzare un modello elettromeccanico della macchina, introducendo l'effetto delle inerzie in movimento e dei carichi esterni, per ottenere l'andamento di coppie e velocità di ciascun motore nell'arco di un ciclo di lavoro, nel funzionamento a regime.

Tale modello è pensato per essere il più generale possibile e dunque applicabile a diversi formati del prodotto lavorato e a diverse configurazioni di funzionamento della macchina.

Il modello, realizzato all'interno di un ambiente di calcolo numerico, è stato poi validato sia a fronte di prove sperimentali sia con un simulatore commerciale, per confermare la correttezza dei risultati ottenuti.

Capitolo 1. Introduzione

Questo modello consentirà in seguito di studiare la possibilità di un risparmio energetico sulla macchina in esame. Conoscendo infatti l'andamento di coppia e velocità di ciascun motore, si ottengono immediatamente i flussi di potenza dei vari azionamenti della macchina. Tale conoscenza consentirà in futuro di valutare la possibilità tecnica e la convenienza economica di un sistema di accumulo e redistribuzione della potenza.

I motori infatti, durante il ciclo, finiranno in generale per lavorare, per un certo tratto, come generatori: si avrà cioè una coppia al motore avente verso opposto alla velocità di rotazione, il che implica che la potenza meccanica erogata sia negativa. In pratica questo comporta che il motore produca energia elettrica, che viene reimpressa all'alimentazione del motore stesso.

Attualmente tale energia è dissipata con delle resistenze all'interno della macchina ed è dunque di fatto sprecata; l'idea che ha ispirato questo progetto è quella di valutare se tale energia possa essere redistribuita ai motori, vuoi direttamente (con l'impiego di un bus DC) oppure dopo averla stoccata in batterie. Questo darebbe luogo a una interessante riduzione dei consumi.

Nell'ipotesi di introdurre batterie di accumulo, si potrebbe anche pensare di usarle durante gli arresti imprevisti della macchina (ad esempio per blackout): l'energia servirebbe per frenare i vari gruppi rapidamente ma senza urti e soprattutto mantenendo la fase tra i vari assi della macchina.

Tutto questo richiede appunto di sviluppare a priori un modello della macchina, in modo da sapere quali motori in un dato momento stanno assorbendo o rilasciando energia: lo sviluppo di tale modello, relativamente ai due assi principali (in termini di coppie e potenze) della macchina, è quello che è stato prodotto all'interno del presente progetto di tesi.

2 L'azienda

2.1 Il gruppo IMA

La tesi è stata svolta all'interno di I.M.A. S.p.A., gruppo industriale nato a Bologna nel 1961, con il nome di Industria Macchine Automatiche s.a.s. Attualmente IMA vanta una posizione di livello mondiale nel settore delle macchine automatiche: segnatamente, si occupa di macchine per lavorare e confezionare prodotti farmaceutici, cosmetici e alimentari. Dalla recente fondazione del nuovo ramo GIMA TT S.r.l, il gruppo IMA è entrato anche nel settore delle macchine per il packaging del tabacco.

Il gruppo è distribuito su diverse sedi, principalmente nella provincia di Bologna, ma anche nel resto d'Italia e nel mondo (Svizzera, Regno Unito, Stati Uniti, India e Cina), per un totale di 24 stabilimenti produttivi con 3700 dipendenti (di cui 2200 in Italia) e una rete di vendita presente in 80 paesi.

L'azienda, che nasce con la produzione di macchine automatiche per il confezionamento di tè e tisane in filtro, è oggi diviso in due brand principali:

1. *IMA Pharma*, azienda leader nel mondo per le macchine automatiche di lavorazione e packaging per l'industria farmaceutica;
2. *IMA Industries*, che si occupa di macchine per confezionare tè, caffè, bevande e prodotti cosmetici e alimentari.

Questa tesi è stata svolta all'interno di IMA Pharma, che è costituita a sua volta da tre divisioni specializzate;

- a. *IMA Life*, attiva nel settore del processo e riempimento in ambiente asettico (ad esempio, sistemi di lavaggio, sterilizzazione, riempimento

- o chiusura per flaconi, fiale e siringhe, macchine etichettatrici, invassoiatrici, depaccatrici etc.);
- b. *IMA Safe*, che si occupa di progettare linee complete di packaging, come ad esempio blisteratrici, riempitrici di tubi e astucciatrici;
 - c. *IMA Active*, specializzata nelle macchine per prodotti solidi orali.

Quest'ultima divisione è quella in cui si è svolto il lavoro di tesi, che nella fattispecie ha riguardato la macchina opercolatrice Adapta 100.

2.2 La divisione IMA Active

Questa divisione di IMA, all'interno del ramo farmaceutico dell'azienda, si occupa, come detto, della produzione di macchine per prodotti in fase solida (prodotti Solid Dose). Essa nasce dopo l'acquisizione della Zanasi, importante azienda produttrice di macchine automatiche per il settore farmaceutico attiva per tutti gli anni '70.

La divisione Active, come detto, si occupa di progettare e produrre macchine per il processo e la produzione di prodotti farmaceutici in fase solida, come ad esempio capsule e compresse. In particolare, i prodotti principali sono macchine opercolatrici (per il riempimento di capsule) e comprimitrici (per realizzare compresse), oltre a macchine per il rivestimento di capsule o compresse, macchine granulatrici e asciugatrici, sistemi di trasporto polveri farmaceutiche.

Uno dei punti di forza della divisione Active è l'importanza dedicata alla qualità delle lavorazioni, per rispettare gli stringenti requisiti dell'industria farmaceutica (ad esempio, la possibilità di controllare esattamente le dosi di principio attivo presenti nel farmaco, sul 100% della produzione).

3 La macchina

3.1 Descrizione generale

L'Adapta è una macchina opercolatrice: essa svolge la funzione di riempire capsule con prodotti farmaceutici. Frutto di 50 anni di esperienza nel settore, è stata venduta in oltre 5.000 esemplari in tutto il mondo. In *Figura 3-1* una vista d'assieme della macchina.



Figura 3-1: foto dell'Adapta 200.

Capitolo 3. La macchina

Le capsule, realizzate in gelatina di agar-agar, arrivano alla macchina semi-chiuse: l'Adapta apre le capsule, le riempie con il prodotto desiderato e le richiude definitivamente, per poi passarle alla stazione automatica successiva o a un operatore.

I prodotti che la macchina è in grado di dosare nelle capsule ricadono in queste cinque categorie:

1. *Polvere*: prodotti farmaceutici in polvere fine;
2. *Granuli*: prodotti in grani aventi diametro di pochi mm (sono detti anche *pellet* o *cronoidi*);
3. *Microcompresse* (o *microtablet*): pastiglie circolari, aventi diametro al di sotto dei 3 mm;
4. *Compresse*: come sopra, ma diametro di svariati mm (si indicano anche come *tablet*);
5. *Liquidi*: prodotti in fase liquida.

A ciascuno di questi diversi tipi di prodotto corrisponde un adeguato sistema di dosaggio; i microtablet possono essere inseriti con lo stesso gruppo usato per i granuli oppure, a scelta, con un'unità apposita che consente un controllo più preciso. Tali sistemi dosanti saranno diffusamente descritti nel seguito, analizzando l'architettura della macchina.

La caratteristica saliente dell'Adapta è la sua elevata flessibilità: è infatti possibile non solo trattare prodotti diversi sulla stessa macchina, ma anche dosare prodotti differenti all'interno della stessa capsula (fino a 3 prodotti diversi nella configurazione standard; dietro richiesta, rimuovendo alcune stazioni di controllo opzionali, si possono collegare anche 5 differenti stazioni di dosaggio sulla stessa macchina). I cambi di dosaggio si eseguono agevolmente e rapidamente attaccando e staccando alcuni gruppi mobili.

Inoltre, si possono introdurre dei sistemi di controllo qualità più o meno spinti: è possibile optare per non avere controlli del peso (soluzione più economica, adatta ad esempio per farmaci veterinari, sui quali le norme sono

meno restrittive), controllo a campione sul peso lordo, controllo del peso lordo su tutte le capsule e controllo al 100% del peso lordo e del peso netto (soluzione più raffinata, per farmaci salva-vita). Il controllo del dosaggio può essere svolto, nel caso di capsule che andranno riempite con prodotti diversi, sia sul peso complessivo della capsula sia sul peso di ciascuno dei dosaggi effettuati. Un sistema di feedback automatico scarta le capsule che non rispettano gli standard di lavorazione e corregge automaticamente i parametri di funzionamento.

Sempre per garantire la necessaria flessibilità, la macchina può trattare 10 dei vari formati di capsula previsti dagli standard farmaceutici (i formati si distinguono per il diametro e la lunghezza delle capsule); per il cambio formato è necessario sostituire solo alcuni componenti.

La macchina è anche attrezzata per lavorare farmaci ad alto rischio, con un isolamento completo dell'operatore dal prodotto, per evitare contaminazioni. Inoltre l'Adapta è pensata per essere facilmente accessibile, sia per riparazioni che per pulirla con facilità, dati gli alti standard di pulizia dell'industria farmaceutica.

L'altro punto di forza della macchina in esame risiede nella sua produttività: essa è disponibile in due varianti, la Adapta 100 e la 200, rispettivamente da 100.000 e 200.000 capsule/ora, a una cadenza di 12 (rispettivamente 24) capsule per ciclo (la macchina lavora con funzionamento intermittente).

3.2 Il flusso di lavoro

La macchina, come detto, lavora di moto intermittente, con le capsule che vengono trasportate a scatti per 12 stazioni da un piattello rotante. In *Figura 3-2* è illustrato schematicamente il flusso delle capsule in lavorazione all'interno della macchina.

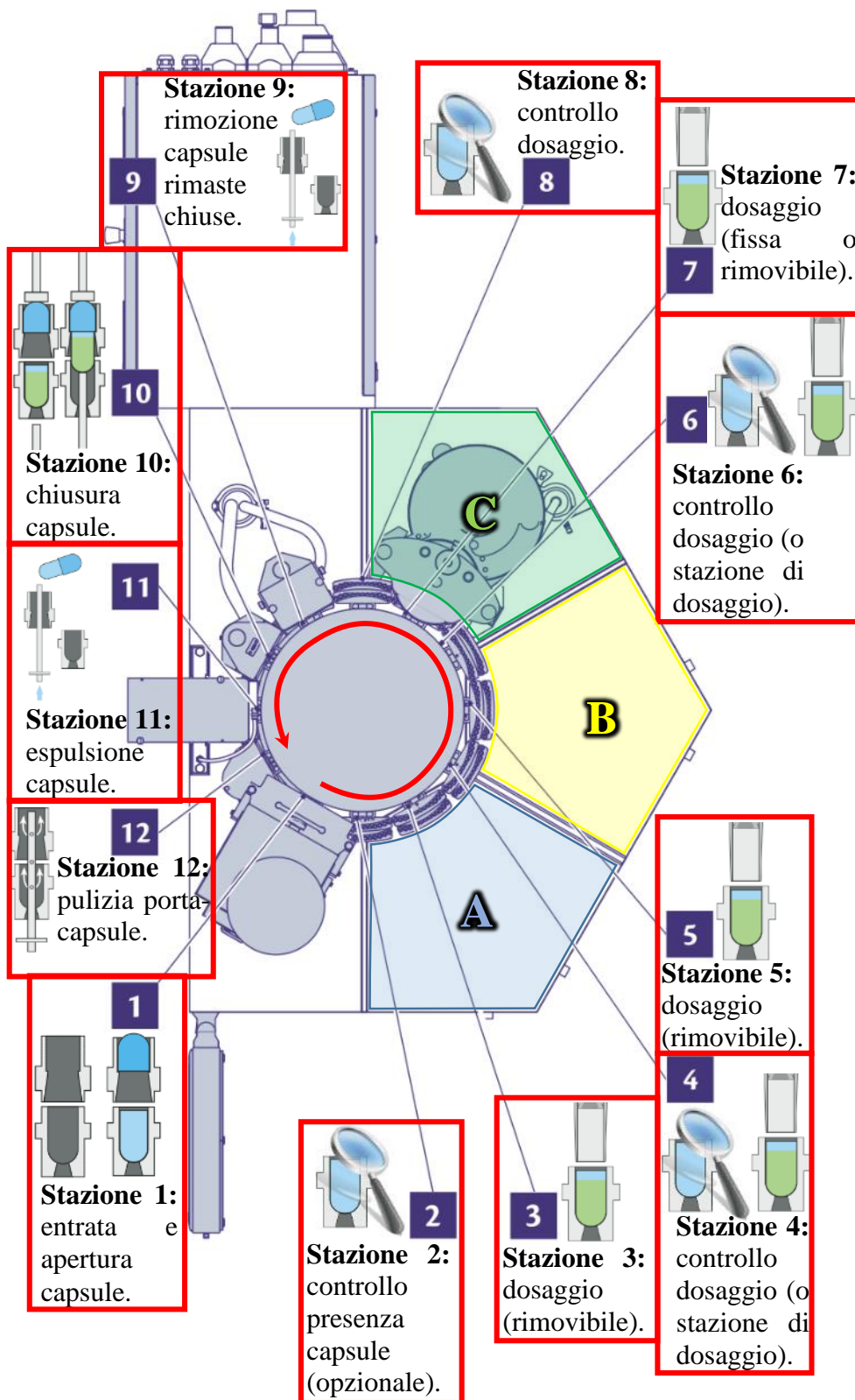


Figura 3-2: macchina vista in pianta e schema del flusso di lavoro.

Le 12 stazioni hanno le funzioni di seguito descritte.

1. Entrata e apertura capsule: le capsule usate per i prodotti farmaceutici sono costituite solitamente di gelatina alimentare, ricavata da collagene di origine animale, cui vengono aggiunte sostanze plasticizzanti (per variarne la consistenza) e conservanti. Si compongono di due gusci che si incastrano uno sull'altro: uno inferiore (fondello) e uno superiore (opercolo, da cui il nome di macchina opercolatrice).

Le capsule entrano nella macchina da una tramoggia di alimentazione: in questa fase come in quelle successive è essenziale, data la scarsa resistenza meccanica delle capsule, evitare urti e accelerazioni troppo elevate.

Dalla tramoggia la capsula passa a un sistema di alimentazione, che svolge la doppia funzione di orientare le capsule correttamente (con il fondello rivolto verso il basso; vedi *Figura 3-3*) e posizionarle negli appositi porta-capsule. Il sistema di alimentazione è costituito da una piastra verticale vibrante, al cui interno vi sono dei canali dentro i quali avanzano le capsule una dopo l'altra, e da una piastra orizzontale, che mette nella giusta posizione le capsule che arrivano dall'alto con orientamento casuale (ruotando di 180° le capsule in posizione invertita).

Dal sistema di alimentazione le capsule cadono nei porta-capsule fissati su cassette disposti in doppia serie intorno al piattello rotante: nei cassette superiori va a inserirsi l'opercolo, mentre quelli inferiori ospiteranno il fondello. Una forza di risucchio (ottenuta con un sistema in bassa pressione) apre le capsule (che come detto arrivano semichiuse alla macchina, con opercolo e fondello parzialmente inseriti) e separa le due parti.

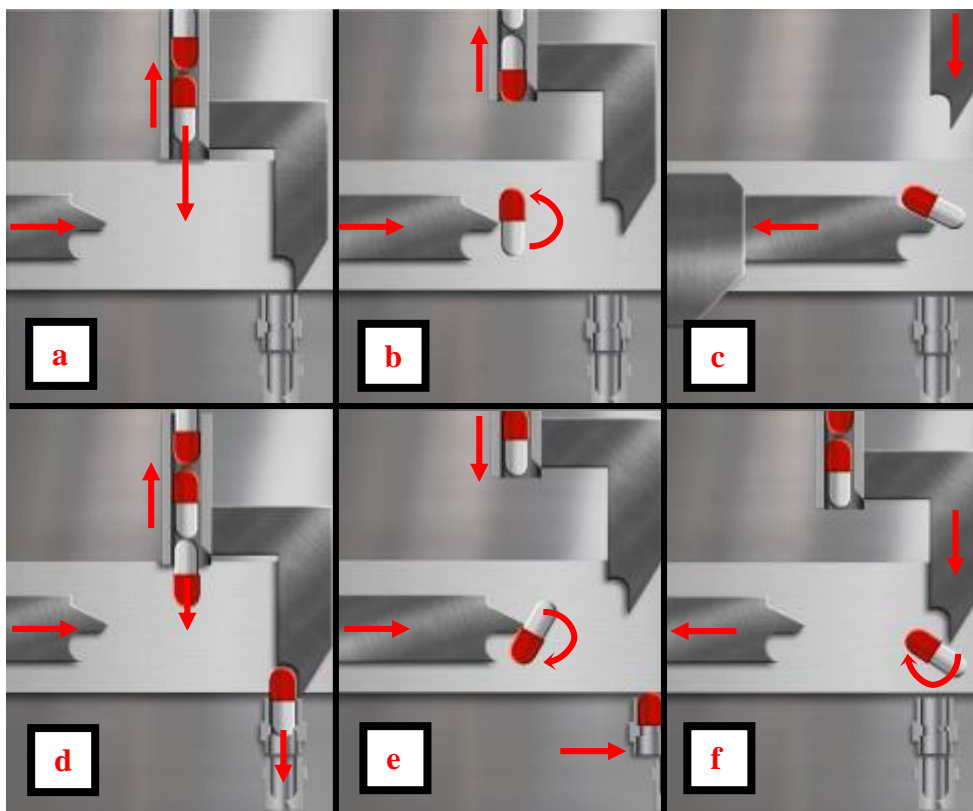


Figura 3-3: alimentazione capsule. La piastra orizzontale a sinistra (immagini **a-b-c**) lascia nella stessa posizione le capsule che arrivano orientate correttamente, mentre le altre (**d-e-f**) vengono ruotate di 180°.

I cassettei con le boccole porta-capsule ruotano insieme al piattello: tra questa stazione e la successiva i cassettei inferiori sono mossi verso l'esterno (grazie a una camma fissa all'interno del piattello), cosicché le due boccole superiore e inferiore vengono disallineate: questo è necessario per rendere accessibile il fondello (al cui interno sono introdotti i farmaci) ai gruppi di dosaggio. Si veda *Figura 3-4*.

È possibile, su richiesta del cliente, inserire nella stazione 1 un sistema di controllo del peso sulle capsule vuote (tara), qualora fosse richiesta la verifica del peso netto sul 100% della produzione; in tal caso si aggiunge poi, a valle del dosaggio (vedi stazione 12), un sistema di peso delle capsule piene (che fornisce il peso lordo, da cui si sottrae la tara data dal peso delle capsule vuote). Si ottiene così un controllo del dosaggio estremamente preciso.

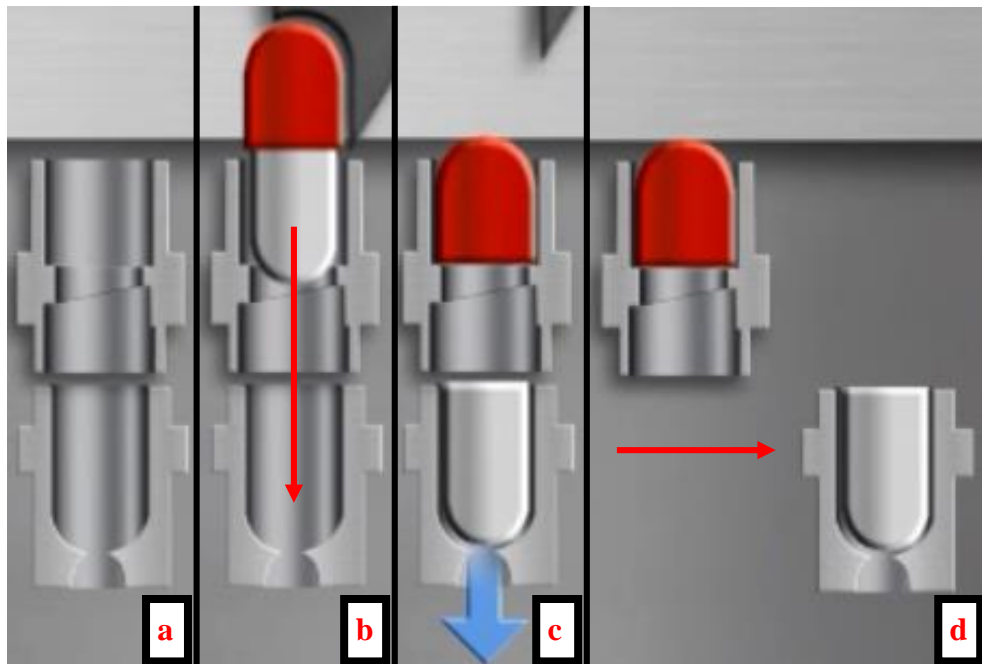


Figura 3-4: apertura delle capsule. Nell'immagine **c**, un risucchio apre la capsula; tra **c** e **d** si ha lo spostamento dei cassette verso l'esterno.

2. **Controllo presenza capsule:** è opzionale, su richiesta del cliente. È eseguito con degli spingitori che vanno a contatto delle capsule.
3. **Stazione dosaggio:** i gruppi di dosaggio mobili possono essere agganciati alle stazioni 3 e 5. I gruppi mobili, che saranno illustrati diffusamente nella sezione 3.3, hanno una motorizzazione indipendente, tramite motore brushless.
4. **Stazione controllo:** in questa stazione, come nella 6 e nella 8 (ossia, a valle di ciascun gruppo di dosaggio) può essere inserito un sistema di controllo, per una verifica del dosaggio sul 100% della produzione. In alternativa, nelle stazioni 4 e 6 (non nella 8) si possono inserire delle stazioni di dosaggio aggiuntive, per arrivare (insieme alle stazioni 3-5-7) fino a cinque stazioni di dosaggio distinte (cosicché nella stessa capsula possono essere dosati altrettanti prodotti diversi).
5. **Stazione dosaggio** [vedi 3].
6. **Stazione controllo** [vedi 4].

7. **Stazione dosaggio fissa.** La stazione 7 normalmente ospita un gruppo di dosaggio (di polvere o cronoidi) fisso, collegato direttamente all'asse master della macchina (da cui prende il moto); come optional, si può scegliere di avere anche nella stazione 7 un gruppo di dosaggio mobile (nel qual caso si possono dosare anche liquidi, compresse etc.).
8. **Stazione controllo** [vedi 4].
9. **Rimozione capsule chiuse.** La forza di suzione applicata ai fondelli nelle stazione 1 non sempre riesce ad aprire le capsule; qui un apposito spingitore (*Figura 3-5*) riconosce ed espelle le capsule rimaste chiuse, facendole cadere lungo uno scivolo che porta a uno scarico.

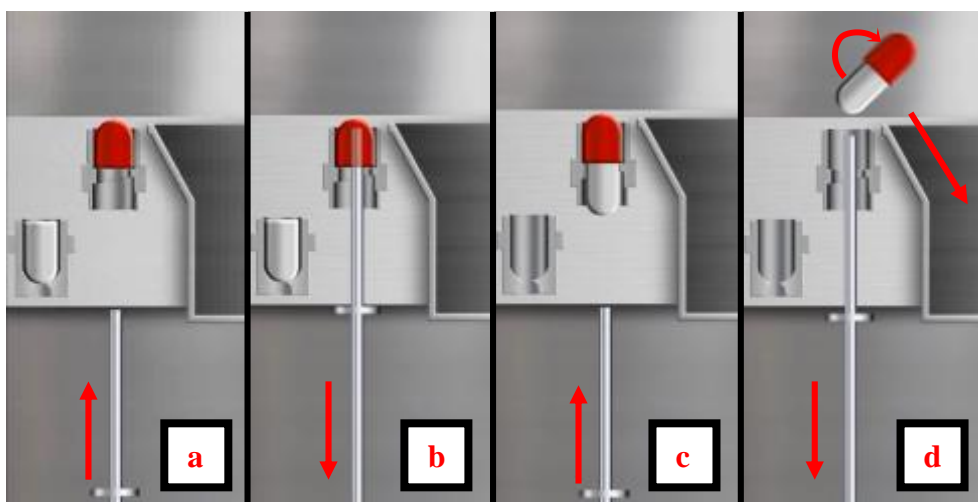


Figura 3-5: se la capsula è aperta, lo spingitore non ha effetto (immagini **a-b**) e lo spingitore sfiora l'opercolo; se per errore la capsula è invece rimasta chiusa, lo spingitore la innalza fino a farla cadere e viene eliminata (**c-d**).

10. **Chiusura capsule.** Giunti a questo punto, le fasi di dosaggio sono concluse e si possono richiudere le capsule. Tra la stazione 9 e la 10, i cassette inferiori, che si erano disallineati rispetto a quelli superiori nel passaggio dalla stazione 1 alla 2, rientrano nel piattello, sempre grazie alla camma fissa al suo interno. Poi alcuni spingitori salgono spingendo il fondello contro l'opercolo, fino a chiudere definitivamente le capsule (*Figura 3-6*).
11. **Espulsione capsule.** Il prodotto finito (ossia le capsule riempite di prodotto) è espulso, tramite l'azione congiunta di spingitori (che le eiettano dal basso) e di aria compressa (che le spinge lateralmente).

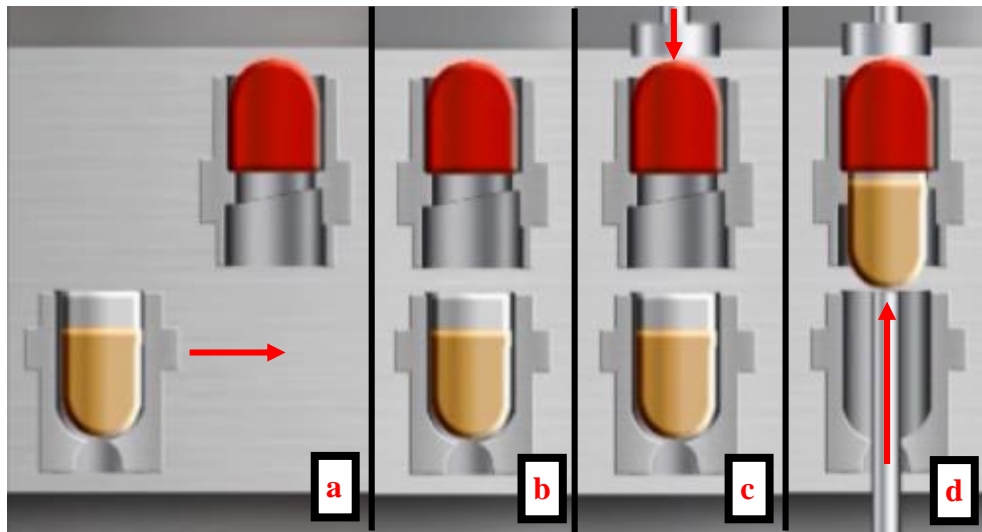


Figura 3-6: fasi della chiusura delle capsule. Dalla stazione 9 (immagine **a**) alla 10 (**b**) i cassette porta-capsule si riallineano, poi nella stazione 10 scendono nell'ordine il meccanismo di contrasto chiusura (**c**) e gli spingitori di chiusura (**d**).

Uno scivolo convoglia poi le capsule verso un recipiente di raccolta. Il meccanismo di espulsione è illustrato in *Figura 3-7*.

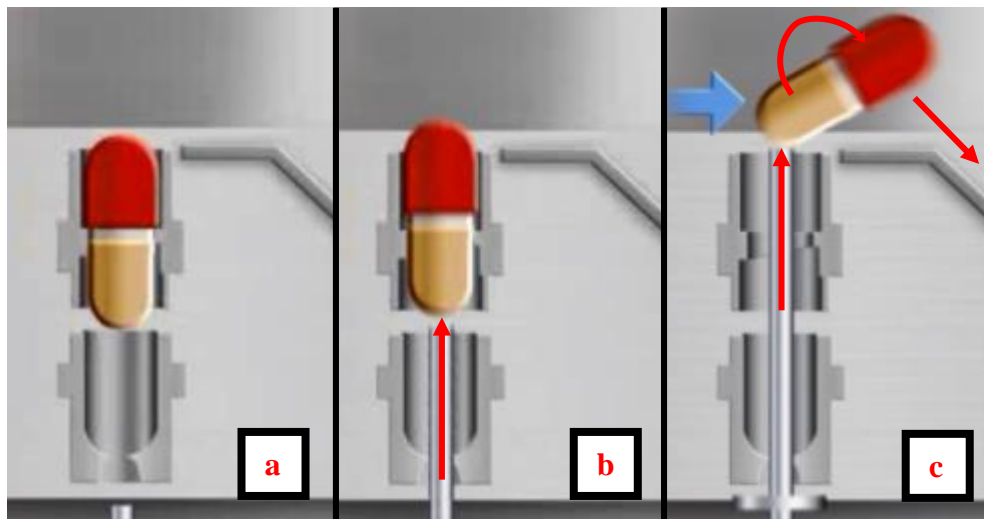


Figura 3-7: fasi dello scarico capsule. Entrano in azione prima gli spingitori (immagine **b**) e poi un getto di aria compressa (immagine **c**).

12. Pulizia boccole: per motivi di ordine igienico bisogna rimuovere le tracce di polvere farmaceutica che si è depositata sulle boccole. Per questo dei tamponi forati entrano nei porta-capsule e li puliscono con l'effetto combinato di getti di aria compressa e fori di aspirazione.

3.3 I gruppi di dosaggio

Come detto, nelle stazioni 3 e 5 possono essere collocati dei gruppi di dosaggio mobili, che possono essere sostituiti con facilità; la stazione 7 invece ospita solitamente un gruppo di dosaggio fisso (in *Figura 3-2* ciascun gruppo corrisponde a uno dei tre “pentagoni” visti in pianta, indicati con le lettere A, B, C). Per l'intervento di sostituzione basta un operatore munito di carrello elevatore.

Di seguito sono illustrati i possibili gruppi di dosaggio, diversi a seconda del prodotto trattato e delle esigenze di precisione del cliente.

3.3.1 Il gruppo polvere

Tale gruppo viene usato per prodotti forniti in forma di polvere fine o finissima, che può causare problemi in fase di dosaggio: queste polveri infatti possono essere adesive (e quindi attaccarsi alle parti del sistema di dosaggio, sporcandolo), abrasive (causano usura con il passare del tempo) e in generale hanno la tendenza a spargersi ovunque all'interno della macchina. Il sistema deve garantire di poter dosare anche polveri molto fini, eventualmente in condizioni dove è richiesta la totale assenza di contaminazioni (il prodotto non deve per nessun motivo venire a contatto con l'operatore o con l'ambiente esterno).

Il gruppo di dosaggio deve allora comprimere la polvere per renderla più compatta, prima di introdurla nelle capsule. Il dosaggio avviene in quattro fasi, illustrate in *Figura 3-8* e *Figura 3-9* e di seguito descritte.

- a. La torretta di dosaggio inizia a scendere (*Figura 3-8*): porta su due lati opposti altrettante file costituite da 12 siringhe (corrispondenti ai 12 porta-capsule di ciascun cassetto). Da un lato (quello rivolto verso il piattello) vi sono le siringhe piene di medicinale, dall'altro quelle vuote che andranno a prelevare la polvere da una vasca. Il martello di compressione scende insieme alla torretta.

- b.** Inizia il *carotaggio*: le siringhe vuote (a destra in figura) penetrano il letto di polvere. Inizia così a formarsi la dose di farmaco. A sinistra invece le siringhe piene si posizionano sopra le capsule.

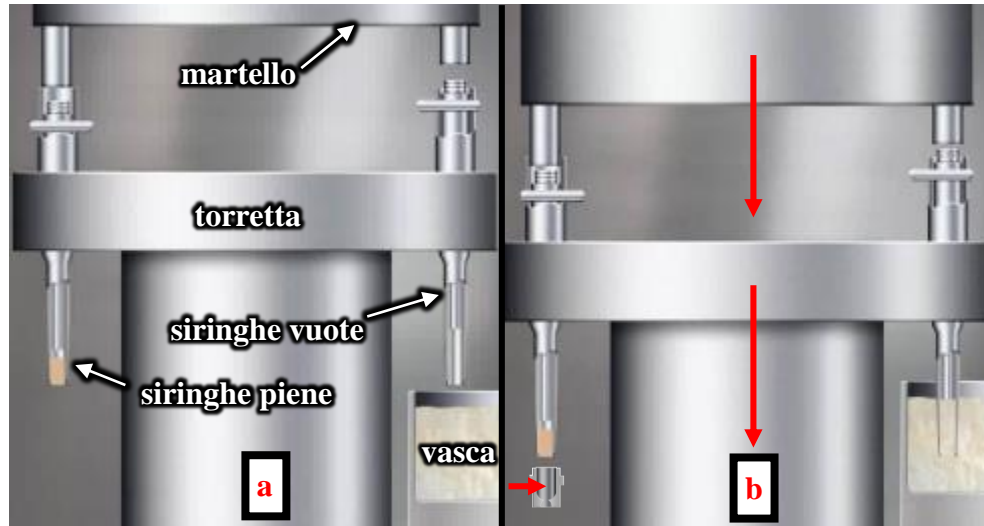


Figura 3-8: posizionamento della torretta (a) e carotaggio polvere (b).

- c.** La torretta rimane ferma (Figura 3-9), mentre il martello continua a scendere (torretta e martello prendono il moto dallo stesso azionamento, ma sono comandate da due camme differenti). Così facendo va a spingere verso il basso i pistoni di dosaggio: questi da un lato comprimono la polvere contenuta nella camera di dosaggio all'interno delle siringhe (a destra in figura), formando così uno *slug* di prodotto compattato (fase di *compressione*), mentre dall'altro (a sinistra) eiettano gli slug già formati dentro i fondelli aperti delle capsule.
- d.** Ultimata la compressione, gli slug sono trasportabili nelle capsule senza rischio di sporcare. Allora torretta e martello si rialzano, il prodotto appena compattato viene estratto dalla vasca e le capsule riempite si spostano per fare posto alle successive; infine, quando la torretta è tornata all'altezza iniziale (si confronti con l'immagine a) essa ruota di 180°, per portare il prodotto all'alimentazione delle capsule, e il ciclo si ripete.

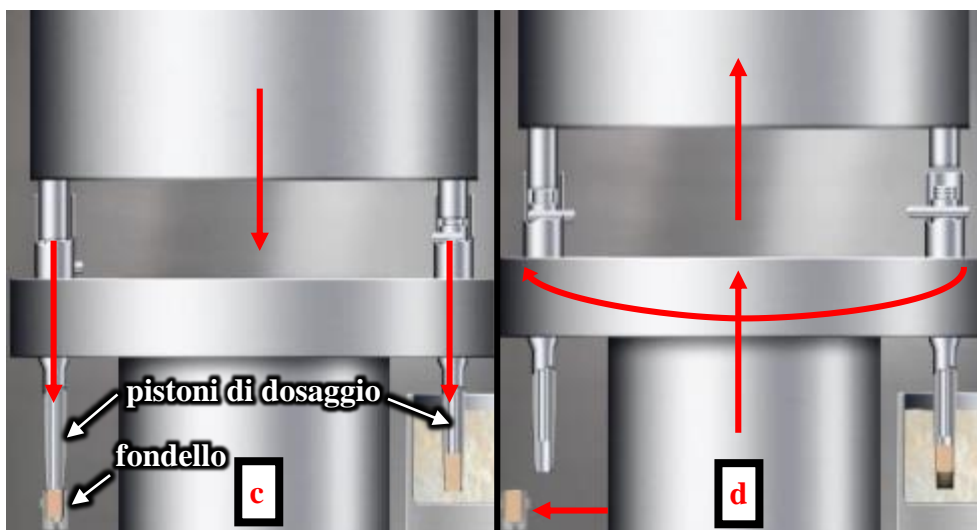


Figura 3-9: fasi di compressione (c) e ritorno (d).

La fase di compattazione, essenziale in questo gruppo, è illustrata in dettaglio nella Figura 3-10.

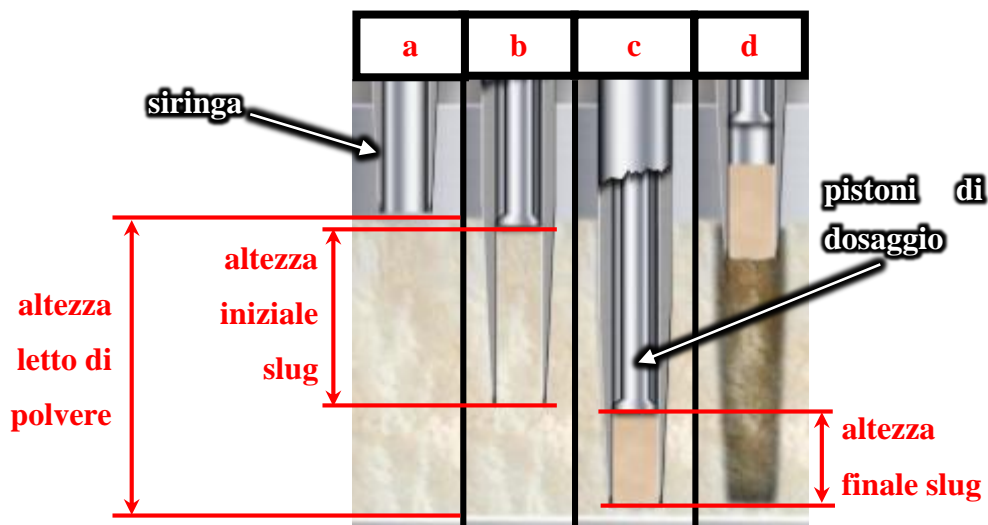


Figura 3-10: le fasi di compressione ed estrazione della polvere (si confrontino a-b-c-d con le corrispondenti immagini in Figura 3-8 e Figura 3-9).

A determinare la compattezza dello slug formatosi contribuiscono essenzialmente due fattori:

- la corsa utile del pistone all'interno del dosatore (siringa), data dalla differenza tra lunghezza iniziale e lunghezza finale dello slug. Quanto più la corsa è elevata, tanto più lo slug sarà compatto, ma di pari passo

aumentano le forze di lavorazione che la polvere oppone durante questa fase;

- l'effetto del vuoto, nel caso di vasca aspirata (vedi oltre, segnatamente per il gruppo cronoidi). L'aspirazione aumenta la densità dello slug.

È importante anche l'altezza del letto di polvere, perché determina la densità finale dello slug (insieme, chiaramente, agli altri due fattori sopra elencati). Tale altezza dovrebbe essere mantenuta all'incirca costante, per garantire un dosaggio uniforme; bisogna anche far sì che i dosatori non arrivino in battuta contro la vasca, ma si mantengano qualche decimo di mm sopra al fondo del letto di polvere. Per questi motivi viene fatta ruotare la vasca di polvere (con un rimando che prende il moto dallo stesso motore che muove la torretta, oppure, in una soluzione più raffinata, con un motore apposito), in modo da avere un letto di altezza uniforme sotto ai dosatori.

Come sopra accennato, è possibile, qualora il prodotto lo richieda, usare una vasca aspirata (brevetto IMA): sotto al letto di polvere, dei fori collegati a un sistema di vuoto pre-compattano la polvere con una forza di suzione. Questa è un'opzione utile nel caso di polveri molto fini o con grandi quantità di aria all'interno, che diventerebbero altrimenti difficili da compattare, con il conseguente rischio di sporcare la macchina. Questa vasca rende anche il dosaggio molto più uniforme.

Altre opzioni lasciate al cliente sono la possibilità di usare dosatori di elevata durezza (per polveri abrasive), antiaderenti (per polveri "appiccicose") o aspiranti (per prodotti naturali, ad es. erboristici). Si può anche introdurre un sistema di distacco forzato dai dosatori, quando le polveri risultino particolarmente adesive.

3.3.2 Il gruppo cronoidi

Questo gruppo è pensato per dosare prodotti sotto forma di granuli; si può usare anche per trattare microtablet (si veda anche la sezione successiva, per il gruppo di dosaggio dedicato ai microtablet).

Il meccanismo di funzionamento è molto simile a quello del gruppo precedente e pertanto non sarà descritto nel dettaglio, con una differenza degna di nota: in questo caso il prodotto, diversamente da quanto visto sopra, non è comprimibile. In questo caso pertanto la raccolta del prodotto all'interno dei dosatori avviene non a seguito di una compattazione, ma per effetto dell'aspirazione: infatti i pistoni di dosaggio sono forati e collegati a un sistema di vuoto, che viene attivato dopo che le siringhe sono penetrate nella vasca di cronoidi e staccato al momento di scaricare il prodotto nei fondelli (dove cade per forza di gravità). Si possono così dosare prodotti delicati, ad es. con rivestimenti.

Durante la fase di estrazione, una parte di prodotto in eccesso rispetto ai parametri di dosaggio rimane attaccata alla siringa, per effetto di forze elettrostatiche tra i granuli. Per ovviare a questo problema, un getto di aria compressa soffia via il prodotto in eccesso, subito dopo che la siringa è uscita dalla vasca dei cronoidi. Si veda *Figura 3-11*.

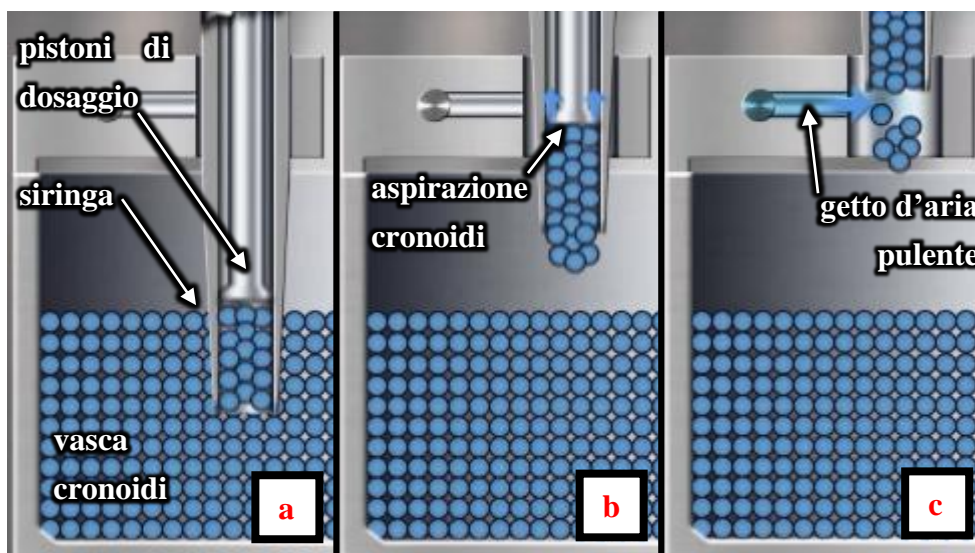


Figura 3-11: fasi del carotaggio, per gruppo cronoidi. Prima la siringa entra in contatto con il prodotto (a), poi si attiva il sistema di aspirazione (b); infine un getto d'aria rimuove il prodotto in eccesso (c).

I vantaggi principali di questo sistema di dosaggio sono che è tendenzialmente più preciso rispetto ai sistemi per pellet tradizionali (basati su principi gravimetrici) e ha meno problemi dovuti all'effetto elettrostatico

(grazie appunto al sistema di pulizia ad aria compressa); esso può dosare fino a 5 mg di prodotto in ogni capsula. In caso di dosaggio multiplo, è possibile usare impostazioni diverse per i diversi gruppi, che sono indipendenti l'uno dall'altro.

3.3.3 Il gruppo microtablet

Come accennato nella sezione precedente, i microtablet possono essere dosati con due gruppi diversi: con il gruppo pensato per i cronoidi, per applicazioni generali, o con un gruppo apposito, per un dosaggio particolarmente preciso. Il gruppo è mostrato in *Figura 3-12*.

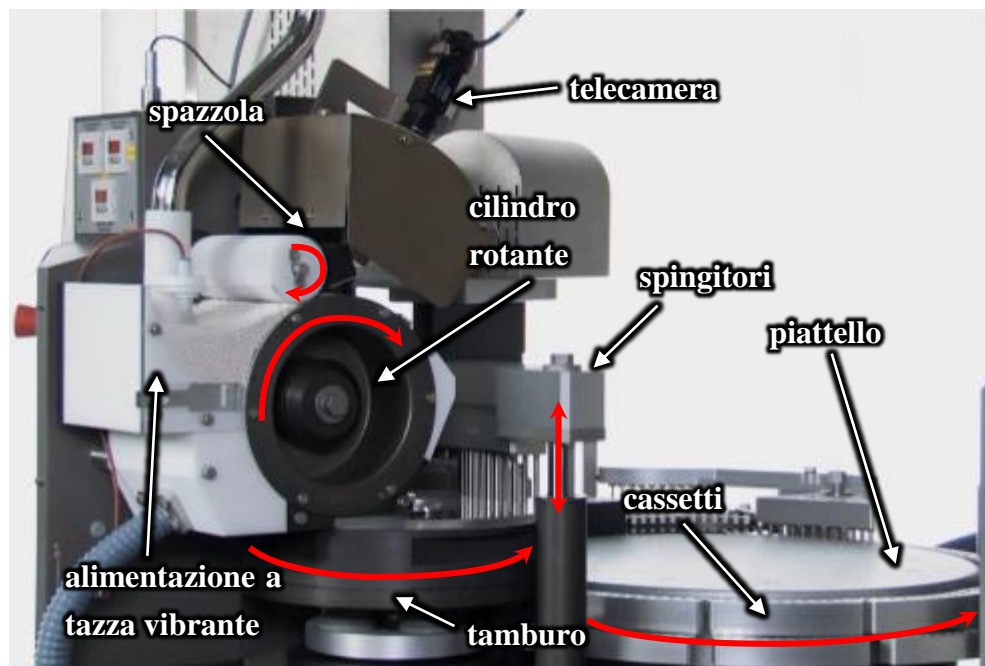


Figura 3-12: immagine del sistema dosaggio microtablet.

Il sistema è costituito da:

- un sistema di alimentazione a tazza vibrante;
- un cilindro rotante (con asse di rotazione sghembo rispetto a quello del piattello) avente dei fori di aspirazione su tutta la superficie laterale: le dimensioni di tali fori sono date dalle dimensioni dei microtablet, il numero invece dalle esigenze di dosaggio;

- una spazzola rotante che elimina il prodotto in eccesso;
- un tamburo, anch'esso rotante (con asse di rotazione parallelo a quello del piattello) con degli spingitori;
- una telecamera di controllo (opzionale).

Dalla tazza di alimentazione, i microtablet vengono aspirati nei fori del cilindro rotante (che è collegato a un sistema di aspirazione). La spazzola elimina i microtablet in eccesso, così che all'interno di ciascuna capsula ne venga dosato un numero rigorosamente uguale. Quando sia richiesto un dosaggio particolarmente accurato, si introduce una telecamera che riconosce eventuali fori rimasti vuoti e segnala l'errore all'operatore (*Figura 3-13*).



Figura 3-13: la telecamera riconosce gli eventuali errori di riempimento.

Durante la rotazione del cilindro viene staccata l'aspirazione, cosicché i microtablet cadono all'interno del tamburo di trasporto. Questo, ruotando, li porta in corrispondenza dei fondelli delle capsule, al cui interno cadono per effetto della gravità e con l'aiuto di spingitori, particolarmente consigliati qualora siano previsti effetti elettrostatici.

3.3.4 Il gruppo compresse

Il sistema di dosaggio compresse funziona per effetto della gravità: le compresse scendono lungo dei tubi di alimentazione (vedi *Figura 3-14*). Una lamina, che si muove di moto alternato, apre e chiude i fori di ingresso nei fondelli.

Durante ciascuna fase di dosaggio, è possibile far dosare una o più capsule, a seconda delle esigenze del cliente.

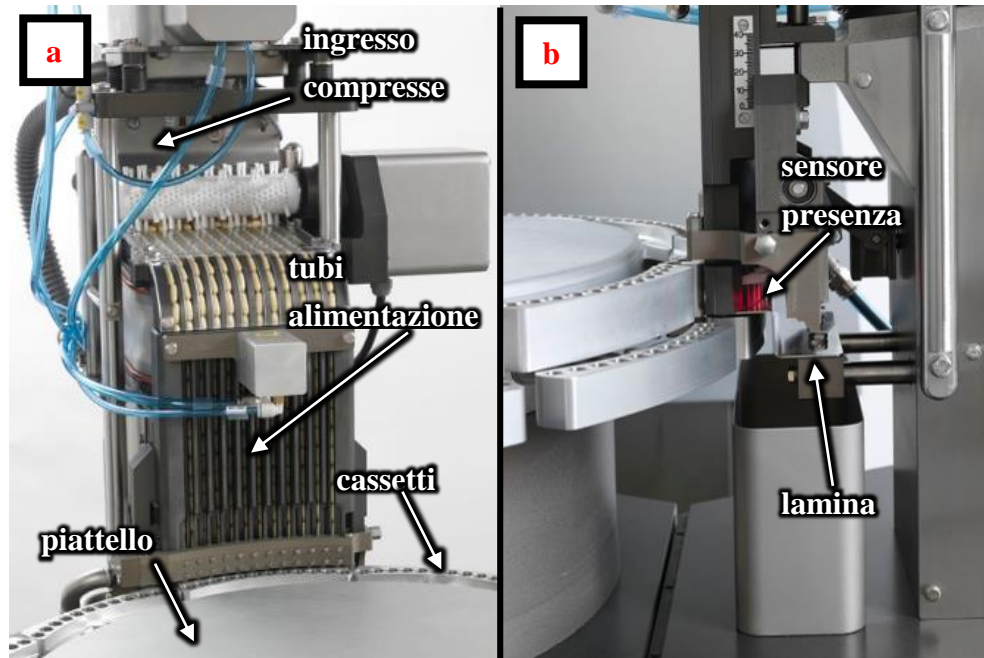


Figura 3-14: vista frontale (a) e di profilo (b) del gruppo dosaggio capsule.

Un sensore di presenza controlla che la capsula sia presente nella zona di scarico (quando la lamina si ritira, durante il dosaggio) e assente (quando la lamina torna in posizione). Si veda Figura 3-15.

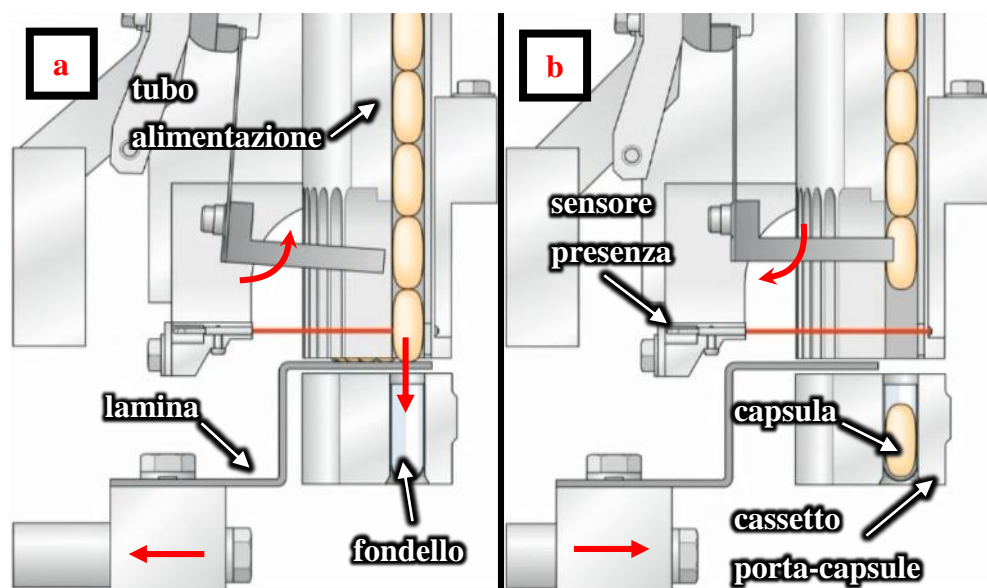


Figura 3-15: fasi di apertura (a) e chiusura (b) del foro per il dosaggio.

In caso di malfunzionamento, la macchina segnala l'errore all'operatore e si ferma.

3.3.5 Il gruppo liquidi

È possibile dosare anche liquidi all'interno delle capsule, mediante un sistema volumetrico molto preciso basato su siringhe in ceramica o acciaio. Queste (*Figura 3-16*) prima aspirano il prodotto da un recipiente per poi inviarlo alle capsule; le siringhe sono ruotate di 180° (*Figura 3-17*) in modo da essere collegate alternativamente al recipiente dei liquidi e ai tubi di dosaggio.

Le caratteristiche standard previste per questo gruppo sono:

- lieve ritiro dell'ugello al termine del dosaggio, per evitare il gocciolamento del prodotto;
- l'azionamento delle siringhe avviene con una motorizzazione indipendente, mediante un motore brushless dedicato. Il ciclo di dosaggio (in termini di leggi di moto) può quindi essere liberamente selezionato dal cliente a seconda delle caratteristiche del prodotto;
- qualora il sistema di controllo segnali capsule non aperte o mancanti (grazie al gruppo di controllo presente nella stazione 2) il fluido è rimandato alla mandata, anziché essere dosato nelle capsule. Questo evita che la macchina si sporchi e il prodotto sia sprecato. Le capsule non riempite sono eliminate nella stazione 11 (allo scarico), mediante un getto d'aria che soffia via le capsule più leggere (le capsule non aperte sono invece eliminate alla stazione 9, come già detto);
- un sistema di ricircolo d'acqua consente di lavare il gruppo dall'interno, oltre che dall'esterno, per garantire gli standard igienici.

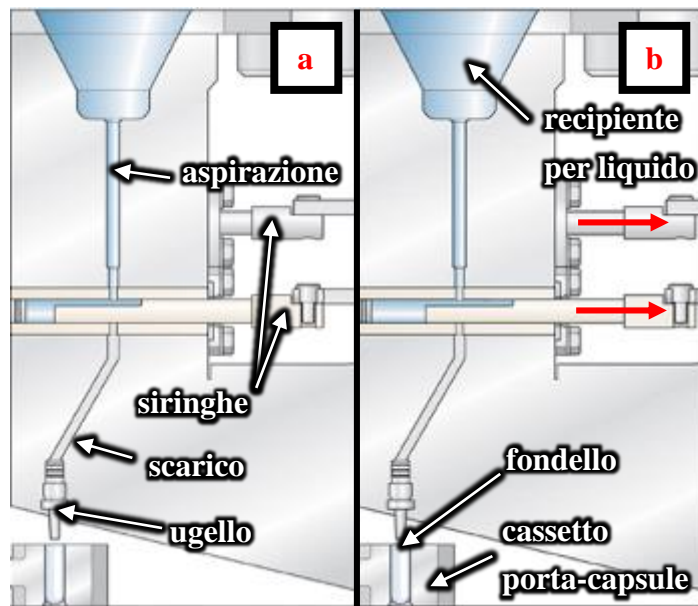


Figura 3-16: gruppo dosaggio liquidi. Posizione iniziale (a) e aspirazione (b).

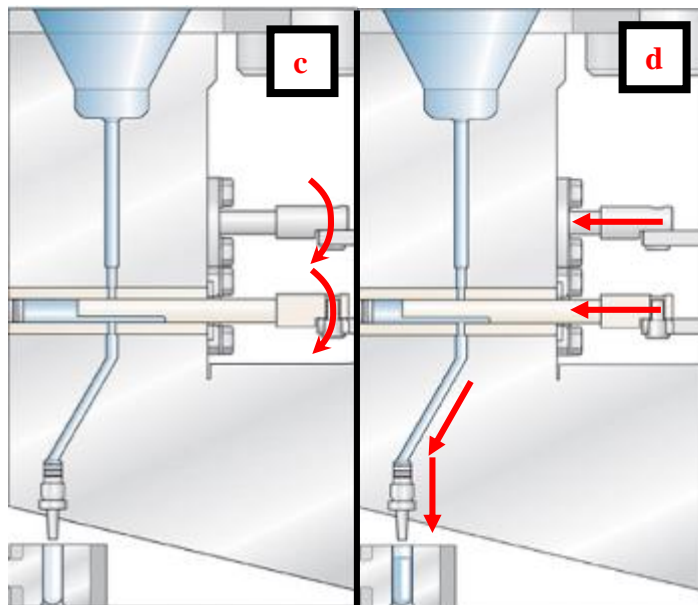


Figura 3-17: gruppo dosaggio liquidi. Rotazione siringhe (c) e scarico (d).

Come caratteristiche opzionali, sono previste:

- un sistema di miscelazione nel recipiente del fluido, per dosare prodotti tixotropici. Questi sono fluidi con la caratteristica di avere viscosità variabile nel tempo e che diminuisce se il fluido viene agitato. Così facendo si riescono a dosare fluidi altrimenti troppo viscosi per fluire all'interno dei tubi di dosaggio;

- una resistenza di riscaldamento all'interno del recipiente del fluido, collegata a un sistema di controllo della temperatura, per prodotti molto sensibili al calore;
- possibilità di alzare il fondello della capsula prima del riempimento per poi abbassarlo gradatamente durante il dosaggio. Questa opzione riduce di molto le fuoriuscite di prodotto.

Il gruppo di dosaggio liquidi è disponibile solo sull'Adapta 100.

3.4 Altre funzionalità

L'Adapta presenta vari punti di forza rispetto a molte macchine presenti sul mercato. Di seguito vengono succintamente descritti altri punti ritenuti interessanti.

3.4.1 Il quadro elettrico

L'armadio elettrico, contenente i sistemi di controllo elettronici (come l'inverter Lenze che alimenta il motore dell'asse master), è fissato al telaio della macchina, ma rimane completamente isolato dall'area di lavoro; è così garantita la protezione dei componenti elettronici da prodotti contaminanti. È anche possibile un'installazione remota (il quadro elettrico è separato dalla macchina) che permette di risparmiare spazio nell'area di produzione e al contempo di garantire un accesso agevole agli operatori.

3.4.2 Il sistema di controllo

Il funzionamento dell'Adapta viene controllato con un PC industriale (montato su un pannello riposizionabile) che svolge il ruolo di HMI (*Human machine interface* o interfaccia uomo-macchina) per consentire all'operatore di impostare i parametri di funzionamento, oltre che di vedere i dati di processo mentre questa è in funzione. Il sistema di controllo è configurabile

secondo le esigenze, è interattivo e facile da usare. Grazie al sistema di controllo, si può lavorare il prodotto nel rispetto delle normative 21 CFR sezione 11 (normativa americana di certificazione di vari settori industriali, tra i quali l'industria farmaceutica) e GAMP 5 (normativa internazionale sulle macchine automatiche per la produzione di farmaci).

3.4.3 Il contenimento

La macchina consente di lavorare sostanze classificate HPAPI (*Highly Potent Active Pharmaceutical Ingredients*) che richiedono di garantire l'assoluto isolamento del prodotto in lavorazione dall'operatore e dall'ambiente circostante per l'intrinseca pericolosità delle sostanze trattate. In questo caso si mantiene in depressione la zona di lavorazione rispetto all'esterno (per evitare fughe di prodotto); tale zona è accessibile dall'esterno in maniera indiretta, con guanti isolanti fissati a bordo macchina.

3.4.4 I controlli sul dosaggio

Come già accennato, la macchina prevede una serie di opzioni per il controllo del dosaggio, in modo da garantire la ripetibilità del processo e il rispetto delle normative di settore. In ordine di accuratezza crescente, si può richiedere:

- Un controllo statistico sul prodotto: ogni 8-10 secondi una delle capsule in uscita viene pesata su di una bilancia di precisione. La macchina poi corregge automaticamente i propri parametri di lavorazione sulla base della media degli ultimi 6 valori registrati;
- Un controllo sul 100% del prodotto in uscita (quindi sul peso lordo); allo scarico capsule vengono poste delle celle di carico che pesano le capsule piene una ad una. Le capsule sono posizionate sulle celle da un tamburo rotante dotato di moto continuo, che accompagna l'avanzamento delle capsule, minimizzando così le vibrazioni. Questo garantisce alta precisione anche alle velocità più elevate. Le capsule che risultano fuori norma vengono scartate singolarmente e i

parametri di lavorazione vengono automaticamente corretti sulla base della media delle pesate a ogni ciclo;

- In caso di microdosaggi, il precedente sistema si può combinare con un controllo della tara, ossia del peso delle capsule vuote all'ingresso; questo consente di trovare il peso netto (dato dalla somma dei pesi dei prodotti dosati in ciascuna capsula), eliminando la fonte di imprecisione data dal peso (variabile) delle capsule.

Anche i singoli gruppi di dosaggio possono essere equipaggiati con sistemi di controllo del peso:

- Per il gruppo polvere si possono inserire dei misuratori di forza (*strain gauges*) sui dosatori. A parità di altre condizioni (altezza del letto di polvere, presenza o meno del vuoto), infatti, la forza di compressione dipende direttamente dalla massa di prodotto dosata. La relazione tra queste due quantità varia per via di fattori esterni (condizioni ambientali, prodotto in esame) per cui questo controllo richiede un altro sistema che pesi direttamente le capsule e modifichi i parametri di lavorazione. Questo comporta la modifica delle posizioni iniziale e finale dei pistoni nei dosatori, mentre la forza è di solito tenuta costante, perché da essa dipende la durezza dello slug di prodotto e di conseguenza il profilo di assorbimento dello stesso dall'organismo. Questo sistema consente il controllo del peso netto di dosaggio sul 100% della produzione e lo scarto di ogni capsula fuori dalle specifiche;
- Per i pellet si può introdurre un sistema di controllo volumetrico; dei sensori LVDT misurano il volume di ciascuna capsula. Per il resto il principio di operazione è analogo al punto precedente;
- Per i microtablet infine si può introdurre una telecamera che conta i tablet introdotti in ogni capsula; la macchina scarta automaticamente quelle che non rientrano nei limiti previsti (si veda la relativa sezione 3.3.3).

4 La modellazione

4.1 Obiettivi e metodi

Alla descrizione della macchina segue la spiegazione di come questa è stata modellata. Si sono studiati due “assi”, ossia due gruppi indipendenti, ciascuno dei quali comandato da un motore (asincrono o brushless): l’asse master, che comanda i gruppi fissi, e il gruppo polvere. Questi sono i due gruppi che assorbono di gran lunga più potenza; l’analisi degli altri gruppi è lasciata come oggetto di ulteriore studio. Lo studio del gruppo polvere presenta peraltro il vantaggio di essere facilmente estendibile al gruppo cronoidi, dato che i due gruppi hanno principi di funzionamento assai simili. Il procedimento di modellazione è andato avanti nelle seguenti fasi: dopo aver studiato i cinematismi di ciascun gruppo, si sono rilevati tutti i rapporti di trasmissione costanti (ad esempio, quelli dovuti ai riduttori) e tutti i valori di masse e inerzie azionate dai motori in esame. Si sono anche studiate le leggi di moto di ciascuna delle camme, che danno luogo a rapporti di trasmissione variabili nell’arco di un ciclo. Dopo questa fase di raccolta dati, si è proceduto a implementare un modello dinamico in un programma di calcolo numerico e al contempo un modello analogo in un simulatore multibody, per avere un termine di paragone dei risultati con un programma di simulazione commerciale. Infine i risultati sono stati validati con dati sperimentali, nei limiti del possibile.

4.2 I programmi di simulazione

Per la simulazione ci si è avvalsi di alcuni programmi commerciali che si è ritenuto opportuno descrivere brevemente nel seguito.

4.2.1 Pro/Engineer e Mechanism

Il primo software da menzionare è *Pro/EngineerTM*, software di modellazione CAD 3D parametrico prodotto dalla PTC (*Parametric Technology Corporation*) e generalmente noto come ProE (ma di recente ha cambiato nome in *Creo Parametric*); in questo progetto di tesi si è usata la versione *Wildfire 5*. Oltre all'ambiente di disegno, comprende diversi moduli aggiuntivi, come ad esempio di modellazione FEM, di studio di fabbricazione, di analisi multibody.

L'uso di questo programma è dipeso dal fatto che IMA ha fatto una scelta coerente di utilizzare ProE all'interno di tutte le divisioni del gruppo; pertanto i componenti e i sottoassiemi della macchina sono disegnati con esso. Inoltre, a ciascuno dei componenti viene allegata una scheda descrittiva, che ne indica il materiale e le specifiche di lavorazione (se si tratta di pezzi realizzati all'interno dell'azienda o su commissione) o la designazione commerciale (per pezzi acquistati da catalogo), oltre al peso complessivo. Pertanto ProE è stato usato costantemente per reperire tutti i parametri necessari nel modello, come dimensioni e posizioni relative dei membri, valori di masse e inerzie, tipi di accoppiamento cinematico. Per i componenti commerciali si sono segnate le denominazioni e si sono andati a controllare i relativi cataloghi.

Attraverso l'applicativo *Windchill*, inoltre, è possibile gestire in maniera automatizzata i progetti, condividere il proprio lavoro con quello di altri disegnatori sulla rete interna aziendale, organizzare in maniera strutturata gli schemi dei vari lotti produttivi e scaricare sul computer locale i progetti archiviati.

Come già accennato, ProE possiede anche un modulo di modellazione multibody, che è stato largamente usato durante questo progetto, sia per studiare le coppie cinematiche del meccanismo, sia per validare il modello in Matlab.

Il principio generale di un modellatore multibody, che consente di studiare la cinematica e la dinamica di un sistema tridimensionale, consiste nell'ipotizzare membri infinitamente rigidi. Questo richiede di usare una certa attenzione nella modellazione: infatti, nell'ambito della meccanica del corpo rigido, un simulatore del genere non è in grado di studiare un sistema iperstatico o con gradi di vincolo ridondanti, pertanto bisogna accertarsi che il numero di gdl del sistema sia esattamente quello previsto.

Ciò richiede spesso di modificare dei meccanismi che altrimenti sarebbero piuttosto semplici, come il manovellismo di spinta (usato diffusamente nella macchina): infatti questo, che ha 1 gdl se considerato nel piano, ha -2 gdl nello spazio e risulta pertanto iperstatico. Se questo meccanismo fosse implementato nel modo più semplice, quindi, il simulatore darebbe risultati inattendibili.

Questo introduce anche notevoli problemi nella modellazione degli attriti. Si pensi infatti a un sistema camma-punteria (altro meccanismo classico il cui principio di funzionamento viene applicato nella macchina), dove la punteria sia libera di scorrere su due boccole e soggetta ad attrito su di esse: per modellare correttamente le forze di attrito sarebbe necessario considerare l'effettiva distribuzione delle reazioni vincolari negli appoggi, ma è impossibile introdurre il doppio accoppiamento cilindrico senza rendere la struttura iperstatica. Per questo e altri motivi (che saranno meglio discussi in seguito), nel modello è stato necessario trascurare gli attriti, che verranno introdotti solo alla fine, dopo un confronto con i dati sperimentali.

4.2.2 MATLAB

Per la stesura effettiva dello script di simulazione si è usato *MATLAB* (da *MATrix LABoratory*), un ambiente di calcolo numerico flessibile con un linguaggio di programmazione dedicato. Sviluppato dalla *MathWorks* a partire dalle librerie open-source LINPACK, EISPACK e LAPACK (realizzate in Fortran), è espressamente pensato per lavorare con matrici e vettori, svolgendo calcoli pesanti in maniera altamente efficiente (per un linguaggio di alto livello); ha avanzate funzioni per la rappresentazione grafica di dati e consente anche di implementare algoritmi di calcolo da parte dell'utente (che può anche usare quelli già presenti nelle vaste librerie del programma), il tutto in un ambiente molto più user-friendly di quello che si potrebbe avere usando linguaggi classici come C o Fortran. La versione usata è la R2012b.

In questa tesi, MATLAB è stato utilizzato sia per l'analisi dei dati forniti dalle prove sperimentali sull'inverter sia per calcolare l'andamento di coppia degli assi considerati (oltre che per definire le leggi di moto delle camme).

4.2.3 Move.It

In IMA, per la progettazione e il calcolo delle camme, viene utilizzato l'applicativo *Move.It*, realizzato dalla italiana *EnginSoft*. Esso consente di generare e studiare leggi di moto arbitrarie, che saranno poi usate per fabbricare camme meccaniche o nella progettazione di azionamenti elettrici. In *Figura 4-1* un'immagine dell'interfaccia grafica del programma. Esso consente di studiare camme radiali o assiali, a punteria o a bilanciere, e fornisce:

- diagrammi di spostamento, velocità, accelerazione e jerk del cedente;
- la traiettoria del cedente (rullino) e il profilo della camma generata.

Move.It consente inoltre di memorizzare i dati di lavoro in un archivio comune, rendendoli accessibili agli altri progettisti nella rete aziendale.

Il programma fornisce all'utente la scelta tra una serie di leggi moto classiche note alla letteratura di settore (cicloidale, armonica, trapezia, polinomiale etc.) e gli consente di definire una parzializzazione del ciclo della camma in più fasi (con un eventuale sfasamento), inserendo per ciascuna fase una legge di moto opportuna.

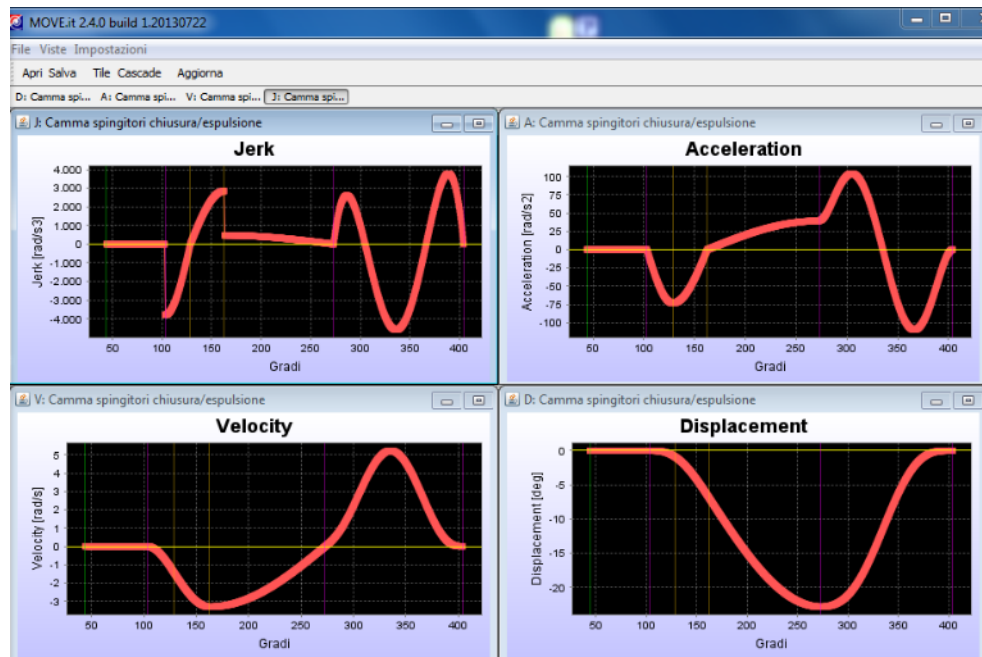


Figura 4-1: schermata del programma Move.It.

L'uso e l'apprendimento del programma sono stati necessari per ricavare i dati delle leggi di moto delle camme impiegate sull'Adapta, che come detto dovranno essere implementate nello script di simulazione.

4.2.4 Mathematica

Prodotto di punta di *Wolfram Research*, è tra i più noti ambienti di programmazione e calcolo simbolico; è usato in ambito scientifico e ingegneristico. Svolge molte delle funzioni di Matlab, con cui è in concorrenza per la stessa fetta di mercato, ma ha alcuni punti di forza per cui si è usato in questa tesi: consente una rappresentazione più elegante e personalizzabile dei grafici di funzioni e soprattutto consente in maniera

nativa il calcolo simbolico. Questo è stato essenziale nella fase di “reverse engineering” delle leggi di moto, che sono state studiate simbolicamente in Mathematica e ridefinite in Matlab come funzioni numeriche. Anche alcune modellazioni cinematiche delle bielle sono state realizzate in questo ambiente di sviluppo.

4.3 Dati generali di funzionamento

Per cominciare la modellazione, bisogna come prima cosa definire i tempi ciclo e la velocità della macchina. Consultando i cataloghi e parlando con i progettisti, si è rilevato quanto segue: la macchina ha una produttività di targa $p = 100.000$ capsule/h e produce $n_s = 12$ capsule/ciclo (vedi *Figura 4-2*).

	ADAPTA 100
Maximum output (capsules/hour)	100,000
Number of capsules per cycle	12
Capsule size	5-00, DB, DBA
Maximum installed power (kW)	17
Aspiration	9,500 litres/minute - 3,200 mm H ₂ O
Compressed air	115 litres/minute - 6 bar
Vacuum	100 m ³ /h - 3 mbar (abs.)
Standard voltage	400 V – 50 Hz
Weight (kg)	1,800

Figura 4-2: specifiche tecniche dell’Adapta 100 (da catalogo).

Per garantire questi livelli di produttività, si fa lavorare la macchina con un tempo ciclo $t_c = \frac{3}{7} = 0.428$ s/ciclo che equivale a una frequenza di $f = \frac{1}{t_c} = 2.33$ cicli/s. La produttività teorica è quindi $p = n_s \cdot f = 28$ capsule/s = 100.800 capsule/h, nel rispetto dei dati di targa; la macchina Adapta 200, a maggiore produttività, lavora con lo stesso tempo ciclo, ma avendo cassette da 24 capsule anziché 12 come nell’Adapta 100 ha $n_s = 24$ capsule/ciclo e pertanto anche la produttività complessiva è raddoppiata.

A ogni ciclo della macchina, le camme fanno un giro completo (per riposizionarsi nella stessa posizione di partenza), per cui per gli alberi a camme sia del gruppo polvere che dell'asse master vale $n_c = 1$ giro/ciclo e dunque la velocità di rotazione è $n_a = n_c \cdot f = 2.33$ giri/s = 140 giri/min. La velocità di rotazione dei rispettivi motori dipende invece dai differenti riduttori impiegati sui due assi.

4.4 Scelte di modellazione

Si giustificano di seguito alcune scelte generali seguite nella modellazione, che possono rendere i calcoli meno aderenti alla realtà.

Come accennato, la macchina è in grado di lavorare formati capsula diversi per dimensioni (vedi *Figura 4-3*); questo comporta che alcuni componenti della macchina siano differenti a seconda del formato trattato, in funzione delle differenti dimensioni delle capsule. Naturalmente, questi componenti sono forniti come parti di ricambio e possono essere facilmente sostituiti quando sia richiesto il cambio di formato; sui componenti a formato è riportata la sigla del formato corrispondente, per facilitare le operazioni di sostituzione.

Le masse e inerzie dei componenti a formato, come è facile comprendere, cambiano nei vari casi; ad esempio i cassette porta-capsule hanno una massa più grande nel caso dei formati più piccoli (perché i fori dove alloggiavano le capsule hanno diametro inferiore e quindi c'è più materiale massiccio) e lo stesso si può dire della piastra di alimentazione, mentre per gli spingitori vale il contrario.

Sorge allora il problema di scegliere quale formato considerare per i calcoli; si è scelto di prendere il formato che porta ai massimi valori di coppia al motore, quindi quello con le masse e inerzie maggiori. Pertanto si è deciso di studiare il formato 5 (ossia il più piccolo).

Capitolo 4. La modellazione

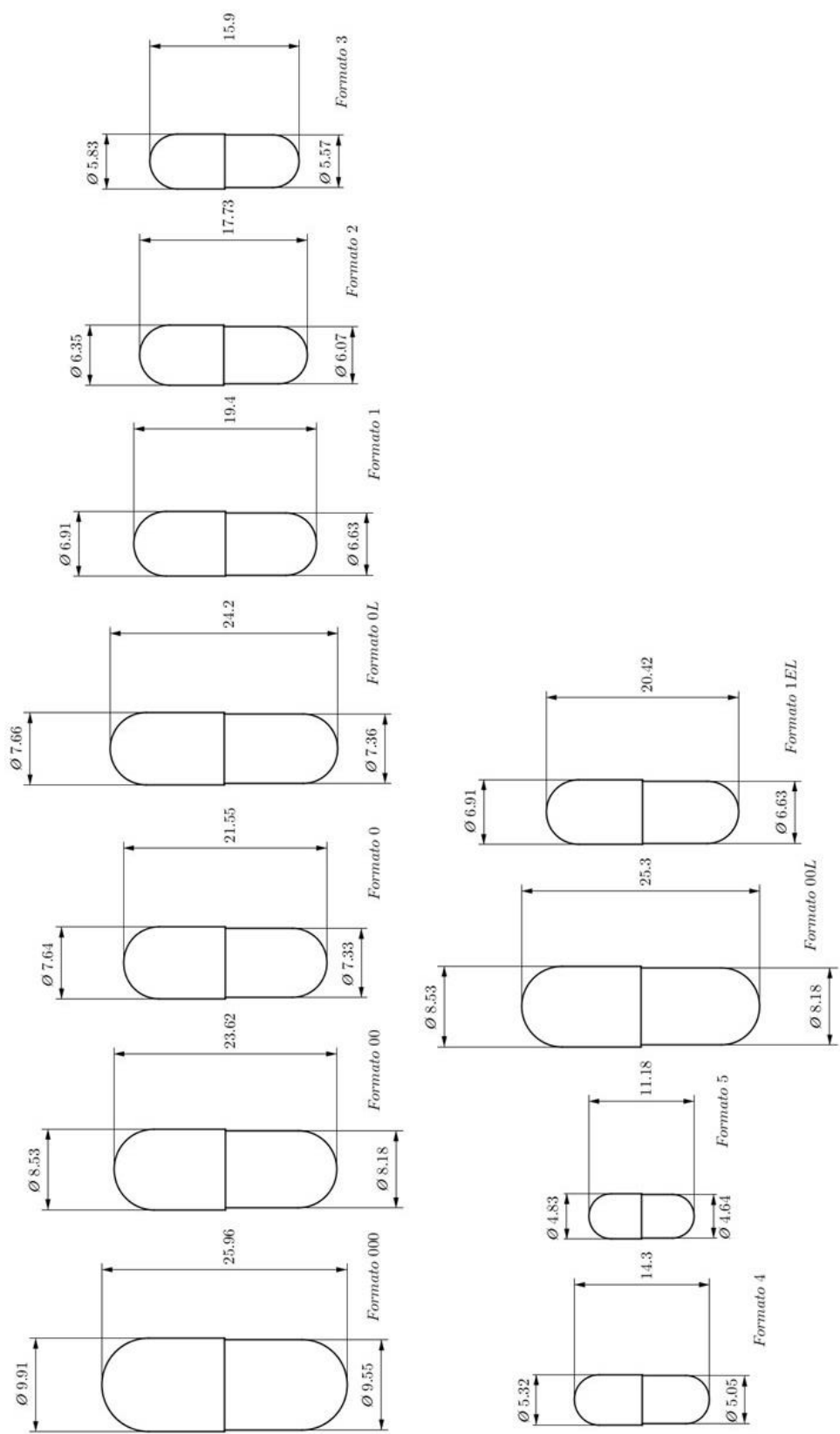


Figura 4-3: disegni quotati (in mm) di tutti i formati capsule. Il formato 000 (il più grande) è previsto dagli standard dell'industria farmaceutica ma non è trattato dall'Adapta.

Infatti, dopo aver raccolto i necessari dati, risulta che le masse dei cassettei e della piastra di alimentazione siano nettamente maggiori di quelle degli spingitori e che varino proporzionalmente di più a seconda del formato, pertanto è lecito assumere che il formato 5 sia quello più gravoso in termini di coppie d'inerzia all'asse motore. In ogni caso, sono stati raccolti i valori delle inerzie di ciascun componente per tutti i formati, pertanto, in vista di futuri studi, sarà facile adattare la simulazione in Matlab semplicemente variando i relativi parametri, a seconda del formato di interesse.

Un altro aspetto da menzionare è la velocità di rotazione dei motori degli assi studiati, che si ricava nota che sia la velocità di rotazione degli alberi a camme corrispondenti ($n_a = 140$ giri/min, definita al capitolo precedente) e il rapporto di riduzione dei riduttori.

Naturalmente, le velocità di rotazione varieranno nel corso di un ciclo intorno a un valore medio n_m , in dipendenza dalle variazioni della coppia richiesta e dalla curva caratteristica del motore impiegato: questo vale anche ipotizzando che la macchina sia a regime (non si sono considerati i transitori di avviamento e frenatura). Tuttavia, in questo progetto, si è considerata una velocità di rotazione costante e pari a quella nominale.

Tale scelta è dipesa dalla difficoltà pratica di modellare il sistema di controllo a monte; ad ogni modo, come si vedrà nel seguito, è ragionevolmente confermata dalle prove sperimentali. All'atto pratico questo corrisponde a ignorare l'effetto delle inerzie collegate con rapporto di trasmissione costante all'asse motore (v. il Paragrafo 4.5).

Un'altra scelta rilevante è stata quella di non introdurre gli attriti nel modello della macchina. Come si è già detto, la modellazione degli attriti in Mechanism risulta alquanto problematica, per la difficoltà di introdurre l'effettiva distribuzione delle forze mantenendo il corretto numero di gdl del meccanismo. Inoltre, le forze d'attrito introducono, come è noto, una non linearità intrinseca nel modello, il che dà luogo a una discontinuità: ciò vale

Capitolo 4. La modellazione

sia per attrito dinamico, che cambia verso d'applicazione quando cambia di verso la velocità, sia per l'attrito statico, che dipende dalle condizioni di carico.

Questo è un problema ai fini della modellazione, in quanto le non linearità rendono il modello più complesso (sia in Matlab che in Mechanism); in particolare, delle prove su meccanismi semplici hanno mostrato come Mechanism gestisca con difficoltà l'introduzione degli attriti. Infatti, oltre al fatto che l'esecuzione della simulazione diviene molto lenta, si è osservato come il programma entri in difficoltà quando la velocità relativa tra due corpi che strisciano l'uno rispetto all'altro si annulla: in tal caso Mechanism non sa in che direzione sia applicata la forza d'attrito e produce degli andamenti di forze e di coppie fortemente oscillanti e non realistici.

Bisogna inoltre considerare come i coefficienti d'attrito, che sarebbe necessario conoscere con precisione, non siano disponibili e andrebbero pertanto stimati con larga approssimazione (senza considerare il fatto che aumentano nel tempo, con l'usura delle parti a contatto e il deteriorarsi del lubrificante usato).

Non si può pensare, d'altronde, che gli effetti dell'attrito siano trascurabili: basti pensare che le masse traslanti in verticale rimangano ferme in posizione se non sono spinte dalle camme, essendo tenute in posizione dal solo attrito. Altre fonti d'attrito, oltre a quelle dovute a boccole e raschiatori (attrito strisciante) sono quelle tra camme e rotelle (attrito volvente); inoltre, l'albero a camme è montato sul telaio con cuscinetti obliqui montati a X e fortemente precaricati, il che introduce una rilevante coppia d'attrito (costante).

Per considerare questi effetti, si è introdotto un rendimento (stimato) nei meccanismi principali dell'asse master (cioè quelli che danno luogo alle coppie maggiori), come sarà mostrato nel seguito; similmente si è proceduto per il gruppo polvere. Inoltre si è dovuta introdurre una coppia d'attrito

costante al motore, che tiene conto dell'attrito dovuto ai cuscinetti e alla coppia data dalla ventola del motore (che è autoventilato).

Nel caso dell'asse master si sono altresì ignorate le forze di lavorazione: tali forze derivano dalla movimentazione di capsule pesanti, al più, 200 mg, e daranno quindi luogo a forze d'inerzia del tutto trascurabili. L'unica forza di lavorazione dovuta alle sole capsule che sia piuttosto rilevante è quella data dalla chiusura delle stesse, nella stazione 10 (è infatti necessario premere le capsule tra loro perché opercolo e fondello si chiudano). Tuttavia, si tratta comunque di una forza di entità modesta e inoltre è nota solo in valore massimo (non come andamento nel tempo), pertanto la modellazione sarebbe necessariamente piuttosto approssimativa.

Le uniche forze esterne agenti sull'asse master sono quindi quelle dovute al peso proprio dei componenti: questo vale per tutte le masse traslanti (di spingitori e punterie) e per le inerzie rotanti con baricentro posto al di fuori dell'asse di rotazione. Queste ultime comprendono ad esempio i bilancieri, che per ragioni di ingombro non sono stati bilanciati, e danno quindi luogo a un momento di squilibrio.

Le forze di lavorazione che invece non è lecito trascurare sono quelle agenti sull'asse polvere: esse sono dovute alle fasi di carotaggio, compressione ed espulsione della polvere e danno luogo a forze anche dell'ordine del kN, agenti sul martello di compressione (che muove gli spingitori) e sulla torretta che porta le siringhe di dosaggio. Pertanto esse saranno inserite nella simulazione.

4.5 Dinamica degli azionamenti a 1 gdl

Sia data una generica macchina a un gdl come quella in *Figura 4-4*.

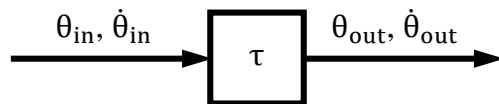


Figura 4-4: macchina a un gdl, con rapporto di trasmissione τ .

È nota la coordinata cinematica di posizione in ingresso θ_{in} (e una corrispondente velocità $\dot{\theta}_{in} = \frac{d\theta_{in}}{dt}$) e la corrispondente coordinata in uscita $\theta_{out} = \theta_{out}(\theta_{in})$, dove a secondo membro si è indicata esplicitamente la dipendenza di θ_{out} da θ_{in} . Varrà, per la velocità in uscita del meccanismo, $\dot{\theta}_{out} = \frac{d\theta_{out}}{dt} = \dot{\theta}_{out}(\theta_{in}, \dot{\theta}_{in})$ cioè la velocità in uscita dipenderà, in generale, dalla velocità (e dalla posizione) in entrata.

Si definisce allora il rapporto di trasmissione

$$\tau = \frac{\dot{\theta}_{out}}{\dot{\theta}_{in}} = \frac{d\theta_{out}/dt}{d\theta_{in}/dt} = \frac{d\theta_{out}}{d\theta_{in}} = \tau(\theta_{in}) \quad [4-1]$$

dove si è considerato un rapporto di trasmissione in generale variabile (si pensi ad esempio a un sistema camma-bilanciere).

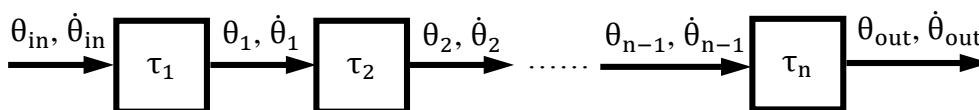


Figura 4-5: macchina a un gdl, con diversi rapporti di trasmissione.

Si consideri ora un sistema costituito da n meccanismi in serie, come quello in *Figura 4-5*; la coordinata in ingresso sia sempre θ_{in} , quella in uscita θ_{out} , mentre con θ_i ($i \in \{1, 2, \dots, n-1\}$) si indichino le variabili di posizione dei cinematismi intermedi. Allora si potrà scrivere $\theta_1 = \theta_1(\theta_{in})$, $\theta_2 = \theta_2(\theta_1)$ e così via fino a $\theta_{out} = \theta_{out}(\theta_{n-1})$.

Combinando in catena le espressioni precedenti vale

$$\theta_{\text{out}} = \theta_{\text{out}}(\theta_{n-1}) = \dots = \theta_{\text{out}}(\theta_{n-1}(\dots(\theta_2(\theta_1(\theta_{\text{in}})))))) \quad [4-2]$$

e quindi l'output del meccanismo (insieme a tutte le coordinate intermedie) si ricava univocamente noto che sia l'input tramite una composizione in catena di funzioni.

Solitamente, l'elemento al termine della catena (quello la cui posizione è data da θ_{out}) è designato come “cedente”, mentre quello all'inizio (posizione θ_{in}) è detto “movente” della catena.

Se ciascuno dei meccanismi intermedi ha un suo rapporto di trasmissione τ_i , dalla definizione in [4-1] si ricava

$$\tau = \frac{\dot{\theta}_{\text{out}}}{\dot{\theta}_{\text{in}}} = \frac{\dot{\theta}_{\text{out}}}{\dot{\theta}_{n-1}} \cdot \dots \cdot \frac{\dot{\theta}_2}{\dot{\theta}_1} \cdot \frac{\dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_{\text{in}}} = \tau_n \cdot \dots \cdot \tau_2 \cdot \tau_1 \quad [4-3]$$

Con le [4-1] e [4-3] si ricava facilmente il rapporto di trasmissione di qualsiasi catena cinematica.

Passiamo ora a studiare una macchina come quella in *Figura 4-6*.

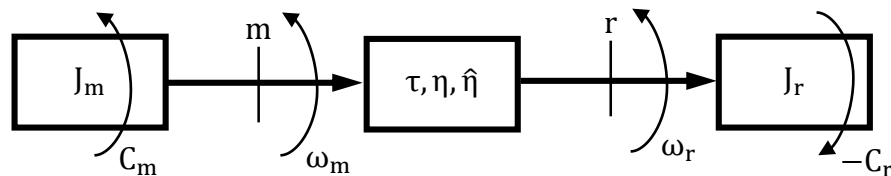


Figura 4-6: macchina con motore (a sinistra), carico (a destra) e trasmissione (al centro). Rispetto ai casi precedenti, in questo si considera il rendimento.

Si è indicato con C_m il carico motore e con C_r quello resistente, mentre J_m e J_r sono le inerzie rispettivamente del motore e del carico; tra motore e carico è interposta una trasmissione avente rapporto $\tau = \frac{\omega_r}{\omega_m}$, dove ω_r è la velocità a valle della trasmissione e ω_m quella a monte.

Si introduce anche il rendimento di moto diretto $\eta = \frac{P_r}{P_m}$ (rapporto tra potenza effettivamente arrivata al carico e potenza erogata dal motore); quando però il flusso di potenza è in senso opposto (da r a m, ossia è il carico a erogare energia) si considera il rendimento di moto retrogrado $\hat{\eta}$, definito in modo analogo (però in generale $\eta \neq \hat{\eta}$; di solito il secondo è minore).

Per eliminare il problema dato dal dover considerare inerzie e momenti agenti su assi diversi, si cerca di ridurre l'intero sistema a uno con un solo asse, senza trasmissioni intermedie; tale sistema ridotto è rappresentato in *Figura 4-7*.

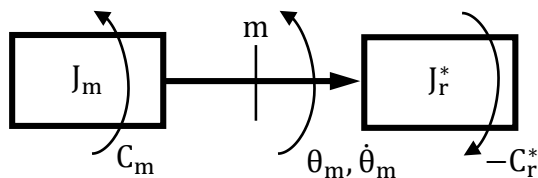


Figura 4-7: macchina ridotta corrispondente allo schema di *Figura 4-6*.

Imponendo l'equivalenza energetica tra macchina reale e macchina ridotta, si definiscono le quantità J_r^* (inerzia ridotta all'asse motore) e C_r^* (momento resistente ridotto all'asse motore) secondo le

$$J_r^* = \frac{\tau^2}{\eta} J_r, \quad C_r^* = \frac{\tau}{\eta} C_r \quad [4-4]$$

(per moto diretto) e

$$J_r^* = \hat{\eta} \cdot \tau^2 J_r, \quad C_r^* = \hat{\eta} \cdot \tau \cdot C_r \quad [4-5]$$

(per moto retrogrado). Imponendo adesso il bilancio energetico sul sistema ridotto si trova infine l'equazione generale del moto per sistemi a 1 gdl:

$$C_m - C_r^* = \frac{1}{2} \frac{dJ_r^*}{d\theta_m} \dot{\theta}_m^2 + J_r^* \ddot{\theta}_m \quad [4-6]$$

Questa sarà l'equazione usata per tutti i calcoli relativi all'asse master e all'asse polvere.

Si suppone che la macchina abbia raggiunto condizioni di regime periodico, ossia che l'energia accumulata dalla macchina (somma in generale dell'energia cinetica e dell'energia interna, come ad esempio quella elastica) non vari se calcolata a intervalli regolari di tempo, con cadenza pari al tempo di ciclo della macchina.

In generale, poiché esistono elementi con rapporto di trasmissione variabile (le camme) nel secondo termine della [4-6] bisogna considerare la derivata dell'inerzia ridotta (termine che altrimenti scompare); si ignora invece il termine $J_r^* \ddot{\theta}_m$ (perché come già detto si suppone che la macchina ruoti a velocità costante).

4.6 Leggi di moto usate

Le camme definite tramite Move.it sono suddivise in tratti, per ciascuno dei quali l'utente può definire una particolare legge di moto; insieme, le leggi di moto dei vari tratti di una camma vanno a formare la legge di moto complessiva. Si illustreranno nel seguito le varie leggi di moto usate, con la notazione $p = p(\theta)$, ossia lo spostamento p è dato come funzione dell'angolo di rotazione θ della camma; se la camma muove un bilanciere p è un angolo di rotazione, se invece la camma è collegata a una punteria p è uno spostamento lineare. Si indicheranno in generale con θ_0 e θ_1 gli angoli di rotazione iniziale e finale e con p_0 e p_1 le posizioni iniziale e finale; l'alzata sia allora $h = p_1 - p_0$ e l'ampiezza della fase di andata $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_0$. Poiché le leggi di moto sono fornite in funzione dell'angolo, velocità e accelerazione sono adimensionali (ossia date dalle derivate geometriche rispetto a θ).

Le leggi usate per le camme dell'Adapta sono di uno dei seguenti tipi:

- **Cicloidale:** è una legge di moto definita dall'equazione

$$p(\theta) = h \left[\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \cdot \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right) \right] + p_0 \quad [4-7]$$

da cui derivando seguono i valori di velocità e accelerazione

$$p'(\theta) = \frac{h}{\Delta\theta} \left[1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right) \right] \quad [4-8]$$

$$p''(\theta) = \frac{2\pi h}{\Delta\theta^2} \sin \left(2\pi \cdot \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right) \quad [4-9]$$

Questa legge di moto è usata per la fase di alzata dell'intermittore del piattello e per le fasi di andata e ritorno della camma per il comando della chiusura capsule in stazione 10. Questa, come le altre leggi di moto, garantisce la continuità dell'accelerazione (ossia $p''(\theta_0) = p''(\theta_1) = 0$), per evitare urti durante il funzionamento della macchina; tuttavia non è continua in jerk, cosa che potrà dare luogo a problemi vibratori per alte velocità. In *Figura 4-8* il grafico di $p''(\theta)$.

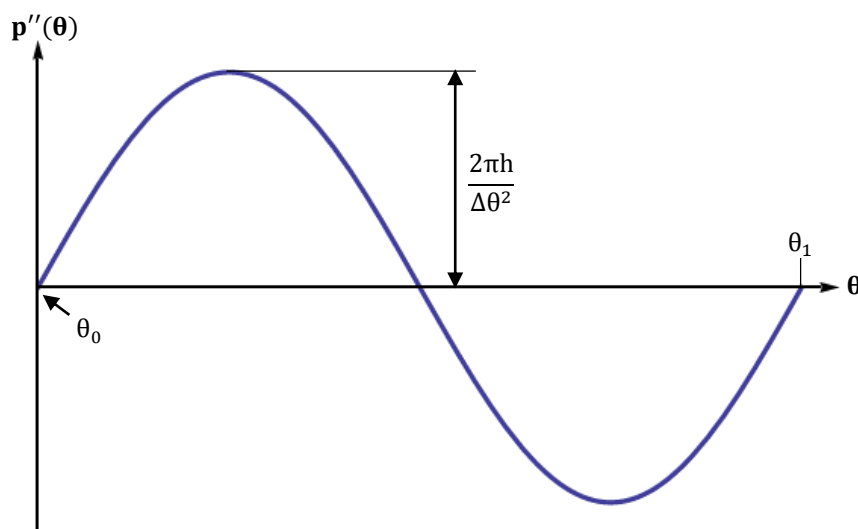


Figura 4-8: grafico dell'accelerazione per la legge di moto cicloidale.

- **Trapezia generalizzata:** è anch'essa una legge di moto basata su funzioni trigonometriche, ma a differenza della precedente è definita su più tratti. In accelerazione, la legge di moto si ottiene componendo 7 tratti di curva, di cui tre con accelerazione costante e quattro con accelerazione data da un quarto di cicloidale; si veda *Figura 4-9*.

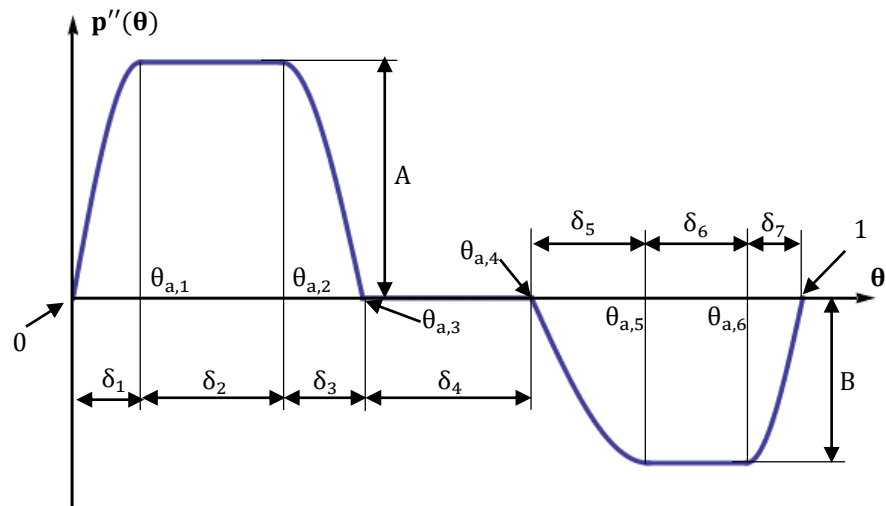


Figura 4-9: come *Figura 4-8*, per legge trapezoidale generalizzata. Si è posto $\theta_0 = 0$ e $\theta_1 = 1$, riscalandolo θ opportunamente.

Per brevità, non riportiamo la legge di moto completa, che si ricava (se necessario anche in forma simbolica) a partire dall'andamento dell'accelerazione sopra mostrato, integrando due volte.

Questa legge di moto è usata in diverse camme della macchina, ad esempio quella che comanda il contrasto per la chiusura delle capsule. In alcuni casi, la legge di moto generale sopra esposta viene semplificata eliminandone alcuni tratti; nelle relative formule, basta allora porre $\delta_i = \theta_{a,i} - \theta_{a,i-1} = 0$ (essendo $\theta_{a,7} = 1$ e $\theta_{a,0} = 0$).

- **Trapezia modificata:** è un caso particolare della precedente, che si ottiene imponendo $\delta_1 = \delta_3 = \delta_5 = \delta_7 = 1/8$, $\delta_2 = \delta_6 = 1/2$ e infine $\delta_4 = 0$, con $A = B$. La legge di moto che ne deriva è simmetrica rispetto a $\theta_{a,3} = \theta_{a,4}$.

La legge di moto è allora

$$p(\theta) = \frac{h}{2+\pi} \left[\frac{2\theta}{\Delta\theta} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{4\pi\theta}{\Delta\theta}\right) \right], \quad \theta \in \left[0, \frac{1}{8}\Delta\theta\right] \quad [4-10]$$

$$p(\theta) = \frac{h}{2+\pi} \left[-\frac{1}{2\pi} + \frac{2\theta}{\Delta\theta} + \frac{4\pi}{\Delta\theta^2} \left(\theta - \frac{\Delta\theta}{8}\right)^2 \right], \quad \theta \in \left[\frac{1}{8}\Delta\theta, \frac{3}{8}\Delta\theta\right] \quad [4-11]$$

$$p(\theta) = \frac{h}{2+\pi} \left[-\frac{\pi}{2} + 2(1+\pi)\frac{\theta}{\Delta\theta} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{4\pi\theta}{\Delta\theta} - \pi\right) \right], \quad \theta \in \left[\frac{3}{8}\Delta\theta, \frac{1}{2}\Delta\theta\right] \quad [4-12]$$

$$p(\theta) = h - p(\Delta\theta - \theta), \quad \theta \in \left[\frac{1}{2}\Delta\theta, \Delta\theta\right] \quad [4-13]$$

nell'ipotesi che sia $\theta_0 = q_0 = 0$; in caso contrario, basterà aggiungere q_0 alle formule [4-10]-[4-11]-[4-12]-[4-13] e sostituire θ con $\theta - \theta_0$ nelle stesse. La [4-13], naturalmente, sfrutta la suddetta simmetria della legge di moto.

Questa legge è usata ad esempio nelle camme del gruppo polvere.

- **Sinusoidale modificata:** anche questa è una specializzazione, di uso piuttosto comune, della trapezoidale generalizzata. Si ottiene da quest'ultima imponendo $\delta_1 = \delta_7 = 1/8$, $\delta_2 = \delta_4 = \delta_6 = 0$ e infine $\delta_3 = \delta_5 = 3/8$. Si badi che in questa legge come nella precedente, i vari δ_i sono espressi come frazioni dell'ampiezza $\Delta\theta$ dell'andata, dove si è riscalata la legge di moto in modo che $\Delta\theta = 1$; per mettersi nel caso più generale basta poi scalare nuovamente la legge di moto. La sinusoidale modificata allora è definita dalle seguenti equazioni:

$$p(\theta) = \frac{h}{4+\pi} \left[\frac{\pi \cdot \theta}{\Delta\theta} - \frac{1}{4} \sin\left(\frac{4\pi\theta}{\Delta\theta}\right) \right], \quad \theta \in \left[0, \frac{1}{8}\Delta\theta\right] \quad [4-14]$$

$$p(\theta) = \frac{h}{4+\pi} \left[2 + \frac{\pi \cdot \theta}{\Delta\theta} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{4\pi\theta}{3\Delta\theta} + \frac{\pi}{3}\right) \right], \quad \theta \in \left[\frac{1}{8}\Delta\theta, \frac{7}{8}\Delta\theta\right] \quad [4-15]$$

$$p(\theta) = \frac{h}{4+\pi} \left[4 + \frac{\pi \cdot \theta}{\Delta\theta} - \frac{1}{4} \sin\left(\frac{4\pi\theta}{\Delta\theta}\right) \right], \quad \theta \in \left[\frac{7}{8}\Delta\theta, \Delta\theta\right] \quad [4-16]$$

Derivando successivamente le [4-14]-[4-15]-[4-16], si ottengono i profili di velocità, accelerazione e jerk.

Anche in questo caso, velocità e accelerazione sono continue, mentre il jerk è discontinuo agli estremi. L'andamento della legge di moto in accelerazione è rappresentato in *Figura 4-10*.

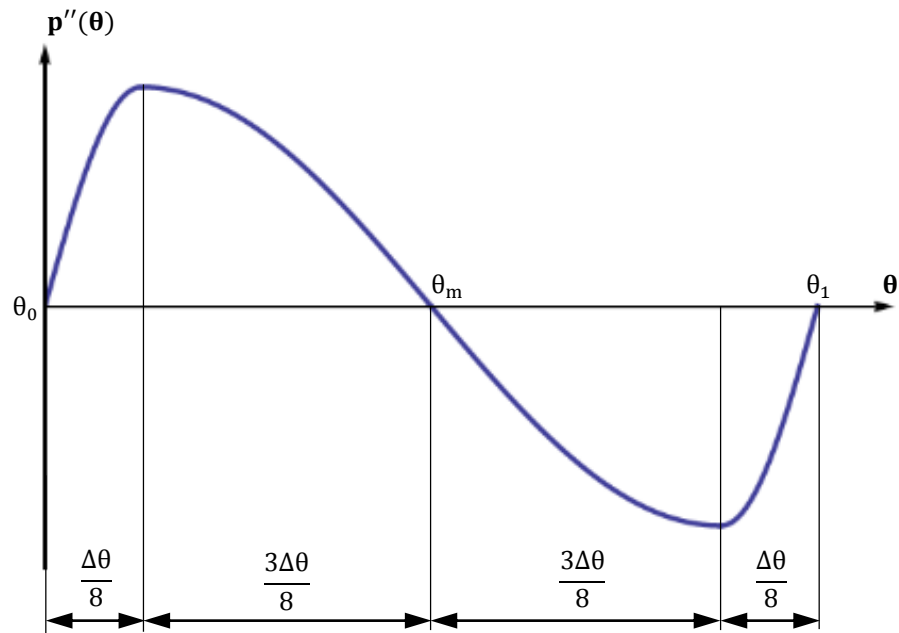


Figura 4-10: andamento della legge di moto sinusoidale modificata, in termini di accelerazione durante l'alzata.

A volte, si prende $\delta_3 \neq \delta_5$, cosicché la legge di moto non è più simmetrica rispetto all'istante intermedio θ_m dell'alzata; si parla in tal caso di legge sinusoidale generalizzata.

Questa legge è usata per l'intermittore del gruppo polvere.

- **Poly-7:** è una legge di moto di tipo polinomiale di 7° grado, ossia è definita come

$$p(\theta) = \sum_{i=0}^7 a_i (\theta - \theta_0)^i \quad [4-17]$$

La peculiarità di questa legge, rispetto alle precedenti, è che è definita da 8 parametri, ossia gli a_i ; ciò consente di definire 8 condizioni al contorno (su spostamento, velocità, accelerazione e jerk, all'inizio e alla fine della fase di andata). Questo consente, diversamente dalle altre leggi, di avere jerk continuo, impostandone il valore agli estremi.

In *Figura 4-11* l'andamento dell'accelerazione.

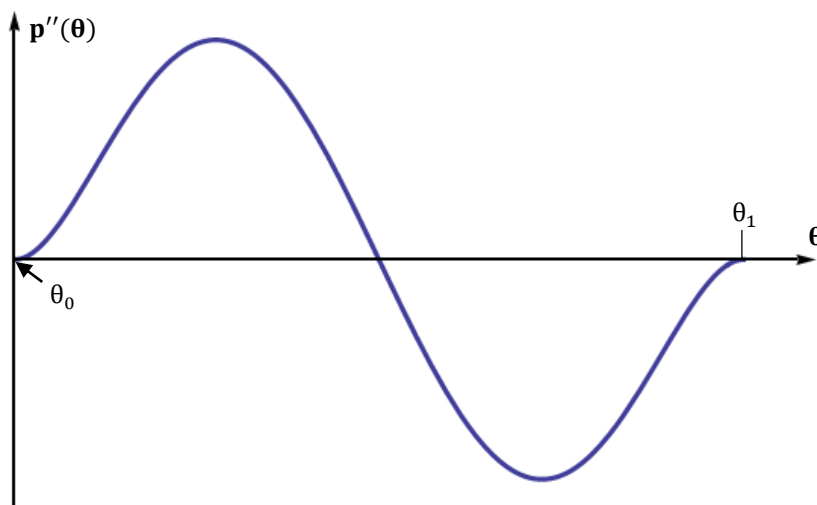


Figura 4-11: accelerazione per una legge di moto poly-7.

Tipicamente, la legge di moto poly-7 compensa la continuità del jerk con valori più elevati dei coefficienti di accelerazione e di coppia rispetto alle altre leggi viste finora, per cui trova minore uso.

Questa legge di moto è usata per la camma che comanda il contrasto per le stazioni 9, 10, 11 e 12.

Le leggi di moto complessive di ciascuna camma sono definite con fasi di andata e ritorno (con una legge di moto scelta tra quelle sopra descritte) e fasi di sosta, dove lo spostamento è costante.

La fasatura delle camme è definita secondo il seguente criterio: si indica che una data camma è nella posizione $\theta = 0^\circ$ quando la linguetta che la collega all'albero a camme è rivolta verso l'alto.

Fisicamente, la fasatura delle camme si realizza con un volantino che comanda un sistema vite senza fine-ruota a vite che permette di regolare la posizione angolare dell'albero (vedi paragrafo successivo, con CAD dell'asse master) e mediante degli alberini rimovibili che fungono da riferimento.

5 L'asse master

5.1 Funzionamento dei meccanismi

Dopo la panoramica sulla macchina complessiva nei capitoli precedenti, veniamo a descrivere nel dettaglio una delle sue parti, che è stata modellata dinamicamente nell'ambito del presente progetto di tesi: l'asse master. Questa è l'unica parte della macchina che, a differenza dei gruppi mobili, è sempre presente, in quanto comanda il piattello rotante che muove le capsule e tutti i gruppi fissi (nelle stazioni 1-9-10-11-12). Essa è la parte più importante della macchina (e anche quella meccanicamente più complessa) sia perché è collegata al motore più potente (in ragione della maggiore potenza assorbita) sia soprattutto perché comanda tutti gli altri gruppi (secondo un'architettura master/slave che verrà meglio descritta più avanti). In *Figura 5-1* è rappresentato l'asse master.

Si nota fin da subito come il motore (posto in basso) non sia collegato direttamente all'albero a camme, ma mediante un rinvio con cinghia e pulegge: ciò è stato fatto sia per contenere gli ingombri, sia per introdurre una cedevolezza elastica nella trasmissione, che smorzi gli urti in arrivo al motore. Quest'ultimo è un motore asincrono trifase a 4 poli della MGM motori. Si tratta dei motori tradizionalmente usati in queste applicazioni (per macchine automatiche) e si distinguono per le seguenti caratteristiche:

- sono particolarmente adatti quando si richiedono potenze elevate e velocità pressoché costanti nel tempo;
- non hanno un controllo particolarmente raffinato, per cui si usano quando non è richiesta una regolazione particolarmente precisa in

velocità (o, come in questo caso, quando la velocità deve rimanere costante);

- a parità di coppia e potenza massime erogabili sono solitamente più pesanti di motori brushless equivalenti (in questo caso il motore è fissato rigidamente al basamento, per cui questo problema non si pone);

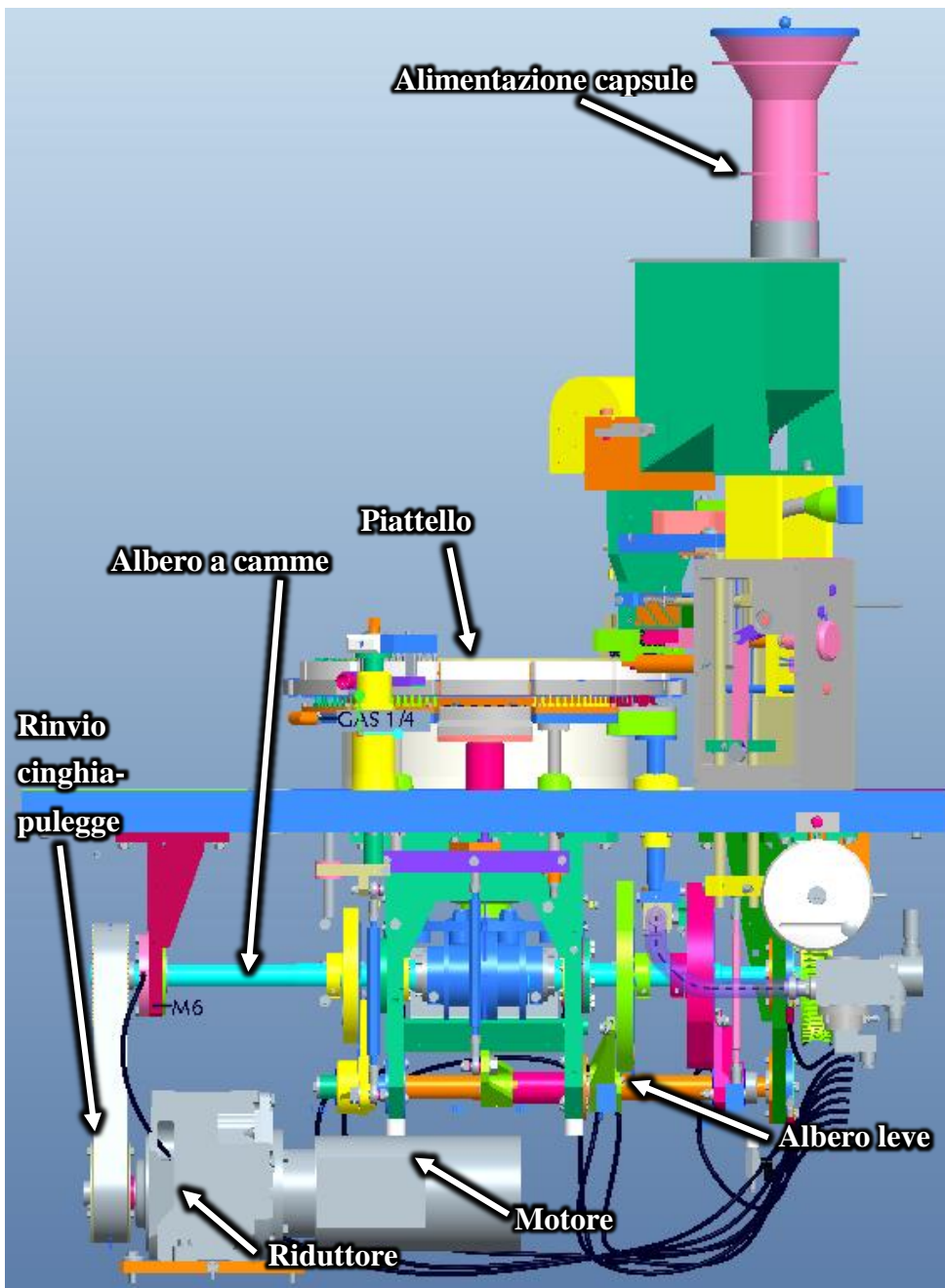


Figura 5-1: vista frontale dell'Adapta (in rappresentazione semplificata), mostrando solo i componenti dell'asse master.

- sono solitamente robusti, affidabili e durevoli nel tempo;
- sono più economici, specie quando non sono collegati a un inverter.

Il riduttore collegato al motore è della Rossi ed è del tipo più comune, a ingranaggi cilindrici ad assi paralleli, con denti dritti.

In *Figura 5-2* è riportata un'altra vista dell'asse master, mettendo in evidenza gli elementi dei gruppi contrasto chiusura capsule (stazione 10) e del gruppo piattello. In questa figura e nelle successive due sono stati lasciati visibili solo gli elementi che andranno effettivamente nel modello dell'asse master.

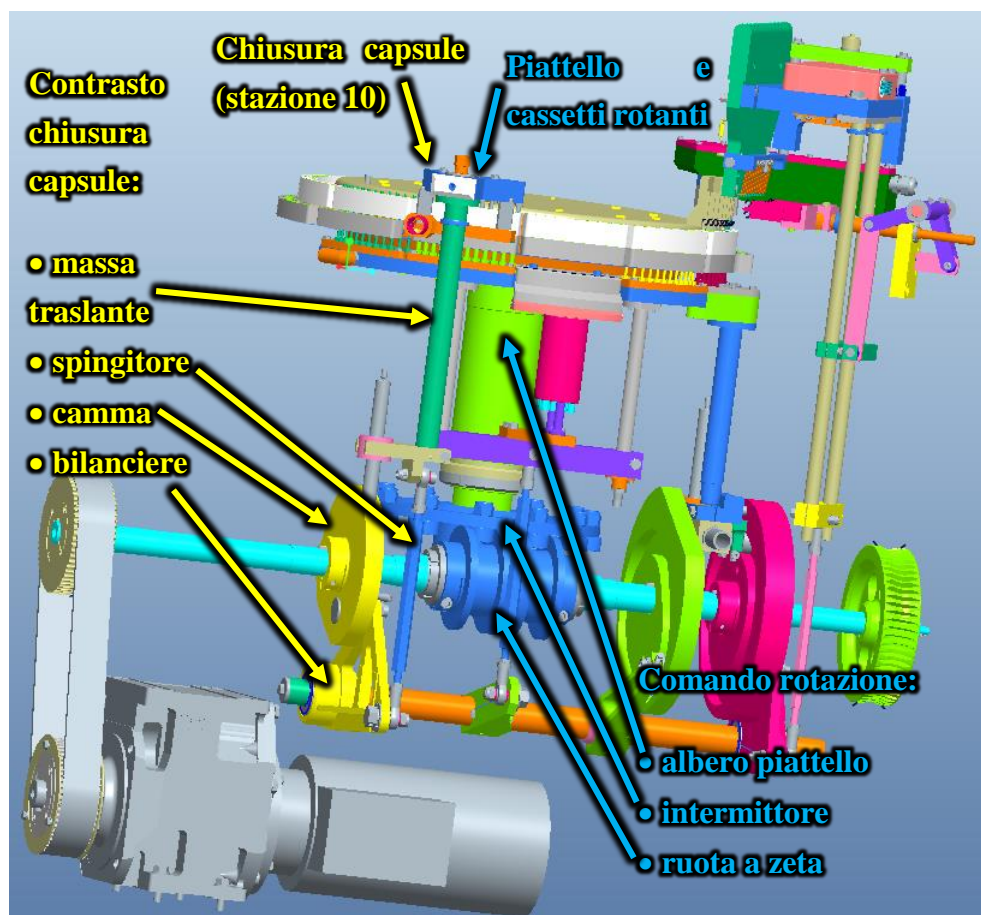


Figura 5-2: dettaglio dell'asse master.

L'albero a camme (in azzurro in *Figura 5-2*) muove le camme gialla (che comanda il contrasto nella stazione 10), verde (che trasmette il moto alle stazioni 9, 10, 11 e 12), rosa (che muove lo spingitore della stazione 1 e contemporaneamente il contrasto nella stessa stazione, lavorando sui due lati con profili camma diversi) e la camma a zeta, che fa ruotare il piattello. In *Figura 5-3* una seconda visione dell'asse master, evidenziando gruppi diversi.

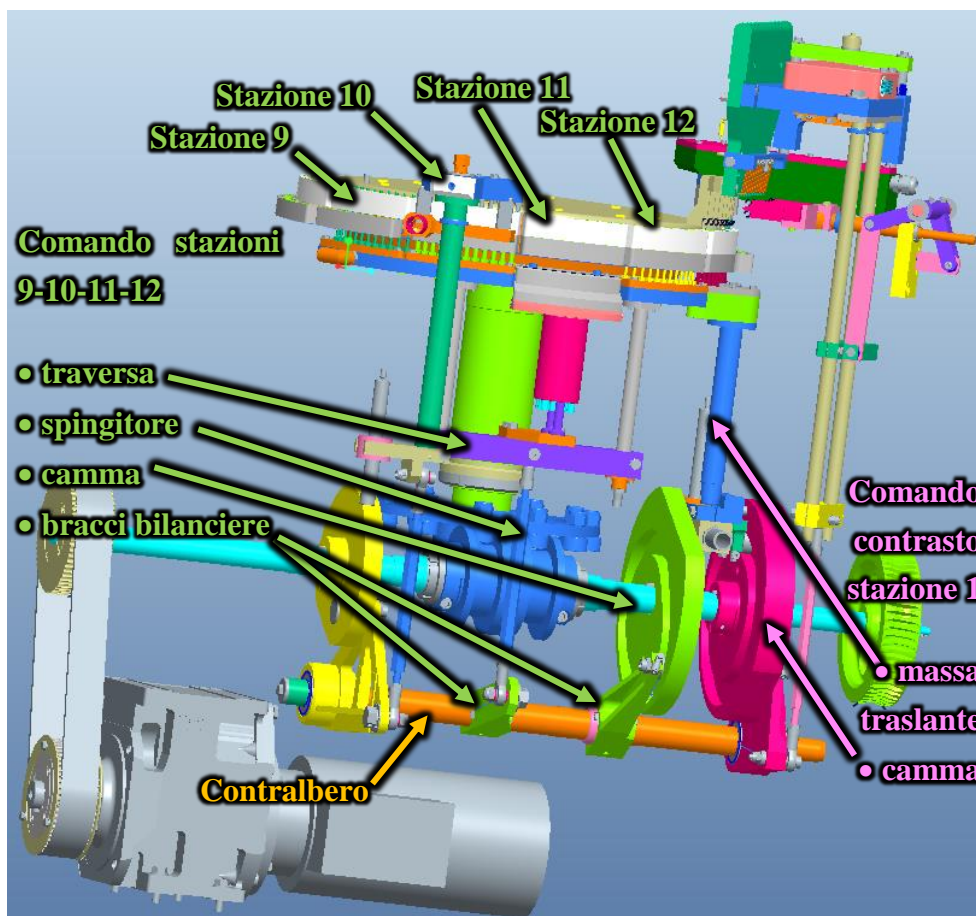


Figura 5-3: dettaglio dell'asse master.

Come si vede in figura, la camma verde comanda un bilanciere suddiviso in due bracci, collegati rigidamente al contralbero, che muove uno spingitore: questo agisce su una traversa che a sua volta trasmette il moto agli spingitori che lavorano sulle capsule nelle stazioni 9, 10, 11 e 12.

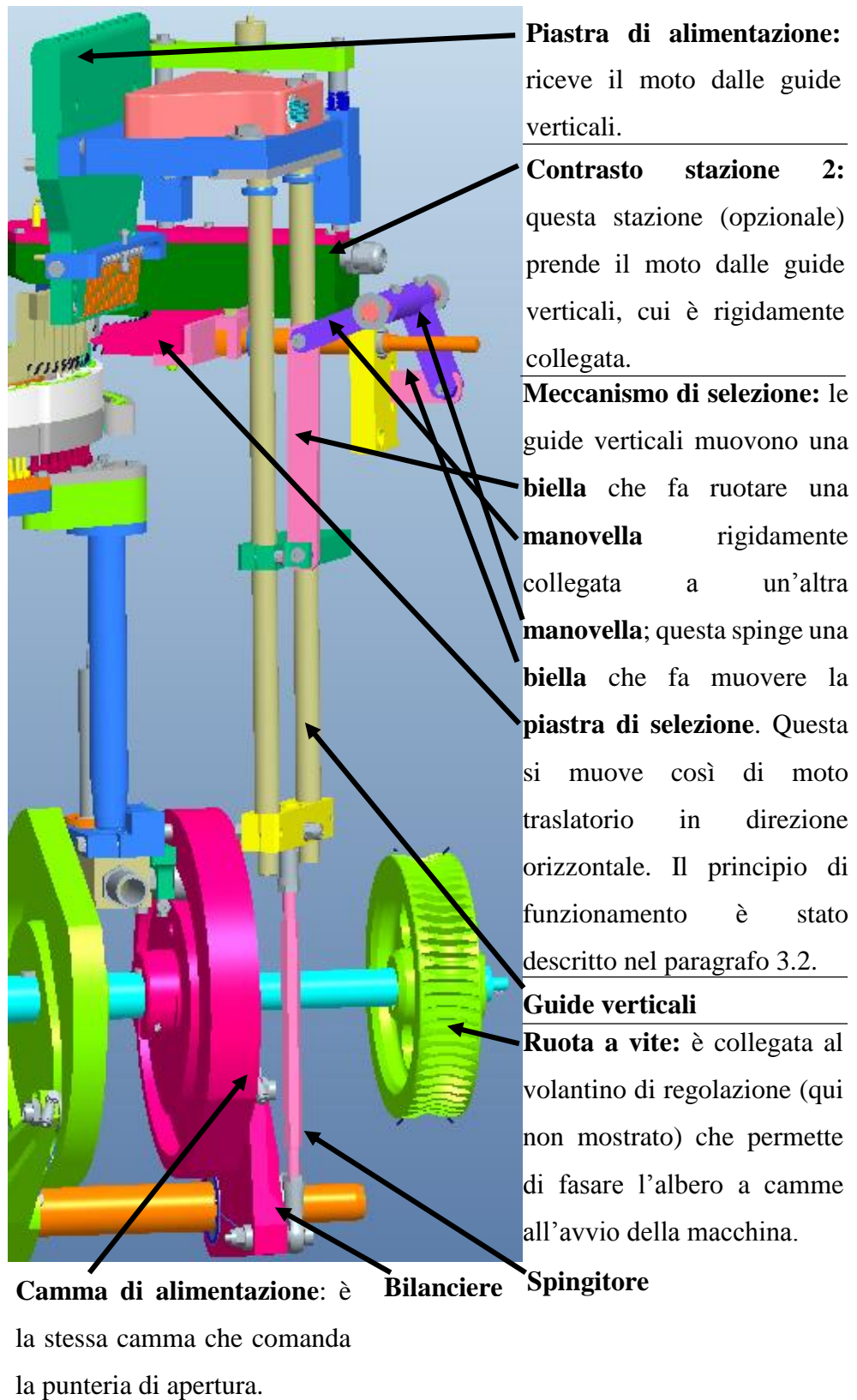


Figura 5-4: stazione 1 e meccanismo di selezione.

Si riporta infine, in *Figura 5-4*, una vista di dettaglio del meccanismo di alimentazione capsule, con il relativo meccanismo di selezione che dispone le capsule in posizione verticale.

Durante la fase di studio del CAD, si sono anche rilevati i valori di masse e inerzie, passaggio essenziale per la successiva modellazione dinamica, confrontando con dati da catalogo (per le parti commerciali), onde avere un riscontro sui valori rilevati.

5.2 Schema generale e semplificazioni

Così come nella sezione 4.4 si sono descritte le scelte generali seguite nella fase di modellazione di tutta la macchina, qui si riportano alcune considerazioni relative specificamente all'asse master, che consentono di semplificare il modello del sistema.

Come già accennato in precedenza, i motori della macchina sono considerati rotanti a velocità costante. Nella realtà, la velocità di rotazione all'albero motore varierà nell'arco di un ciclo (anche ignorando i transitori) e questo per via dell'intervento del sistema di controllo del motore.

Per ricavare la velocità media di rotazione del motore, si parte dall'albero a camme, che riceve il moto da un sistema cinghia-puleggia in cui le due pulegge hanno un diametro leggermente diverso; detto $z_{inf} = 60$ il numero di denti della puleggia inferiore, $z_{sup} = 64$ il numero di denti della puleggia superiore (la cinghia impiegata è di tipo sincrono, per garantire l'assenza di slittamento e mantenere un rendimento elevato), il rapporto di trasmissione è

$$\tau_{pul} = \frac{z_{inf}}{z_{sup}} = 0.9375 \quad [5-1]$$

Pertanto la velocità dell'albero lento del riduttore (cioè della puleggia inferiore) è $n_r = n_a / \tau_{pul} = 149.33$ rpm, ed essendo il fattore di riduzione

del riduttore pari a $i_{rid} = (\tau_{rid})^{-1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{625}{48} = 13.02$, si trova infine la velocità media

$$n_m = \frac{n_a \cdot i_{rid}}{\tau_{pul}} = 1944.4 \text{ rpm} \quad [5-2]$$

Per un motore asincrono la velocità di sincronismo è data, come noto, da $n_s = \frac{60 \cdot f_r}{p} = 1500 \text{ rpm}$ (con $f_r = 50 \text{ Hz}$, secondo la frequenza elettrica europea, e $p = 2$, numero di coppie polari). Se il motore gira a una velocità inferiore a n_s , è effettivamente in grado di erogare potenza meccanica, mentre in caso contrario lavora come generatore. Si veda *Figura 5-5*.

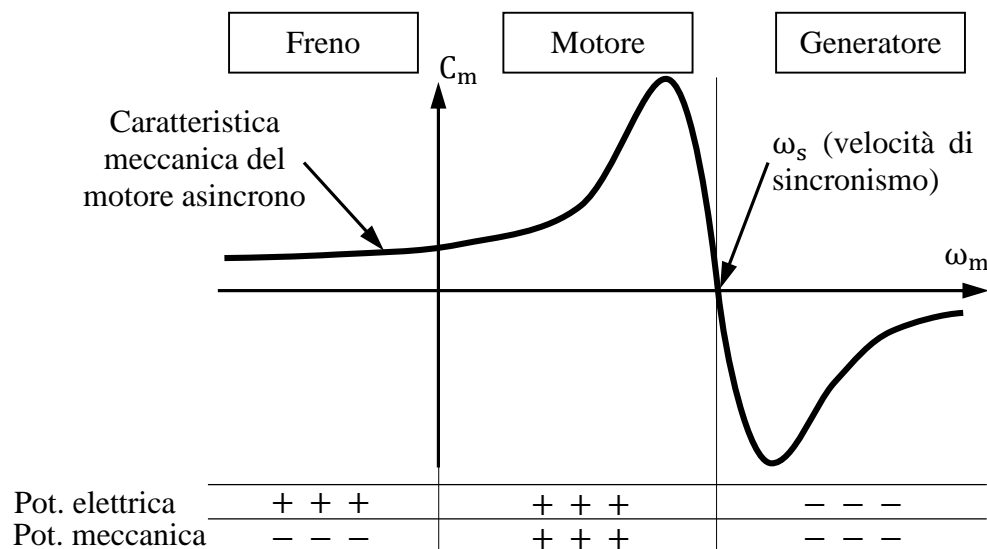


Figura 5-5: campi di funzionamento di un motore asincrono.

Come si vede dalla [5-2] la velocità di rotazione media è superiore a quella di sincronismo; per far sì che il motore sia effettivamente in grado di lavorare come tale, si dovrà interporre un sistema di controllo tra rete elettrica e motore. L'alimentazione del motore è infatti controllata da un inverter, che consente di variare la frequenza di alimentazione; in particolare, finché si rimane nella zona di controllo a V/f costante, variare o diminuire la frequenza di alimentazione ha semplicemente l'effetto di spostare le curve di coppia a destra o a sinistra (la velocità di sincronismo è proporzionale alla frequenza

di alimentazione), mentre i valori di coppia (massimi e nominali) non cambiano. Se invece si entra nella zona di deflussaggio, la tensione di alimentazione e la potenza non cambiano (rimangono pari ai loro valori nominali), ma la coppia massima cala (e la curva caratteristica diventa più piatta). Si veda *Figura 5-6*.

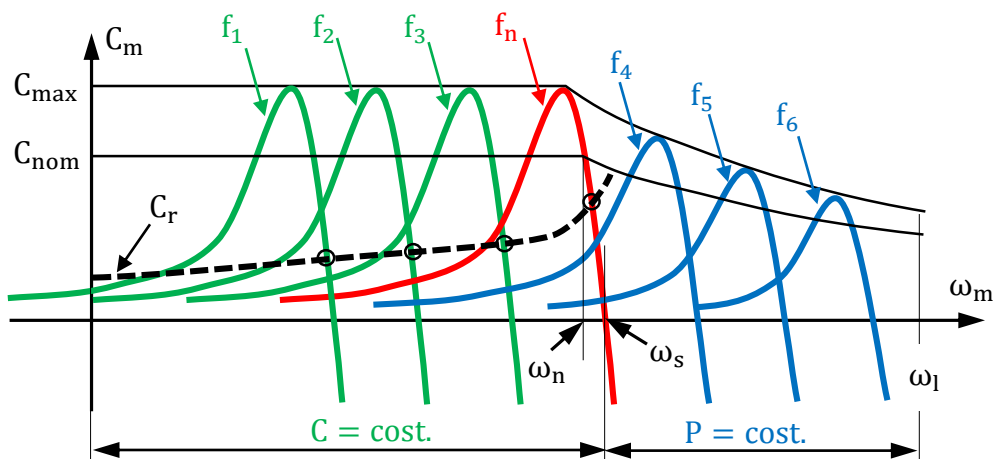


Figura 5-6: curve meccaniche di un motore asincrono, alimentato da diverse frequenze (f_i crescente per i che va da 1 a 6). In verde la zona di alimentazione a coppia massima costante, in blu quella a potenza massima costante, mentre in rosso la curva di coppia da catalogo, relativa alla tensione standard di rete. La zona di funzionamento ammissibile del motore è quella al di sotto della curva di C_{max} e a destra di ω_l (velocità massima ammissibile per il motore).

Come si osserva da *Figura 5-6*, se alla caratteristica meccanica del motore sovrapponiamo quella del carico C_r , si vede come l'intersezione delle curve (che indica il punto di funzionamento del motore) cambi al cambiare della frequenza di alimentazione (in particolare, nel caso dell'Adapta, si lavora sempre in deflussaggio, ossia $f \geq f_n$). È evidente dunque come sia necessario introdurre il controllo nel modello della macchina, se si vuole tenere conto delle variazioni di velocità del motore: infatti l'inverter (della Lenze) collegato al motore aumenta la frequenza di alimentazione, in modo che lo scorrimento del motore rimanga sempre positivo (e quindi la velocità di sincronismo effettiva sia maggiore della velocità di rotazione del motore). Si veda *Figura 5-7*, da cui si evince peraltro come il motore non lavori mai come generatore (altrimenti si avrebbe scorrimento negativo e $n_s < n_m$).

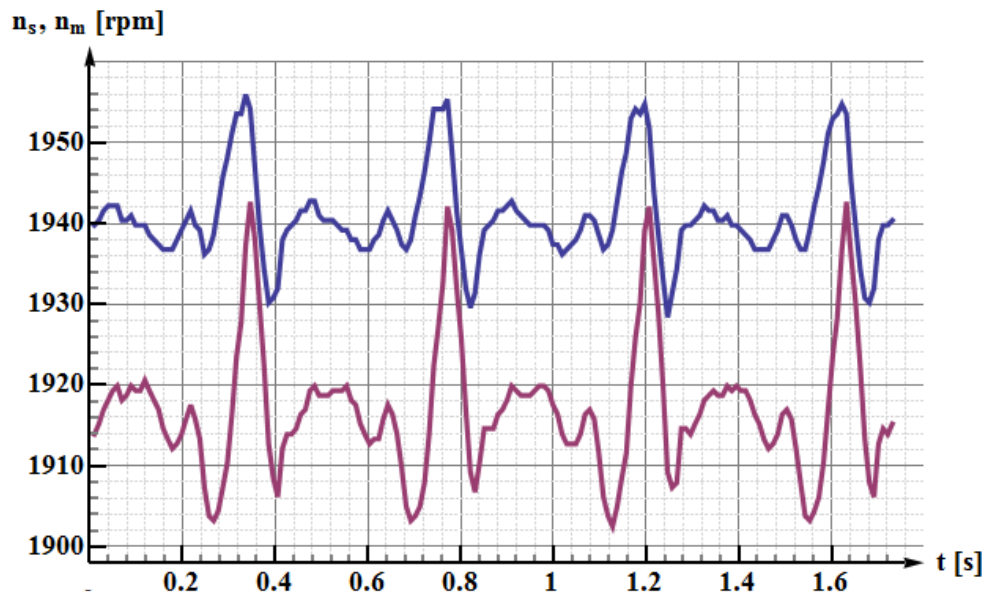


Figura 5-7: andamento della velocità dell'asse motore n_m (in viola) e di sincronismo n_s (in blu), per quattro cicli macchina. Dati sperimentali.

Il sistema di controllo lavora in anello aperto (è presente un encoder sull'albero a camme, ma serve solo a comandare gli assi slave e il segnale non viene inviato all'inverter); i valori di coppia e velocità al motore sono stimati secondo degli algoritmi interni all'encoder.

Per introdurre l'effetto dell'inverter bisognerebbe dunque sapere secondo quale logica di controllo questo vada a variare la frequenza di alimentazione, secondo le condizioni di funzionamento; ma queste informazioni non sono disponibili, essendo sviluppate internamente dall'azienda produttrice.

D'altronde, si osserva sempre da *Figura 5-7* come le variazioni di velocità siano sempre piuttosto contenute (dell'ordine del 2%); pertanto, come anticipato, decidere di ignorare l'effetto del controllo e supporre che il motore sia in ogni istante capace di erogare tutta la coppia necessaria per mantenere la velocità costante introduce un errore verosimilmente contenuto.

Un'altra scelta di modellazione relativa all'asse master è quella di considerare che tutte gli elementi possano essere solo rotanti o traslanti. Nella realtà, esistono alcuni membri che si muovono di moto più complesso; se per esempio si osserva la *Figura 5-4*, si comprende come il sistema bilanciere-

spingitore-guide verticali sia equiparabile a un meccanismo biella-manovella, dove il bilanciante si comporta da manovella e lo spingitore è la biella. Lo stesso vale per gli altri spingitori nell'asse master.

Pertanto, il moto dello spingitore sarà di tipo rototraslatorio e bisognerebbe, a rigore, considerare sia l'effetto della sua massa (traslante in direzione verticale) che della sua inerzia rotante rispetto a un asse ortogonale al piano in cui si muove lo spingitore. Introdurre questi meccanismi andrebbe a complicare notevolmente il modello, in quanto ci sono svariati sistemi biella-manovella aventi fasi diverse, che lavorano nello spazio e che in generale non sono centrati; ma soprattutto risulta essere non strettamente necessario.

Difatti, si sono svolte delle simulazioni con Mechanism, di tipo puramente cinematico (quindi senza calcolare le forze, ma solo posizione e velocità), per valutare di quanto effettivamente ruotino i vari elementi aventi moto assimilabile a quello di una biella. In tutti i casi, è emerso che l'angolo di rotazione di tali membri è molto ridotto e così pure la corrispondente accelerazione angolare; pertanto, i momenti di inerzia agenti sui suddetti componenti sono ritenuti trascurabili. Le bielle sono dunque modellate come se fossero mosse di moto puramente traslatorio.

L'unica eccezione a quanto sopra è costituita dalla biella rosa (vedi *Figura 5-4*) che collega il bilanciante (in viola nella stessa immagine) alla piastra di selezione (tramite un blocchetto giallo); dall'analisi con Mechanism è emerso come questa abbia un'accelerazione angolare massima $\text{Max}\{\alpha(t)\}$ di circa 80 rad/s^2 (si veda *Figura 5-8*).

Tuttavia, questa biella è molto piccola (ha una massa di circa 60 g) e così anche il suo momento di inerzia rispetto all'asse di rotazione è piccolo, circa $0.2639908 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$; pertanto, il momento di inerzia della biella sarà $\left(80 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) \cdot (2.639908 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2) = 2.111 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$, decisamente trascurabile.

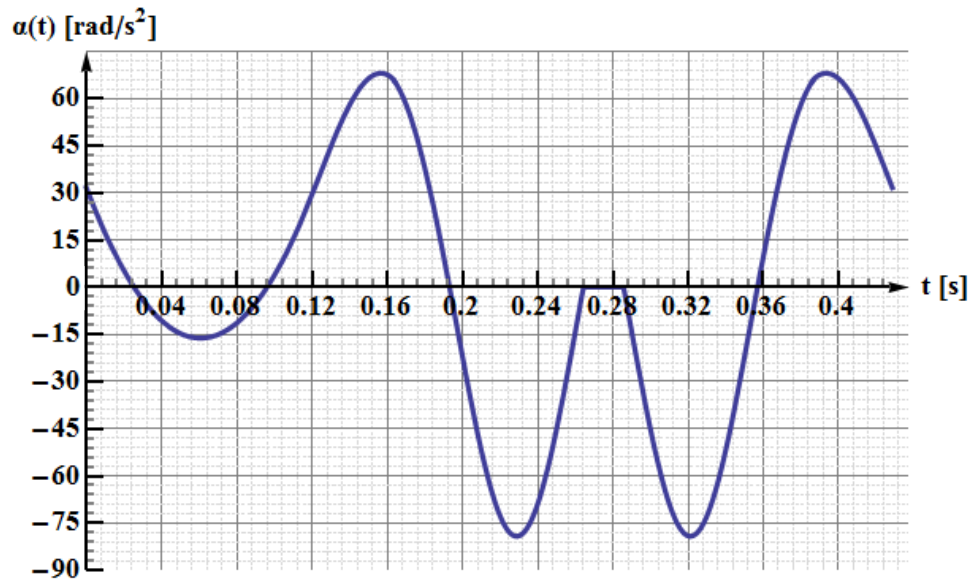


Figura 5-8: andamento nell'arco di un ciclo dell'accelerazione angolare $\alpha(t)$ della biella rosa di *Figura 5-4*, nell'arco di un ciclo (rispetto a un asse di riferimento orizzontale).

Sempre con riferimento alla *Figura 5-4*, si nota come il meccanismo di alimentazione sia essenzialmente composto di tre meccanismi biella-manovella in serie:

1. il meccanismo costituito dal bilanciere rosa, dallo spingitore rosa e dalle guide verticali;
2. il meccanismo dato dalle stesse guide, dalla biella rosa più lunga (collegata alle guide verticali da un blocchetto verde) e dal bilanciere viola;
3. il meccanismo dato dal bilanciere viola, dalla biella rosa corta e dalla piastra di selezione; qui, l'asse della coppia prismatica è orizzontale.

Naturalmente, il telaio è lo stesso nei tre casi, ossia il basamento.

Ebbene, dall'analisi cinematica summenzionata si è trovato che le velocità di traslazione di testa e piede delle tre bielle, nei tre meccanismi di cui sopra, sono con ottima approssimazione uguali (si veda *Figura 5-9* per un grafico). Pertanto, una catena cinematica complessa, costituita da tre manovellismi di spinta devianti collegati in serie tra loro, può essere modellata, senza perdita di

accuratezza, con due masse traslanti (una in verticale, per la quale bisogna quindi considerare anche la forza peso, e una in orizzontale) e un'inerzia rotante (quella del bilanciere).

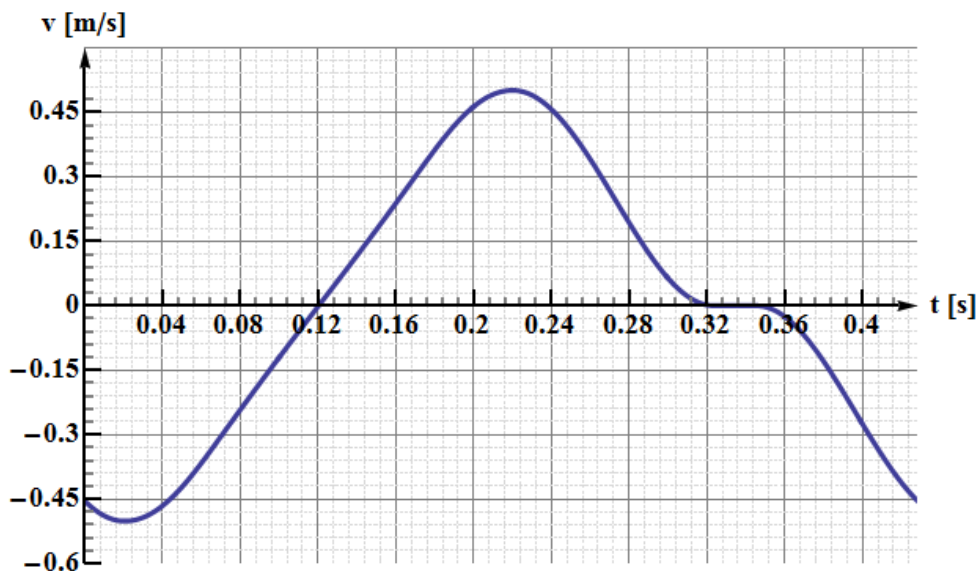


Figura 5-9: andamento della velocità del piede della biella rosa corta di Figura 5-4. L'andamento della velocità della testa della stessa biella (insieme alle velocità di testa e piede delle altre due summenzionate) non è graficato perché pressoché indistinguibile.

L'analisi cinematica sopra descritta ha consentito anche di controllare la correttezza degli script per il calcolo delle camme, ossia di verificare che gli spostamenti calcolati da Matlab per i cedenti di ciascun meccanismo a camma siano quelli effettivi e che la fasatura sia corretta.

5.3 Il meccanismo del piattello

Passiamo ora a definire come è stato calcolato l'andamento del termine di coppia al motore dovuto alla rotazione del piattello.

Come si è detto, durante ciascun ciclo il piattello ruota di 30° , così che ciascuno dei cassettei porta capsule passa da una stazione a quella successiva (difatti il cerchio è diviso in 12 stazioni e $360^\circ/12 = 30^\circ$). Inoltre, i cassettei inferiori rientrano nel passaggio dalla stazione 1 alla 2, per aprire i fondelli all'ingresso del prodotto, e rientrano passando dalla 9 alla 10, per consentire la chiusura delle capsule in 10; questo movimento è ottenuto con una camma fissa interna al piattello, intorno a cui si muovono i cassettei. In *Figura 5-10-Figura 5-11-Figura 5-12* si illustrano fasatura e meccanismo del piattello.

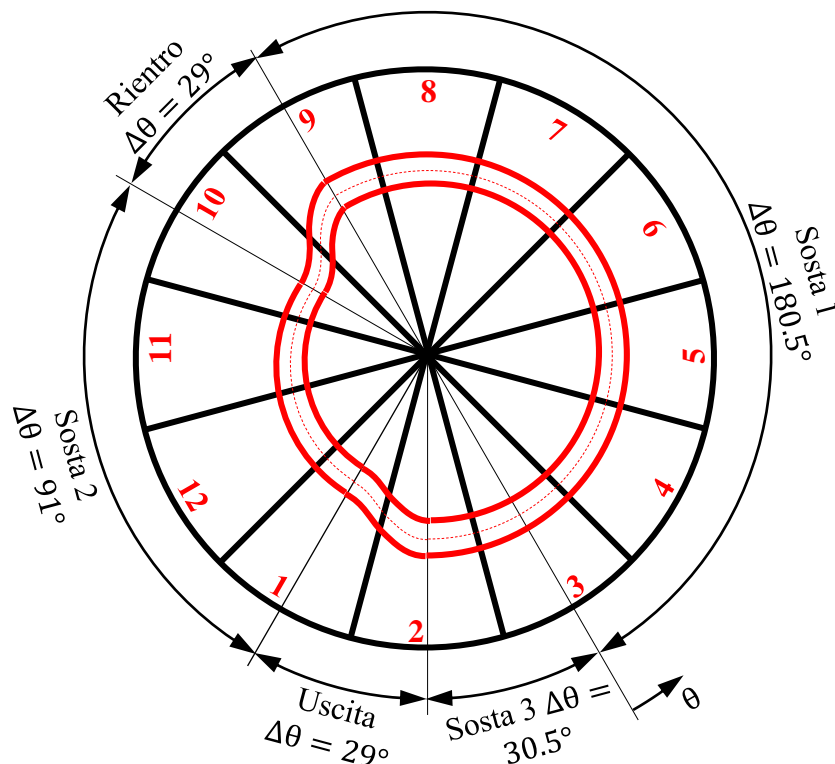


Figura 5-10: fasatura della camma interna al piattello. Lo zero camma è a metà della stazione 3, pertanto una fase di sosta risulta suddivisa in due parti (indicate con sosta 1 e 3), avendola riportata sui 360° . L'ampiezza delle fasi di uscita e rientro è inferiore all'ampiezza di un settore (30°), per far sì che il cassetto sia completamente entrato o uscito quando arriva in una stazione.

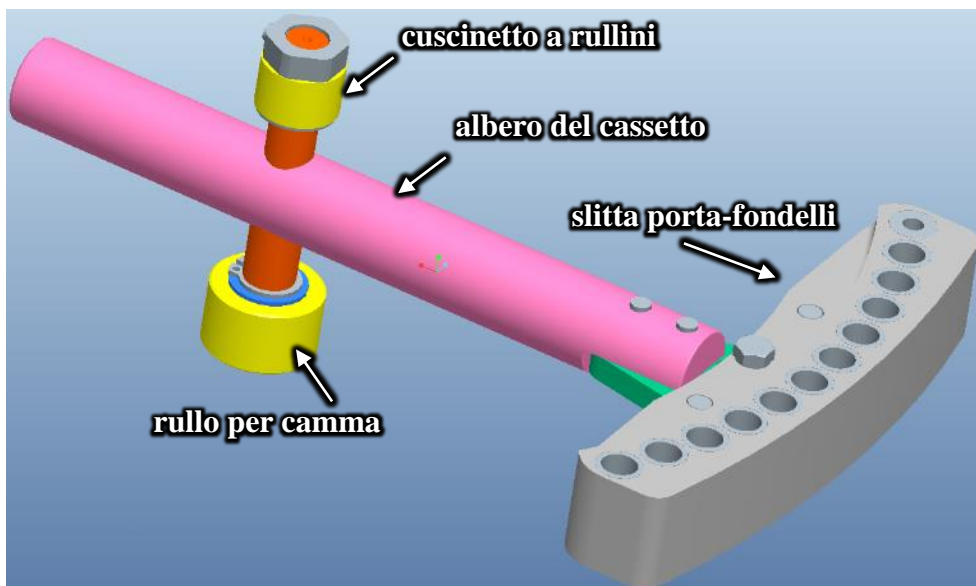


Figura 5-11: cassetto mosso dal piattello. Il rullo in basso scorre nel profilo della camma fissa, mentre il cuscinetto in alto si impegna nella scanalatura di guida solidale al telaio rotante. L'albero scorre radialmente su boccole fissate sul telaio rotante del piattello, che porta 12 cassette come quello qui sopra.

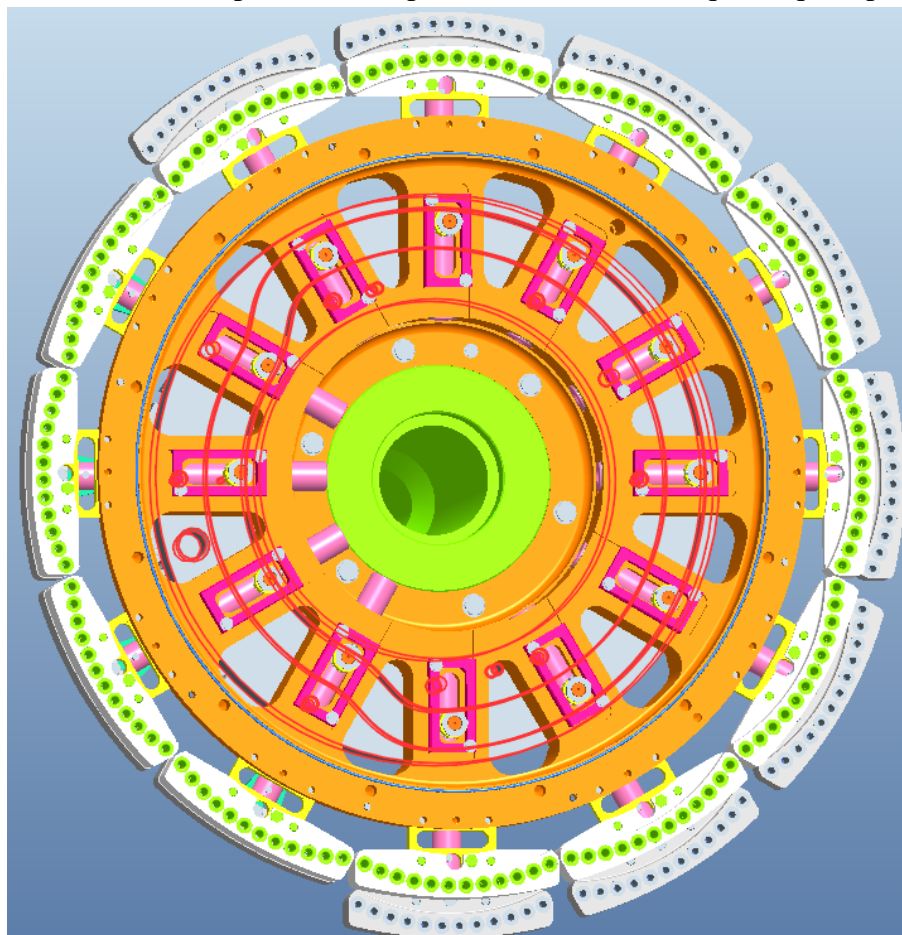


Figura 5-12: schema complessivo del piattello, con i cassette montati. Qui, come in Figura 5-10, è evidenziato in rosso il profilo della camma interna.

Per il modello del piattello si è considerata, in primis, la coppia d'inerzia del piattello. Si parte definendo una funzione Matlab che calcola i valori della rotazione del piattello $p_z(\theta_c)$ in funzione della rotazione dell'albero a camme θ_c ; la legge di moto dell'intermittente (in blu in *Figura 5-1*) in andata è una cicloidale, data dalla [4-7] (vedi paragrafo 4.6; l'ampiezza della fase di andata è di 150°). Va anche calcolato il rapporto di trasmissione variabile $\tau_z(\theta_c) = \frac{d}{d\theta_c} p_z(\theta_c)$ e la sua derivata $\alpha_z(\theta_c) = \frac{d}{d\theta_c} \tau_z(\theta_c)$; si veda *Figura 5-13*.

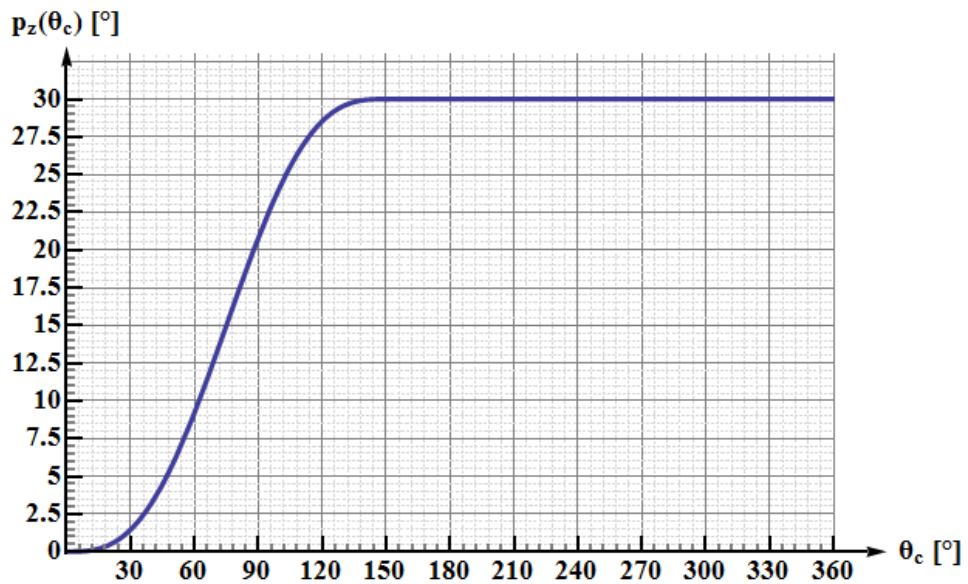


Figura 5-13: andamento della rotazione del piattello, in funzione della rotazione dell'albero a camme. Il movimento è ottenuto con un intermittente.

Queste tre funzioni sono necessarie per calcolare la coppia d'inerzia al piattello. Infatti, partendo da [4-6] e considerando che $C_r^* = \ddot{\theta}_m = 0$ (non ci sono coppie resistenti e il motore è supposto ruotare a velocità costante), si trova che la coppia al motore dovuta all'inerzia del piattello è

$$C_{m,p} = \frac{1}{2} \frac{dJ_r^*}{d\theta_m} \dot{\theta}_m^2 \quad [5-3]$$

Inserendo la [4-4] (ignorando per ora i rendimenti)

$$C_{m,p} = \frac{1}{2} \frac{d}{d\theta_m} (\tau_{z,c}^2 J_p) \dot{\theta}_m^2 \quad [5-4]$$

dove J_p è l'inerzia del piattello (assieme di *Figura 5-12*), ridotta all'asse motore. Qui, $\tau_{z,c} = \tau_{z,c}(\theta_c)$ è il rapporto di trasmissione complessivo tra piattello e motore, dato da

$$\tau_{z,c}(\theta_c) = \tau_{pul} \cdot \tau_{rid} \cdot \tau_z(\theta_c) = \tau_c \cdot \tau_z(\theta_c) \quad [5-5]$$

avendo definito il rapporto di trasmissione costante tra motore e albero a camme $\tau_c = \tau_{pul} \cdot \tau_{rid}$; vale quindi $\theta_c = \tau_c \theta_m$. Inserendo la [5-5] nella [5-4]

$$\begin{aligned} C_{m,p} &= \frac{J_p \dot{\theta}_m^2}{2} \cdot 2(\tau_c \cdot \tau_z(\theta_c)) \cdot \tau_c \cdot \frac{d\tau_z(\tau_c \theta_m)}{d\theta_m} = J_p \dot{\theta}_m^2 \tau_c^3 \tau_z \alpha_z \\ &= J_p \dot{\theta}_c^2 \tau_c \tau_z \alpha_z = J_p \omega_c^2 \tau_c \tau_z \alpha_z \end{aligned} \quad [5-6]$$

Sarà quest'ultima espressione quella effettivamente implementata nel codice; nella [5-6] si è anche introdotta la velocità di rotazione dell'albero a camme $\omega_c = \dot{\theta}_c = n_c \cdot \frac{2\pi}{60} = 14.66 \text{ rad/s}$.

Per calcolare l'andamento di coppia complessivo del gruppo piattello, bisogna però mettere in conto anche i casseti, che muovendosi verso l'interno o l'esterno danno luogo a forze d'inerzia; queste, ridotte all'asse motore, danno pure luogo a una coppia d'inerzia, che indicheremo con $C_{m,c}$.

Per calcolarla bisogna per prima cosa trovare l'accelerazione dei casseti, componendo il moto rotatorio del piattello (dato dalla legge di moto dell'intermittore) con quello traslatorio (in senso radiale) dei casseti, comandati dalla camma fissa. Si crea allora una seconda funzione Matlab, che calcola spostamento $p_p(\theta_p)$, rapporto di trasmissione $\tau_p(\theta_p)$ e relativa derivata $\alpha_z(\theta_p)$, relativi stavolta non alla rotazione dell'albero a camme, ma alla posizione angolare θ_p del cassetto (*Figura 5-14*).

Si noti che in questo caso l'output del meccanismo (il cedente, cioè i casseti) è lineare e ha l'unità di misura di una lunghezza, anziché essere espresso in gradi come $p_z(\theta_c)$.

5.3 . Il meccanismo del piattello

Le leggi di moto usate per le fasi di uscita e rientro sono normali trapezie modificate (vedi eq. [4-10]-[4-11]-[4-12]-[4-13]) identiche tra loro (ossia con uguale ampiezza e uguale alzata).

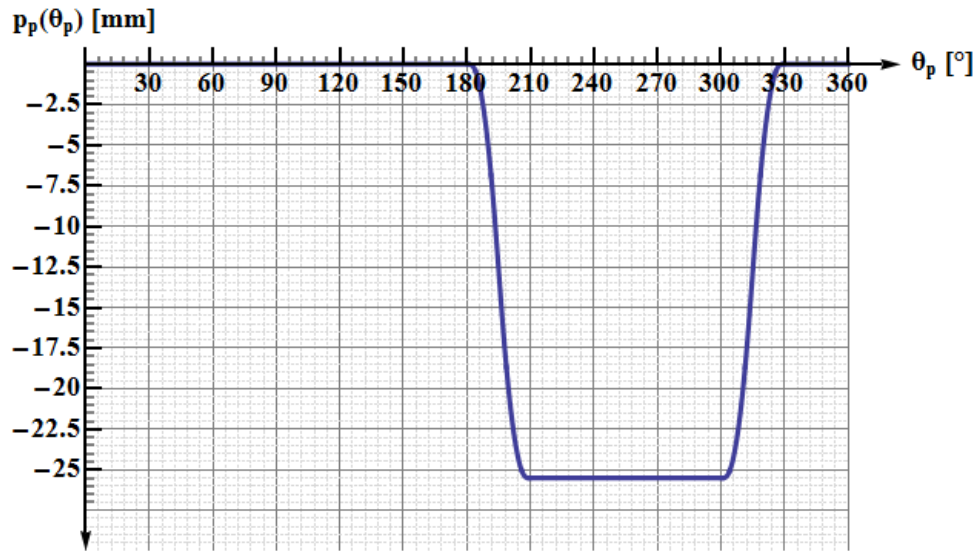


Figura 5-14: spostamento di un cassetto, nell'arco di una rotazione completa del piattello (ossia su 12 cicli macchina); per la fasatura vedi Figura 5-10. Il verso positivo è verso l'esterno del piattello.

Pertanto, se un cassetto si trova all'inizio del ciclo in posizione $\theta = \theta_0$, quando l'albero a camme ha ruotato di un angolo θ_c il piattello ha ruotato di $p_z(\theta_c)$ e la posizione angolare del cassetto, rispetto alla camma fissa, è

$$\theta_p = p_z(\theta_c) + \theta_0 \quad [5-7]$$

Allora il suo spostamento, nell'arco di un ciclo, è

$$p_p = p_p(\theta_p) = p_p(p_z(\theta_c) + \theta_0) = p_p(\theta_c, \theta_0) \quad [5-8]$$

da cui si trova il rapporto di trasmissione complessivo tra albero a camme e cassette:

$$\frac{d}{d\theta_c} [p_p(\theta_c, \theta_0)] = \tau_p(p_z(\theta_c) + \theta_0) \cdot \tau_z(\theta_c) = \tau_{p,tot}(\theta_c, \theta_0) \quad [5-9]$$

La [5-9] si è ottenuta applicando la regola di derivazione in catena. Infine

$$\begin{aligned} \frac{d\tau_{p,tot}}{d\theta_c} &= [\alpha_p(p_z(\theta_c) + \theta_0) \cdot \tau_z^2(\theta_c) + \tau_p(p_z(\theta_c) + \theta_0) \cdot \alpha_z(\theta_c)] \\ &= \alpha_{p,tot}(\theta_c, \theta_0) \end{aligned} \quad [5-10]$$

espressione che fornisce la derivata del rapporto di trasmissione, a partire dalle leggi di moto già definite in Matlab.

Allora si riscrive la [5-6], ma inserendo la massa del cassetto m_c al posto dell'inerzia del piattello J_r , sostituendo il rapporto di trasmissione τ_z (tra albero a camme e piattello) con $\tau_{p,tot}$ (tra albero a camme e cassette) e analogamente sostituendo α_z con $\alpha_{p,tot}$. Bisogna solo prestare attenzione al fatto che in ogni ciclo ci sono due cassette che danno un contributo d'inerzia: uno entrando, alla stazione 9 (per il quale bisogna inserire $\theta_0 = 180^\circ$ nelle [5-9] e [5-10]) e uno uscendo, alla stazione 1 (per il quale $\theta_0 = 300^\circ$). Tutti gli altri cassette ruotano senza traslare in direzione radiale e non danno ulteriori contributi di coppia d'inerzia al motore. Allora

$$\begin{aligned} C_{m,c} &= m_c \omega_c^2 \tau_c [\tau_{p,tot}(\theta_c, 180^\circ) \cdot \alpha_{p,tot}(\theta_c, 180^\circ) \\ &\quad + \tau_{p,tot}(\theta_c, 300^\circ) \cdot \alpha_{p,tot}(\theta_c, 300^\circ)] \end{aligned} \quad [5-11]$$

La coppia d'inerzia al motore dovuta al piattello si trova pertanto con

$$C_{tot,p} = C_{m,c} + C_{m,p} \quad [5-12]$$

Un altro effetto che è stato valutato è quello della variazione di inerzia del piattello durante il ciclo. Infatti, uno dei cassette (in stazione 9) vede diminuire il suo momento d'inerzia rispetto all'asse di rotazione del piattello (perché si avvicina ad esso), mentre un altro cassetto, alla stazione 1, aumenta il suo contributo al momento d'inerzia complessivo. Come si capisce dalle figure precedenti, al termine della rotazione del piattello, la situazione è tornata quella di partenza, in quanto ciascun cassetto è semplicemente passato al posto di quello successivo.

Tuttavia, durante la rotazione il momento d'inerzia del piattello varierà, perché l'effetto del rientro di un cassetto non è esattamente bilanciato da quello dell'uscita di un altro. Sapendo che la massa di un cassetto (assieme di *Figura 5-11*) è $m_c = 0.882 \text{ Kg}$, che la sua inerzia rispetto a un asse verticale baricentrico è $J_{\text{bar}} = 41.62 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$ e che la sua distanza dall'asse di rotazione del piattello, quando è completamente uscito, è di $d = 233.6 \text{ mm}$, per il teorema di Huygens-Steiner l'inerzia del cassetto rispetto all'asse di rotazione del piattello è

$$J_{\text{out}} = J_{\text{bar}} + m_c \cdot d^2 = 523.3 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2 \quad [5-13]$$

Nella fase di rientro, il cassetto si sposta verso il centro di $\Delta d = 25.5 \text{ mm}$, quindi il cassetto, una volta rientrato, ha un'inerzia, rispetto all'asse di rotazione, di

$$J_{\text{in}} = J_{\text{bar}} + m_c \cdot (d - \Delta d)^2 = 423.9 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2 \quad [5-14]$$

L'inerzia del solo piattello, senza i cassettei, è di $J_0 = 1.191 \times 10^4 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$, quindi l'inerzia complessiva (dato che ci sono 4 cassettei rientrati e 8 fuoriusciti) è di

$$J_p = J_0 + 4 \cdot J_{\text{in}} + 8 \cdot J_{\text{out}} = 1.779 \times 10^4 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2 \quad [5-15]$$

Questo vale all'inizio e alla fine della rotazione del piattello. Durante la rotazione, all'istante t il cassetto in posizione θ_p ha un'inerzia data da

$$J_c(\theta) = J_{\text{bar}} + m_c \cdot (d + p_p(\theta))^2 \quad [5-16]$$

Allora l'inerzia complessiva del piattello, durante la rotazione, è di

$$J_p(\theta) = J_0 + 3 \cdot J_{\text{in}} + 7 \cdot J_{\text{out}} + J_{\text{bar}} + m_c \cdot \left[\left(d + p_p(\theta + 180^\circ) \right)^2 \right] \\ + J_{\text{bar}} + m_c \cdot \left[\left(d + p_p(\theta + 300^\circ) \right)^2 \right] \quad [5-17]$$

perché si hanno 3 cassettei rientrati, 7 fuoriusciti, uno che fuoriesce in stazione 1 e un altro che rientra in stazione 9 (tra i due cassettei che si spostano c'è uno

sfasamento di $30^\circ \cdot (9 - 1) = 240^\circ$). Si trova così l'andamento dell'inerzia del piattello, mostrata in *Figura 5-15*; qui l'angolo θ varia da 0 a 30° , perché di 30° ruota il piattello rispetto alla camma durante ciascun tratto di avanzamento (per il restante parte del tempo di ciclo il piattello è fermo e l'inerzia non varia).

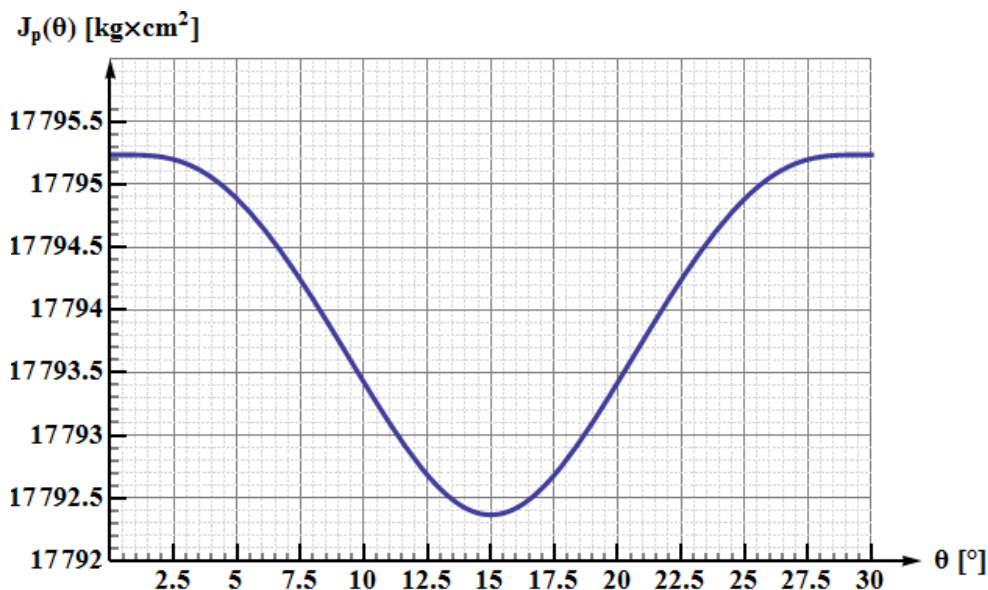


Figura 5-15: andamento dell'inerzia del piattello, durante la rotazione.

Come si vede, la variazione dell'inerzia è veramente molto contenuta rispetto al valore medio, pertanto si è deciso di considerare, nella precedente trattazione, il piattello come avente inerzia costante e pari al valore massimo.

Il calcolo della coppia d'inerzia al motore dovuta al piattello è allora fatto: si definisce in uno script Matlab la durata del ciclo e un numero di istanti in cui questa viene suddivisa e istante per istante si calcola $C_{tot,p}$. Come termine di paragone, si è anche fatto un modello in Mechanism del meccanismo del piattello, che fornisce la coppia all'albero a camme (che viene poi moltiplicata per τ_c per ottenere la coppia al motore). Risulta che la corrispondenza tra i modelli è pressoché perfetta, ignorando per ora l'effetto dei rendimenti (che verranno introdotti alla fine). Si veda *Figura 5-16*.

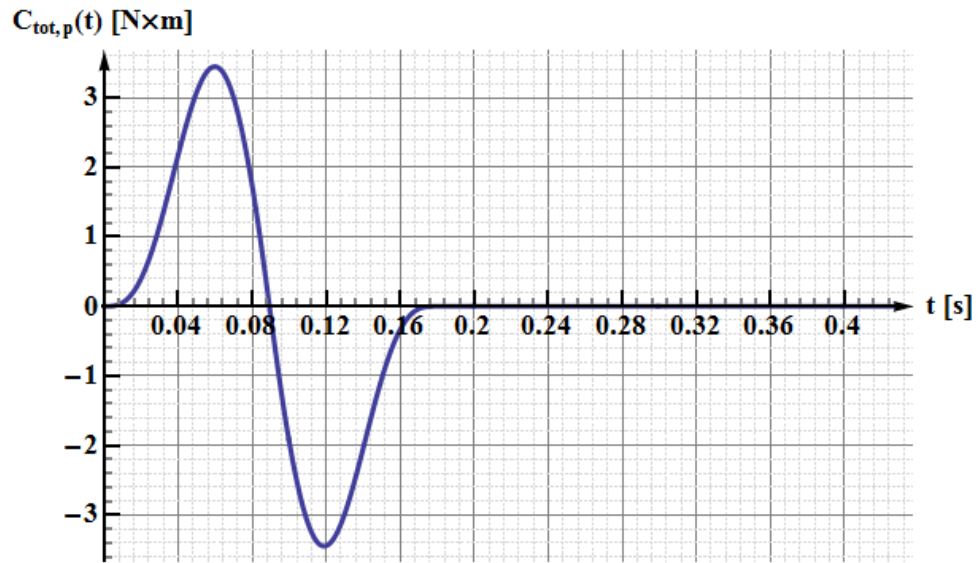


Figura 5-16: coppia d'inertza, ridotta al motore, di piattello e cassettei.

È da notare come la rilevante inerzia del piattello dia luogo a una coppia notevole che trascina il motore quando il piattello viene frenato (al termine della fase di alzata di ogni ciclo, quando questo ha ruotato di 30°); come si vedrà il termine di coppia del piattello è quello più rilevante, nell'asse master. L'effetto delle forze di inerzia sui cassettei è invece modesto.

Con lo script di simulazione si è anche controllata la correttezza del modello cinematico, ossia si è verificato che velocità e accelerazioni dei cassettei fossero effettivamente quelle trovate con Mechanism. La velocità si trova da

$$\frac{d}{dt} [p_p(\theta_c, \theta_0)] = \frac{dp_p}{d\theta_c} \cdot \frac{d\theta_c}{dt} = \tau_{p,tot} \cdot \omega_c = v_p \quad [5-18]$$

e così l'accelerazione

$$\frac{dv_p}{dt} = \frac{dv_p}{d\theta_c} \cdot \omega_c = \left(\frac{d\tau_{p,tot}}{d\theta_c} \cdot \omega_c \right) \cdot \omega_c = \alpha_{p,tot} \cdot \omega_c^2 = a_p \quad [5-19]$$

(assegnato come verso positivo quello verso l'interno del piattello). In *Figura 5-17* l'andamento dell'accelerazione a_p di un cassetto, come calcolato da Matlab; anche in questo caso i risultati sono stati validati tramite Mechanism.

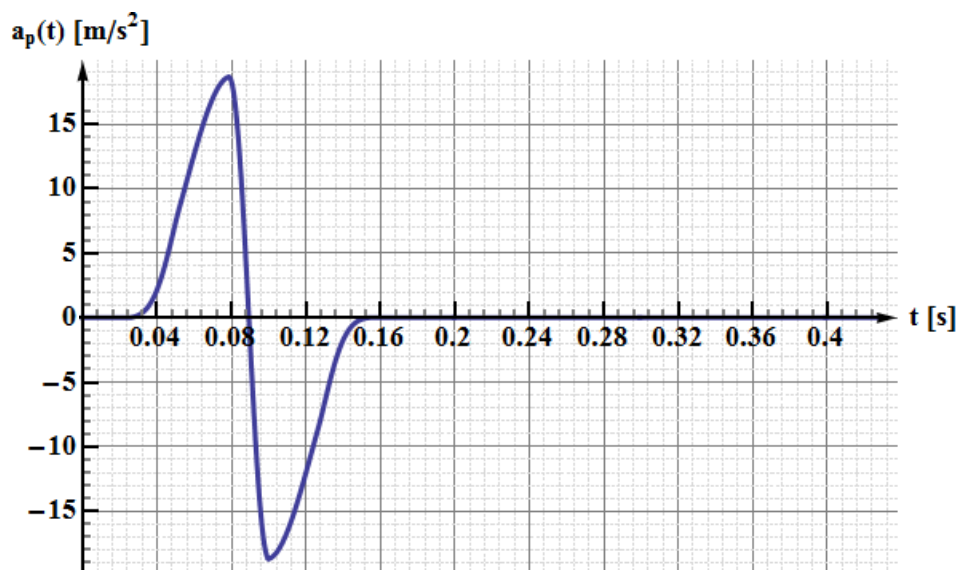


Figura 5-17: andamento dell'accelerazione del cassetto entrante, in un ciclo.

5.4 Il meccanismo di contrasto chiusura capsule

Il meccanismo comandato dalla camma gialla in *Figura 5-2* (contrasto della chiusura capsule, in stazione 10) è modellato con lo stesso metodo visto per il piattello. Anche qui si inizia con lo scrivere una funzione Matlab che calcola spostamento $p_g(\theta_c)$, rapporto di trasmissione $\tau_g(\theta_c)$ e sua derivata $\alpha_g(\theta_c)$. Si veda *Figura 5-18* per l'andamento della rotazione del bilanciere.

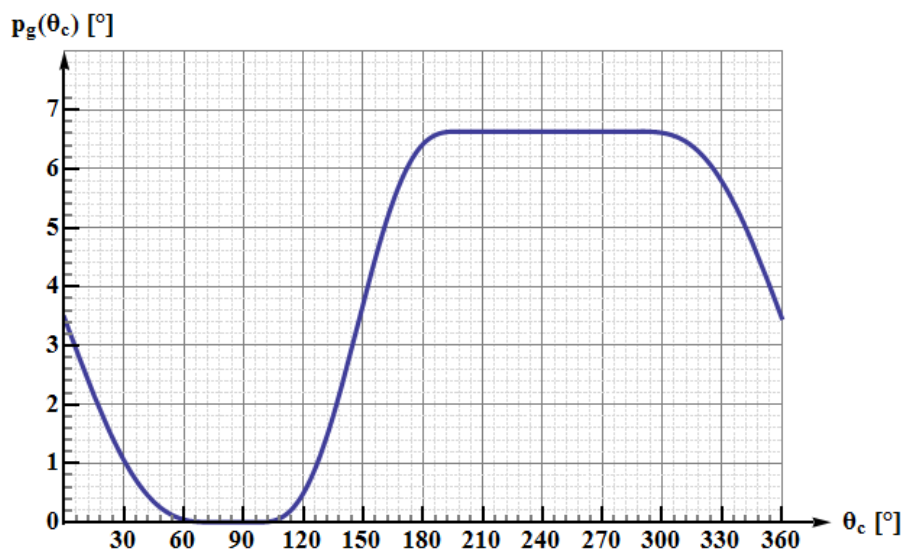


Figura 5-18: grafico della rotazione del bilanciere giallo di *Figura 5-2*.

5.4 . Il meccanismo di contrasto chiusura capsule

In questo caso la legge di moto è definita da due fasi di sosta, un'andata e un ritorno; queste ultime due sono definite da leggi di moto cicloidali (vedi [4-7]), aventi uguale alzata (visto che ovviamente sui 360° lo spostamento del bilanciere deve essere nullo), pari a 6.63° gradi di rotazione del bilanciere, ma diversa ampiezza (rispettivamente di 101° e 146.5°).

Il grafico di *Figura 5-18* tiene conto dello sfasamento di 75° tra lo zero camma e l'inizio della prima fase di sosta (tra 75° e 96.5°); in virtù di questo sfasamento, la fase di ritorno è divisa in due parti, quando viene riportata sui 360° . Bisogna anche osservare che nel grafico ascisse e ordinate sono in gradi; nella realtà, la funzione di Matlab per calcolare la legge di moto ha input e output (rotazione del movente e rotazione del cedente) in radianti e lo stesso vale per il rapporto di trasmissione e relativa derivata.

Durante un ciclo, il bilanciere giallo di *Figura 5-2* è soggetto a una coppia d'inerzia, che ridotta (con rapporto di trasmissione variabile) dà luogo a una coppia al motore $C_{m,g}$; questa coppia si ricava in maniera del tutto analoga a quanto visto per la coppia d'inerzia dovuta al piattello e ha pertanto un'espressione quasi identica; l'equazione [5-6] diventa

$$C_{m,g} = J_g \omega_c^2 \tau_c \tau_g \alpha_g \quad [5-20]$$

dove J_g è l'inerzia del bilanciere giallo, rispetto al suo asse di rotazione, ossia il contralbero in arancione in *Figura 5-3* (rispetto al quale il bilanciere è libero di ruotare); le altre variabili in [5-20] sono già state definite in precedenza.

Si aggiunge un altro termine di coppia al bilanciere, dato dal peso proprio del bilanciere stesso. Infatti, mentre la camma è quasi perfettamente bilanciata, il baricentro del bilanciere non ricade sull'asse di rotazione e questo dà luogo a una coppia (da considerare come coppia resistente esterna) che va a sua volta ridotta all'asse motore.

Bisogna però considerare come il baricentro ruoti insieme al bilanciere durante il ciclo, per cui la forza peso del bilanciere, data da $F_{g,b} = g \cdot m_{g,b}$

(dove $m_{g,b}$ è la massa del bilanciere e $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ l'accelerazione di gravità) ha un braccio variabile.

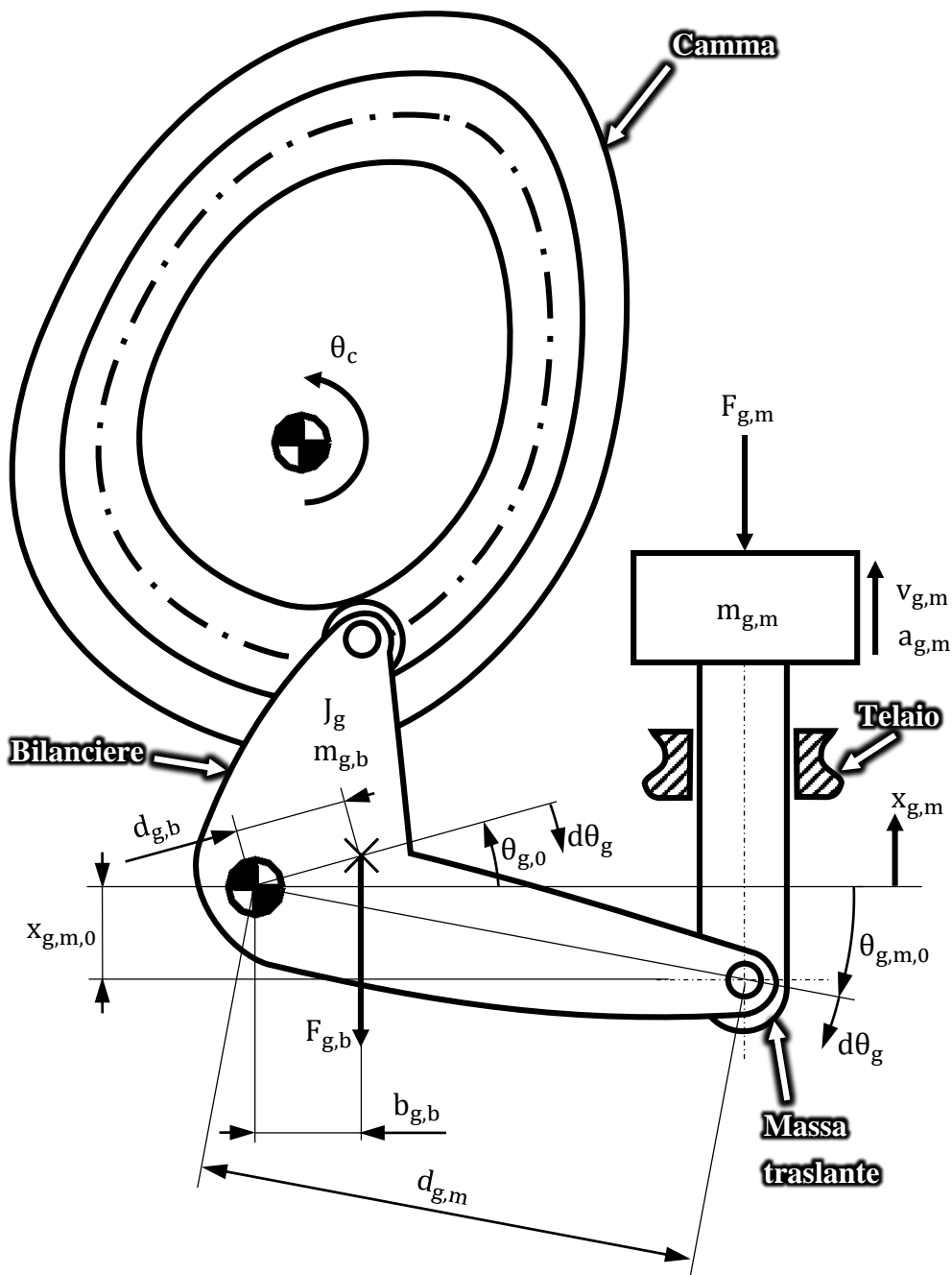


Figura 5-19: schema del meccanismo del comando contrasto chiusura. A rigore, il meccanismo illustrato sarebbe iperstatico; si ricordi però quanto detto nel paragrafo 5.2 sulle semplificazioni introdotte nel modello (la massa traslante è mostrata come collegata direttamente al bilanciere, ma in realtà i due elementi sono collegati con una biella che può ruotare leggermente).

5.4 . Il meccanismo di contrasto chiusura capsule

Con riferimento a *Figura 5-19*, sia $b_{g,b}$ il braccio (rispetto all'asse di rotazione del bilanciere) della forza peso $F_{g,b}$; detta $d_{g,b}$ la distanza tra il baricentro del bilanciere e l'asse, vale (nella posizione iniziale)

$$b_{g,b,0} = d_{g,b} \cos(\theta_{g,0}) \quad [5-21]$$

essendo $\theta_{g,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro del bilanciere. Quando la camma ha ruotato di un angolo θ_c , il bilanciere ha ruotato di $d\theta_g = p_g(\theta_c) - p_g(0)$ e la posizione angolare del baricentro è diventata

$$\theta_g = \theta_{g,0} - d\theta_g = \theta_{g,0} - [p_g(\theta_c) - p_g(0)] \quad [5-22]$$

La [5-21] diventa allora, nella posizione generica (tenendo conto della [5-22])

$$b_{g,b} = d_{g,b} \cos(\theta_g) = d_{g,b} \cos(\theta_{g,0} - [p_g(\theta_c) - p_g(0)]) \quad [5-23]$$

e la coppia data dalla forza peso del bilanciere, rispetto all'asse del contralbero, è

$$C_{g,b} = -F_{g,b} \cdot b_{g,b} = -g \cdot m_{g,b} \cdot d_{g,b} \cos(\theta_{g,0} - d\theta_g) \quad [5-24]$$

(il segno meno è per tenere conto dell'effettivo verso della coppia, avendo preso come positiva la coppia d'inerzia). Questo va però ridotto all'asse motore; per farlo si usa la [4-4] (anche in questo caso, ignoriamo, per ora, i rendimenti), visto che la coppia data dalla forza di gravità agisce come una coppia esterna. Definendo il rapporto di trasmissione complessivo tra asse motore e asse bilanciere come $\tau_{g,c}(\theta_c) = \tau_c \cdot \tau_g(\theta_c)$ si trova il contributo del peso del bilanciere alla coppia all'asse motore:

$$C_{g,b,m} = C_{g,b} \cdot \tau_{g,c}(\theta_c) = -[g \cdot m_{g,b} \cdot d_{g,b} \cos(\theta_g)] \cdot \tau_c \tau_g(\theta_c) \quad [5-25]$$

Oltre a quello del bilanciere, bisogna poi considerare l'effetto della massa traslante. Per farlo si calcola innanzitutto l'andamento dello spostamento verticale $x_{g,m}$ della massa stessa: prendendo come origine il centro di rotazione del bilanciere, si indica con $x_{g,m,0}$ la posizione verticale iniziale (rispetto all'origine appena definita) della testa della biella collegata al

bilanciere e con $d_{g,m}$ la distanza tra la testa di biella e l'origine; allora la posizione angolare iniziale è $\theta_{g,m,0} = -\arcsin\left(\frac{x_{g,m,0}}{d_{g,m}}\right)$. Quando la camma ha ruotato di un angolo θ_c la posizione angolare della testa di biella è

$$\theta_{g,m} = \theta_{g,m,0} + d\theta_g = \theta_{g,m,0} + [p_g(\theta_c) - p_g(0)] \quad [5-26]$$

e la posizione verticale della stessa è

$$x_{g,m}(\theta_c) = d_{g,m} \sin(\theta_{g,m}) = d_{g,m} \sin(\theta_{g,m,0} + p_g(\theta_c) - p_g(0)) \quad [5-27]$$

Il rapporto di trasmissione tra massa traslante e bilanciere è allora

$$\tau_{g,m}(\theta_c) = \frac{dx_{g,m}(\theta_c)}{d\theta_c} = d_{g,m} \cos(\theta_{g,m,0} + p_g(\theta_c) - p_g(0)) \cdot \tau_g(\theta_c) \quad [5-28]$$

applicando al solito la derivazione in catena; di qui poi

$$\begin{aligned} \alpha_{g,m}(\theta_c) &= \frac{d\tau_{g,m}(\theta_c)}{d\theta_c} \\ &= -d_{g,m} \sin(\theta_{g,m,0} + p_g(\theta_c) - p_g(0)) \cdot \tau_g(\theta_c) \cdot \tau_g(\theta_c) \\ &\quad + d_{g,m} \cos(\theta_{g,m,0} + p_g(\theta_c) - p_g(0)) \cdot \alpha_g(\theta_c) \\ &= d_{g,m} [\cos(\theta_{g,m}) \alpha_g(\theta_c) - \sin(\theta_{g,m}) \cdot \tau_g^2(\theta_c)] \end{aligned} \quad [5-29]$$

La coppia d'inerzia agente sulla massa traslante, ridotta all'asse motore, si ottiene sempre con la [5-20] ma introducendo le opportune modifiche; in particolare si sostituisce l'inerzia J_g con la massa traslante $m_{g,m}$, il rapporto di trasmissione variabile è $\tau_{g,m}$ e la relativa derivata $\alpha_{g,m}$. La coppia d'inerzia della massa traslante, ridotta al motore, è infine

$$C_{m,g,m} = m_{g,m} \omega_c^2 \tau_c \tau_{g,m} \alpha_{g,m} \quad [5-30]$$

Infine, bisogna anche considerare il peso proprio della massa traslante, che è introdotto come forza esterna agente sul meccanismo. La forza agente è $F_{g,m} = -g \cdot m_{g,m}$ e il rapporto di trasmissione complessivo tra camma e

5.4 . Il meccanismo di contrasto chiusura capsule

massa traslante $\tau_{g,m,tot} = \tau_{g,m}(\theta_c) \cdot \tau_c$, pertanto la coppia corrispondente, una volta ridotta all'asse motore, è di

$$C_{g,m} = F_{g,m} \cdot \tau_{g,m,tot} = -g \cdot m_{g,m} \cdot d_{g,m} \cos(\theta_{g,m}) \cdot \tau_{g,m}(\theta_c) \cdot \tau_c \quad [5-31]$$

In conclusione, per avere la coppia complessiva al motore dovuta al solo meccanismo di contrasto chiusura capsule, si mettono insieme le espressioni [5-20]-[5-25]-[5-30]-[5-31] ottenendo

$$C_{tot,g} = C_{m,g} + C_{g,b,m} + C_{m,g,m} + C_{g,m} \quad [5-32]$$

il cui grafico è mostrato in *Figura 5-20*.

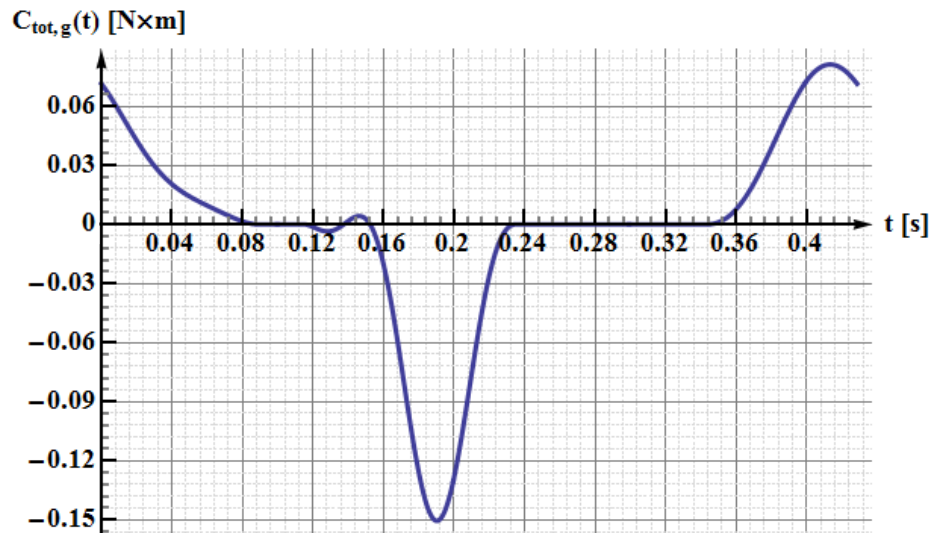


Figura 5-20: andamento della coppia ridotta al motore del meccanismo di contrasto chiusura capsule.

Come si nota, i valori massimi di coppia sono molto più contenuti rispetto a quanto visto in *Figura 5-16*, relativamente al piattello: d'altronde, qui i valori di masse e inerzie sono decisamente inferiori e non ci sono forze esterne a parte quelle di gravità. Comunque, anche questo termine di coppia sarà introdotto nella simulazione complessiva dell'asse master.

Sempre per validare il modello, si è fatta una simulazione in Mechanism per confrontare l'andamento delle coppie calcolato con Matlab con quello

ricavato dall'analisi multibody e anche in questo caso i risultati sono quelli previsti. In più, si è anche effettuata un'analisi cinematica, per verificare che spostamento, velocità e accelerazione della massa traslante fossero quelli previsti, onde garantire che il sistema riesca effettivamente a chiudere le capsule di farmaco; i risultati coincidono con quelli di Matlab, a ulteriore conferma della correttezza del modello cinematico. Le velocità e accelerazioni si ottengono in questo caso molto facilmente modificando le [5-18]-[5-19], sostituendo $x_{g,m}(\theta_c)$ all'interno dell'operatore di derivazione: la velocità è allora $v_g = \tau_{g,m} \cdot \omega_c$ e l'accelerazione $a_g = \alpha_{g,m} \cdot \omega_c^2$. L'andamento di quest'ultima è in *Figura 5-21*.

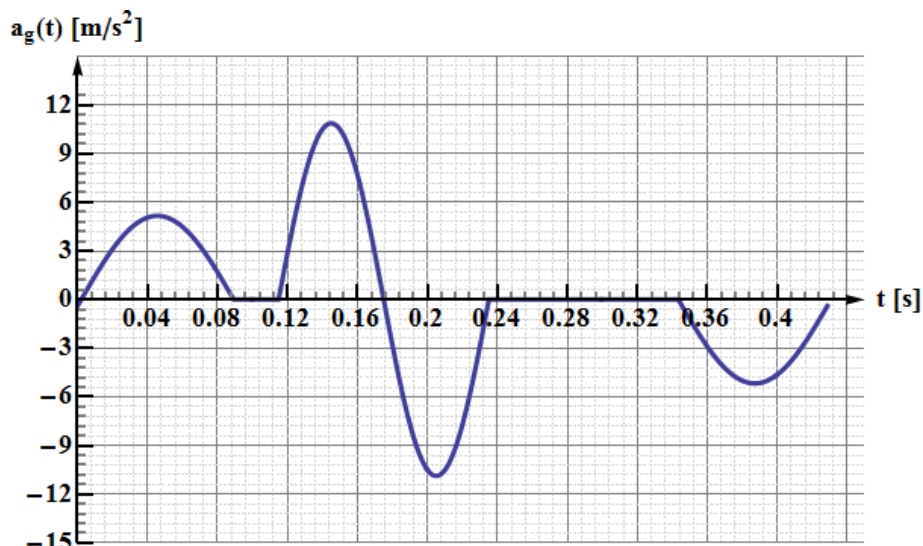


Figura 5-21: andamento dell'accelerazione della massa traslante del meccanismo di contrasto chiusura capsule, nell'arco di un ciclo.

5.5 Il meccanismo di comando spingitori

Il successivo gruppo analizzato all'interno dell'asse master è quello (indicato in verde in *Figura 5-3*) che comanda gli spingitori delle stazioni 9, 10, 11 e 12. Il sistema è analogo a quello del comando del contrasto chiusura capsule visto nel paragrafo precedente: una camma muove un bilanciere, che a sua volta è collegato a una biella che muove una massa traslante in verticale. Pertanto, le formule di calcolo sono del tutto analoghe a quelle viste in

precedenza, e saranno enunciate senza dimostrarle; lo script in Matlab è stato ottenuto semplicemente cambiando i parametri del modello prima descritto.

Rispetto al precedente paragrafo, sono necessarie solo due piccole precisazioni. Innanzitutto, anche in questo caso si è rilevato (attraverso il CAD) che il baricentro della camma collegata all'albero a camme è quasi esattamente sull'asse di rotazione, pertanto il peso della camma non dà luogo a un momento all'asse motore; al contrario, il bilanciere anche stavolta è sbilanciato, e la coppia dovuta al suo peso proprio andrà presa in considerazione.

L'altro aspetto che potrebbe non risultare immediato dal CAD di *Figura 5-3* è che in questo caso il bilanciere è scomposto in due pezzi, per motivi di ingombro (altrimenti i pezzi andrebbero in interferenza tra di loro). Qui, un braccio (in verde, più a destra in figura) porta la rotella che si impegna nel profilo della camma ed è rigidamente collegato al contralbero; al contralbero è poi collegato il secondo braccio, che è quello collegato allo spingitore che trasmette il moto alla massa traslante. Mentre nel meccanismo di contrasto chiusura il bilanciere era libero di ruotare (grazie a dei cuscinetti) rispetto al contralbero, qui il contralbero e i due bracci del bilanciere ruotano di conserva e dovranno essere quindi presi in considerazione congiuntamente.

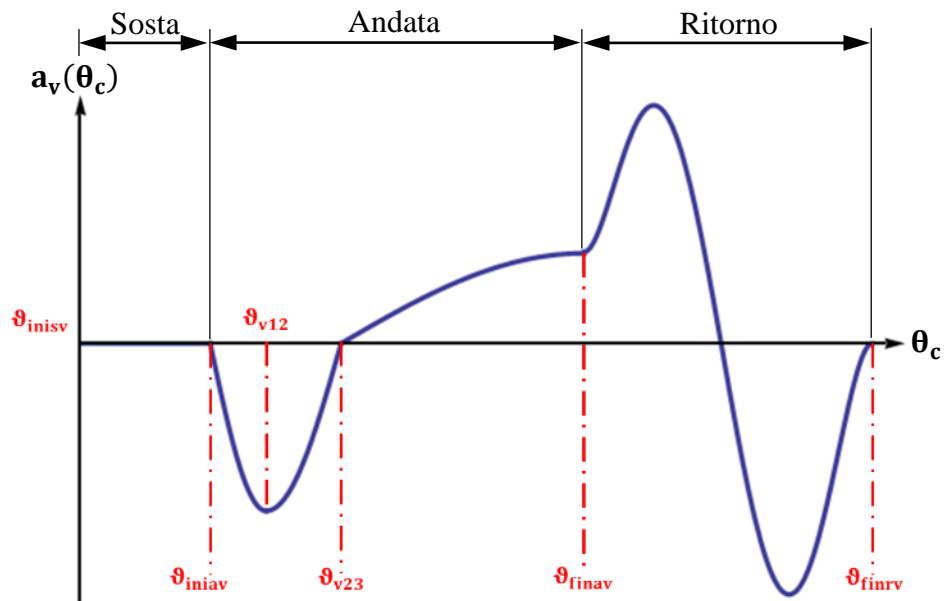


Figura 5-22: andamento dell'accelerazione del bilanciere verde.

Si inizia definendo in Matlab la legge di moto, che in questo caso è decisamente più complessa che nelle altre camme dell'asse master, per cui vale la pena approfondirla. Con riferimento a *Figura 5-22*, in questo caso la legge di moto è costituita da una fase di andata, da $\vartheta_{\text{iniav}} = 103^\circ$ a $\vartheta_{\text{finav}} = 273^\circ$, subito seguita una di ritorno, da ϑ_{finav} a ϑ_{finrv} (la fase di sosta, da $\vartheta_{\text{inisv}} = 44^\circ$ a ϑ_{iniav} , completa il ciclo sui 360° di ampiezza complessiva, essendo ϑ_{inisv} lo sfasamento dello zero camma).

L'andata è definita con una legge trapezia generalizzata (vedi pag. 43) avente un'alzata complessiva (cioè la rotazione del bilanciere) di 22.8° . Tale fase è definita da soli 3 tratti di senoide (rispettivamente $\vartheta_{\text{iniav}} - \vartheta_{\text{v12}}$, $\vartheta_{\text{v12}} - \vartheta_{\text{v23}}$ e $\vartheta_{\text{v23}} - \vartheta_{\text{finav}}$); questo si ottiene ponendo, nel grafico di *Figura 4-9*, $\delta_2 = \delta_4 = \delta_6 = \delta_7 = 0$ e $\delta_1 = 0.15$, $\delta_3 = 0.20$, $\delta_5 = 0.65$. La particolarità, rispetto alle leggi di moto solitamente usate, è che al termine della fase di andata la velocità e l'accelerazione non sono nulle (cosa che deriva dall'aver eliminato dei tratti), bensì pari rispettivamente a $v_{a,\text{fin}} = -1.05 \times 10^{-03}$ rad/s e $a_{a,\text{fin}} = 36.32$ rad/s.

Questo è rilevante anche per calcolare la legge di moto al ritorno dovendo ovviamente garantire la continuità non solo di spostamento e velocità (per evidenti motivi fisici), ma anche delle accelerazioni (diversamente si avrebbero degli urti, dannosi per il funzionamento della macchina). Inoltre, bisogna imporre che al termine della fase di ritorno lo spostamento sia nullo, perché ovviamente per una rotazione di 360° dell'albero a camme il bilanciere verde deve tornare nella posizione di partenza; così anche la velocità e l'accelerazione devono essere nulle al termine della fase di ritorno, per raccordarsi alla successiva fase di sosta. Questo si ottiene con una legge di moto poly-7, data dall'eq. [4-17], che consente anche di garantire la continuità del jerk.

Si può ora definire la funzione Matlab che calcola spostamento $p_v(\theta_c)$, rapporto di trasmissione $\tau_v(\theta_c)$ e sua derivata $\alpha_v(\theta_c)$; in *Figura 5-23*

l'andamento della rotazione del bilanciere verde, in funzione della rotazione θ_c dell'albero a camme.

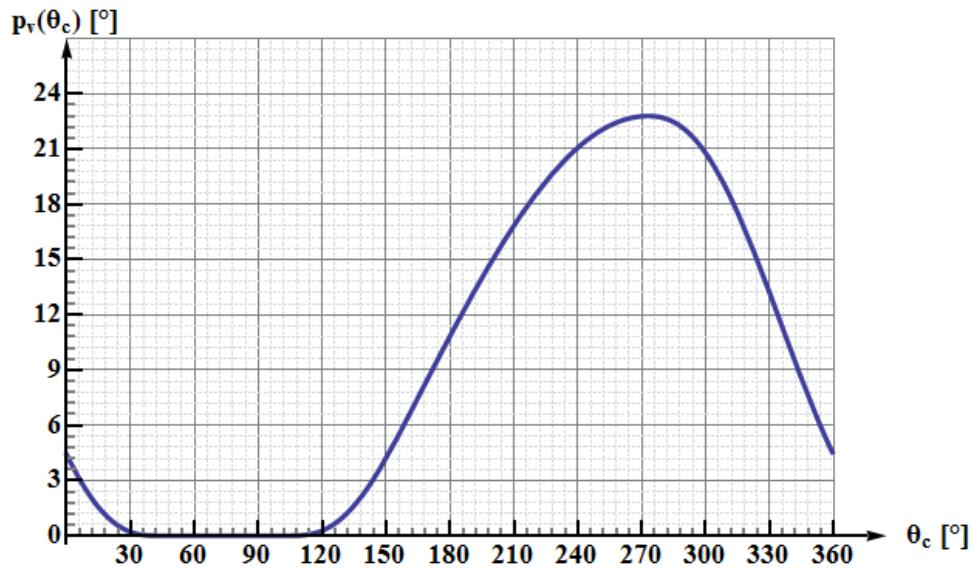


Figura 5-23: andamento della rotazione del bilanciere verde di Figura 5-3.

Le formule per il calcolo della coppia ridotta al motore sono, come detto, analoghe a quelle viste nel paragrafo precedente. Dunque la coppia d'inerzia ridotta dovuta al bilanciere verde è (analogamente all'eq. [5-20])

$$C_{m,v} = J_v \omega_c^2 \tau_c \tau_v \alpha_v \quad [5-33]$$

la coppia ridotta data dalla massa sbilanciata del bilanciere (vedi eq. [5-25])

$$C_{v,b,m} = -[g \cdot m_{v,b} \cdot d_{v,b} \cos(\theta_v)] \cdot \tau_c \tau_v(\theta_c) \quad [5-34]$$

la coppia ridotta dovuta alla forza d'inerzia sulla massa traslante (cfr. [5-30])

$$C_{m,v,m} = m_{v,m} \omega_c^2 \tau_c \tau_{v,m} \alpha_{v,m} \quad [5-35]$$

e infine la coppia ridotta data dal peso della massa traslante (come in eq. [5-31])

$$C_{v,m} = -g \cdot m_{v,m} \cdot d_{v,m} \cos(\theta_{v,m}) \cdot \tau_{v,m}(\theta_c) \cdot \tau_c \quad [5-36]$$

Le quantità aggiuntive (da ricavare tramite il modello al CAD) richieste per il calcolo delle [5-33]-[5-34]-[5-35]-[5-36], come ad esempio inerzia J_v e

massa $m_{v,b}$ del bilanciere, massa $m_{v,m}$ del gruppo traslante in verticale (oltre alle quantità geometriche che definiscono la posizione iniziale del sistema) sono definite come in precedenza. Per ottenere la coppia al motore complessiva si modifica la [5-37] introducendo i termini adeguati:

$$C_{tot,v} = C_{m,v} + C_{v,b,m} + C_{m,v,m} + C_{v,m} \quad [5-37]$$

Si ottiene infine l'andamento di coppia di *Figura 5-24*.

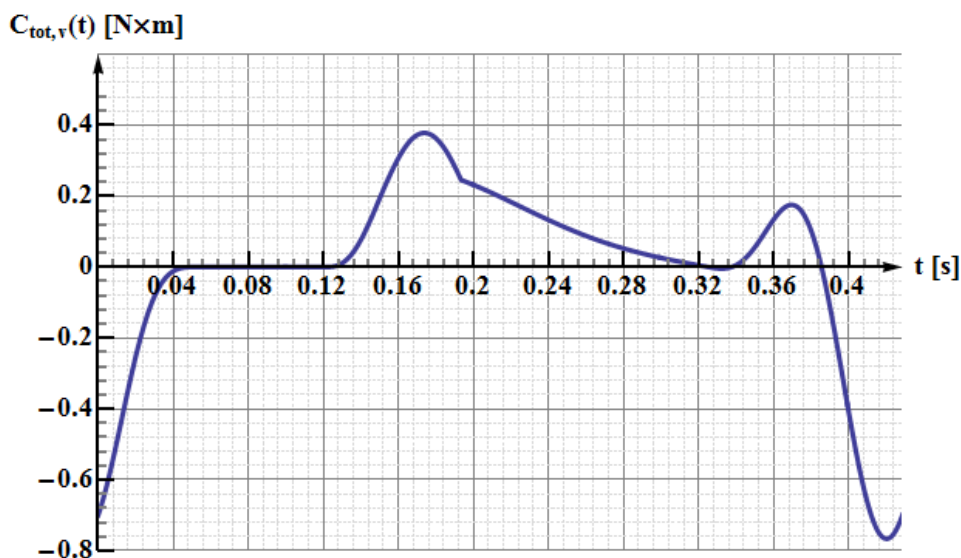


Figura 5-24: andamento della coppia data dal meccanismo comando spingitori, ridotta al motore, nell'arco di un ciclo.

Anche in questo caso si è fatto un modello cinematico e dinamico in Mechanism, per controllare la corrispondenza tra i risultati calcolati da Matlab e quelli del simulatore multibody, oltre che per verificare la corretta fasatura della camma. Di nuovo il modello risulta validato per quanto riguarda l'andamento della coppia; non si riportano i risultati dell'analisi cinematica sulla massa verticale, per brevità, ma anche queste risultano combaciare nei due modelli. A ogni modo le equazioni che danno l'andamento di spostamento, velocità e accelerazione sono le stesse viste nel par. 5.4 (cambiando gli opportuni parametri), essendo i due sistemi cinematicamente simili.

5.6 Il meccanismo di comando apertura capsule

La camma mostrata in rosa in *Figura 5-3* (a destra) lavora con due piste diverse, sui due lati. Con riferimento alla figura, a destra la camma muove una punteria (avente eccentricità nulla) che ha la funzione di portare gli spingitori, che sono cavi e collegati a un sistema di aspirazione per l'apertura delle capsule in stazione 1 (grazie alla forza di suzione i fondelli si separano dagli opercoli). A sinistra invece la camma comanda il bilanciere del meccanismo di alimentazione. All'atto pratico questo dà luogo alla stessa coppia al motore che si avrebbe se i due meccanismi fossero comandati da due camme distinte, quindi verranno studiati separatamente.

Anche in questo caso la legge di moto è piuttosto complessa e merita di essere brevemente descritta. Con riferimento alla *Figura 5-25*, si ha prima una fase di sosta (avente ampiezza di 60°), una di andata (di ampiezza 110°), una seconda sosta (ampia 20°) e infine il ritorno, che completa il ciclo sui 360° ; lo sfasamento rispetto allo zero camma è di 50° .

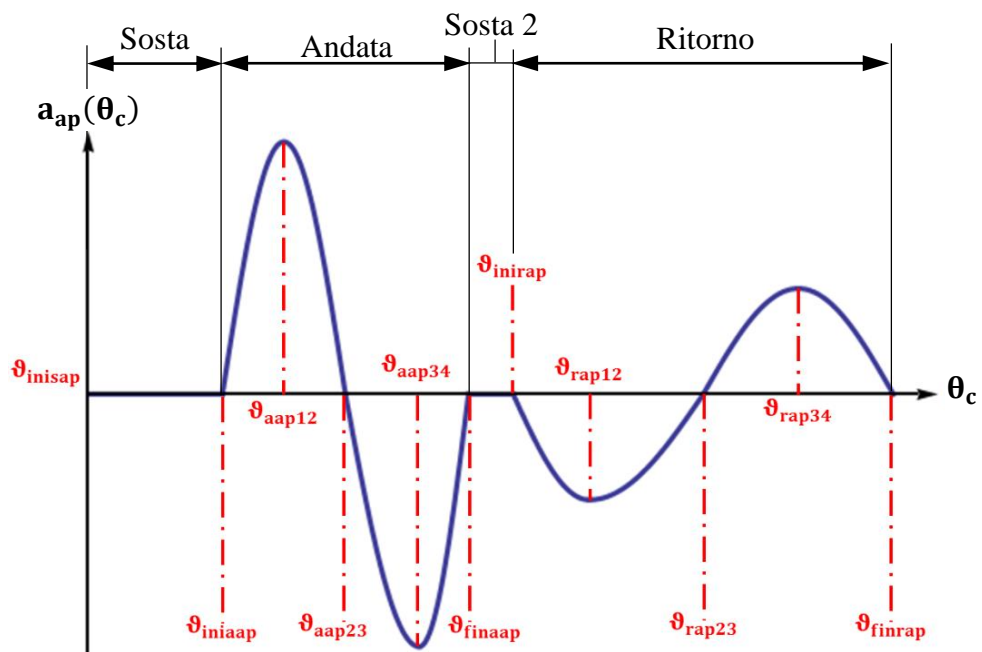


Figura 5-25: andamento indicativo dell'accelerazione della punteria comandata dalla camma in rosa.

Sia per l'andata che per il ritorno sono state usate leggi di moto trapezoidali generalizzate (vedi pag. 43), avendo posto $\delta_2 = \delta_4 = \delta_6 = 0$ (ossia lasciando solo le fasi con accelerazione data da un quarto di senoide). Per quanto riguarda i quattro tratti rimanenti, in andata si ha $\delta_1 = \delta_3 = 0.25$, $\delta_5 = 0.3$ e $\delta_7 = 0.2$; nel ritorno invece $\delta_1 = 0.2$, $\delta_3 = 0.3$ e $\delta_5 = \delta_7 = 0.25$. L'alzata è ovviamente la stessa all'andata e al ritorno ed è pari a 35 mm (si ricordi che il meccanismo è del tipo camma-punteria, quindi in questo caso lo spostamento ha unità di misura di lunghezza, poiché il cedente trasla). L'andamento dello spostamento $p_{ap}(\theta_c)$ della punteria, tenendo conto dello sfasamento, è in *Figura 5-26*. Come si vede in figura, lo sfasamento fa sì che la fase di ritorno risulti divisa in due, quando viene riportata sui 360° .

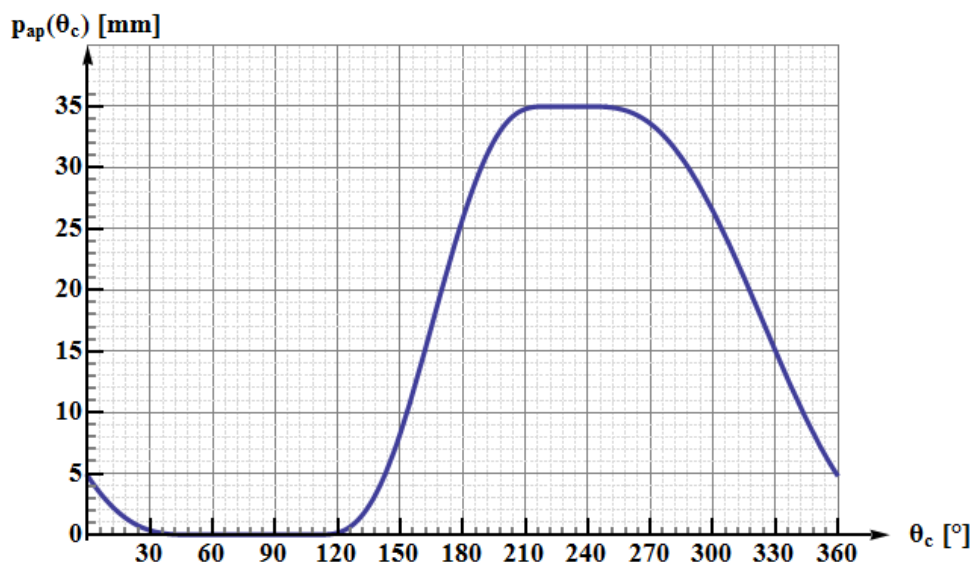


Figura 5-26: grafico dello spostamento lineare della punteria in stazione 1.

La funzione Matlab per il calcolo di $p_{ap}(\theta_c)$ fornisce anche l'andamento del rapporto di trasmissione $\tau_{ap}(\theta_c)$ tra camma e punteria e della relativa derivata $\alpha_{ap}(\theta_c)$; in questo caso l'unità di misura di τ_{ap} è in mm (e così α_{ap}), essendo il moto del cedente lineare, mentre in tutti gli altri casi tali grandezze erano adimensionali, essendo date dal rapporto di grandezze angolari, espresse in radianti.

5.6 . Il meccanismo di comando apertura capsule

A questo punto, per calcolare la coppia complessiva ridotta al motore dovuta al meccanismo di apertura capsule bisogna valutare i termini dovuti alla forza d'inerzia e alla forza di gravità che agiscono sulla massa traslante. Per il primo si ricorre alla [5-33], cambiando i parametri opportuni (ossia introducendo la massa traslante m_{ap} in luogo dell'inerzia rotante J_v e sostituendo il rapporto di trasmissione e la sua derivata).

Si ottiene così

$$C_{m,ap} = m_{ap} \omega_c^2 \tau_c \tau_{ap} \alpha_{ap} \quad [5-38]$$

mentre per l'effetto della forza peso, data da $F_{ap,m} = g \cdot m_{ap}$, si ricorre direttamente alla [4-4]:

$$C_{ap,m} = (g \cdot m_{ap}) \cdot \tau_c \tau_v(\theta_c) \quad [5-39]$$

e la coppia complessiva ridotta al motore risulta quindi:

$$C_{tot,ap} = C_{m,ap} + C_{ap,m} \quad [5-40]$$

L'andamento della coppia data dal meccanismo per l'apertura delle capsule è mostrato in *Figura 5-27*; come si vede le coppie sono piuttosto contenute.

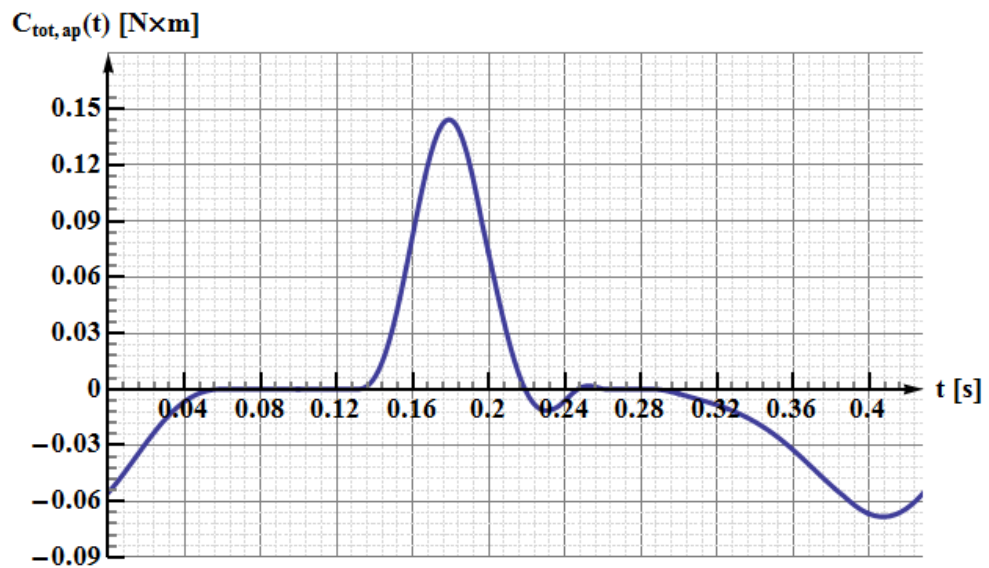


Figura 5-27: andamento della coppia ridotta al motore, data dal meccanismo di apertura.

5.7 Il meccanismo di alimentazione

Il meccanismo di alimentazione, succintamente illustrato in *Figura 5-4*, ha la funzione di orientare le capsule nella corretta posizione e di introdurle nei porta-capsule, svolgendo le funzioni richieste nella stazione 1. Anche questo meccanismo riceve il moto dal motore asincrono dell'asse master, tramite la stessa camma rosa che dà il moto al meccanismo di apertura capsule visto nel paragrafo precedente (la rotella qui però si impegna su una diversa pista, scavata sull'altro lato della stessa camma).

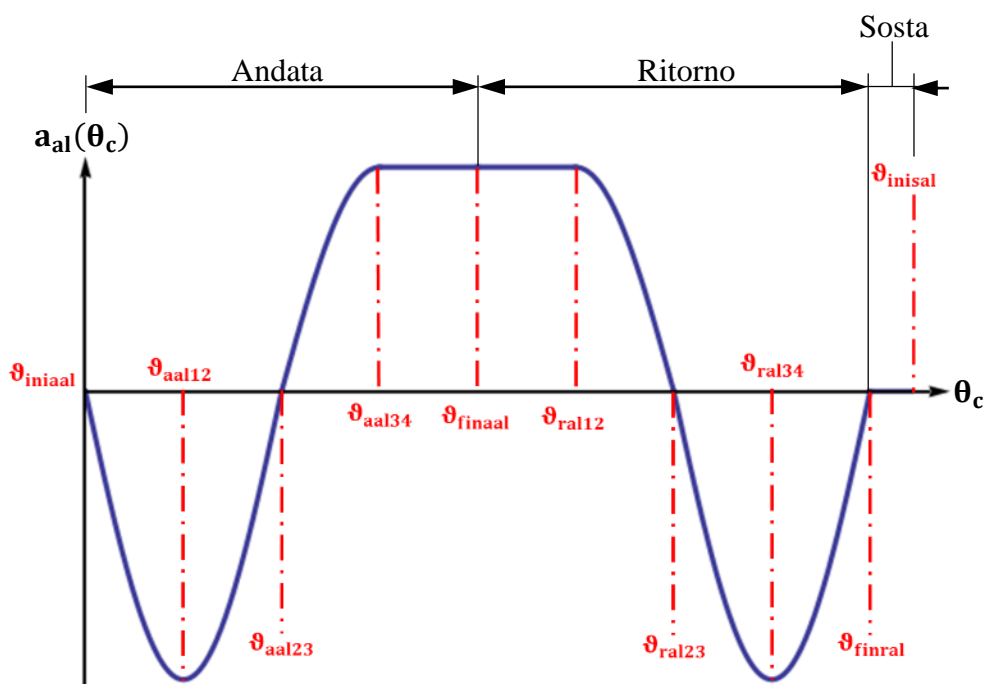


Figura 5-28: andamento dell'accelerazione del bilanciere che comanda il meccanismo di alimentazione, azionato dalla camma in rosa.

Con riferimento alla *Figura 5-28*, la legge di moto è definita da un tratto di alzata (di ampiezza pari a 171°) da θ_{iniaal} a θ_{finaal} , un tratto di ritorno (avente la stessa ampiezza di quello di andata) da θ_{finaal} a θ_{finral} e infine un tratto di sosta, fino a θ_{inisal} , che completa la legge di moto sui 360° ; lo sfasamento della legge di moto rispetto allo zero camma è di -70° .

Le leggi di moto usate nei tratti di andata e ritorno sono delle trapezie generalizzate (vedi pag. 43), definite da quattro tratti di uguale ampiezza: tre di essi hanno un profilo sinusoidale, mentre il quarto è ad accelerazione

costante. All'atto pratico (con riferimento a *Figura 4-9*) questa legge si ottiene ponendo $\delta_2 = \delta_4 = \delta_7 = 0$ e $\delta_1 = \delta_3 = \delta_5 = \delta_6 = 0.25$; l'alzata complessiva è di 21.5° . La fase di ritorno ha la stessa ampiezza dell'andata e anche la stessa alzata: di fatto la legge di moto è uguale e simmetrica nelle due fasi.

Anche in questo caso si è sviluppata una funzione Matlab per il calcolo dello spostamento $p_{al}(\theta_c)$ del bilanciante, insieme al rapporto di trasmissione $\tau_{al}(\theta_c)$ e alla derivata $\alpha_{al}(\theta_c)$, in funzione della rotazione θ_c dell'albero a camme. L'andamento della legge di moto del bilanciante, tenendo conto dello sfasamento, è illustrato in *Figura 5-29*.

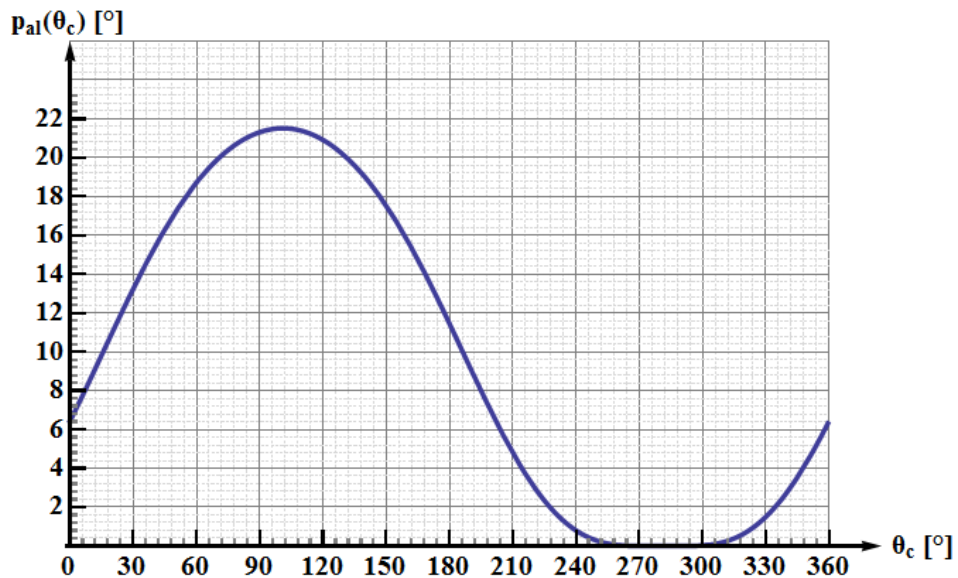


Figura 5-29: andamento della rotazione del bilanciante rosa di *Figura 5-4*.

Il meccanismo studiato è il più complesso tra quelli che prendono il moto dall'asse master, tuttavia lo schema di analisi già visto nei paragrafi 5.4 e 5.5 può essere adattato per questo caso.

Nel modello si è deciso di ignorare il gruppo di controllo della presenza capsule, che opera nella stazione 2. Infatti, questo controllo è opzionale e sono possibili due soluzioni: una, che è quella rappresentata in *Figura 5-4*, monta un gruppo di controllo mobile rigidamente collegato alla piastra di

alimentazione, mentre un'altra variante, più diffusa, prevede che il controllo sia eseguito da un gruppo fisso, che quindi non va considerato nel modello dell'asse master. Per questo motivo, è piuttosto infrequente, nelle macchine effettivamente messe in commercio, che il gruppo di controllo della presenza capsule sia effettivamente collegato al meccanismo di alimentazione ed è pertanto lecito ignorarne la presenza; del resto, se fosse necessario considerarlo per un'applicazione specifica, basterebbe modificare i parametri dello script Matlab di simulazione, aumentando il peso della massa traslante che si muove solidalmente alle guide verticali di *Figura 5-4*. I pesi di tale gruppo sono stati comunque rilevati e annotati, per possibili future modifiche allo script di simulazione.

Per il resto, il modello segue quanto visto in precedenza, con l'aggiunta però di nuovi termini di coppia. La coppia ridotta al motore, dovuta all'inerzia del bilanciere mosso dalla camma rosa, è data da (vedi [5-33])

$$C_{m,al} = J_{al} \omega_c^2 \tau_c \tau_{al} \alpha_{al} \quad [5-41]$$

quella dovuta al momento dato dal peso proprio del bilanciere (cfr. eq. [5-34])

$$C_{al,b,m} = -[g \cdot m_{al,b} \cdot d_{al,b} \cos(\theta_{al})] \cdot \tau_c \tau_{al}(\theta_c) \quad [5-42]$$

la coppia data dalle forze di inerzia sulla massa traslante (secondo la [5-35])

$$C_{m,al,m} = m_{al,m} \omega_c^2 \tau_c \tau_{al,m} \alpha_{al,m} \quad [5-43]$$

e la coppia data dalla forza di gravità agente sulla stessa massa, che si muove in direzione verticale, è (in analogia con la [5-36])

$$C_{al,m} = -g \cdot m_{al,m} \cdot d_{al,m} \cos(\theta_{al,m}) \cdot \tau_{al,m}(\theta_c) \cdot \tau_c \quad [5-44]$$

Tutti i parametri delle [5-41] - [5-42] - [5-43] - [5-44] sono definiti secondo i criteri visti nei paragrafi precedenti, essendo lo schema di funzionamento molto simile; la massa traslante in verticale $m_{al,m}$ include (vedi *Figura 5-4*)

le guide verticali, la biella rosa che le collega al secondo bilanciere (in viola) e il meccanismo di alimentazione.

In questo meccanismo si aggiunge però un secondo bilanciere: anche di esso bisognerà considerare la coppia d'inerzia e il momento dovuto al peso proprio.

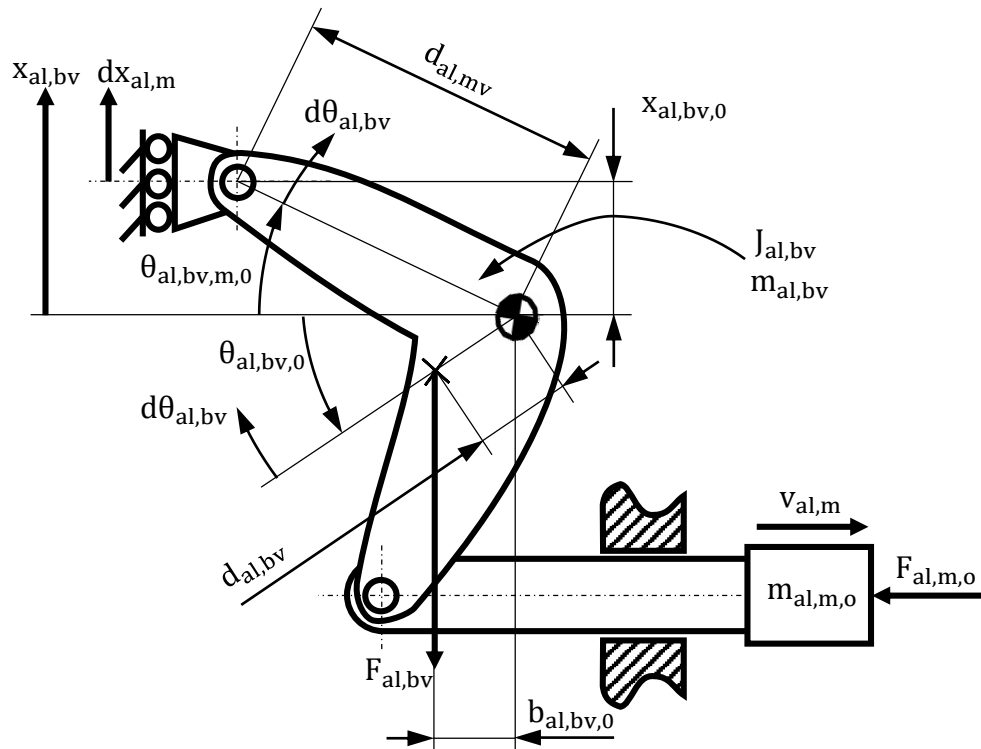


Figura 5-30: schema del meccanismo di alimentazione capsule. Le guide verticali (non rappresentate) si muovono a velocità $v_{al,m}$ e trasmettono il moto a un bilanciere (a sinistra), che a sua volta aziona la massa traslante in orizzontale (a destra), che si muove alla stessa velocità delle guide. Come in *Figura 5-19*, lo schema è semplificato, ossia non mostra alcune bielle (senza le quali il sistema appare iperstatico) che rientrano nelle masse traslanti.

Con riferimento a *Figura 5-30*, sia $x_{al,bv}$ lo spostamento verticale del bottone di manovella, che collega il bilanciere viola al gruppo delle masse traslanti in direzione verticale; la posizione iniziale sia identificata da $x_{al,bv,0}$.

Al generico angolo di rotazione θ_c dell'albero a camme, la massa traslante in verticale si trova nella posizione data da $x_{al,m}$, avendo preso come origine il centro di rotazione del bilanciere rosa (si confronti con *Figura 5-19*, relativa

Capitolo 5. L'asse master

al meccanismo del contrasto chiusura, cambiando gli opportuni pedici); la sua posizione iniziale è data da $x_{al,m,0}$. La massa traslante si è spostata allora di una quantità $dx_{al,m} = x_{al,m} - x_{al,m,0}$ in verticale; poiché è collegata al bilanciere viola, l'estremo di questo (a sinistra in *Figura 5-30*) si è spostato di un'uguale quantità. Allora la posizione del bottone di manovella del bilanciere viola, rispetto all'asse di rotazione dello stesso, è data da

$$x_{al,bv} = x_{al,bv,0} + dx_{al,m} = x_{al,bv,0} + (x_{al,m} - x_{al,m,0}) \quad [5-45]$$

Nella precedente, l'unico termine variabile, in dipendenza da θ_c , è $x_{al,m}$; per quanto visto nel par. 5.4 (vedi *Figura 5-19* ed eq. [5-27], cambiando i pedici), essa è data da

$$x_{al,m} = d_{al,m} \sin(\theta_{g,m}) \quad [5-46]$$

Se indichiamo con $d_{al,mv}$ la distanza tra il suddetto bottone e l'asse di rotazione e con $\theta_{al,bv,m}$ la posizione angolare del bottone rispetto all'orizzontale, deve anche valere

$$x_{al,bv} = d_{al,mv} \cdot \sin(\theta_{al,bv,m}) \quad [5-47]$$

In *Figura 5-30*, l'angolo $\theta_{al,bv,m}$ è dato dalla somma di $\theta_{al,bv,m,0}$ (la posizione iniziale del bilanciere) e di $d\theta_{al,bv}$ (di quanto il bilanciere è ruotato durante il ciclo), in formule

$$\theta_{al,bv,m} = \theta_{al,bv,m,0} + d\theta_{al,bv} \quad [5-48]$$

Mettendo insieme le [5-45] e [5-47] si ricava la posizione angolare $\theta_{al,bv,m}$:

$$\theta_{al,bv,m} = \sin^{-1} \left[\frac{x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0}}{d_{al,mv}} \right] \quad [5-49]$$

Derivando successivamente la [5-49] si ottiene dapprima il rapporto di trasmissione tra l'albero a camme dell'asse master e il bilanciere viola del

meccanismo di alimentazione. Nel seguito, si è introdotta la variabile ausiliaria $R = d_{al,mv}^2 - (x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0})^2$.

Il rapporto di trasmissione è allora:

$$\begin{aligned} \tau_{al,bv,m} &= \frac{d\theta_{al,bv,m}}{d\theta_c} & [5-50] \\ &= \left[1 - \left(\frac{x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0}}{d_{al,mv}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{d_{al,mv}} \frac{dx_{al,m}}{d\theta_c} \\ &= \frac{\tau_{al,m}}{\sqrt{d_{al,mv}^2 - (x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0})^2}} = \frac{\tau_{al,m}}{\sqrt{R}} \end{aligned}$$

Di qui, con qualche semplificazione, si ottiene la derivata del rapporto di trasmissione:

$$\begin{aligned} \alpha_{al,bv,m} &= \frac{d\tau_{al,bv,m}}{d\theta_c} = \frac{\alpha_{al,m} \cdot \sqrt{R} - \tau_{al,m} \cdot \frac{1}{2} R^{-1/2} \cdot \frac{dR}{d\theta_c}}{(\sqrt{R})^2} & [5-51] \\ &= \frac{\alpha_{al,m} \cdot R - \tau_{al,m} \cdot \frac{1}{2} \cdot [-2(x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0})] \cdot \tau_{al,m}}{R^{3/2}} = \\ &= \frac{\alpha_{al,m} \cdot R + (x_{al,bv,0} + x_{al,m} - x_{al,m,0})\tau_{al,m}^2}{R^{3/2}} \end{aligned}$$

Pertanto, in analogia con la [5-41], la coppia dovuta all'inerzia del bilanciere viola, in rotazione intorno al suo asse, è data da

$$C_{m,al,bv} = J_{al,bv} \omega_c^2 \tau_c \tau_{al,bv,m} \alpha_{al,bv,m} \quad [5-52]$$

essendo $J_{al,bv}$ l'inerzia del bilanciere rispetto all'asse di rotazione (gli altri termini sono già stati definiti in precedenza).

Bisogna poi introdurre l'effetto del peso proprio del bilanciere, dato da $F_{al,bv} = g \cdot m_{al,bv}$ (essendo naturalmente $m_{al,bv}$ la massa del bilanciere stesso). Facendo di nuovo riferimento alla *Figura 5-30*, si indica con $\theta_{al,bv,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro rispetto all'asse di rotazione e

con $d_{al,bv}$ la distanza tra baricentro e asse di rotazione. All'istante generico, il bilanciante ha ruotato di $d\theta_{al,bv} = \theta_{al,bv,m} - \theta_{al,bv,m,0}$ (per la [5-48]) e pertanto la posizione angolare del baricentro all'istante generico è data da

$$\theta_{al,bv} = \theta_{al,bv,0} - d\theta_{al,bv} = \theta_{al,bv,0} - (\theta_{al,bv,m} - \theta_{al,bv,m,0}) \quad [5-53]$$

dove il termine $\theta_{al,bv,m,0}$ si ottiene, per la [5-49], con

$$\theta_{al,bv,m,0} = \sin^{-1} \left[\frac{x_{al,bv,0}}{d_{al,mv}} \right] \quad [5-54]$$

(all'istante iniziale vale ovviamente $x_{al,m} = x_{al,m,0}$ e la [5-49] si semplifica nella [5-54]), mentre $\theta_{al,bv,m}$ è già noto tramite la [5-49]. A questo punto, nota la posizione del baricentro, è facile trovare il braccio $b_{al,bv}$ della forza $F_{al,bv}$ rispetto all'asse di rotazione; vale infatti

$$b_{al,bv} = d_{al,bv} \cos(\theta_{al,bv}) \quad [5-55]$$

e il braccio nella posizione iniziale (*Figura 5-30*) è dato da $b_{al,bv,0} = d_{al,bv} \cos(\theta_{al,bv,0})$. Pertanto, la coppia data dal peso proprio del bilanciante, agente sull'asse di rotazione del bilanciante stesso, si ricava da

$$C_{al,bv} = -F_{al,bv} \cdot b_{al,bv} = -g \cdot m_{al,bv} \cdot d_{al,bv} \cos(\theta_{al,bv}) \quad [5-56]$$

dove il segno meno serve per tenere conto dell'effettivo verso della coppia. Infine questa coppia va ridotta all'asse motore, secondo una formula analoga a quanto visto per la [5-42]

$$C_{al,bv,m} = -[g \cdot m_{al,bv} \cdot d_{al,bv} \cos(\theta_{al,bv})] \cdot \tau_c \tau_{al,bv,m} \quad [5-57]$$

tenendo conto dell'effettivo rapporto di riduzione tra bilanciante e albero a camme.

I termini $C_{m,al,bv}$ (di inerzia) e $C_{al,bv,m}$ (relativo al peso proprio) danno insieme l'effetto complessivo del bilanciante viola sulla coppia totale al

motore. Per concludere l'analisi del meccanismo di alimentazione capsule, bisogna infine introdurre un ultimo termine, relativo all'inerzia della piastra di selezione (in rosa in *Figura 5-4*) che trasla in direzione orizzontale. Per farlo, bisogna ricavare il rapporto di trasmissione tra questa massa traslante e l'albero a camme, oltre alla derivata di tale rapporto di trasmissione; equivalentemente, si può trovare la velocità e l'accelerazione della massa traslante stessa. Infatti, il rapporto di trasmissione è uguale alla velocità del cedente, a meno di un fattore di scala dato dalla velocità del movente (si veda infatti l'equazione [5-18]) e analogamente la derivata del rapporto di trasmissione è proporzionale all'accelerazione del membro finale della catena cinematica (cfr. [5-19]).

Ma, come si è già accennato nel paragrafo 5.2 (a pag. 57), la velocità di traslazione del piede della biella rosa più corta (visibile in *Figura 5-4* in alto a destra) che collega il bilanciere viola alla piastra di selezione è pari alla velocità di traslazione della testa dello spingitore rosa che trasmette il moto alle guide verticali. Riassumendo, si può pertanto dire che le due masse traslanti, una in verticale (ossia la massa $m_{al,m}$ di guide e meccanismo di alimentazione) e una in orizzontale (la piastra di selezione) si muovono alla stessa velocità e con la stessa accelerazione; l'andamento della velocità è stato mostrato in *Figura 5-9*.

L'equivalenza delle due velocità, verticale e orizzontale, è stata confermata con una simulazione (puramente cinematica) in ProE/Mechanism del meccanismo, ma a questo punto può essere dimostrata riconsiderando lo schema di *Figura 5-30*, che per chiarezza è stato ripetuto in *Figura 5-31*.

I bracci del bilanciere viola sono ad angolo retto tra di loro, pertanto, come si intuisce dalla figura, la posizione angolare iniziale della massa traslante in verticale (a sinistra) e di quella che trasla in orizzontale (a destra) è sempre $\theta_{al,bv,m,0}$ e così la posizione all'istante generico è per entrambe $\theta_{al,bv,m}$.

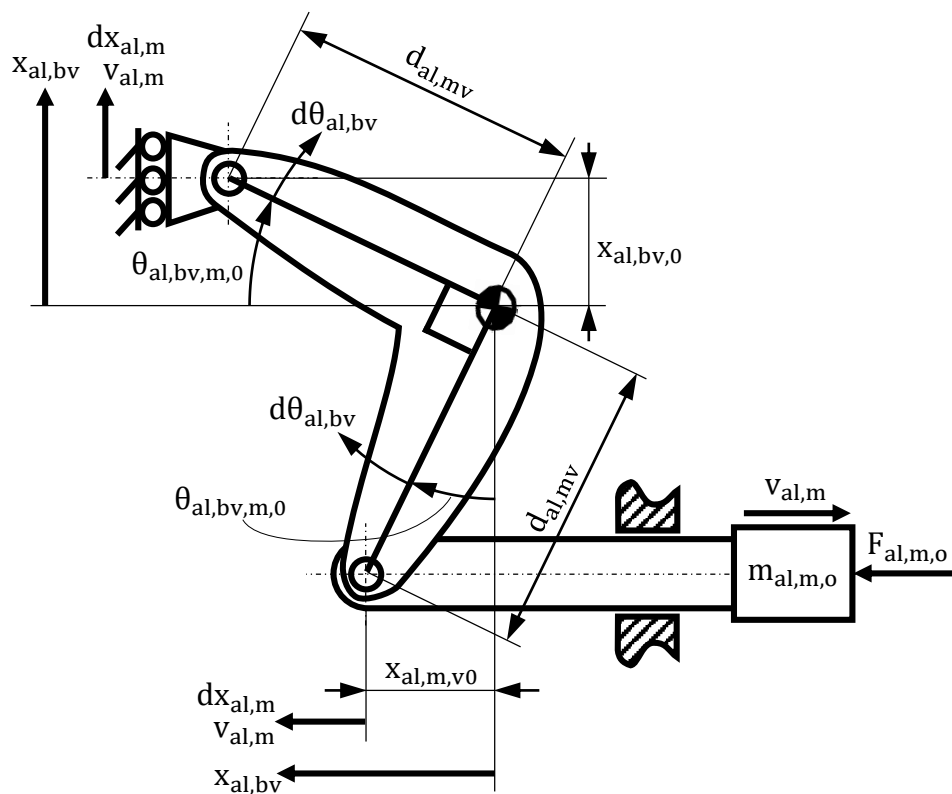


Figura 5-31: schema del meccanismo di alimentazione capsule.

I bracci hanno la stessa lunghezza $d_{al,bv}$ e ovviamente ruotano di un'uguale quantità $d\theta_{al,bv}$: dunque la massa che si muove in orizzontale ha una posizione data da

$$x_{al,bv} = d_{al,mv} \cdot \sin(\theta_{al,bv,m}) = d_{al,mv} \cdot \sin(\theta_{al,bv,m,0} + d\theta_{al,bv}) \quad [5-58]$$

esattamente come la massa che trasla in verticale; pertanto anche le loro velocità e accelerazioni saranno le stesse.

In virtù di quanto sopra, la formula per calcolare la coppia al motore dovuta all'inerzia data dalle masse traslanti in orizzontale è data semplicemente dalla [5-43], sostituendo a $m_{al,m}$ (massa di guide verticali e meccanismo di alimentazione) la massa $m_{al,m,o}$ della piastra di selezione:

$$C_{m,al,m,o} = m_{al,m,o} \omega_c^2 \tau_c \tau_{al,m} \alpha_{al,m} \quad [5-59]$$

Non c'è invece un corrispettivo della [5-44] (termine relativo al peso proprio della massa che si sposta in verticale) perché il peso proprio della piastra di selezione si scarica, come è evidente, direttamente sul telaio, e non dà luogo a coppia all'asse motore.

Riassumendo quanto visto sinora, la coppia complessiva, ridotta all'asse motore, dovuta al meccanismo di alimentazione è data dai contributi delle [5-41], [5-42], [5-43], [5-44], [5-52], [5-57] e [5-59]:

$$C_{\text{tot,al}} = C_{\text{m,al}} + C_{\text{al,b,m}} + C_{\text{m,al,m}} + C_{\text{al,m}} + C_{\text{m,al,bv}} + C_{\text{al,bv,m}} + C_{\text{m,al,m,o}} \quad [5-60]$$

L'andamento della coppia così calcolata è riportato in *Figura 5-32*.

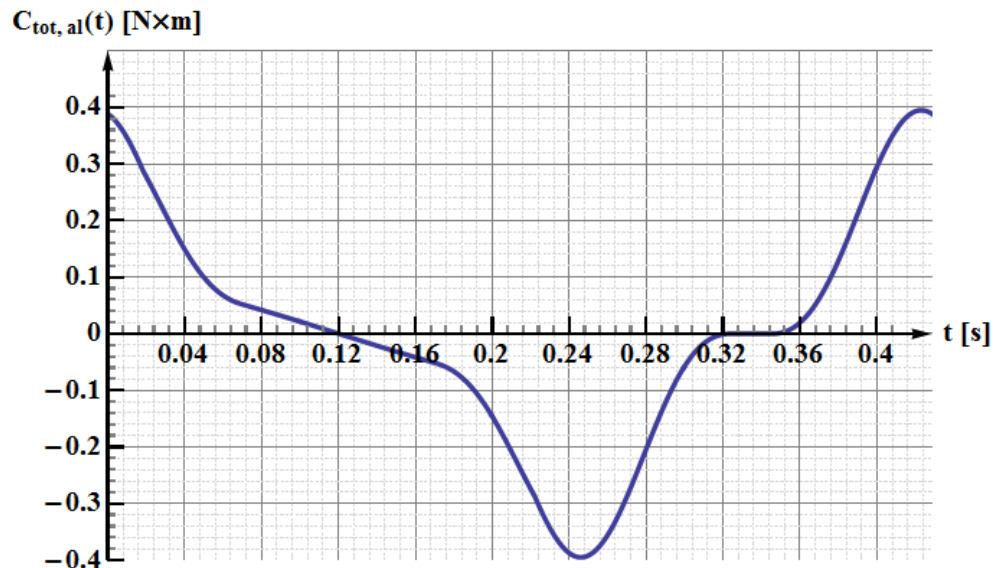


Figura 5-32: andamento della coppia ridotta al motore data dal meccanismo di alimentazione.

Come per i meccanismi precedentemente illustrati, i valori calcolati tramite Matlab sono stati confrontati con quelli ottenuti da una simulazione in Mechanism. I risultati sono stati positivi, in quanto i due modelli anche in questo caso coincidono.

Si è anche fatta una simulazione cinematica, per controllare, tra le altre cose, che gli andamenti di velocità e accelerazione angolari del bilanciere viola fossero effettivamente quelli previsti dai calcoli, ossia rispettivamente

$v_{al,bv,m} = \tau_{al,bv,m} \cdot \omega_c$ e $a_{al,bv,m} = \alpha_{al,bv,m} \cdot \omega_c^2$ (formule analoghe a quelle già viste per gli altri meccanismi).

Si riporta in *Figura 5-33* l'andamento dell'accelerazione del bilanciore viola.

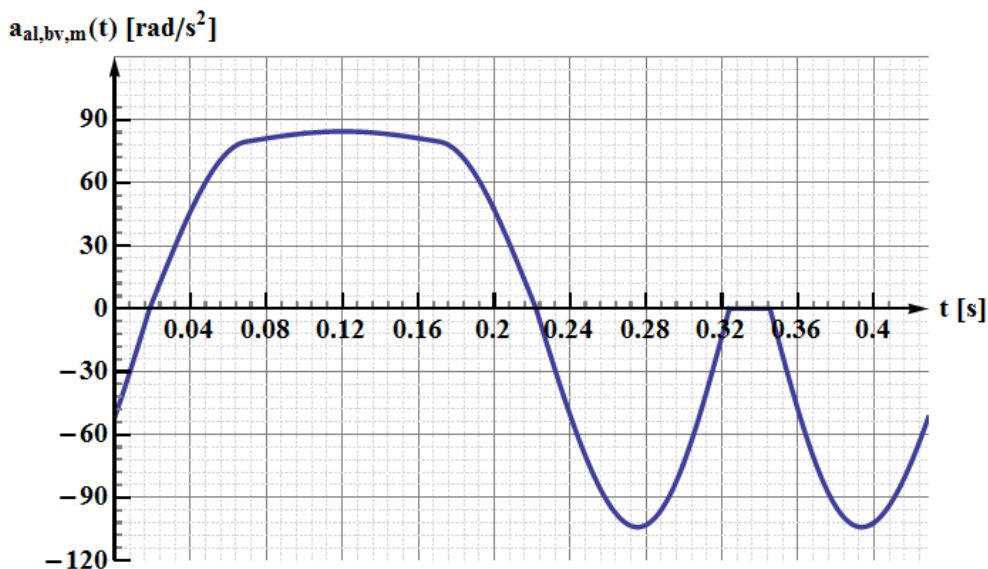


Figura 5-33: andamento dell'accelerazione angolare del bilanciore viola.

5.8 Conclusioni sull'asse master

Dopo l'analisi dei vari meccanismi collegati all'albero a camme dell'asse master, si riassumono i vari script di simulazione in un unico file, per poi confrontarli con i dati sperimentali rilevati dall'inverter dell'Adapta 100. Su questi dati risulta opportuno spendere qualche parola di spiegazione.

Come detto, l'asse master è movimentato da un motore asincrono azionato da un inverter, che lavora in anello aperto; l'asse è anche collegato a un encoder, che però non manda il segnale di posizione all'inverter, bensì ai gruppi di dosaggio della macchina (ossia gli assi slave), che dall'encoder ricevono la fasatura. I dati dell'encoder in termini di posizione angolare dell'albero a camme dell'asse master (*Figura 5-34*) mostrano che la velocità di rotazione è all'incirca costante, come già accennato nel paragrafo 5.2 (vedi *Figura 5-7* e relativa spiegazione a pag. 55); le variazioni sono infatti dell'ordine del 2%.

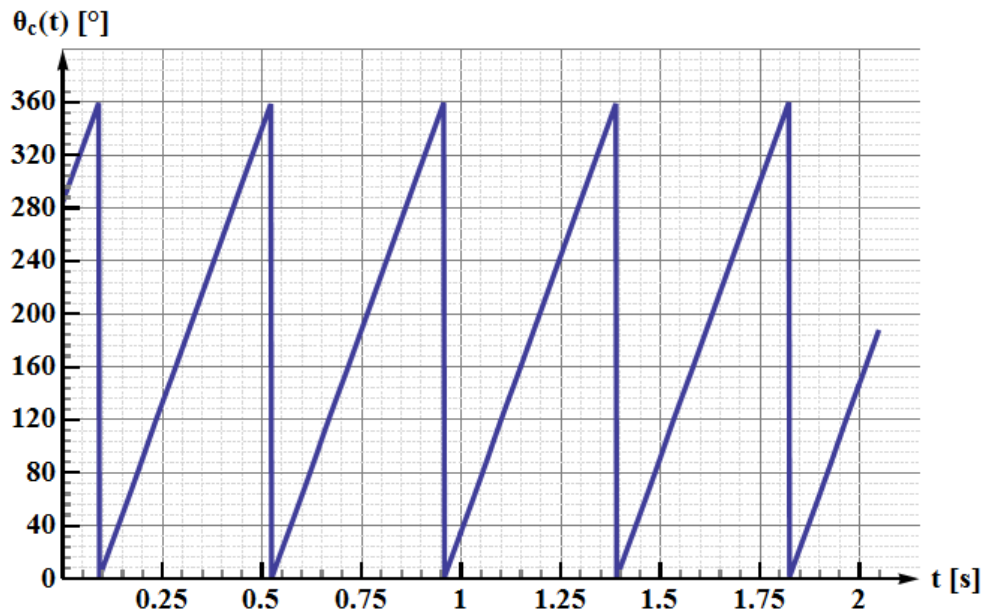


Figura 5-34: andamento della posizione angolare dell'albero a camme, in funzione del tempo (su più cicli), come rilevata dall'encoder. Si vede che la velocità di rotazione è costante o quasi.

Questi dati dell'encoder, quindi, vanno a confermare ulteriormente le ipotesi sulle quali si è basata la modellazione.

La velocità al motore è fornita dall'inverter Lenze (l'andamento si vede in *Figura 5-7*); come si è detto, lo scorrimento rimane sempre positivo, e così anche la coppia al motore, per effetto del controllo dell'inverter. L'inverter fornisce anche l'andamento di coppia al motore, stimato secondo algoritmi interni; solitamente la coppia si ricava moltiplicando la corrente per una costante (intorno a 1.4), ossia si suppone che ci sia un rapporto di proporzionalità semplice tra coppia e corrente, ma questo inverter utilizza un modello più raffinato. Questo si è potuto verificare perché tra i dati disponibili c'è anche l'andamento della corrente, che è stato misurato con un amperometro anziché stimato.

L'andamento di coppia previsto al motore, secondo i modelli dinamici descritti nei paragrafi precedenti, si ottiene sommando le coppie date da tutti i meccanismi collegati all'asse master, ossia le coppie date dal piattello ($C_{tot,p}$, dall'eq. [5-12]), dal contrasto chiusura ($C_{tot,g}$, da [5-32]), dal comando

degli spingitori ($C_{tot,v}$, dato dalla [5-37]), dal comando dell'apertura ($C_{tot,ap}$, dalla [5-40]) e dal meccanismo di alimentazione ($C_{tot,al}$, dalla [5-60]).

Oltre a questi termini di coppia bisogna anche introdurre quello dovuto alla massa sbilanciata dell'albero a camme stesso: se infatti le camme ad esso collegate sono bilanciate, lo stesso non si può dire della puleggia con cui è collegato al motore, e questo dà luogo a una coppia (seppur piccola). Il metodo è quello già visto relativamente alla massa sbilanciata dei bilancieri dei vari meccanismi collegati all'albero a camme: in analogia con la [5-42], si scrive

$$C_{alb,m} = -[g \cdot m_{alb} \cdot d_{alb,m} \cos(\theta_c + \theta_{c,0})] \cdot \tau_c \quad [5-61]$$

dove m_{alb} è la massa dell'albero, $d_{alb,m}$ la distanza del suo baricentro dall'asse di rotazione e $\theta_{c,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro stesso, rispetto all'orizzontale (θ_c è come sempre la rotazione dell'albero). Siccome l'albero a camme è direttamente collegato alla trasmissione cinghia-puleggia, si introduce un solo rapporto di trasmissione, ossia τ_c , che include il rapporto di trasmissione della cinghia e quello del riduttore. L'andamento di questa coppia, come è evidente dall'espressione, è una semplice senoide, e pertanto non ne viene riportato il grafico.

La coppia complessiva al motore, prevista con questo modello semplificato che ignora gli attriti, si ottiene da

$$C_{tot} = C_{tot,p} + C_{tot,g} + C_{tot,v} + C_{tot,ap} + C_{tot,al} + C_{alb,m} \quad [5-62]$$

Come già detto, il termine di gran lunga prevalente risulta essere quello relativo al piattello ($C_{tot,p}$), in ragione della sua notevole inerzia; il secondo elemento più significativo (in termini del massimo valore assoluto della coppia) è quello dato dal meccanismo di alimentazione ($C_{tot,al}$), mentre gli altri meccanismi danno luogo a coppie molto piccole (ma che comunque sono state introdotte, anche perché il loro effetto complessivo risulta comunque riconoscibile nelle simulazioni in Mechanism). La coppia così calcolata C_{tot}

è stata confrontata con i risultati di una simulazione in Mechanism dell'intero asse master: come era lecito aspettarsi, i valori combaciano.

A questo punto diventa necessario introdurre gli attriti dei vari elementi dell'asse master; come detto ciò viene fatto inserendo dei valori di rendimento sulle varie trasmissioni. Gli unici componenti di cui sono noti con esattezza i valori del rendimento (tramite la consultazione dei cataloghi) sono il riduttore Rossi, che ha un rendimento $\eta_{rid} = 0.96$, e il collegamento cinghia-puleggia, il cui rendimento η_{pul} è compreso da catalogo tra 0.92 e 0.98, in funzione di come è tenuta la cinghia; supponendo che la lubrificazione sia buona e la macchina da poco installata, si è preso il valore di rendimento massimo. Questi valori di rendimento, parecchio alti per una trasmissione a cinghia, sono dovuti al fatto che si è utilizzata una cinghia dentata, che non striscia sulle pulegge, e all'elevata flessibilità della cinghia stessa, che dà luogo a basse perdite per isteresi del materiale e limitata generazione di calore.

Per quanto riguarda i vari meccanismi collegati all'asse master, non sono disponibili dati certi. Si è deciso di introdurre dei rendimenti stimati solo sui meccanismi di alimentazione e del piattello, visto che, come detto, sono quelli che danno il contributo di coppia principale; in entrambi i casi si sono presi valori di rendimento uguali in moto diretto e in moto retrogrado, in mancanza di dati più precisi.

Per l'alimentazione, onde tenere conto della presenza di raschiatori (sulle guide verticali e sull'alberino che trasmette il moto alla piastra di selezione), oltre che della complessità della catena cinematica (che avendo molti componenti avrà anche molte perdite, in corrispondenza di ciascun elemento di trasmissione) si è preso un valore di rendimento basso, intorno a 0.5. Per il piattello invece si è preso un rendimento di 0.95, secondo valori indicativi per gli intermittenti di questo tipo forniti da (Heisler, 2002). In ogni caso questi valori sono parametri facilmente modificabili all'interno dello script Matlab e potranno venire rivisti in seguito, se dovessero diventare disponibili nuovi dati a riguardo.

Introdurre i rendimenti a questo punto è immediato: basta implementare le equazioni [4-4] e [4-5] (rispettivamente, per moto diretto e retrogrado) nello script Matlab. Per stabilire se il moto è diretto o retrogrado, si vede se la coppia (non ridotta al motore) è maggiore o minore di zero. Allora si introduce il rendimento tra meccanismo di alimentazione e albero a camme (e così tra piattello e albero a camme), tenendo conto dell'effettivo flusso di potenza, per calcolare la coppia complessiva all'albero stesso; poi si introduce il rendimento complessivo $\eta_c = \eta_{rid} \cdot \eta_{pul}$ della trasmissione tra albero a camme e motore, anche qui considerando separatamente i casi di moto diretto e retrogrado. La coppia C_{tot} calcolata con la [5-64] diventa così $C_{tot,\eta}$, di cui non si riporta l'espressione, essendo molto complessa (perché definita con delle condizioni sul segno dei termini presenti).

L'effetto dei rendimenti, come è noto, è quello di aumentare le coppie al motore durante la fase di moto diretto (la coppia viene divisa per $\eta < 1$) e di ridurle durante la fase di moto retrogrado (la coppia viene moltiplicata per $\eta < 1$), ossia di aumentare il consumo di potenza assorbita dal motore (quando questo consuma energia elettrica) e di ridurre quella che ad esso torna indietro quando lavora da generatore, in definitiva dando luogo a un consumo netto positivo di energia. Se i rendimenti fossero tutti unitari, infatti, essendo le uniche forze esterne agenti (e cioè le forze peso) conservative, si avrebbe che il bilancio energetico al motore sarebbe nullo, ossia l'energia cinetica accumulata dalle masse e inerzie del meccanismo torna al valore iniziale alla fine del ciclo (ignorando ovviamente i transitori di funzionamento). L'effetto dei rendimenti, tuttavia, chiaramente non cambia il segno della coppia al motore.

Il problema, come si capisce dai grafici con l'andamento dei vari termini di coppia (si vedano i precedenti paragrafi), è che ciascuno degli addendi della [5-62] diventa negativo per qualche tratto del ciclo, e dunque la coppia $C_{tot,\eta}$ diventa anch'essa negativa, pure considerando i rendimenti. In particolare, quando il piattello “frena” (ossia al termine della fase di avanzamento del

piattello, quando la velocità di rotazione dello stesso torna a zero) si ha una notevole energia cinetica che dal piattello torna al motore, che “sente” così un carico negativo: si è pertanto in condizioni di moto retrogrado.

Tuttavia, come detto, la coppia misurata $C_{m,eff}$ dall'inverter Lenze risulta essere sempre positiva. In particolare, confrontando i dati della coppia calcolata contro quella misurata, risulta che l'andamento è simile nei due casi, ma con un offset costante: pare cioè che sia presente un ulteriore termine di coppia resistente che fa sì che la coppia motrice rimanga sempre positiva.

Questo si è spiegato considerando i notevoli attriti che agiscono sugli elementi collegati a valle del motore: oltre alla coppia data dalla ventola del motore stesso (che è autoventilato), è particolarmente importante considerare la rilevante coppia di attrito data dall'albero a camme, che è montato su dei cuscinetti obliqui a sfere con montaggio a X e fortemente precaricati. All'atto pratico, si è introdotta nel modello in Matlab una coppia costante C_{attr} applicata all'albero a camme che tenga conto di questi fattori: essa è stata calcolata in modo tale che la potenza media assorbita dal motore in un ciclo (come risulta dai dati dell'inverter) e quella calcolata dal modello siano approssimativamente le stesse. La potenza media misurata è data da

$$P_{eff} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} C_{m,eff} \cdot \omega_{m,eff} dt \quad [5-63]$$

dove $C_{m,eff}$ e $\omega_{m,eff}$ sono misurate dall'inverter; all'atto pratico, essendo le misure effettuate a intervalli di tempo discreti, l'integrale [5-63] viene calcolato con una sommatoria. La potenza media che si ottiene dalla simulazione è data invece, per quanto detto, da

$$P_{calc} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} (C_{tot,\eta} + C_{attr}) \omega_m dt = C_{attr} \omega_m + \frac{\omega_m}{t_c} \int_0^{t_c} C_{tot,\eta} dt \quad [5-64]$$

(l'integrale si semplifica perché ω_m e C_{attr} sono supposte costanti).

Capitolo 5. L'asse master

Uguagliando allora la [5-63] e la [5-64] si ottiene il valore da attribuire a C_{attr} , pari a circa 3.6 N, valore alto ma ragionevole in considerazione degli attriti presenti.

A questo punto si possono confrontare i dati della simulazione con quelli sperimentali rilevati sull'Adapta 100; bisogna però descrivere brevemente come sono stati raccolti e trattati i dati sperimentali.

I dati di seguito studiati sono relativi alla produttività massima, ossia le 100.000 capsule all'ora di targa, e senza capsule in lavorazione, vale a dire senza forze esterne dovute al prodotto: questo corrisponde alle ipotesi del modello che si è fin qui illustrato. In realtà, durante il periodo passato in azienda si è svolta una campagna di prove sperimentali completa, facendo variare la velocità di funzionamento dell'inverter (in modo da valutare l'effetto di lavorare a velocità più basse di quella massima prevista) e introducendo le capsule vuote nel dispositivo di alimentazione; quest'ultima variante in particolare sarà interessante per futuri studi, qualora si volesse prendere in considerazione l'effetto in termini di coppia dovuto alla chiusura delle capsule con i meccanismi comandati dall'asse master.

Si è anche provato a forzare il controllo della macchina in modo da farla lavorare in regolazione V/f (ovviamente a velocità minori di quella massima), per vedere l'effetto di un diverso sistema di controllo. Per motivi di tempo non è stato possibile adattare il modello per controllare l'effetto delle suddette modifiche sui parametri di interesse nella simulazione (velocità di rotazione e coppia all'albero motore) ma i dati rimangono disponibili per futuri studi.

Per quanto riguarda il trattamento dei dati, si nota come è stato necessario renderli periodici. I dati rilevati, infatti, sono stati ottenuti mandando la macchina a regime e registrando i valori di coppia stimati a partire da un istante di tempo stabilito dall'operatore e per circa 5 secondi, in modo da avere più cicli da poter misurare. L'andamento di coppia che si ottiene, come previsto, è quasi periodico (di periodo t_c), ma non perfettamente, per le

inevitabili imprecisioni di misura (si ricordi che la coppia è stimata, con un algoritmo non noto al momento di stesura di questa tesi) e per altri effetti secondari.

Lo script Matlab realizzato, invece, lavora su un solo ciclo di funzionamento, pertanto risulta necessario riportare i dati misurati (relativi a più cicli) a un solo ciclo, di durata t_c . A complicare le cose interviene il fatto che t_c non è un multiplo intero dell'intervallo di campionamento Δt (dove $\Delta t = 1/f = 10$ ms essendo f la frequenza di campionamento dell'inverter) quindi non è possibile riportare il segnale semplicemente spostandolo nel tempo di un multiplo del tempo di ciclo.

Per questo motivo si è sviluppato uno script Matlab che renda periodico il segnale di coppia senza introdurre eccessive distorsioni. La descrizione completa di tale script esula dalle finalità di questa tesi; se ne dà perciò solo una succinta giustificazione teorica.

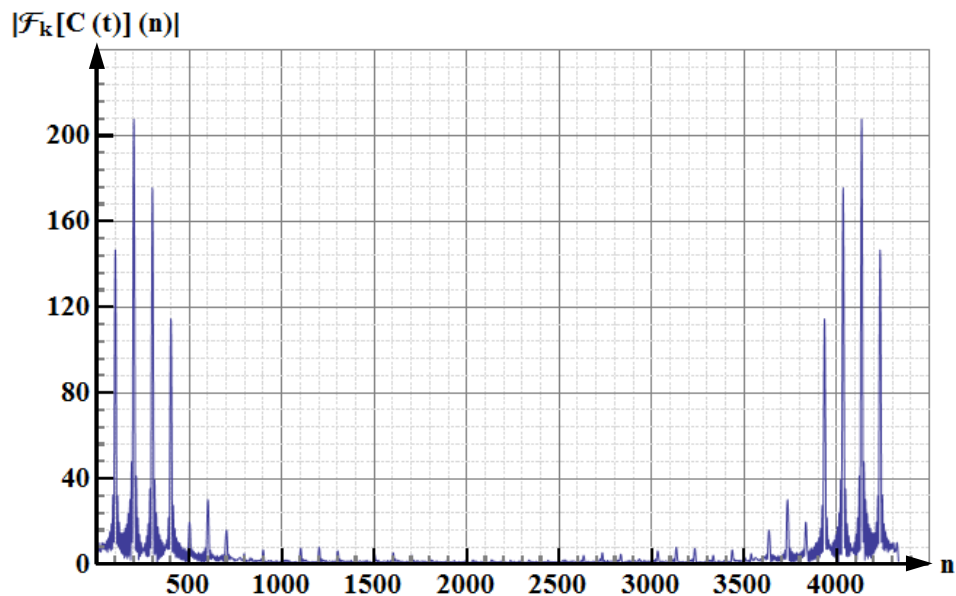


Figura 5-35: andamento della trasformata discreta di Fourier (in valore assoluto) del segnale di coppia, in funzione di n (numero della ennesima armonica). I picchi corrispondono a frequenze prossime a quella di ciclo.

Il programma, dopo aver calcolato la trasformata discreta di Fourier del segnale (con l'algoritmo FFT) prende solamente i termini della trasformata

relativi a frequenze prossime a un multiplo della frequenza effettiva di funzionamento della macchina, data da $1/t_c$, e poi calcola l'antitrasformata di questi soli termini, in modo da rendere il segnale rigorosamente periodico e con la periodicità prevista. Poiché il segnale è già quasi periodico, i termini da prendere corrispondono a dei picchi della trasformata (vedi *Figura 5-35*) e pertanto la distorsione introdotta è molto contenuta (vedi *Figura 5-36*).

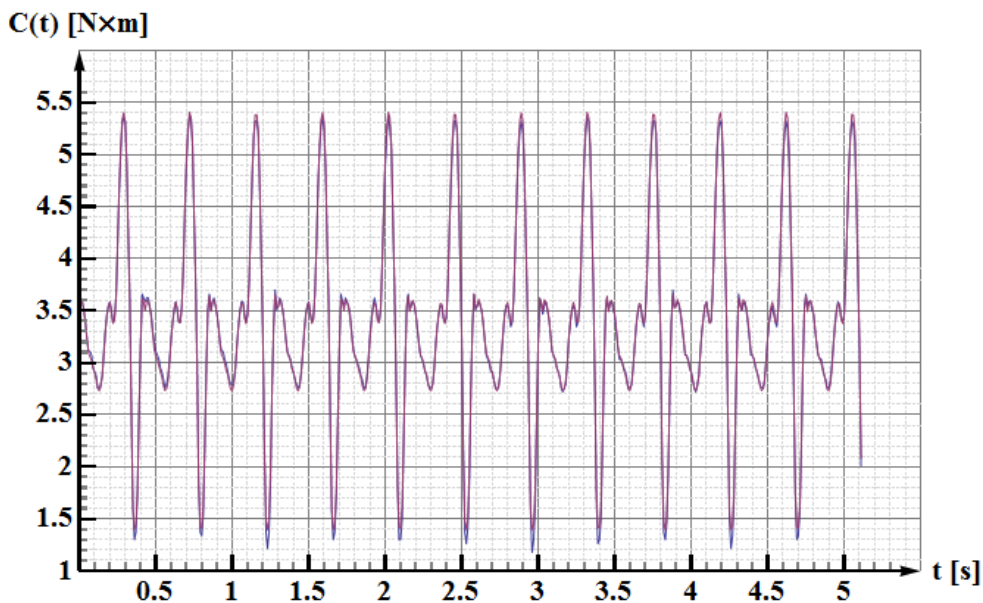


Figura 5-36: confronto tra l'andamento di coppia originale (in blu) e quello periodicizzato (in viola); i due grafici sono pressoché sovrapponibili.

Una volta reso periodico l'andamento di coppia, si può confrontarlo con i valori calcolati da Matlab, all'interno di uno o più periodi, in modo da valutare la bontà della corrispondenza dei dati. I risultati del suddetto confronto nell'arco di due periodi sono riportati in *Figura 5-37*. Come si vede, la corrispondenza è ragionevolmente buona, ma rimangono delle differenze nei due andamenti.

Tali differenze sono spiegabili con diversi fattori: innanzitutto, il formato usato durante le prove era lo 0L (vedi *Figura 4-3*), mentre lo script di simulazione (per esplicita decisione aziendale) considera i dati relativi al formato 5. In ogni caso, questo aspetto potrebbe essere affrontato in

successive analisi modificando i parametri del modello, andando cioè a rilevare i valori di masse e inerzie per i componenti a formato relativi alle capsule di tipo 0L. Inoltre, come detto, ci sono gli inevitabili problemi dati dalla modellazione di attriti. In ogni caso, il modello risulta essere ragionevolmente fedele alla realtà sperimentale.

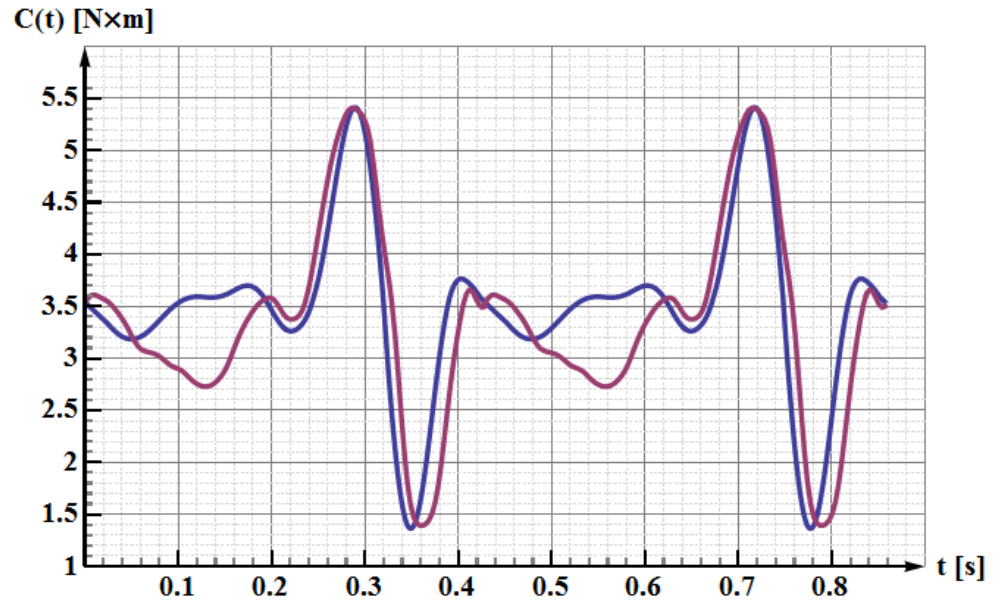


Figura 5-37: andamento della coppia come rilevata dal motore (linea in viola) e di quella calcolata dal modello dell'asse master (linea blu), su due cicli completi della macchina. La corrispondenza è accettabile.

6 Il gruppo polvere

6.1 Funzionamento dei meccanismi

Dopo l'analisi dell'asse master vista nei precedenti capitoli, si passa a studiare il gruppo polvere. Per una visualizzazione schematica di tale gruppo, in vista frontale, si veda *Figura 6-1*.

Il gruppo è movimentato da un servomotore brushless Yaskawa da 1.3 kW, mentre il motore asincrono dell'asse master è da 2.2 kW, in ragione delle maggiori inerzie collegate. Anche la coppia nominale è minore rispetto all'asse master, con $8.34 \text{ N} \cdot \text{m}$ per il brushless contro $15.11 \text{ N} \cdot \text{m}$ per l'asincrono.

Oltre al brushless principale di comando del gruppo polvere sono presenti altri due motori più piccoli, sempre della stessa tipologia, a loro volta collegati a riduttori; questi si trovano in basso, nel meccanismo di autoregolazione del dosaggio, e in alto, nel meccanismo di autoregolazione della compressione.

Questi due motori hanno un assorbimento di potenza estremamente ridotto: infatti non devono erogare coppia in maniera continuativa, ma entrano in funzione solo quando i sistemi di controllo del peso installati a valle del gruppo di dosaggio rilevano una variazione della quantità di prodotto dosata oltre i limiti previsti dalle specifiche. In tal caso, i due motori regolano la quantità di prodotto dosato, spostando leggermente in verticale la torretta di dosaggio e il martello di compressione.

I meccanismi di autoregolazione saranno spiegati meglio nel seguito (specialmente quello di dosaggio, perché rientrerà in parte nel modello) ma è chiaro che la loro influenza sull'assorbimento di potenza è molto ridotta;

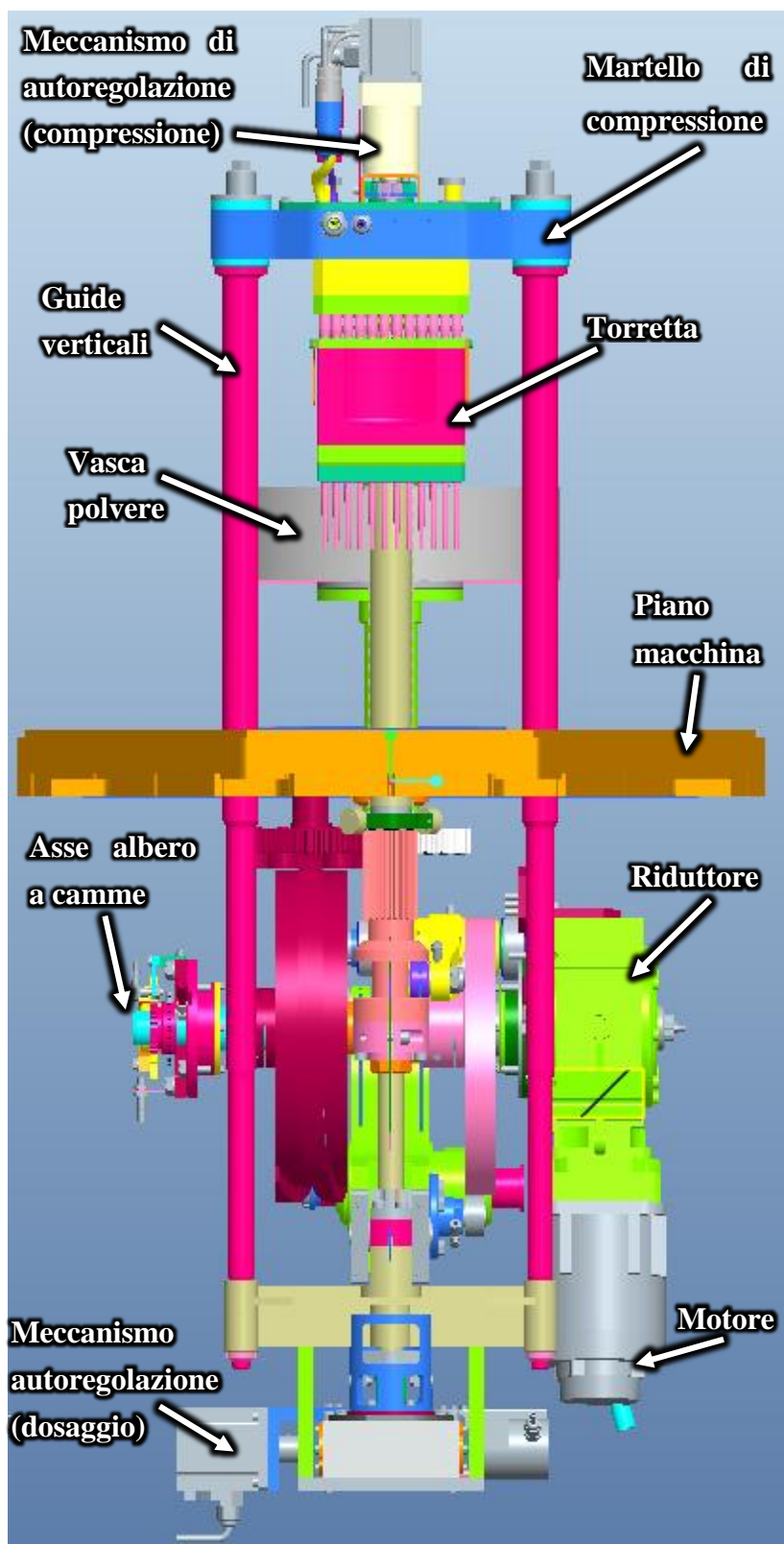


Figura 6-1: vista frontale del gruppo polvere dell'Adapta. Sono mostrati solo i componenti che entreranno a far parte del modello complessivo. La piastra del piano macchina va ad allinearsi con quella del basamento (in blu in Figura 5-3); la vasca polvere si trova dietro alle guide, dal lato opposto del piattello.

pertanto si riterrà, nella trattazione successiva, che i due motori suddetti non entrino in funzione, ossia che l'autoregolazione non intervenga e i parametri di dosaggio e compressione rimangano costanti nel ciclo.

L'utilizzo di brushless in generale presenta i seguenti vantaggi, rispetto all'uso di motori asincroni classici:

- sono più compatti e leggeri, ossia forniscono maggiori coppie nominali e potenze nominali, a parità di pesi o di ingombri. Questo è importante in un gruppo mobile come questo, che deve poter essere montato e smontato con facilità. Si noti poi che il meccanismo di autoregolazione della compressione è solidale alla piastra di compressione, che sale e scende a ogni dosaggio; pertanto, è necessario selezionare un gruppo motore-riduttore sufficientemente leggero, per non dare luogo a forze d'inerzia troppo alte. Per dare un'idea, il motore brushless principale del gruppo polvere pesa 9 kg contro i 24 dell'asse master, per cui la potenza specifica del brushless è di 0.144 kW/kg contro i 0.091 kW/kg per il motore asincrono, ossia il brushless ha una potenza specifica superiore del 60%;
- consentono un controllo assai più fine sulle velocità (anche in ragione della bassa inerzia rotorica) e anche sulla posizione angolare. Questo aspetto è importante per i motori dei meccanismi di autoregolazione, che devono ruotare di angoli ben precisi per consentire uno spostamento preciso dei gruppi di compressione e dosaggio. Il motore principale che muove il gruppo polvere invece non richiede un controllo particolarmente accurato, poiché ruota in ogni caso a velocità costante;
- grazie all'assenza di spazzole striscianti (tipiche invece dei motori in corrente continua, che i brushless hanno ormai definitivamente soppiantato) hanno rendimenti molto alti, ormai superiori a quelli degli asincroni;

Capitolo 6. Il gruppo polvere

- garantiscono solitamente minor emissione di rumore e vibrazioni più contenute.

Tra i difetti del brushless va menzionata la maggiore complessità del sistema di controllo, che richiede in ogni caso un inverter, mentre gli asincroni possono essere collegati direttamente alla rete elettrica (anche se non è questo il caso). Soprattutto, i motori brushless sono di solito nettamente più costosi degli asincroni, in funzione delle loro caratteristiche costruttive.

Questi motori sono infatti a magneti permanenti, in cui il circuito di indotto è sostituito da magneti realizzati in terre rare, elementi chimici costosi e soggetti a incertezze di natura geopolitica (quasi tutta la produzione è localizzata in estremo oriente) e a notevoli variazioni del prezzo di mercato.

Il motore è collegato a un riduttore Wittenstein Alpha, del tipo ad assi ortogonali, con trasmissione a vite senza fine; il rapporto di riduzione è pari a 16. L'asse dell'albero a camme deve girare a una velocità costante e pari a $n_a = 140$ rpm, ossia alla stessa velocità dell'albero a camme dell'asse master (per mantenere la stessa cadenza), quindi la velocità di rotazione al motore è di $n_{m,p} = 140 \cdot 16 = 2240$ rpm.

La velocità è dunque costante durante il funzionamento, al netto delle oscillazioni dovute alle variazioni di coppia, che il sistema di controllo non può compensare alla perfezione. A ogni modo, in questo asse come nell'asse master si supporrà che la velocità di rotazione sia costante; dunque nel modello si considera che sia lecito ignorare le coppie d'inerzia di tutti i componenti collegati all'asse del motore con rapporto di trasmissione costante. Ad esempio le inerzie del motore, del riduttore e dell'albero a camme non rientrano nello script in Matlab di simulazione. Infatti, se la velocità al motore $\dot{\theta}_m = \omega_m$ è costante, l'accelerazione $\ddot{\theta}_m$ è nulla e nella [4-6] il termine $J_r^* \ddot{\theta}_m$ scompare, in analogia a quanto visto per l'asse master.

Si rammenta, come accennato nel capitolo 3, che nelle versioni standard dell'Adapta il gruppo polvere è fisso (nella stazione di dosaggio 7) e prende il moto dall'albero a camme dell'asse master; il cliente può eventualmente scegliere una variante senza gruppo fisso nella stazione 7, in modo da avere la massima libertà nella scelta di quali gruppi introdurre. La I.M.A. S.p.A. produce anche un'altra macchina opercolatrice, la Practica, più economica rispetto all'Adapta, in cui il gruppo polvere è sempre fisso e collegato al motore dell'asse principale.

In questa tesi si è invece studiata la variante del gruppo polvere dotata di motorizzazione indipendente con brushless, per meglio capire le peculiarità del gruppo stesso e in considerazione di un possibile risparmio energetico. Essendo infatti l'asse master e il gruppo polvere quelli con il maggiore assorbimento di energia, sembra naturale concentrarsi su di essi e considerarli separatamente, per valutare la possibilità di usare l'energia prodotta dall'uno per alimentare l'altro. Sarà quindi sviluppato un modello separato per il gruppo polvere.

Per quanto riguarda il meccanismo del gruppo polvere, in *Figura 6-2* si riporta una vista laterale che evidenzia solo i componenti del gruppo di dosaggio, nascondendo tutti gli altri, per una migliore comprensione. La funzione di questo gruppo è far salire e scendere la torretta per realizzare il carotaggio della polvere. Il meccanismo è analogo a quelli visti nell'asse master (e segnatamente per i meccanismi di contrasto chiusura capsule, di comando degli spingitori e dell'alimentazione), ossia un bilanciere mosso da una camma; a sua volta il bilanciere muove una massa traslante in verticale.

La peculiarità in questo caso è che il collegamento tra bilanciere e massa traslante non è realizzato con una guida, ma con una rotella montata sul bilanciere che si impegna su un profilo piano solidale alla massa traslante. Questo sistema è necessario perché la massa non si limita a traslare ma ruota anche su sé stessa, per effetto dell'intermittore (che verrà illustrato più sotto). Lo schema di analisi rimane comunque simile.

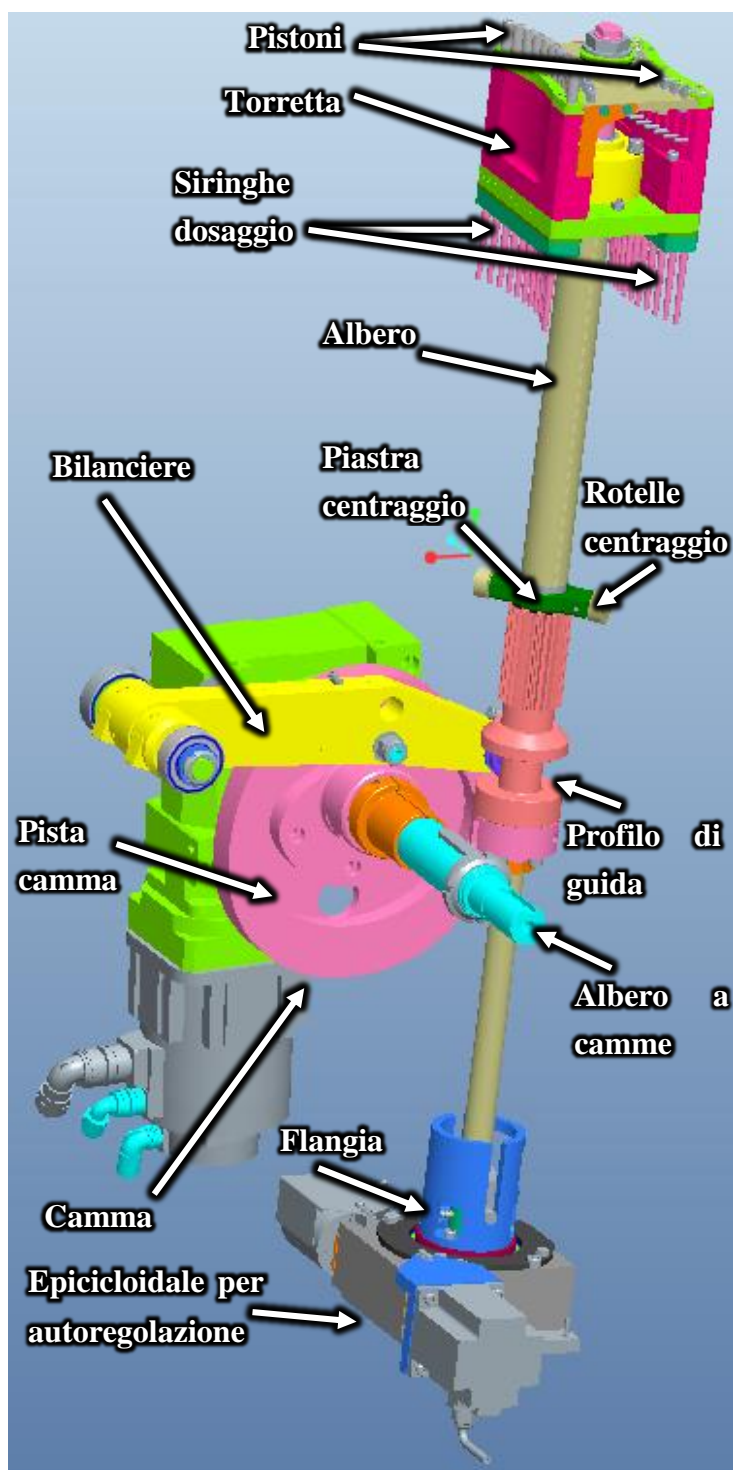


Figura 6-2: il meccanismo di dosaggio. La camma rosa è mossa dall'albero a camme, dopo il riduttore; essa porta una pista lungo la quale si muove una rotella collegata a un bilanciere (in giallo), che a sua volta fa muovere l'albero collegato alla torretta di dosaggio. La flangia (che collega l'albero al riduttore epicycloidale dell'autoregolazione), in basso, non si muove insieme alla torretta in verticale, ma ruota con essa, grazie a una forchetta che trasmette il moto impegnandosi in scanalature.

A metà altezza, si nota una piastra di centraggio con delle rotelle che scorrono all'interno di guide verticali solidali al telaio (non mostrate), per dare la posizione angolare.

La compressione è realizzata da un martello che è mosso tramite un bilanciante che prende il moto da una camma; il moto di torretta e martello è indipendente. Così il martello scende, durante il dosaggio, insieme alla torretta, che però si ferma prima; allora il martello continuando a scendere agisce premendo i pistoni all'interno delle siringhe. I pistoni così da un lato (dove c'è la vasca della polvere) comprimono il prodotto e dall'altro lo dosano dentro i fondelli delle capsule; si veda il paragrafo 3.3.1 (*Figura 3-8-Figura 3-9*).

Anche qui il meccanismo è simile a quelli già visti per l'asse master, ma il collegamento tra massa traslante e bilanciante è realizzato non con una biella, ma con una rotella: questa è solidale alla traversa orizzontale ed è libera di muoversi in un'asola ricavata all'interno del bilanciante. Così la traversa si muove in direzione verticale e trasmette il moto al martello tramite delle guide verticali; si veda *Figura 6-3*.

Poiché l'albero collegato alla torretta si muove indipendentemente dalla traversa, è presente una boccola (fissata alla traversa stessa) all'interno della quale l'albero del dosaggio può muoversi (sia in direzione verticale che ruotando).

L'autoregolazione del meccanismo di dosaggio è costituita da un gruppo motoriduttore collegato a un sistema cinghia-puleggia, che a sua volta trasmette il moto a un accoppiamento vite-madrevite: così il moto rotatorio del motore brushless di autoregolazione viene trasformato nel moto traslatorio (in direzione verticale) della piastra di compressione. Questa si muove così rispetto al martello, spostando verso l'alto o verso il basso i perni che vanno a spingere i pistoni di compressione.

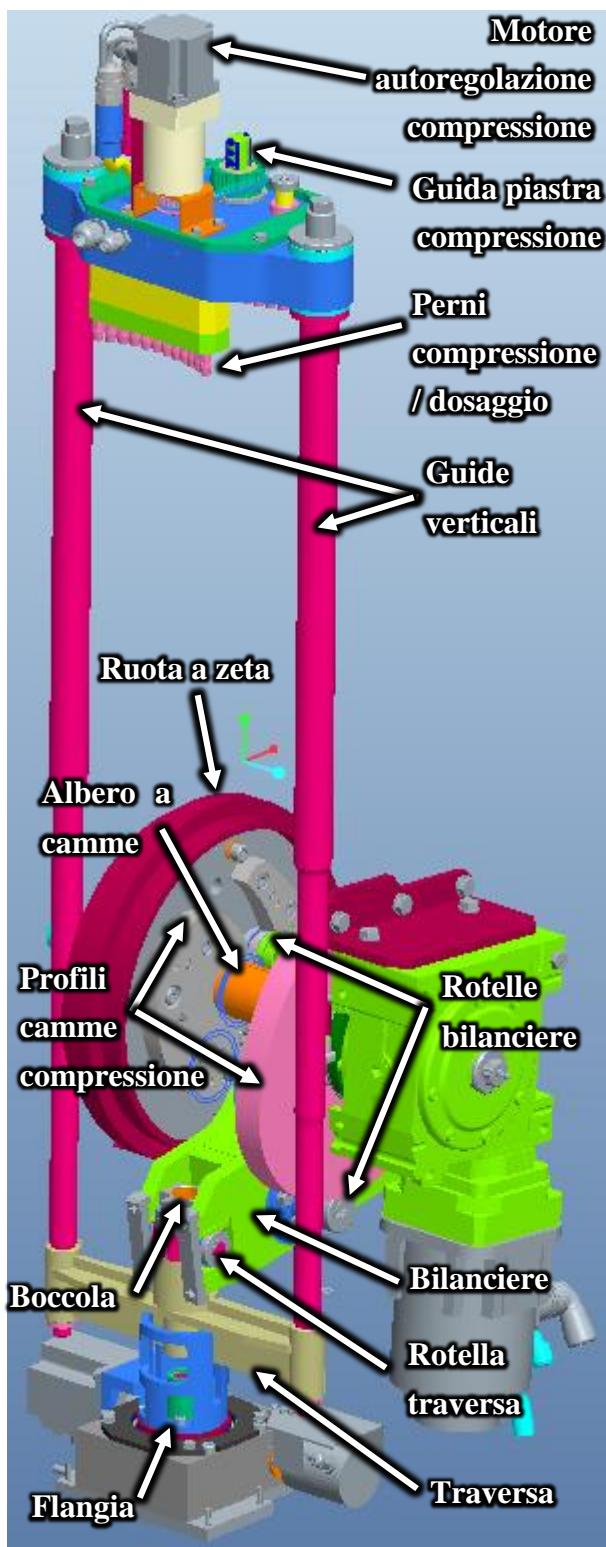


Figura 6-3: il meccanismo di compressione. L'albero a camme fa ruotare la ruota a zeta, sul cui fianco è ricavato un profilo camma al cui interno si impegna una rotella collegata al bilanciere; quest'ultimo è anche collegato con un'altra rotella al profilo esterno della camma rosa, cosicché il bilanciere è azionato da un sistema desmodromico. Il bilanciere trasmette poi il moto alla traversa che muove le guide verticali, collegate a loro volta al martello.

Nella flangia già descritta in *Figura 6-2* entra anche la traversa che si muove insieme al martello di compressione; la traversa però è completamente al di fuori delle scanalature di guida quando si ha la rotazione della torretta. In tal modo la flangia può ruotare insieme all'albero di dosaggio, mentre la traversa chiaramente non ruota.

Si considera infine il meccanismo dell'intermittore: esso fa ruotare sia la torretta di dosaggio, in modo da portare il prodotto prelevato dalla vasca della polvere alle capsule da riempire, sia la vasca polvere stessa. La rotazione della vasca polvere ha la funzione di miscelare la polvere per mantenere un letto uniforme sotto le siringhe di dosaggio: tale rotazione può essere realizzata appunto con un meccanismo direttamente collegato al motore principale del gruppo polvere o in alternativa con una motorizzazione separata. In questa analisi si è considerato il primo caso, perché, oltre a essere quello più frequente, dà anche luogo alle coppie di inerzia maggiori, come è facile intuire, e consente di studiare il modello più completo possibile. In *Figura 6-4* un'immagine schematica del meccanismo dell'intermittore.

Con riferimento a *Figura 6-4*, il piattello coi cassette porta-capsule dell'asse master si troverebbe sulla destra, dal lato opposto della vasca polvere.

Il meccanismo che fa ruotare la vasca e la torretta è comandato da un intermittore standard, come quello che nell'asse master trasmette il moto al piattello. Si ha così che in questo gruppo ciascuna camma comanda contemporaneamente due moti: la camma rosa muove il bilanciere giallo del gruppo di dosaggio, con la legge di moto data dalla pista interna, e insieme agisce anche sul bilanciere verde del gruppo di compressione, grazie al profilo esterno. L'altra camma (in rosso scuro in *Figura 6-4*), invece, agisce sia sull'intermittore, con il profilo esterno di ruota a zeta, sia sul bilanciere verde, collegato a una rotella che scorre sulla pista interna, in grigio, che si vede da un lato della camma. Così con due camme si realizzano tre moti distinti nel gruppo polvere (tralasciando i movimenti, peraltro molto contenuti, operati dall'autoregolazione) e si avranno dunque tre termini di coppia da introdurre

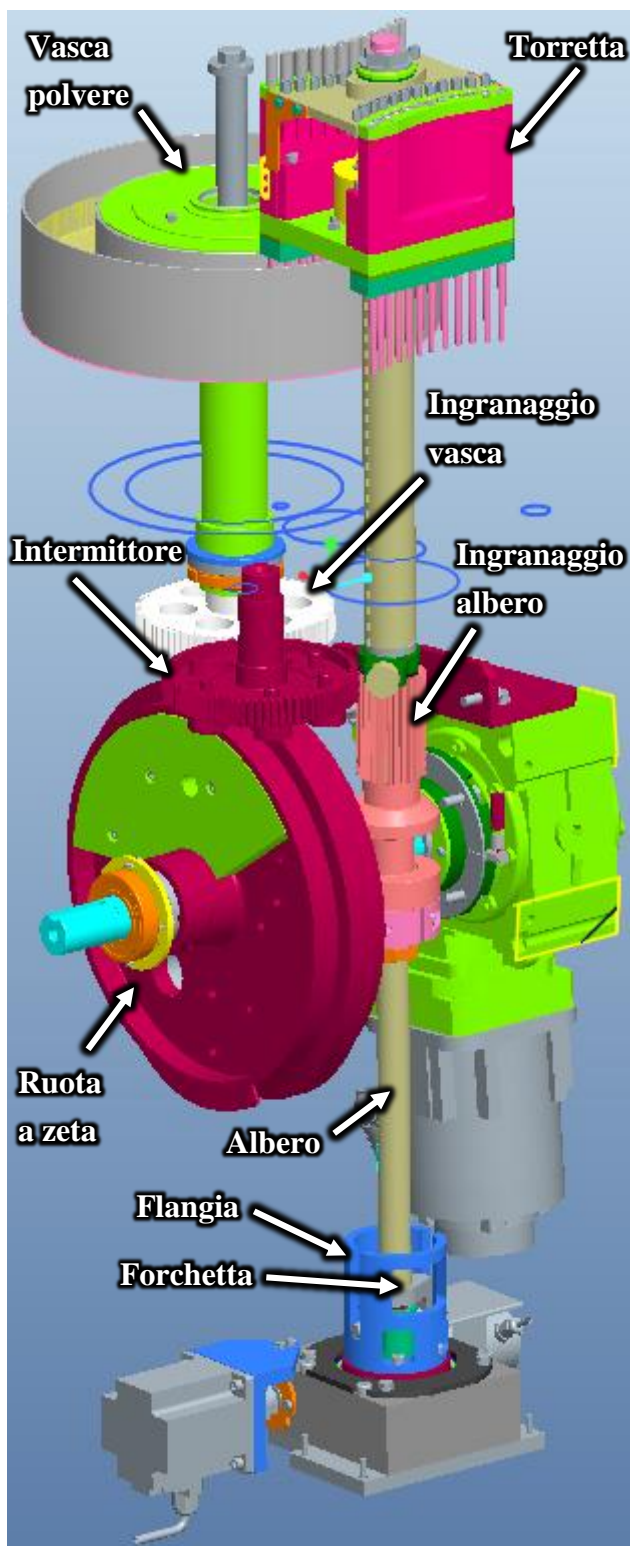


Figura 6-4: il meccanismo dell'intermittente. Una ruota a zeta collegata all'albero a camme fa ruotare di 60° l'intermittente per ogni ciclo; il moto viene trasmesso alla vasca polvere e alla torretta con degli ingranaggi, con rapporti di trasmissione pari rispettivamente a 1 e a 3. Dunque a ogni giro dell'albero a camme corrispondono 60° di rotazione della vasca e 180° della torretta (che porta così le siringhe piene dai fondelli per il riempimento).

nel modello del gruppo polvere. Il bilanciere verde è mosso con un meccanismo desmodromico, che garantisce un movimento preciso anche alle alte velocità.

In conclusione risulta interessante descrivere il sistema di autoregolazione del dosaggio, che è piuttosto complesso; questo è rilevante anche ai fini della modellazione, perché anche supponendo che l'autoregolazione non entri in funzione il meccanismo dà comunque un suo contributo alle forze di inerzia complessive.

Facendo riferimento alla *Figura 6-5*, che mostra la parte in basso dell'albero collegato alla torretta di dosaggio con una vista in sezione, nella fase in cui sia la torretta di dosaggio che il martello di compressione sono abbassati. In questa fase, la torretta non ruota (si è nella fase di sosta dell'intermittente). Pertanto, l'albero collegato alla torretta e la traversa che muove le guide verticali della compressione traslano semplicemente, all'interno delle scanalature della flangia, che fungono da riferimento nel moto; l'albero viene guidato con una forchetta collegata a delle rotelle che si impegnano nella flangia blu, mentre la traversa si impegna direttamente nella flangia stessa.

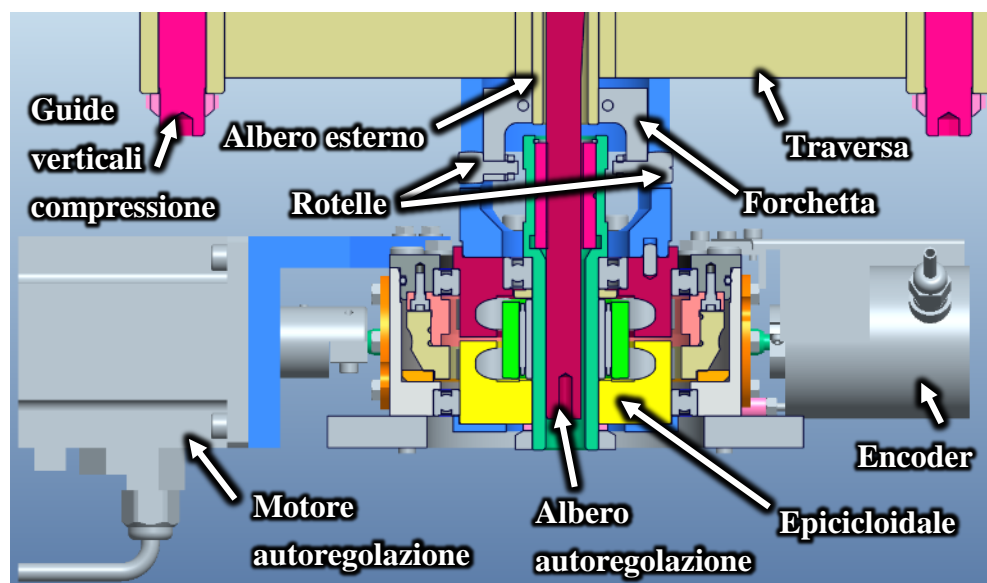


Figura 6-5: dettaglio del meccanismo di autoregolazione.

Capitolo 6. Il gruppo polvere

La torretta, in questa fase, viene guidata anche da rotelle che si impegnano in guide verticali fisse, collegate al telaio; le rotelle suddette sono collegate a una piastra di centraggio, visibile in *Figura 6-2*.

Quando torretta e martello sono completamente alzati, inizia la fase di rotazione della torretta: nel frattempo, la traversa del martello di compressione si è disimpegnata dalla flangia dell'autoregolazione, e così l'albero della torretta è uscito dalle guide verticali fissate al telaio, così da essere libero di ruotare. Le rotelle montate sulla forchetta in fondo all'albero della torretta invece rimangono inserite nelle scanalature della flangia, quindi albero e flangia ruotano insieme. Si veda il dettaglio in *Figura 6-6*.

L'albero della torretta cui si è fatto finora riferimento (in beige nelle figure precedenti) è in realtà cavo e porta al suo interno un secondo albero (in rosso scuro, vedi *Figura 6-5*). Questo secondo albero, in condizioni normali (ossia quando non interviene l'autoregolazione) trasla e ruota solidalmente al primo.

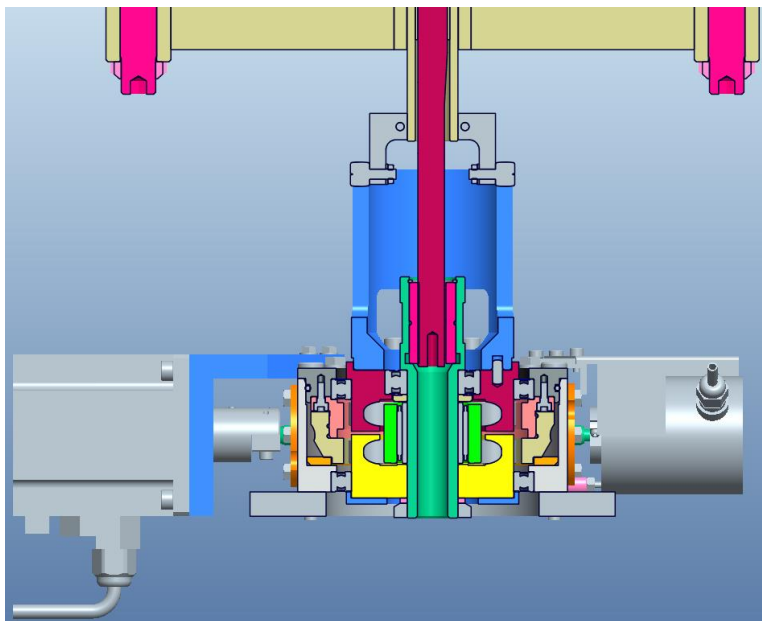


Figura 6-6: come nella figura precedente, ma con traversa e albero alzati.

Infatti i due alberi sono avvitati l'uno all'interno dell'altro nella parte superiore del gruppo polvere (tale accoppiamento è realizzato all'interno

della torretta) e ruotano alla stessa velocità. Questo avviene perché la flangia blu (vedi *Figura 6-6*) è collegata a un meccanismo costituito da due riduttori epicicloidali identici collegati in serie. Qui, la flangia è connessa all'albero lento del primo riduttore (cioè al portasatelliti), il cui albero veloce è poi collegato all'albero veloce del secondo: c'è infatti un solo ingranaggio solare, che fa da albero veloce per entrambi i meccanismi. L'albero lento del secondo è poi collegato a sua volta all'albero interno del dosaggio. L'effetto complessivo è quindi quello di avere un rapporto di trasmissione unitario tra velocità di rotazione dell'albero interno e velocità di rotazione dell'albero esterno, che quindi ruotano solidalmente.

Quanto sopra vale, come detto, quando il dosaggio è a regime. Quando invece interviene l'autoregolazione del meccanismo di dosaggio, il motore brushless (a destra in *Figura 6-6*) fa girare un meccanismo a vite senza fine, collegato alla corona esterna di uno dei due epicicloidali suddetti. Questo introduce uno sfasamento tra i due epicicloidali che si trasforma in una rotazione leggermente diversa tra albero interno ed esterno del sistema di dosaggio.

Poiché i due alberi sono accoppiati con un collegamento di tipo elicoidale vite-madrevite, la diversa rotazione dei due porta a una traslazione dell'uno rispetto all'altro: è così che si regola il dosaggio. Infatti, l'albero esterno è quello direttamente collegato alla torretta che porta le siringhe di dosaggio; quello interno invece è collegato a una piastra su cui sono montati dei riscontri. Questi ultimi fanno da fine corsa per i pistoni di dosaggio della polvere: dunque, la rotazione relativa di albero interno ed esterno fa sì che i suddetti riscontri si spostino in alto o in basso rispetto alle siringhe. Così, con una piccola rotazione del brushless di autoregolazione, si ottiene la variazione della corsa dei pistoni e in definitiva si può modificare la quantità di prodotto dosata nelle capsule.

Come già detto, nell'analisi del gruppo polvere si supporrà che la macchina lavori in condizioni ideali, ossia che l'autoregolazione non intervenga. Bisogna però considerare comunque il meccanismo di autoregolazione del

dosaggio, perché, come visto, esso si muove comunque anche in tali condizioni e pertanto la sua inerzia dovrà rientrare nel modello complessivo. Il meccanismo di autoregolazione della compressione può invece essere ignorato, in quanto non ha alcun effetto sul motore brushless del gruppo.

6.2 Schema generale e semplificazioni

Buona parte delle semplificazioni introdotte nello studio dell'asse master si applicano anche all'analisi di questo asse slave; allo stesso modo, si è deciso di mantenere indicativamente le stesse scelte nella modellazione, che qui verranno brevemente ricapitolate, sottolineando quelle che differenziano il modello del gruppo polvere rispetto al modello descritto nel capitolo 5.

Anche qui, per coerenza, si è mantenuto lo stesso formato capsula che si è scelto per l'analisi dell'asse master, ossia il 5, vale a dire quello corrispondente alle capsule più piccole; si veda *Figura 4-3*. In ogni caso, sono state debitamente annotate masse e inerzie di tutti i componenti che rientrano nella modellazione del gruppo polvere, in tutti i possibili formati; in questo modo, sarà possibile in futuro adattare il modello della macchina a formati differenti, semplicemente cambiando i parametri del modello in Matlab.

Come nell'asse master, si è deciso di considerare il motore che gira a velocità costante e pari a $n_{m,p} = 2240$ rpm; questo corrisponde alla massima produttività di targa di 100.000 capsule/h. Come per l'asse master, infatti, risulta che il controllo è impostato per cercare di mantenere una velocità costante nel motore del gruppo polvere; in realtà, si avranno delle oscillazioni della velocità, ma queste saranno verosimilmente di piccola entità rispetto alla velocità media. Inoltre, l'algoritmo del sistema di controllo non è noto.

Allo stesso modo, nella modellazione di questo asse verranno trascurati gli attriti; si introdurranno le dissipazioni inevitabilmente presenti con dei coefficienti di rendimento.

Diversamente dall'asse master, in questo caso non è lecito trascurare le forze di lavorazione: per dare un'idea della loro entità si consideri che le forze esterne, in fase di compressione, arrivano fino a 1200 N su ciascuno dei dosatori, dunque si tratta di effetti nient'affatto trascurabili. Le forze che si applicano sull'asse master sono riconducibili a tre diverse fasi, ciascuna modellata in maniera differente; le formule usate per la modellazione sono tratte principalmente dall'esperienza maturata all'interno di IMA. Si sono anche consultati (Alderborn & Nystrom, 1995) e (Levin, 2002).

1) **Carotaggio:** è la fase in cui le siringhe si tuffano nel letto di polvere e incominciano a formare lo slug che verrà poi introdotto nel fondello. Si tratta della fase che dà luogo alle forze meno gravose; queste si scaricano evidentemente sulla sola torretta e andranno poi ridotte all'albero motore del gruppo polvere.

Queste forze si modellano come una forza di tipo viscoso, approssimando il comportamento della polvere a quello di un fluido; si ritiene però (in base all'esperienza) che sia opportuno considerare tale attrito proporzionale non alla velocità relativa v_t degli spingitori rispetto al materiale, bensì al quadrato di detta velocità. Inoltre, si ritiene che la forza sia anche direttamente proporzionale a quanto gli spingitori si sono tuffati nel letto di polvere; si indichi con x_t tale profondità di penetrazione. Tutto questo equivale a usare come espressione della forza la

$$F_t = K \cdot v_t^2 \cdot x_t \quad [6-1]$$

La costante K della [6-1] si ricava imponendo che la forza massima $F_{t,max}$, che si ha per un certo valore di $x_{t,max}$ (cui corrisponde la velocità $v_{t,max}$), sia pari a 0.2 kN. Sapendo l'espressione di x_t (da cui si ricava $v_t = \dot{x}_t$), espressione che verrà ricavata nella successiva sezione dedicata alla torretta, si trova il valore di K da considerare nei calcoli. La forza complessiva agente sulla torretta si ottiene

moltiplicando $F_{t,max}$ per il numero di spingitori. Dunque vale

$$F_{t,max,tot} = 12F_{t,max} = 2.4 \text{ kN.}$$

2) **Compressione:** è, come detto, la fase più onerosa in termini di carico complessivo esercitato sui componenti della macchina. La compressione è realizzata dagli spingitori, montati sulla torretta, che vengono premuti dai perni mossi dal martello. Pertanto, è solo su quest'ultimo che si scarica la forza di compressione.

La forza di compressione si modella secondo l'equazione di Kawakita, che esprime la forza di compressione in funzione della riduzione percentuale di volume della colonna di polvere.

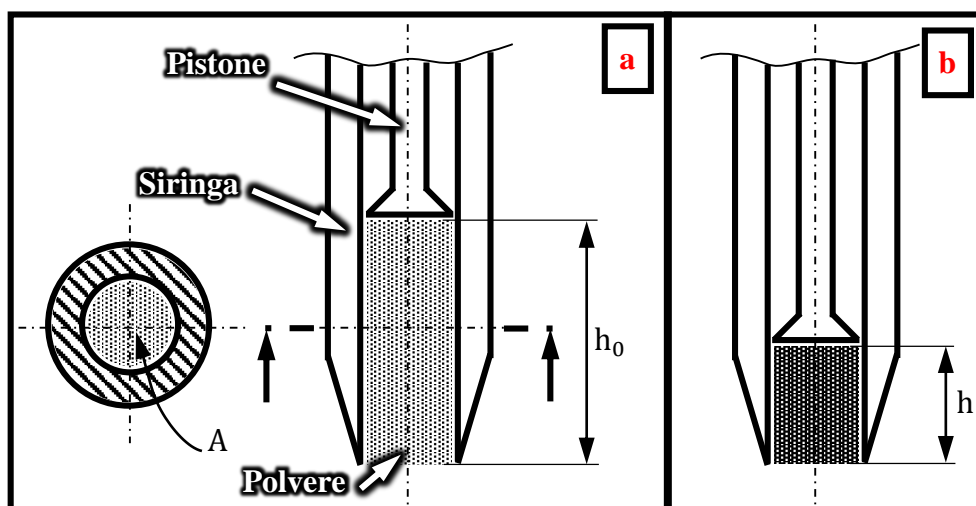


Figura 6-7: schema della compattazione polvere. In figura la siringa viene mostrata fissa rispetto all'osservatore (in realtà la siringa continua ad abbassarsi durante una parte della fase di compressione).

Con riferimento a *Figura 6-7*, passando da **a** a **b** la colonna di polvere, avente area di base A , riduce la sua altezza da h_0 ad h . Il volume iniziale è $V_0 = A \cdot h_0$ e il volume finale è $V = A \cdot h$. Allora la riduzione di volume della colonna di polvere è data da

$$C = \frac{V_0 - V}{V_0} = \frac{A \cdot h_0 - A \cdot h}{A \cdot h_0} = \frac{h_0 - h}{h_0} = \frac{\Delta h}{h_0} \quad [6-2]$$

6.2 . Schema generale e semplificazioni

Per Kawakita, la relazione tra C (adimensionale) e la pressione P di compressione (espressa ad es. in MPa) è allora data dalla

$$C = \frac{a \cdot b \cdot P}{1 + b \cdot P} \quad [6-3]$$

dove a e b sono costanti caratteristiche della polvere che viene compressa; come si trova con chiarezza dall'analisi dimensionale della [6-3] b ha le unità di misura dell'inverso di una pressione (m^2/N) e di conseguenza a è adimensionale.

Dalle [6-2] e [6-3] si può esprimere la forza di compressione $F_{co} = P \cdot A$ in funzione dell'altezza h (istantanea) della colonna di polvere. Per ricavare dei valori (chiaramente indicativi) dei parametri a e b si è preso in considerazione un andamento tipico, noto per punti, della forza di compressione in funzione dello spostamento. Con pochi passaggi algebrici si può riscrivere la [6-3] come

$$y = \frac{P}{C} = \frac{1}{a \cdot b} + \frac{P}{a} = K_1 + K_2 \cdot x \quad [6-4]$$

avendo espresso la correlazione in funzione delle due variabili ausiliarie $y = P/C$ e $x = P$, introducendo i coefficienti $K_1 = (a \cdot b)^{-1}$ e $K_2 = 1/a$. A partire dai dati di forza e spostamento, si calcolano una serie di coppie di numeri (P, C) e di qui le corrispondenti coppie (x, y). Di qui, tenendo conto della [6-4], è facile determinare i coefficienti K_1 e K_2 usando le note formule per la regressione lineare semplice; in *Figura 6-8* una rappresentazione del risultato.

Si ha che la forza F_{co} massima, come rilevata da precedenti campagne di prove sperimentali, è $F_{co,max} = 1200$ N; l'area di ciascuna colonna di polvere in compressione è $A = 11.34$ mm², pertanto la pressione massima è $P_{max} = F_{co,max}/A = 105.81$ MPa.

Per quanto riguarda la variazione di volume, si sa che h_0 , altezza iniziale della camera di compressione, vale $h_0 = 25$ mm e la corsa del pistone, finita la fase di compressione, è di $\Delta h_{max} = 5$ mm (si

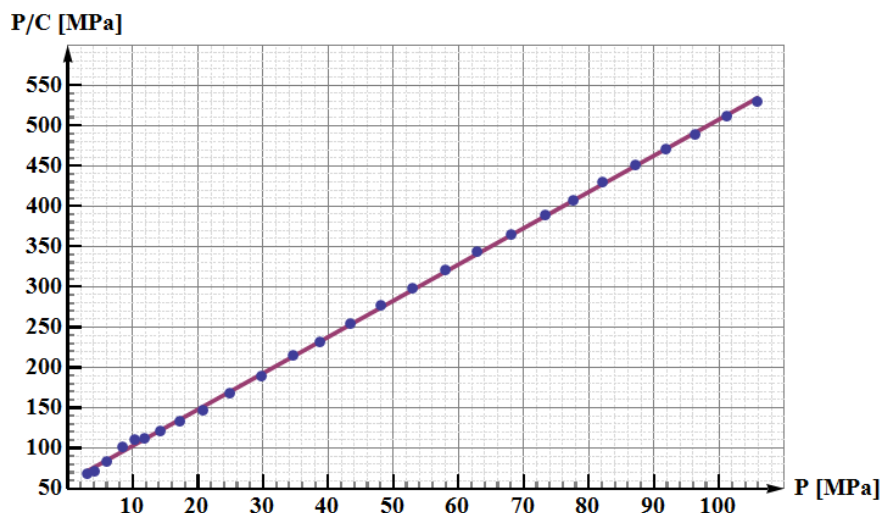


Figura 6-8: come trovare la correlazione tra P e C . I punti blu sono i dati da interpolare, mentre la linea viola si ottiene dalla regressione lineare semplice. La corrispondenza è molto buona ($r > 0.9$).

sono presi i valori massimi che possono essere impostati dall'operatore). Allora $C_{\max} = \Delta h_{\max}/h_0 = 0.2$ e di conseguenza $(P/C)_{\max} = 529$ MPa. Basandosi su questi valori e su alcuni altri punti corrispondenti a istanti intermedi della fase di compressione si possono stabilire i valori di K_1 e K_2 e da questi quelli di a e b ; la forza di compressione è così completamente definita.

Si ricorda, in chiusura, che i valori di forza sono relativi a ciascuno dei dodici spingitori, pertanto la forza complessiva risulta essere $F_{\text{co,tot}} = 12F_{\text{co,max}} = 14.4$ kN: vale a dire una forza molto elevata, per di più applicata in maniera eccentrica rispetto all'asse di traslazione del martello. Questo fa sì che si abbia un alto momento flettente (di sbilanciamento) sulle guide del martello, il che darà oltretutto luogo a notevoli forze di attrito sulle boccole di guida.

- 3) **Espulsione:** al termine della rotazione della torretta, questa inizia ad abbassarsi per portare le siringhe con gli slug di prodotto presso i fondelli da riempire. In seguito il martello si abbassa e preme i pistoncini che espellono gli slug, i quali però oppongono una certa resistenza, in funzione della tendenza della polvere ad aderire ai materiali con cui viene a contatto. Questa forza F_{ex} ha la caratteristica di essere di tipo

impulsivo, ossia di raggiungere il valore massimo in un periodo di tempo breve e di tornare altrettanto rapidamente a 0.

Il valore massimo $F_{ex,max}$ di tale forza è di media intensità: lo si valuterà pari alla metà della forza massima di compressione, ossia $F_{ex,max} = 600 \text{ N}$.

L'andamento della forza viene modellato con una funzione a profilo triangolare, definita a tratti in funzione di x_{ex} (corsa del pistone, a partire dal momento in cui inizia l'espulsione):

$$F_{ex}(x_{ex}) = \begin{cases} (F_{ex,max} \cdot x_{ex})/s, & 0 < x_{ex} \leq s \\ (F_{ex,max} \cdot (2s - x_{ex}))/s, & s < x_{ex} \leq 2s \\ 0, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad [6-5]$$

dove $s = x_{esp}/2$ pari a metà della corsa di espulsione dello slug. Esso infatti oppone resistenza all'espulsione per un tratto x_{esp} a partire dall'istante in cui il pistone incomincia a spingerlo fuori dalla siringa; dopo questa resistenza iniziale la forza di espulsione va a zero.

Il massimo valore della forza complessiva di espulsione è allora $F_{ex,max,tot} = 12 \cdot F_{ex,max} = 7.2 \text{ kN}$.

La forza di espulsione è scambiata tra martello e torretta, tramite gli slug di polvere compattata; quando il martello scende per spingere all'esterno la polvere, questa oppone resistenza, e dunque sul martello agisce una forza diretta verso l'alto. Per l'equilibrio delle forze sulla colonna di polvere (e ignorando la piccolissima forza d'inerzia della stessa) una forza uguale e contraria deve essere esercitata dalla torretta sullo slug: si tratta di una forza tangenziale, dovuta all'attrito tra la polvere e le pareti della siringa che la contiene. Pertanto, sulla torretta agisce una forza uguale e contraria a quella che agisce sul martello, ma rivolta verso il basso.

In conclusione di questo paragrafo, si sottolinea come per l'asse master non sia stato possibile, purtroppo, raccogliere dei dati di coppia al motore; per questo motivo la validazione del modello verrà lasciata per studi futuri.

6.3 Il meccanismo dell'intermittore

Il funzionamento del suddetto meccanismo è stato illustrato nella *Figura 6-4*: l'intermittore trasmette la rotazione alla torretta (con rapporto di trasmissione $\tau_t = 3$) e alla vasca polvere ($\tau_{vp} = 1$).

Su questo movimento non agiscono forze di lavorazione (sotto forma di azioni resistenti); bisogna però considerare la presenza della polvere nella vasca. Il letto di polvere infatti ruota insieme alla vasca, che lo trascina con sé, qualora la vasca prenda il moto dall'intermittore, come nel caso considerato (se invece la vasca ha una motorizzazione indipendente, il moto di rotazione è troppo rapido e la polvere, per inerzia, rimane ferma). Si è considerato un letto di polvere di altezza 50 mm, pari al valore massimo ammissibile per la macchina. Si considera $\rho = 770 \text{ Kg/m}^3$ come densità tipica della polvere lavorata.

La vasca polvere è disponibile in due varianti, una delle quali aspirata, per trattare polveri particolarmente fini (si veda par. 3.3.1, a pag. 17). La presenza dell'aspirazione non cambia molto le inerzie della vasca, ma ha un notevole effetto sulle forze di attrito. Infatti l'aspirazione sotto la vasca tende a premerla contro il telaio; inoltre, nella vasca aspirata si introducono delle molle che la spingono verso il basso. Il risultato è dunque quello di aumentare le forze normali di contatto agenti sulla vasca stessa e in definitiva di aumentare la coppia d'attrito. In questo modello, tuttavia, si è studiata la variante senza aspirazione, più comune. Queste impostazioni accessorie della macchina (vasca aspirata o meno, presenza o assenza dell'autoregolazione etc.) si impostano dal layout generale del file CAD di Pro/E, così come si fa per selezionare il formato delle capsule.

La legge di moto dell'intermittore è quella impostata nella definizione del profilo della camma a zeta ad esso collegata. La legge usata per la fase di andata è una sinusoidale modificata standard (vedi par. 4.6), con un'ampiezza $\Delta\theta = 150^\circ$ e un'alzata $h = 60^\circ$; a ogni ciclo quindi si ha una rotazione di

360° dell'albero a camme (la cui posizione angolare si indica con θ_c) del gruppo polvere, cui corrisponde una rotazione di 60° dell'intermittore. A questa corrisponde poi, per i rapporti di trasmissione τ_t e τ_{vp} già menzionati, una rotazione di 60° della vasca polvere e una rotazione di 180° della torretta, che così scambia di posto le siringhe piene di polvere prelevata dalla vasca con quelle vuote dopo il dosaggio nei fondelli. Si definisce anche in questo caso una funzione Matlab che, per data rotazione θ_c dell'albero a camme, fornisce la rotazione $p_i(\theta_c)$ dell'intermittore; tale funzione fornisce anche il rapporto di trasmissione $\tau_i(\theta_c)$ tra intermittore e albero a camme e la derivata $\alpha_i(\theta_c)$ di tale rapporto.

L'andamento della legge di moto è mostrato in *Figura 6-9* (la fase di andata comincia per $\theta_c = 105^\circ$); questa camma non ha sfasamento rispetto allo zero dell'albero a camme. In questo gruppo come per l'asse master, si dice che la rotazione θ_c della camma è nulla quando le linguette si trovano in posizione verticale.

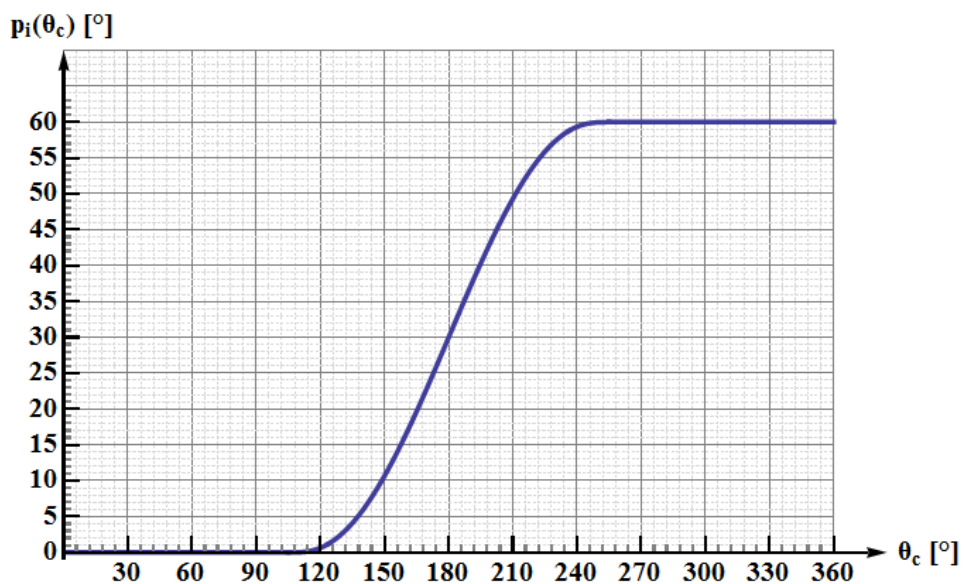


Figura 6-9: andamento della rotazione dell'intermittore durante un ciclo.

Per quanto riguarda le formule usate nella modellazione, si riparte dalla solita espressione (vedi ad es. l'equazione [5-41]) per trovare la coppia di inerzia di elementi collegati all'asse master con un rapporto di trasmissione variabile.

Capitolo 6. Il gruppo polvere

In questo caso, si cominci col considerare l'inerzia dell'intermittente $J_{i,in}$: la coppia d'inerzia a essa corrispondente, ridotta al motore, è

$$C_{m,in} = J_{i,in} \omega_c^2 \tau_{rdp} \tau_i \alpha_i \quad [6-6]$$

essendo ω_c la velocità di rotazione dell'albero a camme del gruppo polvere, che è la stessa dell'albero a camme dell'asse master, ossia 14.66 rad/s; $\tau_{rdp} = 16$ è il rapporto di trasmissione del riduttore del gruppo polvere (che qui è direttamente collegato all'albero a camme).

Si introduce poi la coppia dovuta all'inerzia $J_{i,vp}$ della vasca polvere (comprendendo in essa anche l'ingranaggio collegato all'intermittente e l'albero di trasmissione). Questa va ridotta all'albero dell'intermittente secondo la [4-4]: pertanto diventa

$$J_{i,vp}^* = J_{i,vp} \cdot \tau_{vp}^2 = J_{i,vp} \quad [6-7]$$

(siccome $\tau_{vp} = 1$ in questo caso $J_{i,vp} = J_{i,vp}^*$). Allo stesso modo si deve introdurre l'inerzia del gruppo formato da albero di dosaggio, torretta e autoregolazione; anche questa inerzia andrà ridotta all'asse dell'intermittente.

A questo punto, però, si rende necessario considerare il meccanismo del doppio riduttore epicicloidale usato per l'autoregolazione del dosaggio; tale meccanismo prende il moto rotatorio dalla torretta stessa. Con riferimento alla *Figura 6-10*, il cedente del sistema è il portasatelliti giallo e il movente è il portasatelliti rosso.

Il meccanismo, come spiegato nel par. 6.1, trasmette il moto dalla flangia blu (collegata al portasatelliti superiore) all'albero verde (collegato al portasatelliti inferiore); in condizioni normali di funzionamento, il rapporto di trasmissione tra ingresso e uscita è pari a 1, essendo tale meccanismo costituito da due riduttori epicicloidali in serie identici, disposti in modo che il secondo inverta il rapporto di riduzione del primo.

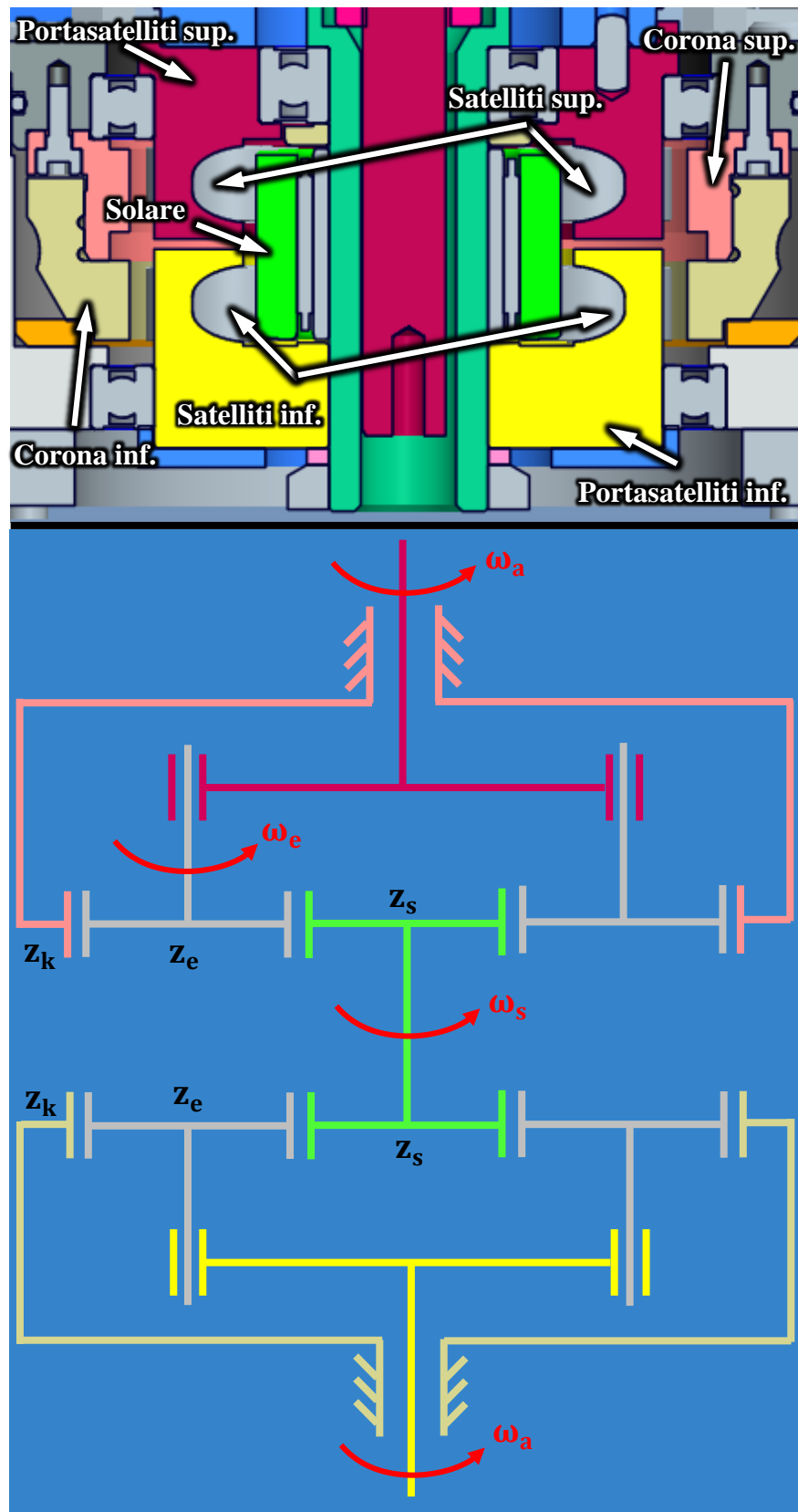


Figura 6-10: meccanismo di autoregolazione del dosaggio (in alto) e schema corrispondente (in basso) con i colori corrispondenti per ogni componente.

Capitolo 6. Il gruppo polvere

Quando interviene l'autoregolazione, un motore brushless (non illustrato in figura) fa ruotare (attraverso una trasmissione vite senza fine – ruota elicoidale) la corona inferiore (in beige nella *Figura 6-10*); ciò introduce uno sfasamento tra l'ingresso e l'uscita dell'autoregolazione, il che, come spiegato in precedenza, permette di regolare la quantità di prodotto dosata nei fondelli delle capsule. In condizioni normali di funzionamento, tuttavia, la corona inferiore rimane ferma; la corona superiore rimane ferma in ogni caso, essendo collegata rigidamente al telaio.

Considerare l'inerzia dei portasatelliti del meccanismo di *Figura 6-10* è semplice, poiché per definizione ruotano alla stessa velocità della torretta; le inerzie di torretta e portasatelliti si possono quindi semplicemente sommare. Si aggiunge a queste anche l'inerzia, rispetto all'asse di rotazione della torretta, dei 6 satelliti (3 superiori e 3 inferiori) del meccanismo di autoregolazione: i satelliti infatti ruotano intorno a tale asse, essendo trascinati in questo moto di rivoluzione dai rispettivi portasatelliti.

Tuttavia, ciascuno dei satelliti ruota anche intorno al suo asse; tale asse non è fermo rispetto al telaio, ma ruota a sua volta insieme a torretta e portasatelliti (intorno all'asse fisso della torretta). Per questo motivo, bisognerà considerare le inerzie di ciascun satellite rispetto al suo asse di rotazione mobile; per fare questo bisogna ridurre tali inerzie all'asse della torretta da cui prendono il moto.

Similmente, anche il solare del meccanismo sopra descritto prende il moto dall'asse della torretta; qui, un unico ingranaggio (in verde in *Figura 6-10*) funge da solare per entrambi i rotismi epicicloidali. L'asse di rotazione del solare è fisso, ma gira a velocità diversa rispetto a torretta e portasatelliti, per cui anche la sua inerzia andrà ridotta all'asse della torretta.

A questo punto bisogna calcolare i rapporti di trasmissione τ_{ea} (tra albero della torretta e satelliti) e τ_{sa} (tra albero della torretta e solare); per farlo si ricorre al metodo di Willis.

6.3 . Il meccanismo dell'intermittore

Sempre con riferimento alla *Figura 6-10* (in basso), si consideri il rotismo ordinario corrispondente all'epicicloidale: questo rotismo si ottiene imponendo che gli assi dei satelliti rimangano fissi. Da ciò segue che, nel rotismo ordinario, i portasatelliti rimangono fermi e la corona esterna ruota.

Nel seguito, si indicano con i pedici k, e, s, a le variabili riferite rispettivamente a corona, satelliti, solare e portasatelliti (collegato all'albero); il pedice 0 è riferito al rotismo ordinario corrispondente agli epicicloidali in esame.

Il rapporto di trasmissione $\tau_{ke,0}$ tra corona e satelliti è dunque

$$\tau_{ke,0} = \frac{\omega_{k0}}{\omega_{e0}} = \frac{z_e}{z_k} \quad [6-8]$$

essendo rispettivamente z_e, z_k il numero di denti di satelliti e corona e ω_{k0}, ω_{e0} le velocità angolari di rotazione di corona e satelliti (nel caso del rotismo ordinario). Per Willis tuttavia deve valere

$$\frac{\omega_{k0}}{\omega_{e0}} = \frac{\omega_{ka}}{\omega_{ea}} = \frac{\omega_k - \omega_a}{\omega_e - \omega_a} = \frac{-\omega_a}{\omega_e - \omega_a} = \frac{\omega_a}{\omega_a - \omega_e} \quad [6-9]$$

dove si è semplificato il termine ω_k a numeratore, sapendo che nel rotismo epicicloidale la corona resta ferma e la sua velocità ω_k è nulla; ω_a è la velocità di rotazione dell'albero, mentre ω_{ka} e ω_{ea} le velocità di corona e satelliti (nel rotismo epicicloidale). Unendo la [6-8] e la [6-9] si ottiene

$$\frac{z_e}{z_k} = \frac{\omega_a}{\omega_a - \omega_e} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_e}{\omega_a}} \quad [6-10]$$

Da qui, con qualche passaggio, si ottiene il rapporto di trasmissione tra portasatelliti e satelliti:

$$\tau_{ea} = \frac{\omega_e}{\omega_a} = 1 - \frac{z_k}{z_e} = \frac{z_e - z_k}{z_e} \quad [6-11]$$

Capitolo 6. Il gruppo polvere

Poiché $z_e < z_k$, risulta $\tau_{ea} < 0$, ossia albero e satelliti ruotano in direzioni opposte; questo tuttavia non cambia ai fini delle coppie d'inerzia.

Per ricavare τ_{sa} si procede in modo del tutto analogo: si comincia a considerare il rotismo ordinario corrispondente, per il quale varrà

$$\tau_{ks,0} = \frac{\omega_{k0}}{\omega_{s0}} = \frac{\omega_{k0}}{\omega_{e0}} \cdot \frac{\omega_{e0}}{\omega_{s0}} = \frac{z_e}{z_k} \cdot \left(-\frac{z_s}{z_e} \right) = -\frac{z_s}{z_k} \quad [6-12]$$

dove il rapporto di trasmissione $\tau_{es,0} = \frac{\omega_{e0}}{\omega_{s0}} = -\frac{z_s}{z_e}$ ha il segno meno, per tenere conto del fatto che ruote esterne, come satellite con il solare, ruotano in sensi opposti. Nella [6-12] si sono introdotti z_s , che è il numero di denti del solare, e ω_{s0} , la velocità angolare di rotazione del solare, riferita al rotismo ordinario corrispondente (o, equivalentemente, rispetto a un osservatore solidale con il portasatelliti).

Sempre applicando Willis, vale

$$\frac{\omega_{k0}}{\omega_{s0}} = \frac{\omega_{ka}}{\omega_{sa}} = \frac{\omega_k - \omega_a}{\omega_s - \omega_a} = \frac{-\omega_a}{\omega_s - \omega_a} = \frac{\omega_a}{\omega_a - \omega_s} \quad [6-13]$$

(anche qui si è introdotto $\omega_k = 0$). Mettendo insieme la [6-12] e la [6-13] si ricava

$$-\frac{z_s}{z_k} = \frac{\omega_a}{\omega_a - \omega_s} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_s}{\omega_a}} \quad [6-14]$$

e di qui si ottiene infine il rapporto di trasmissione tra portasatelliti e solare:

$$\tau_{sa} = \frac{\omega_s}{\omega_a} = 1 + \frac{z_k}{z_s} = \frac{z_s + z_k}{z_s} \quad [6-15]$$

Dai dati raccolti dal CAD si trova $\tau_{ea} = -2.57$ e $\tau_{sa} = 2.83$.

A questo punto si può calcolare l'inerzia complessiva ridotta all'intermittore. Si considera quindi $J_{i,t}$, inerzia data dai contributi di albero (con flangia), torretta di dosaggio, portasatelliti (inferiore e superiore) e satelliti, rispetto

6.3 . Il meccanismo dell'intermittore

all'asse di rotazione della torretta; tutti questi termini ruotano solidalmente, con lo stesso rapporto di trasmissione $\tau_t = 3$ rispetto all'intermittore. Quindi dalla [4-4] si ha l'inerzia ridotta

$$J_{i,t}^* = J_{i,t} \cdot \tau_t^2 \quad [6-16]$$

Per trovare l'inerzia ridotta del solare si considera anche il rapporto di trasmissione τ_{ea} : detta $J_{i,s}$ l'inerzia del solare rispetto al suo asse, l'inerzia ridotta all'asse dell'intermittore è

$$J_{i,s}^* = J_{i,s} \cdot (\tau_{ea} \cdot \tau_t)^2 \quad [6-17]$$

Infine si includono la coppia d'inerzia data dalla rotazione dei satelliti rispetto al loro asse (oltre che rispetto all'asse del bilanciere): detta $J_{i,e}$ l'inerzia degli stessi, rispetto al loro asse, varrà

$$J_{i,e}^* = n \cdot J_{i,e} \cdot (\tau_{sa} \cdot \tau_t)^2 \quad [6-18]$$

(qui si è introdotto il numero $n = 6$ di satelliti). Mettendo insieme le [6-7]-[6-16]-[6-17]-[6-18] e considerando anche l'inerzia dell'intermittore vale

$$J_{i,tot} = J_{i,in} + J_{i,vp}^* + J_{i,t}^* + J_{i,s}^* + J_{i,e}^* \quad [6-19]$$

Nota l'inerzia complessiva ridotta all'intermittore, si può riscrivere la [6-6]:

$$C_{tot,i} = J_{i,tot} \omega_c^2 \tau_{rid} \tau_i \alpha_i \quad [6-20]$$

Non ci sono altri termini di coppia, quindi la [6-20] esprime il contributo complessivo che l'intermittore dà alla coppia al motore del gruppo polvere.

L'andamento calcolato dallo script di simulazione Matlab è riportato in *Figura 6-11*. Anche in questo caso è stato sviluppato in ProE/Mechanism un modello del meccanismo dell'intermittore per validare i risultati della simulazione scritta in Matlab; risulta che i due programmi diano andamenti di coppia quasi identici. Il modello implementato può dunque ritenersi adeguato.

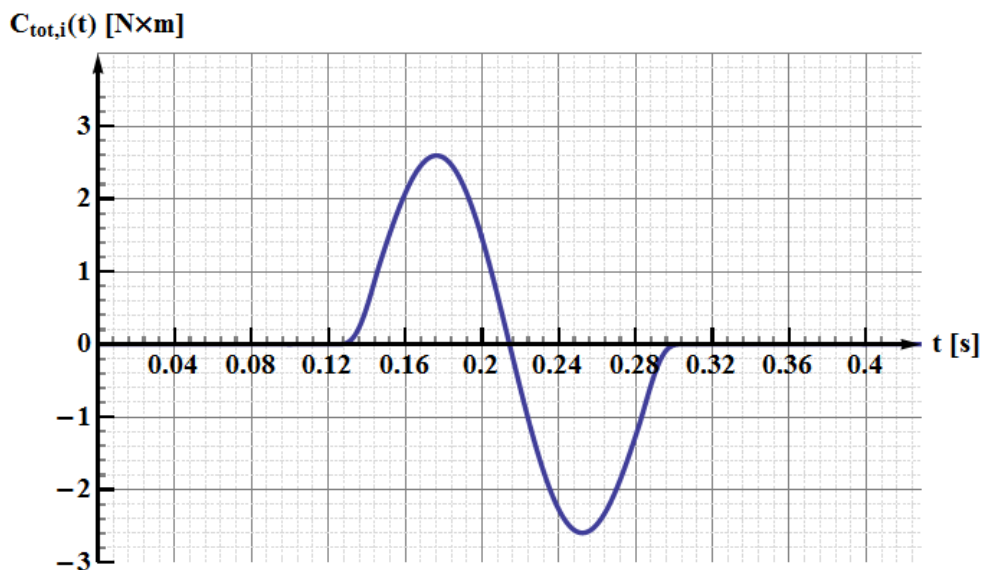


Figura 6-11: andamento della coppia all'albero motore del gruppo polvere, dovuta all'inerzia del meccanismo dell'intermittente.

6.4 Il meccanismo del dosaggio

Per studiare il meccanismo del dosaggio si inizia analizzando la legge di moto imposta dalla pista interna della camma rosa (vedi Figura 6-2) che trasmette il moto al bilanciere giallo. Tale legge ha una fase di andata, seguita da una di sosta e una di ritorno; le fasi di andata e ritorno sono entrambe definite da leggi di moto trapezie modificate (vedi equazioni [4-10]-[4-11]-[4-12]-[4-13] al paragrafo 4.6). Tali leggi hanno uguale ampiezza, pari a 88.5° , e uguale alzata, di 11.03° : l'alzata è uguale nell'andata e nel ritorno, per riportare il bilanciere nella posizione iniziale al termine di ciascun ciclo. La fase di sosta intermedia ha ampiezza pari a 106° ; lo sfasamento dello zero camma, rispetto allo zero dell'albero a camme, è di 38.5° . Il profilo di moto risultante è mostrato in Figura 6-12.

Come per gli altri meccanismi studiati, si è scritta una funzione Matlab che fornisce, in funzione dell'angolo θ_c , lo spostamento $p_d(\theta_c)$ del bilanciere del dosaggio, insieme al rapporto di trasmissione $\tau_d(\theta_c)$ tra albero a camme e bilanciere e alla derivata $\alpha_d(\theta_c)$ del rapporto di trasmissione.

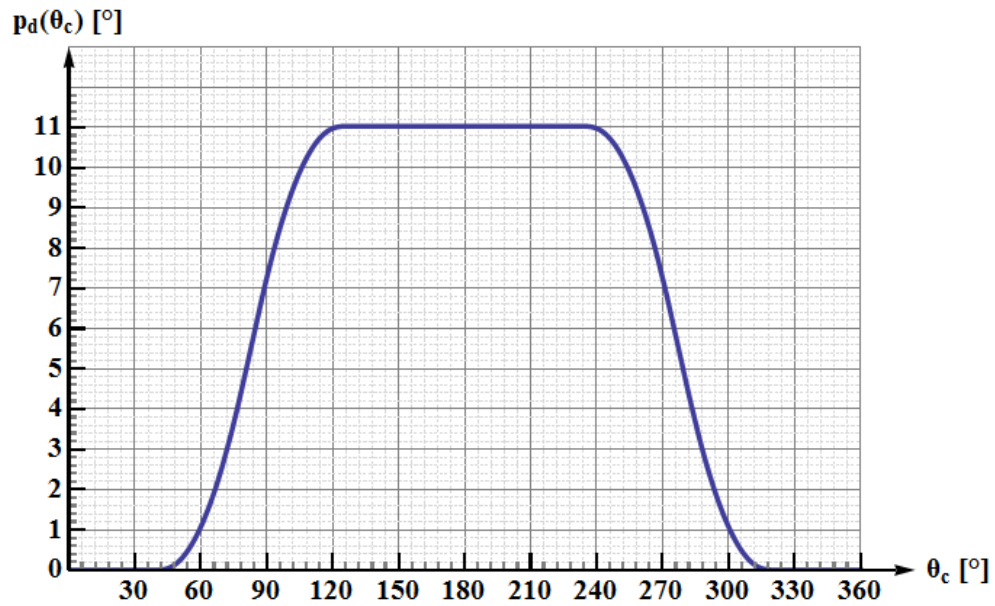


Figura 6-12: rotazione del bilanciere giallo di Figura 6-2, nell'arco di un ciclo.

Il modello del meccanismo di dosaggio è molto simile a quello delineato nel capitolo 5, per i meccanismi di contrasto chiusura capsule e comando degli spingitori. Bisogna tuttavia prestare attenzione al fatto che, in questo caso, la camma non è bilanciata, ossia il suo baricentro cade al di fuori dell'asse di rotazione. Questo darà luogo a un momento di squilibrio $C_{d,c,m}$, che andrà ridotto all'asse motore del gruppo polvere.

Tale squilibrio si può esprimere ripensando a quanto fatto nel paragrafo 5.8 per introdurre lo sbilanciamento dovuto al baricentro fuori asse dell'albero a camme. Si ricavano allora dal CAD della macchina le seguenti quantità: la massa della camma $m_{c,d}$, la distanza $d_{c,d}$ del baricentro della camma dall'asse di rotazione e la posizione angolare $\theta_{c,d,0}$ iniziale del suddetto baricentro, rispetto all'orizzontale. La posizione angolare del baricentro, all'istante generico, è allora $\theta_c + \theta_{c,d,0}$.

In analogia con la [5-61] possiamo allora scrivere

$$C_{d,c,m} = [g \cdot m_{c,d} \cdot d_{c,d} \cos(\theta_c + \theta_{c,d,0})] \cdot \tau_{rdp} \quad [6-21]$$

Capitolo 6. Il gruppo polvere

Si nota, rispetto alla [5-61], che il segno della coppia è positivo; questo avviene perché il verso di rotazione positivo, nell'albero a camme del gruppo polvere, è l'opposto di quello dell'asse master.

Per il resto, le coppie ridotte dovute alle inerzie dei componenti e alla forza di gravità si esprimono nel solito modo. Si ha dunque la coppia dovuta all'inerzia del bilanciante, data da

$$C_{m,d} = J_d \omega_c^2 \tau_{rdp} \tau_d \alpha_d \quad [6-22]$$

(si confronti con la [5-41]), dove J_d è l'inerzia del bilanciante giallo rispetto al suo asse di rotazione. Poi si introduce la coppia dovuta al peso proprio del bilanciante (cfr. [5-42])

$$C_{d,b,m} = [g \cdot m_{d,b} \cdot d_{d,b} \cos(\theta_d)] \cdot \tau_{rdp} \tau_d(\theta_c) \quad [6-23]$$

essendo $m_{d,b}$ la massa del bilanciante giallo e $d_{d,b}$ la distanza del suo baricentro dall'asse di rotazione; θ_d è la posizione angolare del baricentro del bilanciante, data da

$$\theta_d = \theta_{d,0} - d\theta_d = \theta_{d,0} - [p_d(\theta_c) - p_d(0)] \quad [6-24]$$

(vedi eq. [5-22]) essendo $\theta_{d,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro del bilanciante.

A questo punto si considera la massa traslante mossa dal bilanciante: essa è data dalle masse di albero di dosaggio e torretta. Nel gruppo dell'albero di dosaggio bisogna includere sia la massa dell'albero esterno (che trasmette il moto alla torretta) sia quella dell'albero interno di autoregolazione; i due alberi sono visibili (rispettivamente in beige e in rosso scuro) in *Figura 6-6-Figura 6-7*.

Si badi al fatto che (come si nota dalle stesse figure), la flangia blu che collega l'albero esterno al sistema di autoregolazione, insieme a tutto il meccanismo di regolazione a doppio epicicloidale, ruota insieme all'albero, ma non trasla

in direzione verticale; l'accoppiamento prismatico tra albero e flangia viene realizzato tramite le scanalature verticali. Per questo motivo, la massa del meccanismo di autoregolazione non entra nel modello del gruppo di dosaggio.

Sulla massa traslante $m_{d,m}$ così definita agisce una forza di inerzia, la quale, ridotta all'asse motore, dà luogo a una coppia (in analogia alla [5-43])

$$C_{m,d,m} = m_{d,m} \omega_c^2 \tau_{rdp} \tau_{d,m} \alpha_{d,m} \quad [6-25]$$

essendo $\tau_{d,m}$ il rapporto di trasmissione tra velocità lineare di traslazione della massa e velocità angolare dell'albero a camme.

Tale rapporto si ottiene ricavando innanzitutto lo spostamento verticale della massa, dato da

$$x_{d,m}(\theta_c) = d_{d,m} \sin(\theta_{d,m}) = d_{d,m} \sin(\theta_{d,m,0} + p_d(\theta_c) - p_d(0)) \quad [6-26]$$

dove $d_{d,m}$ è la distanza tra l'asse della rotella, collegata al bilanciere, che trasmette il moto all'albero e l'asse di rotazione del bilanciere stesso. Il termine $\theta_{d,m}$ è la posizione angolare dell'asse della rotella rispetto all'asse del bilanciere; il suo valore, all'inizio del ciclo, è dato da $\theta_{d,m,0}$. La dimostrazione della [6-26] è la stessa usata per la [5-27] e non verrà ripetuta. Dalla [6-26], derivando successivamente rispetto a θ_c (derivate geometriche), si ottengono i termini $\tau_{d,m}$ e $\alpha_{d,m}$ usati nella [6-25].

Infine si aggiunge il termine di coppia dato dalla forza di gravità agente su torretta e albero, che si esprime in maniera simile a quanto visto nella [5-44]:

$$C_{d,m} = g \cdot m_{d,m} \cdot d_{d,m} \cos(\theta_{d,m}) \cdot \tau_{d,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-27]$$

Si nota dalle [6-23] e [6-27] che il segno delle coppie al motore dovute al peso proprio dei componenti si inverte, rispetto alle [5-42] e [5-44], così come si è visto per la [6-21]; il segno delle coppie dovute alle inerzie non cambia (perché il segno dei prodotti $\tau_d \alpha_d$ e $\tau_{d,m} \alpha_{d,m}$ rimane lo stesso).

Capitolo 6. Il gruppo polvere

La coppia complessiva dovuta a inerzie e peso proprio dei componenti, trascurando per ora le forze di lavorazione, si ottiene dalla somma delle [6-21]-[6-22]-[6-23]-[6-25]-[6-27], ossia

$$C_{tot,d} = C_{d,c,m} + C_{m,d} + C_{d,b,m} + C_{m,d,m} + C_{d,m} \quad [6-28]$$

Il grafico con l'andamento della $C_{tot,d}$ in un ciclo è riportato in *Figura 6-13*.

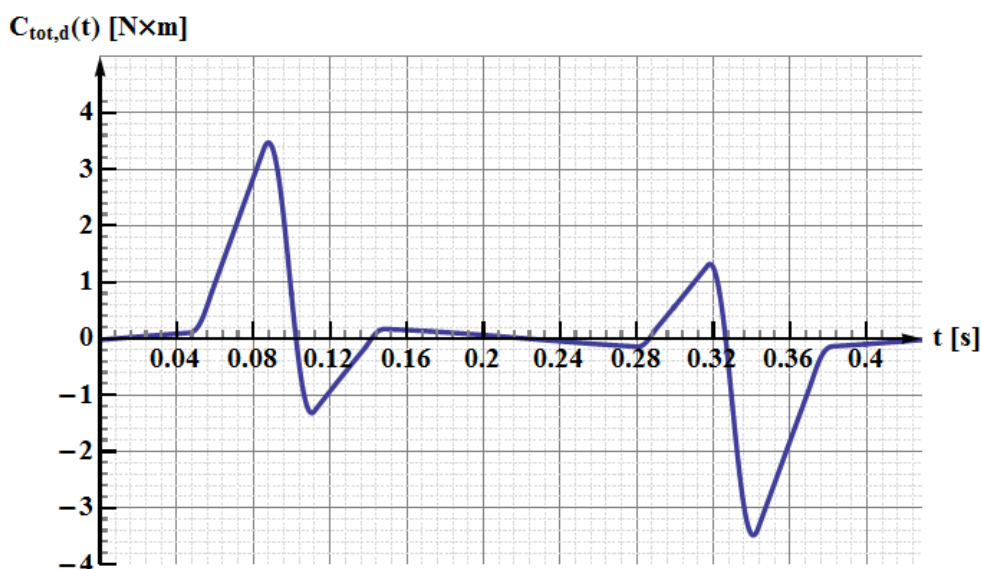


Figura 6-13: andamento della coppia al motore dovuta al meccanismo di dosaggio, senza considerare le forze esterne di lavorazione, durante un ciclo.

Come si può intuire dal grafico, l'andamento di coppia è tale per cui le fasi in cui la coppia è positiva bilanciano quelle in cui la coppia è negativa. Questo perché si sta studiando un meccanismo a 1 gdl che lavora in regime periodico (come tutti quelli studiati in questa tesi) dove agiscono solo forze di inerzia e forze per le quali si può definire un potenziale, come la forza di gravità, a cui sono dovuti i termini $C_{d,c,m}$, $C_{d,b,m}$ e $C_{d,m}$. Non si sono introdotte invece forze non conservative, come ad esempio gli attriti, che verranno introdotti solo nelle conclusioni relative al gruppo polvere, e i carichi esterni: in tali casi, come già spiegato nel paragrafo 5.8 (vedi pag. 96), al termine di ogni periodo l'energia cinetica e potenziale tornano al loro valore iniziale, per cui la variazione dell'energia complessiva del sistema è nulla. In termini analitici, questo implica che $\Delta E = \int P_m \cdot dt = \int C_m \cdot \omega_m \cdot dt = 0$, dove P_m è la coppia

assorbita o erogata dal motore, C_m la coppia e ω_m la velocità di rotazione del motore. Sapendo che ω_m è costante si trova $\int C_m \cdot dt = 0$; questo, come si vede dal grafico di *Figura 6-13*, è verificato.

Adesso si vanno a introdurre le forze esterne, in virtù delle quali l'uguaglianza di cui sopra non è più valida, poiché si tratta di forze non conservative. Come detto al paragrafo 6.2, le forze agenti sulla torretta sono quelle di carotaggio (dovuta all'azione della polvere) e di espulsione (scambiata tra torretta e martello).

Per quanto riguarda il carotaggio, si deve valutare il contributo dell'equazione [6-1]. Il termine x_t che vi compare (affondamento delle siringhe nel letto di polvere) corrisponde allo spostamento $x_{d,m}$ della massa traslante, dato dalla [6-26], a meno di una quantità fissa che serve a tenere conto dell'affondamento all'istante iniziale; in formule, analogamente a quanto visto per la [6-24] (relativa però a spostamenti angolari anziché lineari), vale

$$x_t = x_{t,0} + dx_{d,m} = x_{t,0} + [x_{d,m}(\theta_c) - x_{d,m}(0)] \quad [6-29]$$

essendo $x_{t,0}$ l'affondamento iniziale delle siringhe nella polvere. La velocità v_t si può ottenere derivando la [6-29] rispetto al tempo; poiché però x_t è uguale a $x_{d,m}$ a meno di una costante, vale $v_t = v_{d,m}$. Tale velocità è già nota, poiché vale $v_{d,m} = \tau_{d,m}(\theta_c) \cdot \omega_c$, in base alle formule già viste.

I valori di x_t e v_t così ricavati non possono però essere direttamente inseriti nella [6-1]. Infatti la forza di carotaggio si esplica solo se le siringhe sono effettivamente immerse nel letto di polvere, dunque solo quando $x_t < 0$; inoltre tale forza si considera agire solo quando le siringhe stanno scendendo. In tale fase infatti devono “scavarsi” uno spazio all'interno della polvere; all'uscita invece escono da un incavo già formato (vedi *Figura 3-10*, parte **d**). Le siringhe hanno oltretutto un angolo di sformo, per cui non si ha attrito sulle pareti esterne durante l'uscita. Pertanto, la forza di carotaggio, per essere

Capitolo 6. Il gruppo polvere

presente, richiede anche $v_t < 0$. Allora risulta conveniente definire $x_{t,1} = \text{Min}[\{x_t, 0\}]$ e $v_{t,1} = \text{Min}[\{v_t, 0\}]$, da cui si riscrive la [6-1] come

$$F_t = K \cdot v_{t,1}^2 \cdot x_{t,1} \quad [6-30]$$

dove il coefficiente K si ricava imponendo che valga $F_{t,\text{max}} = \text{Max}[\{F_t\}] = 200 \text{ N}$; tale forza va poi applicata su ciascuna delle 12 siringhe che entrano a contatto con la polvere.

Dopo la forza di carotaggio, si passa a quella di espulsione. Per calcolarla si deve considerare il moto relativo tra torretta e martello (il cui meccanismo è analizzato, in termini di legge di moto imposta e sistema di trasmissione del moto, nel prossimo paragrafo). Se si torna a studiare l'equazione [6-5], infatti, si vede che essa dipende dalla variabile x_{ex} , corsa del pistone (che viene spinto verso il basso dal martello, durante l'espulsione) rispetto alla siringa (fissata alla torretta) dentro cui si muove. Avendo definito con $x_{m,m}$ (vedi paragrafo 6.5) la posizione dell'asse della rotella (in basso in *Figura 6-3*) che trasmette il moto dal bilanciere alla traversa, lo spostamento relativo è

$$x_{m,d} = x_{m,m} - x_{d,m} \quad [6-31]$$

Per comodità d'analisi è bene usare un riferimento in cui, all'istante iniziale e finale del ciclo, la corsa del pistone è zero; allora si passa alla variabile

$$x_{\text{eff}} = (x_{m,m} - x_{d,m}) - x_{m,d,0} \quad [6-32]$$

dove il termine $x_{m,d,0}$ rappresenta la distanza $x_{m,d}$ all'istante iniziale.

L'espulsione inizia quando x_{eff} scende al di sotto di $x_{\text{eff},0} = h_f + h_e$, dove h_e indica di quanto i pistoni fuoriescono dalle siringhe, dopo l'espulsione: è una quantità molto limitata ($h_e = 0.05$), ma comunque non nulla, per garantire la completa espulsione dello slug di polvere dalla siringa. Invece con h_f si è indicata l'altezza della colonna di polvere al termine della fase di compressione: per quanto detto al paragrafo 6.2, $h_f = h_0 - \Delta h = 20 \text{ mm}$.

L'andamento di x_{eff} è rappresentato in *Figura 6-14*. Nella stessa figura è anche mostrato $x_{eff,0}$: quando $x_{eff} < x_{eff,0}$, i pistoni vanno a contatto con lo slug di polvere e inizia la fase di espulsione.

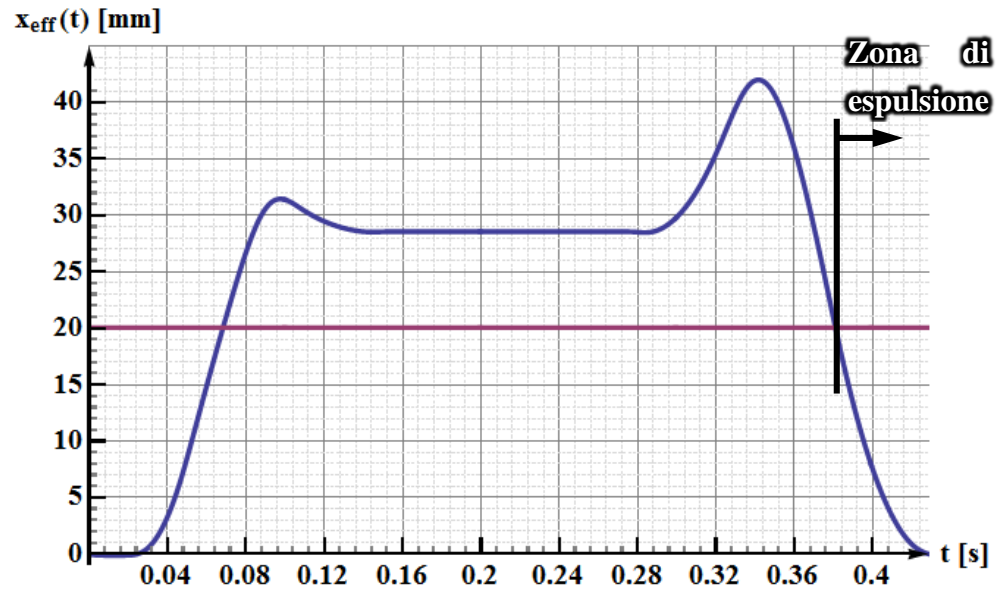


Figura 6-14: andamento della corsa dei pistoni, nell'arco di un ciclo (in blu). Si riporta anche, per confronto, il valore di $x_{eff,0}$ (in viola).

Per ricavare l'andamento della forza di espulsione, a questo punto, è sufficiente inserire l'espressione $(x_{eff,0} - x_{eff})$ al posto di x_{ex} nella [6-5]. La forza massima $F_{ex,max}$ è già stata definita; rimane da definire la lunghezza del tratto x_{esp} durante il quale lo slug di polvere oppone resistenza all'espulsione. Si è preso $x_{esp} = 10$ mm, cosicché la forza di espulsione risulta agire solo per un breve tratto: questo è coerente col fatto che si tratta di una forza impulsiva. A ogni modo x_{esp} , così come tutti gli altri parametri sopra definiti, è modificabile all'interno dello script Matlab, qualora l'utente volesse modellare polveri con proprietà diverse (ad esempio più o meno aderenti).

L'andamento delle forze di carotaggio ed espulsione così definite, nell'arco di un ciclo, è riportato in *Figura 6-15*; come si nota la forza di espulsione è 3 volte più alta di quella di carotaggio, come previsto. Si badi al fatto che la forza di carotaggio e di espulsione mostrate sono quelle agenti su ciascuna siringa (rispettivamente, su ciascun pistone), pertanto vanno moltiplicate per

12 per ottenere le forze compressive. Le forze sono mostrate in valore assoluto; in realtà F_{ex} e F_t hanno, come detto, versi opposti.

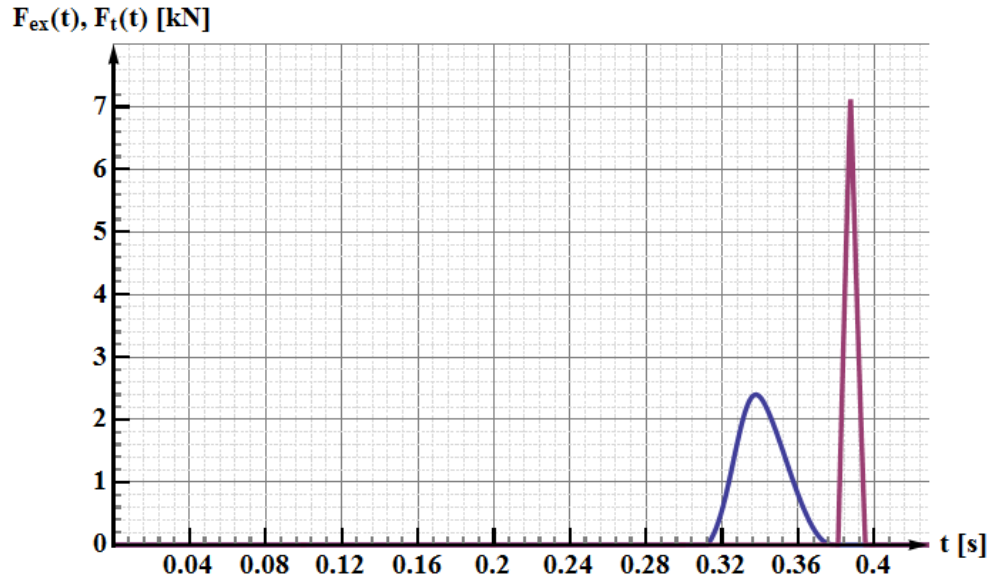


Figura 6-15: andamento (in valore assoluto) delle forze esterne agenti sulla torretta: la forza di carotaggio (in blu) e di compressione (in viola).

Introdurre le forze nel modello per il calcolo della coppia a questo punto è immediato. Si parte dalla eq. [6-27], che serve per ridurre al motore la forza esterna dovuta al peso $F_{d,m} = -g \cdot m_{d,m}$ della torretta; sostituendo $F_{d,m}$ rispettivamente con F_t ed F_{ex} si ottengono rispettivamente i termini di coppia al motore dovuta alla forza di carotaggio

$$C_{d,t,m} = F_t \cdot d_{d,m} \cos(\theta_{d,m}) \cdot \tau_{d,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-33]$$

e quello dovuto alla forza di espulsione

$$C_{d,ex,m} = F_{ex} \cdot d_{d,m} \cos(\theta_{d,m}) \cdot \tau_{d,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-34]$$

Si conclude l'analisi del meccanismo di dosaggio sommando i termini di coppia dovuti alle forze di lavorazione ([6-33] e [6-34]) a quello, già calcolato nella [6-28], che racchiude i termini dovuti a inerzie e forze peso.

In definitiva vale

$$C_{\text{tot,d,ext}} = C_{\text{tot,d}} + C_{\text{d,tm}} + C_{\text{d,e,m}} \quad [6-35]$$

La coppia complessiva, includendo le forze esterne, è graficata in *Figura 6-16*.

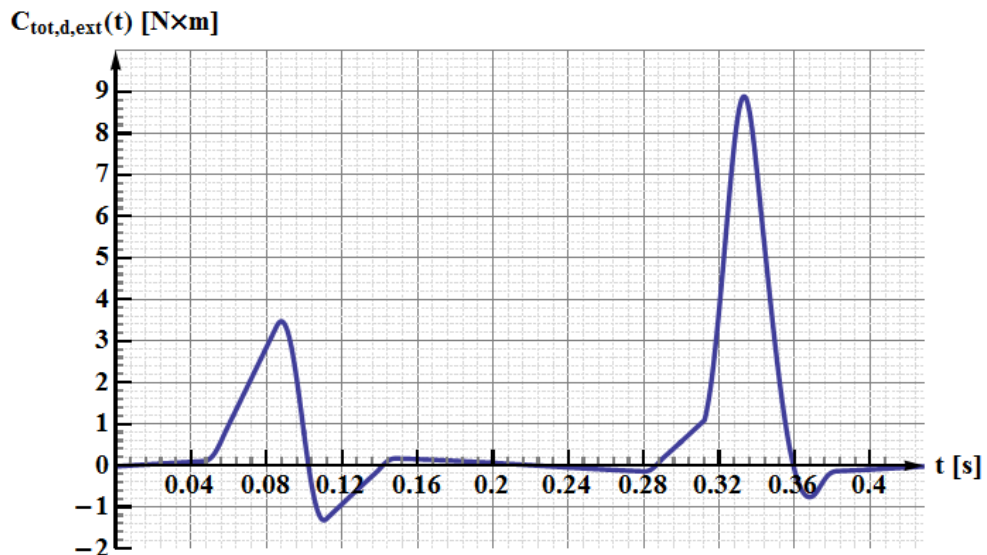


Figura 6-16: andamento della coppia al motore dovuta al meccanismo di dosaggio, ma includendo l'effetto delle forze esterne.

Il primo aspetto che si nota, confrontando la *Figura 6-16* con la *Figura 6-13*, è che introducendo l'effetto delle forze esterne la coppia evidentemente non ha più valor medio nullo. Questo deriva dal fatto che le forze applicate non sono conservative: dunque non è più possibile dire che $\int P_m \cdot dt = 0$, in quanto si ha un flusso netto di potenza meccanica erogata dal motore.

Dalla *Figura 6-16* si nota inoltre come l'effetto del carotaggio cambi notevolmente l'andamento della coppia rispetto alla *Figura 6-13*, mentre la forza di espulsione non ha praticamente effetto (non si nota un picco corrispondente). In termini intuitivi, questo può essere spiegato con il fatto che l'espulsione inizia quando la torretta è già quasi scesa del tutto ed è quindi pressoché ferma. Se la velocità di traslazione della torretta è nulla, lo stesso deve valere per il rapporto di trasmissione tra albero a camme e massa traslante, perché tra queste quantità c'è un rapporto di proporzionalità diretta

(essendo ω_c , velocità di rotazione dell'albero a camme, il fattore di proporzionalità). Pertanto, il tratto in cui si ha l'espulsione corrisponde a una fase in cui la coppia trasmessa dalla massa al motore si annulla: se nella [4-4] $\tau \cong 0$ vale infatti $C_r^* \cong 0$. Si ha così che la forza di espulsione spinge verso l'alto la torretta, ma non ha effetto in termini di coppia al motore e si scarica in definitiva come forza puramente radiale sui cuscinetti dell'albero a camme.

Non per questo il calcolo della forza di espulsione è stato inutile: come si vedrà nel prossimo paragrafo, questa ha un effetto sul meccanismo di compressione, per cui si riprenderà l'andamento della forza già calcolato e lo si inserirà nel modello corrispondente.

6.5 Il meccanismo della compressione

Per quest'ultimo meccanismo si è partiti, al solito, dall'esame della legge di moto. Essa è definita da una fase di andata e una di ritorno, inframmezzate da una fase di sosta (di ampiezza 8°); come per la camma rosa, le fasi in cui il bilanciante si muove sono definite mediante trapezoidali modificate, il cui profilo è definito dalle equazioni da [4-10] a [4-13]. La differenza rispetto alla legge di moto definita nel paragrafo precedente è che in questo caso la fase di ritorno (avente ampiezza 113°) è più rapida rispetto alla fase di andata (che è ampia 137°); l'alzata durante l'andata e il ritorno è di 18.35° . Al termine della fase di ritorno, infine, c'è una seconda fase di sosta; lo sfasamento della legge di moto, rispetto allo zero dell'albero a camme, è di 130° . Il grafico della legge di moto del bilanciante verde è in *Figura 6-17*.

Anche stavolta si è sviluppata in Matlab una funzione, definita a tratti, che per ogni valore dell'angolo θ_c di rotazione dell'albero a camme restituisce lo spostamento angolare $p_m(\theta_c)$, insieme al rapporto di trasmissione $\tau_m(\theta_c)$ tra albero e bilanciante e alla relativa derivata $\alpha_m(\theta_c)$. L'input e l'output della funzione sono supposti in radianti.

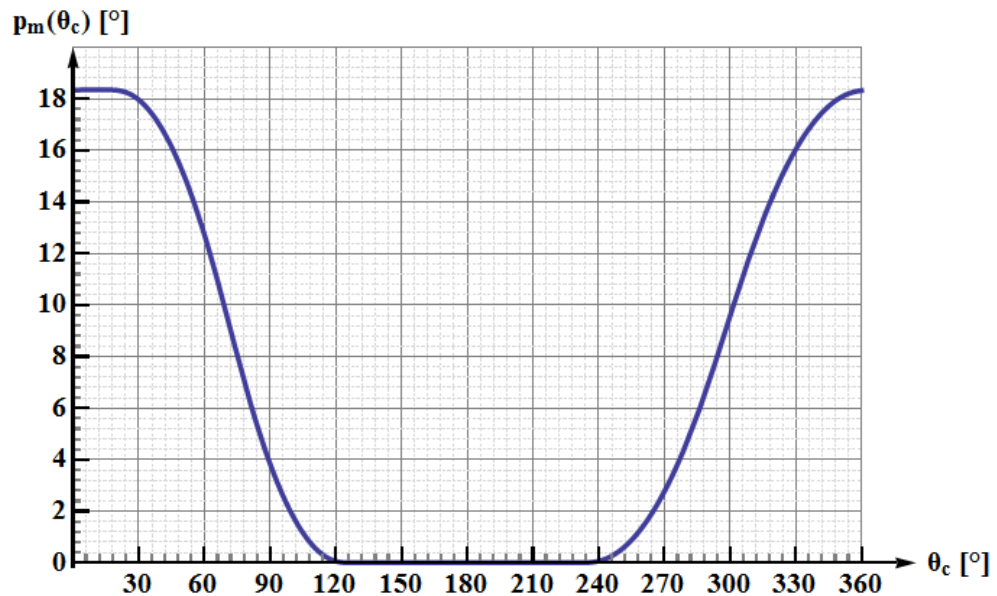


Figura 6-17: grafico dello spostamento del bilanciere di compressione.

La legge di moto, come detto, viene impartita al bilanciere verde (vedi *Figura 6-3*) da due camme, quella rosa (con il suo profilo esterno) e quella grigia (che è sul fianco della ruota a zeta), che agiscono in simultanea, realizzando in pratica un meccanismo desmodromico; la camma grigia spinge il bilanciere verso l'alto, nella prima parte del ciclo, mentre nella seconda parte la camma rosa lo richiama verso il basso.

Anche in tutti gli altri meccanismi finora visti, comunque, il richiamo del cedente della catena cinematica era sempre realizzato con un accoppiamento di forma, con le rotelle che scorrono all'interno di piste; questo garantisce un movimento preciso, grazie all'elevata rigidità dei membri della catena cinematica. Questi pregi si pagano con la richiesta di un'elevata precisione di lavorazione, per limitare il più possibile il recupero dei giochi della rotella all'interno del profilo della camma.

All'atto pratico, questo diverso tipo di azionamento non cambia il modello del sistema: si ha comunque una legge di moto nota per il bilanciere, sul quale agiscono una coppia d'inerzia e il peso proprio, che aziona una massa traslante in verticale. Su quest'ultima agiscono, oltre al peso e alla forza d'inerzia, anche delle forze di lavorazione, che verranno introdotte in seconda

battuta nello studio dinamico. Cambiano invece, in maniera che verrà spiegata più avanti, le formule usate per calcolare lo spostamento della massa traslante, in conseguenza del differente cinematismo di trasmissione.

Come per il meccanismo di dosaggio, si prende in considerazione l'effetto del peso proprio della ruota (in rosso scuro in *Figura 6-3*) che porta il profilo della camma in grigio su di un lato: tale ruota infatti non è bilanciata. Questo sbilanciamento non è stato preso in considerazione nel paragrafo 6.3, relativo all'intermittore (che è azionato dalla stessa ruota), pertanto andrà inserito in questa parte. La formula per modellare tale effetto è analoga alla [6-21], che cambiando gli opportuni parametri diventa

$$C_{m,c,m} = [g \cdot m_{c,m} \cdot d_{c,m} \cos(\theta_c + \theta_{c,m,0})] \cdot \tau_{rdp} \quad [6-36]$$

essendo $m_{c,m}$ la massa della ruota, $d_{c,m}$ la distanza del suo baricentro dall'asse di rotazione e $\theta_{c,m,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro.

Allo stesso modo si introduce l'effetto dell'inerzia del bilanciere: il termine di coppia che deriva da esso è dato (cfr. equazione [6-22]) da

$$C_{m,m} = J_m \omega_c^2 \tau_{rdp} \tau_m \alpha_m \quad [6-37]$$

dove J_m è l'inerzia del bilanciere rispetto al suo asse di rotazione. Per considerare la coppia ridotta al motore dovuta al peso proprio del bilanciere si riprende la [6-23], che qui diventa

$$C_{m,b,m} = [g \cdot m_{m,b} \cdot d_{m,b} \cos(\theta_m)] \cdot \tau_{rdp} \tau_m(\theta_c) \quad [6-38]$$

con le notazioni già viste per la [6-23] e $\theta_m = \theta_{m,0} - [p_m(\theta_c) - p_m(0)] = \theta_{m,0} - d\theta_m$, essendo $\theta_{m,0}$ la posizione angolare iniziale del baricentro del bilanciere e $d\theta_m = p_m(\theta_c) - p_m(0)$ di quanto questo è ruotato.

Per considerare il moto della massa traslante in verticale, si è dovuto cambiare il modello della catena. Infatti, per tutti i meccanismi finora visti aventi una massa traslante in verticale e comandata da un bilanciere, l'analisi cinematica

6.5 . Il meccanismo della compressione

usata è basata sullo schema riportato in *Figura 5-19*. In tale studio si è considerato che l'occhiello che collega il bilanciere alla massa stessa si muovesse mantenendosi alla stessa distanza dall'asse di rotazione del bilanciere. Questo modello era adeguato per i meccanismi visti in precedenza, dove bilanciere e massa traslante erano collegati da una biella, della quale si poteva ignorare la rotazione (così includendola di fatto nella massa traslante): in questi casi effettivamente il punto di collegamento tra massa e bilanciere si muoveva lungo una circonferenza, avente centro nell'asse del bilanciere.

Il modello cinematico schematizzato nella *Figura 5-19* e definito dalle equazioni da [5-26] a [5-29], seppure approssimativo, è stato usato anche per il meccanismo di dosaggio, visto nel paragrafo precedente. Infatti, pur trattandosi di un cinematismo concettualmente diverso, si è visto che usare lo stesso schema introduceva un errore percentualmente molto modesto; di questo si era avuta la controprova con la validazione in Mechanism della simulazione svolta in Matlab.

Come spiegato nel paragrafo 6.1, tuttavia, i meccanismi di dosaggio e di compressione del gruppo polvere sono basati su un principio diverso, e non ci sono elementi il cui moto sia riconducibile a quello di una biella. Nel dosaggio, infatti, il collegamento tra massa e bilanciere è affidato a una rotella collegata alla massa traslante, che si impegna all'interno di un profilo piano realizzata all'interno del bilanciere: di conseguenza il punto di collegamento, qui, non si muove su di una circonferenza, ma lungo una retta, che è parallela all'asse di traslazione verticale della massa. Lo schema del collegamento è riportato in *Figura 6-18*.

In figura, sia $y_{m,m}$ la distanza tra l'asse di traslazione della massa e l'asse di rotazione del bilanciere, mentre $d_{m,m}$ è la distanza tra l'asse di rotazione e il punto di collegamento tra massa e bilanciere. Come detto, si ha che $y_{m,m}$ è costante, mentre la distanza $d_{m,m}$ varierà nel corso di un ciclo. La posizione

angolare iniziale del bilanciere sia data da $\theta_{m,m,0} = -\arccos\left(\frac{y_{m,m}}{d_{m,m}}\right)$. Allora la posizione angolare $\theta_{m,m}$ all'istante generico è data da

$$\theta_{m,m} = \theta_{m,m,0} + d\theta_m = \theta_{m,m,0} + [p_m(\theta_c) - p_m(0)] \quad [6-39]$$

(si confronti con [5-26]). Si trova infine la posizione verticale della massa, quando la camma ha ruotato di un angolo θ_c :

$$x_{m,m}(\theta_c) = y_{m,m} \cdot \tan(\theta_{m,m}) \quad [6-40]$$

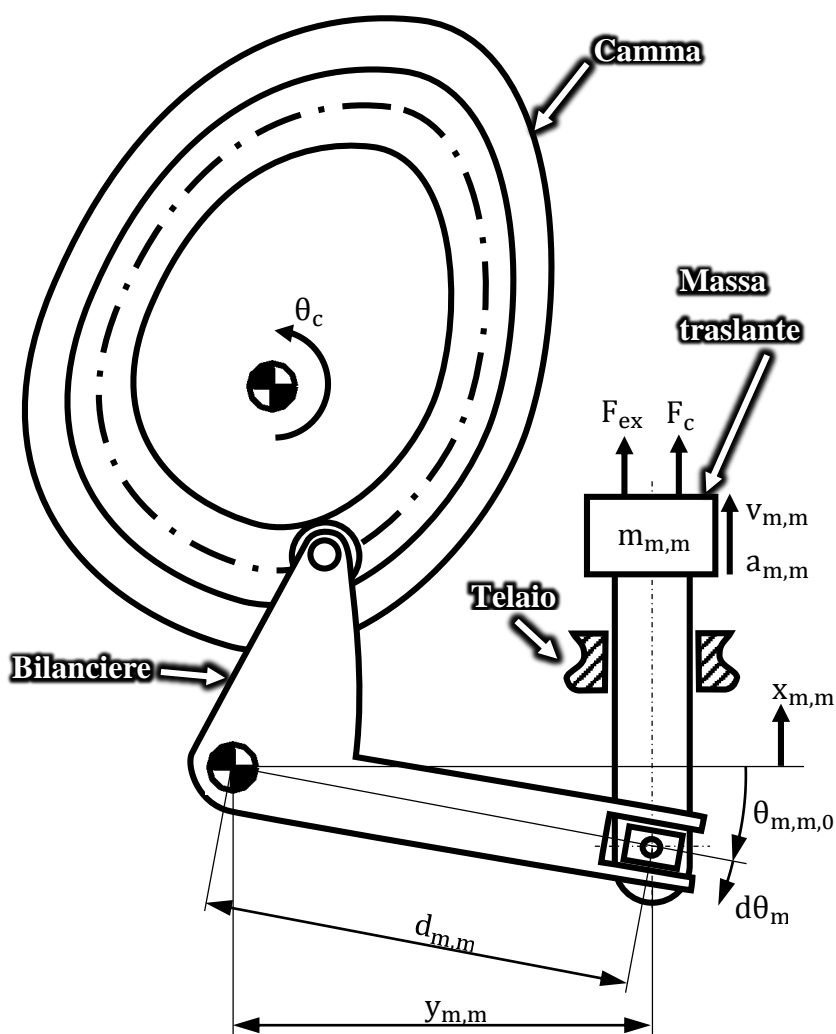


Figura 6-18: schema del meccanismo della compressione. Rispetto alla Figura 5-19, qui lo schema non è semplificato e il cinematismo ha effettivamente 1 gdl, come previsto.

6.5 . Il meccanismo della compressione

Come si nota la [6-40] è differente dalla [5-27] sin qui usata, pertanto anche le formule [5-28] (per il rapporto di trasmissione) e [5-29] (per la derivata del rapporto di trasmissione), che sono state appunto ricavate dalla [5-27], andranno sostituite. Il rapporto di trasmissione tra albero a camme e massa traslante, ottenuto derivando la [6-40] rispetto a θ_c , diventa in questo caso

$$\tau_{m,m}(\theta_c) = \frac{dx_{m,m}(\theta_c)}{d\theta_c} = y_{m,m} \cdot \frac{\tau_m(\theta_c)}{\cos^2(\theta_{m,m})} \quad [6-41]$$

Si ottiene poi, dopo qualche passaggio, la derivata di tale rapporto:

$$\alpha_{m,m}(\theta_c) = y_{m,m} \cdot \left\{ \frac{2 \sin(\theta_{m,m}) \cdot \tau_m^2(\theta_c)}{\cos^3(\theta_{m,m})} + \frac{\alpha_m(\theta_c)}{\cos^2(\theta_{m,m})} \right\} \quad [6-42]$$

Le [6-39], [6-40], [6-41] e [6-42] definiscono completamente il moto del martello di compressione.

Si possono ora scrivere le equazioni per includere i termini di coppia dovuti alla massa traslante. Si ha per esempio che la coppia ridotta al motore dovuta all'inerzia del martello di compressione è

$$C_{m,m,m} = m_{m,m} \omega_c^2 \tau_{rdp} \tau_{m,m} \alpha_{m,m} \quad [6-43]$$

similmente alla [6-25], ma avendo usato in questo caso i termini $\tau_{m,m}$ e $\alpha_{m,m}$ definiti nelle [6-41] e [6-42]. Allo stesso modo si definisce il termine di coppia derivante dal peso proprio del martello di compressione, che è dato da

$$C_{m,m} = g \cdot m_{m,m} \cdot d_{m,m} \cos(\theta_{m,m}) \cdot \tau_{m,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-44]$$

(equazione analoga alla [6-27]). Mettendo insieme i termini finora visti, che derivano dall'inerzia dei componenti e dal loro peso proprio, si trova infine

$$C_{tot,m} = C_{m,c,m} + C_{m,m} + C_{m,b,m} + C_{m,m,m} + C_{m,m} \quad [6-45]$$

con i termini a destra dati dalle [6-36], [6-37], [6-38], [6-43] e [6-44].

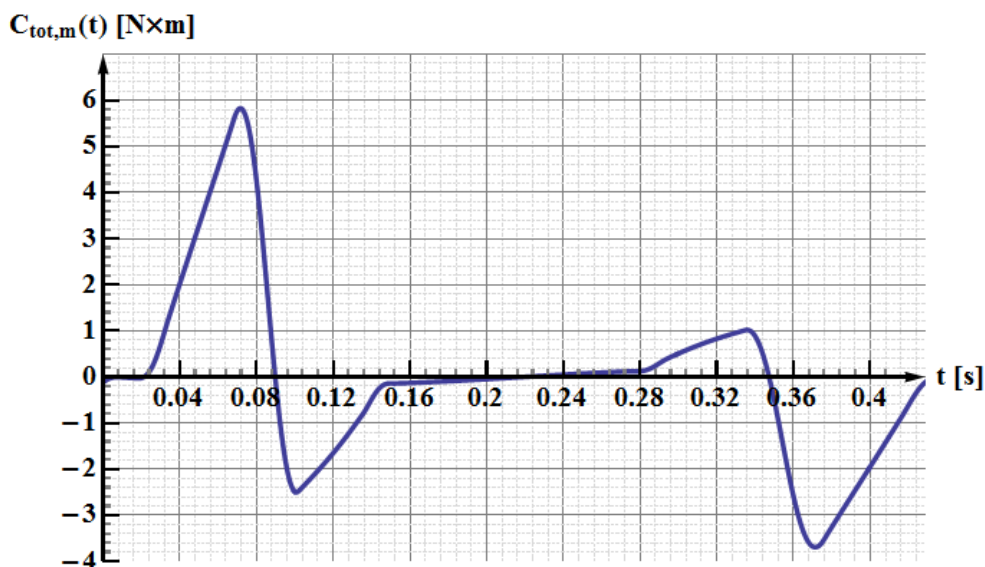


Figura 6-19: andamento di coppia al motore del meccanismo di compressione, ma ignorando le forze esterne di compressione ed espulsione.

In Figura 6-19 è illustrato l'andamento della coppia al motore nell'arco di un ciclo. Per i motivi esposti nel precedente paragrafo 6.5, anche in questo caso dovrà valere $\int C_m dt = 0$, poiché non sono state introdotte le forze esterne.

Adesso si procede appunto considerando nel modello anche le forze di lavorazione agenti sul martello, che sono quella di compressione (che la polvere applica ai pistoni e che si scarica sulla piastra) e quella di espulsione (scambiata tra martello e torretta).

La forza di espulsione è già stata illustrata nel precedente capitolo e non verrà quindi analizzata nuovamente. Per introdurla bisogna solo avere un paio di accortezze: innanzitutto, nel modello del meccanismo del martello bisognerà introdurre anche dei dati relativi alla torretta, perché, come si vede dalla eq. [6-31], la forza di espulsione dipende dal moto relativo tra torretta e martello (il moto della torretta, insieme ai parametri necessari per definirlo, è già stato studiato nel paragrafo 6.4). Inoltre va ricordato che la forza di espulsione spinge la torretta verso il basso, ma il martello verso l'alto, mentre questo scende (ed è dunque una forza resistente), pertanto il segno del termine di forza va invertito.

6.5 . Il meccanismo della compressione

Si passa ora al calcolo delle forze di compressione della polvere, che hanno il picco di forza più elevato. Il modello di calcolo è quello visto al paragrafo 6.2, secondo la formula di Kawakita (eq. [6-3]). Noti i coefficienti di compressione K_1 e K_2 , ricavati come spiegato in precedenza con il metodo dei minimi quadrati, si può trovare l'andamento di $\frac{P}{C}$ in funzione di P secondo la [6-4]; da questa equazione con pochi passaggi algebrici si trova

$$P = \frac{K_1 \cdot C}{1 - K_2 \cdot C} \quad [6-46]$$

e ricordando che $P = \frac{F_{co}}{A}$ e $C = \frac{\Delta h}{h_0}$ si trova l'andamento della forza di compressione della polvere F_{co} in funzione dello spostamento Δh dei pistoni. Il grafico di tale andamento è riportato in *Figura 6-20*.

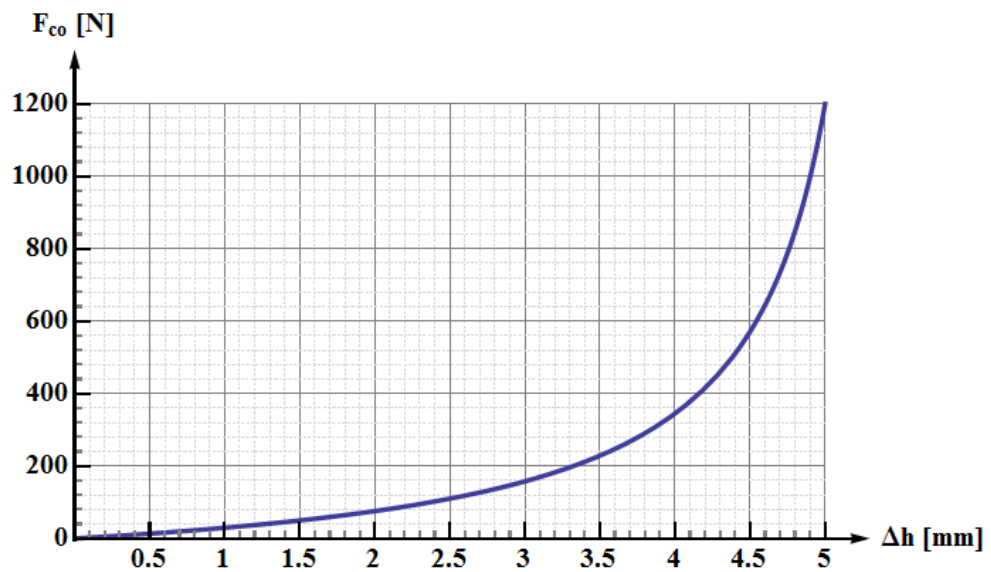


Figura 6-20: andamento iperbolico della forza di compressione, in funzione di quanto i pistoni si sono spostati all'interno delle siringhe.

Lo spostamento Δh si trova a partire dalla posizione verticale $x_{m,m}$ del martello; si faccia però attenzione al fatto che la posizione da prendere come riferimento non è all'istante iniziale, ma quella in cui il martello si trova nel punto più basso. In base alla legge di moto della camma $p_m(\theta_c)$ definita in precedenza, il bilanciere raggiunge la rotazione massima per $\theta_c = 7^\circ$ e poi

rimane in questa posizione per una sosta di 8° ; questo tratto corrisponde alla posizione più bassa del martello, data da $x_{m,m,min} = x_{m,m}(7^\circ)$.

A questa posizione corrisponde la massima compressione della polvere, ossia $\Delta h = \Delta h_{max}$; la compressione inizia allora quando il martello si trova $\Delta h_{max} = 5 \text{ mm}$ più in alto di $x_{m,m,min}$. Una volta terminata la compressione, si suppone che la forza rimanga costante e pari al valore massimo $F_{co,max}$ finché il martello non ricomincia a salire, al che la forza crolla a zero, in quanto i pistoni non sono più a contatto con la polvere.

Riassumendo: detta $x_{in,c} = x_{m,m,min} + \Delta h_{max}$ l'alzata del martello corrispondente all'inizio della fase di compressione, la forza F_c inizia ad aumentare quando appunto $x_{m,m} \leq x_{in,c}$; in questo tratto la forza si trova con l'equazione [6-46], inserendo $C = \Delta h/h_0 = (x_{in,c} - x_{m,m})/h_0$, perché lo spostamento Δh va calcolato rispetto all'inizio della fase di compressione. Quando poi $x_{m,m} = x_{m,m,min}$ la forza F_{co} raggiunge il valore massimo e rimane costante per tutta la fase di sosta, durante la quale la colonna di polvere assume la sua dimensione definitiva.

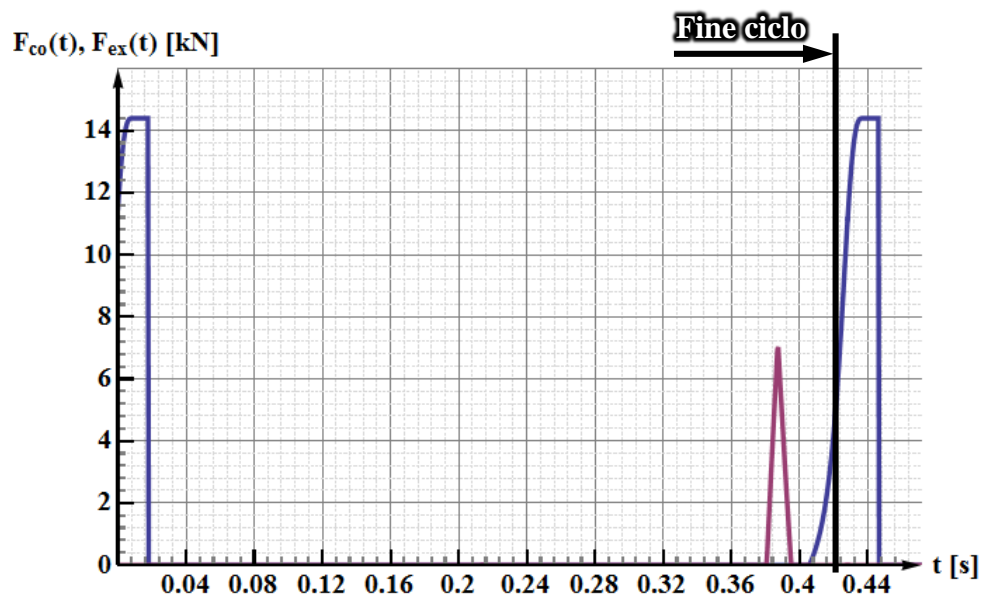


Figura 6-21: andamento delle forze di lavorazione (resistenti) che agiscono sul meccanismo di compressione: la forza di espulsione (in viola) e di compressione (in blu). Per chiarezza, il periodo mostrato è di durata leggermente superiore a quella di un ciclo macchina.

6.5 . Il meccanismo della compressione

L'andamento delle forze agenti sul martello (ossia quelle di compressione e di espulsione) è rappresentato in *Figura 6-21*. Per interpretare la figura si tenga presente che, come in *Figura 6-15*, sono mostrati i valori complessivi delle forze: si ha cioè che il valore di forza calcolato come visto prima, che è relativo a ciascuno dei pistoni di dosaggio, va moltiplicato per 12 (numero dei pistoni presenti).

Va inoltre sottolineato che in figura l'andamento delle forze è mostrato su un periodo più lungo della durata t_c di un ciclo; data infatti la fasatura della camma (e lo sfasamento dello zero camma, rispetto allo zero dell'albero a camme) risulta che la fase di compressione è a cavallo dell'istante finale del ciclo, quindi l'andamento della forza va in parte riportato all'inizio del ciclo successivo.

A questo punto è possibile introdurre le forze esterne nel modello del meccanismo di compressione. Il metodo è quello già visto per il dosaggio: si prende l'equazione [6-44], che è servita per ridurre all'asse motore la forza peso del martello, e si sostituisce $F_{m,m} = -g \cdot m_{m,m}$ con le forze F_{co} , data dalla [6-46], e F_{ex} , definita nel paragrafo 6.4. Si ottiene rispettivamente

$$C_{m,ex,m} = -F_{ex} \cdot d_{m,m} \cos(\theta_{m,m}) \cdot \tau_{m,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-47]$$

per la forza di espulsione e

$$C_{m,co,m} = -F_{co} \cdot d_{m,m} \cos(\theta_{m,m}) \cdot \tau_{m,m}(\theta_c) \cdot \tau_{rdp} \quad [6-48]$$

per la forza di compressione. Si noti che qui, essendo entrambe le forze dirette verso il basso, come la forza peso $F_{m,m}$, nelle corrispondenti equazioni i termini di coppia hanno segno negativo; il risultato è che entrambe le forze sono resistenti e richiedono al motore un ulteriore contributo di coppia motrice, come previsto. A questo punto si può definire la coppia totale

$$C_{tot,m,ext} = C_{tot,m} + C_{m,ex,m} + C_{m,co,m} \quad [6-49]$$

data dalla somma di [6-45], [6-48] e [6-49]; l'andamento è in *Figura 6-22*.

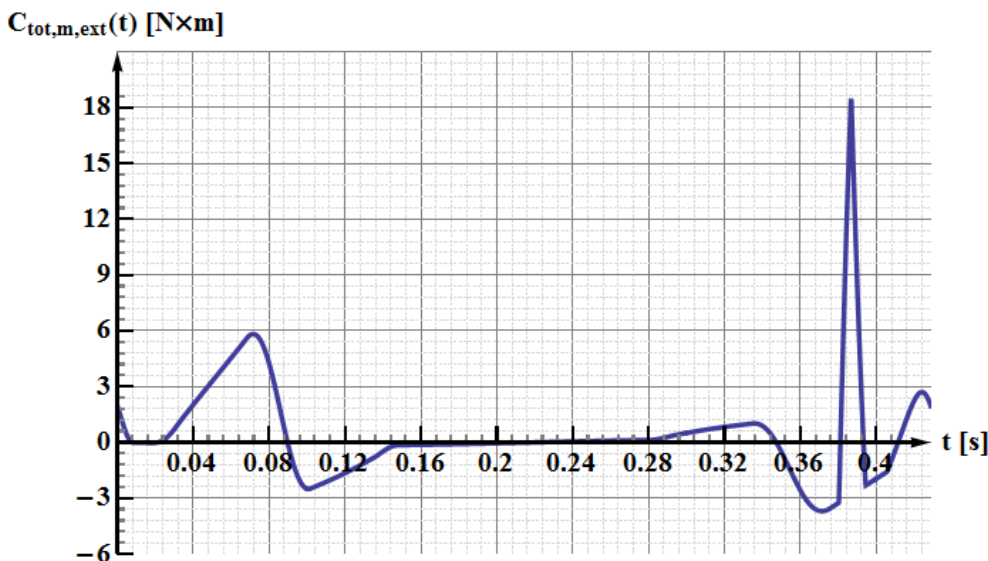


Figura 6-22: andamento della coppia ridotta all'asse motore del gruppo polvere dovuta al meccanismo di compressione, nell'arco di un ciclo.

Dal grafico di *Figura 6-22* si nota il notevole picco di coppia dovuto alla forza di espulsione; in confronto il contributo di coppia dovuto alla forza di compressione è notevolmente più piccolo, sebbene la compressione abbia un valore massimo di forza maggiore. Questo accade perché la fase di compressione inizia in un tratto in cui il moto verso il basso del martello rallenta progressivamente, fino a fermarsi quando la colonna di polvere ha raggiunto la sua altezza finale e la forza di compressione è massima. Per quanto già visto, il rapporto di trasmissione $\tau_{m,m}$ tra albero a camme e martello è proporzionale alla velocità $v_{m,m}$ del martello stesso; pertanto, se questa tende a zero così anche $\tau_{m,m}$ diventa piccolo e in definitiva (vedi eq. [6-48]) il contributo $C_{m,co,m}$ cala fino a diventare minore del contributo dovuto alla forza di espulsione.

Il valore massimo assunto dalla coppia complessiva, si osserva, è effettivamente alto ($\cong 18 \text{ Nm}$), ma il motore è comunque verificato, perché la coppia di picco, per il motore brushless Yaskawa adoperato, è intorno ai 23 Nm. Bisogna peraltro ricordare che i dati sugli andamenti di forza sono solo indicativi: infatti solo per la forza di compressione sono disponibili in letteratura delle formule generali, mentre per le forze di carotaggio ed

espulsione sono state fatte delle ipotesi di massima (sia in termini di valori di picco che di andamenti complessivi).

Ad ogni modo, qualora in futuro si rendessero disponibili (ad esempio da delle prove sperimentali) degli andamenti di forza più precisi, insieme a delle misure dei valori massimi che la forza di espulsione può assumere, sarà relativamente facile modificare il modello in Matlab, per introdurre la funzione più adeguata con cui modellare l'espulsione degli slug di polvere dalle siringhe (a patto che le forze dipendano soltanto dalla stessa variabile qui usata, ossia dallo spostamento dei pistoni).

6.6 Conclusioni sul gruppo polvere

Si può infine concludere l'analisi dinamica del gruppo polvere, mettendo insieme i risultati delle analisi viste ai paragrafi 6.3, 6.4 e 6.5. La coppia complessiva al motore si ottiene dunque sommando i termini dovuti all'intermittore (da eq. [6-20]), al meccanismo di dosaggio (dalla [6-35]) e da quello di compressione (eq. [6-49]). La coppia complessiva al motore, ignorando la presenza di attriti, è allora

$$C_{tot,p} = C_{tot,i} + C_{tot,d,ext} + C_{tot,m,ext} \quad [6-50]$$

Diversamente da quanto visto per l'asse master (eq. [5-62]) non si introduce l'effetto dello sbilanciamento dell'albero a camme: questo perché si è rilevato dal CAD che nel gruppo polvere l'albero che trasmette il moto dal riduttore alle camme è quasi perfettamente bilanciato. Si sono però introdotti i termini di coppia dovuti allo sbilanciamento delle singole camme (vedi paragrafi precedenti, equazioni [6-21] e [6-36]).

Come per l'asse master, è necessario considerare in qualche modo la potenza dispersa a causa degli attriti. Per farlo si usa lo stesso principio visto in precedenza: si definiscono in Matlab tre parametri arbitrari che rappresentano

Capitolo 6. Il gruppo polvere

i rendimenti di ciascuno dei tre meccanismi (dell'intermittore, del dosaggio e della compressione) azionati dal motore del gruppo polvere. Si è scelto il valore $\eta = 0.95$ per l'intermittore e $\eta = 0.9$ per dosaggio e compressione; si è inoltre supposto che i valori di rendimento siano uguali in moto diretto e in moto retrogrado (ma lasciando comunque l'opzione di impostare $\eta \neq \hat{\eta}$). Il valore di rendimento relativo al meccanismo dell'intermittore è lo stesso che è stato preso per il meccanismo del piattello dell'asse master, trattandosi di una trasmissione simile; i rendimenti di dosaggio e compressione sono più bassi.

Si consideri infatti il meccanismo del dosaggio: questo ha una massa traslante in verticale (la torretta) guidata all'interno di boccole. Sulla torretta agiscono forze esterne molto rilevanti (di carotaggio ed espulsione): queste forze eccentriche danno luogo a un elevato momento flettente, che viene contrastato dalla forza normale all'interno delle boccole di guida. A un'elevata forza normale di reazione corrisponde una proporzionale forza tangenziale di attrito: dentro le boccole si avrà una notevole componente di attrito di strisciamento. Un ragionamento analogo vale per il meccanismo di compressione.

Dopo aver unito tutti i parametri definiti nei precedenti paragrafi 6.3, 6.4 e 6.5 in un unico script Matlab, si implementa la [6-50], tenendo conto dei rendimenti nelle trasmissioni tra i vari meccanismi del gruppo polvere e l'albero a camme. Trovata la coppia all'albero a camme, si procede infine a ridurla all'albero lento del riduttore, ossia al motore. Per farlo bisogna includere nello script anche il rendimento del riduttore Wittenstein, avente $\eta_{rid,p} = 0.89$. Questo è sensibilmente inferiore rispetto al rendimento del riduttore dell'asse master; del resto il riduttore del gruppo polvere è del tipo a vite senza fine, una tipologia di riduttori che ha tipicamente rendimenti piuttosto bassi.

Per includere i termini di rendimento si usano le equazioni [4-4] (per moto diretto) e [4-5] (per moto retrogrado); si distinguono le due condizioni di

funzionamento semplicemente considerando il segno della coppia, come spiegato al paragrafo 5.8 relativamente all'asse master. Dalla $C_{tot,p}$ definita in [6-50] si passa alla coppia al motore effettiva, tenendo conto dei rendimenti, che chiameremo $C_{tot,p,\eta}$. L'andamento è riportato in *Figura 6-23*.

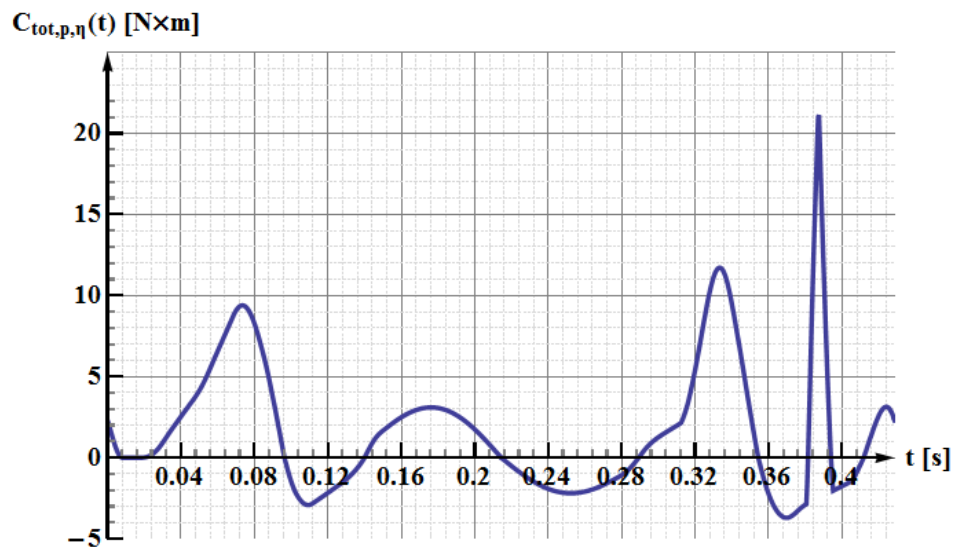


Figura 6-23: andamento della coppia al motore del gruppo polvere.

Come detto, non sono ancora disponibili dati sperimentali con cui confrontare i valori calcolati dal modello in Matlab; la validazione del modello è pertanto lasciata a futuri studi.

Se si confronta il grafico di *Figura 6-23* con quello in *Figura 5-37* appare innanzitutto evidente come la coppia al motore del gruppo polvere sia notevolmente più alta (in termini di valore di picco e di valore medio) rispetto alla coppia al motore dell'asse master. Va tenuto però presente che le inerzie del gruppo polvere sono decisamente maggiori: la massa traslante del meccanismo di dosaggio, ad esempio, pesa da sola 19 Kg. Inoltre sul gruppo polvere agiscono, come si è visto, rilevanti forze esterne di lavorazione, assenti nell'asse master.

Confrontando invece la *Figura 6-23* con i singoli termini di coppia del gruppo polvere (*Figura 6-11*, *Figura 6-16* e *Figura 6-22*) si rileva come il termine più rilevante sia decisamente quello relativo al meccanismo di compressione, come era lecito attendersi. Esso infatti ha le inerzie maggiori: ad esempio il

bilanciere verde è il più grande tra quelli studiati e la massa traslante del martello è di 31 Kg, la più alta tra tutti i meccanismi modellati in questa tesi. Inoltre il meccanismo di compressione è quello soggetto alle forze esterne più elevate.

Come verifica della correttezza dei calcoli, si è controllato che la coppia media nell'arco di un ciclo, eliminando (temporaneamente) dal modello tutte le forze esterne e imponendo rendimenti unitari, sia circa nulla: per quanto già mostrato nei precedenti paragrafi infatti, se si trascurano le forze non conservative, la potenza media (e così di conseguenza la coppia media) in un periodo deve essere nulla.

Se si reintroducono forze esterne e i rendimenti sopra visti si ha invece una coppia media $C_{med,p} = 1.67 \text{ Nm}$ e una coppia efficace $C_{RMS} = 4.3 \text{ Nm}$. La motorizzazione è verificata se C_{RMS} è minore della coppia nominale relativa alla velocità di rotazione del motore. A 1500 rpm (velocità nominale del brushless impiegato) la coppia nominale è di 8.34 Nm; alla velocità di rotazione effettiva del motore del gruppo polvere, pari a $n_{m,p} = 2240 \text{ rpm}$, il catalogo Yaskawa indica una coppia nominale $C_{n,eff} \cong 5 \text{ Nm}$, come illustrato in *Figura 6-24*. Poiché $C_{RMS} \leq C_{n,eff}$, il motore è verificato.

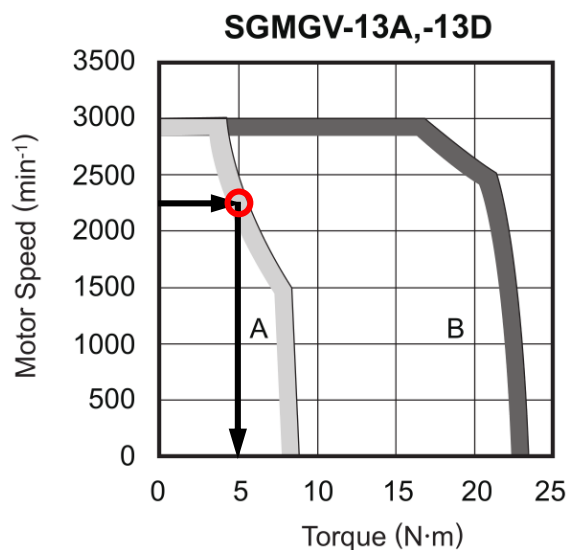


Figura 6-24: il catalogo Yaskawa indica le zone di funzionamento continuativo (curva A) o intermittente (B) per il motore brushless, nel piano $n_m - C_{RMS}$. Stando ai calcoli in Matlab, il motore è verificato.

6.6 . Conclusioni sul gruppo polvere

Sempre dai calcoli in Matlab, risulta anche che la coppia di picco sia intorno ai 21 Nm, mentre la coppia istantanea massima ammissibile, sempre secondo il catalogo Yaskawa, è di 23.3 Nm. Infine, anche la potenza media nel ciclo, data da $P_{med} = C_{med,p} \cdot \omega_{m,p} = C_{med,p} \cdot \left(n_{m,p} \cdot \frac{2\pi}{60} \right) = 0.392 \text{ kW}$, è minore della potenza nominale del motore $P_{nom} = 1.3 \text{ kW}$.

Si trova in definitiva che, sulla base dei risultati della simulazione, la motorizzazione risulta verificata: se così non fosse si dovrebbe ritenere che la simulazione sia poco attendibile, visto che effettivamente il motore usato non ha dato problemi sulle macchine finora mandate in produzione.

7 Conclusioni e sviluppi futuri

In questo elaborato si è mostrato come sviluppare un modello elettromeccanico di una macchina automatica complessa, l'opercolatrice Adapta 100 (prodotta da I.M.A. S.p.A.), per calcolare le coppie ai motori dei vari azionamenti presenti. Questo modello consente di realizzare una simulazione numerica del funzionamento della macchina, che è stata analizzata sia dal punto di vista cinematico che da quello dinamico. In tale modello sono stati introdotti parametri relativi a un particolare setup di funzionamento; esso tuttavia è facilmente riutilizzabile per studiare la macchina quando questa lavora in configurazioni diverse, ad esempio quando cambia il formato delle capsule oppure se viene inserita una motorizzazione indipendente per la vasca polvere. Per considerare le modifiche basterà infatti modificare gli opportuni parametri negli script sviluppati in Matlab. Inoltre la modellazione così sviluppata è stata validata sia con un simulatore commerciale che con dei dati sperimentali, ottenuti da misure sulla macchina in funzionamento a varie velocità.

A partire dai risultati di questa tesi si delineano molti possibili sviluppi futuri. Si potrebbe pensare in primis di modificare lo script di simulazione per analizzare macchine aventi una struttura analoga: per esempio la macchina opercolatrice Practica 100, la cui architettura è riconducibile a quella dell'Adapta 100. Anche l'Adapta 200, versione a più alta produttività della macchina studiata, potrebbe essere oggetto di indagini successive.

Sarebbe senz'altro interessante aprire una campagna di prove sperimentali sul gruppo polvere dell'Adapta, similmente a quanto si è fatto per l'asse master: questo consentirebbe di validare i risultati delle analisi viste nel capitolo 6, oltre all'interesse più generale che questi dati di coppia e di velocità hanno nell'ottica di ulteriori miglioramenti delle performance della macchina.

Capitolo 7. Conclusioni e sviluppi futuri

Come spiegato nel capitolo 3, la macchina ha un asse principale, detto master, e fino a cinque assi slave, che da esso vengono comandati. In questo elaborato si sono studiati l'asse master e uno degli assi slave, ossia quello relativo al gruppo polvere. La scelta è ricaduta su questi assi perché sono quelli che hanno le richieste più gravose in termini di coppia e di potenza erogate al motore; nell'ottica di studi futuri, sarebbe interessante modellare gli altri gruppi di dosaggio. Si potrebbe iniziare dal gruppo di dosaggio dei cronoidi, che è quello più simile al gruppo polvere, pertanto il modello corrispondente si potrebbe ottenere in modo relativamente agevole a partire da quello definito al capitolo 6. Si potrebbe proseguire con lo studio del gruppo per i microtablet, che ha requisiti di potenza moderatamente elevati (ciò è noto dall'esperienza pregressa aziendale); i gruppi di dosaggio liquidi e compresse richiedono coppie e potenze molto limitate e la loro modellazione pertanto non appare necessaria.

Sarebbe anche interessante ottenere un modello più preciso delle forze di attrito. Per farlo si potrebbe ad esempio far girare il motore asincrono dell'asse master dopo avere scollegato i vari gruppi connessi: questo fornirebbe la coppia al motore in assenza di forze d'inerzia e forze peso, ossia la coppia d'attrito costante C_{attr} sull'albero a camme di cui si è parlato al paragrafo 5.8. Reinserendo poi ciascuno dei gruppi singolarmente, si potrebbe inoltre validare il modello di ciascun gruppo con delle prove sperimentali specifiche per il gruppo in esame. Ciò permetterebbe di avere una stima più precisa delle forze d'attrito, semplificando molto il lavoro di confronto tra simulazione e dati sperimentali (perché si potrebbe studiare un solo gruppo per volta). Si è verificato con i responsabili aziendali che è tecnicamente possibile far girare la macchina in tali condizioni.

Un altro aspetto interessante che si potrebbe introdurre nella modellazione sarebbe il sistema di controllo, per considerare le variazioni di velocità durante il ciclo: per questo sarebbe necessario aprire una collaborazione tecnica con la Lenze, l'azienda che produce l'inverter usato per comandare gli assi macchina, per capire quale sia l'algoritmo di controllo impiegato.

L'applicazione prevista per i modelli qui sviluppati sarebbe valutare delle possibili modifiche in un'ottica di risparmio energetico. Una volta completata l'analisi degli andamenti di coppia (e di velocità, se si riuscisse a estendere il modello rispetto all'attuale approssimazione di velocità costante) si dovrebbe dunque procedere con la definizione del flusso di potenza per ciascuno dei motori presenti nella macchina, eventualmente includendo quelli dei gruppi ausiliari, come autoregolazione, aspirazione dell'aria e simili.

A questo punto si dovranno valutare due opzioni. La prima è quella di collegare direttamente i motori con un bus DC, in modo tale che, se un motore immette nel sistema di redistribuzione dell'energia elettrica, questa possa venire immediatamente assorbita dai motori che in quella fase del ciclo richiedono potenza dalla rete. L'altra possibilità è quella di inserire dei gruppi di stoccaggio dell'energia, ad esempio delle batterie o dei capacitori: questo consentirebbe di redistribuire in maniera più uniforme l'energia nell'arco del ciclo, visto che ad esempio si potranno avere fasi in cui tutti i motori richiedono potenza dalla rete. Inoltre si potrebbe usare l'energia accumulata per muovere gli assi della macchina in caso di arresti imprevisti, in modo da rallentare dolcemente i vari assi mantenendo però la fase relativa. Queste due opzioni andrebbero confrontate sul piano economico, essendo il sistema di stoccaggio più performante ma anche più costoso.

A monte di questa ottimizzazione energetica andrebbe però rivisto l'azionamento: attualmente, come visto, si hanno motori di tipologie diverse e di case produttrici diverse, con sistemi di controllo dedicati. Sarebbe quindi necessario uniformare i motori della macchina (usando brushless per ciascun asse) e con essi il sistema di controllo.

Si potrebbe anche valutare se cambiare i riduttori, che attualmente hanno rapporti di riduzione elevati: questo consentirebbe di passare a riduttori e motori più piccoli ed economici, proporzionati alle esigenze di utilizzo. Si potrebbe anche tentare di ottimizzare i rapporti di riduzione, cercando quelli che danno luogo alla minima potenza richiesta ai motori.

8 Bibliografia

- Alderborn, G., & Nystrom, C. (1995). *Pharmaceutical Powder Compaction Technology*. New York: Marcel Dekker.
- Canini, G., & Fantuzzi, C. (2003). *Controllo del Moto per Macchine Automatiche*. Bologna: Pitagora.
- Carricato, M. (2014). Dispense del corso di Meccanica degli Azionamenti. Università di Bologna.
- Funaioli, E., Maggiore, A., & Meneghetti, U. (2008). *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, Prima parte: Fondamenti di Meccanica delle Macchine*. Bologna: Pàtron.
- Funaioli, E., Maggiore, A., & Meneghetti, U. (2009). *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, Seconda parte: Elementi di Meccanica degli Azionamenti*. Bologna: Pàtron.
- Giberti, H., & Cinquemani, S. (2010). Servo Motors Classification Based on the Accelerating Factor. *3rd International Multi-Conference on Engineering and Technological Innovation*, (p. 1-9). Orlando, Florida.
- Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Krishna Rao, T. (2010). *Design of Machine Elements, vol. II*. Bangalore: I.K. International Pvt Ltd.

Capitolo 8. Bibliografia

Levin, M. (2002). Tablet Press Instrumentation. In J. Swarbrick, & J. C. Boylan, *Encyclopedia of Pharmaceutical Technology*. New York: Marcel Dekker.

Melchiorri, C., & Biagiotti, L. (2008). *Trajectory Planning for Automatic Machines and Robots*. Berlin: Springer.

Serra, G. (2012). Dispense del corso di Azionamenti Elettrici M. Università di Bologna.

Ringraziamenti

Si ringrazia il professore Marco Carricato, relatore di questa tesi, per avere trovato quest'importante opportunità di apprendimento e di inserimento nel mondo aziendale, oltre che per l'attenzione con cui ha seguito lo svolgimento del progetto.

Si ringraziano parimenti i correlatori, sig. Fabrizio Consoli e dott. Francesco Meoni, per la grande disponibilità nel fornire chiarimenti sul funzionamento della macchina e pareri su come procedere nel lavoro.

Va ricordato il contributo del prof. Giovanni Serra, del dipartimento di Ingegneria dell'Energia Elettrica, che ha fornito chiarimenti sui principi di funzionamento e algoritmi di controllo di inverter e motori sincroni.

È necessario menzionare Lorenzo Maldina e Roberto Trebbi, di I.M.A., che hanno aperto la collaborazione con l'ateneo e mi hanno dato preziosi consigli sullo svolgimento della tesi. Tra i dipendenti di I.M.A. S.p.A. con cui si è lavorato, si ringraziano inoltre, in ordine sparso, Luca Andraghetti, Alessio Torre, Giulio Fraulini, Sauro Rossi, Roberto Giacometti, Alberto Panterreni, Giovanni Ciaramella, Filippo Zaniboni ed Enrico Pasini, per la cortesia e la professionalità nel rispondere a dubbi e domande che sono sorte sia nel periodo di tirocinio formativo che durante il progetto di tesi vero e proprio.

Tra i miei colleghi studenti ringrazio Davide Neri, per i consigli sulle questioni meccaniche, e Simone D'Auria, per quelli su questioni di automazione e controllo; ringrazio anche Emanuele Dall'Ospedale, per l'assistenza tecnica e nell'impaginazione.

Concludo ringraziando mio padre, mia madre e mia zia, che mi hanno incoraggiato (e sopportato) durante questi ultimi mesi di studio.