

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BERGAMO

Facoltà di Ingegneria

Corso di dottorato in mecatronica, informazione, tecnologie innovative

e metodi matematici

Ciclo XXVIII

CRITERI DI PROGETTAZIONE DI MACCHINE PER IL
SOFFIAGGIO DI MATERIE PLASTICHE

Relatore:

Chiar.mo Prof. Paolo Righettini

Correlatore:

Chiar.mo Prof. Roberto Strada

Prova finale di

Davide DONADINI

Matricola n. 1002644

ANNO ACCADEMICO 2015 - 2016

Ringraziamenti

Un ringraziamento alla famiglia per l'appoggio e l'aiuto dato in questi anni.

Un ringraziamento a Solidea che mi hanno aiutato e sopportato pazientemente.

Particolari ringraziamenti al Prof. Paolo Righettini, al Prof Roberto Strada e a tutto lo staff del laboratorio di Meccatronica per avermi aiutato durante l'intero percorso, per la disponibilità e la professionalità dimostrata.

Infine ringrazio sentitamente la Dott. Delia Innocenti, l'Ing. Matteo Capelli e tutte le persone che compongono Seriomac per l'aiuto e consigli ricevuti durante il percorso in azienda.

Indice

INTRODUZIONE.....	1
CAPITOLO 1.....	5
ESTRUSIONE E SOFFIAGGIO	5
1.1 OLD MILL HOLDING	6
1.1.1 Seriomac	6
1.1.2 Serioplast	6
1.1.3 Farmol.....	7
1.2 LA STORIA.....	8
1.2.1 I pionieri italiani	8
1.2.2 I primi anni '70	10
1.2.3 Stato dell'arte.....	11
1.3 MATERIE PLASTICHE UTILIZZATE	12
1.4 CICLO TECNOLOGICO.....	14
1.4.1 L'estrusore e il fuso	15
1.4.2 La testa d'estrusione e il Parison.....	27
1.4.3 La chiusura	38
1.4.4 La pinzatura	40
1.4.5 Il taglio	40
1.4.6 Il soffiaggio.....	41
1.4.7 Lo smaterozzamento.....	42
PARTE I	44
ATTUAZIONE PARISON.....	44
CAPITOLO 2.....	45
ANALISI CINEMATICA.....	45
2.1 CINEMATICA DIRETTA.....	48
2.2 CINEMATICA INVERSA	53
2.3 VALIDAZIONE CINEMATICA DIRETTA E INVERSA	57
CAPITOLO 3.....	59
ANALISI DINAMICA	59
3.1 DINAMICA DIRETTA	60

3.1.1 Masse di sostituzione	60
3.2 DINAMICA INVERSA	69
CAPITOLO 4.....	71
OTTIMIZZAZIONE ATTUATORE PARISON.....	71
4.1 ANALISI ATTUALE SISTEMA	72
4.2 SINTESI ATTUATORE PARISON	77
4.2.1 Dati di progetto.....	77
4.2.2 Definizione attuatore	85
4.2.3 Validazione sperimentale.....	97
PARTE II	119
ATTUAZIONE CHIUSURA STAMPI	119
CAPITOLO 5.....	121
ANALISI CINEMATICA.....	121
5.1 CINEMATICA DIRETTA.....	123
5.2 CINEMATICA INVERSA	131
5.3 VALIDAZIONE CINEMATICA DIRETTA E INVERSA	138
CAPITOLO 6.....	141
ANALISI DINAMICA	141
6.1 DINAMICA DIRETTA	143
6.1.1 Masse di sostituzione.....	143
6.2 DINAMICA INVERSA	148
CAPITOLO 7.....	149
SIMULAZIONE ADAMS	149
7.1 LEGGE DI MOTO PORTA STAMPO	150
7.2 SIMULAZIONE ADAMS.....	154
7.3 VALIDAZIONE	159
CAPITOLO 8.....	162
ANALISI DI SENSITIVITÀ	162
8.1 FASE DINAMICA	164
8.1.1 Influenza coordinata Z1	164
8.1.2 Influenza coordinata Z3	167

8.1.3 Influenza coordinata Z32	170
8.2 FASE "STATICA"	173
8.2.1 Modello ad un grado di libertà	173
8.2.2 Decremento Logaritmico.....	178
8.2.3 Determinazione condizione limite chiusura stampo	180
CONCLUSIONE	184
BIBLIOGRAFIA	187

Indice delle figure

Figura 1: Macchina di estrusione e soffiaggio del 1954.....	10
Figura 2: Fasi principali del processo di estrusione e soffiaggio	14
Figura 3: Schematizzazione di un estrusore	16
Figura 4: Schematizzazione di una vite di estrusione.....	17
Figura 5: Flusso del polimero nel filetto di altezza h	20
Figura 6: Sezioni reali e sezione idealizzata del materiale plastico presente tra i filetti della vite d'estrusione	21
Figura 7: Simulazione della distribuzione solido/fuso	22
Figura 8: Spirale estratta dalla vite d'estrusione	24
Figura 9: Miscelatori vari	25
Figura 10: Sezione di un cambiafiltro	26
Figura 11: Componenti principali della Testa di estrusione.....	28
Figura 12: Distributore a tre uscite	29
Figura 13: Distributore a dodici uscite	29
Figura 14: Regolatore di flusso	30
Figura 15: Alimentazione a cuore	31
Figura 16: Sezione di un modulo ad alimentazione dell'alto	33
Figura 17: Sezione A del torpedo	34
Figura 18: Sezione B del torpedo	35
Figura 19: Sezione C del torpedo	35
Figura 20: Modulo testa Seriomac. In verde è possibile notare il flusso del materiale fuso, in rosso la parte mobile ed in azzurro il circuito dell'aria	36
Figura 21: Produzione intrabocca.....	38
Figura 22: Produzione fuori bocca	39

Figura 23: Contrasto a molla	42
Figura 24: Catena cinematica Parison	46
Figura 25: Schema cinematico biella-manovella con eccentrico	48
Figura 26: Schema cinematico trasmissione a cinghia e motore e riduttore	52
Figura 27: Schema cinematico inverso meccanismo biella manovella non centrato	53
Figura 28: Errore posizione filiera.....	57
Figura 29: Errore velocità filiera	58
Figura 30: Errore accelerazione filiera	58
Figura 31: Punti notevoli della biella	64
Figura 32: Schema dinamico biella manovella	65
Figura 33: Modello trasmissione a cinghie.....	67
Figura 34: Struttura cinghia Polychian Carbon GT.....	73
Figura 35: Riduttore Sumitomo F3C-A35G-29	73
Figura 36: Parte 1 datasheet riduttore Sumitomo F3C-A35G-29.....	74
Figura 37: Parte 2 datasheet riduttore Sumitomo F3C-A35G-29.....	74
Figura 38: Datasheet motore parison Moog G5-V8	75
Figura 39: Curva caratteristica Moog G5-V8.....	76
Figura 40: Datasheet cilindro oleodinamico attuatore Parison.....	79
Figura 41: Andamento corsa biella rispetto angolo manovella	80
Figura 42: Posizione biella parallela alla forza spinta plastica.....	81
Figura 43: Andamenti motore ciclo Marker con coppia limitata a 48 Nm.....	82
Figura 44: Posizione raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm .	83
Figura 45: Velocità raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm ...	83
Figura 46: Accelerazione raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm	84

Figura 47: Forza raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm.....	84
Figura 48: Posizione, velocità ed accelerazione Marker	86
Figura 49: Posizione, velocità ed accelerazione Spurgo	86
Figura 50: Posizione, velocità ed accelerazione per un ciclo di lavoro.....	87
Figura 51: Modello dinamico della struttura Parison	88
Figura 52: Catalogo pulegge "Poly Chain"	89
Figura 53: Andamenti motore Marker.....	90
Figura 54: Variazione velocità in base al rapporto trasmissione pulegge	91
Figura 55: Variazione coppia in base al rapporto trasmissione pulegge	91
Figura 56: Andamento rigidità al variare della larghezza cinghia	92
Figura 57: Andamento rigidità al variare della larghezza cinghia	93
Figura 58: Andamento riassuntivo rigidità cinghia	94
Figura 59: Caratteristiche motori Moog serie G5.....	95
Figura 60: Datasheet Wittenstein SPK+ 180MF	95
Figura 61: Decadimento prestazione di velocità del riduttore dovuto alla temperatura di 40°C.....	96
Figura 62: Output grafico funzione scelta attuatore Parison	97
Figura 63: Posizione comparatore per test cinematici.....	98
Figura 64: Test a freddo e a secco con comparatore montato a sinistra.....	99
Figura 65: Risultati test a freddo a secco.....	100
Figura 66: Risultato posizione test a freddo e a secco movimento 0→100	101
Figura 67: Test a caldo e a secco con comparatore montato a sinistra.....	101
Figura 68: Risultati test a caldo e a secco.....	102
Figura 69: Risultato posizione test a caldo e a secco movimento 0→100	103
Figura 70: Confronto tra test a freddo e a caldo	103

Figura 71: Risultati test a freddo, a secco, 0→100 con comparatore montato a DX ...	104
Figura 72: Grafico confronto posizione comparatore.....	104
Figura 73: Test a caldo, a secco con movimento 100→0.....	105
Figura 74: Risultati test a caldo, a secco con movimento 100→0	106
Figura 75: Test con passo differente dal 5%, movimento 0 →100	106
Figura 76: Test con passo differente dal 5%, movimento 100 →0	107
Figura 77: Test con plastica con movimento 0→100.....	107
Figura 78: Risultati con plastica con movimento 0→100	108
Figura 79: Test con plastica con movimento 100→0.....	108
Figura 80: Elaborazione dati test plastica.....	109
Figura 81: Confronto posizionamento tra plastica e senza, movimento 0→100.....	111
Figura 82: Test inversione moto a secco parte 1	112
Figura 83: Test inversione moto a secco parte 2	112
Figura 84: Test inversione di moto con plastica.....	113
Figura 85: Andamento velocità Marker rispetto a velocità motore.....	115
Figura 86: Andamento coppia Marker rispetto a limiti coppia motore	115
Figura 87: Andamento velocità Spurgo rispetto a velocità motore	116
Figura 88: Andamento coppia Spurgo rispetto a limiti coppia motore	116
Figura 89: Ciclo utilizzato per effettuare la validazione del nuovo attuatore Parison .	117
Figura 90: Andamento velocità ciclo di lavoro rispetto a velocità motore	117
Figura 91: Andamento coppia resistente ciclo di lavoro rispetto a limiti coppia motore	118
Figura 92: Schema cinematico chiusura stampi	122
Figura 93: Schema cinematico primo quadrilatero.....	123
Figura 94: Schema cinematico secondo quadrilatero	127

Figura 95: Errore posizione porta stampo	138
Figura 96: Errore velocità porta stampo	139
Figura 97: Errore accelerazione porta stampo	139
Figura 98: Schema masse di sostituzione Z2.....	144
Figura 99: Schema masse di sostituzione Z5.....	145
Figura 100: Schema dinamico primo meccanismo	146
Figura 101: Schema dinamico secondo meccanismo	147
Figura 102: Spostamento porta stampo	152
Figura 103: Velocità porta stampo	152
Figura 104: Accelerazione porta stampo	153
Figura 105: Modello chiusura ADAMS	154
Figura 106: Funzione Modify Body ADAMS.....	155
Figura 107: Esempio di vincolo in ADAMS	155
Figura 108: Modello completamente vincolato.....	156
Figura 109: Schermata Post-Processor in ADAMS.....	157
Figura 110: Confronto posizione albero scanalato	159
Figura 111: Confronto velocità albero scanalato.....	160
Figura 112: Confronto accelerazioni albero scanalato	160
Figura 113: Confronto coppie albero scanalato.....	161
Figura 114: Variazione posizione motore in funzione di Z1	165
Figura 115: Variazione velocità motore in funzione di Z1	165
Figura 116: Variazione accelerazione motore in funzione di Z1	166
Figura 117: Variazione coppia resistente in funzione di Z1	167
Figura 118: Variazione posizione motore in funzione di Z3.....	168
Figura 119: Variazione velocità motore in funzione di Z3	168

Figura 120: Variazione accelerazione motore in funzione di Z3	169
Figura 121: Variazione coppia resistente in funzione di Z3.....	169
Figura 122: Variazione posizione motore in funzione di Z32.....	170
Figura 123: Variazione velocità motore in funzione di Z32	171
Figura 124: Variazione accelerazione motore in funzione di Z32	171
Figura 125: Variazione coppia resistente in funzione di Z32.....	172
Figura 126: Sistema vibrante ad un grado di libertà con smorzamento viscoso	173
Figura 127: Forze agenti nel sistema.....	174
Figura 128: Andamento sistema poco smorzato.....	176
Figura 129: Andamento sistema con smorzamento critico	177
Figura 130: Andamento sistema molto smorzato	177
Figura 131: Misura dello smorzamento critico col metodo del decremento logaritmico	179
Figura 132: Movimento oscillatorio chiusura stampo.....	180
Figura 133: Andamento sistema sotto smorzato determinato tramite metodo del Decremento Logaritmico.....	181
Figura 134: Simulazioni “fase statica” di un meccanismo di chiusura stampi.....	182
Figura 135: Andamento angolo limite per vari meccanismi	183

Introduzione

La tendenza industriale di questi ultimi anni è lo sviluppo di macchine sempre più performanti, ma che allo stesso tempo riducano i consumi energetici. Ossia la creazione di macchine sempre più automatiche e l'utilizzo di tecnologie elettriche. Questa tendenza sta portando sempre più interesse il verso il mondo elettrico e rappresenta sicuramente la direzione da intraprendere nel futuro.

Questo elemento ha influenzato anche il campo delle macchine per estrusione soffiaggio. In quanto questa tecnologia permette di realizzare flaconi, prodotti a basso valore con forme sempre più complesse. Ecco perché i costruttori di macchine per estrusione e soffiaggio stanno trasformando le loro presse per estrusione e soffiaggio da attuazione idraulica ad attuazione elettrica. Questo trend è seguito anche dall'azienda Seriomac che sta sviluppando una versione completamente elettrica della macchina più grande che possiede nella sua famiglia.

Questo lavoro di ricerca si colloca all'interno di questo progetto. Il lavoro è stato sviluppato in collaborazione con l'azienda ed in particolare volge particolare attenzione a quelle movimentazioni che sono tipiche dell'estrusione e soffiaggio:

- La movimentazione che permette la creazione del Parison;
- La movimentazione che permette la chiusura delle due metà stampo.

L'obiettivo delle tesi è di sviluppare dei criteri per la progettazione di tali macchine, mettendo in condizione il progettista di conoscere attentamente le caratteristiche di tali sistemi e permettergli quindi di effettuare le scelte più appropriate in fase di progettazione di tali sistemi.

La tesi è così strutturata:

CAPITOLO 1

Descrive approfonditamente una macchina per estrusione e soffiaggio partendo dalla sua storia fino ad arrivare all'attuale stato dell'arte. Introduce brevemente l'azienda con la quale si è collaborato durante questo lavoro. Riporta le caratteristiche fondamentali delle materie plastiche utilizzate per lo stampaggio. Descrive approfonditamente il funzionamento del processo di estrusione e soffiaggio, volgendo particolare attenzione ai campi tipici di tale tecnologia.

PARTE I

Questa parte riporta lo studio della movimentazione per la regolazione dello spessore del Parison. Riporta la cinematica e la dinamica di tale sistema. Descrive il sistema attuale. Riporta una breve analisi di sensitività sulle caratteristiche fondamentali di tale sistema. Definisce, attraverso prove sperimentali, le caratteristiche di progetto di tali sistemi, ed attraverso queste specifiche sintetizza un nuovo sistema per la regolazione degli spessori del Parison, Infine riporta una validazione sperimentale del sistema rispetto alle specifiche di progetto.

PARTE II

Riporta lo studio della movimentazione per la chiusura stampi, in particolare ne descrive la cinematica e la dinamica di tale sistema. Effettua una validazione della sintesi creata mediante il software ADAMS simulando un movimento tipico di apertura

e chiusura di tale sistema. Sviluppa un'approfondita analisi di sensitività di tale sistema, suddivisa in due parti: *dinamica* e *statica*. Nella parte statica propone un modello vibrante ad un grado di libertà di tale sistema. Utile alla definizione della condizione limite di riapertura di tale sistema.

Si riportano infine alcune considerazioni in merito ai risultati ottenuti ed ai possibili sviluppi futuri di questo lavoro.

Capitolo 1

Estrusione e soffiaggio

In questo primo capitolo viene dato un quadro generale del contesto in cui si inserisce il lavoro di tesi. Per far questo si introdurrà brevemente l'azienda con la quale è avvenuta la collaborazione. Si continuerà con la storia di questo mondo, l'importanza che tale settore ricopre in Italia e lo stato dell'arte ad oggi. Infine si entrerà nel vivo del funzionamento del processo di estrusione e soffiaggio, con particolare attenzione a tutte quelle parti dove ci si ritroverà a lavorare durante la collaborazione. Nel mentre si è colta occasione per definire i vari aspetti che compongono una macchina di estrusione e soffiaggio così da comprendere più facilmente i successivi capitoli, terminando con un breve accenno alle materie plastiche utilizzate.

1.1 Old Mill Holding

È una multinazionale di proprietà della famiglia Innocenti. All'interno di questa multinazionale ci sono tre aziende indipendenti una dall'altra:

- Seriomac;
- Serioplast;
- Farmol.

1.1.1 Seriomac

Seriomac nasce nel 2009 con sede ad Ugnano, come produttrice di macchine di estrusione e soffiaggio, con l'obiettivo di sviluppare tali macchine secondo le esigenze di Serioplast. Nel 2013 avvia anche la costruzione di quelle macchine che riguardano il fine linea, cioè tutto quelle macchine che si occupano di verificare, controllare imballare il flacone. Ad oggi Seriomac conta circa una quarantina di dipendenti più numerosi collabori esterni. La struttura di Seriomac permette la progettazione, l'assemblaggio e il collaudo di ogni tipologia di macchinario sviluppato.

1.1.2 Serioplast

Serioplast è nata nel 1974 producendo oggetti attraverso il processo di estrusione e soffiaggio. Da allora la società è cresciuta ed ha allargato le sue competenze anche nel campo dell'iniezione, ma la produzione di oggetti cavi estruso-soffiati è rimasto il suo core business.

Nel 2011 Serioplast ha trasformato 40'900 tonnellate di materiale attraverso l'estrusione e soffiaggio, poco meno dell'80% del totale trasformato (52'000 ton). Se si considera il numero di oggetti prodotti invece che il peso di materia prima trasformata, questa percentuale è destinata a calare; in media infatti un flacone estruso-soffiato è più pesante di una provetta o di un flacone stiro-soffiato. Questa osservazione è confermata dalla previsione di vendite del 2012: 1'167'168'000 flaconi da produrre attraverso l'estrusione e soffiaggio, circa il 65% della produzione totale di flaconi e provette (1'810'000'000).

Ad oggi conta otto stabilimenti produttivi in Italia, una decina in tutta Europa e tre stabilimenti nel resto del mondo.

1.1.3 Farmol

Nasce nel 1946, come azienda riempitrice di flaconi. Velocemente si trova ad essere un punto di riferimento sul mercato italiano, come fornitore nel settore della cosmetica, detergenti e dispositivi medici. Nel 1990 viene acquisita dalla famiglia Innocenti, che infonde all'interno dell'azienda una visione innovativa ed una concreta strategia. Questo permette negli anni successivi di raggiungere una forte espansione a livello geografico offrendo un servizio vincente ai clienti. Oggi, con quattro siti produttivi, due in Italia, uno in Ungheria e uno in Tunisia, Farmol è diventata una solida realtà per quei clienti europei che richiedono elevati standard di qualità ed efficienza.

1.2 La storia

La possibilità di ottenere prodotti finiti di materiali plastici in forma completamente cava, mediante soffiaggio di un materiale termoplastico, era nota fin dal 1920 (1) ed applicata per alcuni oggetti di cellulosa. Già nel 1930 si hanno notizie dei primi brevetti, ma bisogna arrivare agli anni '40 per vedere i primi successi di questa tecnologia, dovuti principalmente all'introduzione del polietilene. Questo materiale, e poi anche il PVC, consentirono la produzione su vasta scala di bottigliette soffiate. Il maggiore sviluppo di questa tecnologia risale però ai primi anni '60, quando vennero meno alcune limitazioni brevettuali.

Il processo di soffiaggio è sostanzialmente analogo a quello della soffiatura del vetro, tant'è che molti dei primi operatori delle soffiatrici automatiche e robotizzate provenivano da quel settore. La prima tecnologia di soffiaggio di corpi cavi fu quella di estrusione-soffiaggio, applicata prima per piccoli flaconi e in seguito per grossi contenitori da 5 litri; seguì la tecnologia dell'iniezione-soffiaggio, utilizzata soprattutto per flaconi e bottiglie per uso farmaceutico e cosmetico.

1.2.1 I pionieri italiani

La storia del soffiaggio di corpi cavi incominciò in Italia con Giuseppe Moi, un sardo che trasferitosi a Milano nel 1937 riuscì ad inserirsi con entusiasmo nell'attività industriale di questa città; dopo cinquant'anni di attività, nel 1987, Moi aveva costituito in Italia ed all'estero una trentina di società. La prima attività indipendente di questo straordinario personaggio fu lo stampaggio ad iniezione nel 1945-49 di articoli religiosi e giocattoli di materiale plastico. Nel 1950 fu fondata la G.Moi, che un anno più tardi fabbricò la prima soffiatrice italiana da mezzo litro, dotata di estrusori bivate, destinata alla produzione di bottigliette per detersivi. A questa soffiatrice seguirono macchine da 2, 10, 50 e 500 litri (1962); a partire dai modelli da 10 litri, gli impianti erano attrezzati con testa ad accumulo. L'attività della Moi cessò nel 1980 quando i brevetti e la tecnologia furono trasferiti alla Triulzi, che continuò la costruzione di queste soffiatrici destinate soprattutto alla produzione di grandi manufatti per l'industria automobilistica. Giuseppe Moi ha al suo attivo anche la costruzione delle prime macchine per l'estrusione di lastre e tubi di PE espanso, fornite anche negli Stati Uniti.

La storia continua con due società un tempo separate ed oggi divisioni del gruppo americano Uniloy: la Moretti e la Co-Mec. La prima fu fondata nel 1957 dai fratelli Domenico e Giorgio Moretti ad Abbiategrosso, con la ragione sociale: "Officina meccanica per la costruzione di macchine e stampi per il soffiaggio di corpi cavi in materiale plastico". Oltre a queste macchine la società costruì estrusori, teste per l'estrusione, filiere e traini per tapparelle e piccole calandre. Una delle prime macchine soffiatrici, costruita nel 1959, era di tipo pneumatico ad estrusione continua per la produzione di contenitori da due litri per detersivi. Nel 1961 fu costruita la prima macchina per l'estrusione soffiaggio di contenitori fino a 30 litri e la società si impose come una delle principali costruttrici di macchine per il soffiaggio di pezzi tecnici.

La Co-Mec, fondata nel 1960 da Herberto Hauda, operava inizialmente a Firenze come trasformatore di materiali plastici. In seguito la sede fu trasferita a Calenzano (FI) dove incominciò la costruzione anche di macchine. Fino al 1965 la Co-Mec costruiva soffiatrici pneumatiche con capacità massima di 5 litri; nel 1966 fu messa sul mercato la prima macchina idraulica, a testa doppia fino ad un litro ed a testa semplice per contenitori fino a 5 litri. Verso la metà degli anni '60 furono fabbricate teste speciali per bicomponenti (PVC e PE), con colorazione a striscie.

E' da citare l'azione promotrice in questo settore di Piero Giacobbe, noto anche perché nel 1954 fondò il Giornale delle materie plastiche ceduto poi alla SIR. Giacobbe, oggi titolare con il figlio Ferruccio del gruppo Magic, fondò nel 1960 la ASCO (Associazione costruttori macchine materie plastiche) che mise sul mercato impianti di soffiaggio corpi cavi. Il primo impianto di soffiaggio, chiamato Olimpia, risale al 1960, mentre un anno più tardi fu costruito il modello Mini Magic, che anticipa nel nome la futura società Magic MP.

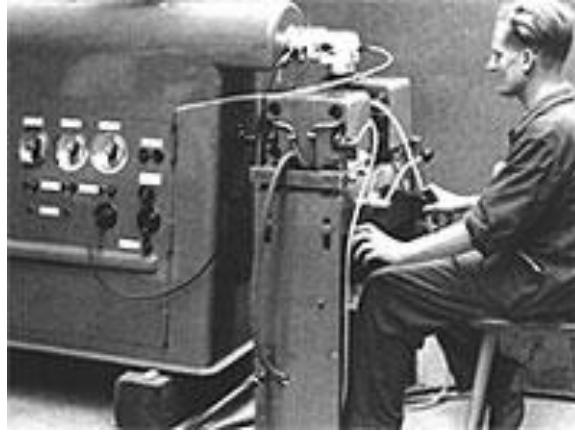


Figura 1: Macchina di estrusione e soffiaggio del 1954

1.2.2 I primi anni '70

All'inizio degli anni '70 si affermò anche in Italia una forte industria costruttrice di macchine per il soffiaggio di corpi cavi, anche se la produzione era allora limitata all'estrusione-soffiaggio e non all'iniezione-soffiaggio.

L'offerta copriva dalle piccole unità per contenitori farmaceutici sino agli impianti completi per fusti e contenitori di mille litri ed oltre. Risale a quegli anni lo sblocco dell'impiego del PVC atossico, stabilizzato ai raggi UV ed antiurto, per il soffiaggio di bottiglie destinate alle acque minerali non gasate. Quattro stabilimenti di imbottigliamento incominciarono ad adottare il PVC per questo impiego. Nel 1970 erano presenti in Italia undici costruttori, contro i quattro del 1960. La Co-Mec mise in commercio nel 1970 una soffiatrice con ugello di soffiaggio dall'alto e con calibrazione del collo. Nei primi anni '70 sviluppò l'estrusione-soffiaggio di corpi cavi di nylon ad elevata viscosità e nel 1973 propose la Serie CS anche per la coestrusione fino a tre strati. La Fratelli Moretti costruiva in quegli anni quattro modelli di soffiatrice Serie M, ad un gruppo, per contenitori di PVC fino a sei litri di capacità e quattro modelli MB a due gruppi con smaterozzamento ed espulsione automatici; inoltre proponeva la serie Compact, con cinque modelli per contenitori da 20 a 250 litri ed estrusori fino a 120 mm di diametro. La Omea forniva due modelli di soffiatrice automatica con estrusore verticale e quattro tipi con estrusore orizzontale (fino a cinquanta litri): la testa era del tipo ad accumulo con regolazione dello spessore del parison.

Negli anni '60 erano nate altre sette società. La Beloit Italia di Pinerolo (TO) costruiva due diversi modelli a stazioni rotanti (fino a sei). Troviamo poi tre società: la Newpac di Zingonia (BG), la Costaplastik di Macherio (MI) e la Mossi e Ghisolfi di Tortona, che dopo un'attività di trasformazione, iniziarono la costruzione di alcuni tipi di soffiatrici. La Mossi & Ghisolfi si era specializzata nella costruzione di impianti completi per la produzione di bottiglie per latte; commercializzava inoltre le macchine della francese Sidel, destinate alla realizzazione di bottiglie di PVC per acqua minerale, vino ed olio.

La Locati e Pavesi di Milano si era fatta un nome con il modello LP 200 per contenitori fino a 5 litri, caratterizzato da un sistema di chiusura delle piastre attuato mediante robuste ginocchiere. La Magic, fondata come è stato detto da Piero Giacobbe nel 1965, acquisì ben presto un posto importante nel panorama dei costruttori italiani di macchine per contenitori fino a 200 litri; in particolare si segnalano i modelli Miniblow per la lavorazione del PVC rigido per uso alimentare, con smaterozzamento automatico in produzione e calibratura dei colli e Maxiblow, quest'ultimo per corpi cavi sino a 50 litri, con testa ad accumulo e regolazione dello spessore e del peso del parison.

1.2.3 Stato dell'arte

Lo stato dell'arte ad oggi comprende presse idrauliche nei movimenti dove è richiesta maggiore forza, come nell'attuazione del sistema di regolazione degli spessori del Parison e nella chiusura stampi. In particolare questi modelli presenti sul mercato possono generare forze di chiusure degli stampi fino a venti tonnellate. Inoltre queste macchine possono raggiungere fino ad undici strati di coestrusione e possedere teste fino a fino a dodici flaconi, presentano inoltre alcuni movimenti elettrici nelle parti non tipiche di questa tecnologia, come nella traslazione dei carri porta stampi e nelle stazioni di prelevamento dei flaconi dallo stampo fino al rilascio sul nastro trasportatore. Inoltre alcune versioni prevedono un sistema di controllo della presenza di fori integrato nei prelevatori del prodotto. Un modello della famiglia Seriomac che risponde a questi requisiti è 720H. Nel caso di minori forze di chiusure e di conseguenza di minore produttività della macchine esistono delle versioni completamente elettriche come ad esempio la 480E

1.3 Materie plastiche utilizzate

Le materie prime che in genere vengono trasformate attraverso il processo di estrusione e soffiaggio sono l'HDPE (High-Density Polyethylene) ed il PP (Polypropylene), ma possono essere lavorati anche altri materiali come il PVC (Polyvinylchloride) o il PETG (Polyethylene Terephthalate Glycol).

Tra i due principali materiali, l'HDPE è sicuramente quello più usato. Nel 2011 in Serioplast ha occupato circa il 78% di tutta l'estrusione e soffiaggio, mentre il restante 22% è stato preso dal PP. Il PVC ed il PETG hanno occupato meno dell'1% e il loro consumo può essere trascurato.

L'HDPE non è un materiale difficile da lavorare (2). Rispetto ad altri materiali mette più alla prova l'estrusore perché assorbe con difficoltà il calore e si miscela con più difficoltà, ma una volta estruso un buon fuso, la formazione della bottiglia (a parità di geometria) è la più semplice tra tutti i materiali.

Il PP è un materiale più difficile dell'HDPE da lavorare. Rispetto a quest'ultimo non stressa l'estrusore perché assorbe calore e si miscela con più facilità, ma essendo un materiale con un legame tra le sue molecole forte, la formazione della bottiglia è più complicata: è necessaria infatti una forza di chiusura dello stampo superiore (140-150 Kg/cm contro 100-120 Kg/cm del PE) e un taglio del parison attraverso una lama riscaldata.

Il PVC è un materiale che fino a pochi decenni fa era molto usato grazie alla sua versatilità, ma attualmente sta venendo abbandonato per questioni ambientali e di salute. Al suo interno è infatti presente il cloro (Cl), un elemento chimico che tende a legare con altri componenti formando sostanze chimiche inquinanti e pericolose.

Il PETG è un materiale relativamente recente, derivato dal PET con l'aggiunta di glicole per renderlo più viscoso, diversamente non sarebbe lavorabile attraverso l'estrusione e soffiaggio. Rispetto ai materiali precedenti è il più difficile da lavorare, esso ha una temperatura di lavorazione che deve essere mantenuta all'interno di uno stretto range, altrimenti finirebbe per degradare e la bottiglia non risulterebbe più conforme.

Unitamente al materiale principale, per ottenere un prodotto colorato, vengono praticamente sempre aggiunti dei master. Rispetto al PP e all'HDPE questi prodotti sono molto più costosi, ma vengono sempre aggiunti in percentuali relativamente basse, in genere variabili dall'1% al 5%.

Altri additivi possono essere aggiunti per conferire al prodotto finito altre caratteristiche (antiUV, scivolanti, antistatici, ecc...). Questo tipo di prodotti vengono aggiunti con percentuali ancora più basse rispetto ai master, ma raramente vengono utilizzati.

1.4 Ciclo tecnologico

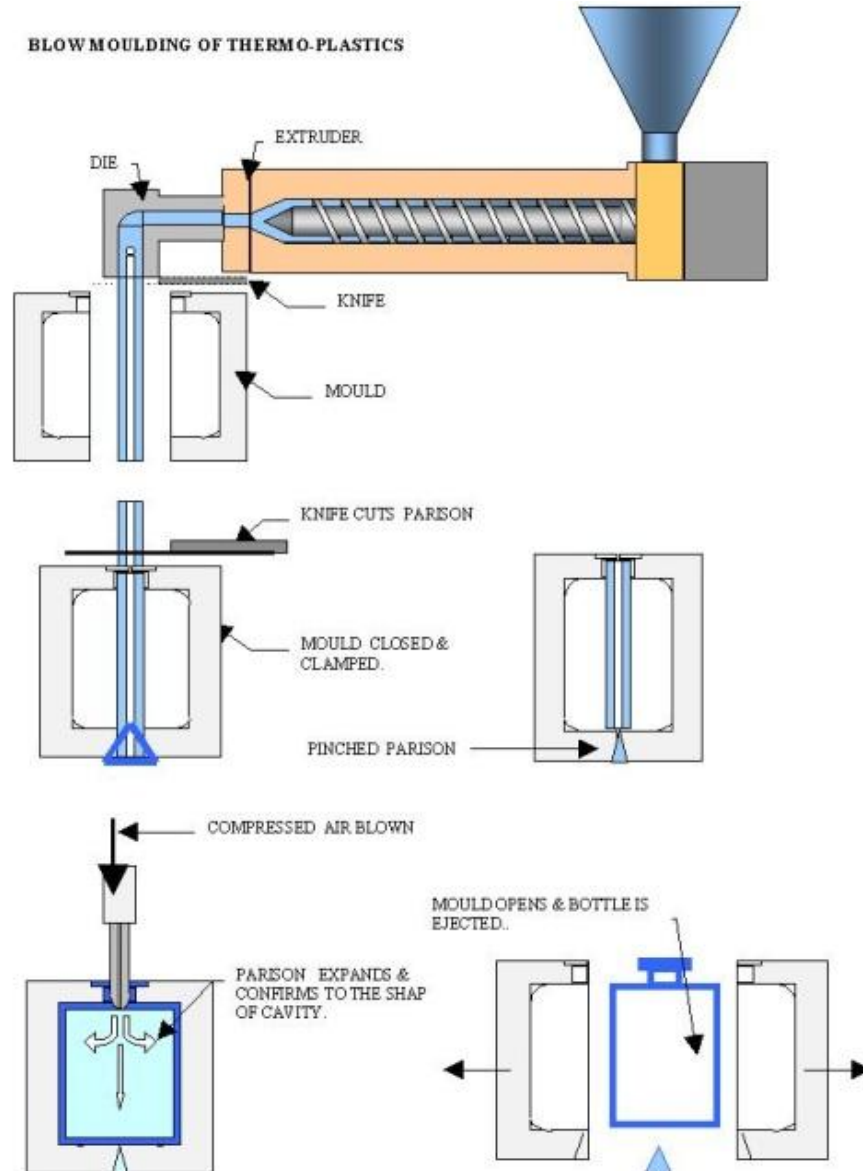


Figura 2: Fasi principali del processo di estrusione e soffiaggio

L'immagine precedente sintetizza in maniera efficace le principali fasi del ciclo produttivo di un flacone estruso-soffiato.

La materia prima viene inserita all'interno dell'estrusore, il quale ha il compito di renderla un fuso omogeneo. Il fuso viene spinto all'interno della testa d'estrusione che

formerà un certo numero di parison. Lo stampo chiudendosi intrappola i parison che successivamente vengono tagliati da un coltello. Al termine di questa fase dell'aria compressa viene soffiata all'interno dello stampo in modo da far prendere alla materia plastica la forma della cavità. Quando il flacone ormai formato è sufficientemente freddo, lo stampo si apre e la bottiglia viene prelevata (3).

1.4.1 L'estrusore e il fuso

L'estrusore è la macchina che in modo efficiente e continuo converte il polimero solido in un fuso omogeneo ed altamente viscoso, spingendolo verso la testa.

Ci possono essere innumerevoli tipi di estrusori, in questo testo ci limiteremo a descrivere l'estrusore monovite che è praticamente il solo usato in estrusione e soffiaggio. Inoltre ci si riferirà a una vite tradizionale con tre zone funzionali: alimentazione, compressione e dosaggio.

L'estrusore monovite è costituito da una vite posizionata, con accoppiamento molto preciso, all'interno di un cilindro la cui superficie è generalmente liscia. Il tipo di estrusore, così come la vite, sono individuati dalle dimensioni del cilindro, ossia dal diametro interno "D" in mm e dalla lunghezza "N" misurati in diametri $N=L/D$. Per esempio l'estrusore che viene utilizzato dalle macchine Seriomac è generalmente un $\varnothing 100$ a 26D o un $\varnothing 90$ a 26D.

All'inizio del cilindro, in corrispondenza dei primi filetti della vite, si trova un'apertura, detta bocca d'alimentazione, attraverso la quale il polimero solido può entrare per porsi nello spazio delimitato dal cilindro, dalle pareti del filetto e dal nocciolo della vite. Questa zona è sempre raffreddata con acqua per evitare che il calore generato dalle resistenze che riscaldano il cilindro possa portare a fusione il polimero che staziona nella zona, quando l'estrusore è fermo.

Il granulo è fatto pervenire all'interno dell'estrusore attraverso un condotto di sezione circolare o rettangolare a seconda del costruttore (rettangolare per Seriomac). La forza che fa scendere il granulo dalla tramoggia nella bocchetta fino a riempire i filetti è

quella della gravità, successivamente il granulo avanza per effetto della spinta esercitata dai filetti durante la rotazione della vite.

L'avanzamento del polimero all'interno dell'estrusore è uno dei concetti sul quale è bene soffermarsi.

Il polimero, scendendo dalla tramoggia, aderisce alle pareti tra le quali si trova: alle pareti del filetto, al nocciolo della vite e al cilindro. A questo punto i granuli che aderiscono alla vite ruotano con essa e quindi non possono avanzare, mentre quelli che aderiscono al cilindro vengono spinti verso l'uscita dalla cresta del filetto, che sfiora e raschia la superficie del cilindro stesso. La conclusione è che tanto più i granuli tendono ad aderire al cilindro, e quindi a non ruotare con la vite, tanto maggiore è la spinta in avanti esercitata dai filetti, che trasferiscono la forza motrice del motore al polimero per spingerlo fuori dal cilindro. La velocità massima di avanzamento del polimero si avrà a contatto con il cilindro sia per i granuli, in alimentazione, sia per le molecole di polimero dopo la fusione, mentre negli strati sottostanti la velocità sarà via via minore fino a essere zero a contatto con il nocciolo della vite. L'avanzamento può essere schematizzato come si vede nella figura seguente.

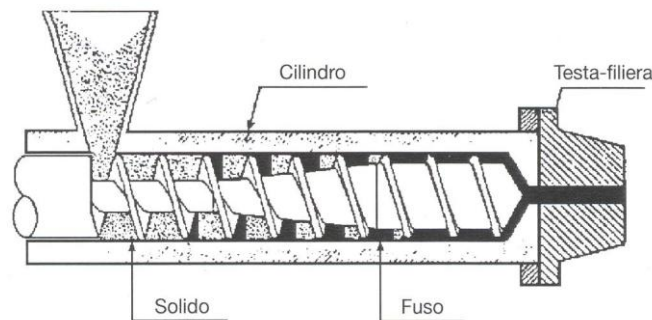


Figura 3: Schematizzazione di un estrusore

La portata volumetrica è rappresentata con buona approssimazione dall'area del triangolo. In condizioni di lavoro stabili, la portata ponderale di tutti i filetti è identica, ossia tanto materiale entra nel primo filetto e altrettanto ne esce dall'ultimo a giri costanti della vite. La portata ponderale Q_p è ovviamente uguale in ogni sezione della vite ed è data dal prodotto:

$$Q_p = v_m \times S \times P_{sa}$$

dove: Q_p è la portata ponderale, v_m è la velocità media, S è la sezione occupata dal polimero e P_{sa} è il peso specifico apparente.

Nell'estrusore si possono considerare classificazioni alternative a seconda si considerino le caratteristiche geometriche della vite o le caratteristiche fisiche del polimero.

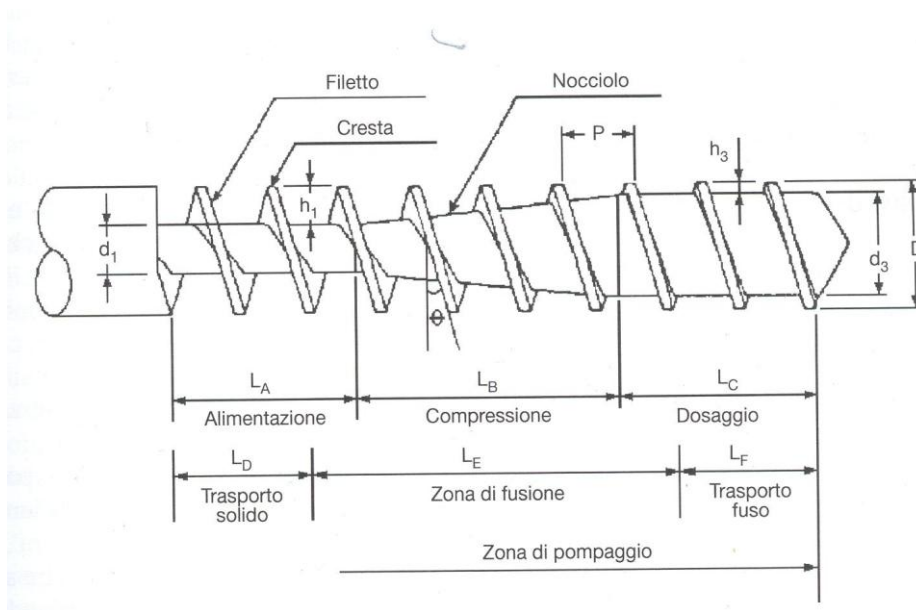


Figura 4: Schematizzazione di una vite di estrusione

Come si può vedere dalla figura superiore, nel primo caso si evidenziano, a partire da sotto la tramoggia fino alla fine del cilindro le seguenti tre zone:

- Zona di alimentazione A; costituita da un certo numero di filetti aventi altezza “h” piuttosto alta.
- Zona di compressione B; costituita da un certo numero di filetti aventi altezza decrescente nella direzione di avanzamento del materiale
- Zona di dosaggio C; costituita da un certo numero di filetti di altezza costante, ma minore rispetto a quella dei filetti della zona di alimentazione

Nel secondo caso si evidenziano, sempre dal punto in cui il polimero entra al punto in cui esce dal cilindro, tre zone non coincidenti con le precedenti:

- Zona di trasporto del solido D; dove il materiale viene convogliato nello stesso stato in cui entra nell'estrusore, ossia solido.
- Zona di fusione E; dove il materiale fonde. Inizia nel punto in cui si genera il primo fuso e si estende fino al punto nel quale tutto il materiale è allo stato fuso.
- Zona di trasporto del fuso F; dove il materiale viene convogliato allo stato fuso.

La zona di alimentazione della vite viene definita quando sono note la sua lunghezza L_a e l'altezza h_1 .

In questa zona la velocità media di avanzamento v_m è sempre in diminuzione, la sezione di passaggio S è costante, mentre il peso specifico apparente P_{sa} è in aumento. La diminuzione di velocità aiuta a fare uscire l'aria intrappolata nei granuli che altrimenti formerebbe bolle d'aria, così facendo la massa solida si compatta e si impregna di fuso. La lunghezza L_a di questa zona viene definita soprattutto in funzione del tipo di polimero che deve essere estruso. Più elevato è il punto di fusione e maggiore sarà la lunghezza consigliata. Inoltre, per poter esercitare una buona resistenza alle forze di pressione che si creano alla fine di questa zona, la lunghezza deve essere possibilmente superiore a $5D$.

L'altezza del filetto h_1 , che è direttamente proporzionale alla capacità di trasporto, viene definita come segue:

$$h_1 = \frac{D - d_{1min}}{2}$$

dove d_{1min} è il diametro minimo del nocciolo della vite, adatto a resistere agli sforzi di torsione cui è sottoposta la vite, che equivale al diametro che resiste alla coppia massima fornita dal motore. Stante questa limitazione, generalmente si usa l'altezza del filetto più alta possibile compatibilmente con la capacità di fusione dell'estrusore.

La zona di compressione è costituita dal tratto di lunghezza L_b , dove il filetto di altezza decrescente passa da un'altezza h_1 ad un'altezza h_3 .

In questa zona la velocità media di avanzamento v_m è in aumento, la sezione di passaggio S è in diminuzione, mentre il peso specifico apparente P_{sa} è quasi costante.

In questa zona il polimero viene compresso allo scopo di aumentare gli sforzi esercitati sullo stesso e quindi di aumentare l'energia che viene trasferita dal motore alla massa trasportata e che serve ad accelerare la fusione della massa del polimero: tanto maggiore è il rapporto di compressione tanto maggiore è la quantità di calore assorbita. La lunghezza L_b può essere anche inferiore a un diametro, se si deve lavorare un polimero cristallino con un preciso punto di fusione, mentre raggiunge anche la decina di diametri quando si lavora un polimero amorfo, che rammollisce prima di fondere.

La zona di dosaggio viene definita quando sono note la sua lunghezza L_c e l'altezza del filetto h_3 . In questa zona la velocità media di avanzamento V_m è praticamente costante, la sezione di passaggio S è costante, ed anche il peso specifico apparente P_{sa} è quasi costante. La funzione di questa zona è di spingere il polimero attraverso la filiera. La lunghezza L_c viene definita in funzione del tipo di polimero che deve essere estruso e delle resistenze previste a valle. Questa lunghezza dovrà essere tale da garantire la perfetta fusione del polimero prima che lo stesso giunga alla fine dell'estrusore, e dovrà essere sufficiente a contrastare la pressione della testa. L'altezza h_3 viene definita soprattutto in funzione delle esigenze di lavorazione e miscelazione del polimero, maggiore è la lavorazione desiderata e minore dovrà essere h_3 .

La zona di trasporto del solido va localizzata nella prima parte della zona di alimentazione. Normalmente l'alimentazione dell'estrusore viene effettuata con il polimero che passa dalla tramoggia alla vite per peso proprio. Il funzionamento di questa zona deve essere immaginato come quello di un trasporto a vite del tipo forzato dove agiscono contemporaneamente sul solido la forza d'attrito contro il cilindro e la spinta del filetto che lo fa avanzare e ruotare. Queste due forze contrastanti e la successiva diminuzione di volume nei filetti della zona di compressione agiscono sulle particelle solide compattandole, ma anche premendole con forza contro il cilindro e facendole strisciare contro lo stesso. Questo insieme di forze, conseguente alla velocità di taglio alla quale è sottoposto il polimero, deforma il solido, muovendo una molecola rispetto all'altra, e genera calore con conseguente fusione del polimero avanzante.

Come si può erroneamente pensare, non sono le resistenze che scaldano il cilindro a fondere il polimero. Esse intervengono solo nella fase di start-up. Una volta a regime è la sola energia del motore che, attraverso la vite e l'attrito del cilindro, genera il calore necessario a fondere il materiale.

La zona di fusione che comprende tutta la zona di compressione ed una parte della zona di alimentazione e di dosaggio. Questa zona è stata studiata a fondo da due professori: Tadmor e Klein. La loro sperimentazione è consistita nel portare a condizioni stabili di funzionamento un estrusore, fermarlo improvvisamente, raffreddarlo velocemente ed estrarre la vite per "fotografare" la situazione di funzionamento al momento della fermata.

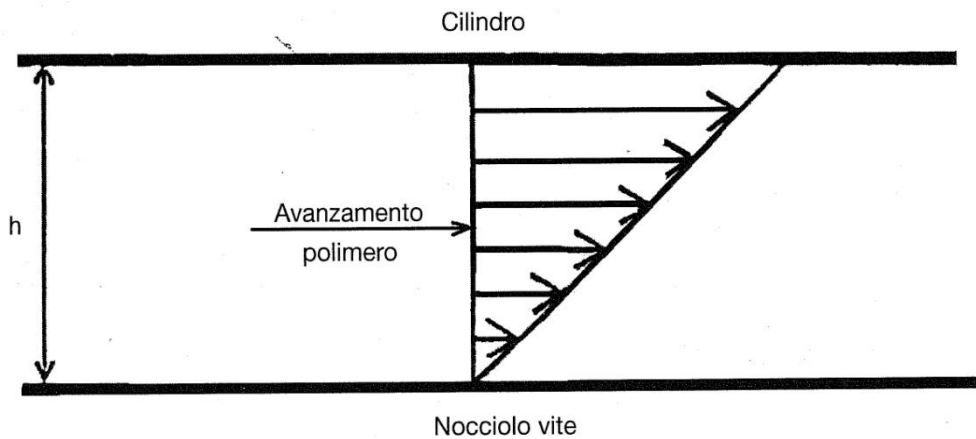


Figura 5: Flusso del polimero nel filetto di altezza h

Dopo aver condotto diversi esperimenti e avendo visto i risultati, Tadmor e Klein hanno schematizzato la situazione all'interno dei filetti come nella seguente figura.

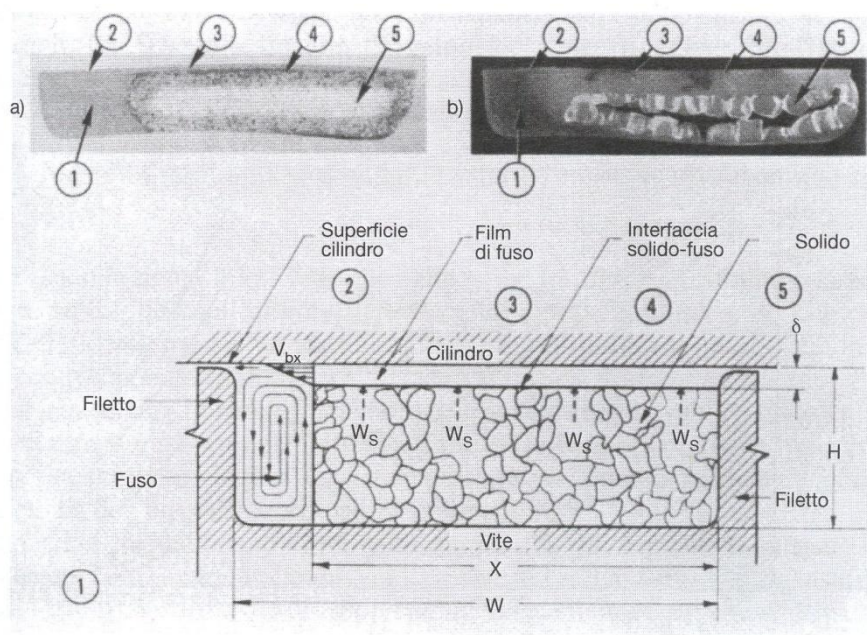


Figura 6: Sezioni reali e sezione idealizzata del materiale plastico presente tra i filetti della vite d'estrusione

Dove h è l'altezza del filetto, W = larghezza del solido e $W-X$ = larghezza del fuso

Il filetto di spinta graffia il cilindro e fa avanzare il polimero lungo il canale delimitato dalle sue pareti. La cresta filetto “a monte”, graffiando il cilindro, raccoglie il fuso, come fa un coltello quando si raschia la superficie di una tavoletta di burro arricciandolo su se stesso. Possiamo immaginare che la stessa cosa succeda al film di fuso che aderisce al cilindro e che, staccandosi dalla superficie sulla quale aderiva, scende lungo la parete verticale del filetto, scorre sul fondo dello stesso per poi risalire verso il cilindro lungo la prima superficie solida che incontra. La superficie solida che incontra il fuso durante la risalita è quella del filetto “a valle”, se la sezione considerata è alla fine della vite, quando tutto il polimero è fuso, ma finché il polimero non è completamente fuso la parete di risalita è costituita da polimero allo stato solido che viene spinto contro la parete “a valle”. Questa parete di polimero solido si forma perché quando il fuso viene spinto, esso reagisce andando in pressione ed esercitando tale pressione sulle superfici circostanti. Il polimero solido subisce così la pressione del fuso e si ferma contro il filetto a valle, compattandosi.

Da quando inizia la fusione, la quantità di polimero solido diminuisce sempre, per cui la quantità di solido che si trova tra i due filetti è sempre inferiore a quella che c'è tra i due filetti precedenti e quindi la sezione di solido ($X \times h$) diminuisce sezione dopo sezione.

La lunghezza X di materiale solido presente in un filetto è certamente inferiore nel filetto successivo se ci si trova nella zona di alimentazione o di dosaggio, perché i filetti hanno altezza costante, ma ciò non è sempre vero nella zona di compressione, dove l'altezza dei filetti a poco a poco diminuisce. Quanto detto è ben visibile nella prossima figura.

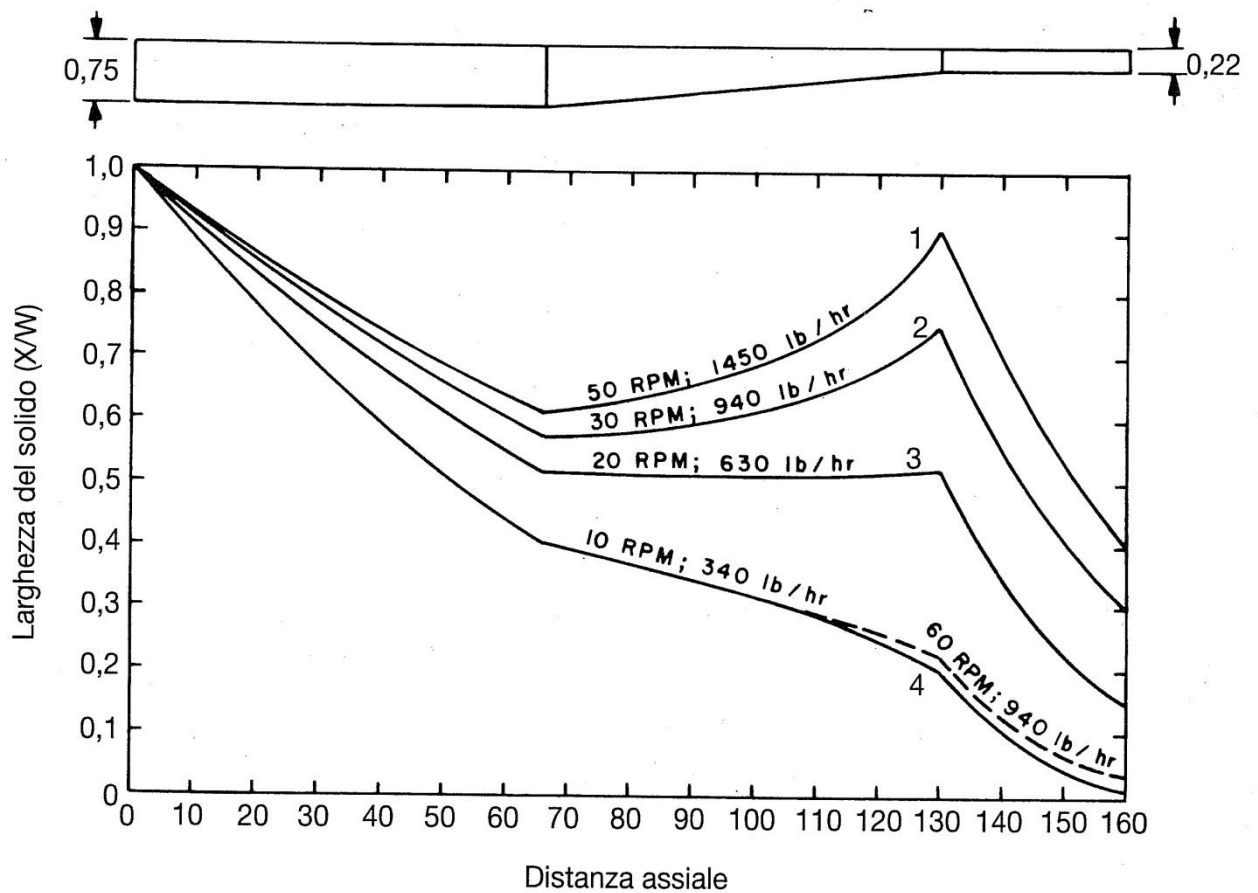


Figura 7: Simulazione della distribuzione solido/fuso

Mentre il solido avanza per effetto della spinta esercitata dai filetti, il fuso fluisce sia per la spinta dei filetti che per effetto delle differenze di pressione. La conseguenza è che, quando diminuisce lo spazio a disposizione del polimero, il fuso in eccesso viene spinto dalla pressione verso altre zone dove la pressione è inferiore. Quindi sia verso l'uscita

dell'estrusore, sia verso l'alimentazione infilandosi tra granulo e granulo ed occupando il posto dell'aria che viene spinta verso la tramoggia.

La zona di trasporto del fuso ha una lunghezza quasi sempre inferiore a quella della zona di dosaggio e può essere zero in quei processi in cui si è interessati più alla quantità prodotta che alla qualità del fuso, quando si accettano percentuali di non fuso in testa all'estrusore superiori al 5%. In teoria, la lunghezza ottimale di questa zona è zero, infatti la funzione dell'estrusore è quella di fondere il materiale e quindi un tratto di vite che trasporta del fuso può essere visto come una zona sprecata. La zona di trasporto del fuso assume importanza invece quando si richiedono all'estrusore delle ulteriori prestazioni, oltre a quella di fondere, come ad esempio la miscelazione del polimero. A tal fine il tratto finale della vite può essere modificato per migliorare la miscelazione dell'estruso. Ciò è necessario perché la vite lavora in modo tale che mentre il polimero avanza, il fuso rimane separato dal solido. A ciò si aggiunge che il polimero fuso, a causa della lavorazione che subisce, aumenta la sua temperatura fino a superare di molto la temperatura del cilindro, mentre passo dopo passo continua ad aggiungersi alla massa fusa il polimero appena fuso e quindi ancora alla temperatura di fusione. Poiché lo stesso polimero a ogni temperatura ha una sua viscosità e una sua curva reologica, si può affermare che la massa fusa che avanza lungo l'estrusore si comporta come un insieme di fusi di polimeri diversi (è documentato da vari lavori che la differenza di temperatura tra gli strati è generalmente di oltre 20°C negli estrusori Ø60 e può raggiungere gli 80°C negli estrusori Ø200).

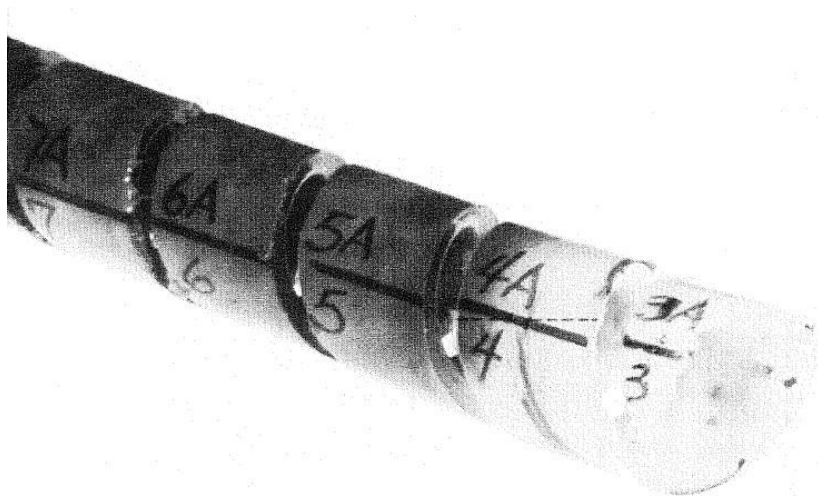


Figura 8: Spirale estratta dalla vite d'estrusione

I cinque esempi nella figura precedente hanno tutte la funzione di rompere il flusso laminare all'interno del filetto. E' evidente che la rottura del flusso laminare, che deve ricomporsi dopo il passaggio nelle fessure, scompone gli strati diminuendo le differenze di temperatura tra gli stessi e quindi le differenze di viscosità della massa fusa, nonostante l'efficacia sia limitata dal basso coefficiente di scambio termico caratteristico dei polimeri.

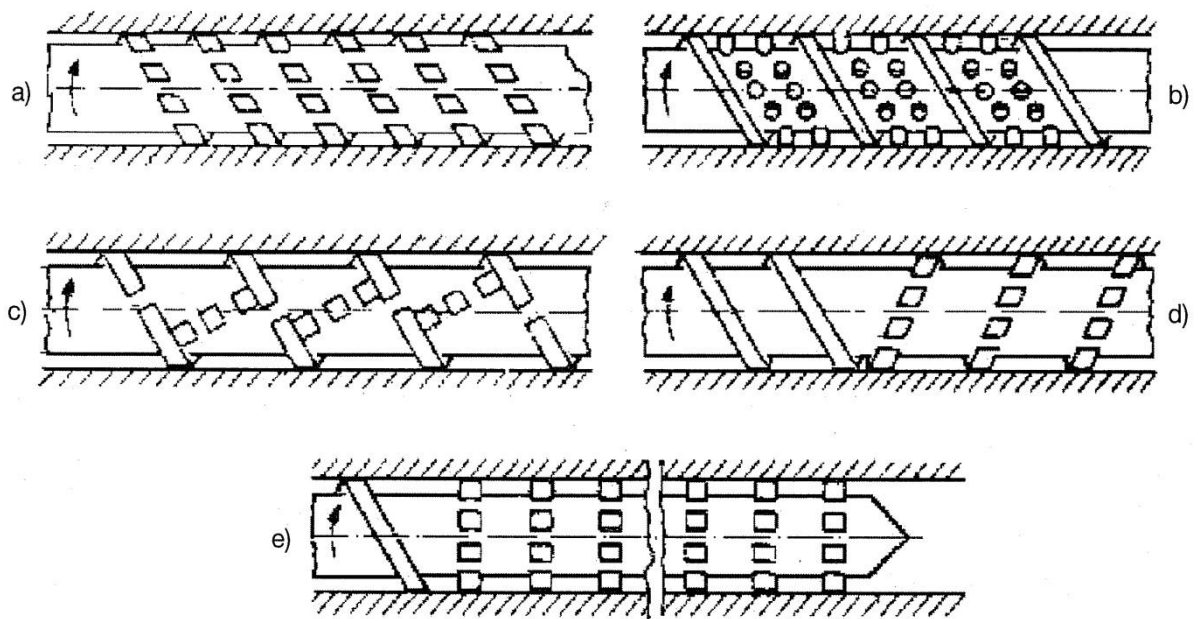


Figura 9: Miscelatori vari

L'uso del filtro è molto comune sulle linee di estrusione. I tipi di filtro offerti dal mercato sono moltissimi, per cui la valutazione delle prestazioni e dell'influenza del filtro sul prodotto viene dedicata al primo filtro usato su una linea di estrusione. Il primo filtro usato era costituito da un disco forato, posto tra le flange dell'estrusore e della testa, sul quale venivano appoggiate delle reti. La funzione del disco è quella di supportare le reti filtranti, che devono fermare le impurità eventualmente presenti nel fuso. Maggiore è la finezza delle reti e il numero di reti e maggiore è la capacità filtrante.

La presenza del filtro causa un aumento della pressione alla fine della vite pari alla perdita di carico che serve per far passare il fuso attraverso il filtro. La variazione di pressione è dovuta al fatto che man mano che le reti si intasano aumenta la pressione in testa e quindi sale il riflusso in vite. L'aumento di pressione fa sì che la vite chieda più lavoro al motore per spingere la stessa quantità di materiale fuori dalla filiera, e poiché maggiore lavoro della vite si trasforma in calore trasferito al polimero, la temperatura del fuso in uscita sarà maggiore e la viscosità minore di quando non c'è il filtro.

Spesso invece che di filtro si sente parlare di cambiafiltro. Quando si decide di usare un filtro infatti è obbligata la scelta di utilizzare un'attrezzatura che permette sia di montare il filtro che di sostituirlo in tempi brevi, per non andare ad impattare troppo sulla produzione. Un esempio di cambiafiltro è mostrato nella successiva figura, dove sono presenti due zone filtranti attivabili attraverso una chiave a cricchetto.

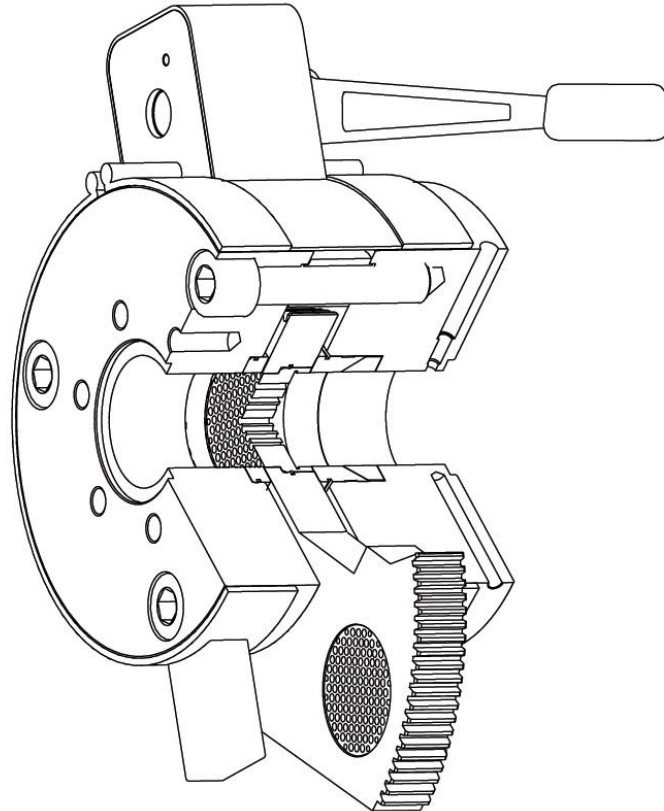


Figura 10: Sezione di un cambiafiltro

Un inconveniente, comune nella produzione di flaconi, che va considerato nella scelta tra usare o no un cambiafiltro è dato dai tempi di cambio colore. L'aggiunta di un cambiafiltro infatti interpone un oggetto tra l'estrusore e la testa che si oppone al moto del polimero e che può creare dei ristagni di materiale. Questo fenomeno si evidenzia quando, per esigenze produttive, si deve cambiare il colore del polimero e si accentua per particolari master difficili da lavorare. In questi casi infatti la presenza di un cambiafiltro aumenta inevitabilmente il tempo tra l'ultimo flacone fatto con il colore precedente e il primo flacone fatto con il nuovo colore.

1.4.2 La testa d'estrusione e il Parison

La testa d'estrusione ai fini del complesso d'estrusione è semplicemente una delle resistenze che si oppone al flusso del fuso. La testa, così come il cambiafiltro, sarà caratterizzato da un certo valore di resistenza che a sua volta determinerà la pressione alla fine della vite e influenzerà la viscosità dell'estruso.

In termini strettamente pratici e relativi al settore della produzione di corpi cavi, i compiti della testa sono:

- Formare “n” condotti cilindrici. Questo compito è affidato al distributore.
- Trasformare i condotti cilindrici in tubi di un certo spessore, detti in termine tecnico Parison. Questo compito è affidato al modulo-testa.

Le principali qualità di una testa d'estrusione performante sono: essere in grado di creare un Parison omogeneo, avere un tempo di start-up il più breve possibile, infine permettere cambi colori in tempi brevi.

Oltre al distributore (1) e ai moduli testa (2), una testa d'estrusione è sempre caratterizzata anche dal castello dosaggio (3) e dal collo (4).

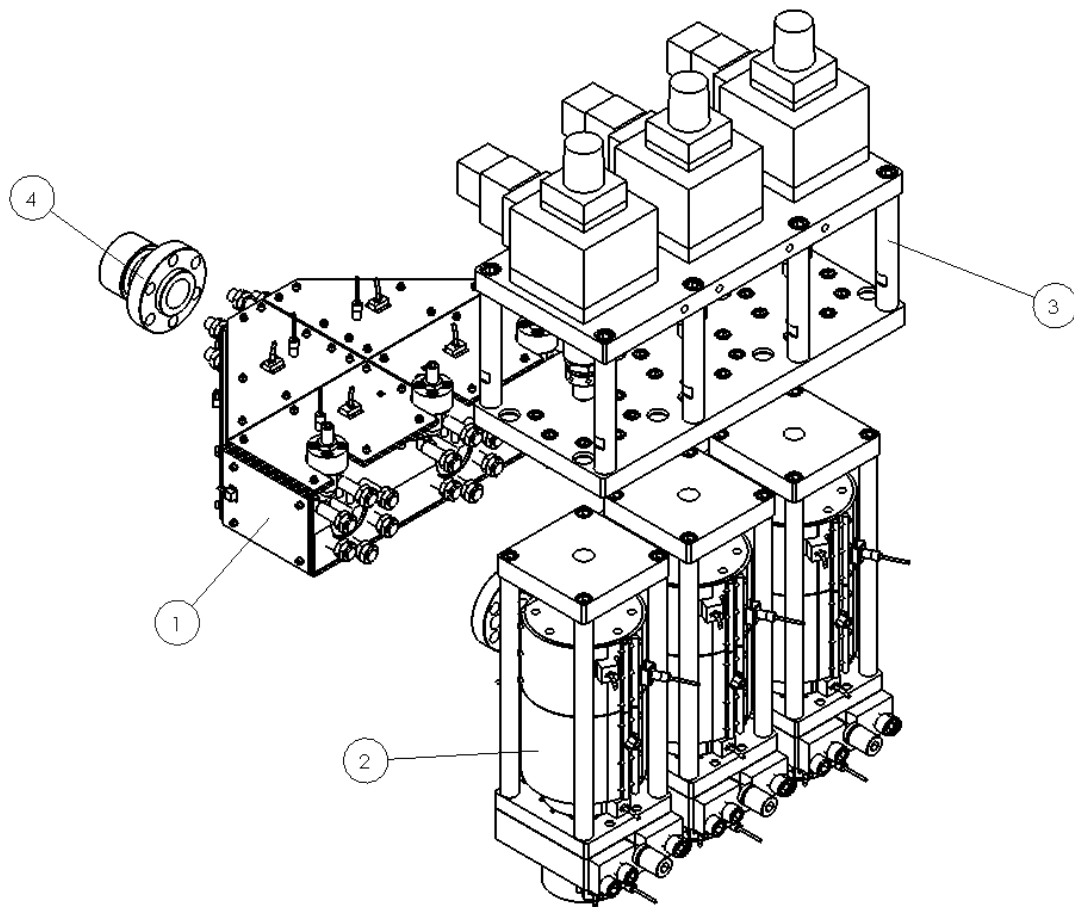


Figura 11: Componenti principali della Testa di estrusione

Il collo è quel componente meccanico che permette di far fluire il fuso dall'estrusore al distributore o, nel caso di utilizzo di un cambiafiltro, da quest'ultimo al distributore. Non ha caratteristiche particolari, è solo una zona di passaggio.

Il distributore, come già accennato, ha il compito di suddividere l'unico flusso di materiale fuso negli "n" condotti che poi andranno a formare gli "n" Parison. Se ne possono vedere alcuni esempi nelle prossime figure.

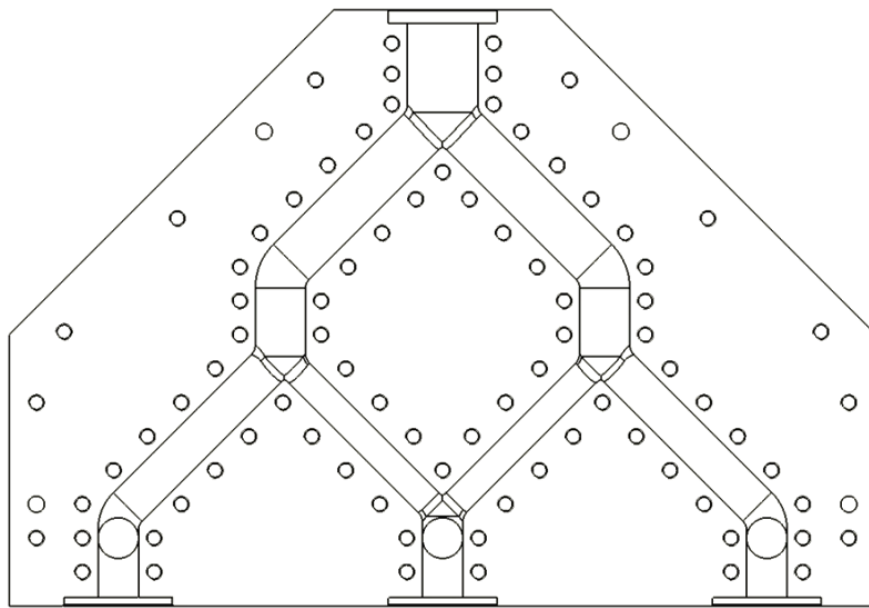


Figura 12: Distributore a tre uscite

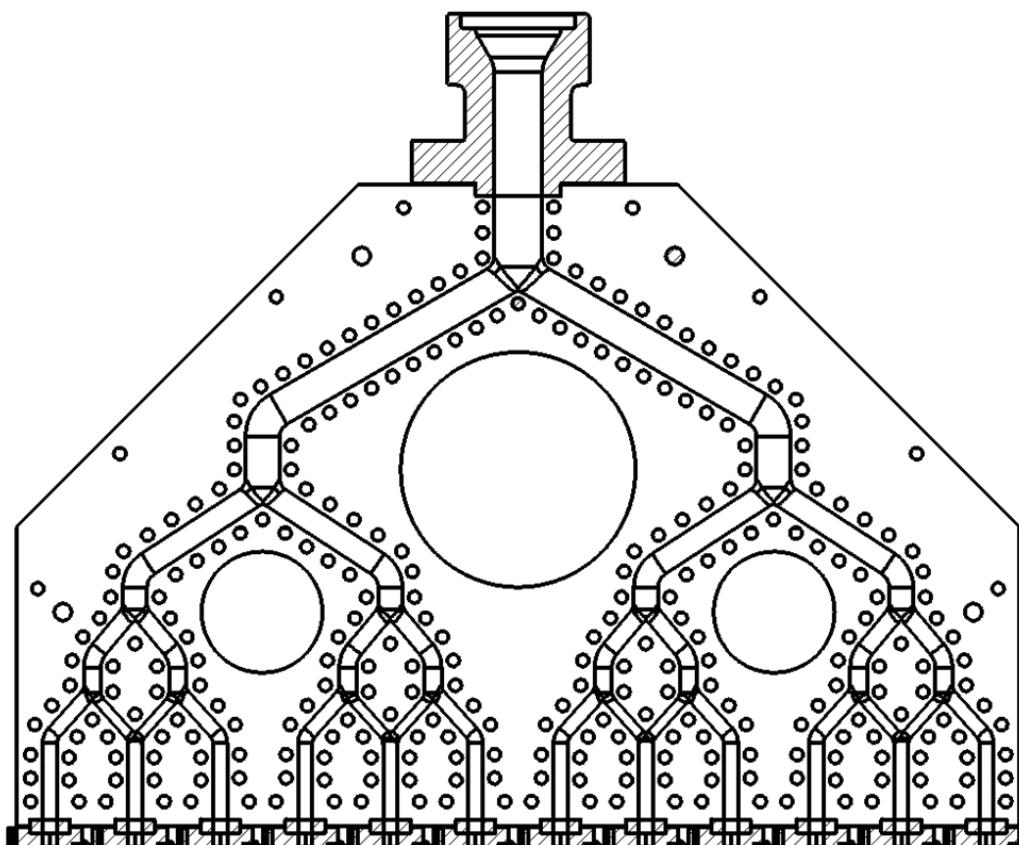


Figura 13: Distributore a dodici uscite

Ci sono molti modi per ottenere la suddivisione del flusso, in ogni caso però ciascun condotto dovrà avere sempre la medesima perdita di carico, in modo tale che da ogni condotto possa uscire la stessa quantità di polimero fuso. Per ovviare ai possibili errori di costruzione, al termine del distributore è comunque posizionato uno strozzatore che ha il compito, qualora i Parison uscissero con velocità diverse, di aumentare o diminuire la sezione di passaggio. Nella successiva figura è possibile vederne una tipologia.

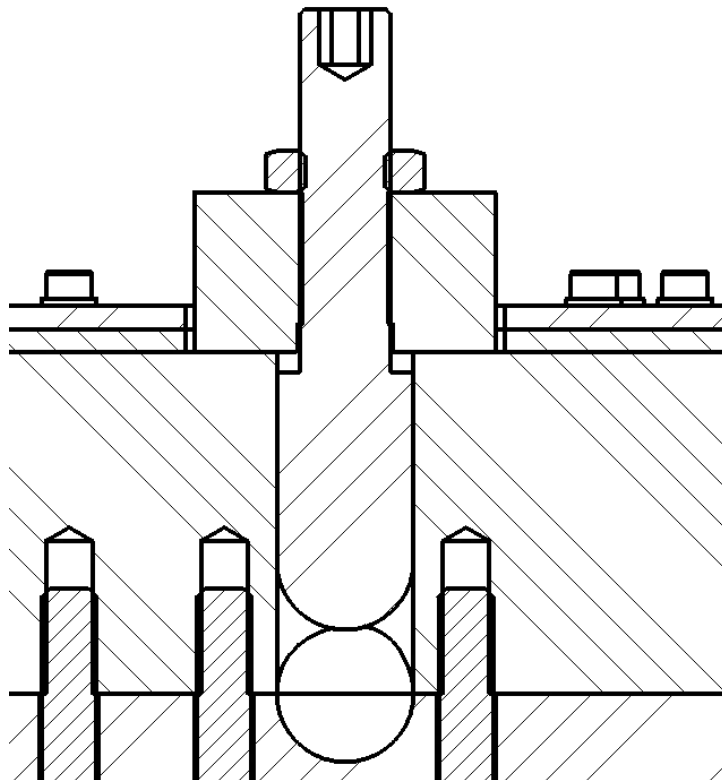


Figura 14: Regolatore di flusso

Meccanicamente si tratta di un perno filettato dalla punta sferica che, muovendosi su o giù, intercetta più o meno il flusso del polimero fuso.

Il distributore, a seconda delle scelte progettuali, può essere posizionato orizzontalmente o verticalmente. Per esempio le teste Seriomac utilizzano un distributore posizionato orizzontalmente.

Il modulo testa è sicuramente la parte più complessa della testa. Ne sono montati tanti quanti sono i Parison che la testa deve formare e possono avere varie dimensioni a seconda di quanto polimero fuso devono trattare. La loro grandezza è strettamente collegata con l'interasse che hanno i moduli stessi. In linea di massima infatti se consideriamo due flaconi prodotti con interassi diversi, il flacone fatto con l'interasse più grande avrà sia un peso maggiore, sia l'esigenza di un diametro del Parison più grande.

Per questo motivo in Seriomac è stato scelto di standardizzare questi moduli a seconda del valore degli interassi tipici del settore. Ne sono risultate le seguenti soluzioni:

- Modulo testa Ø40, per interassi da 60mm a 80mm
- Modulo testa Ø70, per interassi da 100mm a 120mm
- Modulo testa Ø100, per interassi da 150mm a 240mm

Il modulo testa in ingresso riceve il cilindro di plastica fuso proveniente da uno dei condotti del distributore, in uscita produce il tubo di fuso con spessore variabile chiamato tecnicamente Parison. Esistono principalmente due modi per formare il tubo: attraverso un'alimentazione a cuore o un'alimentazione dall'alto.

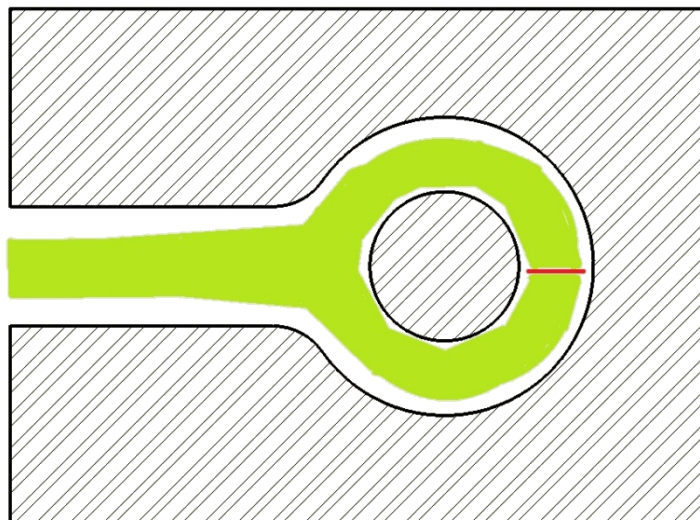


Figura 15: Alimentazione a cuore

L'alimentazione a cuore crea il Parison , di colore giallo nella figura precedente, dividendo il flusso principale in due flussi secondari che si ricongiungono andando ad abbracciare un cilindro metallico, dopodiché il flusso procede perpendicolare al foglio sotto forma di tubo. Meccanicamente è la versione più semplice da costruire, sotto l'aspetto del processo ha però il grosso difetto che nel punto di ricongiunzione il materiale difficilmente si amalgama, con il rischio che sul Parison rimanga un testimone in quel punto. Per questo motivo sta cadendo in disuso a favore dell'altro tipo di alimentazione.

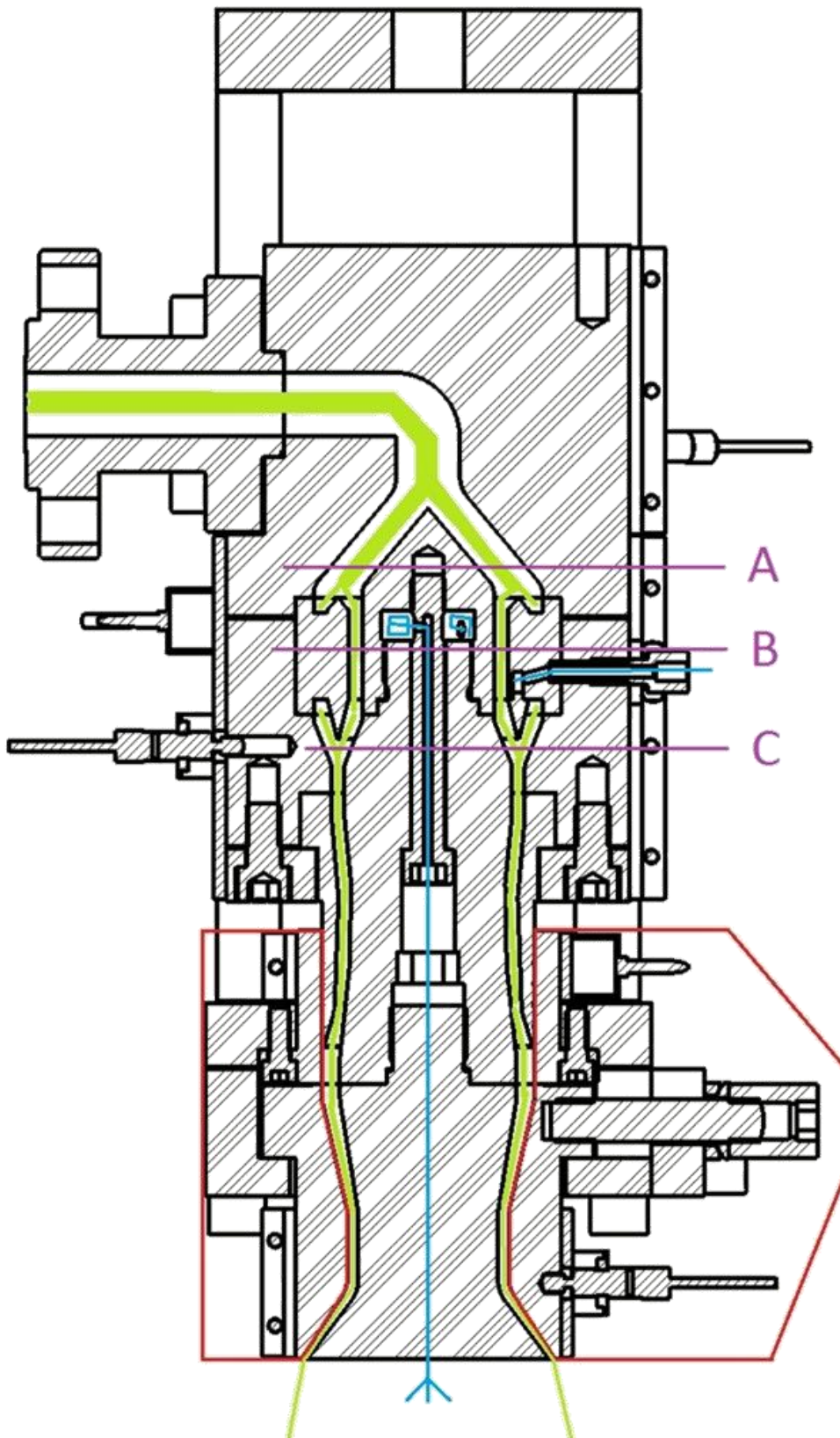


Figura 16: Sezione di un modulo ad alimentazione dell'alto

L'alimentazione dall'alto, di cui si ha una sezione nella figura precedente, crea invece il Parison forando il cilindro di fuso al centro, attraverso un particolare meccanico chiamato torpedo. Questa versione, pur essendo meccanicamente più complessa, è la più diffusa perché riesce a garantire un Parison di qualità più elevata. Anche in questo caso però permane il rischio, pur di minor entità, di ottenere un Parison non perfettamente omogeneo. Il punto critico è dato dal torpedo ed in particolare dalle sue razze. Se analizziamo questo particolare meccanico, sezione A, esso è formato da un cono centrale, al quale è affidato il compito di forare il cilindro di materiale fuso, e da una serie di razze, le quali devono sostenere il cono centrale.

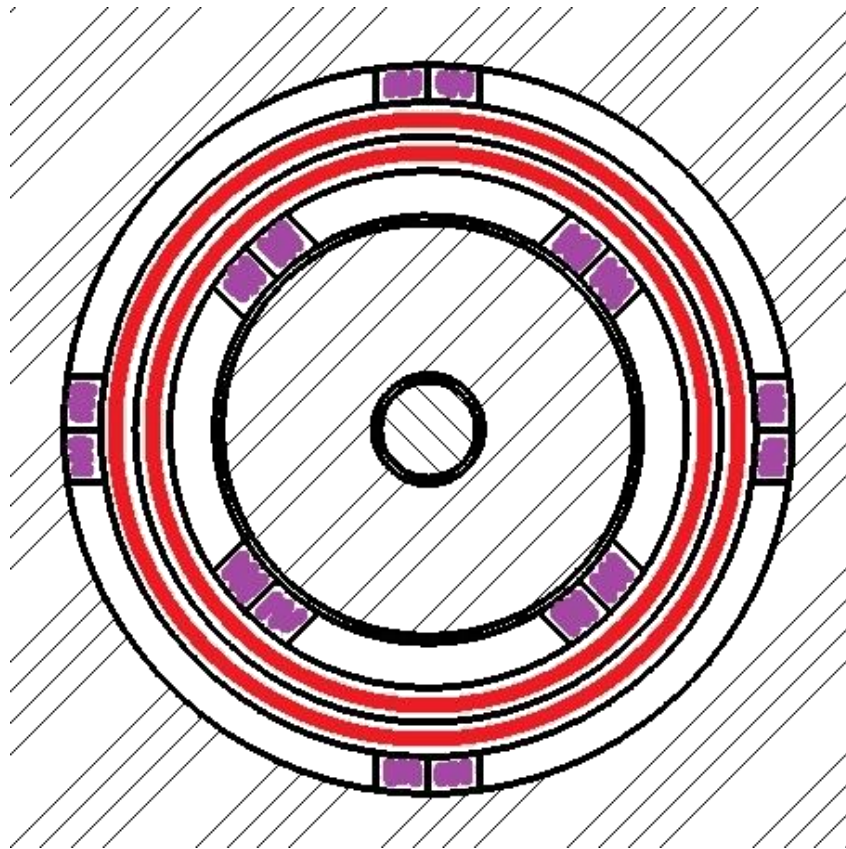


Figura 17: Sezione A del torpedo

Il flusso di fuso è quindi costretto a dividersi, sezione B, per poi ricongiungersi una volta superate le razze.

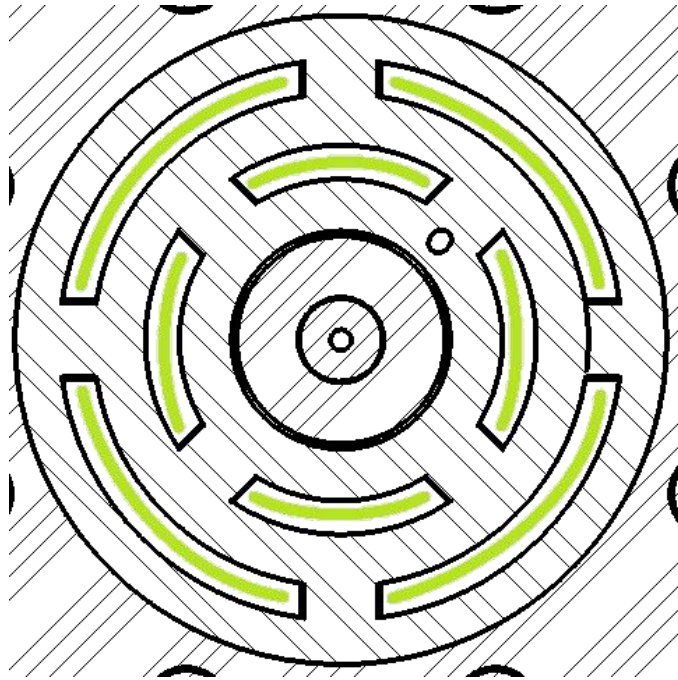


Figura 18: Sezione B del torpedo

In modo simile all'alimentazione a cuore, il rischio è che questa divisione e ricongiunzione faccia rimanere sul Parison un testimone, sezione C.

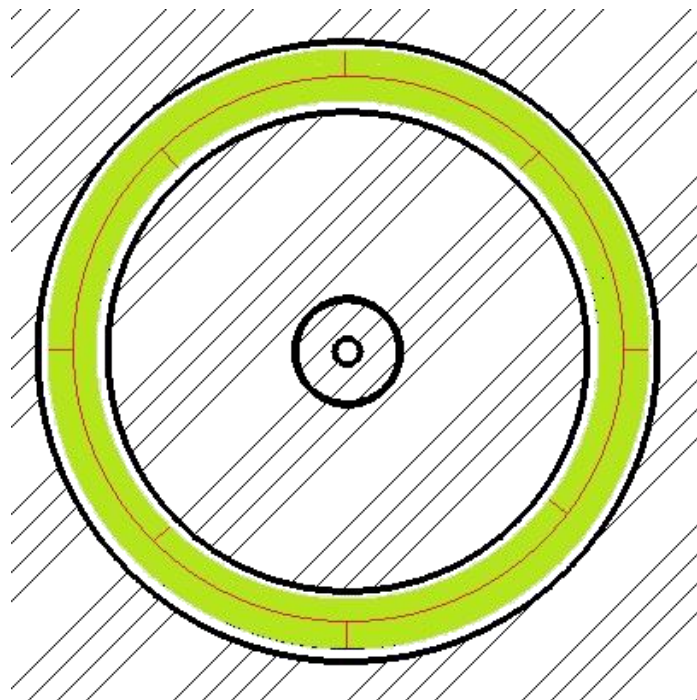


Figura 19: Sezione C del torpedo

Dimensionalmente queste razze dovranno quindi avere uno spessore non troppo grande, per limitare questo rischio, ma non troppo piccolo, per poter resistere alle pressioni che il materiale fuso esercita sul torpedo. Le teste Seriomac utilizzano questo tipo di alimentazione.

A complicare ulteriormente la costruzione di un modulo-testa c'è anche la necessità di avere un soffio di aria all'interno del Parison.

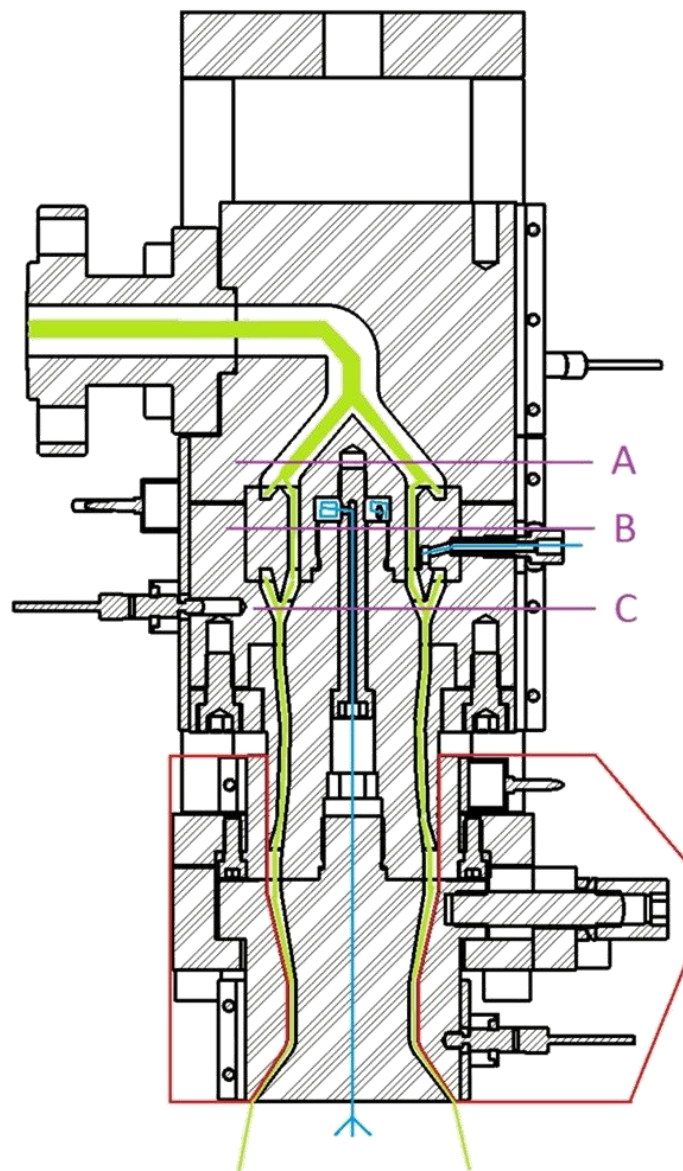


Figura 20: Modulo testa Seriomac. In verde è possibile notare il flusso del materiale fuso, in rosso la parte mobile ed in azzurro il circuito dell'aria

Nel caso di alimentazione dall'alto, il condotto al quale è affidato il trasporto di questa aria, in blu nella precedente figura, intercetta radialmente il torpedò, prosegue lungo le razze, arriva al centro del torpedò ed avanza lungo l'asse del maschio fino a terminare all'uscita del modulo testa. Il compito di questo soffio è quello di non far collassare su se stesso il Parison durante l'estrusione ed in alcuni casi, come verrà spiegato meglio nel paragrafo riguardante la pinzatura, gonfiare il Parison.

Il castello dosaggio è posizionato sopra i moduli testa, ed ha il compito di variare lo spessore dei Parison. Su di esso sono infatti posizionati degli attuatori che, attraverso delle colonne, si collegano alla parte inferiore del modulo testa (colorata di rosso nella precedente figura) e la muovono verticalmente, per una corsa tipicamente di 12mm. Nella situazione rappresentata in figura, riconducibile alla scelta fatta da Seriomac, è la filiera a muoversi, ma ci possono essere situazioni nelle quali è il maschio a muoversi. Il fine è in tutti i casi quello di avere uno spessore del Parison variabile. Questa facoltà infatti permette di ottimizzare la distribuzione del materiale sul corpo cavo, garantendo quindi la produzione di flaconi con un peso, quindi un costo, molto ridotto rispetto alla situazione con un Parison di spessore costante.

Nella formazione del flacone il maschio e la filiera, le due parti terminali che hanno un movimento relativo tra loro, hanno una grandissima importanza ed una piccola loro variazione dimensionale produce un sensibile cambiamento sul flacone prodotto. Questa importanza è sottolineata dal fatto che nella quasi totalità dei casi il maschio e la filiera sono tipici del flacone prodotto e nel caso di un cambio formato essi seguono lo stampo, quasi fossero parte integrante dello stesso.

In questa spiegazione della testa ci si è soffermati su di una testa d'estrusione classica, dove il Parison è un tubo costituito da un unico materiale. Ci possono essere casi più complicati dove il Parison ha un piccolo arco di un diverso colore, quando è necessario creare flaconi con la cosiddetta window-stripe; oppure dove il Parison è formato da 3 a 6 strati diversi concentrici, si parla in questo caso di coestrusione o più semplicemente coex. La creazione di flaconi coestrusi può avere motivazioni economiche, quando ad esempio in seguito ad un master costoso si decide di utilizzarlo solo per un minimo spessore all'esterno del flacone; oppure può avere motivazioni di conservazione,

quando ad esempio in campo alimentare è necessario avere all'interno della parete del flacone piccoli spessori di antiossidante o di anti-UV.

1.4.3 La chiusura

La chiusura dello stampo ha il compito di intrappolare i Parison che fuoriescono dallo stampo, formare le cavità che daranno la forma al flacone opponendosi alla forza data dalla pressione di soffiaggio, tagliare la plastica in eccesso, materozza, presente attorno al flacone.

Nel caso i Parison in uscita dalla testa d'estrusione abbiano un diametro inferiore rispetto al diametro del collo del flacone, si parla di produzione intrabocca e la materozza superiore sarà data da un singolo anello corrispondente al collo del flacone. Il fenomeno è visibile nella successiva immagine.



Figura 21: Produzione intrabocca

Nel caso questa situazione non avvenga si parla di produzione fuori bocca e la materozza superiore risulta più grande, e oltre all'anello sul collo del flacone si ha anche del materiale residuo ai lati. Il fenomeno è visibile nella successiva immagine.



Figura 22: Produzione fuori bocca

La forza di chiusura è strettamente collegata alla grandezza della macchina. Per esempio le macchine Seriomac attualmente in produzione hanno le seguenti forze di chiusura:

- SMD480E 12 ton
- SMD720H 20 ton

La forza di chiusura deve sia tagliare il materiale plastico lungo tutto il bordo tra flacone e materozza, sia contrastare la pressione d'aria durante la fase di soffiaggio. Nel primo

caso un calcolo approssimativo viene dato moltiplicando i centimetri della materozza per un valore ricavato empiricamente che nel caso di PE è di circa $100\div 120$ Kg/cm, nel caso di PP è di $140\div 150$ Kg/cm. Nel secondo caso invece va moltiplicata la sezione occupata dall'aria nel piano di mezzeria del flacone per la pressione di soffio, che in genere non è mai superiore ai 10bar (≈ 10 Kg/cm²). La forza di chiusura necessaria sarà quindi data dalla situazione più gravosa, che nella maggior parte dei casi è data dal taglio del materiale plastico.

1.4.4 La pinzatura

La pinzatura è una fase nel processo di estrusione e soffiaggio che non sempre è necessaria. Essa consiste nel chiudere (“pinzare”) i Parison alla loro base in modo tale che, grazie ad un particolare utilizzo dell'aria che fuoriesce dai maschi della testa, i Parison possano essere gonfiati e possano andare ad occupare una superficie maggiore.

La pinzatura è necessaria quando si debbano ottenere:

- Flaconi con il manico
- Flaconi con un rapporto larghezza/profondità alto

I soffi che fuoriescono dai maschi della testa sono di due tipi: uno continuo ed uno temporizzato. Il soffio continuo è quello che viene sempre utilizzato, anche nel caso di mancanza della pinzatura, ed agisce durante tutto il ciclo di formazione del flacone in modo da non fare collassare il Parison su se stesso. Il soffio temporizzato è quello che, in concomitanza della pinzatura, permette al Parison di essere gonfiato. Questo soffio agisce solo per un certo tempo e ad una pressione in genere più alta rispetto al soffio continuo.

Tutti questi parametri (pressione soffio continuo e temporizzato, quantità di flusso, tempi di azione, ecc) sono gradi di libertà all'interno del processo e vengono decisi di volta in volta dal processista.

1.4.5 Il taglio

Il taglio interviene poco dopo che la chiusura ha intrappolato i vari Parison.

Ci sono diverse soluzioni meccaniche per effettuare il taglio dei Parison, la più diffusa è sicuramente quella che fa agire la lama o le lame perpendicolarmente al piano di chiusura degli stampi (taglio frontale).

Un importante distinzione tra le varie tipologie di tagli presenti sulle macchine di soffiaggio riguarda il materiale che deve essere tagliato. In presenza di PE è infatti sufficiente una normalissima lama, se si lavora PP o PETG per ottenere un taglio netto dei Parison è necessario avere una lama riscaldata.

Avere un buon taglio dei Parison è molto importante perché permette, nella successiva fase di soffiaggio, un più facile inserimento degli ugelli all'interno dei Parison tagliati, evitando così difettosità sui colli dei flaconi.

1.4.6 Il soffiaggio

Il soffiaggio è quell'operazione, successiva al taglio, che permette ai Parison di prendere la forma del flacone. Degli ugelli, penetrando all'interno dell'apertura creata dal taglio, soffiano aria in pressione e fanno aderire il materiale plastico alle pareti dello stampo, che si potrà aprire solo quando il polimero sarà sufficientemente freddo. La durata di questa operazione può variare molto a seconda della grandezza del peso del flacone. Più il flacone è grande e pesante, e più lo stampo dovrà rimanere chiuso perché il tempo di raffreddamento sarà più alto. In genere questo è il tempo più lungo di tutto il ciclo, ed una sua ottimizzazione permette di guadagnare molto in termini di produttività. Per diminuire questo tempo, nel caso di flaconi con un certo volume, può venire attuato un sistema di ricircolo in grado di ricambiare l'aria di soffiaggio che, scaldandosi a contatto con il flacone, inevitabilmente a poco a poco perde in capacità di raffreddamento.

Oltre a soffiare aria in pressione, gli ugelli hanno anche il compito di calibrare la parte interna del collo del flacone e di tagliare la materozza presente intorno al collo. Per questo motivo è molto importante che, durante la produzione dei flaconi, gli ugelli siano centrati perfettamente con lo stampo ed abbiano una forza di spinta adeguata. Per esempio le macchine Seriomac attualmente in produzione hanno le seguenti forze di spinta:

- SMD480E 2,5 ton a 80bar
- SMD720H 4,0 ton a 80 bar

1.4.7 Lo smaterozzamento

Lo smaterozzamento consiste nel togliere le materozze, lo sfrido, dal flacone. Nelle prime esperienze di estrusione e soffiaggio questa operazione veniva fatta in modo manuale e solo successivamente si è aggiunta come operazione automatica. Meccanicamente dei taglienti che copiano la forma del flacone vengono spinti contro i flaconi grezzi, andando ad asportare le materozze. Se la macchina lavora in maniera adeguata, soprattutto per quanto riguarda la chiusura, le materozze opporranno pochissima resistenza.

Per togliere le materozze della parte inferiore del flacone, lo smaterozzatore agisce in collaborazione con il cosiddetto contrasto. Senza questo aiuto tale materozza rischierebbe di essere solo piegata e di non venire asportata. Nella figura è riportato un esempio di contrasto a molla.

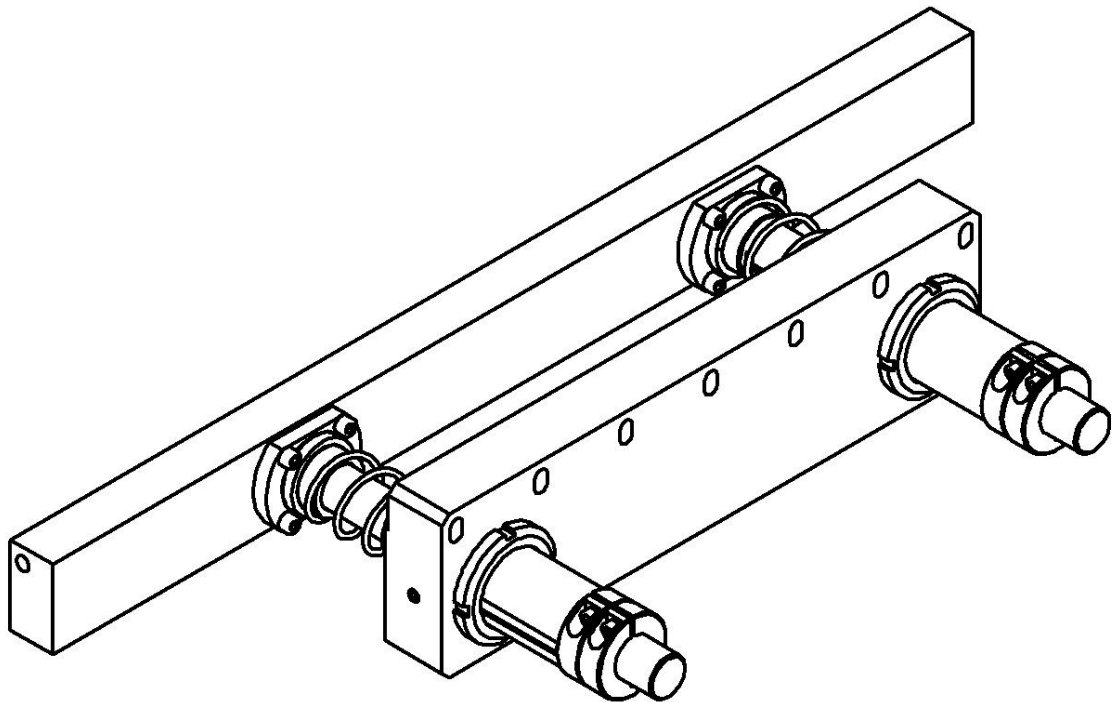


Figura 23: Contrasto a molla

In genere sui taglienti sono presenti anche una serie di piccoli fori dai quali esce dell'aria il cui compito è sia quello di raffreddare ulteriormente le materozze sia permettere una più facile evacuazione delle stesse.

PARTE I

Attuazione Parison

In questa parte verrà descritto il sistema che permette la movimentazione della filiera/maschio per la regolazione dello spessore del Parison. Nel primo e secondo capitolo verrà descritta la cinematica della movimentazione scelta, riportando il processo di sintesi, l'analisi cinematica, dinamica. Questa prima fase è destinata alla modellazione del sistema, una volta modellato il sistema verrà utilizzato per valutare il sistema in oggetto e per definirne i reali parametri di progetto del sistema. Questo con l'obiettivo di comprendere i reali fabbisogni del sistema, in modo tale da modificare il sistema attuale con l'obiettivo di migliorare le prestazioni. Definiti le specifiche di progetto si riporterà una breve analisi di sensitività delle variabili fondamentali del sistema per poi procedere con la scelta di motore, riduttore e pulegge. Infine si riporterà la validazione sperimentale del sistema rispetto alle specifiche di progetto.

Capitolo 2

Analisi cinematica

In questo capitolo sarà descritta la cinematica del sistema Parison. Obiettivo dell'analisi cinematica è quello di permettere di ricavare informazioni riguardo a posizione, velocità ed accelerazione di ogni singolo elemento costituente la catena cinematica. L'analisi cinematica si suddivide in due parti:

- *cinematica diretta*: che definisce la posizione della filiera a partire dalla posizione dell'attuatore;
- *cinematica inversa*: che definisce la posizione del giunto attivo nota la posizione della filiera.

Per entrambi gli approcci è possibile risolvere il problema cinematico attraverso due approcci:

- *geometrico*: che consiste nella descrizione delle posizioni del sistema attraverso relazioni geometriche;
- *vettoriale*: si utilizzano i vettori e si scrivono le equazioni di chiusura vettoriale, risolvendole si ottengono le posizioni raggiunte dal sistema, mentre derivando le equazioni si ricavano i valori di velocità e accelerazioni.

Il metodo utilizzato è quello vettoriale. In quanto risulta più semplice ottenere le relazioni di velocità e accelerazione.

La catena cinematica del sistema Parison è composta come in figura.

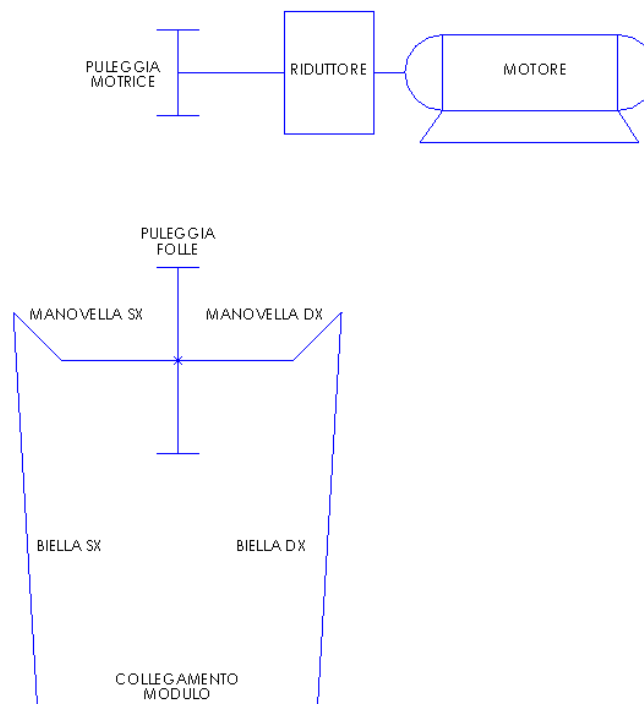


Figura 24: Catena cinematica Parison

Come si può vedere dalla figura lo schema cinematico è composto, partendo dalla filiera, da un doppio meccanismo biella-manovella che ha la funzione di trasformare il

moto da lineare a rotativo, da un rinvio con pulegge che collega l'albero delle manovelle all'albero dove c'è l'attuatore elettrico.

Iniziando dall'analisi cinematica del meccanismo biella manovella, si sceglie di analizzare un meccanismo ordinario non centrato. Si sceglie questo tipo di meccanismo perché permette un grado di libertà in più rispetto al meccanismo ordinario centrato. Si vuole aggiungere questo parametro perché risulterà utile durante l'analisi di sensitività del sistema, in quanto permetterà un'analisi di più ampio spettro.

2.1 Cinematica diretta

In riferimento alla figura sottostante il vettore Z1 rappresenta la manovella, Z2 la biella, Z3 la posizione dell'attacco della biella al castello a cui è collegata la filiera rispetto al centro dell'albero delle manovelle ed e l'eccentricità del meccanismo centrato deviato, cioè la distanza tra asse di scorrimento della filiera dall'asse di rotazione della manovella (4).

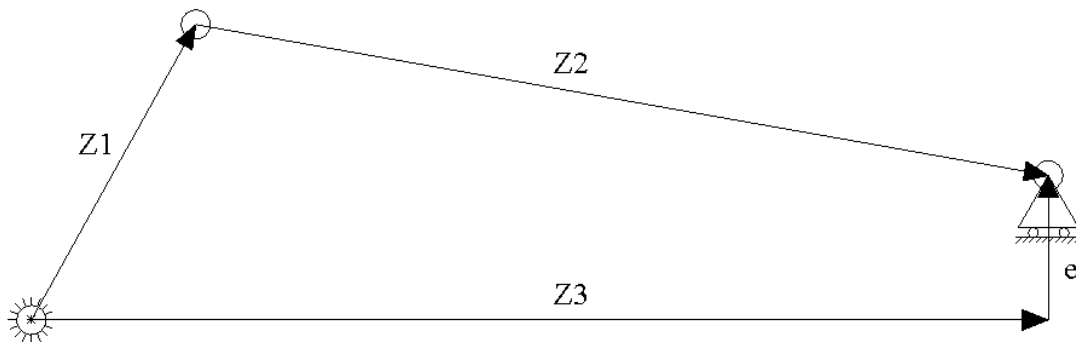


Figura 25: Schema cinematico biella-manovella con eccentrico

I vettori Z1 e Z2 variano la loro anomalia, mentre mantengono costante il loro modulo, viceversa per il vettore Z3, che mantiene costante l'anomalia mentre varia il modulo, infine il vettore e mantiene costante entrambi i termini.

L'equazione vettoriale di chiusura è la seguente:

$$\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2 - \vec{Z}_3 - \vec{e} = 0$$

Il vettore nel piano complesso è rappresentato con la seguente notazione complessa:

$$Z_i = \rho_i e^{i\vartheta_i}$$

Sostituendo l'equazione vettoriale con la notazione complessa si ottiene:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} + \rho_2 e^{i\vartheta_2} - \rho_3 e^{i\vartheta_3} + e e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Proiettando lungo l'asse reale e immaginario si ottiene:

$$\begin{cases} \rho_1 \cos \vartheta_1 + \rho_2 \cos \vartheta_2 - \rho_3 = 0 \\ \rho_1 \sin \vartheta_1 + \rho_2 \sin \vartheta_2 - e = 0 \end{cases}$$

Isolando i termini contenenti l'incognita ϑ_2 , termine che descrive la rotazione della biella si ottiene:

$$\begin{cases} \rho_2 \cos \vartheta_2 = \rho_3 - \rho_1 \cos \vartheta_1 \\ \rho_2 \sin \vartheta_2 = e - \rho_1 \sin \vartheta_1 \end{cases}$$

Per ricavare la posizione della filiera bisogna quadrare e sommare tra di loro le due equazioni:

$$\begin{cases} \rho_2^2 \cos^2 \vartheta_2 = \rho_3^2 + \rho_1^2 \cos^2 \vartheta_1 - 2\rho_3\rho_1 \cos \vartheta_1 \\ \rho_2^2 \sin^2 \vartheta_2 = e^2 + \rho_1^2 \sin^2 \vartheta_1 - 2e\rho_1 \sin \vartheta_1 \end{cases}$$

$$\rho_3^2 - 2\rho_3\rho_1 \cos \vartheta_1 + \rho_1^2 - \rho_2^2 + e^2 - 2e\rho_1 \sin \vartheta_1 = 0$$

Dove ϑ_1 è noto e rappresenta la rotazione assegnata alla manovella, riorganizzando i termini in B e C (termini costanti), si ottiene un'equazione di secondo grado:

$$\rho_3^2 + B\rho_3 + C = 0$$

Dove

$$B = -2\rho_1 \cos \vartheta_1$$

$$C = \rho_1^2 - \rho_2^2 + e^2 - 2e\rho_1 \sin \vartheta_1$$

Le soluzioni sono:

$$\rho_3 = B \pm \sqrt{B^2 - C}$$

Le equazioni da due soluzioni che coincidono con le due configurazioni di montaggio del meccanismo ordinario non centrato.

Infine conoscendo ρ_3 è possibile determinare l'ultima incognita del sistema, l'angolo ϑ_2 :

$$\begin{cases} \cos \vartheta_2 = \frac{\rho_3 - \rho_1 \cos \vartheta_1}{\rho_2} \\ \sin \vartheta_2 = \frac{\rho_3 - \rho_1 \cos \vartheta_1}{\rho_2} \end{cases}$$

L'analisi delle velocità viene condotta derivando l'equazione di chiusura vettoriale rispetto al tempo, partendo da:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} + \rho_2 e^{i\vartheta_2} - \rho_3 e^{i\vartheta_3} + e e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Si ha che i termini che variano nel tempo sono $\vartheta_1, \vartheta_2, \rho_3$ derivati rispetto al tempo, danno la seguente equazione:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} i \dot{\vartheta}_1 + \rho_2 e^{i\vartheta_2} i \dot{\vartheta}_2 - \dot{\rho}_3 = 0$$

Proiettando l'equazione vettoriale lungo l'asse reale ed immaginario, si ottiene:

$$\begin{cases} -\rho_1 \dot{\vartheta}_1 \sin \vartheta_1 - \rho_2 \dot{\vartheta}_2 \sin \vartheta_2 - \dot{\rho}_3 = 0 \\ \rho_1 \dot{\vartheta}_1 \cos \vartheta_1 + \rho_2 \dot{\vartheta}_2 \cos \vartheta_2 = 0 \end{cases}$$

Isolando i termini incogniti, $\dot{\vartheta}_2$ velocità angolare biella e $\dot{\rho}_3$ velocità filiera:

$$\dot{\vartheta}_2 = \frac{-\rho_1 \dot{\vartheta}_1 \cos \vartheta_1}{\rho_2 \cos \vartheta_2}$$

$$\dot{\rho}_3 = -\rho_1 \dot{\vartheta}_1 \sin \vartheta_1 - \rho_2 \dot{\vartheta}_2 \sin \vartheta_2$$

Per le accelerazioni si procede in modo analogo come fatto per le velocità, basta derivare rispetto al tempo l'equazione vettoriale delle velocità, così facendo si ottiene:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} (i\ddot{\vartheta}_1 - \dot{\vartheta}_1^2) + \rho_2 e^{i\vartheta_2} (i\ddot{\vartheta}_2 - \dot{\vartheta}_2^2) - \ddot{\rho}_3 = 0$$

Come al solito proiettando sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -\rho_1 \cos \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 - \rho_1 \sin \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 - \rho_2 \cos \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 - \rho_2 \sin \vartheta_2 \ddot{\vartheta}_2 - \ddot{\rho}_3 = 0 \\ \rho_1 \cos \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 - \rho_1 \sin \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 - \rho_2 \sin \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 + \rho_2 \cos \vartheta_2 \ddot{\vartheta}_2 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\ddot{\vartheta}_1$ e $\ddot{\vartheta}_2$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} \rho_2 \sin \vartheta_2 & -1 \\ \rho_2 \cos \vartheta_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vartheta}_2 \\ \ddot{\rho}_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \rho_1 \cos \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 + \rho_1 \sin \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 + \rho_2 \cos \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 \\ -\rho_1 \cos \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 + \rho_1 \sin \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 + \rho_2 \sin \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\vartheta}_1$ e $\ddot{\vartheta}_2$.

Conoscendo ora i parametri del meccanismo biella-manovella si analizza facilmente, a livello cinematico, le caratteristiche della trasmissione a cinghia.

Le cinghie sono organi flessibili che, con l'ausilio delle pulegge su cui si avvolgono, permettono la trasmissione del moto tra due alberi posti a notevole distanza tra loro. Solitamente sono composte da anelli chiusi, con o senza giunzione, di cuoio, fibre tessili fili di nylon gommati. Esistono vari tipi di cinghie, a seconda dell'uso e della situazione in cui sono chiamate ad operare. I principali tipi sono: *cinghia piatta*, *cinghia trapezoidale* e *cinghia dentata o sincrona*. Di queste tre tipologie l'unica adatta a realizzare una trasmissione precisa è l'ultima. Questa tipologia si usa per applicazioni di precisione, perché garantisce assenza di slittamenti e mantiene regolare il movimento degli organi meccanici in fase tra di loro. La puleggia ha un profilo esterno dentato che ingrana con i denti della cinghia, assicurando una trasmissione stabile, veloce e precisa, per questo viene anche definita "cinghia sincrona". Inoltre tra le tre tipologie è quella

che permette di trasmettere la maggiore potenza, elemento importante nel caso di esame. Per questi motivi si è deciso di utilizzare una tipologia di cinghia sincrona. Lo schema classico della trasmissione è riportato nella figura sottostante:

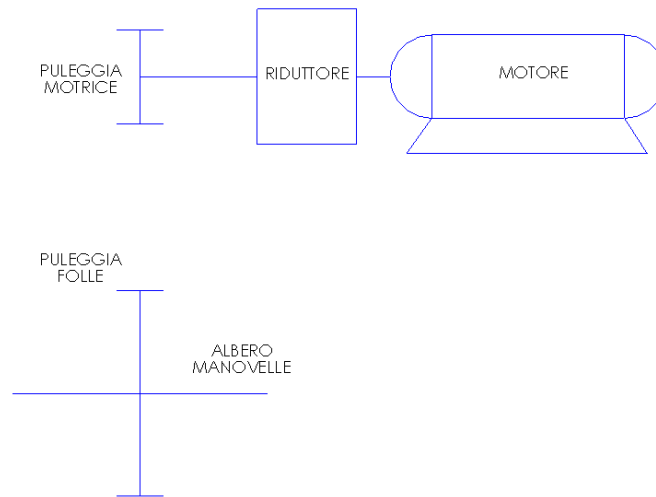


Figura 26: Schema cinematico trasmissione a cinghia e motore e riduttore

Come si vede dalla figura sull'albero delle manovelle è montata, è calettata la puleggia lenta, mentre sull'albero opposto è montato il sistema riduttore–motore. Procedendo con l'analisi cinematica si devono valutare le coordinate geometriche della manovella rispetto ai due rapporti di trasmissione, indicando con τ_R lo stadio di riduzione dovuto al riduttore e τ_P lo stadio di riduzione dovuto alle pulegge, si ottiene:

$$\vartheta_1 = (\vartheta_m/\tau_R)/\tau_P$$

$$\dot{\vartheta}_1 = (\omega_m/\tau_R)/\tau_P$$

$$\ddot{\vartheta}_1 = (\dot{\omega}_m/\tau_R)/\tau_P$$

Dove ϑ_m rappresenta la posizione del motore, $\dot{\vartheta}_m$ rappresenta la velocità del motore e $\dot{\omega}_m$ l'accelerazione de motore.

2.2 Cinematica inversa

In questo caso sono note le coordinate geometriche della filiera e con riferimento alla prossima figura si vuole determinate le posizioni, velocità e accelerazioni da assegnare ai motori per raggiungere una posizione assegnata:

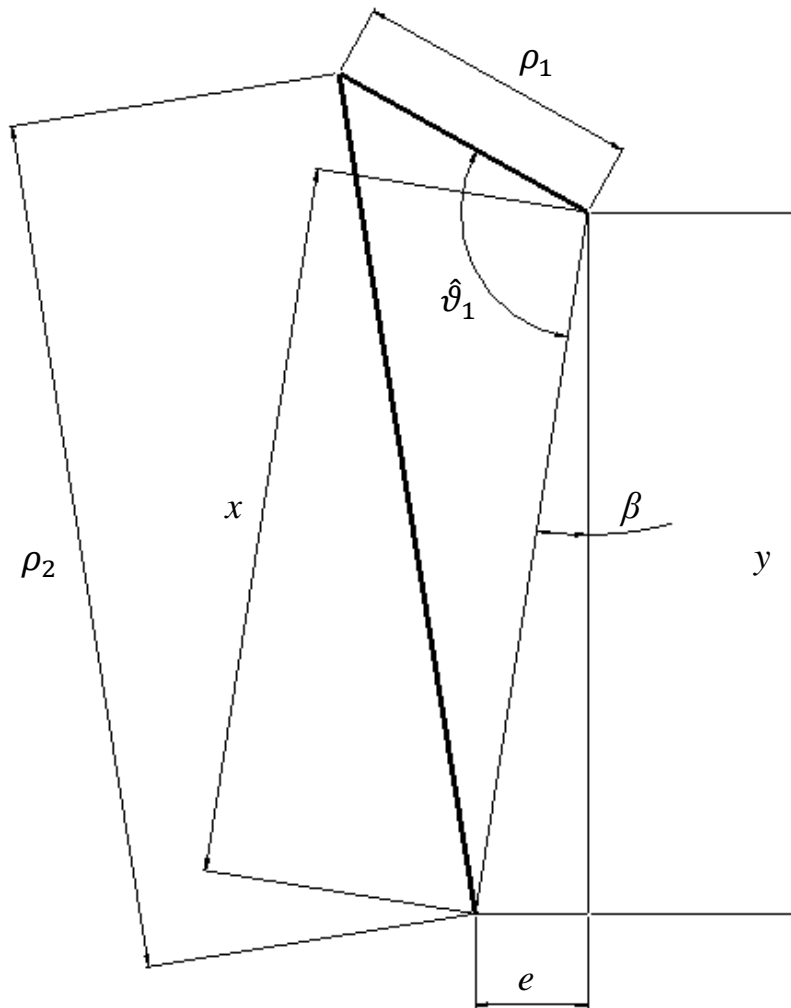


Figura 27: Schema cinematico inverso meccanismo biella manovella non centrato

La posizione angolare della manovella si ottiene attraverso semplici relazioni geometriche. Di conseguenza si inizia descrive il sistema determinato la coordinata che equivale a ρ_3 nel caso il manovellismo fosse centrato:

$$x = \sqrt{\rho_3^2 + e^2}$$

A questo punto si determina l'angolo $\hat{\vartheta}_1$, che risulta essere l'equivalente di ϑ_1 nel caso di manovellismo centrato:

$$\hat{\vartheta}_1 = \cos^{-1} \left(\frac{\rho_1^2 + x^2 - \rho_2^2}{2\rho_1 x} \right)$$

In seconda battuta si determina l'angolo tra ρ_3 e x dovuta al fatto che sta analizzando un meccanismo non centrato:

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{\rho_3}{x} \right)$$

Infine si determina l'angolo della manovella:

$$\vartheta_1 = \hat{\vartheta}_1 + \beta$$

Ottenuto l'angolo della manovella si vuole determinare l'angolo della biella, avendo risolto un'incognita ora si può utilizzare l'equazione vettoriale, ricordando:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} + \rho_2 e^{i\vartheta_2} - \rho_3 e^{i\vartheta_3} + e e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Proiettando lungo l'asse reale e immaginario si ottiene:

$$\begin{cases} \rho_1 \cos \vartheta_1 + \rho_2 \cos \vartheta_2 - \rho_3 = 0 \\ \rho_1 \sin \vartheta_1 + \rho_2 \sin \vartheta_2 - e = 0 \end{cases}$$

Ricavando l'angolo di biella dalla prima equazione, si ottiene:

$$\vartheta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{\rho_3 - \rho_1 \cos \vartheta_1}{\rho_2} \right)$$

Risolta l'analisi di posizione si passa ad analizzare le velocità, in questo caso si utilizza l'equazione vettoriale delle velocità vista in precedenza nel paragrafo cinematica diretta, ricordando:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} i \dot{\vartheta}_1 + \rho_2 e^{i\vartheta_2} i \dot{\vartheta}_2 - \dot{\rho}_3 = 0$$

Proiettando l'equazione vettoriale lungo l'asse reale ed immaginario, si ottiene:

$$\begin{cases} -\rho_1 \dot{\vartheta}_1 \sin \vartheta_1 - \rho_2 \dot{\vartheta}_2 \sin \vartheta_2 - \dot{\rho}_3 = 0 \\ \rho_1 \dot{\vartheta}_1 \cos \vartheta_1 + \rho_2 \dot{\vartheta}_2 \cos \vartheta_2 = 0 \end{cases}$$

Nel caso di cinematica inversa l'incognite sono $\dot{\vartheta}_1$ e $\dot{\vartheta}_2$, facilmente ottenibili:

$$\dot{\vartheta}_2 = \frac{-\rho_1 \dot{\vartheta}_1 \cos \vartheta_1}{\rho_2 \cos \vartheta_2}$$

$$\dot{\vartheta}_1 = \frac{\dot{\rho}_3}{-\rho_1 \sin \vartheta_1 + \tan \vartheta_2 \rho_1 \cos \vartheta_1}$$

Derivando l'equazione delle velocità si ottiene:

$$\rho_1 e^{i\vartheta_1} (i\ddot{\vartheta}_1 - \dot{\vartheta}_1^2) + \rho_2 e^{i\vartheta_2} (i\ddot{\vartheta}_2 - \dot{\vartheta}_2^2) - \ddot{\rho}_3 = 0$$

Come al solito proiettando sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -\rho_1 \cos \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 - \rho_1 \sin \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 - \rho_2 \cos \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 - \rho_2 \sin \vartheta_2 \ddot{\vartheta}_2 - \ddot{\rho}_3 = 0 \\ \rho_1 \cos \vartheta_1 \ddot{\vartheta}_1 - \rho_1 \sin \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 - \rho_2 \sin \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 + \rho_2 \cos \vartheta_2 \ddot{\vartheta}_2 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\ddot{\vartheta}_1$ e $\ddot{\vartheta}_2$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} -\rho_1 \sin \vartheta_1 & -\rho_2 \sin \vartheta_2 \\ \rho_1 \cos \vartheta_1 & \rho_2 \cos \vartheta_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vartheta}_1 \\ \ddot{\vartheta}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \ddot{\rho}_3 + \rho_1 \cos \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 + \rho_2 \cos \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 \\ \rho_1 \sin \vartheta_1 \dot{\vartheta}_1^2 + \rho_2 \sin \vartheta_2 \dot{\vartheta}_2^2 \end{Bmatrix}$$

Risolviendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\vartheta}_1$ e $\ddot{\vartheta}_2$.

Procedendo con la catena cinematica si devono valutare le coordinate geometriche del motore, passando prima per lo stadio di riduzione dovuto alle pulegge e poi per lo stadio di riduzione dovuto al riduttore:

$$\vartheta_m = \vartheta_1 \tau_P \tau_R$$

$$\omega_m = \dot{\vartheta}_1 \tau_P \tau_R$$

$$\dot{\omega}_m = \ddot{\vartheta}_1 \tau_P \tau_R$$

2.3 Validazione cinematica diretta e inversa

Per verificare l'esattezza dei conti effettuati si assegna una legge di moto per la filiera, in questo caso una accelerazione costante di tipo $1/3-1/3-1/3$.

Valutando i dati di movimento ottenuti dalla legge di moto attraverso la cinematica inversa si ottengono le coordinate geometriche della manovella, le quali a loro volta vengono utilizzate per ottenere le coordinate geometriche della filiera, queste nuove coordinate vengono confrontate con quelle delle legge di moto. Per verificare i risultati calcolati dalle due funzione l'errore tra queste due set di coordinate dovrà essere zero. Per far questo è stata creato un'utility "Test_cin_par" con Matlab che crea la legge di moto, passa le coordinate alla cinematica inversa, la quale passa le sue coordinate alla cinematica diretta, con questi ultimi dati si calcola l'errore tra le coordinate geometriche calcolate e quelle della legge di moto. I grafici qui sotto riportano l'errore di posizione, velocità e accelerazione.

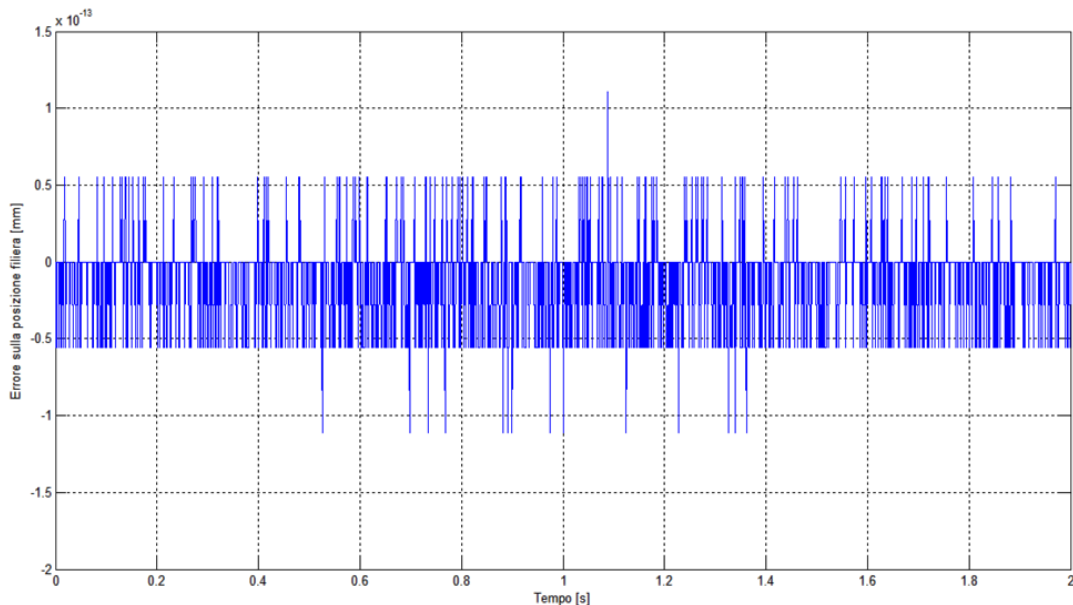


Figura 28: Errore posizione filiera

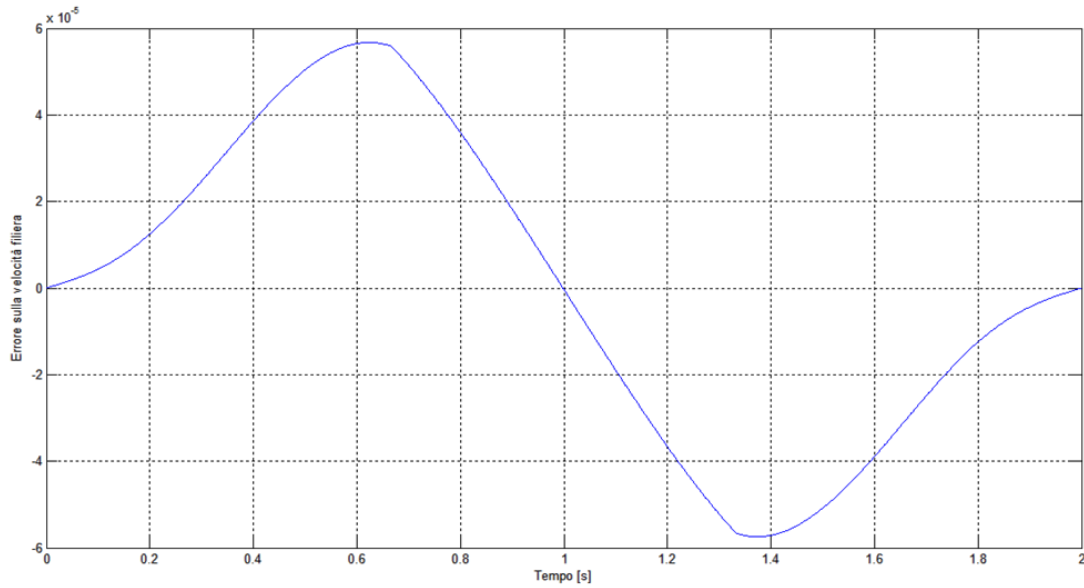


Figura 29: Errore velocità filiera

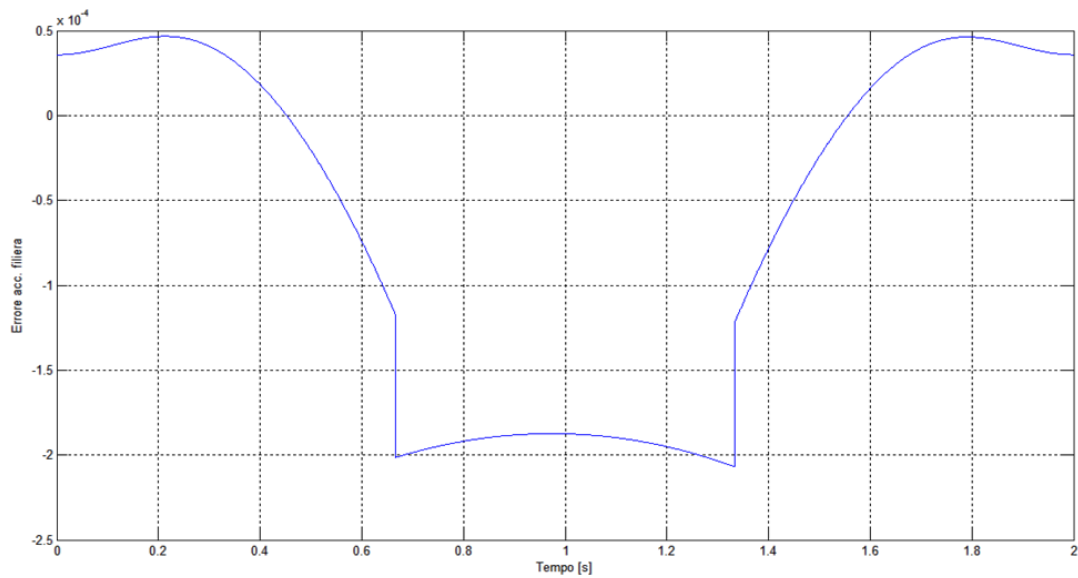


Figura 30: Errore accelerazione filiera

Come si può vedere dall'analisi dei grafici l'errore è praticamente nullo, infatti l'andamento visualizzato ha una scala delle ordinate che non ha alcun significato fisico, 10^{-13} mm per la posizione, 10^{-5} mm per le velocità e 10^{-4} mm per le accelerazioni.

Capitolo 3

Analisi dinamica

Come fatto per la cinematica in questo capitolo verranno riportate le equazioni utili a determinare le forze all'interno del sistema, con l'obiettivo di avere una conoscenza approfondita dell'applicazione, in modo tale da avere gli strumenti per la scelta del motore e riduttore che verrà affrontata nei paragrafi successivi. Per raggiungere l'obbiettivo ci sono due differenti approcci:

- *dinamica diretta*: ha lo scopo di definire le forze che agiscono sulla filiera conoscendo le forze erogate dagli attuatori;
- *dinamica inversa*: serve per determinare le forze nello spazio dei giunti in funzione delle forze agenti sulla filiera.

3.1 Dinamica diretta

Scopo dell'analisi dinamica diretta è quello di fornire la spinta della filiera partendo dalla coppia del motore conosciuta. Questa analisi è utile per determinare le forze che il sistema attuale è in grado di generare. Per effettuare lo studio della dinamica diretta esistono due metodi:

- *principio dei lavori virtuali o PLV;*
- *equazioni di Eulero.*

In questo caso si è scelto di utilizzare le equazioni di Eulero in quanto permettono fin da subito di determinare le coppia nei giunti secondari. Come fatto in precedenza si inizia l'analisi del meccanismo biella manovella. Prima però di descrivere il sistema con le sue forze è utile introdurre il concetto di masse di sostituzione. Questo strumento è molto utile nello studio dei sistemi multi body, soprattutto nel caso ci siano componenti che rototraslano, come nel caso della biella.

3.1.1 Masse di sostituzione

Per masse di sostituzione si intende un sistema di punti materiali $(P_i, m_i)_{i=1, \dots, n}$ dinamicamente equivalente, avente cioè la stessa Q e lo stesso K_g , ad un dato corpo rigido, dove i punti $P_i = [x_i \ y_i \ z_i]^T$ sono espressi in una terna con origine nel centro

di massa G del corpo. Se si indicano con m e $\sigma_G = \begin{bmatrix} J_{xx} & J_{xy} & J_{xz} \\ J_{yx} & J_{yy} & J_{yz} \\ J_{zx} & J_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix}$ le caratteristiche

inerziali del corpo rigido in questione, l'equivalenza dinamica equivale alle seguenti condizioni:

$$\sum_{i=1}^n m_i = m$$

$$\sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) = J_{zz}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(x_i^2 + z_i^2) = J_{yy}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(y_i^2 + z_i^2) = J_{xx}$$

$$-\sum_{i=1}^n m_i x_i y_i = J_{xy}$$

$$-\sum_{i=1}^n m_i x_i z_i = J_{xz}$$

$$-\sum_{i=1}^n m_i y_i z_i = J_{yz}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^n m_i y_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^n m_i z_i = 0$$

La prima equazione rappresenta l'equivalenza della massa, dalla seconda alla settima equazione impongono l'equivalenza dei momenti d'inerzia mentre le restanti equazioni richiedono la coincidenza dei centri di massa dei due sistemi considerati.

Come incognite nelle equazioni possono essere scelte ad esempio le masse m_i da posizionare in punti P_i aventi coordinate prefissate. In questo caso il corpo rigido può essere sostituito da un sistema di $n = 10$ masse. Se per entrambi si sceglie una terna di riferimento principale con origine in G, per il sistema di punti materiali è sufficiente ad

esempio che le masse siano posizionate sugli assi della stessa terna, l'equazioni diventano:

$$\sum_{i=1}^n m_i = m$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(x_i^2 + y_i^2) = J_{zz}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(x_i^2 + z_i^2) = J_{yy}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(y_i^2 + z_i^2) = J_{xx}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^n m_i y_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^n m_i z_i = 0$$

Se le coordinate dei punti P_i sono prefissate, il corpo rigido può essere in questo caso sostituito da un sistema di $n=7$ masse. Se poi si considera un moto piano, come nel caso del meccanismo biella manovella, utilizzando il piano xy e ponendo le masse a $z = 0$, le precedenti equazioni assumono la forma:

$$\sum_{i=1}^n m_i = m$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(x_i^2 + y_i^2) = J_{zz}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0$$

$$\sum_{i=1}^n m_i y_i = 0$$

Come si può notare i momenti d'inerzia J_{xx} e J_{yy} non compaiono più perché ovviamente non influenzano più il moto del sistema. A questo punto il corpo rigido può essere sostituito da un sistema con $m = 4$ masse. Tali relazioni possono infine ridursi ancora, in quanto se la masse di statuizione vengono posizionate lungo una qualunque retta passante per il centro di massa G , ad esempio sull'asse x , si ottiene:

$$\sum_{i=1}^n m_i = m$$

$$\sum_{i=1}^n m_i(x_i^2 + y_i^2) = J_{zz}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0$$

Il corpo rigido è adesso equivalente ad un sistema di sole $m = 3$ masse aventi coordinate x_i prefissate. Si è così giunti ad una situazione che rispecchia il caso della biella.

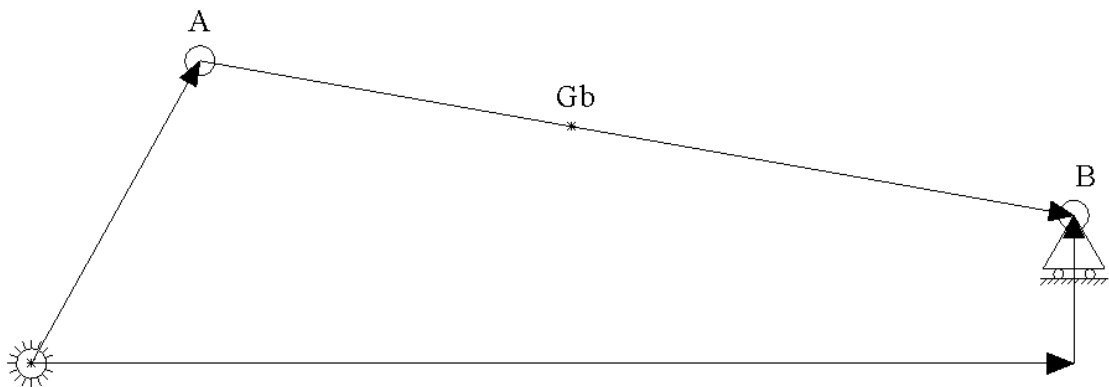


Figura 31: Punti notevoli della biella

In riferimento alla figura precedente, esistono due tipi di approccio per la sostituzione delle masse della biella:

- utilizzare tre masse m_A , m_B e m_{G_B} nei punti A , B e G_B ;
- utilizzare due masse ed un momento d'inerzia puro m_A , m_B e J_0 nei punti A , B e G_B ;

In questo caso si è scelto di utilizzare la seconda strada, in quanto risulta comoda perché si conoscono già dall'analisi cinematica tutte le grandezze che variano nel tempo. Si precisa che il termine J_0 non corrisponde ad una distribuzione di massa reale e quindi non ha significato fisico ma solamente algebrico.

Di conseguenza, le tre precedenti equazioni di equivalenza ottenuta nella precedente analisi della masse di sostituzione diventano:

$$m_A + m_B = m_b$$

$$m_A a^2 + m_B b^2 + J_0 = J_b$$

$$m_A a - m_B b = 0$$

Dove a è la distanza tra il punto A e il punto G_B , mentre b è l'equivalente di a , ma per il punto B , m_b e J_b rappresentano le caratteristiche inerziali della biella. Risolvendo il sistema si ottiene:

$$m_A = m_b \frac{b}{l} \quad m_B = m_b \frac{a}{l} \quad J_0 = J_b - m_b ab$$

Definito il modello dinamico della biella, si può passare alla scrittura delle equazioni della dinamica diretta:

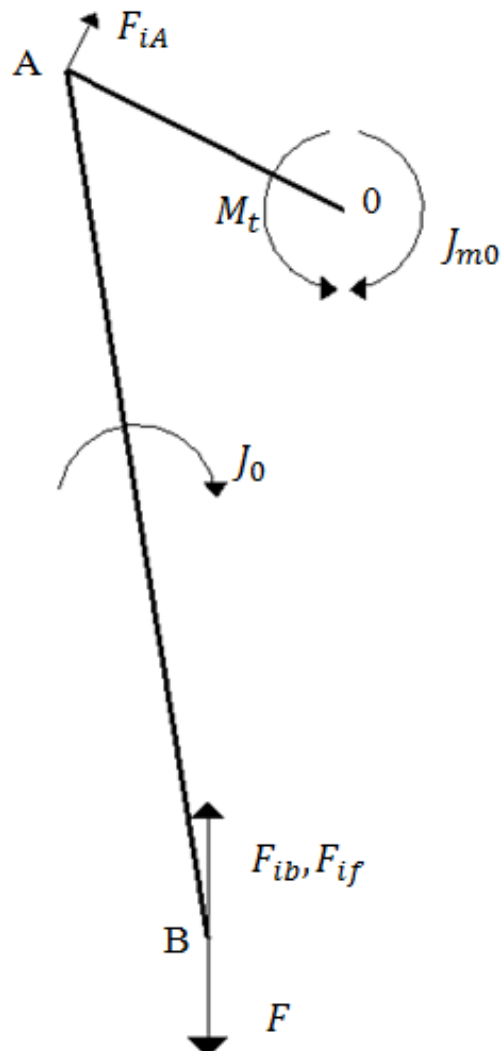


Figura 32: Schema dinamico biella manovella

Con riferimento all'immagine soprastante, utilizzando le equazioni secondo Eulero e facendo l'equilibrio alla rotazione attorno al punto 0, si ottiene:

$$M_t - J_{m0}\ddot{\vartheta}_1 - F_{iA}m - J_0\ddot{\vartheta}_2 + Fe - F_{iB}e - F_{if}e = 0$$

Isolando l'incognita F forza di spinta della filiera, si ottiene:

$$F = F_{iB} + F_{if} + \left(\frac{-M_t + J_{m0}\ddot{\vartheta}_1 + F_{iA}m + J_0\ddot{\vartheta}_2}{e} \right)$$

Dove:

$$F_{iB} = m_B\ddot{\rho}_3$$

$$F_{if} = m_f\ddot{\rho}_3$$

$$F_{iA} = m_A\rho_1\ddot{\vartheta}_1$$

Con m_A e m_B masse di sostituzione della biella note dal punto precedente, m_f massa della filiera, J_0 è l'inerzia fittizia della biella, M_t il momento torcente applicato alla manovella e J_{m0} l'inerzia della manovella nel punto 0.

Per ottenere il valore del momento torcente alla manovella bisogna partire dalla coppia del motore, depurarla della componente utilizzata per accelerare l'inerzia del rotore del motore, passare dallo stadio di riduzione del riduttore, valutando le componenti perse per l'efficienza del riduttore e filtrando il risultato per il rapporto di trasmissione delle pulegge. Inoltre essendo la trasmissione a cinghie l'elemento più cedevole della catena cinematica, all'interno del modello dinamico, verrà aggiunta anche la rigidità della cinghia così da valutare gli effetti della cedevolezza sulla qualità della trasmissione del moto. Partendo dal motore si ottiene:

$$C_R = (C_m - J_m\dot{\omega}_m) \tau_R \eta_R$$

Dove C_m coppia del motore, J_m inerzia del motore e η_R rendimento del riduttore.

Infine il modello dinamico della trasmissione con cinghia dentata, con riferimento allo schema sottostante, si definiscono i seguenti parametri caratteristici: K è la rigidezza della cinghia, i interasse tra le pulegge, R_{pm} raggio della puleggia motrice, e R_{pf} raggio della puleggia folle e C_R coppia motrice in uscita dal riduttore.

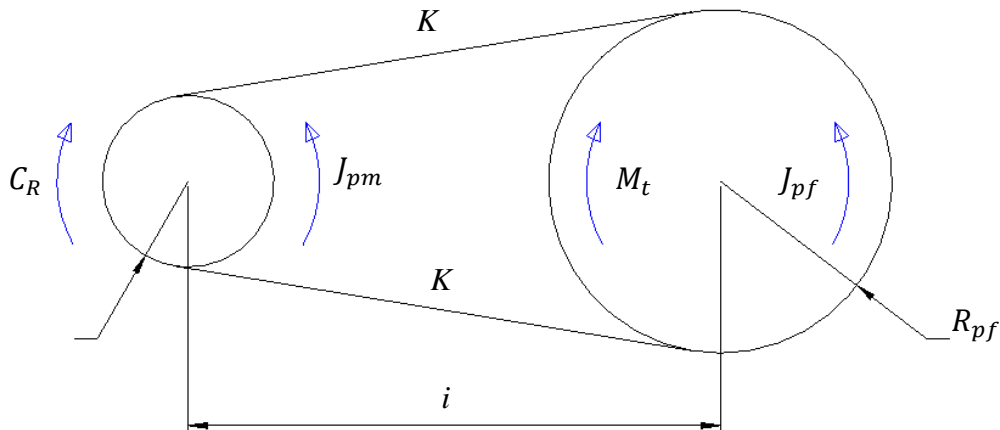


Figura 33: Modello trasmissione a cinghie

Per il singolo contributo la rigidezza del ramo della cinghia vale:

$$K = K_{c\ sp} \frac{w}{i}$$

Dove $K_{c\ sp}$ indica la rigidezza specifica della cinghia a catalogo, w la larghezza della cinghia. Determinato il valore della rigidezza della cinghia si può costruire il modello dinamico della trasmissione. Spezzando a metà la cinghia e facendo l'equilibrio alla rotazione rispetto al baricentro sulla puleggia minore si ottiene:

$$TR_{pm} - C_R + J_{pm}\ddot{\vartheta}_R = 0$$

Dove T rappresenta la tensione della cinghia, isolandolo:

$$T = \frac{C_R - J_{pm}\ddot{\vartheta}_R}{R_{pm}}$$

L'equilibrio dinamico sul singolo ramo della cinghia risulta:

$$T_f = T - K\Delta x = T - K\Delta\vartheta_R R_{pm}$$

Con T_f forza tirante agente sulla puleggia folle, facendo ora l'equilibrio alla rotazione rispetto al baricentro della puleggia folle si ottiene:

$$M_{am} = T_f R_{pf} - J_{pf} \ddot{\vartheta}_1$$

Dove M_{am} Coppia motrice albero manovelle, per ottenere la coppia motrice agente sulla singola manovella si ottiene:

$$M_t = \frac{M_{am}}{2}$$

3.2 Dinamica inversa

Scopo dell'analisi dinamica inversa è quello di determinare la coppia che deve erogare il motore conoscendo la spinta della plastica. Anche in questo caso si è scelto di utilizzare la dinamica attraverso le equazioni di Eulero. Le considerazioni effettuate nel paragrafo precedente per quanto riguardano le masse di sostituzione restano valide anche in questo paragrafo. Come solito fare, l'analisi parte dalla descrizione del modello dinamico inverso del meccanismo biella manovella. Ricordando l'equazione dinamica del paragrafo precedente, ottenuta facendo l'equilibrio alla rotazione attorno al punto G, si ottiene:

$$M_t - J_{m0}\ddot{\vartheta}_1 - F_{iA}m - J_0\ddot{\vartheta}_2 + Fe - F_{iB}e - F_{if}e = 0$$

Ed avendo, in questo caso, noto il termine F ed incognita M_t , isolando quest'ultima si ottiene:

$$M_t = J_{m0}\ddot{\vartheta}_1 + F_{iA}m + J_0\ddot{\vartheta}_2 - Fe + F_{iB}e + F_{if}e$$

Seguendo la catena cinematica, ricordando che il sistema è composto da due meccanismi biella-manovella:

$$M_{am} = 2M_t$$

Proseguendo lungo la catena cinematica, la coppia all'ingresso dell'albero del riduttore C_R sarà dipendere dalla rigidezza e dal rapporto di trasmissione della trasmissione a cinghia e di conseguenza si ottiene:

$$C_R = TR_{pm} + J_{pm}\ddot{\vartheta}_R$$

Dove:

$$T = T_f - K\Delta x = T_f - K\Delta\vartheta_R R_{pm}$$

$$T_f = T + K\Delta\vartheta_R R_{pm}$$

Di conseguenza:

$$C_R = \left(\frac{M_{am}}{R_{pf}} + \frac{J_{pf}\ddot{\vartheta}_1}{R_{pf}} - K\Delta\vartheta_R R_{pm} \right) R_{pm} + J_{pm}\ddot{\vartheta}_R$$

Facendo l'equilibrio dinamico del modello motore-riduttore si ottiene:

$$C_m = \frac{C_R}{\tau_R \eta_R} + J_m \dot{\omega}_m$$

Capitolo 4

Ottimizzazione attuatore Parison

In questo capitolo è riportata la soluzione attualmente utilizzata. Descritta l'attuale situazione si procederà con la ricerca delle specifiche di progetto. Una volta sintetizzate si procede con la definizione delle leggi di moto per effettuare la scelta di motore, riduttore e pulegge. Infine si riporterà la validazione sperimentale del sistema sintetizzato tramite le specifiche di progetto.

4.1 Analisi attuale sistema

In questo paragrafo viene analizzato fisicamente il sistema attualmente adottato.

Dalla teoria si ricava la sintesi del meccanismo biella-manovella, sapendo che la corsa è pari a 12 mm, perché derivata dal vecchio sistema idraulico, dove il cilindro aveva una corsa di tale dimensione, dalle note formule di sintesi di un meccanismo biella-manovella sappiamo che la manovella per garantire tale corsa dovrà essere pari a:

$$m = c/2$$

Dove c rappresenta la corsa che il meccanismo deve effettuare. Per quanto concerne la lunghezza della biella, essa rappresenta un grado di libertà a scelta del progettista, stessa cosa vale per il valore dell'eccentricità del meccanismo. L'unico vincolo per entrambi è rappresentato dalla fisica del sistema, per questi motivi sono state scelte queste misure:

- lunghezza biella pari a 300 mm;
- valore eccentricità pari a 3 mm.

Inoltre, siccome il meccanismo non ha bisogno di utilizzare tutta l'angolo giro a disposizione della manovella, si utilizzano solo la metà dell'angolo giro, questo comporta che avere un'eccentricità di tre mm che garantisce al meccanismo di lavorare il più possibile con la biella parallela all'asse della forza generata dalla plastica.

Questo per quanto riguarda la sintesi cinematica di tale sistema. Il resto della catena, invece, per quanto riguarda il rapporto di trasmissione delle pulegge, esso è pari a due, mentre per il riduttore esso è pari a ventinove. La tipologia di catena dentata utilizzata è una Polychain Carbon GT, la quale con la sua struttura rinforzata con trefoli in carbonio è la cinghia che permette la trasmissione della forza più alta tra quelle presenti in commercio. Nell'immagine è riportata la struttura di tale cinghia.

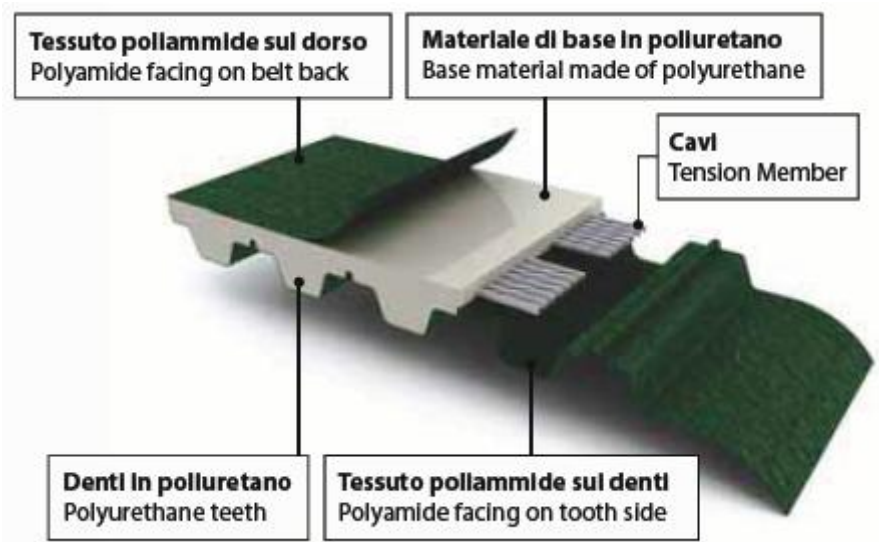


Figura 34: Struttura cinghia Polychian Carbon GT

La tipologia di riduttore installato è del tipo cicloidale. In particolare è un Sumitomo F3C-A35G-29.



Figura 35: Riduttore Sumitomo F3C-A35G-29

Che presenta le seguenti caratteristiche:

Prova finale – Davide Donadini – A.A. 2015-2016

Size Größe	n _{1m}	4000			3000			2500			2000			1750		
FC-, F1C-, F2C-, F3C-	i	T _{2N}	n _{2m}	P ₁	T _{2N}	n _{2m}	P ₁	T _{2N}	n _{2m}	P ₁	T _{2N}	n _{2m}	P ₁	T _{2N}	n _{2m}	P ₁
A 15 (G)	59	*111	67,8	0,89	*121	50,8	0,80	128	42,4	0,71	137	33,9	0,60	142	29,7	0,55
	89	*111	44,9	0,65	*121	33,7	0,53	128	28,1	0,47	137	22,5	0,40	142	19,7	0,37
A 25 (G)	29				*230	103	3,12	*243	86,2	2,74	*260	69,0	2,34	*270	60,3	2,14
	59	*260	67,8	2,3	*284	50,8	1,88	*299	42,4	1,66	320	33,9	1,42	333	29,7	1,29
	89	*260	44,9	1,53	*284	33,7	1,25	*299	28,1	1,10	320	22,5	0,94	333	19,7	0,86
	119	*260	33,6	1,14	*284	25,2	0,93	*299	21,0	0,82	320	16,8	0,70	333	14,7	0,64
A 35 (G)	29				—	—		*428	86,2	4,83	*458	69,0	4,13	*476	60,3	3,76
	59				*543	50,8	3,60	*573	42,4	3,17	*613	33,9	2,71	*638	29,7	2,47
	89				*543	33,7	2,39	*573	28,1	2,10	*613	22,5	1,80	*638	19,7	1,64
	119				*543	25,2	1,79	*573	21,0	1,57	*613	16,8	1,34	*638	14,7	1,23
A 45 (G)	29							—	—	—	*972	69,0	8,75	*1010	60,3	7,97
	59							*1190	42,4	6,57	*1280	33,9	5,65	*1330	29,7	5,13
	89							*1190	28,1	4,36	*1280	22,5	3,75	*1330	19,7	3,4
	119							*1190	21,0	3,26	*1280	16,8	2,80	*1330	14,7	2,55
A 65 G	29										—	—	—	—	—	—
	59										*2360	33,9	10,40	*2459	29,7	9,51
	89										*2360	22,5	6,91	*2459	19,7	6,3
	119										*2360	16,8	5,17	*2459	14,7	4,71
A 75 G	29															
	59													*3720	29,7	14,5
	89													*3720	19,7	9,58
	119													*3720	14,7	7,16

*50 % ED (load duty cycle / Einschaltdauer)

Figura 36: Parte 1 datasheet riduttore Sumitomo F3C-A35G-29

FC-, F1C-, F2C-, F3C-	i	max. acceleration or deceleration torque max. Beschleunigungs- oder Bremsdrehmoment T _{2A} [Nm]	allowable peak torque for emergency stop * zulässiges Drehmoment für NOT-AUS-Situationen * T _{2max} [Nm] Times / Anzahl			
			T _{2A} , T _{2max}			
			10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
A 15 (G)	59, 89	335	785	637	520	431
A 25 (G)	29...119	721	1930	1550	1220	971
A 35 (G)	29...119	1390	3580	2860	2300	1840
A 45 (G)	29...179	2910	7210	5820	4660	3780
A 65 G	29...179	5130	13800	10900	8730	6910
A 75 G	29...119	7610	24000	19400	14500	10900

* Regard allowable peak torques by bolts for different versions

* zulässiges übertragbares Drehmoment durch Schrauben je nach Größe beachten

Tab. 8

FC-, F1C-, F2C-, F3C-	i	allowable max input speed max. zulässige Antriebsdrehzahl n _{1max} [min-1]	allowable mean input speed zulässige mittlere Antriebsdrehzahl n _{1m}	
			n _{1max} , n _{1m}	
			50 % ED	100 % ED
A 15 (G)	59, 89	6150	5600	2800
A 25 (G)	29	4350	3100	1550
	59...119	5050	4200	2100
A 35 (G)	29	3500	2500	1250
	59...119	3950	3300	1650
A 45 (G)	29	2700	1900	950
	59...179	3150	2600	1300
A 65 G	29	2200	1500	750
	59...179	2350	2000	1000
A 75 G	29	1950	1200	600
	59...119	2000	1750	850

Figura 37: Parte 2 datasheet riduttore Sumitomo F3C-A35G-29

Infine il motore utilizza per movimentare il sistema è un Moog G5-V8. Questo motore presenta le caratteristiche riportate in figura.

continuous stall torque	① M_o [Nm]	25,44	Nm
continuous stall current	① I_o [Arms]	14,55	Arms
peak stall torque	M_{max} [Nm]	66,1	Nm
peak stall current	I_{max} [Arms]	49,5	Arms
rated torque	② M_n [Nm]	17,36	Nm
rated current	② I_n [Arms]	9,9	Arms
rated power	② P_n [W]	5091	W
rated speed	② N_n [rpm]	2800	rpm
theoretical no load speed	③ N_{theo} [rpm]	3830	rpm
maximum speed	④ N_{max} [rpm]	5420	rpm
torque constant	k_t [Nm/Arms]	1,749	Nm/Arms
EMK-constant	k_e [Vpk/rad/s]	1,410	Vpk/rad/s
terminal to terminal resistance	⑤ R_{tt} [Ohm]	0,590	Ohm
terminal to terminal inductance	⑤ L_{tt} [mH]	4,742	mH
inductance L_d	⑤ L_d [mH]	2,957	mH
inductance L_q	⑤ L_q [mH]	3,099	mH
thermal resistance	⑤ R_{th} [°C/W]	0,384	°C / W
electr. time constant	⑤ T [ms]	8,042	ms
inertia w/o brake	J [kgcm ²]	18,4	kgcm ²
mass w/o brake	m [kg]	16,6	kg
inertia with small brake	J [kgcm ²]	19,4	kgcm ²
inertia with big brake	J [kgcm ²]	22,0	kgcm ²
mass with small brake	m [kg]	17,4	kg
mass with big brake	m [kg]	17,9	kg

Figura 38: Datasheet motore parison Moog G5-V8

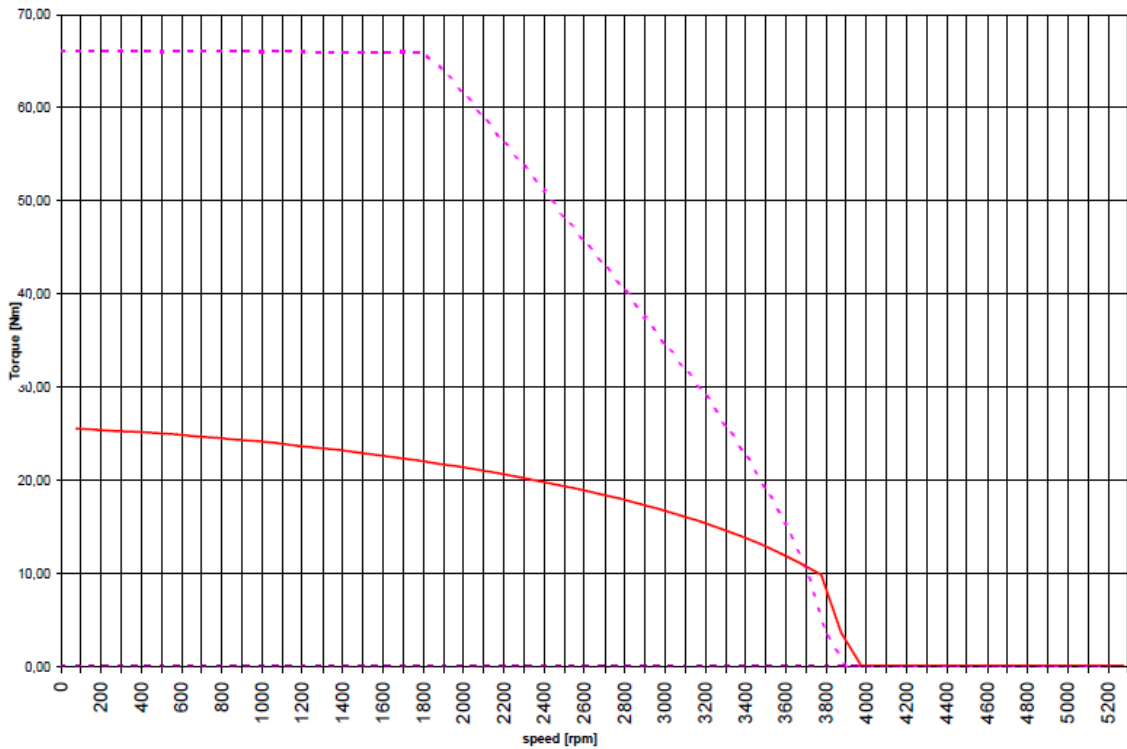


Figura 39: Curva caratteristica Moog G5-V8

Se si confrontano le caratteristiche dinamica del motore con quelle che il riduttore presenta al suo ingresso, si nota che il riduttore è ampiamente sovradimensionato rispetto al motore. Questo perché il motore possiede una coppia massima di 67.5 Nm, contro una coppia ammessa dal riduttore nell' albero di ingresso di 47.9 Nm, mentre per la velocità nominale del motore che è di 2800 RPM in confronto al quella del riduttore che è di 1250 RPM ed infine la velocità massima del motore è di 4000 RPM a confronto dei 3500 RPM accettati dal riduttore. Queste considerazioni hanno portato ad installare una potenza che nella realtà non viene utilizzata. Ecco perché nasce la necessità di una migliore analisi del sistema in modo tale da garantire il corretto dimensionamento di tale applicazione.

4.2 Sintesi attuatore Parison

Nel corso di questo paragrafo si vedrà quale strada si è intrapresa per la definizione del sistema di regolazione spessore Parison. Come si vedrà la prima parte sarà dedicata alla definizione delle specifiche di progetto in quanto quelle presenti inizialmente non risultano essere sufficienti per garantire lo sviluppo corretto dell'applicazione. Definite le specifiche si sintetizzerà il sistema elettrico effettuando un'analisi di sensitività dei vari attori che concorrono alla definizione fisica del sistema. Infine si effettuerà una validazione sperimentale del sistema sintetizzato valutando sia il comportamento dinamico che cinematico e il rispetto delle specifiche di progetto.

4.2.1 Dati di progetto

Obiettivo di questo paragrafo è la definizione delle specifiche di progetto. Generalmente tali specifiche sono presenti sin dall'inizio, in questo caso, invece le specifiche presenti non sono contestualizzate al movimento, ma sono riferite all'esperienza sulla versione oleodinamica. Il metodo utilizzato per determinare le specifiche di progetto ha richiesto un'analisi approfondita dei movimenti che sono da produrre, in modo tale da conoscere le richieste in termini di spazio, velocità e forze del sistema.

Per la valutazione delle differenze e motivare quanto detto sinora, che le specifiche della versione non sono sufficienti per la definizione di un sistema elettrico ottimizzato, il primo passo è stata l'analisi del sistema oleodinamico. Come si vedrà più avanti però, questi dati sono quelli che sono stati utilizzati per sviluppare una prima versione di tale attuazione e già sin dall'inizio si potrà vedere come tali parametri non sono sufficienti per avere un quadro completo del sistema. Questo perché il sistema di attuazione Parison, oltre a dover garantire la variazione di spessore lungo la lunghezza del tubo di plastica, deve anche generare due ulteriori funzioni:

- Marker, questo particolare movimento serve all'operatore per comprendere la posizione della filiera rispetto al Parison, infatti questa funzione è attivabile a discrezione dell'operatore e produce sul tubo un netto aumento di spessore per un limitato istante del tempo di attuazione, come effetto si ottiene un marcato segno sul Parison, quest'ultimo permette all'operatore di comprendere la

posizione del profilo parsismo rispetto all'altezza massima del flacone, dove il flacone in questa operazione è rappresentato ancora dal tubo di plastica fuso, Questa operazione è ripetuta occasionalmente, o quasi mai una volta che il profilo per la creazione del flacone viene creato. Questo movimento è molto brusco e avviene in periodo molto limitato;

- Spurgo: questa operazione serve per liberare lo spazio presente tra maschio e filiera nel caso in cui della plastica si sia solidificata all'interno o nel caso in cui si nota che al creazione del tubo di plastica non è uniforme lungo la circonferenza dello stesso, per fare questo il sistema deve garantire nel minor tempo possibile la massima distanza tra maschio e filiera, in modo tale che il repentino movimento distacchi la plastica dalla pareti del maschio e della filiera.

Come si può notare il sistema deve effettuare diverse operazioni. Analizzando i dati del cilindro oleodinamico, si nota come quest'ultimi sono completamente scollegati dai movimenti descritti sopra. Come da immagine seguente viene utilizzato il suddetto cilindro oleodinamico.

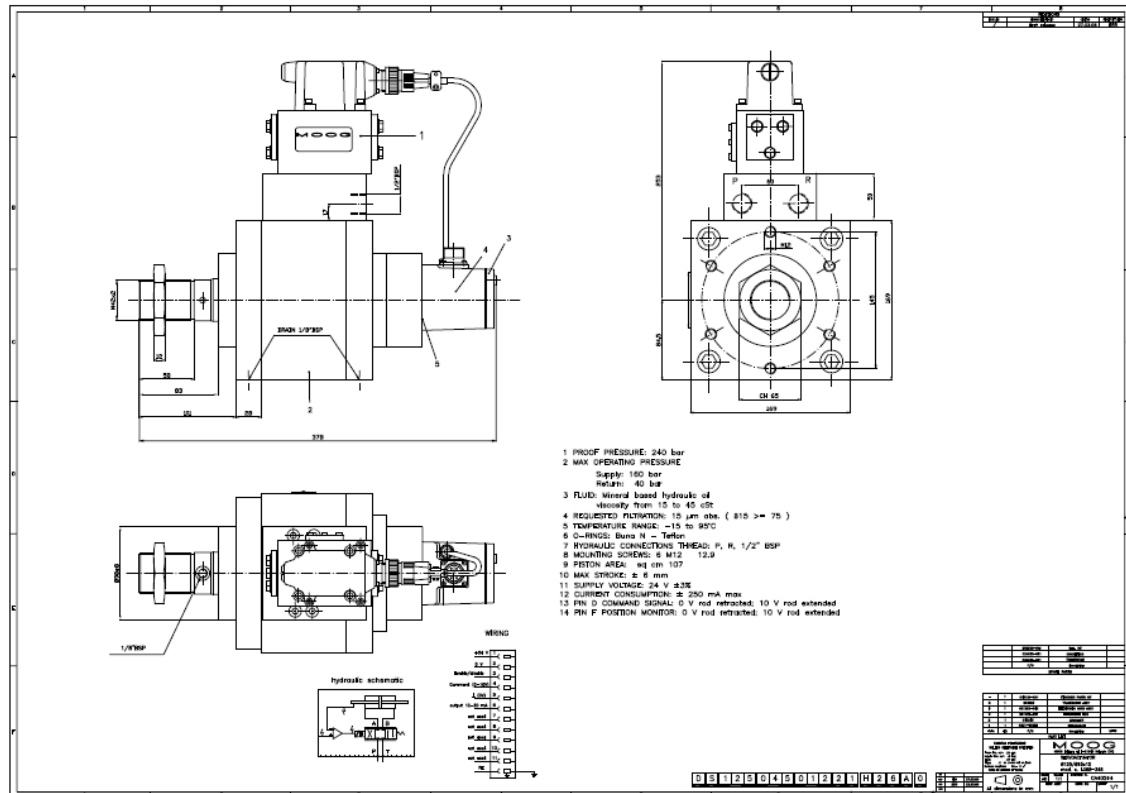


Figura 40: Datasheet cilindro oleodinamico attuatore Parison

Nella versione a tre teste interasse tra le teste di duecentoquaranta millimetri si utilizzano tre di questi attuatori. Di conseguenza analizzando il datasheet e sapendo che si utilizzano tre di questi attuatori contemporaneamente, si ottengono i seguenti dati:

- Corsa filiera pari a 12 mm;
- Velocità massima pari a 0,03 m/s;
- Forza massima pari a 770.000 N.

La forza massima è ottenuta moltiplicando per tre volte la forza massima del singolo attuatore oleodinamico, questo perché il sistema elettrico dovrà essere sempre lo stesso al variare della tipologia di testa. Di conseguenza la condizione di peggiore di funzionamento, cioè quella più onerosa in termini di forze si ha con una testa monolayer, che movimentata la filiera, con filiera di tipo convergente e nel caso di testa 3x240, cioè quando si utilizzano tre attuatori oleodinamici.

Questi sono i dati della versione oleodinamica. Come si può vedere per la creazione del sistema elettrico i dati di progetto sono inconsistenti in quanto se utilizzati producono un sistema elettrico che garantisce le stesse prestazioni di quello oleodinamico, ma senza poter valutare le prestazioni del sistema. Per permettere un'ottimizzazione del sistema, bisogna iniziare con un'attenta analisi della corsa utile, tradurre quelle che sono le richieste visive dell'operatore in termini di Maker in posizione e capire quale valore di accelerazione e quale valore di velocità permette di garantire un'efficace Spurgo.

Partendo dalla corsa un'analisi attenta del meccanismo fa comprendere come l'aver un'eccentricità di 3 mm permette alla biella di essere parallela all'asse delle forze quando la manovella è a $+60^\circ$ e -60° , inoltre analizzando la corsa effettuata da 60° a 90° si nota come il guadagno in termini di corsa è inferiore rispetto alla corsa effettuata tra 30° e 60° , questo fenomeno è tipico del meccanismo biella manovella, in quanto all'aumentare dell'angolo di manovella di tale meccanismo diminuisce lo spazio percorso dal punto di biella.

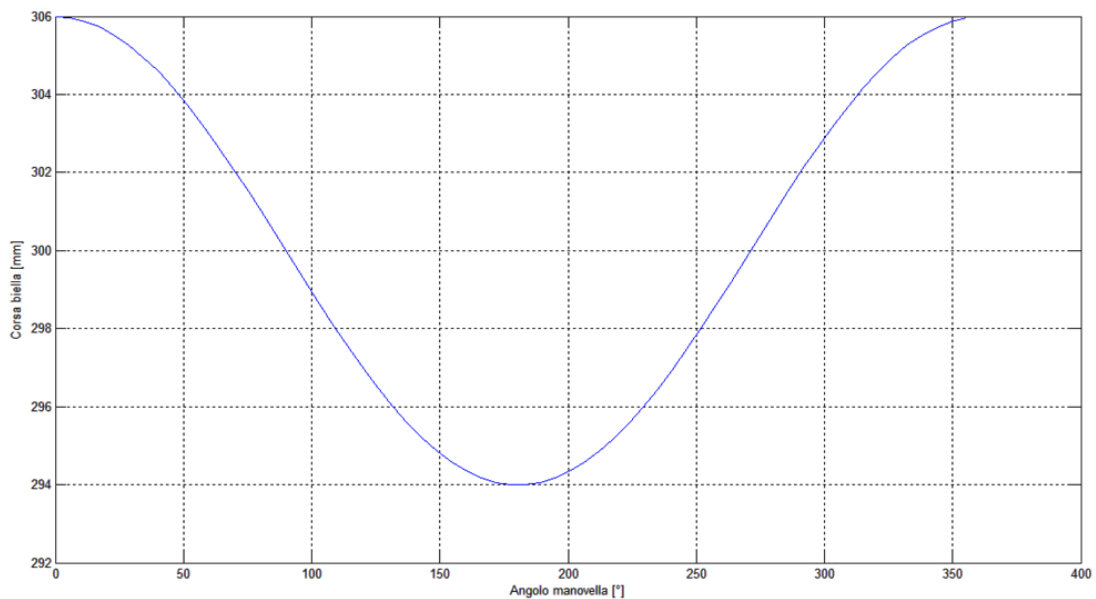


Figura 41: Andamento corsa biella rispetto angolo manovella

Di conseguenza la riduzione dell'angolo utile di manovella non influenza pesantemente la corsa utile effettuabile dal sistema, infatti la corsa utile diventa 10,39 mm.

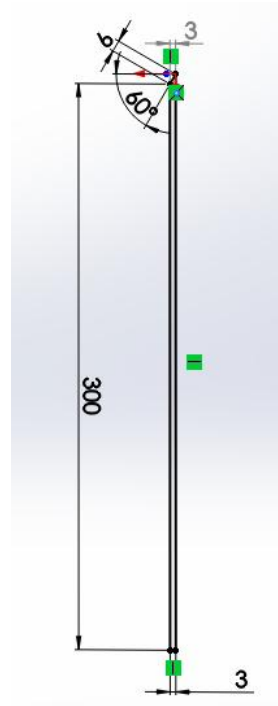


Figura 42: Posizione biella parallela alla forza spinta plastica

La riduzione di corsa utile pari a 1,6 mm di corsa permette di ridurre l'angolo da effettuare con la manovella di 60° , con gli evidenti effetti benefici sul tempo di attuazione del sistema e una riduzione delle risorse impiegate nel sistema per movimentare il sistema. Ovviamente questa riduzione di corsa non riduce le prestazioni del sistema.

Dopo questa prima considerazione puramente cinematica si è voluti effettuare dei test sulla creazione del Marker e dello Spurgo, in modo tale da definire le specifiche del sistema. Obiettivo di questi test è tradurre le richieste visive dell'operatore in dati geometrici che il nuovo sistema dovrà garantire. Per raggiungere l'obiettivo si è deciso di limitare gradualmente le massime prestazioni del sistema fino al raggiungimento del punto limite, cioè quando Marker o Spurgo non risultavano più efficaci. Siccome la valutazione minima della Spurgo risulta difficoltosa, in quanto esistono molte variabili che generano il fenomeno di incollaggio della plastica al sistema meccanico e di conseguenza i test effettuati non avrebbero permesso di coprire tutti i casi che generano questo fenomeno, ci si è limitati solo ad utilizzare lo Spurgo come verifica dei Marker, cioè una volta definita la condizione minima per la realizzazione di un Marker, si è

valutati che le impostazioni del sistema in questa situazione producessero uno Spurgo efficace, dove con efficace si intende un repentino distacco tra maschio e filiera. Ovviamente la validazione è stata fatta valutando la velocità massima e il tempo totale ottenuti durante la produzione di questo ciclo.

4.2.1.1 Test effettuati su movimento Marker

Per tradurre un risultato visivo in parametri di progetto del sistema si è proceduto in maniera iterativa diminuendo le prestazioni del sistema. Primo passo è stata la rilevazione dei dati del sistema attuale. In basso è riportata l'analisi dei dati in questione:

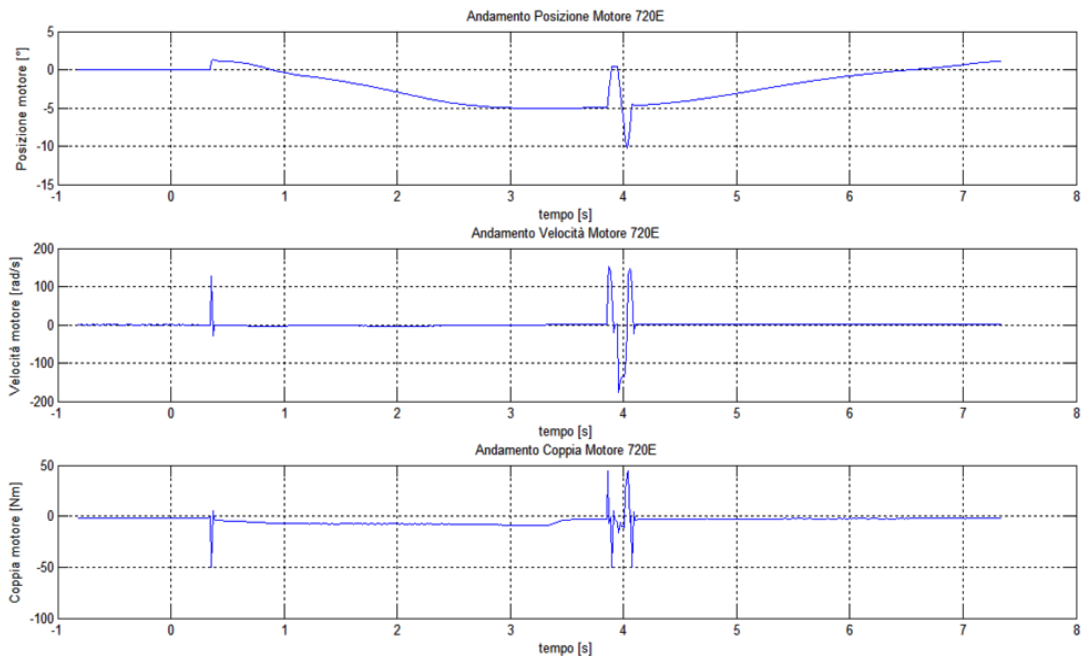


Figura 43: Andamenti motore ciclo Marker con coppia limitata a 48 Nm

Per analizzare questi dati sono stati immessi nella cinematica diretta e dinamica diretta. Come risultato si è ottenuto che il sistema per realizzare un Marker esercita una forza di spinta massima sulla filiera pari a 360.000 N, mentre la distanza tra maschio e filiera aumenta di 9 mm per un tempo di 0,228 s raggiungendo una velocità massima di 0,016 m/s e con un'accelerazione di 0,25 m/s².

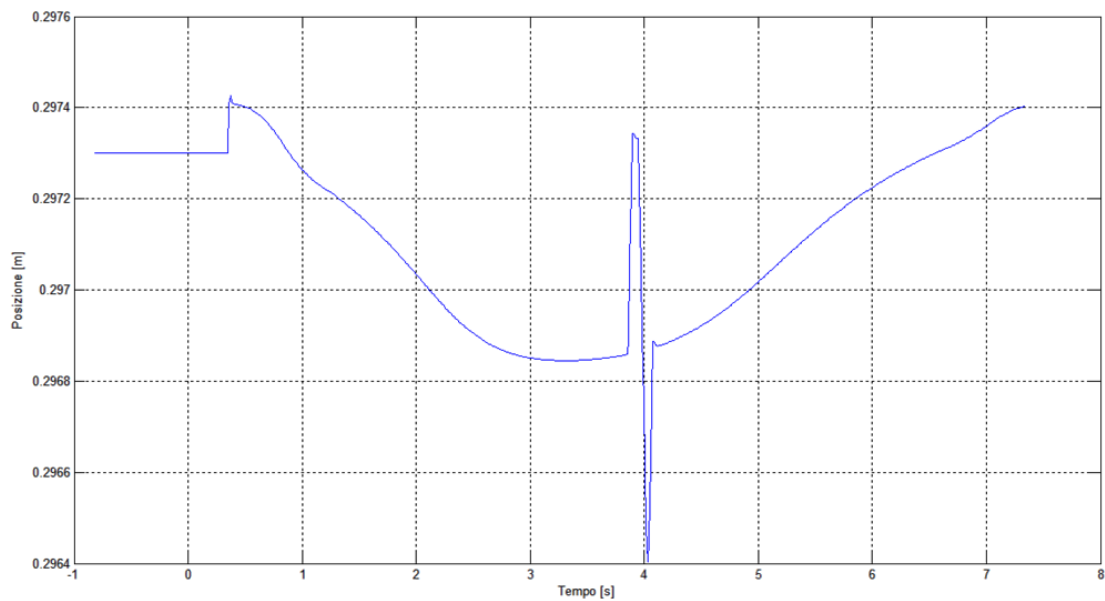


Figura 44: Posizione raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm

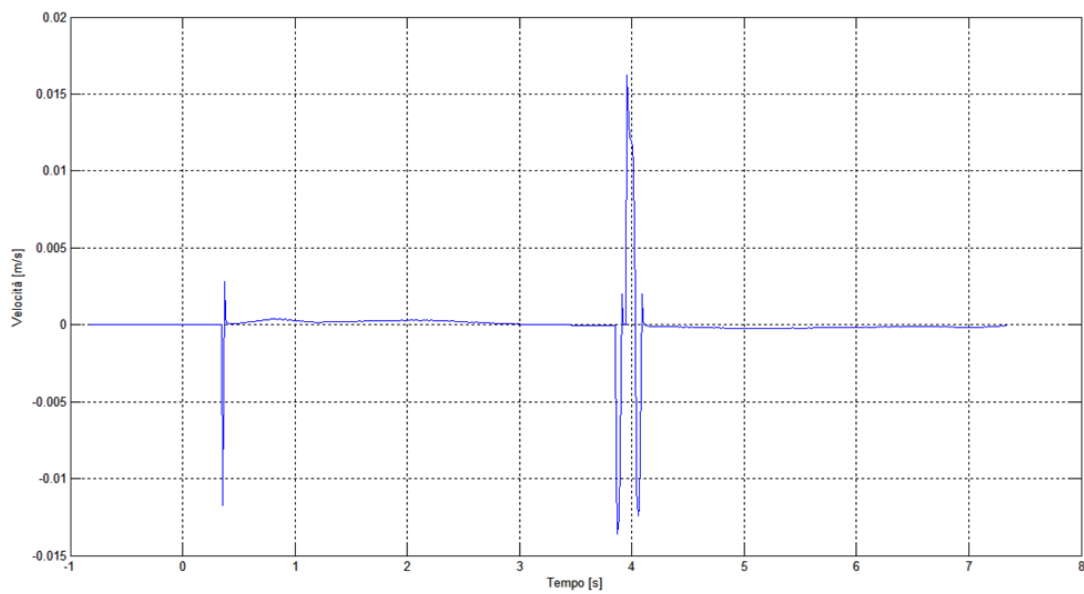


Figura 45: Velocità raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm

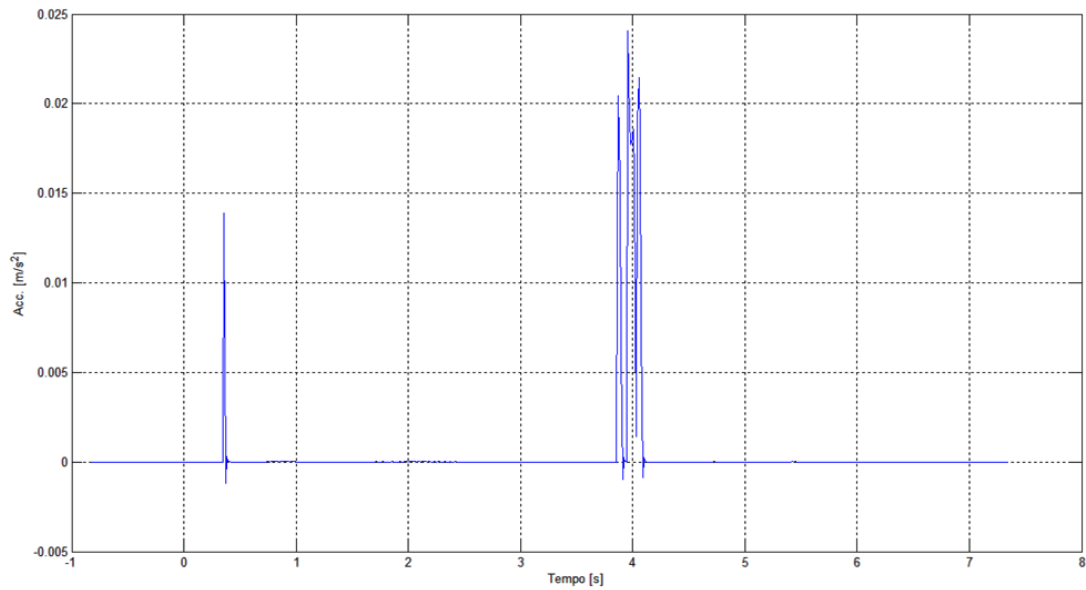


Figura 46: Accelerazione raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm

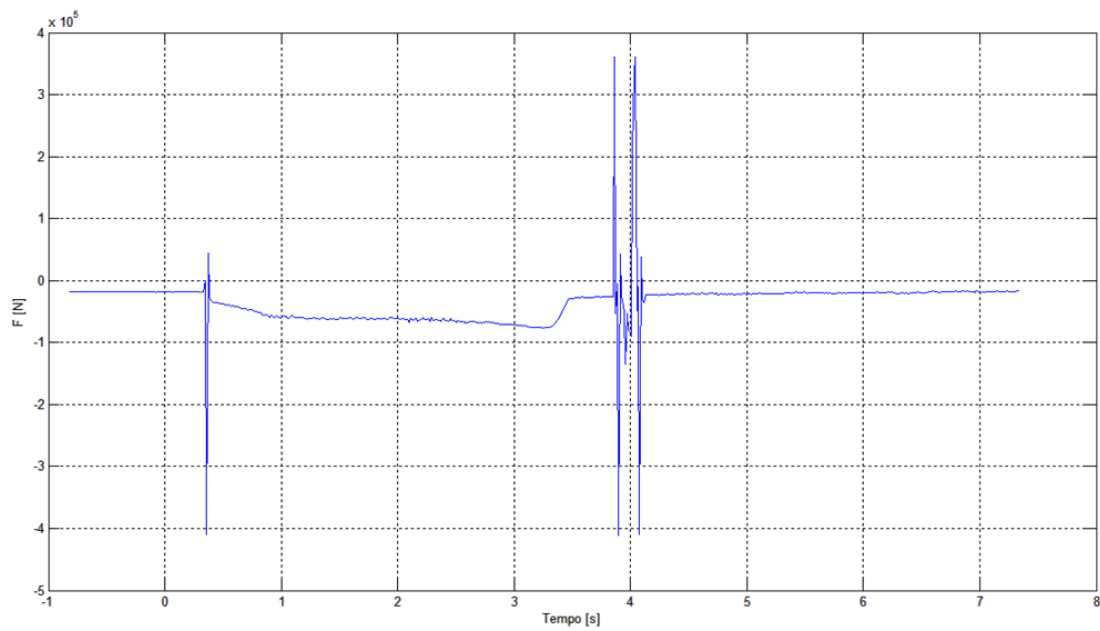


Figura 47: Forza raggiunta durante l'esecuzione del Marker con coppia a 48 Nm

Per la valutazione della bontà del Marker si è utilizzato un operatore esperto, presente nell'ambito dell'estrusione e soffiaggio da più di trent'anni. Ovviamente questo primo test ha dato esito positivo.

Per la procedura iterativa si è parametrizzato l'azionamento con un valore in percentuale rispetto alla coppia massima erogabile del motore, come passo di analisi si è scelto una riduzione del 5% per ogni tentativo. Dopo alcune iterazioni si è giunti al valore del 30%, in questa condizione si ottengono i seguenti dati:

- apertura maschio/filiera durante Marker pari a: 1mm;
- tempo apertura Marker: 0,28 s;
- velocità massima Marker: 0,017 m/s;
- Forza massima generata per compiere il movimento Marker: 214.000 N;
- apertura maschio/filiera durante Spurgo pari a: 8,5 mm;
- tempo apertura Spurgo: 0,825 s
- velocità massima Spurgo: 0,026 m/s
- Forza massima generata per compiere il movimento Spurgo: 223.000 N.

Questi dati sono stati fissati come le specifiche di progetto. Confrontando le specifiche con le prestazioni del sistema attuale si vede come il sistema attuale risulta sovradimensionato. Per ridurre questo ampio margine si rende necessario, avendo ora a disposizione le specifiche di progetto, un'analisi di sensitività del sistema elettrico in funzione di tali parametri per scegliere il riduttore motore più adatto per l'applicazione.

4.2.2 Definizione attuatore

Analizzati e ottenuti i dati sperimentali, utilizzando gli strumenti creati con l'analisi cinematica e dinamica si può procedere con la scelta del riduttore e del motore, obiettivo di questo paragrafo è riportare i dati sperimentali e la definitiva scelta, mostrando alla fine del paragrafo le differenze tra la versioni attuale e la versione iniziale.

4.2.2.1 Leggi di moto Parison

Con i dati sintetizzati in precedenza si descrive la legge di moto del Marker, ricordando che il movimento deve descrivere un apertura ed una chiusura del sistema.

Nel grafico sottostante è riportato l'andamento di posizione, velocità ed accelerazione raggiunti durante il movimento.

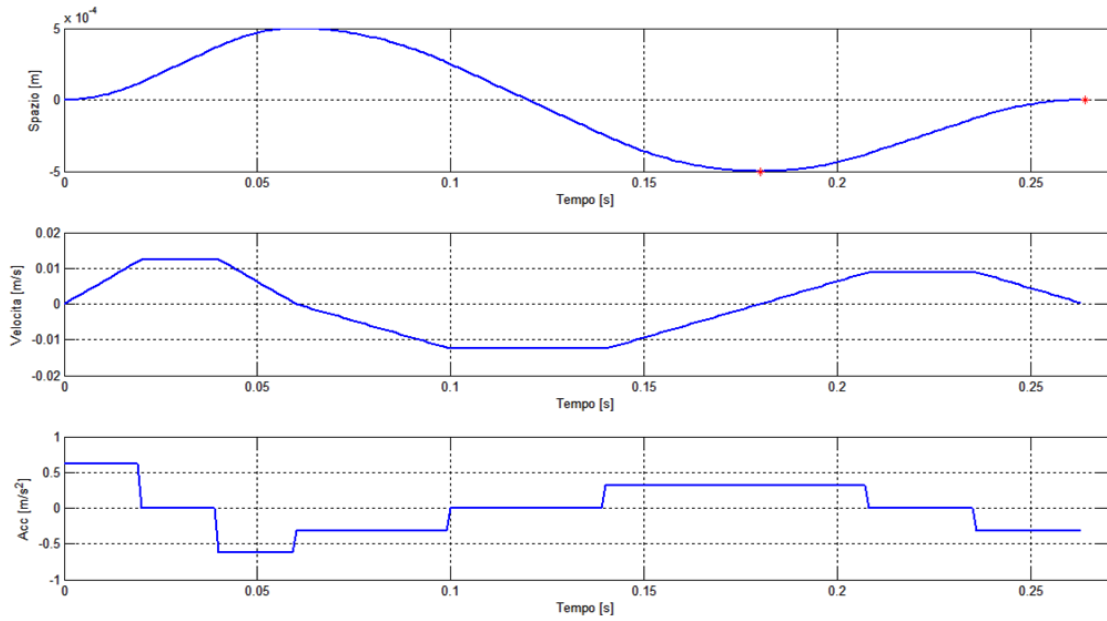


Figura 48: Posizione, velocità ed accelerazione Marker

Identico procedimento è stato utilizzato per la descrizione del movimento di Spurgo

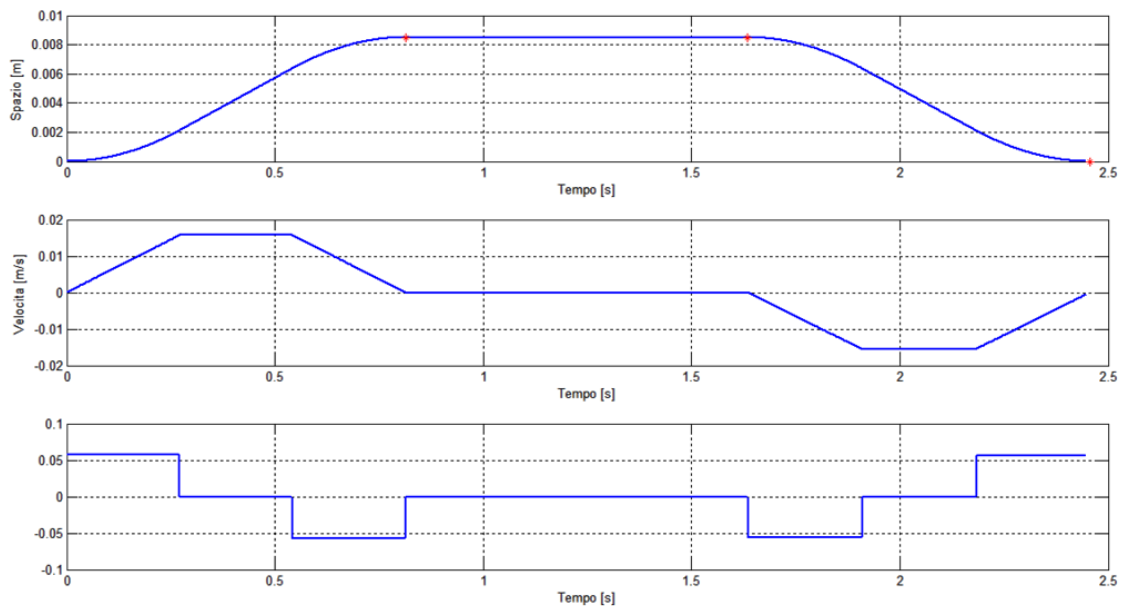


Figura 49: Posizione, velocità ed accelerazione Spurgo

Il ciclo di lavoro, essendo dipende dal flacone da produrre, si è scelto un ciclo massimo disegnato direttamente nel configuratore della macchina, si è acquisito è attraverso la cinematica diretta si sono utilizzati gli andamenti per la scelta del sistema. L'andamento è riportato in figura.

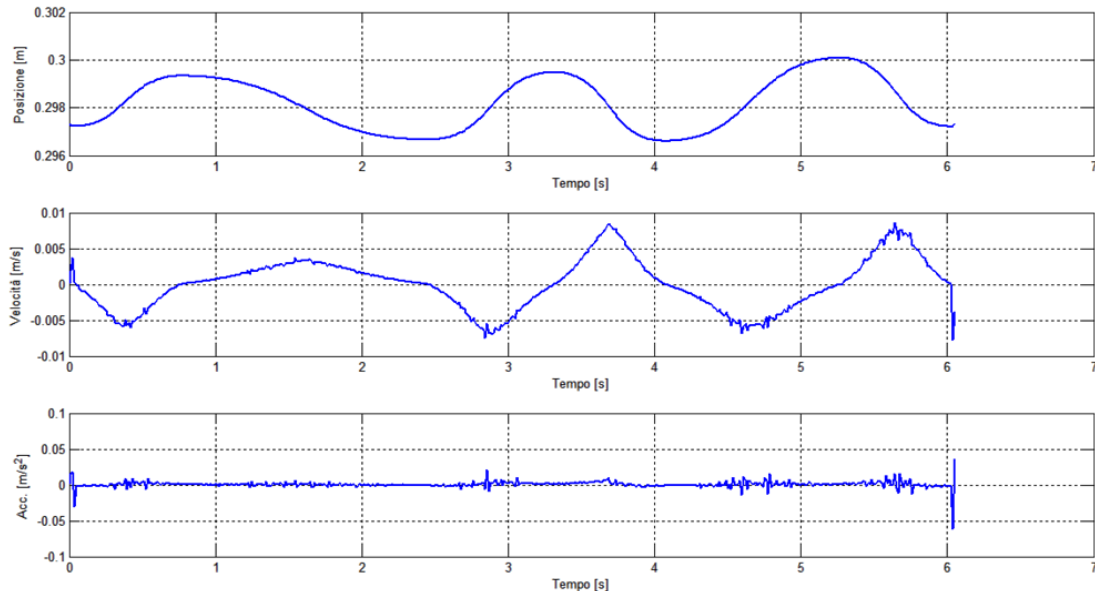


Figura 50: Posizione, velocità ed accelerazione per un ciclo di lavoro

Definite le leggi di moto si passa alla scelta dell'attuatore usando Marker e Spurgo per le verifiche dei limiti massimi, essendo cicli occasionali e il ciclo di lavoro per la verifica nominale.

4.2.2.2 Scelta motore, riduttore e pulegge

Per la scelta dei motori è necessario schematizzare la struttura come in figura, dove sul lato sinistro si trova il motore con la sua inerzia J_m , la sua coppia erogata C_m e la sua velocità angolare ω_m , mentre sul lato destro si trova il carico che è rappresentato dalla sola coppia resistente C_r in quanto le componenti inerziali sono già calcolate in nella coppia resistente stessa. Ovviamente anche il carico è caratterizzato da un suo andamento della velocità ω_r e tra motore e carico è interposta una trasmissione che è stata modellata mediante il suo rapporto di trasmissione $\tau = costante$.

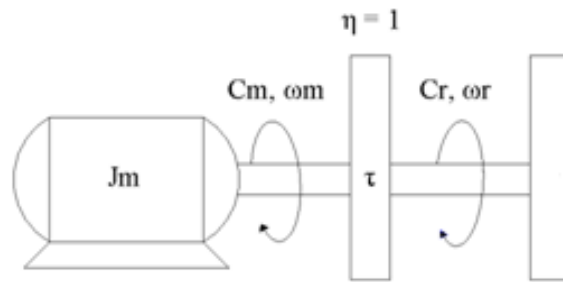


Figura 51: Modello dinamico della struttura Parison

Visto il modello del sistema è possibile scrivere (5):

$$C_{m(t)} = C_{r(t)} \tau + \frac{J_m}{\tau} \dot{\omega}_r$$

Le verifiche che permettono di individuare il giusto binomio motore-trasmissione sono:

- *Verifica di picco*: il motore deve essere in grado di fornire la coppia massima richiesta dal carico, quindi si deve verificare che:

$$C_{m,max} > C_{r,max} \tau + \frac{J_m}{\tau} \dot{\omega}_{r,max}$$

- *Verifica di velocità*: il motore deve essere in grado di soddisfare la massima velocità richiesta dal carico, quindi :

$$\omega_{m,max} > \omega_{r,max} \frac{1}{\tau}$$

- *Verifica termica*: si deve garantire che il motore non si surriscaldi quando è sottoposto al lavoro continuativo, quindi si deve verificare che:

$$C_{m,nom} > \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \left[\left(\frac{J_m}{\tau} \right)^2 \dot{\omega}_{r(t)}^2 + C_{r(t)}^2 \tau^2 + 2 \tau \left(\frac{J_m}{\tau} \right) C_{r(t)} \dot{\omega}_{r(t)} \right] dt}$$

Inoltre essendo la catena cinematica costituita anche da una trasmissione a cinghia, si è deciso anche di valutare come si comporta il sistema variando il rapporto di riduzione tra le due pulegge.

A questo punto quindi avendo un insieme di parametri da analizzare si è effettuata un'approfondita analisi di sensitività del sistema, in modo tale da ottenere un quadro completo del comportamento dinamico del sistema. I due parametri fondamentali del sistema sono i due rapporti di riduzione. Quindi per comprendere quali range di valori assegnare a questi parametri e come il loro variare influenzi la taglia del motore si è creato una funzione Matlab che permette l'analisi del sistema. I range di valori permessi dipendono dalla tipologia di trasmissione adottata. Per quanto riguarda la trasmissione a cinghia si è utilizzata una cinghia dentata con trefoli in carbonio e il set di rapporti di riduzione ottenibili è dipendente dal set di pulegge disponibili a catalogo.

PULEGGE DENTATE "POLY CHAIN"														
Codice 14M-37 (passo 14 mm) per cinghia larghezza 37 mm														
	Codice	Denti	Tipo	Bussola	Dp	De	Df	Di	B1	E	L	Mozzo		
	28 14M 37F	28	SF	2012	124,78	121,98	136	88	51	-	32	19	-	
	30 14M 37F	30	SF	2517	133,89	130,89	145	98	51	-	45	3	3	-
	32 14M 37F	32	SF	2517	142,0	139,8	155	100	51	-	45	3	3	-
	34 14M 37F	34	SF	2517	151,52	148,72	162	109	51	-	45	3	3	-
	36 14M 37F	36	SF	2517	160,43	157,83	176	117	51	-	45	-	0	-
	38 14M 37F	38	SF	2517	169,34	166,54	182	126	51	-	45	-	0	-
	40 14M 37F	40	SF	2517	178,25	175,45	191	135	51	-	45	-	0	-
	44 14M 37F	44	3F	3020	196,08	193,28	210	-	51	-	51	-	-	-
	48 14M 37F	48	3F	3020	213,9	211,11	225	-	51	-	51	-	-	-
	50 14M 37F	50	3F	3020	222,82	220,02	240	-	51	-	51	-	-	-
	56 14M 37F	56	7F	3020	249,55	246,75	255	207	51	-	51	-	-	144
	60 14M 37	60	7	3020	267,38	264,58	-	224	51	-	51	-	-	159
	64 14M 37	64	7	3020	285,21	282,41	-	242	51	-	51	-	-	159
	72 14M 37	72	7	3020	320,86	318,06	-	278	51	-	51	-	-	159
	80 14M 37	80	7	3020	356,51	353,71	-	314	51	-	51	-	-	159
	90 14M 37	90	8	3020	401,07	398,27	-	360	51	-	51	-	-	159
	112 14M 37	112	8	3020	499,11	496,31	-	456	51	-	51	-	-	159
	140 14M 37	140	10	3525	623,89	621,09	-	581	51	-	85	7	7	206
	168 14M 37	168	10	3525	748,66	745,87	-	706	51	-	85	7	7	206
	192 14M 37	192	10	4030	855,81	852,82	-	812	51	-	78	12,5	12,5	215

Figura 52: Catalogo pulegge "Poly Chain"

Attualmente il rapporto di riduzione scelto è pari a due. Valutando gli effetti che tale parametro genera sul sistema si nota come tale parametro sbilancia il sistema. In quanto questo valore genera un enorme margine in velocità per il motore e riduttore penalizzando fortemente il margine in coppia di entrambi. Questo perché il valore scelto di riduzione delle pulegge non è sufficiente per garantire equilibrio al sistema. Per chiarezza si riportano i margini di motore e riduttore con rapporto di riduzione pulegge pari a due.

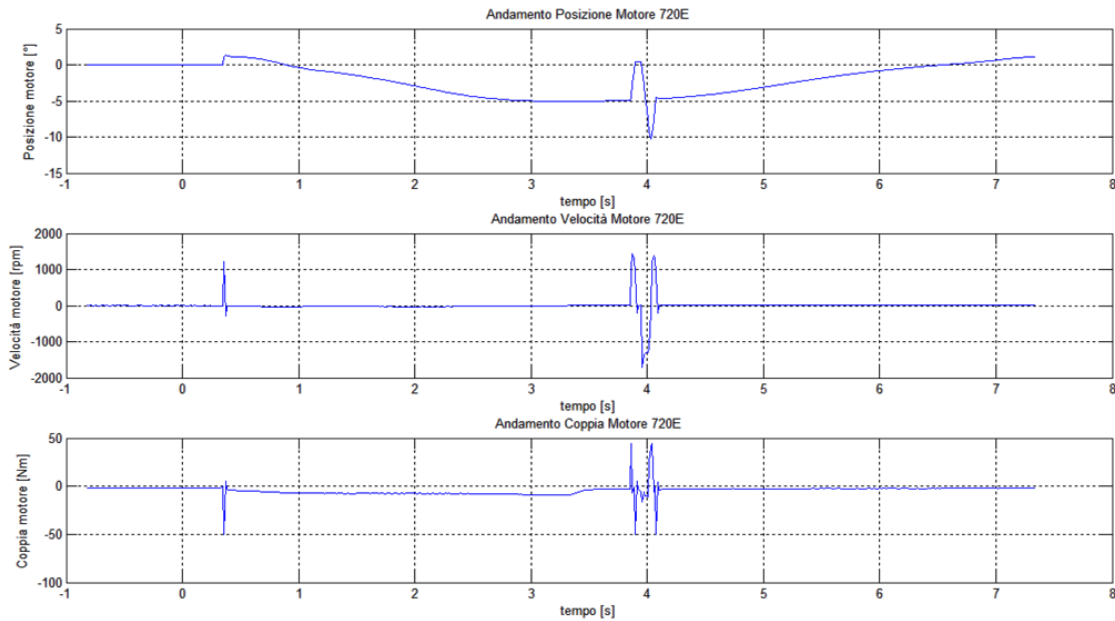


Figura 53: Andamenti motore Marker

Come si evince dalla figura precedente, l'attuale sistema quando esegue un Marker, satura la massima coppia disponibile, arriva a 48 Nm, limite oltre il quale il riduttore non risulta essere più verificato, mentre resta un margine di velocità pari a 1100 giri/min.

Con questa considerazione si capisce come per sfruttare al meglio il sistema bisogna ridurre il margine di velocità a favore del margine di coppia. Questo sbilanciamento avviene solo se si scelgono rapporti di riduzione superiori a quello utilizzato fino ad ora, facendo riferimento al catalogo pulegge, si ottengono i seguenti rapporti di trasmissione validi:

- 64/28;
- 72/28;
- 80/28.

Non si è andati oltre in quanto salendo di rapporto di riduzione la puleggia lenta risultava essere troppo grande e quindi incompatibile con le dimensioni fisiche del sistema. Variando questi tre rapporti di pulegge si ottengono le seguenti variazioni a valle del riduttore:

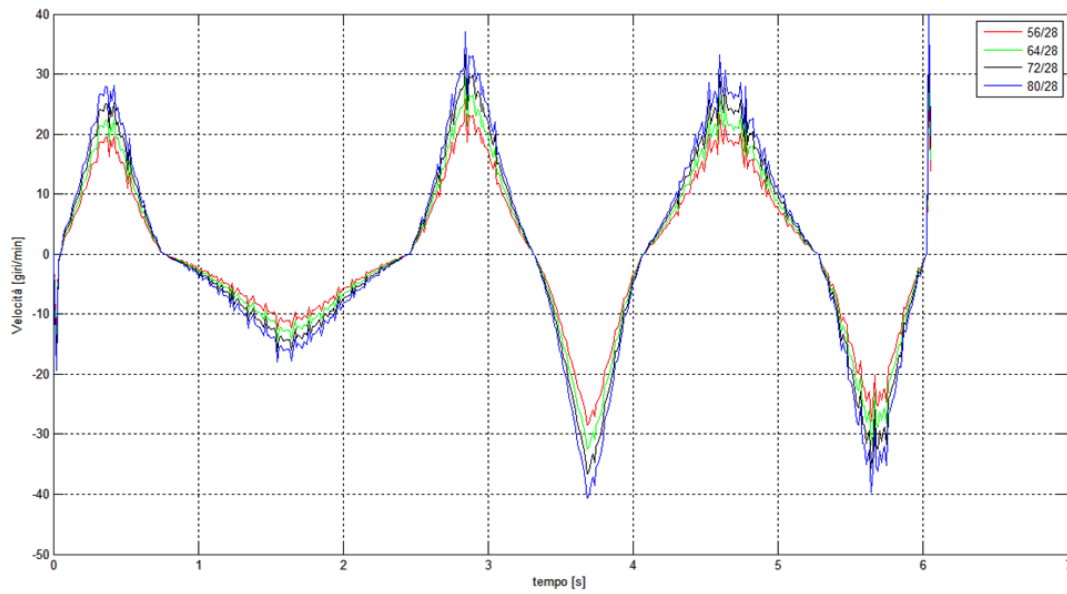


Figura 54: Variazione velocità in base al rapporto trasmissione pulegge

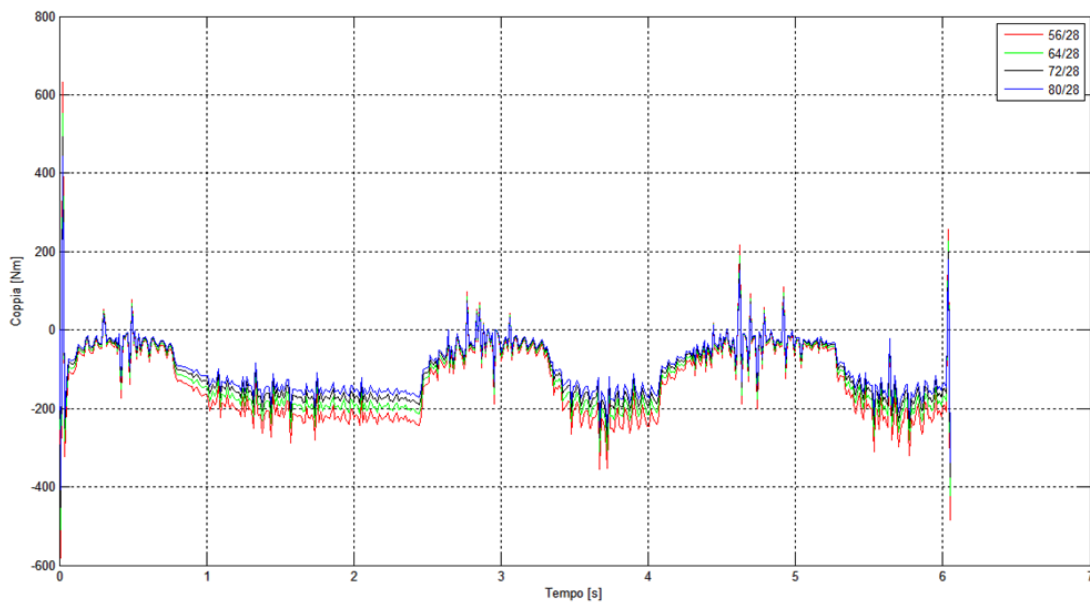


Figura 55: Variazione coppia in base al rapporto trasmissione pulegge

Valutato come il rapporto di trasmissione influenza il sistema, esistono altri due parametri fondamentali della trasmissione e sono w ed i . Facendo sempre riferimento al catalogo cinghie dentate Gates tipologia Polychain Carbon si ottengono un ampio range di parametri da utilizzare, restringendo i campi in base alle reali dimensioni del sistema

si è valutata la qualità della trasmissione del moto, iniziando dal valutare rispetto alla larghezza della cinghia si sono utilizzati i parametri della larghezza 20, 37, 68 e 90.

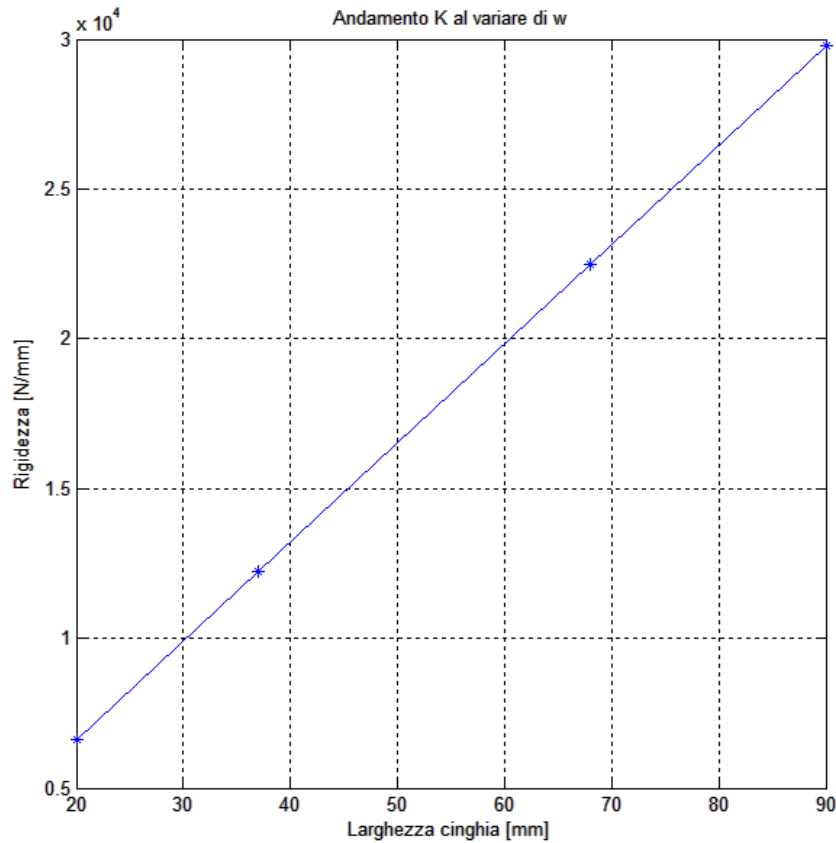


Figura 56: Andamento rigidezza al variare della larghezza cinghia

Come si può vedere dal grafico superiore la relazione è lineare ed in particolare modo all'aumentare della larghezza della cinghia aumenta la rigidezza di quest'ultima. Stessa analisi è stata condotta facendo variare gli interassi. Facendo riferimento alle lunghezze primitive standard a catalogo: 1120, 1190, 1260, 1400 e 1568, dai quali si ottengono i rispettivi valori di interassi, con questi parametri si è valutato l'andamento della rigidezza della trasmissione.

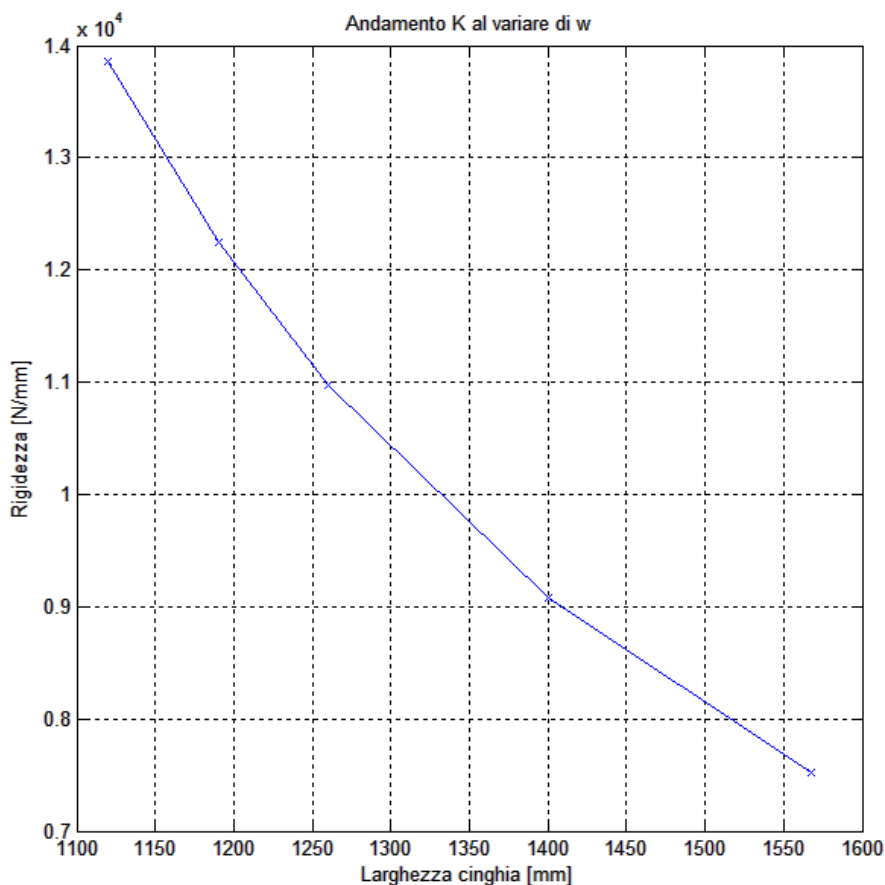


Figura 57: Andamento rigidezza al variare della larghezza cinghia

Dall'andamento si comprende come all'aumentare della distanza tra le due pulegge diminuisce il valore di rigidezza della trasmissione. Le considerazioni sulla rigidezza delle cinghia sono riassunte nel successivo grafico.

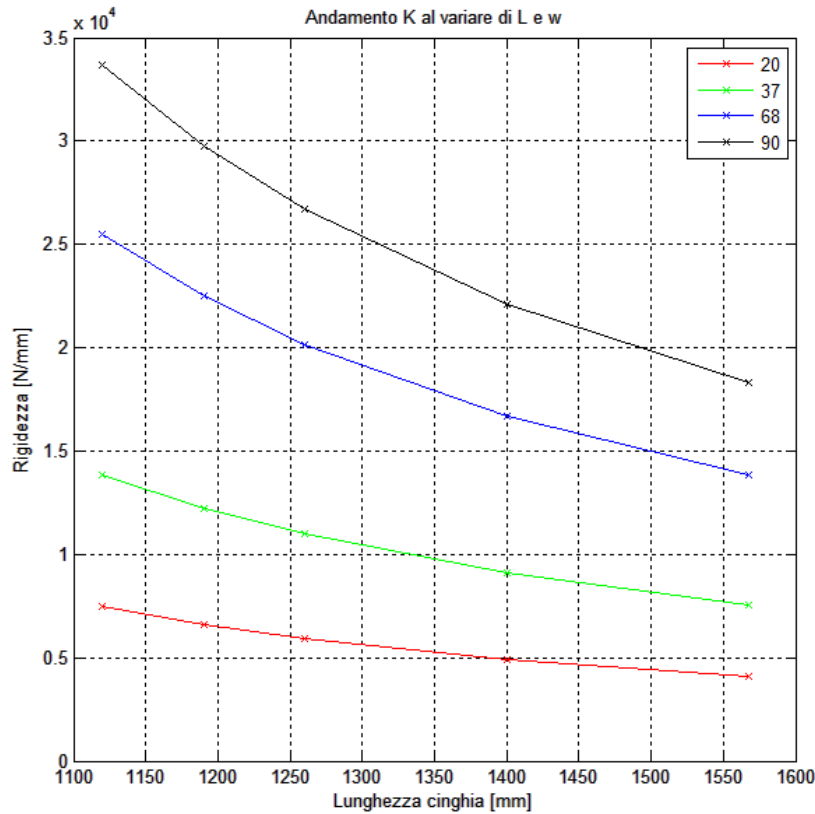


Figura 58: Andamento riassuntivo rigidezza cinghia

Come fatto per la trasmissione a cinghia dentata si è condotta l’analisi del riduttore. Prima però di effettuare l’analisi di sensitività del riduttore va precisato che il riduttore utilizzato in questa prima versione è un riduttore cicloidale, tipico riduttore utilizzato nelle applicazioni pick and place, come nei robot antropomorfi. Questo significa che tale riduttore non è idoneo ad applicazioni continuative, ma richiede che nel ciclo di lavoro ci siano tempi di pausa, questo per permettere un raffreddamento degli organi interni di tale riduttore. Come si è visto nel paragrafo dati di progetto, la variazione di Parison è un sistema che cambia continuamente lo spessore del Parison, quindi non possiede tempi sosta. Inoltre il sistema attuale non permette il montaggio del motore nel caso di testa Coex, per via degli ingombri assiali del sistema rispetto alla carpenteria che sostiene tutta la testa. Ecco perché per questa nuova applicazione si è cambiato tipologia di riduttore, passando ad un riduttore a coppia ipoide. Per questa tipologia di riduttori si è decisi di utilizzare i riduttori Wittenstein. Ulteriore vantaggio di questa tipologia di riduttori è che hanno un ampio set di rapporti di riduzione, questa permette una migliore scelta del rapporto di trasmissione del sistema con una conseguente ottimizzazione del

motore utilizzato. In questo caso per scegliere il rapporto di riduzione idoneo al sistema bisogna valutare il set di motori. I motori utilizzati sono Brushless di Moog. Nell'immagine sottostante sono riportate le caratteristiche di tali motori.

Type		G-5-V2 (L10)	G-5-V4 (L20)	G-5-V6 (L30)	G-5-V8 (L50)	G-5-V9 (L70)	Units
Nominal Torque, continuous duty, locked rotor	M_o	6.1 [54.0]	11.4 [100.9]	16.7 [147.5]	26.3 [232.5]	35.2 [311.5]	Nm [lb-in]
Nominal Torque, continuous duty, nominal speed	M_N	4.7 [41.2]	8.1 [71.9]	11.8 [104.7]	18.8 [166.4]	27.4 [242.1]	Nm [lb-in]
Max torque	M_{max}	13.5 [119.5]	27 [239.0]	40.5 [358.5]	67.5 [597.4]	94.5 [836.4]	Nm [lb-in]
Nominal speed	n_N	4800	4000	3400	2800	2200	rpm
Maximum speed	n_{max}	6500	4900	5200	4000	2900	rpm
Nominal current, locked rotor	I_o	5.5	7.8	12.0	15.0	14.5	Arms
Peak current	I_p	16	24.5	38.5	51.5	51.5	Arms
Output power, continuous duty, nominal speed	P_N	2.3 [3.1]	3.4 [4.6]	4.2 [5.5]	5.5 [7.4]	6.3 [8.4]	kW [hp]
Torque constant	k_T	1.12 [9.9]	1.47 [13.0]	1.39 [12.3]	1.75 [15.5]	2.45 [21.7]	Nm/Arms [lb-in/Arms]
Voltage constant	k_e	69.6	88.7	83.7	104.4	145.6	Vrms/krpm
Thermal time constant	τ_{Th}	1587	2196	2539	3292	3700	sec
Winding resistance at 25°C (phase to phase)	R_{tt}	2.90	1.60	0.80	0.60	0.80	Ohm
Winding inductance (phase to phase)	L_{tt}	12.5	10.7	5.8	4.8	6.6	mH
Rotor inertia with resolver	J	4.6 [40.7]	8 [70.8]	11.5 [101.8]	18.4 [162.9]	25.3 [223.9]	kg cm ² [lb-insec ² x 10 ⁻⁴]
Rotor inertia with encoder	J	4.4 [38.9]	7.8 [69.0]	11.3 [100]	18.2 [161]	25.1 [222]	kg cm ² [lb-insec ² x 10 ⁻⁴]
Weight (without brake)	m	7.7 [17.0]	9.9 [21.8]	12.1 [26.7]	16.6 [36.6]	21 [46.3]	kg [lb]

Figura 59: Caratteristiche motori Moog serie G5

La famiglia di riduttori adatta al lavoro continuativo è la famiglia SPK con stadio di riduzione epicicloidale, il quale permette di incrementare notevolmente il rapporto di trasmissione. Qui sotto viene riportate le caratteristiche di questi riduttori:

SPK+ 180 MF 2-stadi

		2-stadi									
Rapporto di riduzione ^{a)}	i	12	16	20	25	28	35	40	50	70	100
Coppia di accelerazione max. (max. 1000 ctili per ora)	T_{2B} Nm	1100	1100	1100	1100	1100	1100	840	1050	1100	880
Coppia nominale in uscita (a n_N)	T_{2N} Nm	750	750	750	750	750	750	640	750	750	750
Coppia di emergenza (fino a 1000 volte durante la vita del riduttore)	T_{2Nxt} Nm	1600	1600	2000	2000	2750	2000	1600	2000	2750	2200
Velocità nominale media in ingresso (a T_{2N} e temperatura ambiente 20°C) ^{b) c)}	n_{1N} rpm	1600	1900	1900	2100	1900	2100	2100	2100	2100	2100
Velocità continuativa max. (al 20% di T_{2N} e temperatura ambiente 20°C)	n_{1Ncym} rpm	2300	2600	2600	2800	2600	3000	3000	3000	3000	3000
Velocità max. in ingresso	n_{1Mbx} rpm	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Coppia senza carico (a $n_1 = 3000$ rpm e temperatura misurata sul riduttore di 20°C) ^{d)}	T_{012} Nm	9.0	6.5	6.5	5.5	6.0	8.0	6.0	6.0	6.0	6.0

Figura 60: Datasheet Wittenstein SPK+ 180MF

Inserendo i dati di riduttori e motori nella funzione Matlab si sono ottenuti i vari margini di coppia, velocità che i due componenti possiedono. Inoltre valutando le caratteristiche del riduttore in questione si è deciso di non sfruttare a pieno la velocità massima che questo permette, in quanto tale velocità risulta essere molto logorate per i componenti interni del riduttore. Ulteriore variabile inserita nel sistema è la temperatura esterna, in quanto questa sistema è posizionato al di sopra della testa e del manifold che sono dotati di resistenze per scaldare la plastica, inoltre queste macchine devono funzionare in tutti gli stabilimenti del gruppo. Campionando alcune temperatura nei vari capannoni si è assunto come condizione peggiore la temperatura di 40°C. Come si evince dai grafici sottostanti avere una temperatura esterna superiore di 40°C degrada le prestazioni del riduttore e del motore.

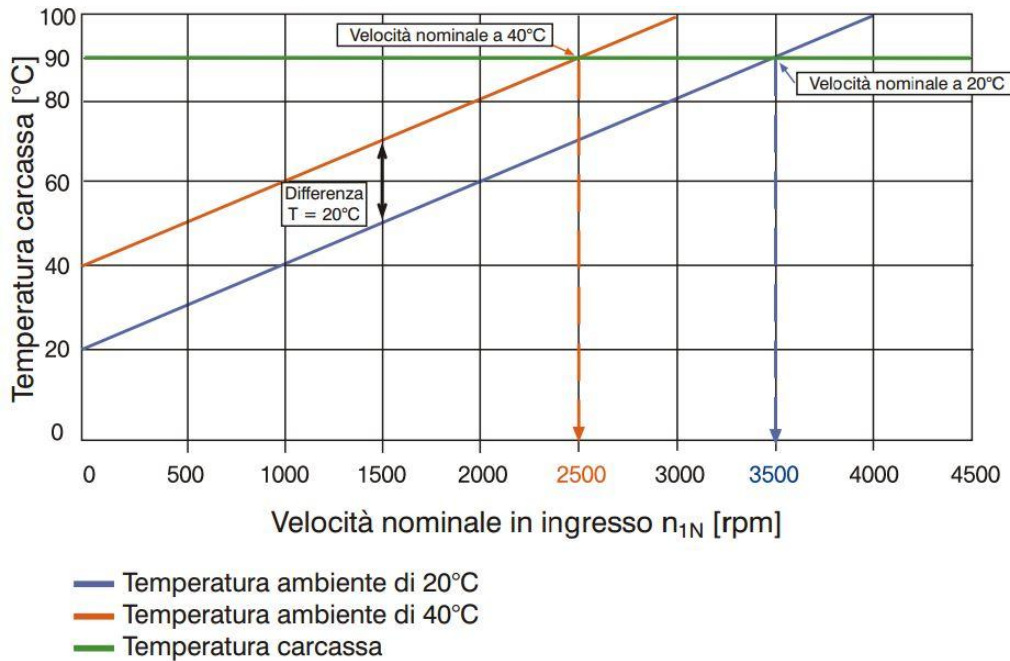


Figura 61: Decadimento prestazione di velocità del riduttore dovuto alla temperatura di 40°C

Inserendo i valori modificati delle temperature all'interno del funzione di Matlab, si sono ottenuti una ampia gamma di motori e rapporti di riduzioni validi. Ovviamente si è scelto la prima combinazione valida, in quanto assicura le prestazioni richiesti limitando gli ingombri e riducendo i costi al minimo. L'accoppiamento scelto è il seguente:

- Motore Moog G5-V4;

- Riduttore SPK+ 180MF rapporto di riduzione pari a 50;
- Rapporto pulegge pari a 72/28.

```
-----  
Il motore G5_V4  
accoppiato con SPK+ 180 MF-50  
con rapp di riduzione di 50  
Accoppiamento albero riduttore-motore = 14 [mm]  
accoppiato con pulegge 2.5714  
Margine Coppia nominale = 5.1892 [Nm]  
Margine Coppia massima = 10.4718 [Nm]  
Margine velocità = 3070.666 [rpm]  
Margine termico riduttore = 597.6801 [Nm]  
-----
```

Figura 62: Output grafico funzione scelta attuatore Parison

4.2.3 Validazione sperimentale

In questo paragrafo è riportata la validazione del nuovo sistema sintetizzato, come si vedrà il metodo utilizzato per la sintesi dei parametri di progetto e l'analisi di sensitività del sistema ha permesso un netto guadagno in termini di taglia sia sul riduttore che sul motore. Per valutare le prestazioni del sistema sono stati analizzati due aspetti di entrambi i sistemi:

- Valutazioni cinematiche: riguardano la precisione di posizione del sistema, la ripetibilità del sistema e l'errore commesso nell'inversione del moto;
- Valutazioni dinamiche: valutazione delle coppie ottenute con cicli campione per valutare il rispetto delle specifiche di progetto e il guadagno ottenuto con il nuovo sistema.

4.2.3.1 Validazione cinematica

Per le valutazioni cinematiche della nuova soluzione si è posto un comparatore al di sotto delle filiera. Il comparatore utilizzato è un Mitutoyo con una precisione di 0.01 mm



Figura 63: Posizione comparatore per test cinematici

Effettuando movimenti regolari pari al 5% della corsa massima, in questo caso pari a nove millimetri, si sono rilevate le posizioni raggiunte, questi dati sono poi stati confrontati con la teorica posizione determinata con la cinematica diretta del sistema. I test si suddividono in base tre fattori:

- Eseguiti a caldo o a freddo in base al fatto che essendo un sistema nel quale passa della plastica calda il sistema possiede a bordo delle resistenze che scaldano l'intera struttura del modulo e di conseguenza, tra le due situazioni, per via della dilatazioni termiche, variano gli attriti interni al sistema dovuti alla presenza di alcune parti che strisciano una rispetto all'altra;
- Eseguiti con o senza (secco) plastica, così facendo la componente che cambia è la presenza o meno della forza esterna dovuta alla spinta della plastica;
- Direzione del movimento se si parte da posizione iniziale e si arriva a posizione finale o viceversa.

Sono state individuate queste situazioni per comprendere al meglio il comportamento del sistema al variare di tali condizioni. La prima parte di test si sono concentrati sulla valutazione della precisione di posizionamento del sistema e ripetibilità. Il primo test è stato eseguito a freddo, a secco con movimento da zero a cento e con il comparatore montato a sinistra della Testa. Si specifica la posizione del comparatore perché, come si vedrà più avanti, questa è rilevante. I risultati del primo test sono riportati nella tabella.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0,01	0,02	0,02						
5	0,46	0,46	0,46	0,45	0	0,44	-0,01	0,44	-0,01
10	0,94	0,94	0,96	0,48	0,03	0,48	0,03	0,5	0,05
15	1,38	1,38	1,38	0,44	-0,01	0,44	-0,01	0,42	-0,03
20	1,83	1,83	1,83	0,45	0	0,45	0	0,45	0
25	2,31	2,31	2,31	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
30	2,81	2,81	2,81	0,5	0,05	0,5	0,05	0,5	0,05
35	3,3	3,3	3,3	0,49	0,04	0,49	0,04	0,49	0,04
40	3,77	3,77	3,77	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
45	4,24	4,24	4,24	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
50	4,72	4,72	4,71	0,48	0,03	0,48	0,03	0,47	0,02
55	5,18	5,19	5,18	0,46	0,01	0,47	0,02	0,47	0,02
60	5,66	5,66	5,66	0,48	0,03	0,47	0,02	0,48	0,03
65	6,13	6,13	6,12	0,47	0,02	0,47	0,02	0,46	0,01
70	6,61	6,61	6,6	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
75	7,07	7,07	7,07	0,46	0,01	0,46	0,01	0,47	0,02
80	7,55	7,55	7,55	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
85	8,02	8,02	8,02	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
90	8,48	8,48	8,48	0,46	0,01	0,46	0,01	0,46	0,01
95	8,94	8,94	8,94	0,46	0,01	0,46	0,01	0,46	0,01
100	9,4	9,4	9,39	0,46	0,01	0,46	0,01	0,45	0,00
				0,4695	0,0195	0,469	0,019	0,4685	0,0185

Figura 64: Test a freddo e a secco con comparatore montato a sinistra

Per impostazione in ogni tabella è riportata nella prima colonna la percentuale dello spostamento rispetto alla corsa massima, le successive tre colonne riportano i valori rilevati ad ogni spostamento, il test è stato ripetuto tre volte per poter effettuare una media delle tre misurazioni, ed utilizzare tale media come valore finale di confronto. Procedendo con le colonne verso destra si trova la colonna Delta, la quale riporta il valore del relativo spostamento tra l'acquisizione n-esima e l'acquisizione n-esima-1. Nella colonna accanto invece è riportato l'errore di posizionamento sottraendo il Delta al valore Delta di riferimento che è pari a 0.45 mm. Questo è stato fatto per tutte e tre le misurazioni rilevate. Nella riga in fondo sono riportati gli errori medi di posizionamento ed analizzando il valore singolo di ogni errore di posizionamento si può valutare la ripetibilità del sistema. Infine si procede con l'analisi dei dati ottenuti, in primo luogo si effettua la media degli errori ottenuti sul singolo test, casella in verde nell'immagine precedente, mentre in secondo luogo si effettua la media delle tre misurazioni, si sottrae

il valore iniziale, così da eliminare l'errore dovuto al non corretto azzeramento dello strumento.

Media tre misurazioni	Sottrazione Valore Iniziale	Valore ideale	Errore assoluto
0,017	0,000	0	0,000
0,460	0,443	0,45	0,007
0,947	0,930	0,9	0,030
1,380	1,363	1,35	0,013
1,830	1,813	1,8	0,013
2,310	2,293	2,25	0,043
2,810	2,793	2,7	0,093
3,300	3,283	3,15	0,133
3,770	3,753	3,6	0,153
4,240	4,223	4,05	0,173
4,717	4,700	4,5	0,200
5,183	5,167	4,95	0,217
5,660	5,643	5,4	0,243
6,127	6,110	5,85	0,260
6,607	6,590	6,3	0,290
7,070	7,053	6,75	0,303
7,550	7,533	7,2	0,333
8,020	8,003	7,65	0,353
8,480	8,463	8,1	0,363
8,940	8,923	8,55	0,373
9,397	9,380	9	0,380
			0,199

Figura 65: Risultati test a freddo a secco

Nella cella in verde è riportato l'errore medio di posizionamento rilevato. Come si può vedere è rilevante questo perché si è in condizione non tipica di funzionamento del sistema. Inserendo i dati sperimentali (linea blu) con i dati teorici (linea arancione) nello stesso grafico si ottiene il risultato riportato nelle seguente immagine.

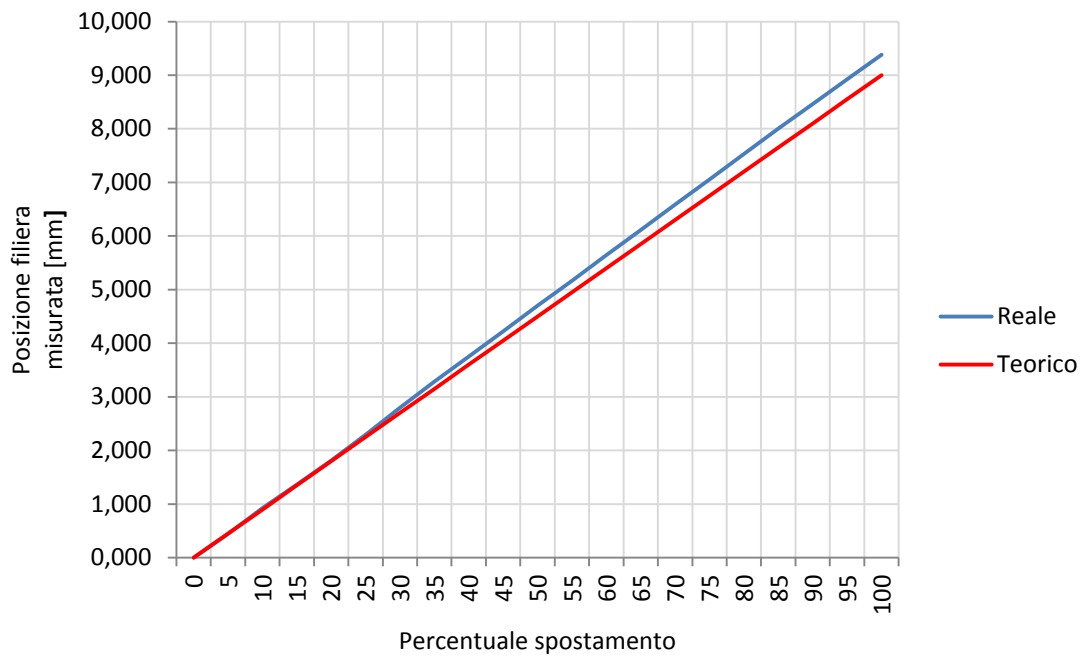


Figura 66: Risultato posizione test a freddo e a secco movimento 0 →100

Il secondo test è stato effettuato nella condizione simile alla precedente con la differenza che il sistema è stato riscaldato. In questo caso i valori rilevati delle tre misurazioni sono riportati ed analizzati come fatto nel caso precedente.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0,03	0,03	0,02						
5	0,39	0,39	0,39	0,36	-0,09	0,36	-0,09	0,37	-0,08
10	0,87	0,86	0,86	0,48	0,03	0,47	0,02	0,47	0,02
15	1,3	1,29	1,29	0,43	-0,02	0,43	-0,02	0,43	-0,02
20	1,76	1,75	1,76	0,46	0,01	0,46	0,01	0,47	0,02
25	2,26	2,24	2,24	0,5	0,05	0,49	0,04	0,48	0,03
30	2,76	2,74	2,75	0,5	0,05	0,5	0,05	0,51	0,06
35	3,23	3,22	3,23	0,47	0,02	0,48	0,03	0,48	0,03
40	3,71	3,7	3,71	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
45	4,18	4,17	4,18	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
50	4,65	4,64	4,65	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
55	5,12	5,12	5,12	0,47	0,02	0,48	0,03	0,47	0,02
60	5,6	5,59	5,59	0,48	0,03	0,47	0,02	0,47	0,02
65	6,06	6,06	6,06	0,46	0,01	0,47	0,02	0,47	0,02
70	6,53	6,53	6,53	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
75	7,01	7	7,01	0,48	0,03	0,47	0,02	0,48	0,03
80	7,48	7,48	7,49	0,47	0,02	0,48	0,03	0,48	0,03
85	7,95	7,95	7,96	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
90	8,41	8,4	8,41	0,46	0,01	0,45	0	0,45	0
95	8,88	8,85	8,88	0,47	0,02	0,45	0,00	0,47	0,02
100	9,34	9,32	9,34	0,46	0,01	0,47	0,02	0,46	0,01
				0,4655	0,0155	0,4645	0,0145	0,466	0,016

Figura 67: Test a caldo e a secco con comparatore montato a sinistra

L'analisi dei dati ha riportato i risultati presenti nella tabella successiva.

Media tre misurazioni	Sottrazione Valore Iniziale	Valore ideale	Errore assoluto
0,027	0,000	0	0,000
0,390	0,363	0,45	0,087
0,863	0,837	0,9	0,063
1,293	1,267	1,35	0,083
1,757	1,730	1,8	0,070
2,247	2,220	2,25	0,030
2,750	2,723	2,7	0,023
3,227	3,200	3,15	0,050
3,707	3,680	3,6	0,080
4,177	4,150	4,05	0,100
4,647	4,620	4,5	0,120
5,120	5,093	4,95	0,143
5,593	5,567	5,4	0,167
6,060	6,033	5,85	0,183
6,530	6,503	6,3	0,203
7,007	6,980	6,75	0,230
7,483	7,457	7,2	0,257
7,953	7,927	7,65	0,277
8,407	8,380	8,1	0,280
8,870	8,843	8,55	0,293
9,333	9,307	9	0,307
			0,152

Figura 68: Risultati test a caldo e a secco

Nella cella in verde è riportato l'errore medio di posizionamento rilevato. Come si può vedere in questa condizione, che si avvicina maggiormente alla condizione di lavoro, l'errore rilevato è inferiore al caso precedente. Questa indica come le tolleranze interne del sistema, studiate per compensare la dilatazione, siano efficaci. Inserendo i dati sperimentali (linea blu) con i dati teorici (linea arancione) nello stesso grafico si ottiene il risultato riportato nelle seguente immagine.

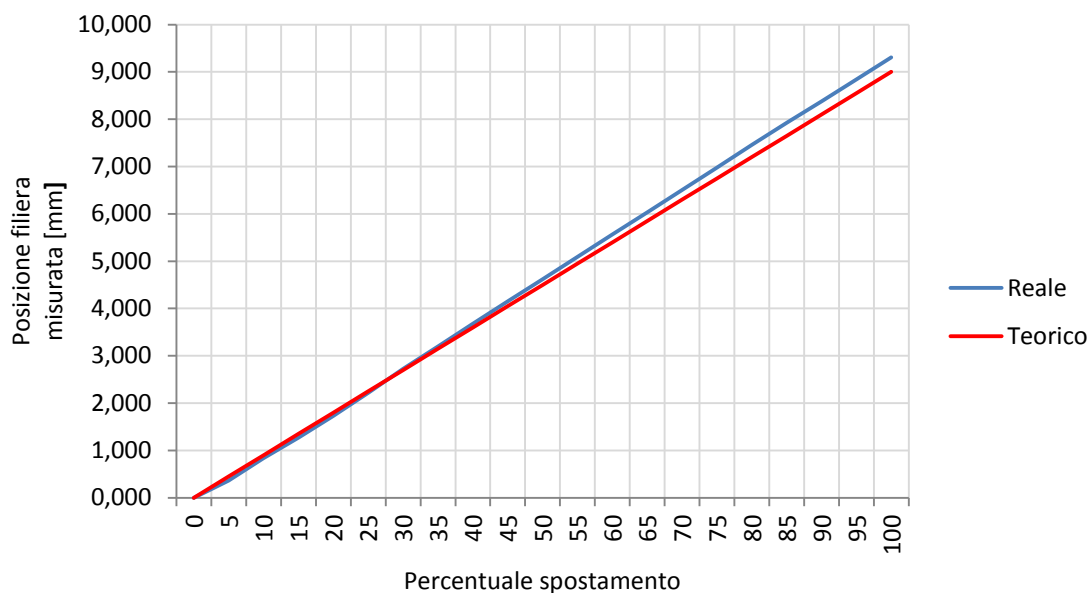


Figura 69: Risultato posizione test a caldo e a secco movimento 0 → 100

Il confronto tra il test a caldo ed il test a freddo è riportato nel seguente grafico, dove la linea rossa rappresenta il valore teorico, mentre la linea gialla il valore del test a caldo e il blu il valore del test a freddo.

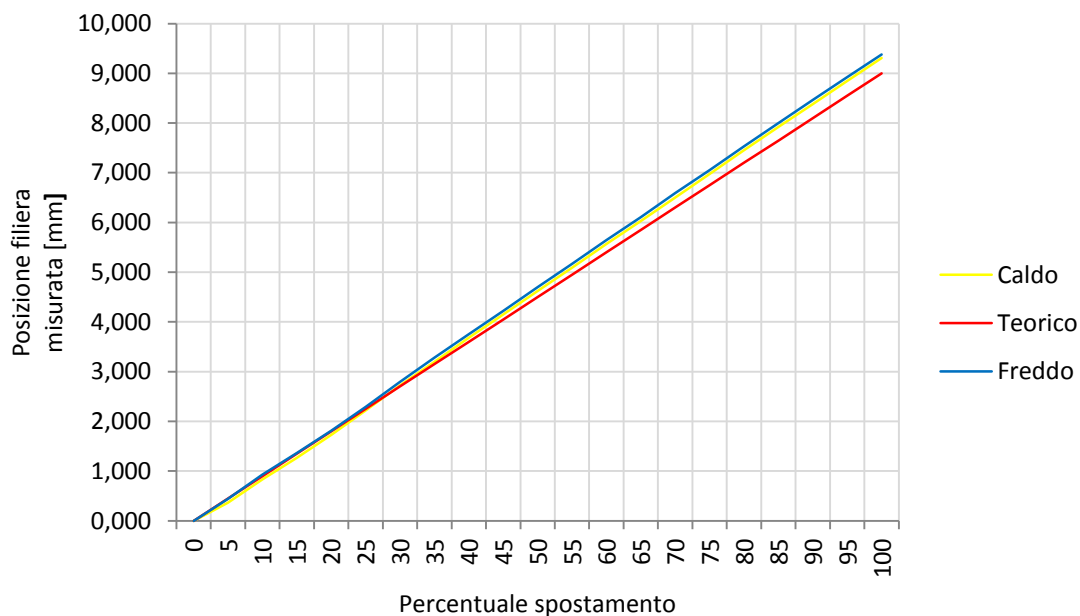


Figura 70: Confronto tra test a freddo e a caldo

Per valutare se la posizione del comparatore influenza i test si è ripetuto il test a freddo, a secco con movimento da zero a cento montando il compratore a destra. I risultati ottenuti sono riportati nella tabella.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0	0	0						
5	0,31	0,31	0,3	0,31	-0,14	0,31	-0,14	0,3	-0,15
10	0,79	0,79	0,78	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
15	1,23	1,23	1,22	0,44	-0,01	0,44	-0,01	0,44	-0,01
20	1,69	1,69	1,68	0,46	0,01	0,46	0,01	0,46	0,01
25	2,17	2,17	2,16	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
30	2,67	2,67	2,67	0,5	0,05	0,5	0,05	0,51	0,06
35	3,16	3,16	3,15	0,49	0,04	0,49	0,04	0,48	0,03
40	3,63	3,63	3,62	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
45	4,11	4,1	4,1	0,48	0,03	0,47	0,02	0,48	0,03
50	4,58	4,57	4,57	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
55	5,06	5,05	5,04	0,48	0,03	0,48	0,03	0,47	0,02
60	5,53	5,52	5,52	0,47	0,02	0,47	0,02	0,48	0,03
65	6,01	6,01	6	0,48	0,03	0,49	0,04	0,48	0,03
70	6,48	6,47	6,47	0,47	0,02	0,46	0,01	0,47	0,02
75	6,95	6,95	6,94	0,47	0,02	0,48	0,03	0,47	0,02
80	7,44	7,43	7,42	0,49	0,04	0,48	0,03	0,48	0,03
85	7,94	7,92	7,91	0,5	0,05	0,49	0,04	0,49	0,04
90	8,41	8,39	8,38	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
95	8,92	8,91	8,89	0,51	0,06	0,52	0,07	0,51	0,06
100	9,39	9,39	9,39	0,47	0,02	0,48	0,03	0,5	0,05
				0,4695	0,0195	0,4695	0,0195	0,4695	0,0195

Figura 71: Risultati test a freddo, a secco, 0 → 100 con comparatore montato a DX

Il confronto tra le due situazioni è visibile nel grafico seguente.

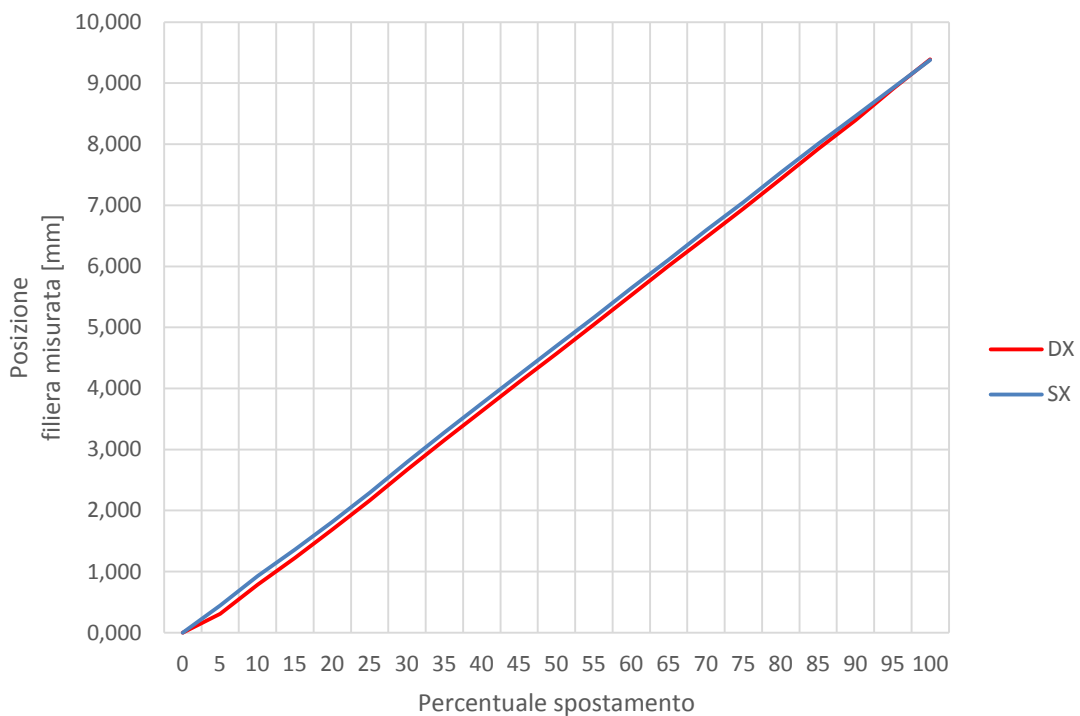


Figura 72: Grafico confronto posizione comparatore

Come si può vedere si nota una leggera variazione delle posizione soprattutto nella parte iniziale del test, per evitare quindi incongruenze tra i dati rilevati dai test successivi si adatterete come standard di posizione per il montaggio del comparatore il lato sinistro.

I test effettuati sinora vedono la filiera spostarsi da zero millimetri ai nove millimetri della sua corsa, il successivo test, invece, effettua il movimento da nove a zero. Questo test è stato realizzato con la macchina in temperatura e senza plastica. I dati del test sono riportati nella successiva tabella.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0,01	0,01	0,01						
5	0,5	0,5	0,5	0,49	0,04	0,49	0,04	0,49	0,04
10	0,98	0,98	0,98	0,48	0,03	0,48	0,03	0,48	0,03
15	1,43	1,44	1,44	0,45	0	0,46	0,01	0,46	0,01
20	1,9	1,9	1,9	0,47	0,02	0,46	0,01	0,46	0,01
25	2,39	2,39	2,39	0,49	0,04	0,49	0,04	0,49	0,04
30	2,89	2,89	2,9	0,5	0,05	0,5	0,05	0,51	0,06
35	3,38	3,39	3,39	0,49	0,04	0,5	0,05	0,49	0,04
40	3,86	3,86	3,86	0,48	0,03	0,47	0,02	0,47	0,02
45	4,33	4,33	4,33	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
50	4,8	4,81	4,81	0,47	0,02	0,48	0,03	0,48	0,03
55	5,27	5,28	5,28	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
60	5,74	5,75	5,75	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
65	6,21	6,21	6,21	0,47	0,02	0,46	0,01	0,46	0,01
70	6,68	6,69	6,69	0,47	0,02	0,48	0,03	0,48	0,03
75	7,14	7,15	7,15	0,46	0,01	0,46	0,01	0,46	0,01
80	7,61	7,62	7,62	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
85	8,08	8,08	8,08	0,47	0,02	0,46	0,01	0,46	0,01
90	8,52	8,53	8,53	0,44	-0,01	0,45	0,00	0,45	0,00
95	8,98	8,98	8,98	0,46	0,01	0,45	0,00	0,45	0,00
100	9,25	9,26	9,26	0,27	-0,18	0,28	-0,17	0,28	-0,17
				0,462	0,012	0,4625	0,0125	0,4625	0,0125

Figura 73: Test a caldo, a secco con movimento 100 →0

L'elaborazione dei dati ha portato alla creazione della seguente tabella.

Media tre misurazioni		Sottrazione Valore Iniziale		Valore ideale		Errore assoluto
	0,010		0,000		0	0,000
	0,500		0,490		0,45	0,040
	0,980		0,970		0,9	0,070
	1,437		1,427		1,35	0,077
	1,900		1,890		1,8	0,090
	2,390		2,380		2,25	0,130
	2,893		2,883		2,7	0,183
	3,387		3,377		3,15	0,227
	3,860		3,850		3,6	0,250
	4,330		4,320		4,05	0,270
	4,807		4,797		4,5	0,297
	5,277		5,267		4,95	0,317
	5,747		5,737		5,4	0,337
	6,210		6,200		5,85	0,350
	6,687		6,677		6,3	0,377
	7,147		7,137		6,75	0,387
	7,617		7,607		7,2	0,407
	8,080		8,070		7,65	0,420
	8,527		8,517		8,1	0,417
	8,980		8,970		8,55	0,420
	9,257		9,247		9	0,247
						0,266

Figura 74: Risultati test a caldo, a secco con movimento 100 → 0

In questa situazione l'errore è considerevole infatti la media sull'errore di posizionamento assoluto è pari a 0,266 millimetri.

Per validare la scelta del passo 5 si sono effettuati due test. Il primo andando da zero a cinque, da zero a dieci, da zero a quindici e così via, confrontando i dati di posizione raggiunta con i dati di posizione raggiunta con il passo di cinque. Il risultato è riportato nella tabella seguente.

Spostamento [%]												Sottrazione valore iniziale	Valore incrementale	Errore [mm]
0	0,01	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01			
5	0,32											0,31	0,31	0,00
10		0,8										0,79	0,80	0,01
20			1,74									1,72	1,72	0,00
30				2,72								2,71	2,71	0,00
40					3,69							3,67	3,67	0,00
50						4,63						4,62	4,62	0,00
60							5,57					5,56	5,56	0,00
70								6,51				6,5	6,50	0,00
80									7,44			7,43	7,43	0,00
90										8,36		8,34	8,34	0,00
100											9,25	9,24	9,25	0,01

Figura 75: Test con passo differente dal 5%, movimento 0 → 100

Nella colonna errore si riporta la differenza tra le due posizioni raggiunte, essa è praticamente nulla. Stessa cosa è stata fatta nel secondo test, questa volta però partendo dal cento e scendendo di volta in volta. Il risultato è mostrato nella seguente tabella.

Spostamento [%]	9,25	9,26	9,25	9,26	9,25	9,26	9,26	9,26	9,26	9,25	9,26	Sottrazione valore iniziale	Valore incrementale	Errore [mm]
100														
95	8,98											8,96	8,97	0,01
90		8,53										8,51	8,52	0,01
80			7,61									7,59	7,61	0,02
70				6,69								6,67	6,68	0,01
60					5,75							5,73	5,74	0,01
50						4,81						4,79	4,80	0,01
40							3,86					3,84	3,85	0,01
30								2,9				2,88	2,88	0,00
20									1,91			1,89	1,89	0,00
10										0,98		0,96	0,97	0,01
0											0,02	0	0,00	0,00

Figura 76: Test con passo differente dal 5%, movimento 100 →0

Anche in questo caso l'errore è praticante nullo e quindi si evince che la scelta del passo 5% non influenza i risultati dei dati analizzati.

Il successivo test è stato effettuato nella condizione con plastica, a caldo e con movimento da zero a cento. I risultati del test sono riportati nella tabella successiva.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0,65	0,56	0,58						
5	1,03	0,97	0,97	0,38	-0,07	0,41	-0,04	0,39	-0,06
10	1,49	1,41	1,43	0,46	0,01	0,44	-0,01	0,46	0,01
15	1,9	1,85	1,84	0,41	-0,04	0,44	-0,01	0,41	-0,04
20	2,35	2,31	2,28	0,45	0,00	0,46	0,01	0,44	-0,01
25	2,83	2,76	2,74	0,48	0,03	0,45	0,00	0,46	0,01
30	3,3	3,23	3,25	0,47	0,02	0,47	0,02	0,51	0,06
35	3,77	3,71	3,71	0,47	0,02	0,48	0,03	0,46	0,01
40	4,23	4,2	4,18	0,46	0,01	0,49	0,04	0,47	0,02
45	4,71	4,66	4,63	0,48	0,03	0,46	0,01	0,45	0,00
50	5,18	5,12	5,08	0,47	0,02	0,46	0,01	0,45	0,00
55	5,64	5,58	5,55	0,46	0,01	0,46	0,01	0,47	0,02
60	6,1	6,04	6,03	0,46	0,01	0,46	0,01	0,48	0,03
65	6,56	6,52	6,5	0,46	0,01	0,48	0,03	0,47	0,02
70	7,03	6,98	6,94	0,47	0,02	0,46	0,01	0,44	-0,01
75	7,48	7,43	7,4	0,45	0,00	0,45	0,00	0,46	0,01
80	7,94	7,89	7,87	0,46	0,01	0,46	0,01	0,47	0,02
85	8,42	8,36	8,34	0,48	0,03	0,47	0,02	0,47	0,02
90	8,87	8,8	8,77	0,45	0,00	0,44	-0,01	0,43	-0,02
95	9,3	9,25	9,22	0,43	-0,02	0,45	0,00	0,45	0,00
100	9,75	9,73	9,66	0,45	0,00	0,48	0,03	0,44	-0,01
				0,455	0,005	0,4585	0,0085	0,454	0,004

Figura 77: Test con plastica con movimento 0 →100

L'analisi dei dati sperimentali è visibile nella successiva tabella.

Media tre misurazioni			Sottrazione Valore Iniziale			Valore ideale			Errore		
	0,597			0,000			0			0,000	
	0,990			0,393			0,45			0,057	
	1,443			0,847			0,9			0,053	
	1,863			1,267			1,35			0,083	
	2,313			1,717			1,8			0,083	
	2,777			2,180			2,25			0,070	
	3,260			2,663			2,7			0,037	
	3,730			3,133			3,15			0,017	
	4,203			3,607			3,6			0,007	
	4,667			4,070			4,05			0,020	
	5,127			4,530			4,5			0,030	
	5,590			4,993			4,95			0,043	
	6,057			5,460			5,4			0,060	
	6,527			5,930			5,85			0,080	
	6,983			6,387			6,3			0,087	
	7,437			6,840			6,75			0,090	
	7,900			7,303			7,2			0,103	
	8,373			7,777			7,65			0,127	
	8,813			8,217			8,1			0,117	
	9,257			8,660			8,55			0,110	
	9,713			9,117			9			0,117	
											0,066

Figura 78: Risultati con plastica con movimento 0 → 100

L'ultimo test riguardante la precisione di posizionamento ha le condizioni simili al precedente caso con la differenza che il movimento è stato da cento a zero.

Spostamento [%]	Test 1 [mm]	Test 2 [mm]	Test 3 [mm]	Delta 1	Errore (Delta1-Delta rif)	Delta2	Errore (Delta2-Delta rif)	Delta 3	Errore (Delta1-Delta rif)
0	0,69	0,66	0,62						
5	1,1	1,06	1,04	0,41	-0,04	0,4	-0,05	0,42	-0,03
10	1,55	1,5	1,48	0,45	0,00	0,44	-0,01	0,44	-0,01
15	1,98	1,93	1,89	0,43	-0,02	0,43	-0,02	0,41	-0,04
20	2,43	2,38	2,34	0,45	0,00	0,45	0,00	0,45	0,00
25	2,88	2,85	2,83	0,45	0,00	0,47	0,02	0,49	0,04
30	3,36	3,31	3,31	0,48	0,03	0,46	0,01	0,48	0,03
35	3,84	3,79	3,75	0,48	0,03	0,48	0,03	0,44	-0,01
40	4,3	4,26	4,22	0,46	0,01	0,47	0,02	0,47	0,02
45	4,77	4,72	4,67	0,47	0,02	0,46	0,01	0,45	0,00
50	5,23	5,16	5,13	0,46	0,01	0,44	-0,01	0,46	0,01
55	5,7	5,63	5,6	0,47	0,02	0,47	0,02	0,47	0,02
60	6,15	6,1	6,06	0,45	0,00	0,47	0,02	0,46	0,01
65	6,6	6,57	6,53	0,45	0,00	0,47	0,02	0,47	0,02
70	7,06	7,03	6,98	0,46	0,01	0,46	0,01	0,45	0,00
75	7,55	7,48	7,44	0,49	0,04	0,45	0,00	0,46	0,01
80	8,01	7,94	7,92	0,46	0,01	0,46	0,01	0,48	0,03
85	8,45	8,39	8,38	0,44	-0,01	0,45	0,00	0,46	0,01
90	8,9	8,85	8,82	0,45	0,00	0,46	0,01	0,44	-0,01
95	9,34	9,3	9,25	0,44	-0,01	0,45	0,00	0,43	-0,02
100	9,75	9,73	9,66	0,41	-0,04	0,43	-0,02	0,41	-0,04
				0,453	0,003	0,4535	0,0035	0,452	0,002

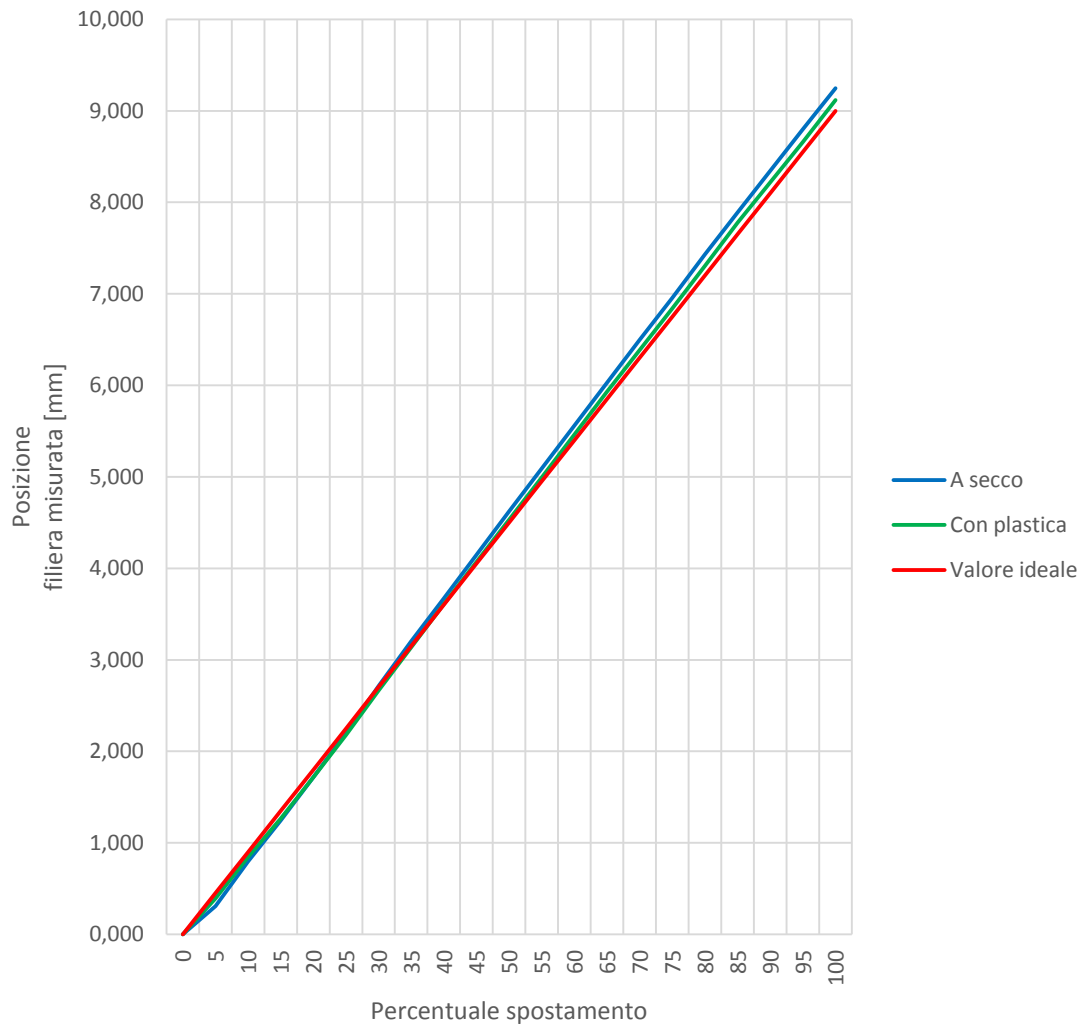
Figura 79: Test con plastica con movimento 100 → 0

L'elaborazione dei dati ha portato la creazione della seguente tabella.

Media tre misurazioni		Sottrazione Valore Iniziale		Valore ideale		Errore
	0,657		0,000		0	0,000
	1,067		0,410		0,45	0,040
	1,510		0,853		0,9	0,047
	1,933		1,277		1,35	0,073
	2,383		1,727		1,8	0,073
	2,853		2,197		2,25	0,053
	3,327		2,670		2,7	0,030
	3,793		3,137		3,15	0,013
	4,260		3,603		3,6	0,003
	4,720		4,063		4,05	0,013
	5,173		4,517		4,5	0,017
	5,643		4,987		4,95	0,037
	6,103		5,447		5,4	0,047
	6,567		5,910		5,85	0,060
	7,023		6,367		6,3	0,067
	7,490		6,833		6,75	0,083
	7,957		7,300		7,2	0,100
	8,407		7,750		7,65	0,100
	8,857		8,200		8,1	0,100
	9,297		8,640		8,55	0,090
	9,713		9,057		9	0,057
						0,053

Figura 80: Elaborazione dati test plastica

In entrambi i casi la presenza della plastica aumenta la precisione di posizionamento del sistema, infatti come si può vedere dai seguenti grafici la plastica permette un netto miglioramento delle prestazioni, questo perché funge da precarico su tutta la catena cinematica eliminando i giochi dovuti agli organi interni del riduttore e alla cinghia.



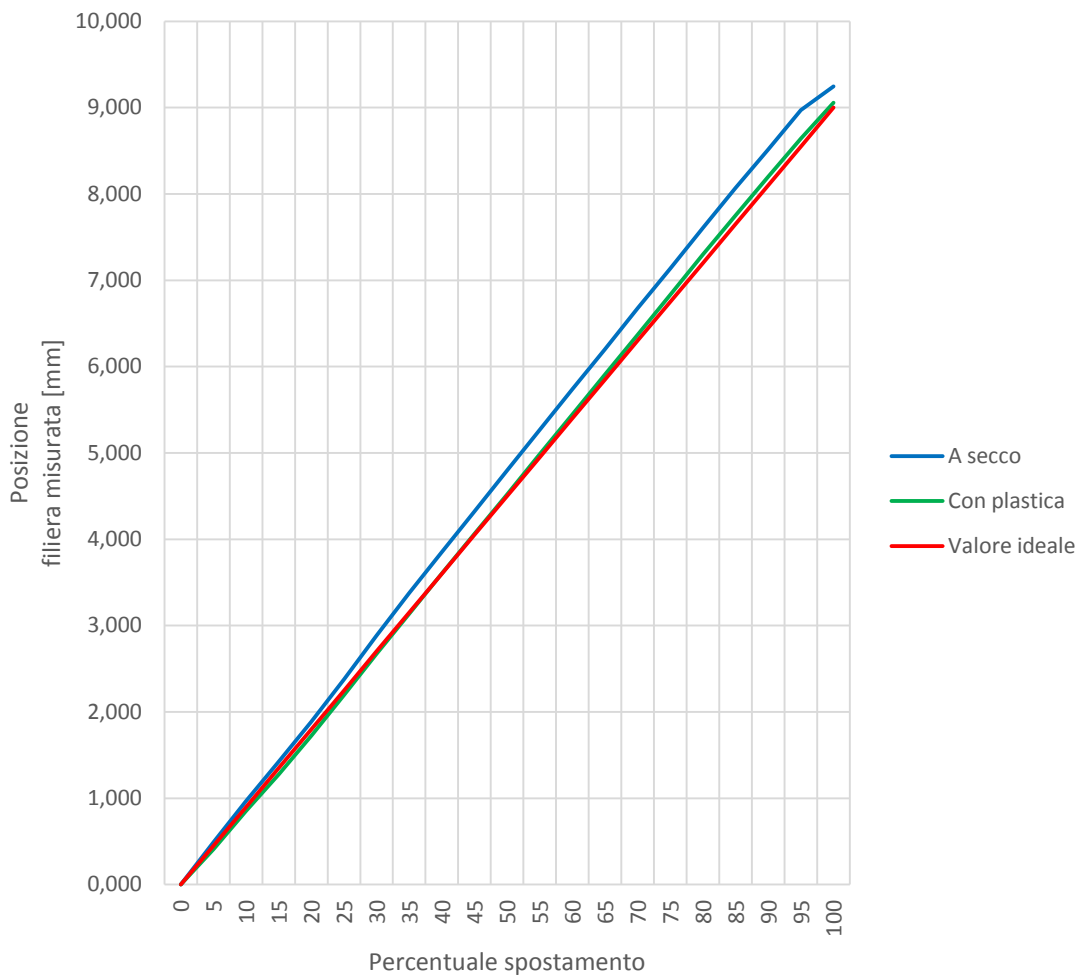


Figura 81: Confronto posizionamento tra plastica e senza, movimento 0 → 100

Come si può vedere, specialmente nella seconda movimentazione, cioè da quando si parte da nove e si arriva, il guadagno in termini di precisione di posizionamento è migliorata sensibilmente. Valutando l'errore medio di posizionamento si è passato da 0,266 millimetri a 0,053 millimetri, una riduzione di un ordine di grandezza. Essendo ormai un errore nell'ordine dei centesimi, per l'applicazione in esame, è più che sufficiente per ottenere un risultato positivo.

Sempre con lo stesso metodo sono stati condotti sulla precisione di posizionamento a fronte dell'inversione di marcia. Questa situazione è particolare, in quanto avviene solo quando il sistema inverte la direzione di movimento e anche una situazione pericolosa in quanto i giochi della catena cinematica possono risultare eccessivi, avendo scelto un riduttore che presenta un gioco maggiore conviene valutare le conseguenze di questa

scelta. Si precisa che questa scelta è dipesa dal fatto che un riduttore per lavoro continuativo per la sua costruzione presenta sempre giochi maggiori di un riduttore per lavoro intermittente. Questo perché nel primo caso per permettere il raffreddamento le tolleranze sull'ingranamento dei denti sono superiori, così da permettere all'olio di raffreddare con più efficacia queste zone, mentre nel secondo caso sono inferiori perché il raffreddamento è garantito dalle situazione di pausa tipiche della movimentazione intermittente.

Il primo test sull'inversione di moto è stato effettuato a secco, variando la posizione nell'intorno ($\pm 5\%$) di alcuni punti lungo la corsa della filiera. I dati sono riportati nella seguente tabella.

%	Pos raggiunta	Delta	Errore	%	Pos raggiunta	Delta	Errore	%	Pos raggiunta	Delta	Errore
0	0			0	0			0	0		
25	2,22			50	4,62			75	6,94		
30	2,72	0,5	0,05	55	5,08	0,46	0,01	80	7,41	0,47	0,02
25	2,38	-0,34	-0,11	50	4,78	-0,3	-0,15	75	7,12	-0,29	-0,16
20	1,9	-0,48	0,03	45	4,32	-0,46	0,01	70	6,66	-0,46	0,01
25	2,22	0,32	-0,13	50	4,61	0,29	-0,16	75	6,94	0,28	-0,17
20	1,89	-0,33	-0,12	45	4,31	-0,3	-0,15	70	6,66	-0,28	-0,17
25	2,22	0,33	-0,12	50	4,61	0,3	-0,15	75	6,94	0,28	-0,17
30	2,72	0,5	0,05	55	5,08	0,47	0,02	80	7,41	0,47	0,02
25	2,38	-0,34	-0,11	50	4,79	-0,29	-0,16	75	7,12	-0,29	-0,16
30	2,72	0,34	-0,11	55	5,08	0,29	-0,16	80	7,41	0,29	-0,16
25	2,38	-0,34	-0,11	50	4,78	-0,3	-0,15	75	7,12	-0,29	-0,16
		Media =	-0,12			Media =	-0,15			Media =	-0,16

Figura 82: Test inversione moto a secco parte 1

%	Pos raggiunta	Delta	Errore	%	Pos raggiunta	Delta	Errore	%	Pos raggiunta	Delta	Errore
0	0			0	0			0	0		
25	2,22			50	4,61			75	6,94		
35	3,19	0,97	0,07	60	5,54	0,93	0,03	85	7,86	0,92	0,02
25	2,38	-0,81	-0,09	50	4,79	-0,75	-0,15	75	7,12	-0,74	-0,16
15	1,43	-0,95	0,05	40	3,85	-0,94	0,04	65	6,2	-0,92	0,02
25	2,21	0,78	-0,12	50	4,6	0,75	-0,15	75	6,93	0,73	-0,17
15	1,43	-0,78	-0,12	40	3,85	-0,75	-0,15	65	6,19	-0,74	-0,16
25	2,21	0,78	-0,12	50	4,6	0,75	-0,15	75	6,93	0,74	-0,16
35	3,19	0,98	0,08	60	5,54	0,94	0,04	85	7,87	0,94	0,04
25	2,38	-0,81	-0,09	50	4,79	-0,75	-0,15	75	7,12	-0,75	-0,15
35	3,19	0,81	-0,09	60	5,54	0,75	-0,15	85	7,87	0,75	-0,15
25	2,38	-0,81	-0,09	50	4,79	-0,75	-0,15	75	7,12	-0,75	-0,15
		Media =	-0,10			Media =	-0,15			Media =	-0,16

Figura 83: Test inversione moto a secco parte 2

L'errore di posizionamento è riportato nei riquadri verde, mentre l'errore medio è di 0.14 millimetri. Vista l'esperienza precedente si è deciso di ripetere il test nella

condizione con plastica per verificare che il precarico della plastica elimini i giochi della catena cinematica. La tabella successiva riporta i dati per questo test.

%	Pos raggiunta	Delta	Errore	%	Pos raggiunta	Delta	Errore
0				0			
50	5,06			50	4,79		
55	5,51	0,45	0	60	5,68	0,89	-0,01
50	5,1	-0,41	-0,04	50	4,75	-0,93	0,03
45	4,64	-0,46	0,01	40	3,84	-0,91	0,01
50	5,05	0,41	-0,04	50	4,7	0,86	-0,04
45	4,6	-0,45	0	40	3,82	-0,88	-0,02
50	5,02	0,42	-0,03	50	4,69	0,87	-0,03
55	5,44	0,42	-0,03	60	5,61	0,92	0,02
50	5,02	-0,42	-0,03	50	4,72	-0,89	-0,01
55	5,41	0,39	-0,06	60	5,61	0,89	-0,01
50	4,99	-0,42	-0,03	50	4,72	-0,89	-0,01
		Media =	-0,03			Media =	-0,01

Figura 84: Test inversione di moto con plastica

Il test ha confermato l'osservazione precedente, infatti anche in questo caso si è passati dall'aver 0.14 millimetri ad avere 0.02 millimetri, anche in questo caso si è diminuiti di un ordine di grandezza.

Dopo aver valutato le caratteristiche di ripetibilità, precisione di posizionamento e risposta del sistema all'inversione del moto, si è verificato che il sistema rispettasse le specifiche di progetto analizzate nel precedente paragrafo.

Per quanto riguarda il Marker si è acquisito il comportamento del motore e filtrando i dati attraverso la cinematica diretta, si è verificato che nell'esecuzione di tale ciclo il sistema rispettasse le specifiche di progetto. Il risultato di questo primo test è stato:

Variabile	Risultato sperimentale	Specifiche di progetto	Errore
Posizione [m]	0,0009	0,001	0,0001
Velocità [m/s]	0,016	0,017	0,001
Tempo [s]	0,312	0,28	0,032

Test cinematico Marker

La differenza ottenuta è sempre un ordine di grandezza inferiore, di conseguenza è accettabile, La differenza è associabile alla presenza degli attriti nel sistema e soprattutto alla presenza della spinta della plastica non omogenea.

Per quanto riguarda lo Spurgo si sono ottenuti i seguenti dati:

Variabile	Risultato sperimentale	Specifica di progetto	Errore
Posizione [m]	0,0086	0,0085	1E-04
Velocità [m/s]	0,02638	0,026	0,0004
Tempo [s]	0,861	0,825	0,036

Test cinematico Spurgo

In questo caso l'errore medio è inferiore di due ordini di grandezza. Anche in questo caso la differenza è associabile alla presenza di attriti e spinta della plastica non omogenea.

Riassumendo si è ottenuto un risultato soddisfacente per quanto riguarda la precisione, la ripetibilità del sistema, inoltre si sono rispettate le specifiche di progetto sviluppato nel precedente paragrafo.

4.2.3.2 Validazione dinamica

Per quanto riguarda la dinamica del sistema si è valutato il comportamento del motore e del riduttore dinamicamente, sostanzialmente si è verificato che nell'eseguire i cicli di Marker, Spurgo e un ciclo di lavoro impegnativo, l'attuare rispetta i suoi limiti di funzionamento. Per fare questo acquisiti i valori, sono stati inseriti nella funzione di verifica del sistema, verificandone l'esito positivo. I grafici sottostanti riportano l'andamento del motore nei tre casi. La linea blu rappresenta l'andamento del motore, la linea verde la coppia RMS, la linea rossa la coppia nominale e la linea fucsia la coppia massima del motore. La verifica ha esito positivo quando la coppia RMS è inferiore alla coppia nominale, il picco massimo dell'andamento del motore non deve superare la coppia massima e la velocità massima resta al di sotto della velocità massima del motore.

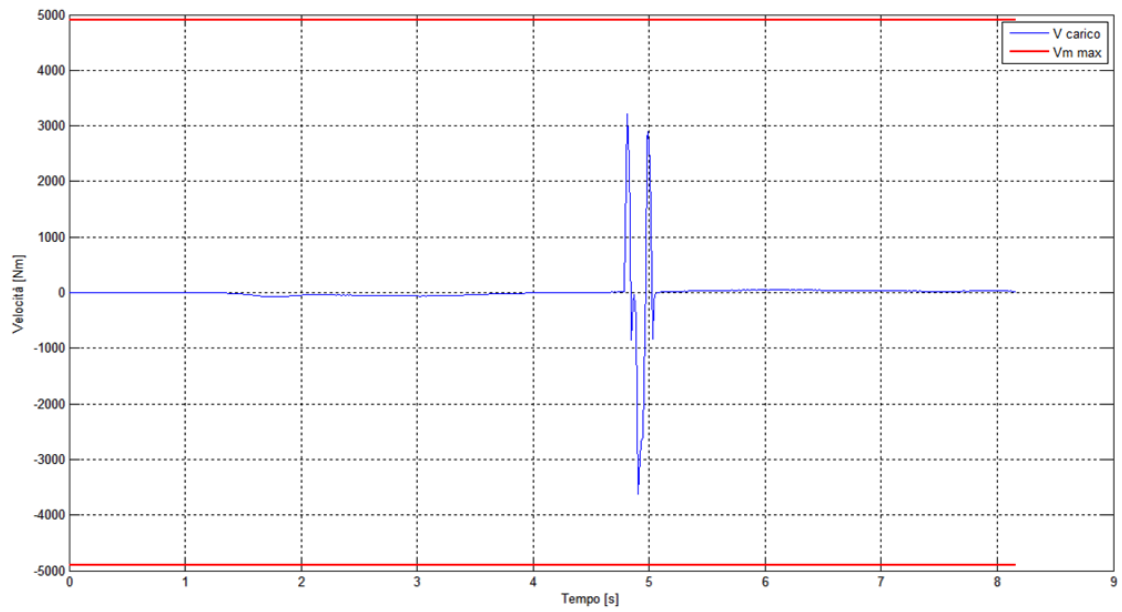


Figura 85: Andamento velocità Marker rispetto a velocità motore

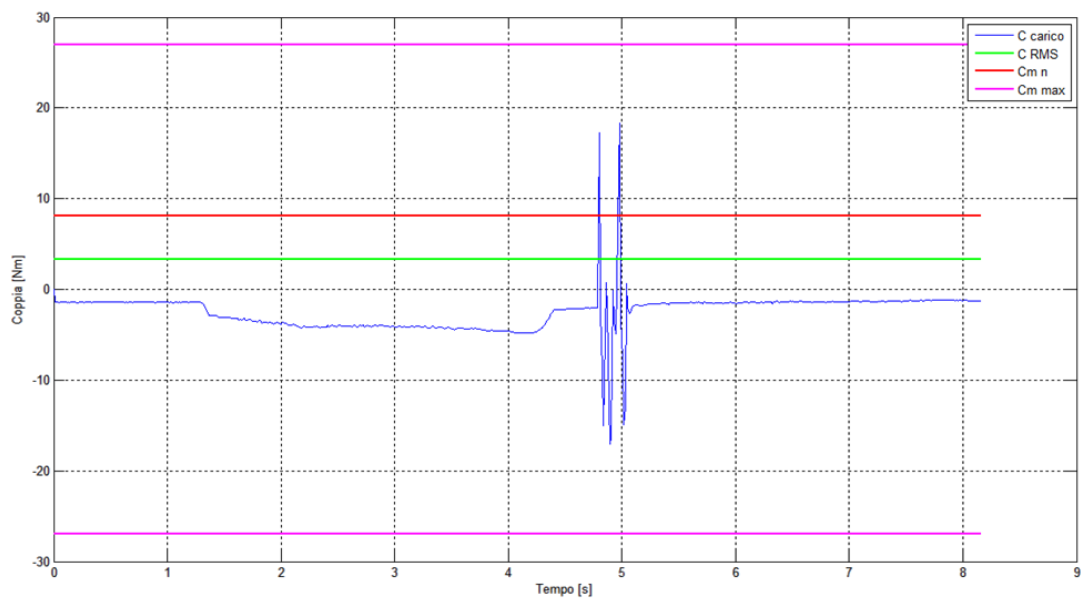


Figura 86: Andamento coppia Marker rispetto a limiti coppia motore

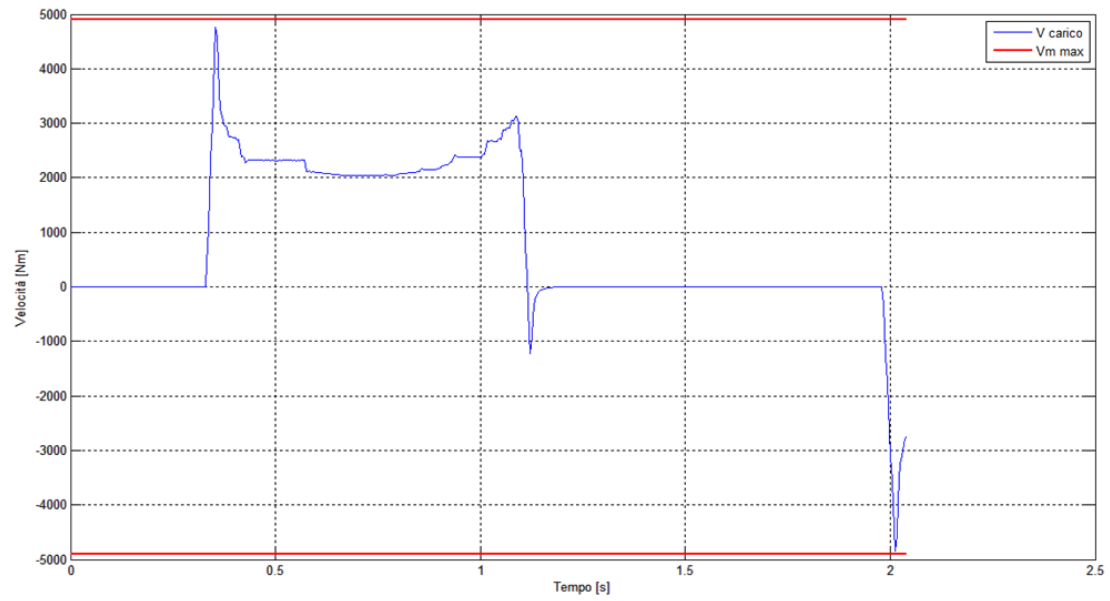


Figura 87: Andamento velocità Spurgo rispetto a velocità motore

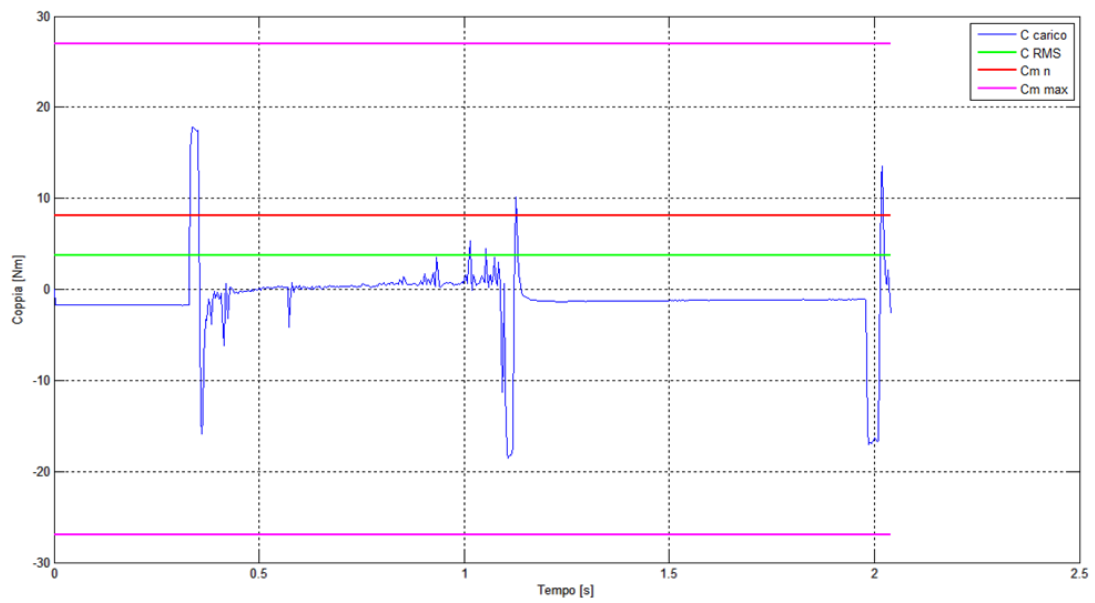


Figura 88: Andamento coppia Spurgo rispetto a limiti coppia motore

Il ciclo nominale utilizzato è riportato in figura.

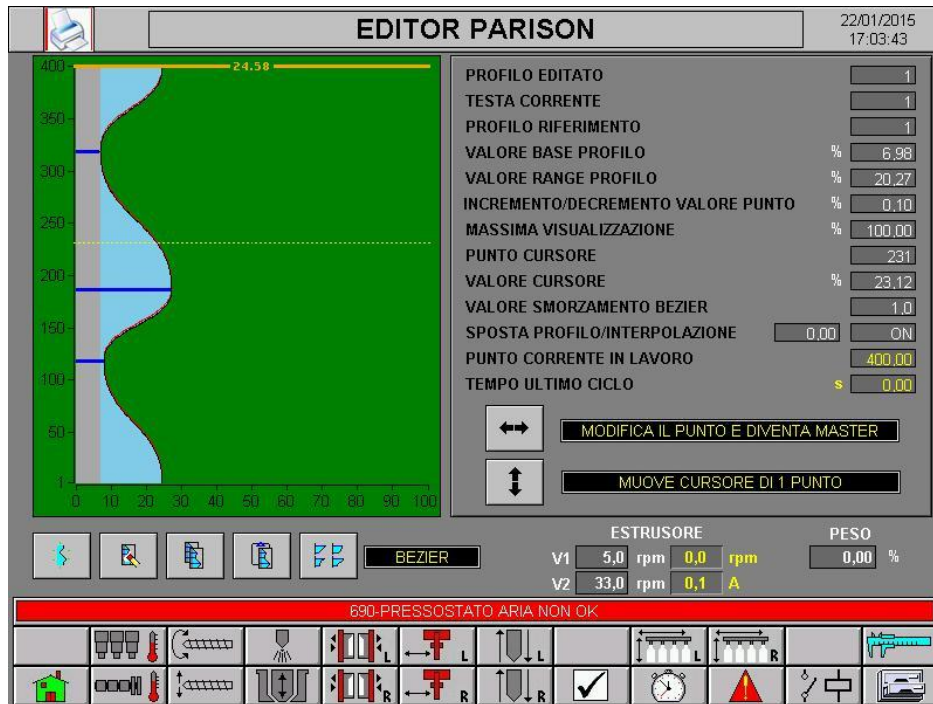


Figura 89: Ciclo utilizzato per effettuare la validazione del nuovo attuatore Parison

Come in precedenza i risultati sono riassunti nei due grafici seguenti.

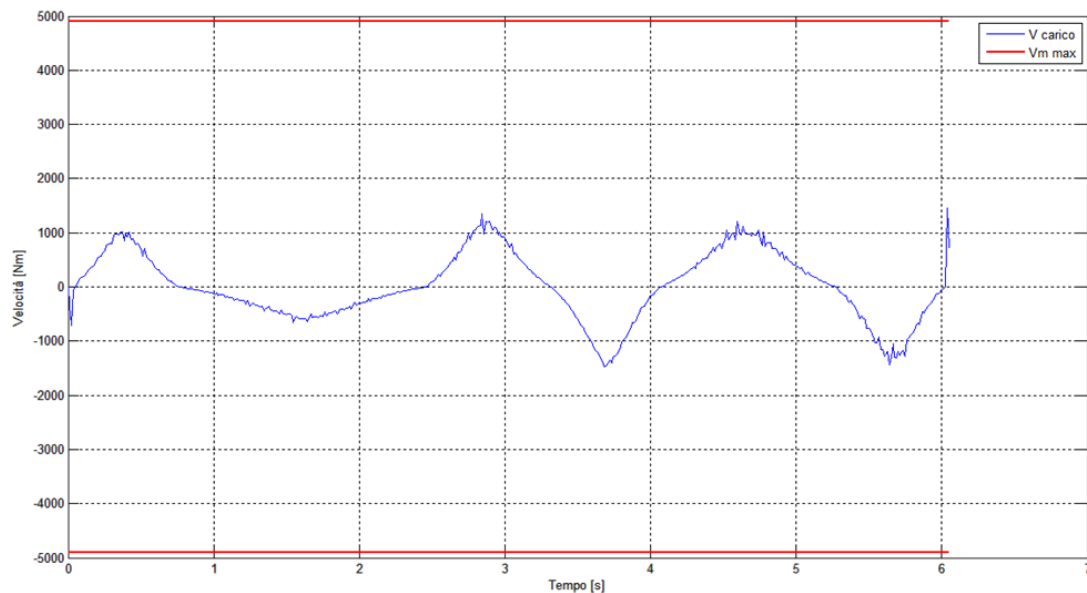


Figura 90: Andamento velocità ciclo di lavoro rispetto a velocità motore

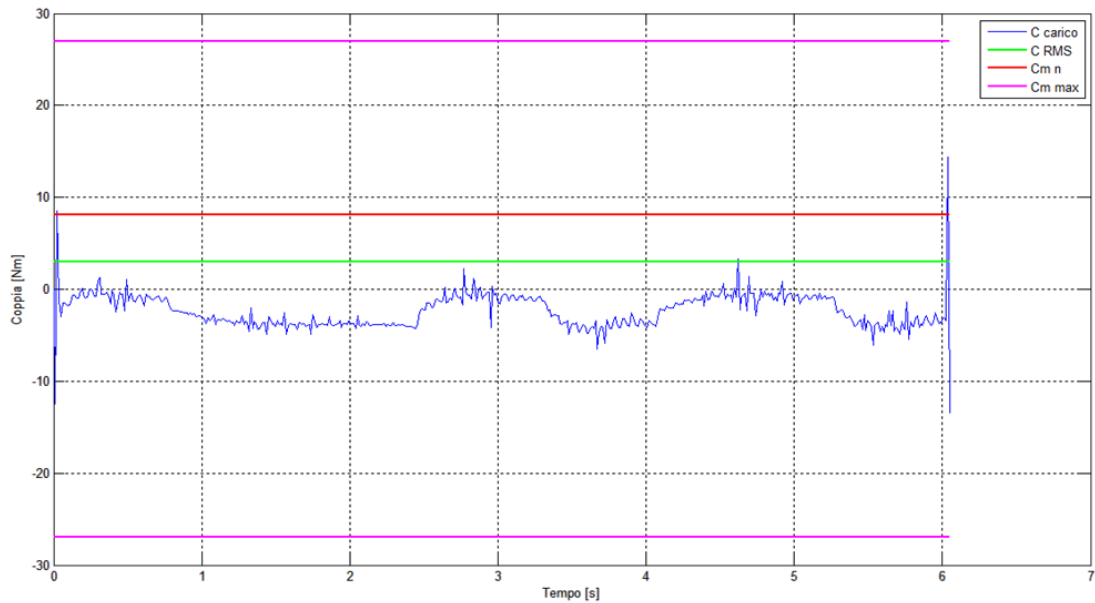


Figura 91: Andamento coppia resistente ciclo di lavoro rispetto a limiti coppia motore

In conclusione, come si può vedere dai sei grafici precedenti, il motore e il riduttore risultano idonei per questa applicazione. Inoltre si osserva come il sistema è più adatto a questo lavoro in quanto possiede del margine sia di velocità sia di coppia.

Riassumendo le validazioni del nuovo sistema hanno dato risultati soddisfacenti. Inoltre i confronti dinamici hanno messo in mostra una notevole riduzione delle coppie in gioco mantenendo risultati ottimi, così facendo hanno dimostrato la bontà del metodo applicato per l'individuazione e la definizione dei parametri di progetto. Infine la differenza tra il sistema ottimizzato e la prima versione è netta con un motore che possiede una coppia massima di 40,5 Nm in meno e una coppia nominale di 10,7 Nm in meno, mentre il riduttore è risultato essere idoneo alla movimentazione realizzata.

PARTE II

Attuazione chiusura stampi

In questa parte verrà descritto il sistema che permette al Parison di assumere una forma definitiva, in specifico si vedrà il sistema che comanda il movimento traslazionale dei porta stampi, sui quali vengono montate le due metà dello stampo, le quali contengono la forma negativa del flacone che si vuole realizzare.

Nel primo capitolo verrà descritta la cinematica della movimentazione scelta, riportando il processo di sintesi e il modello cinematico diretto ed inverso del sistema. Nel secondo capitolo si riporterà il modello dinamico del sistema con particolare attenzione allo sviluppo delle forze nei vincoli del sistema. Nel terzo capitolo si riporta una validazione del modello creato mediante il confronto con la simulazione del meccanismo in ADAMS. Questa prima fase è destinata alla modellazione del sistema, successivamente si è effettuata una analisi di sensitività del sistema, valutando come al variare dei

parametri di progetto individuati nelle due precedenti analisi influenzano le forze del sistema e di conseguenza la coppia erogata del sistema.. In modo tale da offrire al progettista di tali sistemi un quadro globale delle variabili in gioco in modo di tale che possa ponderare al meglio le scelte progettuali. Tale analisi di sensitività verrà suddivisa in due parti: *dinamica* e *statica*. Inoltre nella parte statica verrà proposto un modello di un sistema vibrante ad un grado di libertà il quale, con il suo comportamento, influenza il mantenimento o meno della posizione di chiusura del sistema.

Capitolo 5

Analisi cinematica

In questo capitolo sarà descritta la cinematica del sistema Chiusura Stampo. Obiettivo dell'analisi cinematica è quello di permettere di ricavare informazioni riguardo a posizione, velocità ed accelerazione di ogni singolo elemento costituente la catena cinematica. L'analisi cinematica si suddivide in due parti:

- *cinematica diretta*: che definisce la posizione del porta stampo a partire dalla posizione dell'attuatore;
- *cinematica inversa*: che definisce la posizione del giunto attivo nota la posizione del porta stampo.

Come visto nel paragrafo inerte la cinematica del sistema parison, esistono due tipi di approcci: geometrico e vettoriale. Il metodo utilizzato, per scrivere le equazioni fondamentali della cinematica, è quello vettoriale. In quanto risulta più semplice ottenere le relazioni di velocità e accelerazione.

La catena cinematica del sistema Chiusura Stampa è composta come in figura.

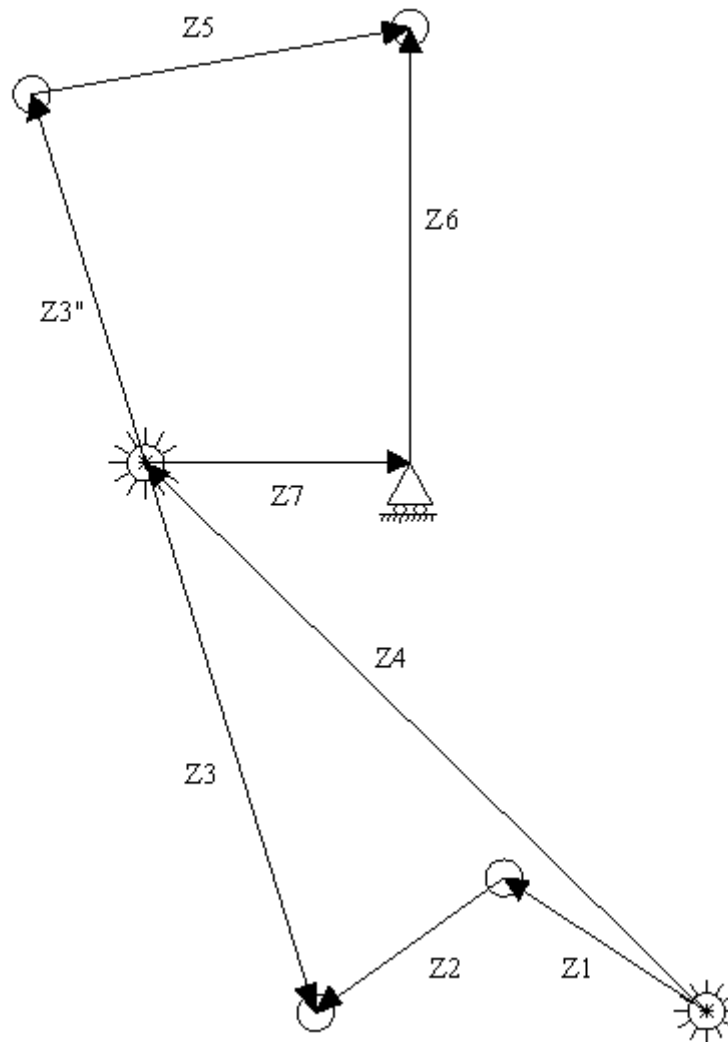


Figura 92: Schema cinematico chiusura stampi

Come si può vedere dalla figura lo schema cinematico è composto, partendo dal braccio movimentato direttamente dall'attuatore, da un primo quadrilatero, avente come elementi costituenti la catena cinematica i vettori $Z1$, $Z2$, $Z3$ e $Z4$ dove $Z4$ è il telaio. Proseguendo si può visualizzare un secondo quadrilatero, composto dai vettori $Z32$, $Z5$, $Z6$ e $Z7$ dove $Z32$ è un'estensione del braccio di $Z3$ e $Z7$ è il telaio di questo secondo quadrilatero.

5.1 Cinematica diretta

L'analisi di cinematica diretta parte analizzando il primo quadrilatero, quello composto da Z1, Z2, Z3 e Z4 (6), lo schema di riferimento è il seguente:

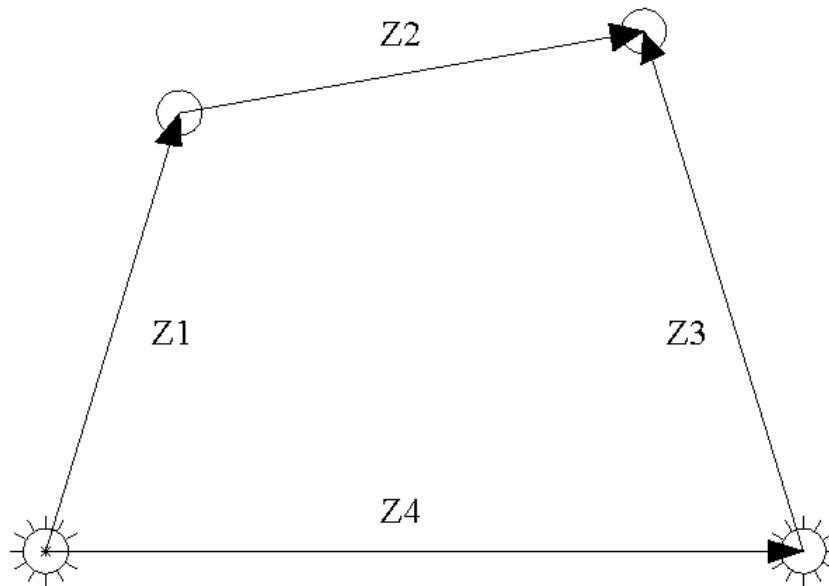


Figura 93: Schema cinematico primo quadrilatero

Dallo schema precedente si ricava la seguente equazione di chiusura vettoriale:

$$\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2 - \vec{Z}_3 - \vec{Z}_4 = 0$$

Il vettore nel piano complesso è rappresentato con la seguente notazione complessa:

$$Z_i = \rho_i e^{i\theta_i}$$

Sostituendo l'equazione vettoriale con la notazione complessa si ottiene:

$$z_1 e^{i\alpha_1} + z_2 e^{i\alpha_2} - z_3 e^{i\alpha_3} - z_4 e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Proiettando lungo l'asse reale e immaginario si ottiene:

$$\begin{cases} z_1 \cos \alpha_1 + z_2 \cos \alpha_2 - z_3 \cos \alpha_3 - z_4 = 0 \\ z_1 \sin \alpha_1 + z_2 \sin \alpha_2 - z_3 \sin \alpha_3 = 0 \end{cases}$$

In cui, avendo noto α_1 perché indica la rotazione dell'elemento collegato al sistema di attuazione, sono incogniti α_2 e α_3 . La soluzione di questo sistema non lineare si trova per via numerica, infatti isolando i termini contenenti l'incognita α_2 , si ottiene:

$$\begin{cases} z_2 \cos \alpha_2 = -z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4 \\ z_2 \sin \alpha_2 = -z_1 \sin \alpha_1 + z_3 \sin \alpha_3 \end{cases}$$

Per eliminare due incognite, bisogna quadrare e sommare tra di loro le due equazioni:

$$\begin{cases} z_2^2 \cos^2 \alpha_2 = z_1^2 \cos^2 \alpha_1 + z_3^2 \cos^2 \alpha_3 + z_4^2 - 2z_3z_1 \cos \alpha_3 \cos \alpha_1 - 2z_1z_4 \cos \alpha_1 + \\ \quad + 2z_3z_4 \cos \alpha_3 \\ z_2^2 \sin^2 \alpha_2 = z_1^2 \sin^2 \alpha_1 + z_3^2 \sin^2 \alpha_3 - 2z_1z_3 \sin \alpha_1 \sin \alpha_3 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} -z_2^2 + z_1^2 + z_3^2 + z_4^2 + \cos \alpha_3 (-2z_3z_1 \cos \alpha_1 + 2z_1z_4) - 2z_3z_1 \cos \alpha_1 \\ - \sin \alpha_3 (2z_1z_3 \sin \alpha_1) = 0 \end{aligned}$$

Dove α_1 è noto e rappresenta la rotazione assegnata, considerando le costanti:

$$\begin{cases} A = -z_2^2 + z_1^2 + z_3^2 + z_4^2 - 2z_3z_1 \cos \alpha_1 \\ B = -2z_3z_1 \cos \alpha_1 + 2z_1z_4 \\ C = -2z_1z_3 \sin \alpha_1 \end{cases}$$

Si ottiene il seguente sistema:

$$\begin{cases} A + B \cos \alpha_3 + C \sin \alpha_3 \\ \sin^2 \alpha_3 + \cos^2 \alpha_3 = 1 \end{cases}$$

Sostituendo $\cos \alpha_3 = x$ e $\sin \alpha_3 = y$ si ottiene il sistema del secondo ordine:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x^2 + \left(\frac{-A - Bx}{C}\right)^2 = 1 \end{cases}$$

Dopo alcuni semplici passaggi algebrici:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x = \frac{-AB \pm C \sqrt{-A^2 + C^2 + B^2}}{C^2 + B^2} \end{cases}$$

Dove il segno \pm dipende dalla configurazione di montaggio del quadrilatero, quadrilateri di Grashof, e di conseguenza:

$$\alpha_3 = \cos^{-1} x$$

Per determinare il valore di α_2 , ricordando che:

$$z_2 \cos \alpha_2 = -z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{-z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4}{z_2} \right)$$

L'analisi delle velocità viene condotta derivando l'equazione di chiusura vettoriale rispetto al tempo, partendo da:

$$z_1 e^{i\alpha_1} + z_2 e^{i\alpha_2} - z_3 e^{i\alpha_3} - z_4 e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Si ha che i termini che variano nel tempo sono α_1, α_2 e α_3 derivati rispetto al tempo, danno la seguente equazione:

$$z_1 e^{i\alpha_1} i \dot{\alpha}_1 + z_2 e^{i\alpha_2} i \dot{\alpha}_2 - z_3 e^{i\alpha_3} i \dot{\alpha}_3 = 0$$

Proiettando l'equazione vettoriale lungo l'asse reale ed immaginario, si ottiene:

$$\begin{cases} -z_1 \dot{\alpha}_1 \sin \alpha_1 - z_2 \dot{\alpha}_2 \sin \alpha_2 + z_3 \dot{\alpha}_3 \sin \alpha_3 = 0 \\ z_1 \dot{\alpha}_1 \cos \alpha_1 + z_2 \dot{\alpha}_2 \cos \alpha_2 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\dot{\alpha}_2$ e $\dot{\alpha}_3$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_2 \sin \alpha_2 & z_3 \sin \alpha_3 \\ z_2 \cos \alpha_2 & -z_3 \cos \alpha_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\alpha}_2 \\ \dot{\alpha}_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_1 \dot{\alpha}_1 \sin \alpha_1 \\ -z_1 \dot{\alpha}_1 \cos \alpha_1 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\dot{\alpha}_2$ e $\dot{\alpha}_3$.

Per le accelerazioni si procede in modo analogo come fatto per le velocità, basta derivare rispetto al tempo l'equazione vettoriale delle velocità, così facendo si ottiene:

$$z_1 e^{i\alpha_1} (i\ddot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_1^2) + z_2 e^{i\alpha_2} (i\ddot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_2^2) - z_3 e^{i\alpha_3} (i\ddot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_3^2) = 0$$

Come al solito proiettando sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -z_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 - z_1 \sin \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 - z_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_2 \sin \alpha_2 \ddot{\alpha}_2 + z_3 \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 + \\ \quad + z_3 \sin \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 = 0 \\ z_1 \cos \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 - z_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 - z_2 \sin \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 + z_2 \cos \alpha_2 \ddot{\alpha}_2 + z_3 \sin \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 - \\ \quad + z_3 \cos \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\ddot{\alpha}_2$ e $\ddot{\alpha}_3$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_2 \sin \alpha_2 & z_3 \sin \alpha_3 \\ z_2 \cos \alpha_2 & -z_3 \cos \alpha_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_2 \\ \ddot{\alpha}_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 + z_1 \sin \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 + z_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_3 \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 \\ -z_1 \cos \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 + z_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 + z_2 \sin \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_3 \sin \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\alpha}_2$ e $\ddot{\alpha}_3$.

Risolta la cinematica del primo quadrilatero si passa ad analizzare il secondo meccanismo. Il secondo meccanismo è composto dai vettori Z32, Z5, Z6 e Z7. Da questi quattro vettori si ottiene la configurazione del meccanismo riportato in figura.

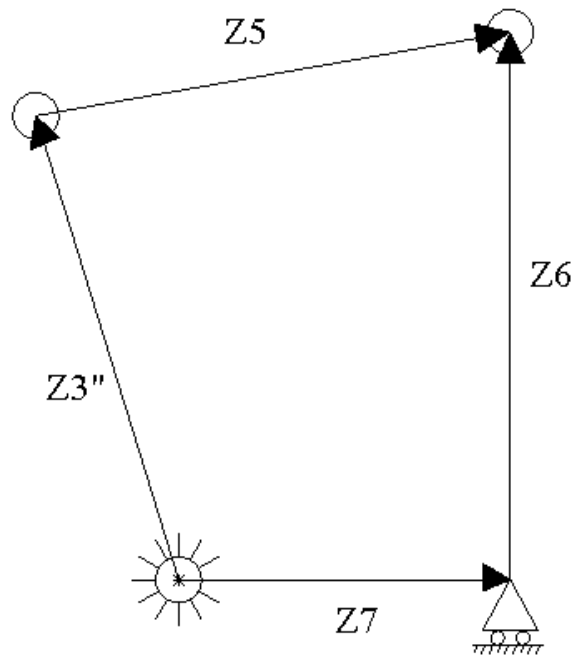


Figura 94: Schema cinematico secondo quadrilatero

Dallo schema precedente si ricava la seguente equazione di chiusura vettoriale:

$$\vec{Z}_{32} + \vec{Z}_5 - \vec{Z}_6 - \vec{Z}_7 = 0$$

Sostituendo l'equazione vettoriale con la notazione complessa si ottiene:

$$z_{32}e^{i\alpha_{32}} + z_5e^{i\alpha_5} - z_6e^{i\frac{\pi}{2}} - z_7e^{i0} = 0$$

Proiettando lungo l'asse reale e immaginario si ottiene:

$$\begin{cases} z_{32} \cos \alpha_{32} + z_5 \cos \alpha_5 - z_7 = 0 \\ z_{32} \sin \alpha_{32} + z_5 \sin \alpha_5 - z_6 = 0 \end{cases}$$

Notando che il vettore Z_{32} e Z_3 sono lo stesso elemento e valutando che l'orientamento dei due sistemi varia per una differenza di un angolo β , si ottiene:

$$\alpha_{32} = \alpha_3 - \beta$$

Di conseguenza avendo noto α_{32} , ricavato dalla precedente analisi, restano come incognite α_5 e z_7 . Infatti dalla seconda equazione si determina:

$$\alpha_5 = \sin^{-1} \left(\frac{-z_{32} \sin \alpha_{32} + z_6}{z_5} \right)$$

Conoscendo ora α_5 e partendo dalla prima equazione si ottiene:

$$z_7 = z_{32} \cos \alpha_{32} + z_5 \cos \alpha_5$$

Che individua la posizione del porta stampo rispetto al motore. Per conoscere le velocità si procede derivando rispetto al tempo l'equazione vettoriale:

$$z_{32} e^{i\alpha_{32}} + z_5 e^{i\alpha_5} - z_6 e^{i\frac{\pi}{2}} - z_7 e^{i0} = 0$$

Si ha che i termini che variano nel tempo sono α_{32} , α_5 e z_7 derivati rispetto al tempo, danno la seguente equazione:

$$z_{32} e^{i\alpha_{32}} i \dot{\alpha}_{32} + z_5 e^{i\alpha_5} i \dot{\alpha}_5 - \dot{z}_7 = 0$$

Proiettando l'equazione vettoriale lungo l'asse reale ed immaginario, si ottiene:

$$\begin{cases} -z_{32} \dot{\alpha}_{32} \sin \alpha_{32} - z_5 \dot{\alpha}_5 \sin \alpha_5 - \dot{z}_7 = 0 \\ z_{32} \dot{\alpha}_{32} \cos \alpha_{32} + z_5 \dot{\alpha}_5 \cos \alpha_5 = 0 \end{cases}$$

Sapendo che:

$$\dot{\alpha}_{32} = \dot{\alpha}_3$$

Le incognite sono $\dot{\alpha}_5$ e \dot{z}_7 riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_5 \sin \alpha_5 & -1 \\ z_5 \cos \alpha_5 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\alpha}_5 \\ \dot{z}_7 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_{32} \dot{\alpha}_{32} \sin \alpha_{32} \\ -z_{32} \dot{\alpha}_{32} \cos \alpha_{32} \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\dot{\alpha}_5$ e \dot{z}_7 .

Per le accelerazioni si procede in modo analogo come fatto per le velocità, basta derivare rispetto al tempo l'equazione vettoriale delle velocità, così facendo si ottiene:

$$z_{32} e^{i\alpha_{32}} (i\ddot{\alpha}_{32} - \dot{\alpha}_{32}^2) + z_5 e^{i\alpha_5} (i\ddot{\alpha}_5 - \dot{\alpha}_5^2) - \ddot{z}_7 = 0$$

Proiettando sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -z_{32} \cos \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 - z_{32} \sin \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} - z_5 \cos \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 - z_5 \sin \alpha_5 \ddot{\alpha}_5 - \ddot{z}_7 = 0 \\ z_{32} \cos \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} - z_{32} \sin \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 - z_5 \sin \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 + z_5 \cos \alpha_5 \ddot{\alpha}_5 = 0 \end{cases}$$

Avendo che:

$$\ddot{\alpha}_{32} = \ddot{\alpha}_3$$

Le incognite sono $\ddot{\alpha}_5$ e \ddot{z}_7 riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_5 \sin \alpha_5 & -1 \\ z_5 \cos \alpha_5 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_5 \\ \ddot{z}_7 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_{32} \cos \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 + z_{32} \sin \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} + z_5 \cos \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 \\ -z_{32} \cos \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} + z_{32} \sin \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 + z_5 \sin \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\alpha}_5$ e \ddot{z}_7 .

5.2 Cinematica inversa

Nel caso di analisi cinematica inversa lo schema resta uguale a quello della cinematica diretto, ma questa volta si parte dall'analisi del secondo quadrilatero. Ricordando l'equazione vettoriale per tale meccanismo:

$$\vec{Z}_{32} + \vec{Z}_5 - \vec{Z}_6 - \vec{Z}_7 = 0$$

E il sistema derivato dalla precedente equazione:

$$\begin{cases} z_{32} \cos \alpha_{32} + z_5 \cos \alpha_5 - z_7 = 0 \\ z_{32} \sin \alpha_{32} + z_5 \sin \alpha_5 - z_6 = 0 \end{cases}$$

Essendo nel caso di cinematica inversa nota la posizione del vettore z_7 e avendo quindi come incognite da determinare le variabili α_{32} e α_5 e riordinando il sistema in:

$$\begin{cases} z_5 \cos \alpha_5 = -z_{32} \cos \alpha_{32} + z_7 \\ z_5 \sin \alpha_5 = -z_{32} \sin \alpha_{32} + z_6 \end{cases}$$

Continuando quadrando le due equazioni:

$$\begin{cases} z_5^2 \cos^2 \alpha_5 = z_{32}^2 \cos^2 \alpha_{32} + z_7^2 - 2z_{32}z_7 \cos \alpha_{32} \\ z_5^2 \sin^2 \alpha_5 = z_{32}^2 \sin^2 \alpha_{32} + z_6^2 - 2z_{32}z_6 \sin \alpha_{32} \end{cases}$$

Sommando tra di loro le due equazioni:

$$-z_5^2 + z_{32}^2 + z_7^2 + z_6^2 - 2z_{32}z_7 \cos \alpha_{32} - 2z_{32}z_6 \sin \alpha_{32} = 0$$

e definendo i seguenti coefficienti:

$$\begin{cases} A = -z_5^2 + z_{32}^2 + z_7^2 + z_6^2 \\ B = -2z_{32}z_7 \\ C = -2z_{32}z_6 \end{cases}$$

Si ottiene il seguente sistema:

$$\begin{cases} A + B \cos \alpha_{32} + C \sin \alpha_{32} \\ \sin^2 \alpha_{32} + \cos^2 \alpha_{32} = 1 \end{cases}$$

Sostituendo $\cos \alpha_{32} = x$ e $\sin \alpha_{32} = y$ si ottiene il sistema del secondo ordine:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x^2 + \left(\frac{-A - Bx}{C}\right)^2 = 1 \end{cases}$$

Dopo alcuni semplici passaggi algebrici:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x = \frac{-AB \pm C \sqrt{-A^2 + C^2 + B^2}}{C^2 + B^2} \end{cases}$$

Dove il segno \pm dipende dalla configurazione di montaggio del quadrilatero, quadrilateri di Grashof, e di conseguenza:

$$\alpha_{32} = \cos^{-1} x$$

Per determinare il valore di α_5 , ricordando che:

$$z_5 \cos \alpha_5 = -z_{32} \cos \alpha_{32} + z_7$$

$$\alpha_5 = \cos^{-1} \left(\frac{-z_{32} \cos \alpha_{32} + z_7}{z_5} \right)$$

Ricordando l'equazione vettoriale delle velocità:

$$z_{32} e^{i\alpha_{32}} i \dot{\alpha}_{32} + z_5 e^{i\alpha_5} i \dot{\alpha}_5 - \dot{z}_7 = 0$$

E la sua proiezione lungo l'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -z_{32} \dot{\alpha}_{32} \sin \alpha_{32} - z_5 \dot{\alpha}_5 \sin \alpha_5 - \dot{z}_7 = 0 \\ z_{32} \dot{\alpha}_{32} \cos \alpha_{32} + z_5 \dot{\alpha}_5 \cos \alpha_5 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\dot{\alpha}_{32}$ e $\dot{\alpha}_5$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_{32} \sin \alpha_{32} & -z_5 \sin \alpha_5 \\ z_{32} \cos \alpha_{32} & z_5 \cos \alpha_5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\alpha}_{32} \\ \dot{\alpha}_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{z}_7 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\dot{\alpha}_{32}$ e $\dot{\alpha}_5$.

Ricordando l'equazione per le accelerazioni:

$$z_{32}e^{i\alpha_{32}}(i\ddot{\alpha}_{32} - \dot{\alpha}_{32}^2) + z_5e^{i\alpha_5}(i\ddot{\alpha}_5 - \dot{\alpha}_5^2) - \ddot{z}_7 = 0$$

Proiettata sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -z_{32} \cos \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 - z_{32} \sin \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} - z_5 \cos \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 - z_5 \sin \alpha_5 \ddot{\alpha}_5 - \ddot{z}_7 = 0 \\ z_{32} \cos \alpha_{32} \ddot{\alpha}_{32} - z_{32} \sin \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 - z_5 \sin \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 + z_5 \cos \alpha_5 \ddot{\alpha}_5 = 0 \end{cases}$$

Le incognite sono $\ddot{\alpha}_{32}$ e $\ddot{\alpha}_5$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_5 \sin \alpha_5 & -z_{32} \sin \alpha_{32} \\ z_5 \cos \alpha_5 & z_{32} \cos \alpha_{32} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_5 \\ \ddot{\alpha}_{32} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_{32} \cos \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 + z_5 \cos \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 + \ddot{z}_7 \\ z_{32} \sin \alpha_{32} \dot{\alpha}_{32}^2 + z_5 \sin \alpha_5 \dot{\alpha}_5^2 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\alpha}_{32}$ e $\ddot{\alpha}_5$.

Analizzato il secondo quadrilatero si passa ad analizzare il primo quadrilatero. Ricordando l'equazione vettoriale di posizione di questo meccanismo:

$$z_1 e^{i\alpha_1} + z_2 e^{i\alpha_2} - z_3 e^{i\alpha_3} - z_4 e^{i\frac{\pi}{2}} = 0$$

Proiettata lungo l'asse reale e immaginario si ottiene:

$$\begin{cases} z_1 \cos \alpha_1 + z_2 \cos \alpha_2 - z_3 \cos \alpha_3 - z_4 = 0 \\ z_1 \sin \alpha_1 + z_2 \sin \alpha_2 - z_3 \sin \alpha_3 = 0 \end{cases}$$

In cui, avendo noto α_3

$$\alpha_3 = \alpha_{32} + \beta$$

Le incognite sono α_1 e α_2 . La soluzione di questo sistema non lineare si trova per via numerica, infatti isolando i termini contenenti l'incognita α_2 , si ottiene:

$$\begin{cases} z_2 \cos \alpha_2 = -z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4 \\ z_2 \sin \alpha_2 = -z_1 \sin \alpha_1 + z_3 \sin \alpha_3 \end{cases}$$

Per eliminare due incognite, bisogna quadrare e sommare tra di loro le due equazioni:

$$\begin{cases} z_2^2 \cos^2 \alpha_2 = z_1^2 \cos^2 \alpha_1 + z_3^2 \cos^2 \alpha_3 + z_4^2 - 2z_3 z_1 \cos \alpha_3 \cos \alpha_1 - 2z_1 z_4 \cos \alpha_1 + \\ \quad + 2z_3 z_4 \cos \alpha_3 \\ z_2^2 \sin^2 \alpha_2 = z_1^2 \sin^2 \alpha_1 + z_3^2 \sin^2 \alpha_3 - 2z_1 z_3 \sin \alpha_1 \sin \alpha_3 \end{cases}$$

$$- z_2^2 + z_1^2 + z_3^2 + z_4^2 + \cos \alpha_1 (-2z_3 z_1 \cos \alpha_3 - 2z_1 z_4) - 2z_3 z_4 \cos \alpha_3 - \sin \alpha_1 (2z_1 z_3 \sin \alpha_3) = 0$$

Dove α_1 è noto e rappresenta la rotazione assegnata, considerando le costanti:

$$\begin{cases} A = -z_2^2 + z_1^2 + z_3^2 + z_4^2 - 2z_3z_4 \cos \alpha_3 \\ B = -2z_3z_1 \cos \alpha_3 - 2z_1z_4 \\ C = -2z_1z_3 \sin \alpha_3 \end{cases}$$

Si ottiene il seguente sistema:

$$\begin{cases} A + B \cos \alpha_1 + C \sin \alpha_1 \\ \sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 = 1 \end{cases}$$

Sostituendo $\cos \alpha_1 = x$ e $\sin \alpha_1 = y$ si ottiene il sistema del secondo ordine:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x^2 + \left(\frac{-A - Bx}{C}\right)^2 = 1 \end{cases}$$

Dopo alcuni semplici passaggi algebrici:

$$\begin{cases} y = \frac{-A - Bx}{C} \\ x = \frac{-AB \pm C \sqrt{-A^2 + C^2 + B^2}}{C^2 + B^2} \end{cases}$$

Dove il segno \pm dipende dalla configurazione di montaggio del quadrilatero, quadrilateri di Grashof, e di conseguenza:

$$\alpha_1 = \cos^{-1} x$$

Per determinare il valore di α_2 , ricordando che:

$$z_2 \cos \alpha_2 = -z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{-z_1 \cos \alpha_1 + z_3 \cos \alpha_3 + z_4}{z_2} \right)$$

Ricordando, invece, l'equazioni delle velocità:

$$z_1 e^{i\alpha_1} i \dot{\alpha}_1 + z_2 e^{i\alpha_2} i \dot{\alpha}_2 - z_3 e^{i\alpha_3} i \dot{\alpha}_3 = 0$$

Proiettando l'equazione vettoriale lungo l'asse reale ed immaginario, si ottiene:

$$\begin{cases} -z_1 \dot{\alpha}_1 \sin \alpha_1 - z_2 \dot{\alpha}_2 \sin \alpha_2 + z_3 \dot{\alpha}_3 \sin \alpha_3 = 0 \\ z_1 \dot{\alpha}_1 \cos \alpha_1 + z_2 \dot{\alpha}_2 \cos \alpha_2 = 0 \end{cases}$$

Conoscendo $\dot{\alpha}_3$:

$$\dot{\alpha}_3 = \dot{\alpha}_{32}$$

Le incognite sono $\dot{\alpha}_2$ e $\dot{\alpha}_1$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_1 \sin \alpha_1 & -z_2 \sin \alpha_2 \\ z_1 \cos \alpha_1 & z_2 \cos \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\alpha}_1 \\ \dot{\alpha}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -z_3 \dot{\alpha}_3 \sin \alpha_3 \\ z_3 \dot{\alpha}_3 \cos \alpha_3 \end{Bmatrix}$$

Risolviendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\dot{\alpha}_1$ e $\dot{\alpha}_2$.

Ricordando l'equazione delle accelerazioni:

$$z_1 e^{i\alpha_1} (i\ddot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_1^2) + z_2 e^{i\alpha_2} (i\ddot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_2^2) - z_3 e^{i\alpha_3} (i\ddot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_3^2) = 0$$

Come al solito proiettando sull'asse reale ed immaginario:

$$\begin{cases} -z_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 - z_1 \sin \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 - z_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_2 \sin \alpha_2 \ddot{\alpha}_2 + z_3 \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 + \\ \quad + z_3 \sin \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 = 0 \\ z_1 \cos \alpha_1 \ddot{\alpha}_1 - z_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 - z_2 \sin \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 + z_2 \cos \alpha_2 \ddot{\alpha}_2 + z_3 \sin \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 - \\ \quad + z_3 \cos \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 = 0 \end{cases}$$

Sapendo che:

$$\ddot{\alpha}_3 = \ddot{\alpha}_{32}$$

Le incognite sono $\ddot{\alpha}_1$ e $\ddot{\alpha}_2$ riscrivendo il sistema nella seguente forma matriciale:

$$A x = b$$

Dove A è la matrice dei coefficienti dei termini incogniti, x il vettore dei termini incogniti e b il vettore dei termini noti, si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -z_1 \sin \alpha_1 & -z_2 \sin \alpha_2 \\ z_1 \cos \alpha_1 & z_2 \cos \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_1 \\ \ddot{\alpha}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 + z_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_3 \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 - z_3 \sin \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 \\ z_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1^2 + z_2 \sin \alpha_2 \dot{\alpha}_2^2 - z_3 \sin \alpha_3 \dot{\alpha}_3^2 + z_3 \cos \alpha_3 \ddot{\alpha}_3 \end{Bmatrix}$$

Risolvendo l'equazione rispetto al vettore dei termini incogniti:

$$x = A^{-1}b$$

Si ottengono i valori di $\ddot{\alpha}_1$ e $\ddot{\alpha}_2$. Così facendo si è determinata la posizione, velocità e accelerazione del motore in funzione delle coordinate geometriche del porta stampo.

5.3 Validazione cinematica diretta e inversa

Per verificare l'esattezza dei conti effettuati si assegna una legge di moto al porta stampo, anche in questo caso si è utilizzata un'accelerazione costante di tipo 1/3-1/3-1/3.

Valutando i dati di movimento ottenuti dalla legge di moto attraverso la cinematica inversa si ottengono le coordinate geometriche del braccio collegato direttamente al motore, le quali a loro volta, con procedimento inverso, vengono utilizzate per ottenere le coordinate geometriche del porta stampo. Successivamente queste nuove coordinate vengono confrontate con quelle delle legge di moto. Per verificare i risultati calcolati dalle due funzioni l'errore tra queste due set di coordinate dovrà essere zero. Per far questo è stata creato un'utility "Test_cin_stampo" con Matlab che crea la legge di moto, passa le coordinate alla cinematica inversa, la quale passa le sue coordinate alla cinematica diretta, con questi ultimi dati si calcola l'errore tra le coordinate geometriche calcolate e quelle della legge di moto. I grafici qui sotto riportano l'errore di posizione, velocità e accelerazione.

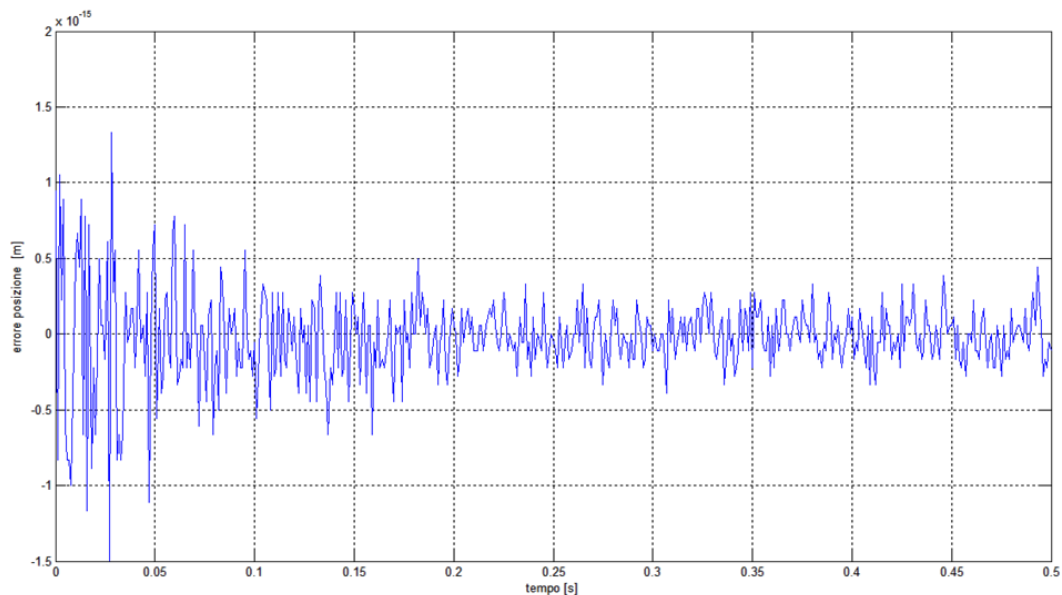


Figura 95: Errore posizione porta stampo

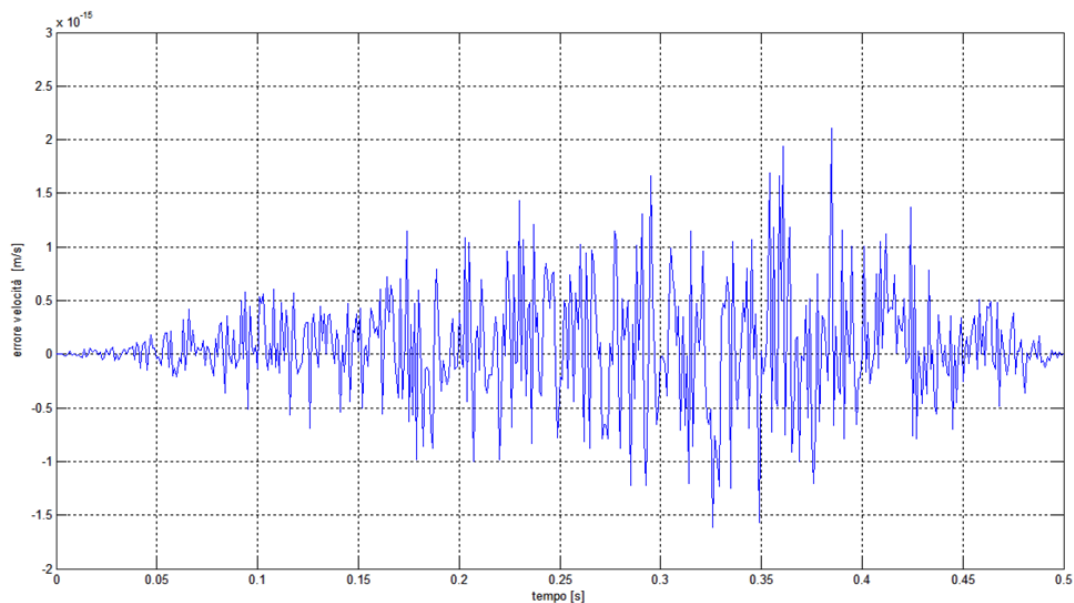


Figura 96: Errore velocità porta stampo

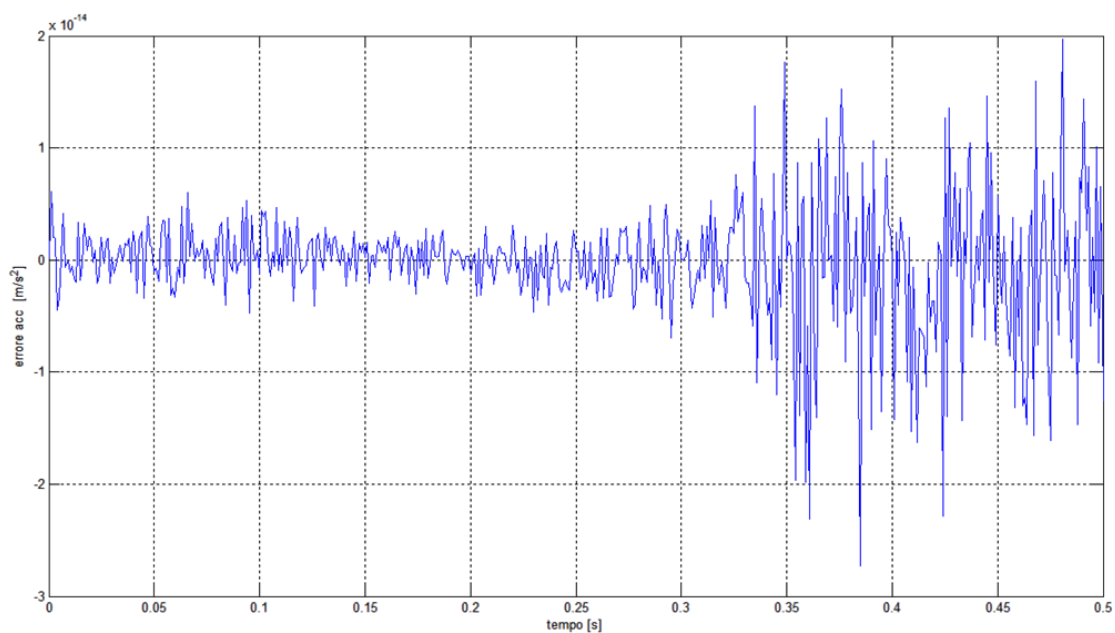


Figura 97: Errore accelerazione porta stampo

Come si può vedere dall'analisi dei grafici l'errore è praticamente nullo, infatti l'andamento visualizzato ha una scala delle ordinate che non ha alcun significato fisico, 10^{-15} mm per la posizione, 10^{-15} mm per le velocità e 10^{-14} mm per le accelerazioni.

Questa scala è dovuta alle approssimazioni del calcolatore, come ad esempio il valore del π , oppure al metodo iterativo utilizzato per invertire la matrice A .

Capitolo 6

Analisi dinamica

Obiettivo di questo capitolo è la determinazione della coppie e forze all'interno del sistema. Il sistema viene studiato attraverso due fasi la prima fase principalmente dinamica definisce il movimento del meccanismo dalla posizione iniziale di apertura stampi fino al momento precedente al contatto di chiusura dello due metà stampo, mentre la seconda fase è una fase statica dove le due metà stampo sono a contatto e hanno intrappolato il Parison. Durante questa fase il sistema non è in movimento, ma l'energia inserita nel sistema da parte del motore serve per deformare il sistema e per tagliare la parte di Parison che non serve nella creazione del flacone e di conseguenza questa fase è statica.

Per effettuare l'analisi del sistema esistono due differenti approcci:

- *dinamica diretta*: ha lo scopo di definire la forza di chiusura che il meccanismo è in grado di generare;

- *dinamica inversa*: serve per determinare le forze nello spazio dei giunti in funzione della forza esterna di chiusura.

6.1 Dinamica diretta

Scopo dell'analisi dinamica diretta è quello di determinare la forza di chiusura dello stampo partendo dalla coppia del motore conosciuta. Questa analisi è utile per determinare le forze che il sistema è in grado di generare. Per effettuare lo studio della dinamica diretta esistono due metodi:

- *principio dei lavori virtuali o PLV;*
- *equazioni di Eulero.*

In questo caso si è scelto di utilizzare le equazioni di Eulero in quanto permettono fin da subito di determinare la coppia nei giunti secondari. Anche in questo caso gli elementi che rototraslano vengono studiati tramite masse di sostituzione. In questo caso ci sono due elementi che rototraslano all'interno del sistema: Z2 per quanto riguarda il primo meccanismo mentre Z5 per il secondo meccanismo.

6.1.1 Masse di sostituzione

Ricordando che nel caso di corpo rigido è equivalente ad un sistema di sole $m = 3$ masse aventi coordinate x_i prefissate. Per quanto riguarda il primo elemento della catena cinematica Z2 definendo i punti come nell'immagine seguente.

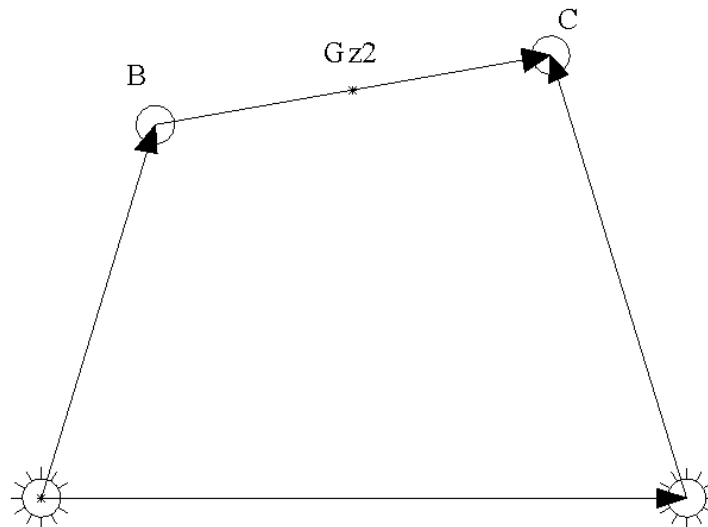


Figura 98: Schema masse di sostituzione Z2

Come fatto in precedenza si utilizzano due masse ed un momento d'inerzia puro m_B , m_C e J_{Z20} nei punti B , C e G_{Z2} ;

Di conseguenza, le tre equazioni di equivalenza delle masse portano a:

$$m_B + m_C = m_{Z2}$$

$$m_B a^2 + m_C b^2 + J_{Z20} = J_{Z2}$$

$$m_B a - m_C b = 0$$

Dove a è la distanza tra il punto B e il punto G_{Z20} , mentre b è l'equivalente di a , ma per il punto C , m_{Z2} e J_{Z2} rappresentano le caratteristiche inerziali della biella. Risolvendo il sistema si ottiene:

$$m_B = m_{Z2} \frac{b}{a+b} \quad m_C = m_{Z2} \frac{a}{a+b} \quad J_{Z20} = J_{Z2} - m_{Z2} ab$$

Mentre per $Z5$ con riferimento alla seguente figura.

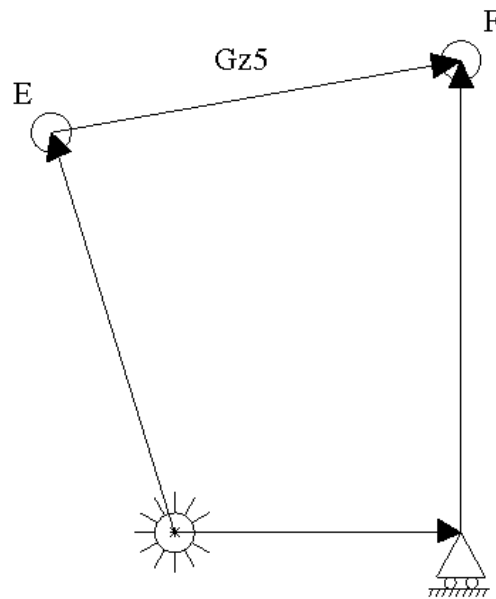


Figura 99: Schema masse di sostituzione Z5

Le due masse ed il momento d'inerzia puro sono: m_E , m_F e J_{Z5} nei punti E , F e G_{Z5} ;

Le tre equazioni di equivalenza delle masse portano a:

$$m_E + m_F = m_{Z5}$$

$$m_E c^2 + m_F d^2 + J_{Z50} = J_{Z5}$$

$$m_E c - m_F d = 0$$

Dove c è la distanza tra il punto E e il punto G_{Z5} , mentre d è l'equivalente di c , ma per il punto F , m_{Z5} e J_{Z5} rappresentano le caratteristiche inerziali della biella. Risolvendo il sistema si ottiene:

$$m_E = m_{Z5} \frac{d}{c+d} \quad m_F = m_{Z5} \frac{c}{c+d} \quad J_{Z50} = J_{Z5} - m_{Z5} c d$$

Definite le caratteristiche dinamiche delle bielle, si può passare all'analisi dinamica del meccanismo. Per quanto riguarda il primo meccanismo, facendo riferimento alla prossima figura.

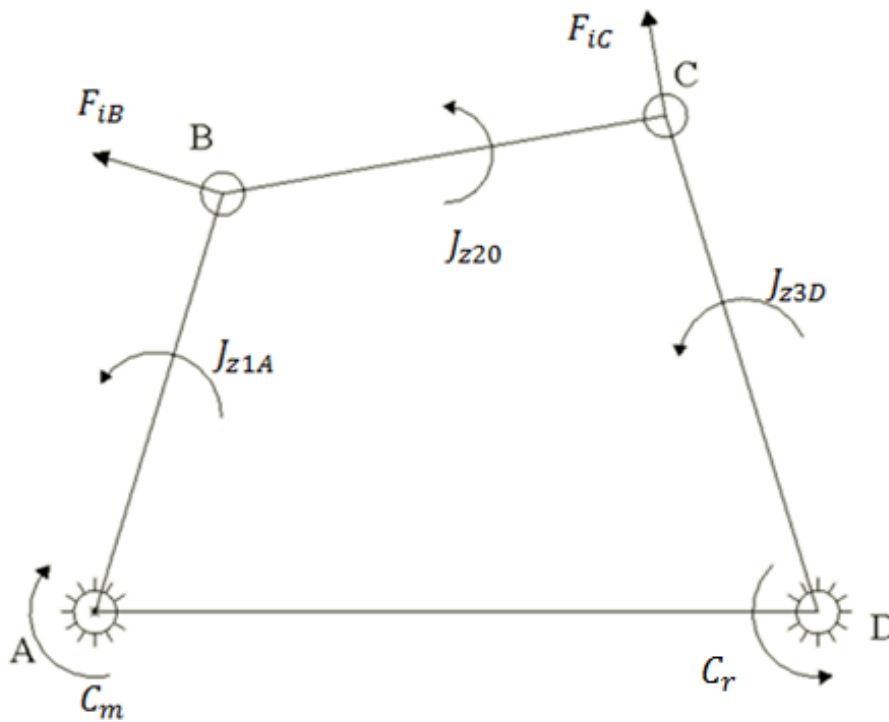


Figura 100: Schema dinamico primo meccanismo

E facendo l'equilibrio alla rotazione attorno al punto A si ottiene:

$$C_r = C_m - J_{z1A}\ddot{\alpha}_1 - F_{iB}Z_1 - J_{z20}\ddot{\alpha}_2 - J_{z3D}\ddot{\alpha}_3 + F_{iC}Z_3$$

Dove C_r è la coppia resistente che si trasmette al secondo meccanismo, C_m è la coppia motrice, J_{z1A} è l'inerzia del braccio Z1 rispetto al punto A, F_{iB} è la forza d'inerzia dovuto alla massa di sostituzione m_B , J_{z20} è l'inerzia di sostituzione del braccio Z2, J_{z3D} è l'inerzia di Z3 rispetto al punto D e F_{iC} la forza d'inerzia dovuta alla massa di sostituzione m_C . Le forze d'inerzia valgono:

$$F_{iB} = m_B Z_1 \ddot{\alpha}_1$$

$$F_{iC} = m_C Z_3 \ddot{\alpha}_3$$

Mentre il secondo meccanismo, con riferimento alla prossima figura.

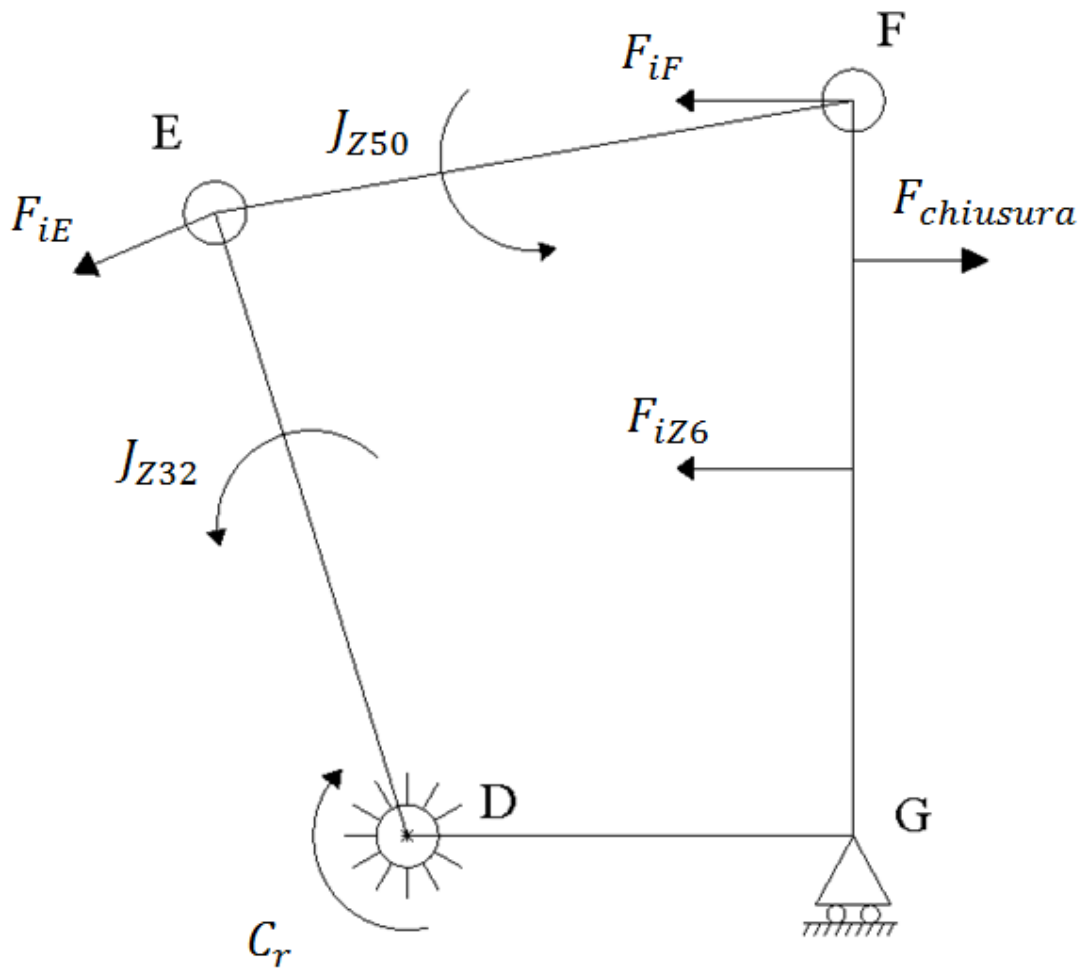


Figura 101: Schema dinamico secondo meccanismo

Facendo l'equilibrio dinamico alla rotazione attorno al punto D:

$$F_{chiusura} = C_r - J_{Z32}\ddot{\alpha}_{32} - F_{iE} Z_{32} - J_{Z50}\ddot{\alpha}_5 - F_{iF} Z_6 - F_{iZ6} y_{Z6}$$

Dove $F_{chiusura}$ è la forza di chiusura generata dal meccanismo, J_{32} è l'inerzia del braccio Z32 rispetto al punto D, F_{iE} è la forza d'inerzia dovuto alla massa di sostituzione m_E , J_{Z50} è l'inerzia di sostituzione del braccio Z5, F_{iF} è la forza d'inerzia dovuta alla massa di sostituzione m_F e F_{iZ6} è la forza d'inerzia del porta stampo e metà stampo. Le forze d'inerzia valgono:

$$F_{iE} = m_E Z_{32} \ddot{\alpha}_{32}$$

$$F_{iF} = m_F Z_6 \ddot{Z}_7$$

6.2 Dinamica inversa

Scopo dell'analisi dinamica inversa è quello di determinare la coppia che deve erogare il motore conoscendo la forza di chiusura. Anche in questo caso si è scelto di utilizzare la dinamica attraverso le equazioni di Eulero. Le considerazioni effettuate nel paragrafo precedente per quanto riguardano le masse di sostituzione restano valide anche in questo paragrafo. Partendo dal secondo meccanismo e ricordando l'equazione dinamica del paragrafo precedente, ottenuta facendo l'equilibrio alla rotazione attorno al punto D, si ottiene:

$$C_r = F_{chiusura} + J_{Z32}\ddot{\alpha}_{32} + F_{iE} Z_{32} + J_{Z50}\ddot{\alpha}_5 + F_{iF} Z_6 + F_{iZ6} y_{Z6}$$

Mentre per il primo meccanismo si ottiene, facendo l'equilibrio attorno al punto A:

$$C_m = C_r + J_{Z1A}\ddot{\alpha}_1 + F_{iB}Z_1 + J_{Z20}\ddot{\alpha}_2 + J_{Z3D}\ddot{\alpha}_3 - F_{iC}Z_3$$

Capitolo 7

Simulazione Adams

Scopo di questo capitolo è la costruzione del modello della chiusura stampo all'interno del software ADAMS. Sviluppato il modello si assegnerà la legge di moto al porta stampo, in modo da valutare l'andamento delle posizioni, velocità, accelerazioni e coppie. Ottenuti gli andamenti questi verranno confrontati con quelli ottenuti mediante le formule descritte nei paragrafi precedenti, con l'obiettivo di validare i conti svolti così da assicurare che l'analisi di sensitività che si svilupperà nel prossimo capitolo riporterà informazioni corrette.

7.1 Legge di moto porta stampo

Obiettivo delle legge di moto è quelle di descrivere il movimento del porta stampo in ogni istante. Il movimento è suddiviso in due parti, apertura del sistema, che consiste nell'allontanamento dei porta stampi e chiusura che consiste nel portare a contatto le due meta dello stampo. Entrambi i due movimenti sono composti da legge ad accelerazione costante di tipo $1/3$, $1/3$ e $1/3$. Come anticipato dal nome questa legge di moto si divide in tre parti, le quali hanno durata uniforme di un terzo del tempo totale di movimento. Nella prima parte di tale legge, si ha un accelerazione con valore costante, nella seconda parte si ha accelerazione nulla e di conseguenza velocità costante, mentre nell'ultima parte si ha una decelerazione costante. Che porta il sistema a raggiungere la posizione desiderata con velocità nulla. Il diagramma delle velocità di conseguenza risulta avere una forma di trapezio, mentre quello degli spostamenti possiede due tratti parabolici ed uno lineare. Per descrivere tale movimento si definiscono T_1, T_2 e T_3 le durate dei tre intervalli. Il valore di velocità massima si calcola sapendo che l'area sottotesa al diagramma delle velocità equivale allo spostamento, perciò, essendo l'andamento della velocità trapezoidale si ottiene:

$$\frac{(T_1 + 2T_2 + T_3) V_{max}}{2} = \Delta s$$

Di conseguenza:

$$V_{max} = \frac{2\Delta s}{T_1 + 2T_2 + T_3}$$

Il valore dell'accelerazione e il modulo della decelerazione valgono:

$$A = \frac{V_{max}}{T_1}; \quad D = \frac{V_{max}}{T_3}$$

Nel caso in cui si indica T_1 e T_3 in funzione del periodo T tramite i coefficienti λ_1 e λ_3 e siccome la legge di moto è simmetrica, cioè $\lambda_1 = \lambda_3 = \lambda$ si ottiene:

$$V_{max} = \frac{\Delta s}{T} \frac{1}{1 - \lambda}$$

$$A = D = \frac{\Delta s}{T^2} \frac{1}{\lambda(1 - \lambda)}$$

Una volta determinati i parametri fondamentali della legge di moto, nel primo tratto si avrà che lo spostamento, la velocità e l'accelerazione si determinano come:

$$s = \frac{1}{2} At^2$$

$$v = At$$

$$a = A$$

Mentre per il secondo tratto si avrà:

$$s = \frac{1}{2} At_1^2 + V(t - T_1)$$

$$v = V$$

$$a = 0$$

Infine per l'ultimo tratto:

$$s = \frac{1}{2} At_1^2 + VT_2 + V(t - T_a) - \frac{1}{2} D(t - T_a)^2$$

$$v = V - (t - T_a)$$

$$a = -D$$

Dove $T_a = T_1 + T_2$.

Concatenando le due legge di moto ad accelerazione costante, si ottiene la legge di moto definitiva del porta stampo.

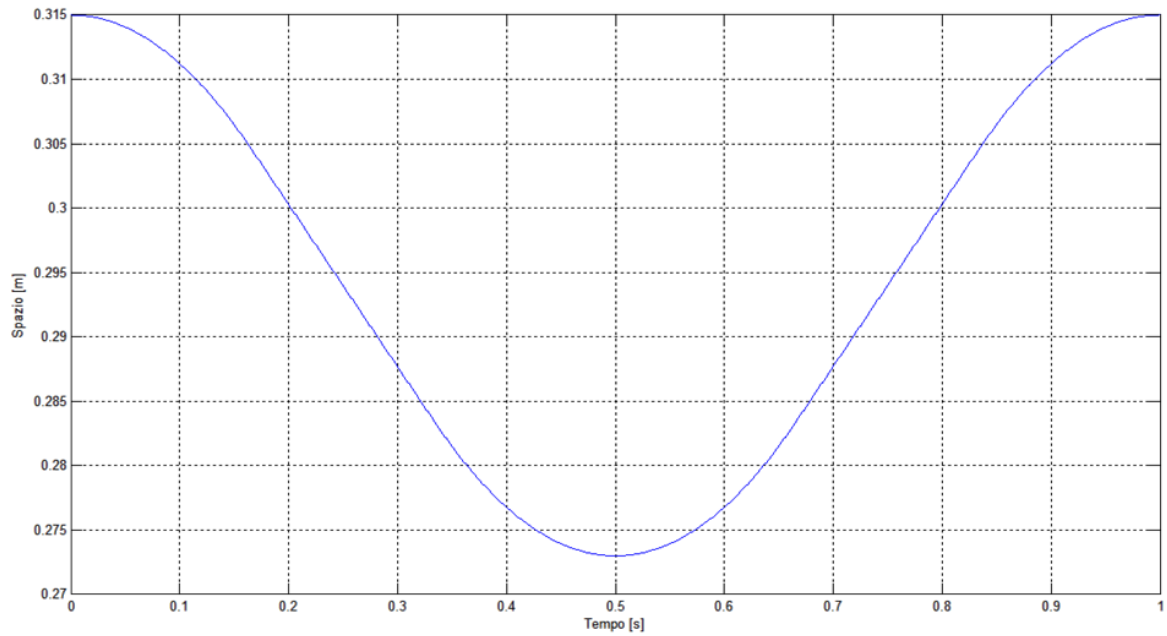


Figura 102: Spostamento porta stampo

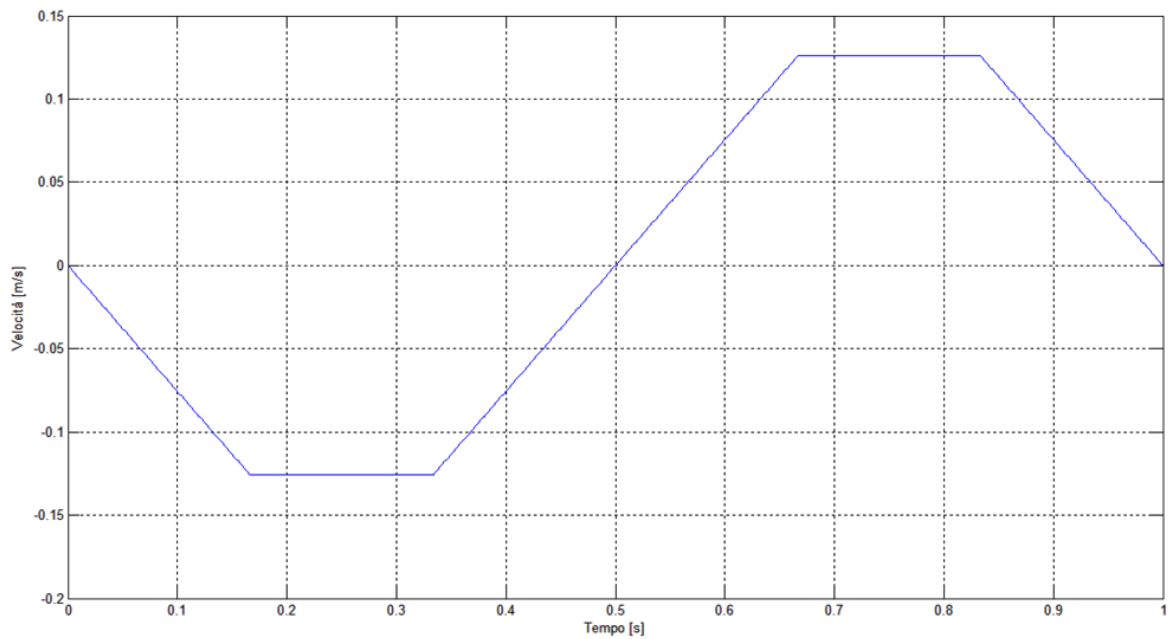


Figura 103: Velocità porta stampo

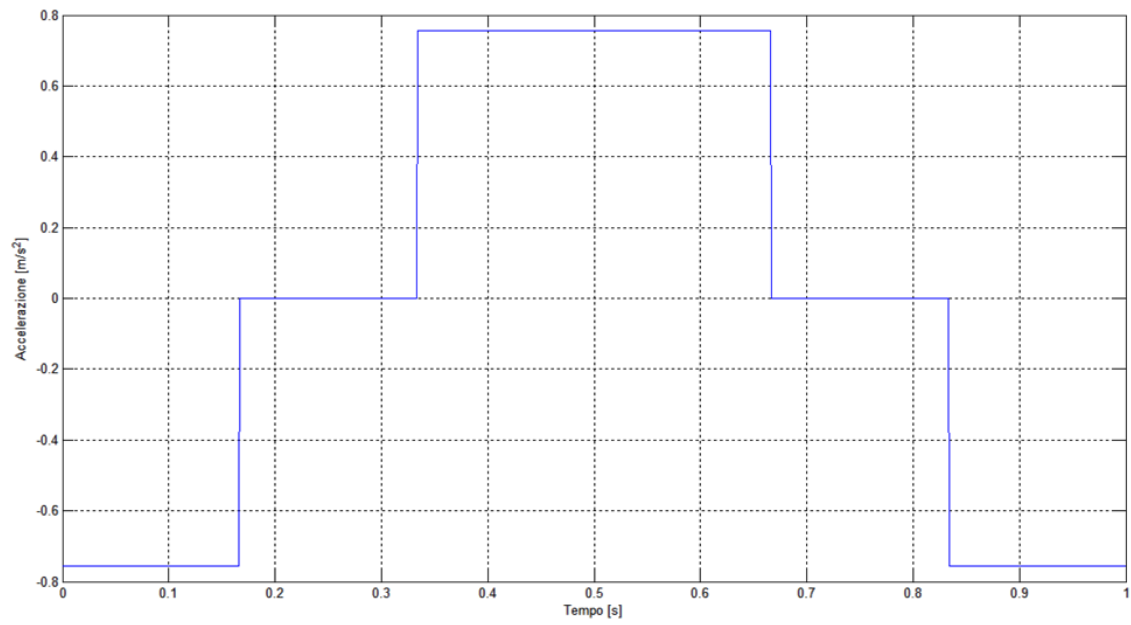


Figura 104: Accelerazione porta stampo

7.2 Simulazione ADAMS

Il primo passo è stato quello di importare la geometria solida del sistema chiusura all'interno del software ADAMS 2010 (7), per fare questo si è passati attraverso un parasolid versione 14 che è la versione più recente supportata da questo software.

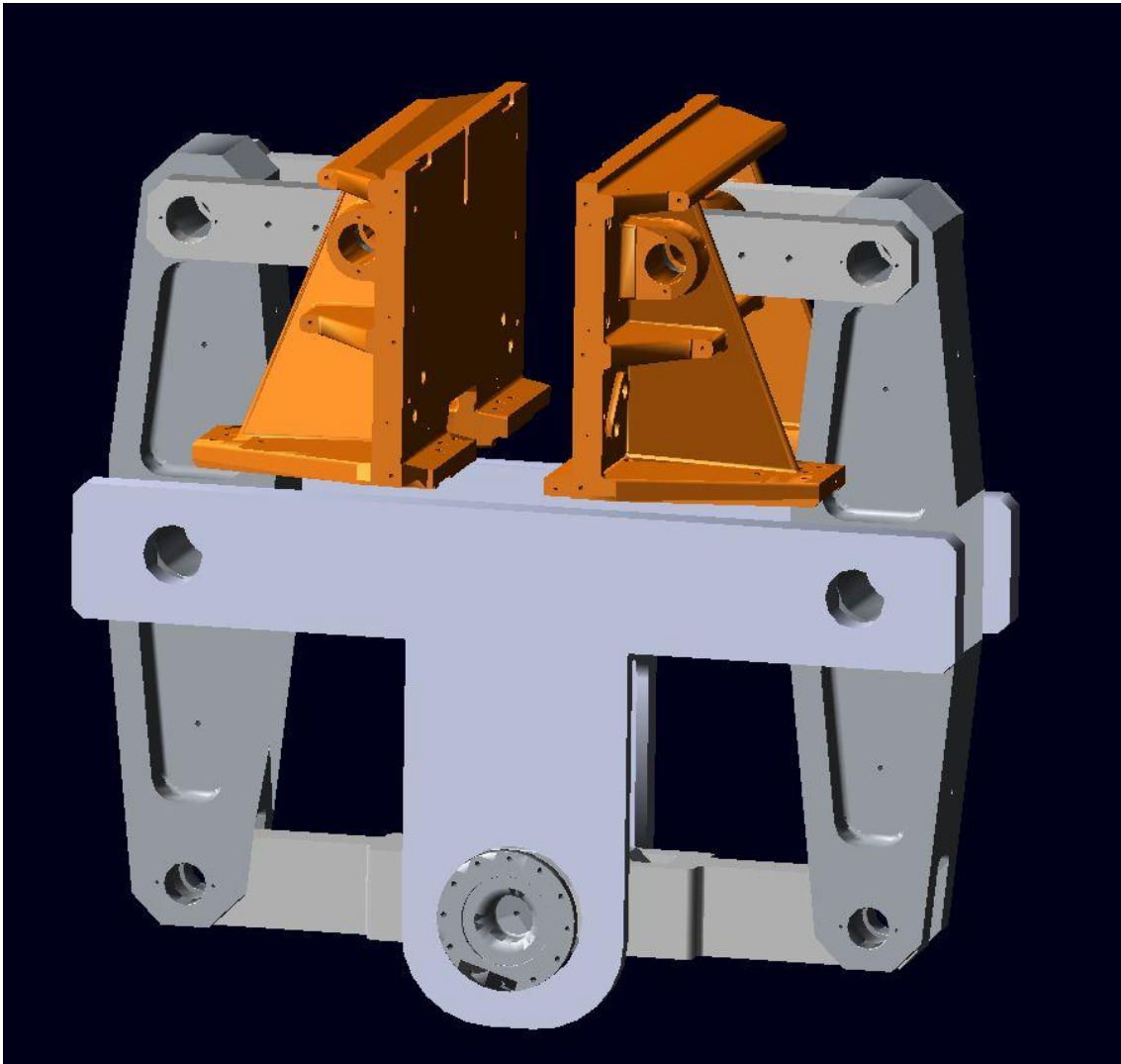


Figura 105: Modello chiusura ADAMS

Importato il solido del sistema si è passati all'assegnazione delle proprietà fisiche tramite la funzione Mody Body, ai vari componenti presenti nella catena cinematica. I componenti sono tutti in Acciaio a parte lo stampo che in Alluminio, questo per permettere un efficace raffreddamento dello stampo rispetto al parison.

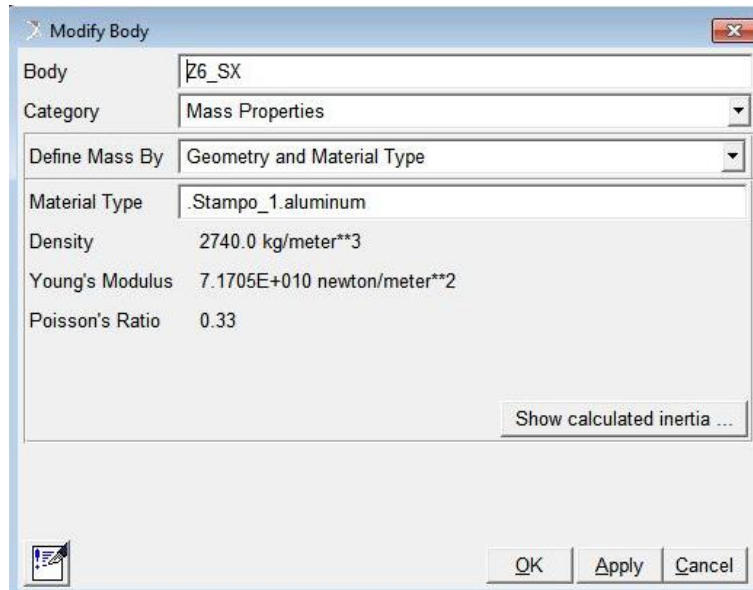


Figura 106: Funzione Modify Body ADAMS

Assegnate le caratteristiche fisiche al sistema, si è passati all'assegnazione dei vari vincoli che legano tra di loro i vari elementi, come visto già nell'analisi cinematica sono quasi tutte cerniere a parte il porta stampo che traslando sui dei pattini a ricircolo di sfere a bisogno di un vincolo che possiede come grado di libertà la traslazione.

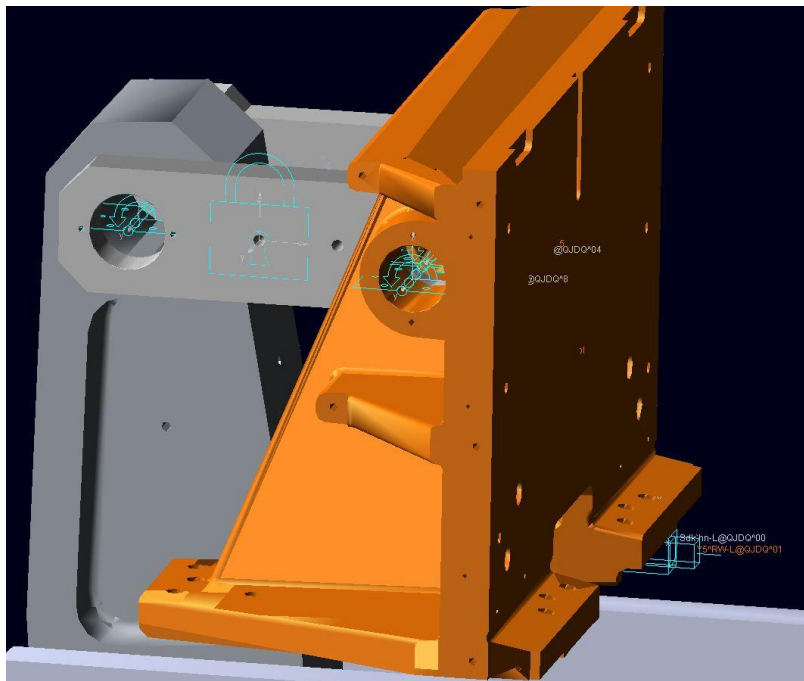


Figura 107: Esempio di vincolo in ADAMS

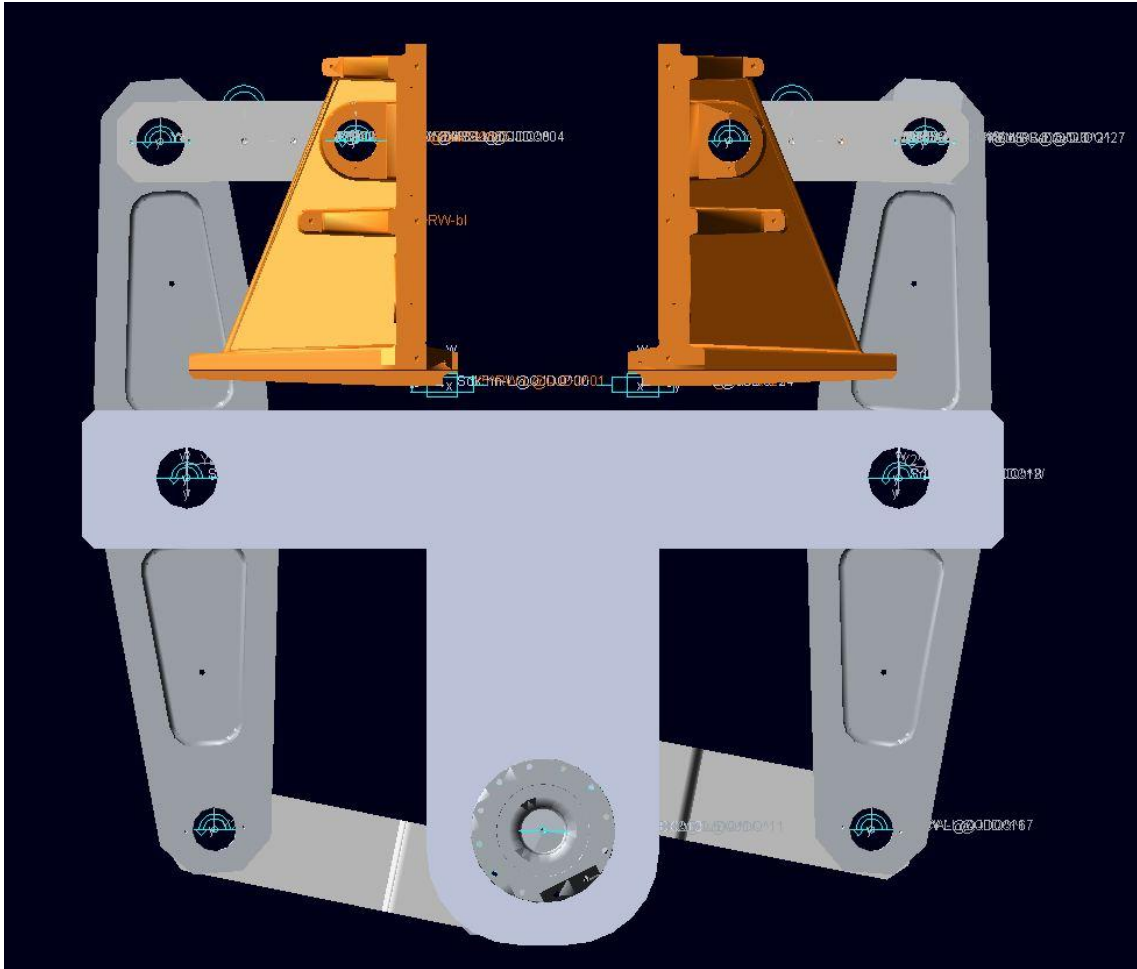


Figura 108: Modello completamente vincolato

Infine si è importata le legge di moto sviluppata nel precedente capitolo attraverso la creazione di un elemento spline, si è assegnata al grado di libertà dell'elemento traslazione e si è lanciata la simulazione cinematica e dinamica del sistema. Una volta effettuata la simulazione si è lanciato la parte di programma che effettua il post-processor per analizzare gli andamenti di spostamento, velocità e accelerazione all'interno della catena cinematica. A titolo di esempio si riporta un output fornito dal software.

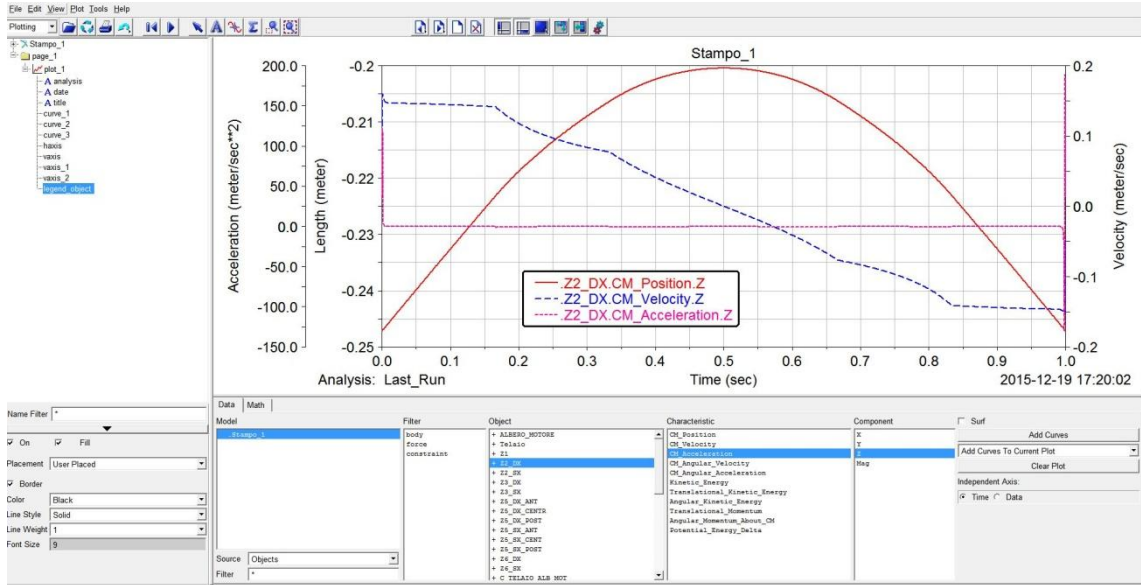


Figura 109: Schermata Post-Processor in ADAMS

7.3 Validazione

Costruita la simulazione in ADAMS ed implementate le formule dei precedenti capitoli in Matlab, si sono confrontati i risultati ottenuti dai due software per validare i conti effettuati e confermare quindi i risultati che saranno analizzati nel prossimo capitolo. Per fare questo si è dovuti esportare i risultati di ADAMS in Matlab mediante la creazione di un file .txt di appoggio per le varie componenti analizzate.

Il confronto è stato effettuato confrontando gli spostamenti, le velocità, le accelerazioni e le coppie risultanti sull'albero scanalato collegato direttamente al motore. Dal primo grafico si può apprezzare l'andamento della rotazione dell'albero rispetto al telaio, in rosso l'andamento calcolato in Matlab, mentre in nero l'andamento ottenuto mediante l'analisi in ADAMS.

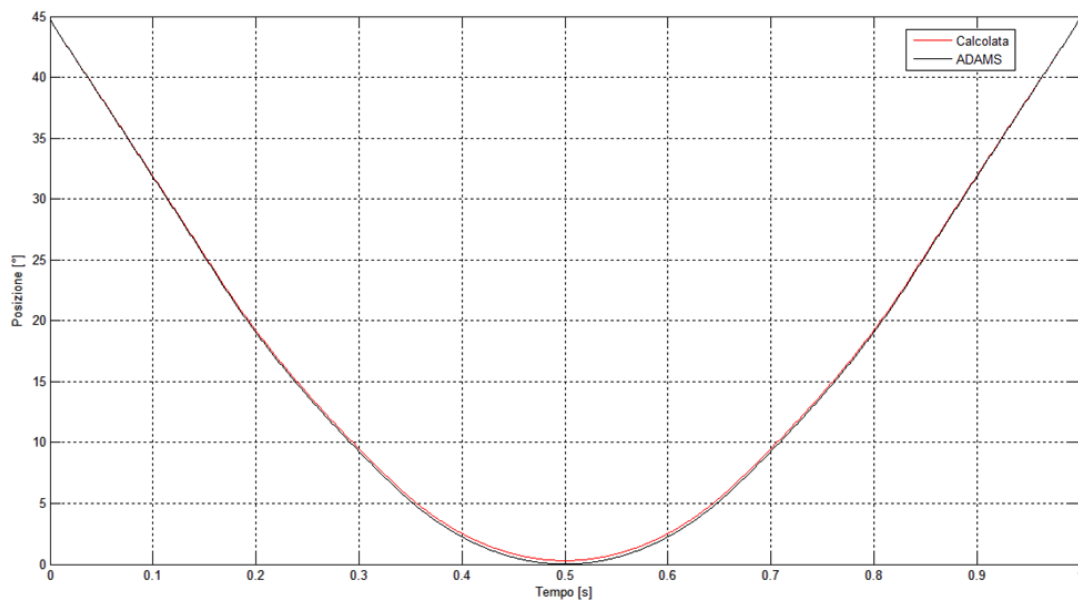


Figura 110: Confronto posizione albero scanalato

La piccola differenza è data dall'approssimazione della quota del telaio del primo meccanismo. Per quanto riguarda la velocità dell'albero scanalato il prossimo grafico ne riporta il confronto.

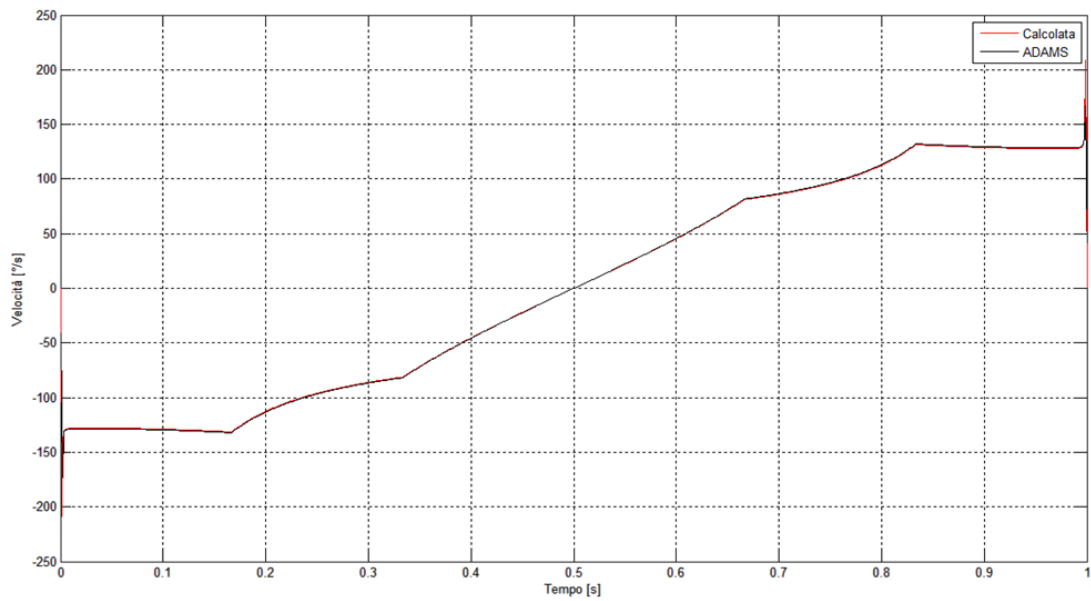


Figura 111: Confronto velocità albero scanalato

In questo caso si ha una perfetta sovrapposizione delle due curve. Mentre il prossimo grafico riporta l'andamento dell'accelerazione.

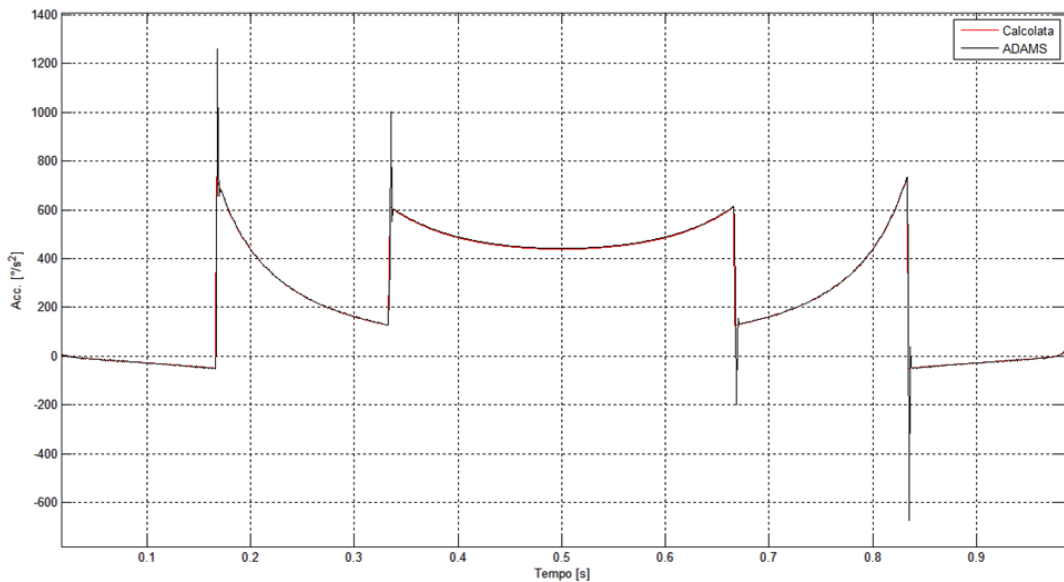


Figura 112: Confronto accelerazioni albero scanalato

Anche in questo caso si ha una elevata corrispondenza tra le due curve. Infine l'ultima comparazione è stata effettuata sulle coppie.

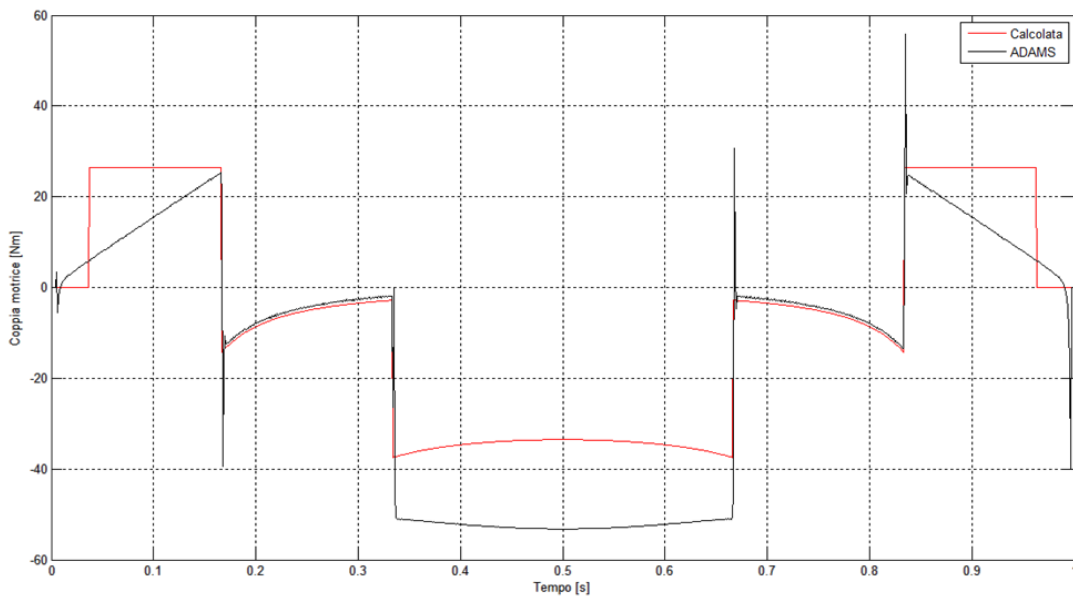


Figura 113: Confronto coppie albero scanalato

La differenza in questo caso è data dall'approssimazione dovuta all'utilizzo delle masse di sostituzione nelle due bielle presenti all'interno del meccanismo. E' un approssimazione accettabile in quanto va ad influire sul picco, ma essendo la fase rappresentata quella dinamica, tale picco non è comparabile con il picco che risulta nella fase statica dovuto alla alte forza che si generano per deformare la struttura in modo tale da portare il sistema nella configurazione di chiusura, la quale ne evita la riapertura.

Capitolo 8

Analisi di sensitività

Questa analisi consiste nel valutare gli effetti sui risultati forniti dal modello creato in precedenza indotti da modifiche nei valori delle variabili di ingresso. Si parla in genere di analisi di sensitività per comprendere come le varie variabili indipendenti del sistema influenzano le scelte progettuali del progettista, si va a valutare cosa cambia al livello delle variabili significative del sistema, in modo tale da permettere di effettuare le scelte progettuali. L'analisi di sensitività, quindi, mira a rispondere a domande del tipo: cosa accade se si cambia la lunghezza di un braccio del meccanismo?

L'analisi di sensitività mira in primo luogo a migliorare il processo decisionale, soprattutto attraverso una valutazione della robustezza della decisione presa. Essa inoltre evidenzia i fattori il cui valore conviene meglio stimare, quelli che risulta opportuno mantenere sotto stretto controllo in fase di esecuzione del progetto e quali, la loro variazione, non assume grande significato.

Siccome durante il movimento di chiusura degli stampi si distinguono due fasi, la prima completamente dinamica cioè da quando si inizia la chiusura fino a quando le due metà stampo non si toccano, mentre la seconda avviene quando le due metà stampo si toccano e il sistema deforma sotto la coppia del motore per raggiungere la posizione di allineamento del meccanismo, l'analisi di sensitività è stata suddivisa secondo queste due fasi. Quindi si ha:

- fase dinamica;
- fase “statica”.

8.1 Fase dinamica

In questa fase si sono scelte come variabili indipendenti del sistema le lunghezze caratteristiche dei bracci, che rappresentano i gradi di libertà del progettista, mentre assume come variabili dipendenti del sistema gli andamenti caratteristici degli angoli del meccanismo e la coppia che deve erogare il motore.

Prima di variare le lunghezze del meccanismo, bisogna verificare che il meccanismo sia sempre in grado di allinearsi nella posizione finale. Per assicurarsi che ciò accada bisogna inserire la seguente equazione:

$$Z_1 + Z_2 = K + Z_5$$

Questa equazione permette di legare le lunghezze Z_1 , Z_2 e Z_5 in modo tale da assicurare il perfetto allineamento del sistema. Questo significa che se si vuole variare uno dei parametri di conseguenza anche gli altri due varieranno seguendo la precedente equazione. Il valore K è la larghezza dello stampo sommato alla larghezza del porta stampo.

8.1.1 Influenza coordinata Z_1

Come primo valore si è fatto variare il parametro Z_1 , scegliendo un intervallo di cinque millimetri, il grafico sottostante riporta gli andamenti di posizione, velocità ed accelerazione della coordinata α_1 , si visualizzano questi andamenti in quanto questa è la coordinata di controllo del sistema.

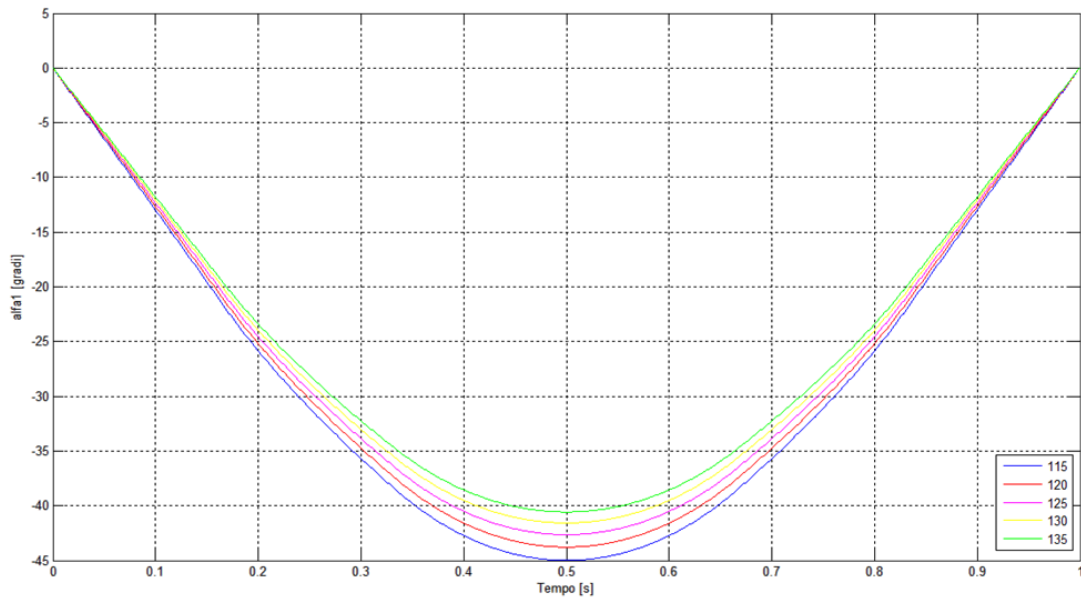


Figura 114: Variazione posizione motore in funzione di Z1

In questo grafico è riportato l'andamento della posizione del motore in un movimento tipico di apertura e chiusura. Come si può vedere all'aumentare della lunghezza della coordinata Z1 diminuisce l'angolo che deve percorrere il motore, inoltre nel caso di lunghezza inferiore a centoventi millimetri bisogna persino invertire, inizialmente ed alla fine, la posizione del motore.

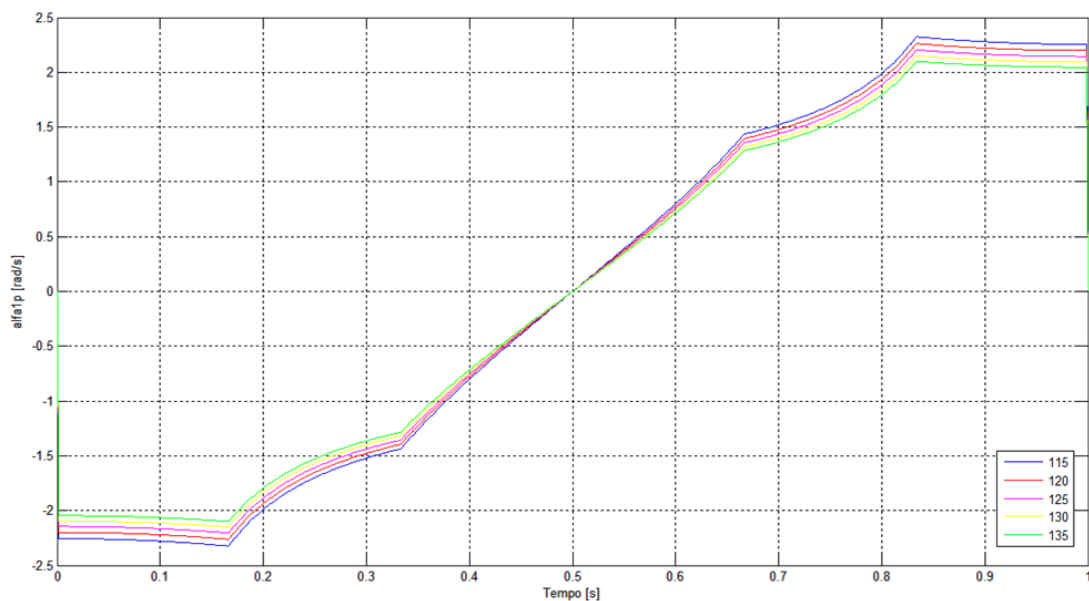


Figura 115: Variazione velocità motore in funzione di Z1

Per quanto riguarda la velocità, dall'analisi del grafico precedente, permette di verificare come all'aumentare di $Z1$ diminuisce la velocità del motore, questo avviene per via del minore spazio che deve percorrere il motore.

Il grafico successivo riporta la variazione della velocità in funzione della lunghezza di $Z1$.

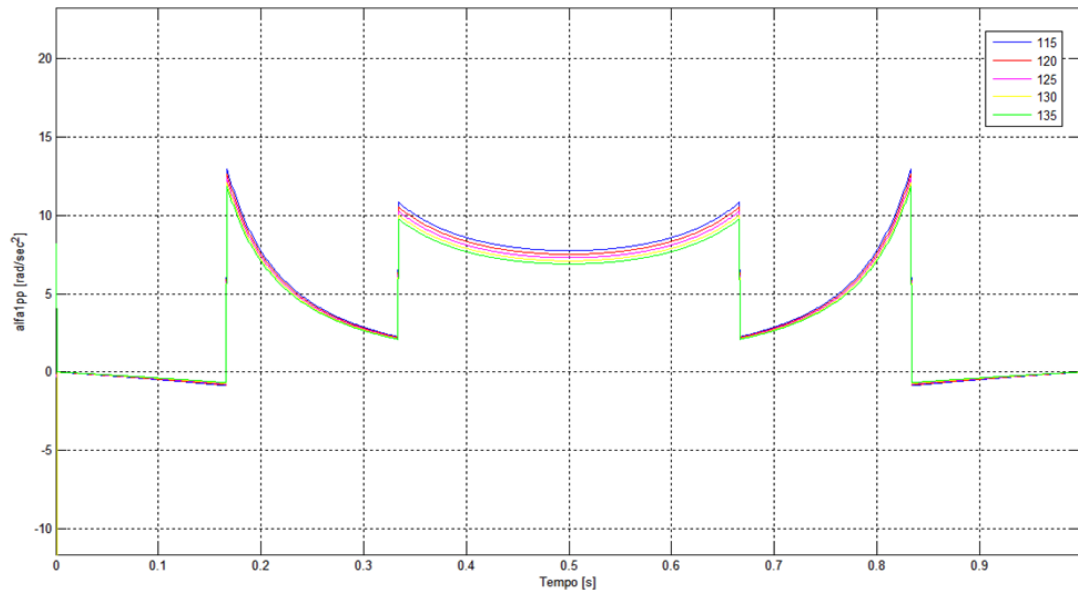


Figura 116: Variazione accelerazione motore in funzione di $Z1$

Anche in questo caso all'aumentare della coordinata $Z1$ diminuiscono le accelerazioni che il motore deve erogare. Infine, ultimo elemento da analizzare in questo caso sono le coppie resistente che dovrà vincere il motore. Il grafico successivo ne riporta il risultato dell'analisi.

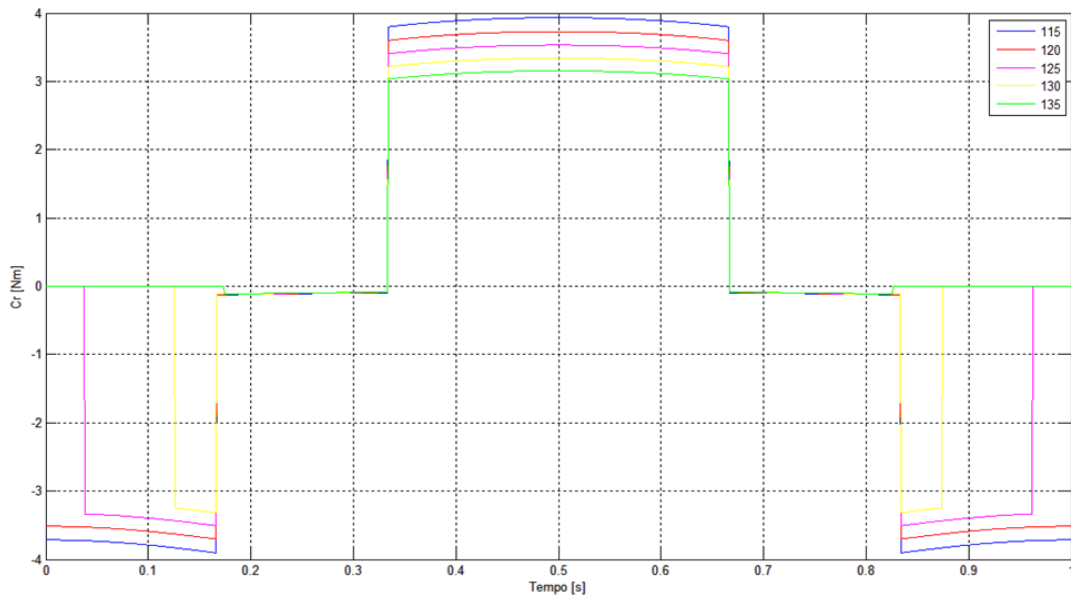


Figura 117: Variazione coppia resistente in funzione di Z1

In questo caso all'aumentare della lunghezza di Z1 diminuiscono le coppie resistenti, questo è confermato anche dal fatto che le accelerazioni hanno andamento decrescente rispetto all'aumento di lunghezza del braccio Z1.

8.1.2 Influenza coordinata Z3

Seconda coordinata analizzata è la lunghezza di Z3, in questo caso si è scelto come passo tra una lunghezza e l'altra di dieci millimetri, la coordinata dipende scelta è come quella in precedenza.

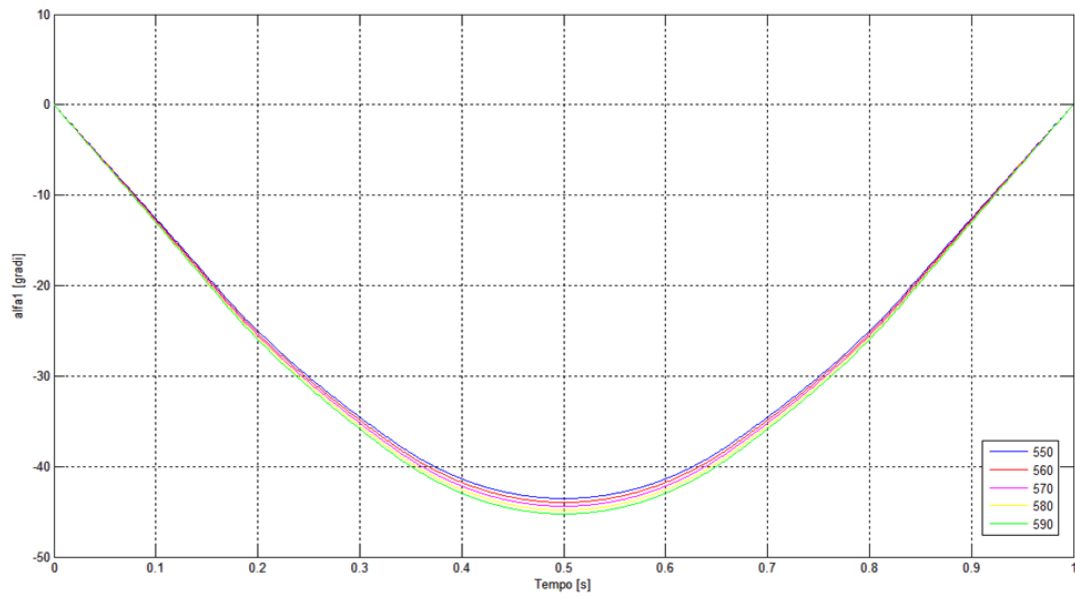


Figura 118: Variazione posizione motore in funzione di Z3

Come si può vedere dal grafico precedente all'aumentare della lunghezza del braccio Z3 aumenta lo spazio percorso.

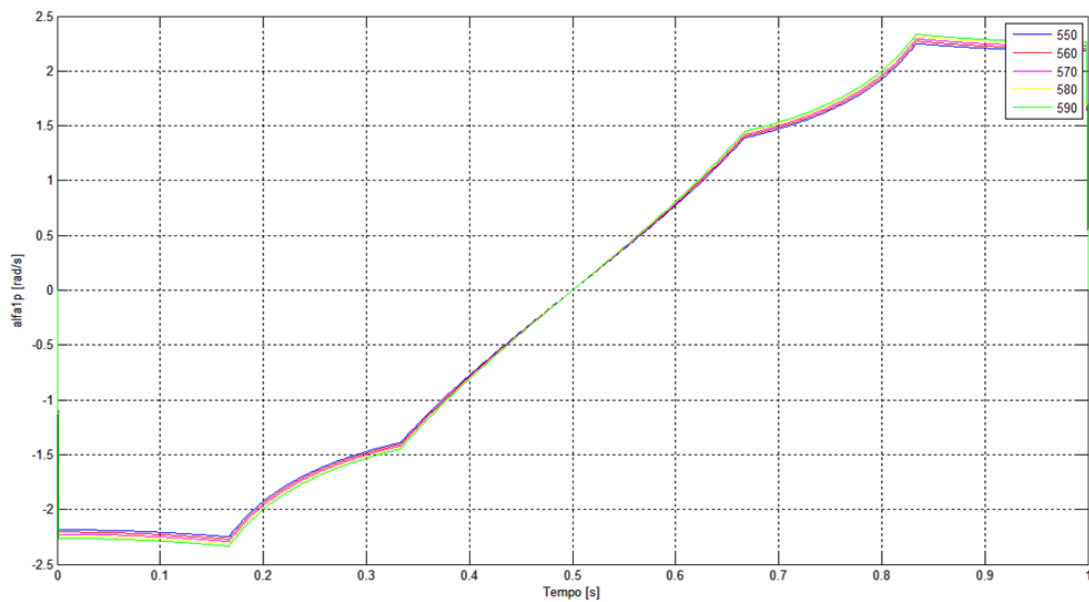


Figura 119: Variazione velocità motore in funzione di Z3

In questo caso anche le velocità aumentano all'aumentare della lunghezza del braccio Z3, questo è confermato dal fatto che il sistema a parità di tempo deve percorrere un angolo superiore nel caso di braccio più lungo.

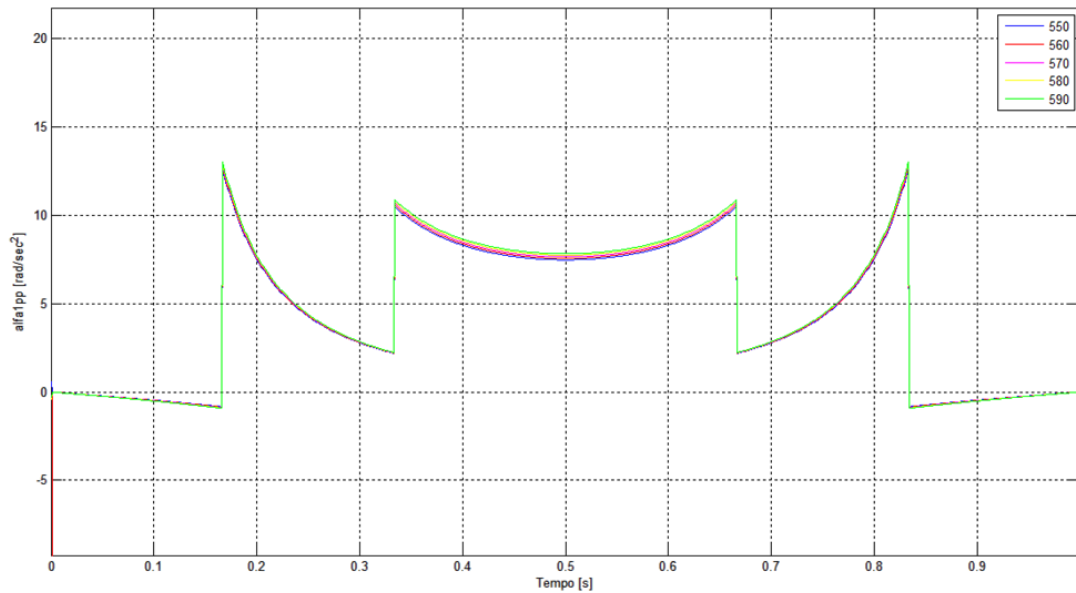


Figura 120: Variazione accelerazione motore in funzione di Z3

Anche in questo caso all'aumentare della lunghezza del braccio Z3 aumentano le accelerazioni del motore. Infine, si riporta l'analisi delle coppie.

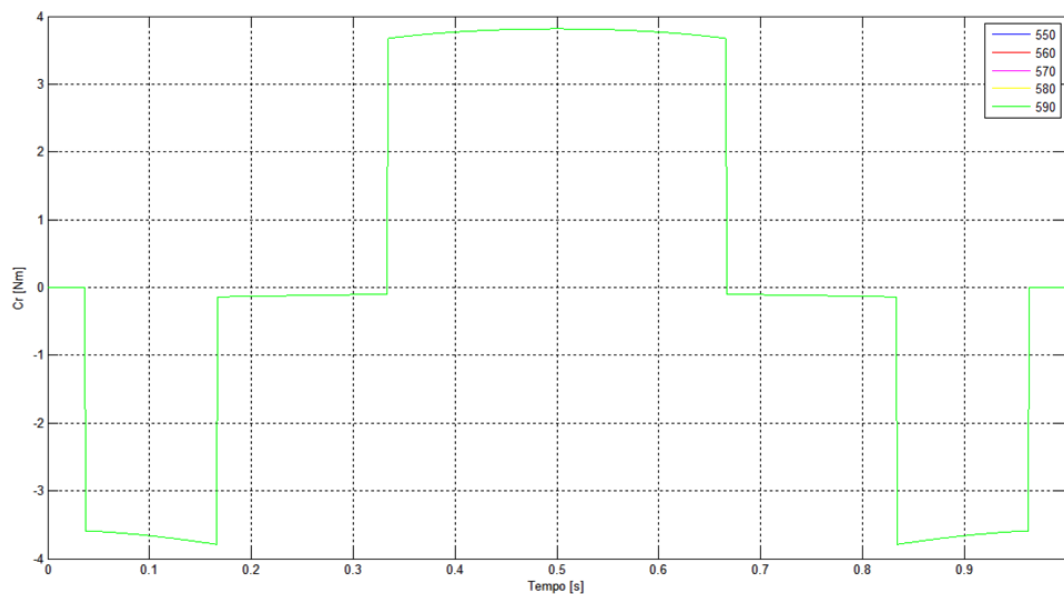


Figura 121: Variazione coppia resistente in funzione di Z3

In questo caso, invece, nonostante le accelerazioni variano al variare della lunghezza di Z3, la coppia resistente non risulta influenzata questo perché il braccio Z3 non rientra in nessuna delle equazione viste in precedenza.

8.1.3 Influenza coordinata Z32

Come terzo parametro si è scelto la coordinata Z32, anche in questo caso si è tenuto come riferimento dipendente la coordinata del motore, in modo tale da mantenere un confronto uniforme.

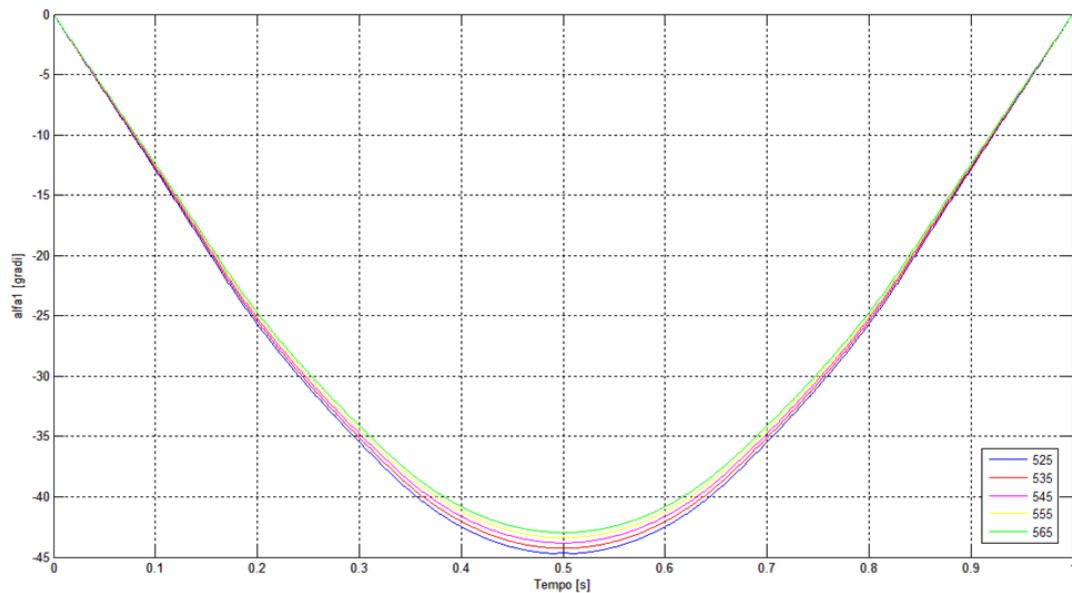


Figura 122: Variazione posizione motore in funzione di Z32

Come si evince dal grafico precedente all'aumentare della lunghezza di Z32 diminuisce lo spazio percorso.

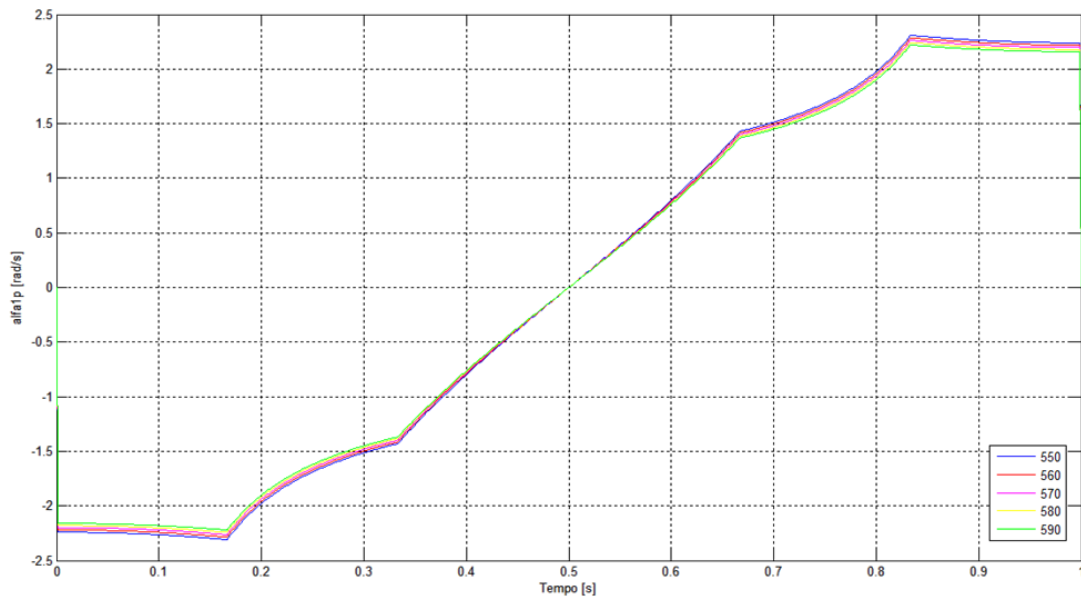


Figura 123: Variazione velocità motore in funzione di Z32

In questo all'aumentare della lunghezza di Z32 diminuisce la velocità del motore, questo perché diminuisce lo spazio che il motore deve percorrere all'aumentare della lunghezza di Z32.

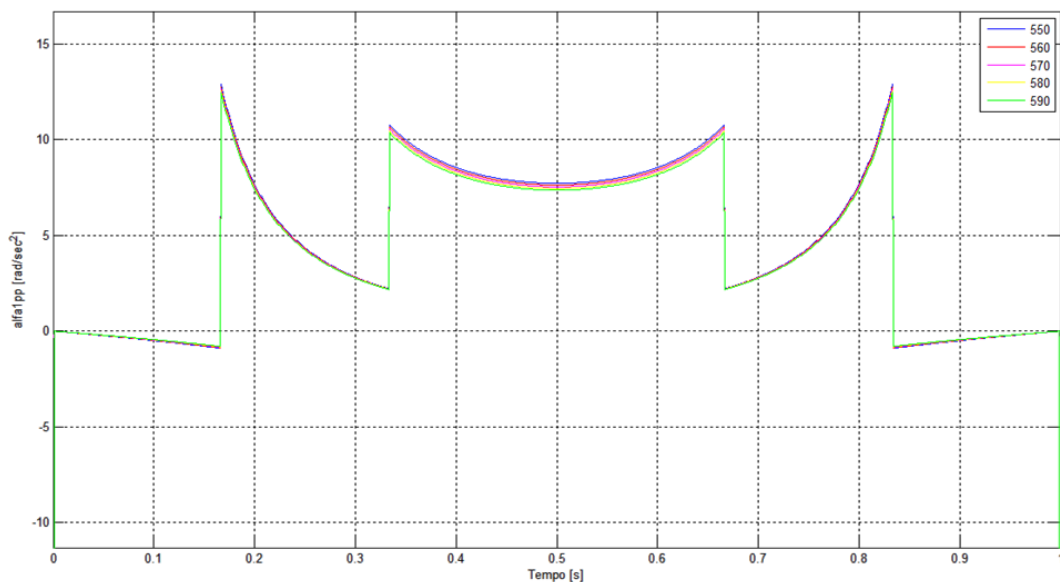


Figura 124: Variazione accelerazione motore in funzione di Z32

In questo caso si ha una leggera diminuzione delle accelerazioni in funzione dell'aumento della lunghezza delle coordinate Z32.

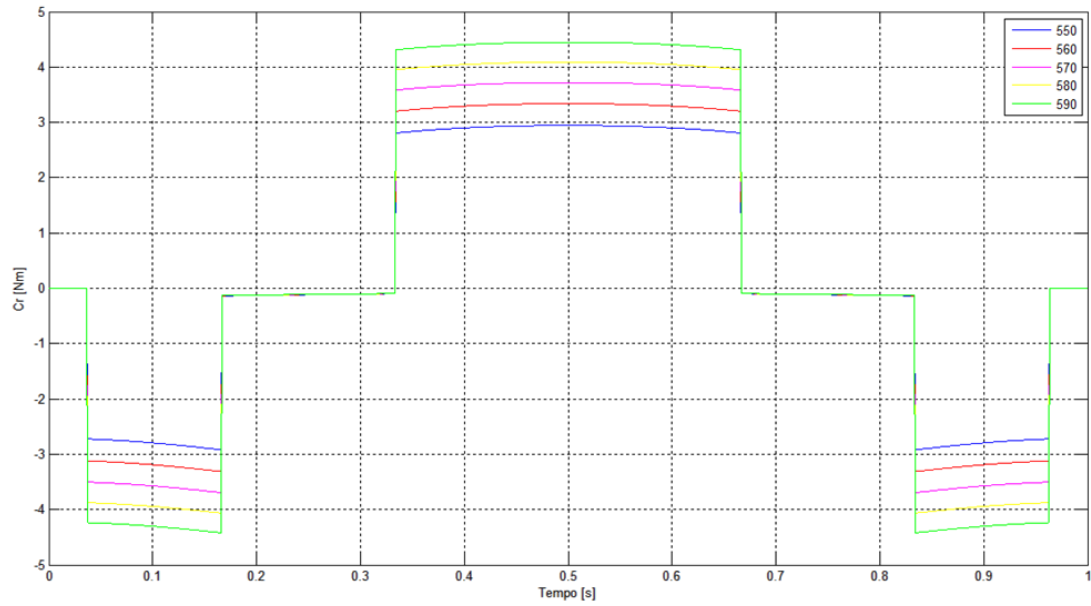


Figura 125: Variazione coppia resistente in funzione di Z32

Come si vede dal grafico precedente l'aumento della lunghezza di Z32 porta ad un aumento della coppia resistente, questo perché si aumenta il braccio delle forze d'inerzie e siccome non si ha una compensazione del braccio da parte delle accelerazioni, il risultato che ne deriva è un aumento considerevole della coppia resistente.

8.2 Fase “statica”

Questa fase si verifica quando tra le due metà stampo avviene il contatto e il sistema non ha completamente raggiunto la posizione di allineamento del meccanismo e dura fino al momento in cui il meccanismo si allinea, cioè l'angolo di $Z1$ raggiunge il valore di zero gradi. Questa fase ha una corsa sul porta stampo di un millimetro, durante questa fase il sistema deve deformare sotto la forza generata dal motore. Questa deformazione si traduce in una deformazione elastica, la quale una volta che viene disinserita la coppia reagisce come una molla. Questo è dovuto alla rigidità del sistema.

La variabile indipendente scelta per l'analisi di sensitività in questa fase è la posizione finale raggiunta dal motore. Sostanzialmente lo scopo è determinare qual è la tolleranza che il sistema possiede oltre il quale si verificherebbe la riapertura involontaria del sistema. Per raggiungere l'obiettivo si deve creare un modello del sistema come un sistema vibrante ad un grado di libertà, determinare i parametri caratteristici di rigidità e massa del sistema equivalente mediante la tecnica del Decremento Logaritmico ed effettuare alcune simulazioni variando la posizione iniziale del sistema ad un grado di libertà per determinare la condizione limite oltre il quale sistema non mantiene la posizione allineata dei bracci.

8.2.1 Modello ad un grado di libertà

Il modello utilizzato è riportato nella successiva figura(8).

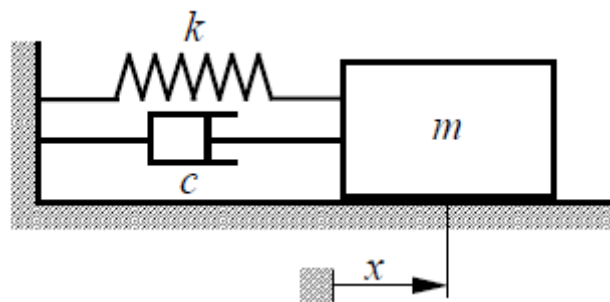


Figura 126: Sistema vibrante ad un grado di libertà con smorzamento viscoso

E' il classico modello di un sistema con vibrazioni libere con smorzamento viscoso, dove le forze del sistema sono date dalla molla e dallo smorzatore con effetto viscoso.

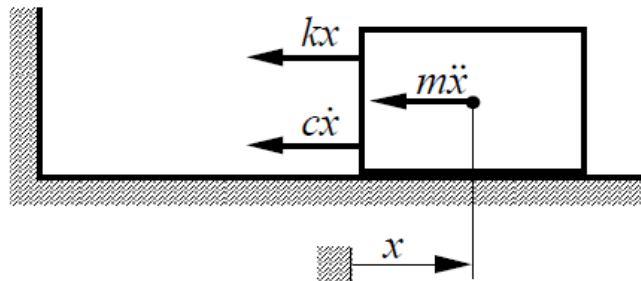


Figura 127: Forze agenti nel sistema

L'equazione del moto del sistema si ottiene scrivendo la condizione di equilibrio dinamico delle forze agenti nella direzione orizzontale:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Ossia un'equazione differenziale del secondo ordine alle derivate totali a coefficienti costanti. Ponendo:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m}$$

Dove ω_n pulsazione naturale del sistema, l'equazione del moto può essere riscritta come:

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}\dot{x} + \omega_n^2 x = 0$$

Sapendo che l'integrale particolare dell'equazione omogenea è:

$$x = X e^{zt}$$

Inserendola nella precedente è possibile ottenere le soluzioni non banali annullando il polinomio caratteristico:

$$z^2 + \frac{c}{m} z + \omega_n^2 = 0$$

Le cui radici sono:

$$z_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}$$

Si hanno in tal caso due radici distinte dell'equazione caratteristica, l'integrale generale che definisce il moto perturbato del sistema, è dato dalla combinazione dei due integrali generali particolari:

$$x(t) = X_1 e^{z_1 t} + X_2 e^{z_2 t}$$

Dove X_1, X_2 sono costanti da determinarsi con le condizioni iniziali. Definendo smorzamento critico:

$$c_{cr} = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n$$

E per un sistema forzato il fattore di smorzamento:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n}$$

Inserendo quest'ultimo nelle soluzioni precedenti, le due radici dell'equazione caratteristica diventano:

$$z_{1,2} = \omega_n(-\varepsilon \pm \sqrt{\varepsilon^2 - 1})$$

E la soluzione dell'equazione del moto diventa:

$$x(t) = X_1 e^{\omega_n(-\varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - 1})t} + X_2 e^{\omega_n(-\varepsilon - \sqrt{\varepsilon^2 - 1})t}$$

La natura delle due radici e di conseguenza il comportamento del sistema dipende dall'ammontare dello smorzamento. Occorre quindi distinguere tre casi:

- *sistemi poco smorzati* quando $\varepsilon < 1$ dove le due soluzioni risultano essere due radici complesse coniugate e il moto risulta essere oscillatorio pseudo periodico smorzato:

$$x(t) = e^{-\varepsilon\omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_s t + \frac{v_0 + \varepsilon\omega_n x_0}{\omega_s} \sin \omega_s t \right)$$

Con $\omega_s = \omega_n \sqrt{1 - \varepsilon^2}$, con l'andamento riportato nelle seguente figura.

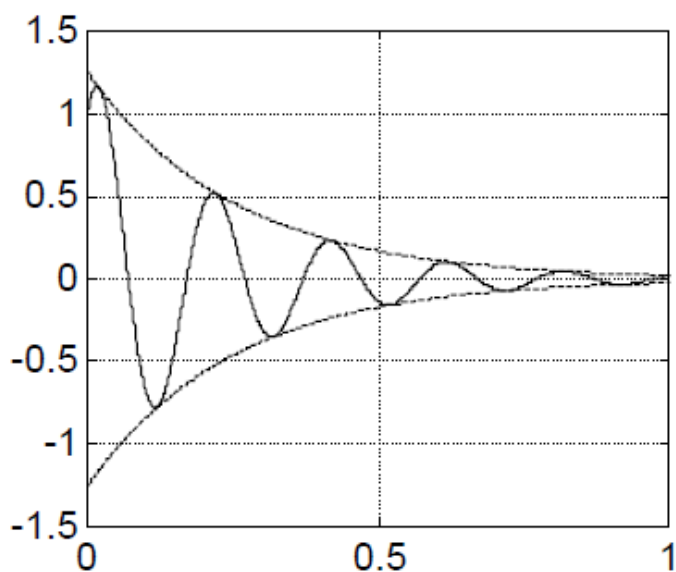


Figura 128: Andamento sistema poco smorzato

- *sistemi con smorzamento critico* $\varepsilon = 1$ dove le due radici dell'equazione caratteristica sono reali, coincidenti, negative ed il moto è aperiodico smorzato:

$$x(t) = [x_0 + (v_0 + \omega_n x_0)t] e^{-\omega_n t}$$

L'andamento è raffigurato nella successiva figura.

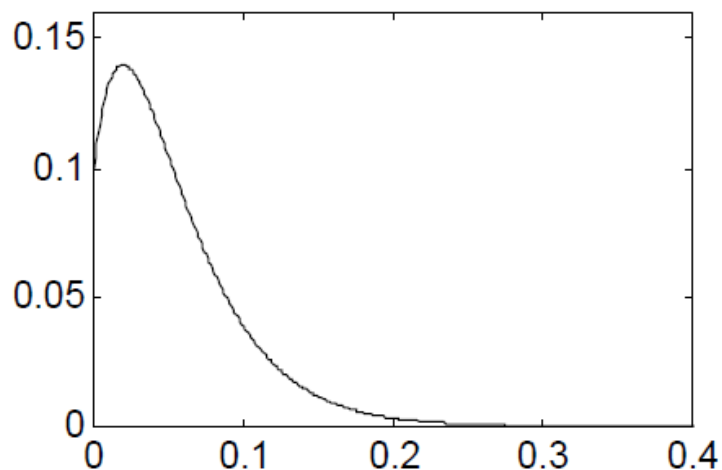


Figura 129: Andamento sistema con smorzamento critico

- sistemi molto smorzati $\varepsilon = 1$ dove le due radici dell'equazione caratteristica sono reali, distinte e entrambi negative e il moto risulta aperiodico smorzato:

$$x(t) = \frac{x_0 \omega_n (\varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - 1}) + v_0}{2\omega_n \sqrt{\varepsilon^2 - 1}} e^{\omega_n (-\varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - 1})t} - \frac{x_0 \omega_n (\varepsilon - \sqrt{\varepsilon^2 - 1}) - v_0}{2\omega_n \sqrt{\varepsilon^2 - 1}} e^{-\omega_n (\varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - 1})t}$$

L'andamento è raffigurato nella successiva figura.

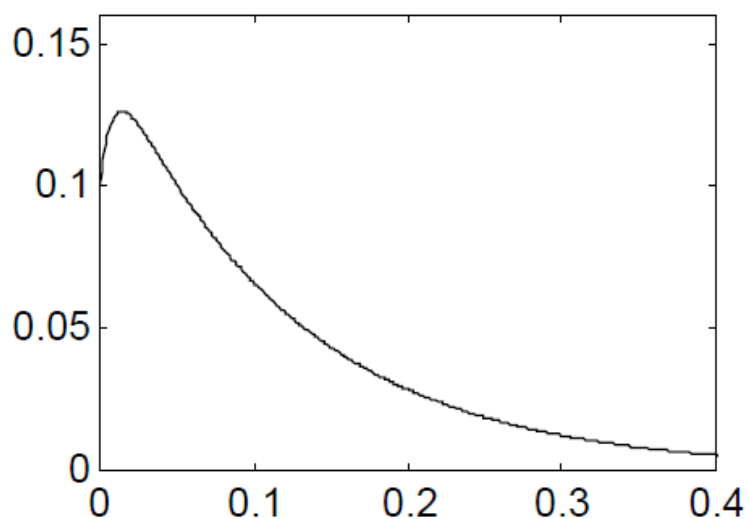


Figura 130: Andamento sistema molto smorzato

8.2.2 Decremento Logaritmico

Sviluppato da Thomson, 1974 è applicabile a sistemi vibranti con smorzamento sufficientemente minore dello smorzamento critico. Tale approccio si basa sulla misura del moto libero smorzato (9). Il moto libero di un sistema forzato è descritto dalla:

$$x(t) = e^{-\varepsilon\omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_s t + \frac{v_0 + \varepsilon\omega_n x_0}{\omega_s} \sin \omega_s t \right)$$

Denominando con δ il logaritmo naturale del rapporto tra due successivi picchi di ampiezza x_i e x_{i+1} si ha:

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \frac{x(t)}{x(t+T)} = \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} \\ &= \ln \frac{e^{-\varepsilon\omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_s t + \frac{v_0 + \varepsilon\omega_n x_0}{\omega_s} \sin \omega_s t \right)}{e^{-\varepsilon\omega_n (t+T)} \left(x_0 \cos \omega_s (t+T) + \frac{v_0 + \varepsilon\omega_n x_0}{\omega_s} \sin \omega_s (t+T) \right)} \end{aligned}$$

In cui T è il periodo dell'oscillazione libera smorzata. Data la periodicità della funzione coseno:

$$\cos \omega_s t = \cos(\omega_s t + T)$$

Ricordando che:

$$\omega_s = \omega_n \sqrt{1 - \varepsilon^2}$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega_s}$$

L'equazione δ diventa:

$$\delta = \ln \frac{e^{-\varepsilon\omega_n t}}{e^{-\varepsilon\omega_n (t+T)}} = \ln e^{\varepsilon\omega_n T} = \varepsilon\omega_n T = \varepsilon\omega_n \frac{2\pi}{\omega_s} = \varepsilon\omega_n \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

Sapendo che il metodo è valido quando $\varepsilon \ll 1$:

$$\delta = \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} = 2\pi\varepsilon$$

Rilevando l'andamento temporale $x(t)$ della vibrazione e quindi misurando due picchi successivi x_i e x_{i+1} , è possibile determinare, il decremento logaritmico δ e quindi ricavate dall'ultima equazione il valore della smorzamento del sistema rapportato al valore critico ε . Misurando il periodo T e quindi la pulsazione ω_s dello stesso, nota la massa m del sistema si determina il valore di smorzamento r tramite:

$$r = \varepsilon 2 m \omega_n$$

Questo procedimento può essere ripetuto tra due coppie di picchi qualsiasi: se il sistema si comporta come lineare il valore di δ non muta, sia nel corso del tempo, sia imponendo differenti condizioni iniziali del sistema. Un cambiamento di δ con l'ampiezza delle oscillazioni è invece indice di un comportamento non lineare del sistema. Il coefficiente di smorzamento r ricavato con questa metodologia rappresenta uno smorzamento equivalente dal punto di vista energetico, in quanto produce, in un ciclo, la stessa dissipazione di energia cinetica della reale dissipazione presente nel sistema.

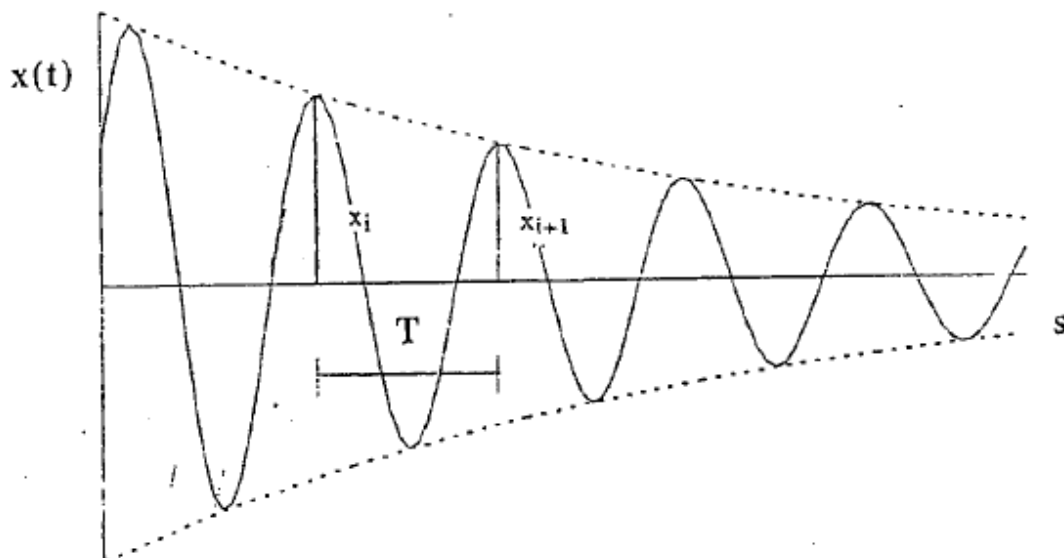


Figura 131: Misura dello smorzamento critico col metodo del decremento logaritmico

8.2.3 Determinazione condizione limite chiusura stampo

Per determinare i parametri x_i e x_{i+1} sono state effettuate alcune prove sperimentali sulla macchina SMD 720E, dove attraverso l'applicativo Moog si sono campionati gli andamenti di posizione, velocità e accelerazione di un ciclo tipico di chiusura del sistema. Grazie alla funzionalità del software, che prevede al suo interno un oscilloscopio virtuale si sono potuti determinare i parametri dell'oscillazione. Nell'immagine seguente è riportato un esempio.

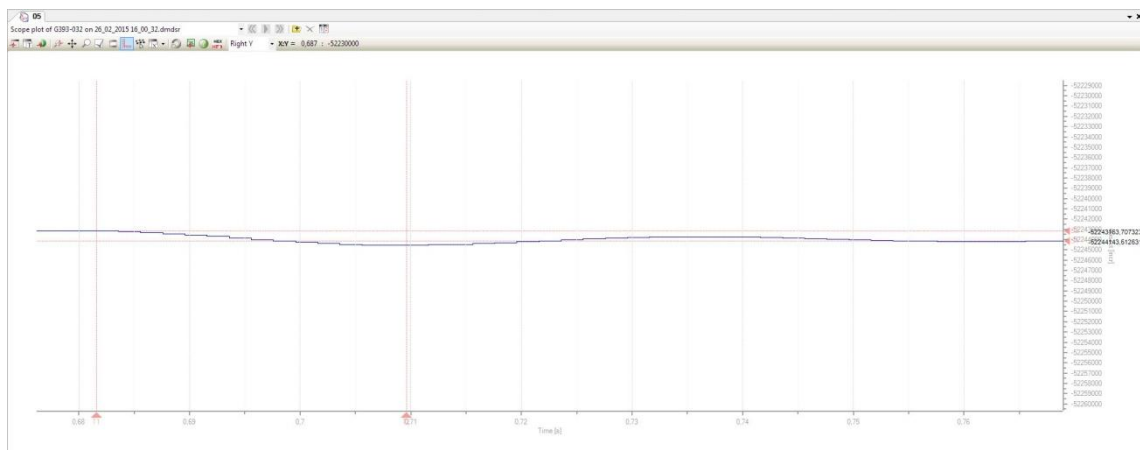


Figura 132: Movimento oscillatorio chiusura stampo

Il valore della posizione letto sul grafico rappresenta la posizione assoluta riportata dall'encoder installato sul motore, quindi per ottenere l'inclinazione del braccio Z1 bisogna sottrarre al valore il valore iniziale del sistema successivamente passare attraverso il rapporto di riduzione del riduttore pari a 59.

Facendo una media sulle acquisizioni si sono ottenuti i seguenti valori:

- $x_i = 5^\circ$;
- $x_{i+1} = 1^\circ$;
- $\Delta t = 0.036$ s.

Inserendo i dati nella formula ottenute tramite il metodo del Decremento Logaritmico calcolando i valori:

$$\delta = \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} = 1,6094;$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} = 0,2481;$$

$$\omega_s = \frac{2\pi}{\Delta t} = 174,5329;$$

$$\omega_n = \frac{\omega_s}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} = 184,1678;$$

Essendo $\varepsilon \ll 1$ si è nel caso di sistema sotto smorzato e di conseguenza, con riferimento alle formule viste in precedenza valide per un sistema d un grado di libertà sotto smorzato si ottiene l'andamento riportato nella figura sottostante.

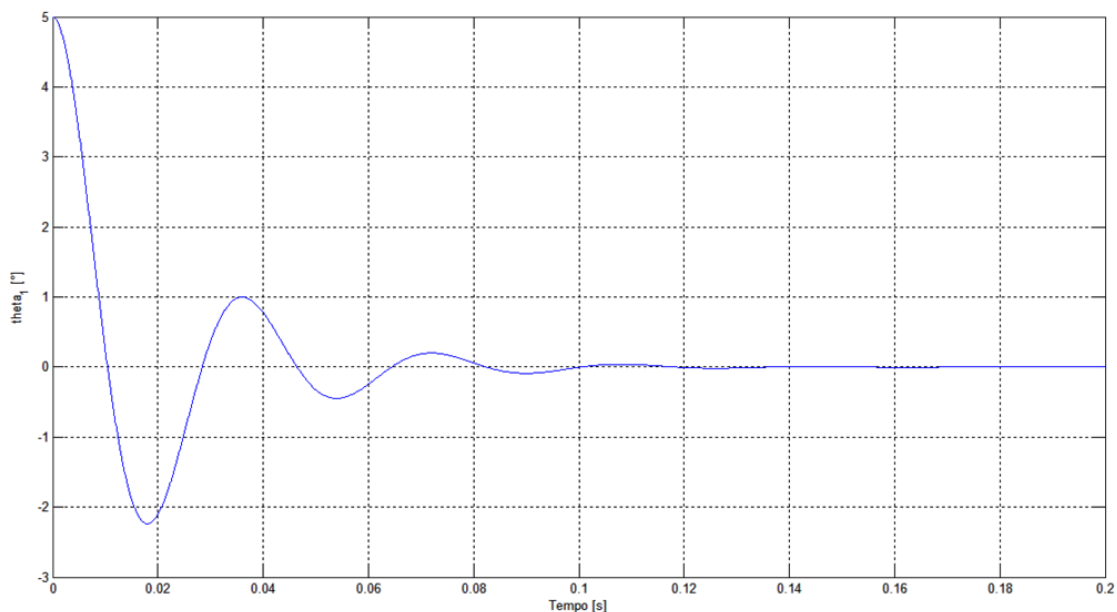


Figura 133: Andamento sistema sotto smorzato determinato tramite metodo del Decremento Logaritmico

Dall'analisi effettuata si evince che il sistema si comporta come sistema vibrante fino a quando la struttura mantiene il contatto tra le due metà del porta stampo. Attraverso la cinematica, e scegliendo come dimensioni del sistema quelle che costituiscono il sistema reale, si determina che la posizione angolare di Z1 tale per cui superato tale valore il sistema non si comporta più come sistema vibrante di conseguenza si ha la

riapertura del meccanismo. I valori limite per la riapertura del meccanismo sono 6.56 e -6.56° . Questo significa che fino a quando si resta all'interno di questo range non si riscontrano problemi di apertura del sistema, perché la reazione elastica del sistema essendo sotto smorzato converge sempre alla posizione di equilibrio, altrimenti si incorre nel problema di apertura del sistema, che non comporta il mantenimento del Parison in posizione e renderebbe nulla la successiva operazione di soffiaggio dello stesso.

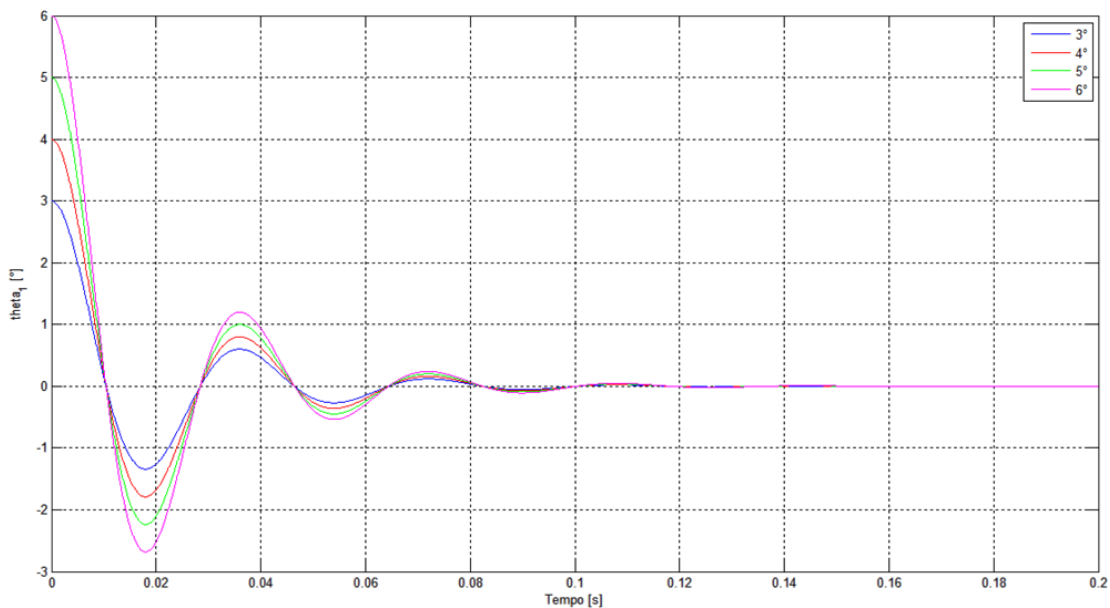


Figura 134: Simulazioni “fase statica” di un meccanismo di chiusura stampi

Ottenuto questo valore e visto l’andamento del sistema, si evince che la posizione iniziale a cui il motore deve portare il meccanismo non deve mai superare il range definito. Di conseguenza tutte le posizioni raggiunte comprese nel range permettono il mantenimento del meccanismo nella posizione di chiusura. Ovviamente tale condizione cambia al variare delle dimensioni del meccanismo.

Scegliendo come variabile indipendente dell’analisi di sensitività il range, si determina che il sistema dipende dalla lunghezza scelte e dalle tolleranze sulle posizioni degli interassi tipi del meccanismo. Una routine in Matlab permette l’individuazione di tale posizione in base alla grandezze caratteristiche del meccanismo. Inserendo alcuni valori differenti si ottiene il grafico di figura seguente:

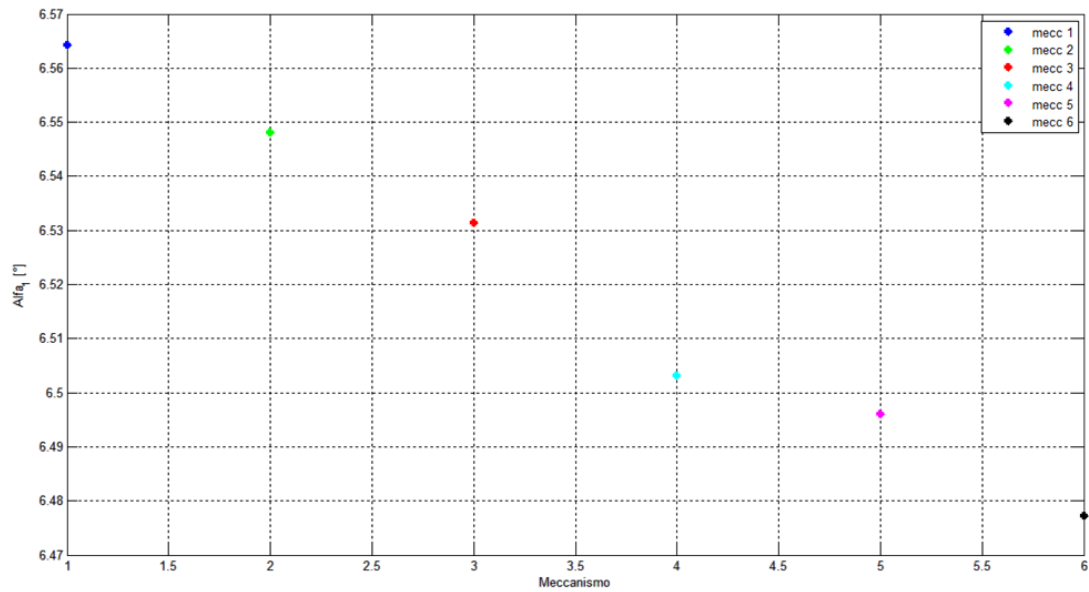


Figura 135: Andamento angolo limite per vari meccanismi

Nel grafico sono riportati sei meccanismi con differenti lunghezze dei bracci. Il primo meccanismo è quello che possiede le lunghezze maggiori, mentre il sesto meccanismo è quello che possiede le lunghezze minori. Di conseguenza si evince che al diminuire delle lunghezze caratteristiche del sistema il range diminuisce, mentre all'aumentare delle lunghezze il range aumenta, cioè il comportamento è direttamente proporzionale alle lunghezze ed alle tolleranze dimensionali del sistema. Quindi compatibilmente ai limiti fisici del sistema il progettista dovrà scegliere tolleranze maggiori in modo tale da garantire una maggiore tolleranza sul limite di chiusura del meccanismo.

Conclusione

L'obiettivo di questo lavoro era quello di definire delle linee guida per la progettazione di presse per estrusione e soffiaggio completamente elettriche. Essendosi concentrati sui due movimenti tipici di questa tecnologia si è raggiunto l'obiettivo. In quanto, per quanto riguarda il sistema di attuazione Parison, si è riusciti a definire delle specifiche di progetto per la progettazione di tali sistemi, le quali inizialmente mancavano, permettendo così al progettista di avere quei dati tipici di questa attuazione garantendogli così la capacità di progettazione del sistema. Inoltre avendo tali specifiche, attraverso un caso studio si è dimostrato la validità dell'utilizzo di tale sistema di ricerca delle specifiche costruendo un sistema di taglia inferiore che garantisca le stesse prestazioni del sistema attualmente definito senza tali specifiche. Per quanto riguarda la movimentazione di chiusura degli stampi analizzando il movimento di chiusura e definendo i due momenti caratteristici di tale sistema, una fase di avvicinamento delle due metà stampo e una fase di chiusura del sistema, si è riusciti a descrivere come si comporta il sistema variando le caratteristiche fondamentali di tale sistema, descrivendo così una strada per chi deve progettare. Infine creando il modello del sistema vibrante nella fase di chiusura degli stampi si è individuata la condizione che non garantisce la chiusura di tale sistema, descrivendo il comportamento di un

meccanismo di chiusura come un sistema ad un grado di libertà sotto smorzato. Inoltre grazie alla breve analisi di sensitività effettuata sul parametro che delimita la zona di chiusura del meccanismo si è definita una strategia utile al progettista per l'individuazione delle tolleranze dimensionali del sistema.

A livello personale questo lavoro mi ha permesso di conoscere una realtà aziendale e di conoscere a fondo gli aspetti della tecnologia di costruzione di macchine automatiche per la creazione di flaconi. Inoltre attraverso il caso studio ho potuto riscontrare praticamente la validità del metodo di ricerca appreso durante il corso di Dottorato.

Infine gli sviluppi futuri di queste macchine riguardano lo sviluppo di macchine sempre più automatiche in grado da sole di regolare i parametri caratteristici di questa tecnologia per garantire la creazione di flaconi di diverse forme in maniera automatica quindi senza l'intervento dell'uomo.

Bibliografia

1. Serioplast SPA, “Lezioni dalla Serioplast School”, 2013.
2. M Guaita, F Ciardelli, F. La Mantia, E. Pedemonte, “Fondamenti di Scienza dei Polimeri”, 1999
3. Norman Lee, “Plastic Blow Molding Handbook”, Van Nostrand Reinhold, 1990
4. P. Righettini, “Appunti del corso di Sistemi Meccatronici”, 2005.
5. G. Legnani, M. Tiboni, R. Adamini, “Meccanica degli azionamenti – Vol.1 Azionamenti elettrici”.
6. P.L. Magnani, G. Ruggeri, “Meccanismi per Macchine Automatiche”, UTET.
7. James B. McConville, “Introduction to Mechanical System Simulation Using Adams”
8. G. Incerti, “Appunti di teoria di vibrazione meccaniche”, 2011.
9. G.Diana, F. Cheli, “Dinamica e vibrazione dei sistemi”, UTET, 1993.