



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Informatica e dell'Automazione

REALIZZAZIONE DEL SIMULATORE DI UNA STAFFATRICE
AUTOMATICA

Realization of an automatic stirrup bender simulator

Candidato
Andrea Vitali

Relatore
Prof. ssa Silvia Maria Zanolì

Anno Accademico 2018/2019

INDICE

| | | |
|---|------|----|
| 1. Introduzione | pag. | 5 |
| 2. Descrizione della macchina e funzionamento | pag. | 8 |
| 3. Il sistema di traino | pag. | 11 |
| 3.1 Descrizione del sistema | pag. | 11 |
| 3.2 Modellazione fisica | pag. | 11 |
| 4. Descrizione del simulatore e del modello del motore del sistema di traino | pag. | 17 |
| 4.1 Descrizione del simulatore | pag. | 17 |
| 4.2 Descrizione del modello del motore del sistema di traino | pag. | 18 |
| 4.3 Pianificazione delle traiettorie | pag. | 24 |
| 5. Validazione del modello del motore del sistema di traino | pag. | 29 |
| 5.1 Descrizione della prova | pag. | 29 |
| 5.2 Individuazione del profilo di velocità | pag. | 31 |
| 5.3 Validazione del modello | pag. | 34 |
| 6. Il sistema di snervamento e raddrizzatura | pag. | 38 |
| 6.1 Descrizione del sistema | pag. | 38 |
| 6.2 Analisi dati acquisiti e modellazione | pag. | 38 |
| 7. Il sistema di stoccaggio | pag. | 42 |
| 7.1 Descrizione del sistema | pag. | 42 |
| 7.2 Modellazione del sistema aspo-bobina | pag. | 43 |
| 7.3 Validazione del modello | pag. | 50 |
| 8. Il sistema di piega | pag. | 53 |
| 8.1 Descrizione del sistema | pag. | 53 |
| 8.2 Descrizione delle prove effettuate | pag. | 54 |
| 8.3 Analisi dati acquisiti e modellazione | pag. | 55 |
| 8.4 Validazione del modello | pag. | 62 |
| 8.5 Staffe realizzate con il mandrino settato in modo errato | pag. | 65 |
| 9. Il sistema di taglio | pag. | 67 |
| 9.1 Descrizione e modellazione del sistema | pag. | 67 |

| | |
|---|---------|
| 10. Risultati finali _____ | pag. 70 |
| 10.1 Confronto dati acquisiti con dati ottenuti dal modello per la realizzazione di un determinato lotto di produzione _____ | pag. 70 |
| 11. Utilizzo di pezzi usurati nella realizzazione di una determinata staffa _____ | pag. 74 |
| 12. Conclusioni _____ | pag. 79 |
| 13. Riferimenti bibliografici _____ | pag. 81 |
| 14. Ringraziamenti _____ | pag. 82 |

1. Introduzione

Oggi come oggi, i fili di ferro sono ampiamente utilizzati in particolare nella realizzazione del cemento armato che viene impiegato sia nel campo dell'edilizia, sia per la realizzazione di opere civili. A causa di questo sempre più frequente ed elevato utilizzo, ma soprattutto a causa sia della complessità, sia delle numerose tipologie di sagomatura del ferro richiesta, negli ultimi anni sono cresciute e si sono sviluppate aziende in grado di soddisfare le esigenze richieste dal campo di ingegneria edile e civile.

L'azienda Schnell S.p.a. si colloca in questo settore di mercato, producendo macchine automatiche per la lavorazione del ferro per cemento armato, per la produzione di rete elettrosaldata e software di gestione per i centri di sagomatura. L'azienda nasce nel 1962 e ad oggi è operativa in oltre 150 Paesi di tutto il mondo, a testimonianza dell'elevata esigenza di mercato nel settore.

Le macchine automatiche per raddrizzare, piegare e tagliare i fili sono utilizzate estendendo i fili da un rotolo o da una bobina. Queste macchine vengono prodotte in modo da offrire ampie funzionalità che permettono di produrre staffe di diverse tipologie. Chiaramente, tali macchine piegano e tagliano il filo secondo i requisiti richiesti, lavorando in maniera continua, riducendo quindi al minimo l'intervento umano. Tali sistemi sono composti generalmente da quattro diversi moduli, ovvero il modulo di traino, di raddrizzamento di piega e di taglio. Queste macchine vengono realizzate con diverse caratteristiche come ad esempio la possibilità di lavorare fili di diametro diverso o di lunghezze diverse ^[1].

Chiaramente l'obiettivo finale di ogni impianto industriale è massimizzare la quantità e la qualità della produzione, mantenendo allo stesso tempo il costo di produzione il più basso possibile. Per raggiungere questo obiettivo, è obbligatorio mantenere gli impianti in condizioni di piena efficienza in modo che il rendimento del sistema sia massimo. Al fine di mantenere il sistema pienamente efficiente, è quindi opportuno effettuare una appropriata manutenzione. Esistono diverse strategie di manutenzione utilizzate per mantenere l'efficienza dell'impianto. Per qualsiasi tipo specifico di industria, la manutenzione influisce sul costo dei beni prodotti. Per evitare guasti, le strategie di manutenzione devono essere pianificate in modo tale che le attività di manutenzione vengano eseguite al momento giusto. Le attività di manutenzione non necessarie aumentano i costi di manutenzione e anche il tempo necessario per eseguirle ^[2].

La sempre più forte crescita dell'azienda negli ultimi anni, l'ha spinta ad investire risorse nella manutenzione predittiva nell'ambito di ricerca e sviluppo. L'obiettivo della manutenzione

predittiva, è quello di individuare, tramite l'implementazione di algoritmi e modelli matematici, il tempo prima del guasto delle componenti della macchina, determinando quindi uno stato di efficienza della macchina stessa.

Il lavoro svolto si colloca in questo ambito. In particolare, il progetto svolto si è incentrato sulla realizzazione di un simulatore software in ambiente Matlab/Simulink, di una macchina prodotta dall'azienda Schnell S.p.a., per la lavorazione del ferro per cemento armato.

La Prima 13, questo è il nome della macchina, verrà descritta in maggior dettaglio nel secondo capitolo.

In particolare il simulatore, dovrà essere in grado di restituire valori di energia consumata e di tempo impiegato per la produzione di un particolare lotto.

I dati ottenuti dal simulatore potranno poi essere utilizzati per diversi scopi, per esempio:

- Come informazione puramente commerciale per prevedere tempi e costi stimati dei lotti prodotti;
- Per monitorare le prestazioni della macchina. Ovvero, in base ai valori 'ideali' di energia consumata e tempo impiegato per un determinato lotto di produzione, se i dati reali si discostano da tali valori è possibile dedurre che qualche componente è usurato e/o sta 'lavorando male';
- Per identificare impostazioni errate. Se l'operatore imposta in maniera errata i parametri di funzionamento della macchina il simulatore deve essere in grado di identificare tali settaggi errati.

È opportuno specificare che il progetto realizzato non costituisce uno strumento per la determinazione dello stato della macchina bensì rappresenta un modello di base per individuare determinate grandezze fisiche quali velocità, energia consumata e tempo impiegato della fase di lavorazione. Tale modello potrà essere maggiormente studiato, analizzato e ampliato, per ottenere uno strumento utile per la manutenzione predittiva. Ad esempio, potranno essere realizzati modelli più accurati dei singoli sistemi che compongono la macchina, modellando con maggior precisione le potenze richieste durante la fase di lavorazione di tali unità funzionali.

Il secondo capitolo fornirà una descrizione generica della macchina, illustrando le diverse unità funzionali della macchina.

La prima unità funzionale della macchina descritta sarà il sistema di traino, del quale nel terzo capitolo verrà illustrato il modello realizzato.

Successivamente, nel quarto capitolo si illustrerà lo schema a blocchi del simulatore realizzato, descrivendo i diversi blocchi, soffermandosi in particolare sul pianificatore di traiettorie e sul modello del motore del sistema di traino.

Il quinto capitolo sarà dedicato alla descrizione delle prove effettuate per la validazione del sistema di traino e verranno mostrati e discussi i risultati della validazione.

I capitoli successivi illustreranno le modellazioni del sistema di snervamento e raddrizzatura, del sistema di stoccaggio del tondino e del sistema di piega e di taglio, esponendo le prove effettuate per la validazione dei modelli ottenuti.

Gli ultimi capitoli saranno poi dedicati al confronto tra i dati restituiti dal modello complessivo dell'intero sistema con quelli ricavati dalle prove. Verranno inoltre mostrati i risultati delle prove effettuate con pezzi usurati, mettendo in luce la capacità o meno del simulatore di individuare la presenza di tali componenti usurati, tramite il confronto tra i valori di energia consumata.

2. Descrizione della macchina e funzionamento

La macchina in questione permette di piegare e tagliare due tondini dal diametro massimo di 13 mm, contemporaneamente. Il sistema è composta da:

- un aspo per lo stoccaggio del tondino (Figura 2.1)
- un raddrizzatore esterno disposto orizzontalmente per lo snervamento del tondino (Figura 2.2 · 1)
- un sistema di traino (con encoder incorporato) alimentato da un motore elettrico sincrono trifase (Figura 2.2 · 2)
- un raddrizzatore interno disposto verticalmente (Figura 2.2 · 3)
- un sistema di taglio composto da un coltello (Figura 2.2 · 4)
- un sistema di piega composto da un mandrino (Figura 2.2 · 5)
- Consolle di controllo (Figura 2.3 · 5)



Figura 2.1: Aspo per lo stoccaggio del tondino

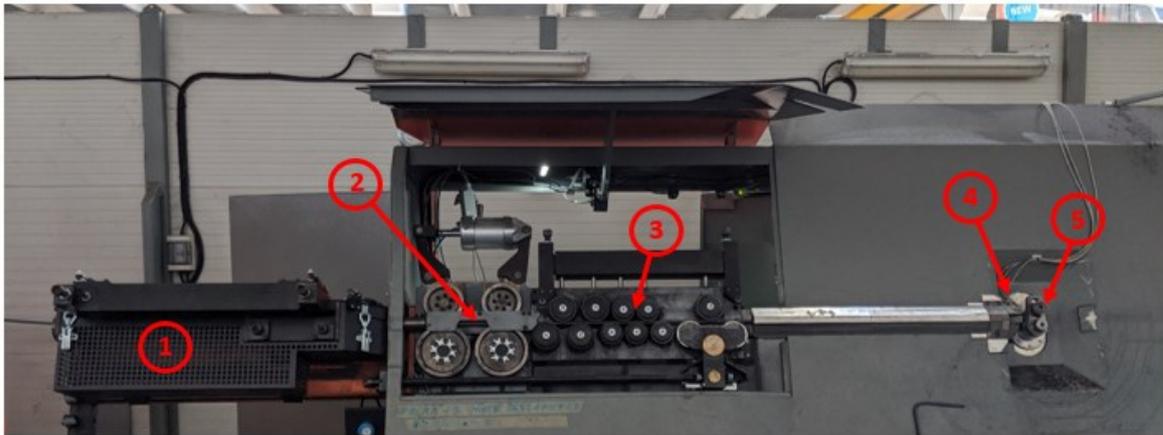


Figura 2.2: Macchina Prima 13



Figura 2.3: Consolle di controllo Macchina Prima 13

Dalla consolle di controllo è possibile impostare i parametri di lavorazione per la realizzazione di una determinata staffa. Ovvero dalla consolle è possibile impostare ad esempio la forma della staffa da realizzare, determinandone cioè gli angoli di piega e le lunghezze dei lati, la velocità di traino, la velocità di piega e il numero di pezzi da realizzare.

All'avvio della lavorazione, il filo che è avvolto intorno all'aspo, viene srotolato tramite l'azione del traino. Il filo entrante così nella macchina, subisce prima un'azione di snervamento da parte del raddrizzatore esterno e poi l'operazione da parte del secondo raddrizzatore permette di ottenere la linearità del filo. Se inizialmente impostato da consolle, il tondino trainato per una lunghezza pari alla misura desiderata viene piegato dal mandrino di piega, il quale appunto realizza la piega impostata. Chiaramente, se il ferro deve essere ulteriormente piegato, verrà prima trainato di nuovo e poi piegato.

La sequenza di avanzamenti e piegature determina la dimensione e la forma della staffa; una volta terminata essa viene tagliata, cioè separata dal tondino in lavorazione.

Per semplificare l'analisi del sistema si è deciso di scomporlo in diversi blocchi, corrispondenti ai diversi gruppi funzionali della macchina, illustrati precedentemente.

Come prima fase del progetto, si è deciso di focalizzare l'attenzione sul sistema di traino. Di seguito seguirà prima una descrizione delle principali componenti delle quali è costituito, poi sarà fornita una descrizione della modellazione fisica.

3. Il sistema di traino

3.1 Descrizione del sistema

Il sistema di traino, come accennato in precedenza, è azionato da un motore sincrono trifase **BAUMULLER DSP1-100MO64U-40-54 (A)**, collegato ad un riduttore **RR210D FS (R=16.3) (B)** ed è dotato di un encoder **Kübler 8.5000.D314.4000 (C)**, e di un sistema di pressione sulle ruote superiori (per annullare il moto relativo tra ferro e ruote) composto da un pistone pneumatico **diottalevi 30104 100090P (D)**.

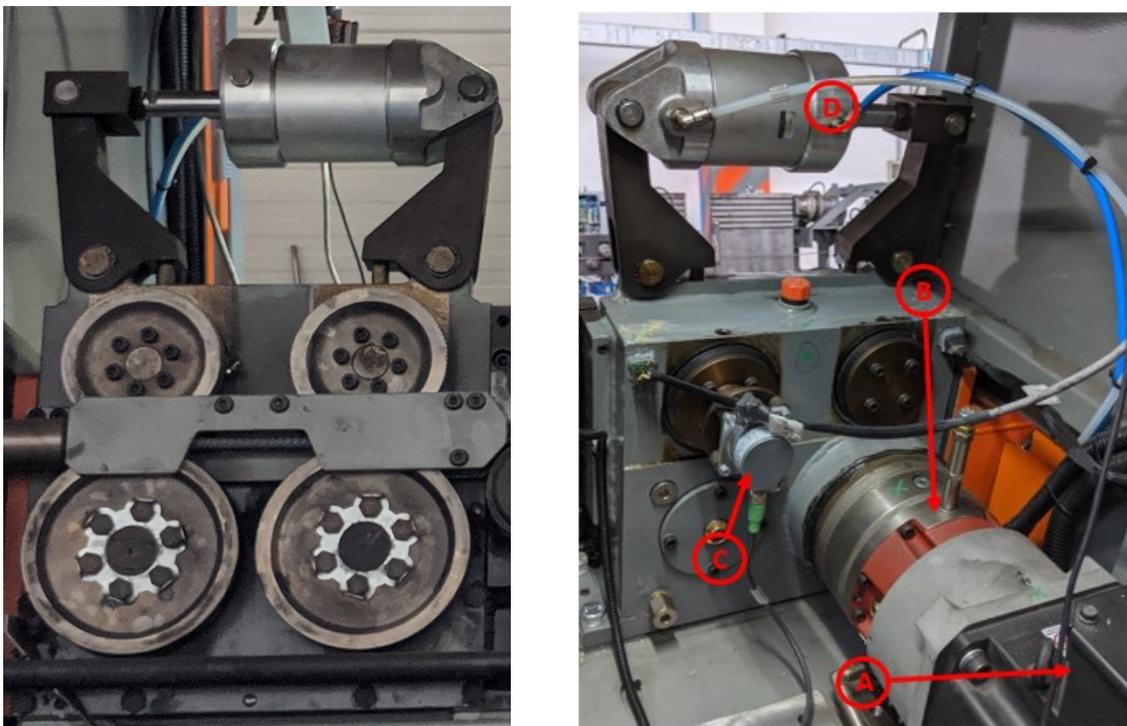


Figura 3.1: Sistema di traino

È importante sottolineare che solo le due ruote inferiori generano forze motrici, infatti, come si può notare da Figura 3.1, il sistema motore-riduttore è collegato ad una sola ruota. La ruota adiacente è collegata a quella motorizzata tramite una catena silenziosa di distribuzione.

3.2 Modellazione fisica

Il sistema di traino è stato studiato in due casi specifici:

- aperto
- chiuso, per movimentare un tondino di una certa lunghezza

Consideriamo inizialmente il caso a traino aperto. In tale situazione, non vi è la presenza del ferro e il pistone che ha il compito di esercitare la pressione sulle ruote superiori non viene azionato, non causando quindi il moto rotatorio di quest'ultime. Il sistema, nel caso di traino aperto sarà perciò composto da motore, riduttore e ruote inferiori. Di seguito è riportata una schematizzazione del modello fisico.

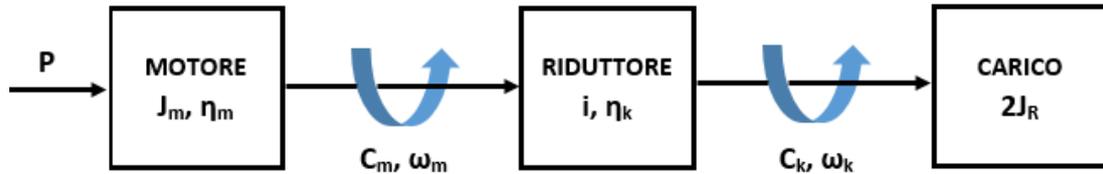


Figura 3.2: Schema del modello fisico del traino (aperto)

P : potenza elettrica fornita al motore

J_m : momento di inerzia del motore sincrono pari a $84 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$

η_m : rendimento del motore pari a 0.847 a valori nominali

C_m : coppia generata dal motore sincrono. Coppia nominale pari a $26 \text{ N}\cdot\text{m}$

ω_m : velocità albero motore. Velocità nominale pari a 4000 rpm

i : rapporto di riduzione del riduttore pari a 0.0611

J_k : momento di inerzia riduttore pari a $128 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ (riferito all'albero veloce)

η_k : rendimento del riduttore pari a 0.951 a valori nominali

C_k : coppia generata dal riduttore. Coppia nominale pari a $2480 \text{ N}\cdot\text{m}$

ω_k : velocità dell'albero riduttore, corrispondente alla velocità angolare delle ruote di traino

J_R : momento di inerzia delle ruote inferiori

Per il calcolo del momento di inerzia delle ruote inferiori, esse sono state considerate come dei dischi omogenei e quindi calcolate nel modo seguente ^[3]:

$$J_R = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot R^2 = 170.26 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (3.1)$$

dove:

m_R : massa della ruota pari a 4.7689 kg

R : raggio delle ruote pari a 84.5 mm

Per la determinazione della potenza elettrica da fornire al motore è necessario individuare innanzitutto la potenza meccanica P_{mecc} richiesta dal sistema appena descritto. Per il calcolo di

quest'ultima è necessario individuare l'energia cinetica del sistema, ottenuta tramite la seguente formula ^[3]:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{i^2} + 2 \cdot J_R \right) \cdot \omega_k^2 \quad (3.2)$$

La potenza meccanica, per definizione sarà perciò ottenuta tramite la derivata temporale dell'energia cinetica ^[3]:

$$P_{mecc} = \frac{dE_c}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{i^2} + 2 \cdot J_R \right) \cdot \omega_k^2 \right] \quad (3.3)$$

Tenendo ora conto, dei rendimenti del motore e del riduttore, si ottiene la seguente formula per il calcolo della potenza elettrica P da fornire al motore ^[3]:

$$P = \frac{P_{mecc}}{\eta_m \eta_k} = \frac{\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{i^2} + 2 \cdot J_R \right) \cdot \omega_k^2 \right]}{\eta_m \eta_k} \quad (3.4)$$

Lo schema del modello fisico del traino aperto riportato in Figura 3.2, costituisce la base di partenza per la realizzazione del modello fisico del sistema di traino chiuso. Per ottenere la modellizzazione del sistema di traino chiuso infatti, sarà necessario sostituire il carico con un sistema fisico schematizzato nel modo seguente:

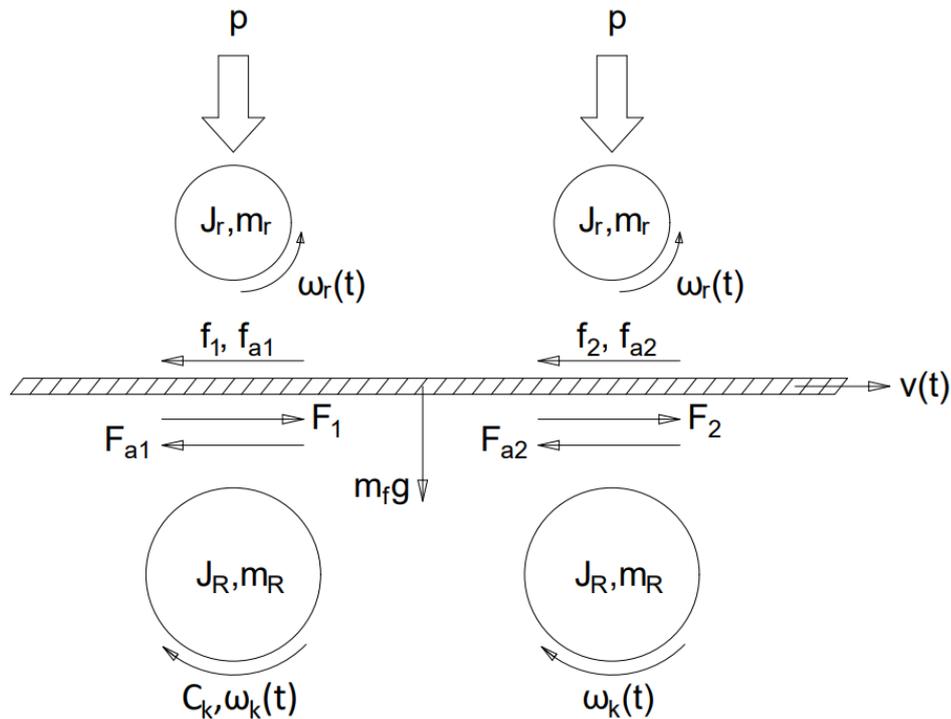


Figura 3.3: Schema del modello fisico del traino (chiuso)

dove:

F_1, F_2 : forze motrici generate dalle ruote inferiori

f_1, f_2 : forze resistenti generate dai momenti di inerzia delle ruote superiori

F_{a1}, F_{a2} : forze di attrito volvente sulle ruote inferiori, calcolato tramite la formula

f_{a1}, f_{a2} : forze di attrito volvente sulle ruote superiori, calcolato tramite la formula

J_R : momento di inerzia ruota inferiore, calcolato tramite la formula (3.1)

J_r : momento di inerzia ruota superiore, calcolato tramite la formula (3.8)

m_R : massa ruote inferiori pari a 4.7689 kg

m_r : massa ruote superiori pari a 2.5527 kg

R : raggio ruote inferiori pari a 84.5 mm

r : raggio ruote superiori pari a 63 mm

ω_r : velocità angolare delle ruote superiori

m_f : massa tondino, calcolato tramite la formula (3.5)

p : forza di pressione sulle ruote superiori generata dal pistone pneumatico,
pari a 13.270 kN·m

v : velocità tondino, calcolata tramite la formula (3.9)

La massa del tondino sarà ottenuta tramite la seguente relazione:

$$m_f = \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot l \quad (3.5)$$

dove:

ρ : densità del ferro pari a $7.874 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³

d : diametro del ferro

l : lunghezza del ferro

Le forze di attrito volvente F_{a1} , F_{a2} e f_{a1} , f_{a2} sono ottenute tramite le forze gravanti sulle rispettive ruote di traino, moltiplicate per un coefficiente^[1], come illustrato dalle seguenti formule:

$$F_a = F_{a1} = F_{a2} = \left[\left(\frac{1}{2} \cdot m_f + m_r \right) \cdot g + p \right] \cdot \gamma_R \quad (3.6)$$

$$f_a = f_{a1} = f_{a2} = (m_r \cdot g + p) \cdot \gamma_r \quad (3.7)$$

con:

γ_R : coefficiente di attrito volvente che si genera sulle ruote inferiori

γ_r : coefficiente di attrito volvente che si genera sulle ruote superiori

Tali coefficienti sono stati ricavati nel modo seguente ^[3]:

$$\gamma_R = \frac{\delta}{\sqrt{2} \cdot R}, \quad \gamma_r = \frac{\delta}{\sqrt{2} \cdot r}$$

dove δ è un coefficiente dipendente dalle due superfici a contatto. Nel nostro caso, pari a 0.026 poiché si tratta di contatto tra acciaio-ferro.

Il momento di inerzia delle ruote superiori, considerate come dischi omogenei, è stato calcolato nel modo seguente:

$$J_r = \frac{1}{2} \cdot m_r \cdot r^2 = 50.66 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (3.8)$$

È opportuno specificare inoltre la relazione tra le velocità angolari ω_k e ω_r rispettivamente delle ruote inferiori e superiori del traino con la velocità lineare del tondino

$$v(t) = \omega_k(t) \cdot R = \omega_r(t) \cdot r \quad (3.9)$$

L'energia cinetica richiesta dal sistema motore-riduttore-traino, affinché il tondino venga trainato ad una certa velocità $v(t)$, è data da:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{(i \cdot R)^2} + 2 \cdot \frac{J_R}{R^2} + 2 \cdot \frac{J_r}{r^2} + m_f \right) \cdot v(t)^2 \quad (3.10)$$

Si è ottenuta quindi, la potenza meccanica richiesta dal sistema nel seguente modo:

$$P_{mecc} = \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{(i \cdot R)^2} + 2 \cdot \frac{J_R}{R^2} + 2 \cdot \frac{J_r}{r^2} + m_f \right) \cdot v^2 \right] + 2(f_a + F_a)v \quad (3.11)$$

Nel calcolo della potenza meccanica è stato considerato anche il termine aggiuntivo $2(f_a + F_a)v$ che tiene conto della potenza dissipata per via degli attriti volventi generate sulle ruote del traino.

La potenza elettrica richiesta quindi dal motore è stata ottenuta moltiplicando la potenza meccanica richiesta dal sistema per il reciproco dei rendimenti del motore e del riduttore.

$$P = \frac{\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{(i \cdot R)^2} + 2 \cdot \frac{J_R}{R^2} + 2 \cdot \frac{J_r}{r^2} + m_f \right) \cdot v^2 \right] + 2(f_a + F_a)v}{\eta_m \eta_k} \quad (3.12)$$

Prima di passare alla descrizione delle prove effettuate per la validazione della formula (3.12), verrà descritto il modello del motore del sistema di traino, utilizzato nel simulatore. Verranno illustrati in particolare il sistema di controllo e il modello elettrico e meccanico del motore.

Inoltre sarà fornita una panoramica globale sul simulatore, descrivendo i diversi blocchi che lo compongono, soffermandosi in particolar modo sul pianificatore di traiettorie che genera i profili di posizione, velocità e accelerazione di riferimento per il motore del sistema di traino.

4. Descrizione del simulatore e del modello del motore del sistema di traino

4.1 Descrizione del simulatore

Come accennato in precedenza, l'obiettivo del simulatore è quello di fornire l'energia consumata e il tempo impiegato per la realizzazione di una determinata staffa. Nella Figura 4.1 ne viene illustrato lo schema.

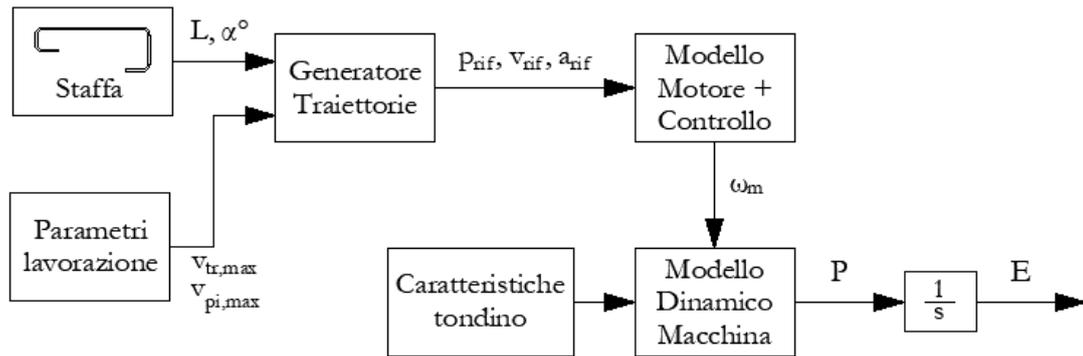


Figura 4.1: Schema del simulatore realizzato

Come si nota, il simulatore riceve in input le caratteristiche del tondino da lavorare (ovvero diametro e materiale), la forma della staffa (quindi lunghezze dei lati e gli angoli di piega) e i parametri di lavorazione, ovvero:

- velocità massima di traino, impostata come percentuale sulla velocità di 2166.67 mm/s (formula 4.25)
- velocità massima di piega, impostata come percentuale sulla velocità di $360^\circ/s$

Tali grandezze, serviranno poi a determinare i profili di riferimento di posizione, velocità e accelerazione generati dal pianificatore di traiettorie che verrà descritto con maggior dettaglio nel paragrafo 4.3. Il profilo di posizione ottenuto da tale blocco costituirà appunto la grandezza di riferimento per il sistema di controllo del motore ^[4], come illustrato nella Figura 4.2.

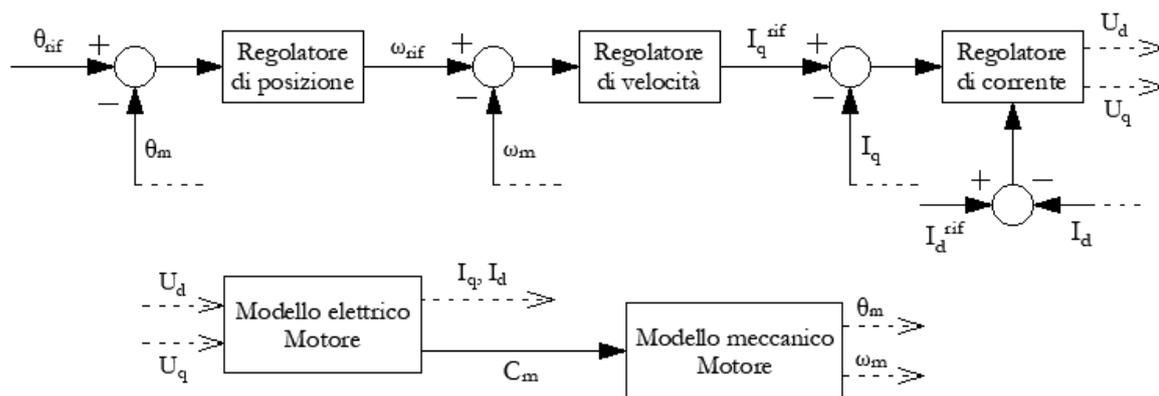


Figura 4.2: Schema di controllo del motore

Il modello elettrico e meccanico del motore saranno descritti nel paragrafo 4.2.

La velocità ω_m del motore fornita dal modello meccanico, permetterà di ricavare la potenza richiesta dalla macchina per realizzare la staffa desiderata. L'energia consumata sarà ottenuta perciò integrando la potenza.

Il modello dinamico della macchina tiene conto delle potenze richieste dalle singole unità funzionali della macchina. La potenza richiesta dall'intero sistema è ottenuta quindi dalla somma delle potenze assorbite da:

- Sistema di traino
- Sistema di snervamento e raddrizzatura
- Sistema di stoccaggio della bobina
- Sistema di piega
- Sistema di taglio
- Consolle di controllo, sensori e tutti gli apparati che non influiscono direttamente sulla lavorazione del tondino

Le modellazioni delle potenze richieste da queste singole unità saranno descritte nei Capitoli 5,6,7,8 e 9.

4.2 Descrizione del modello del motore del sistema di traino

Il sistema di traino è azionato da un motore sincrono trifase **BAUMULLER DSP1-100MO64U-40-54**, a magneti permanenti. In tali tipologie di motori, i magneti permanenti sono fissati al rotore e le bobine dello statore sono alimentate da una corrente trifase. Il comportamento elettrico del motore è modellato come una connessione seriale di una resistenza

R_s e un'induttanza L_s . Usando la legge di Ohm e Faraday, la tensione su ciascuna delle tre fasi può essere calcolata come segue ^{[5],[6]}:

$$\begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

dove:

R_s : resistenza statorica

u_a, u_b, u_c : tensioni statoriche sulle tre fasi

i_a, i_b, i_c : correnti statoriche sulle tre fasi

$\varphi_a, \varphi_b, \varphi_c$: flussi magnetici statorici sulle tre fasi

I flussi sugli avvolgimenti statorici sulle tre fasi sono generate come segue:

$$\begin{bmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{aa} & L_{ab} & L_{ac} \\ L_{ba} & L_{bb} & L_{bc} \\ L_{ca} & L_{cb} & L_{cc} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varphi_{am} \\ \varphi_{bm} \\ \varphi_{cm} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

dove:

L_{aa}, L_{bb}, L_{cc} : auto-induttanza degli avvolgimenti statorici

L_{ab}, L_{bc}, L_{ca} : mutue induttanze tra gli avvolgimenti statorici

$\varphi_{am}, \varphi_{bm}, \varphi_{cm}$: flussi del magnete permanente del rotore concatenato alle tre fasi dello statore

Le grandezze delle induttanze degli avvolgimenti statorici sono in funzione dell'angolo elettrico del motore che equivale a:

$$\vartheta_{el} = p\vartheta_m \quad (4.3)$$

con:

ϑ_{el} : angolo elettrico

ϑ_m : angolo meccanico

p : numero di coppie polari

Si ha quindi:

$$L_{aa} = L_s + L_m \cdot \cos(2\vartheta_{el}) \quad (4.4)$$

$$L_{bb} = L_s + L_m \cdot \cos\left(2\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right)\right) \quad (4.5)$$

$$L_{cc} = L_s + L_m \cdot \cos\left(2\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right)\right) \quad (4.6)$$

$$L_{ab} = L_{ba} = -M_s - L_m \cdot \cos\left(2\left(\vartheta_{el} + \frac{\pi}{6}\right)\right) \quad (4.7)$$

$$L_{bc} = L_{cb} = -M_s - L_m \cdot \cos\left(2\left(\vartheta_{el} + \frac{\pi}{6} - \frac{2\pi}{3}\right)\right) \quad (4.8)$$

$$L_{ca} = L_{ac} = -M_s - L_m \cdot \cos\left(2\left(\vartheta_{el} + \frac{\pi}{6} + \frac{2\pi}{3}\right)\right) \quad (4.9)$$

dove:

L_s : auto-induttanza storica, ottenuta dal valor medio delle auto-induttanze storiche di ogni avvolgimento

L_m : fluttuazione dell'induttanza storica

M_s : mutua induttanza storica, ottenuta dal valor medio delle induttanze tra i singoli avvolgimenti storici

I flussi magnetici del rotore φ_{am} , φ_{bm} , φ_{cm} sono dipendenti dall'angolo elettrico tramite la seguente relazione:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{am} \\ \varphi_{bm} \\ \varphi_{cm} \end{bmatrix} = \varphi_{mp} \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_{el}) \\ \cos\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right) \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

dove φ_{mp} è il flusso concatenato del magnete permanente.

Applicando ora la trasformata T di Park, alle componenti sulle tre fasi dei vettori di tensione e corrente, si ottengono le seguenti relazioni:

$$\begin{bmatrix} u_d \\ u_q \\ u_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_{el}) & \cos\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ -\sin(\vartheta_{el}) & -\sin\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ 0.5 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_{el}) & \cos\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ -\sin(\vartheta_{el}) & -\sin\left(\vartheta_{el} - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\vartheta_{el} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ 0.5 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$u_d = R_s i_d + L_d \frac{d}{dt} i_d - p \omega_m L_q i_q \quad (4.13)$$

$$u_q = R_s i_q + L_q \frac{d}{dt} i_q - p \omega_m (L_d i_d + \varphi_{mp}) \quad (4.14)$$

$$u_0 = R_s i_0 + L_0 \frac{d}{dt} i_0 \quad (4.15)$$

dove:

$L_d = L_s + M_s + \frac{3}{2} L_m$. Induttanza statorica sull'asse d

$L_q = L_s + M_s - \frac{3}{2} L_m$. Induttanza statorica sull'asse q

$L_0 = L_s - 2M_s$. L_0 Induttanza statorica di sequenza-zero

$\omega_m = \frac{d}{dt} \vartheta_m$. Velocità angolare meccanica del rotore

La coppia meccanica erogata all'albero motore si ha:

$$C_m = \frac{3}{2} p (\varphi_{mp} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q) \quad (4.16)$$

Poiché non è stato possibile acquisire il dato relativo al flusso del magnete permanente φ_{mp} del rotore è opportuno specificare la relazione tra la costante k_e di forza contro-elettromotrice (acquisita dalla lista dei parametri dell'azionamento del motore) con il flusso φ_{mp} :

$$k_e = p \varphi_{mp} \quad (4.17)$$

Discorso analogo lo si può fare per trovare la costante di coppia k_t . Infatti, sotto l'ipotesi

$L_d = L_q$, si ha

$$C_m = \frac{3}{2} p \varphi_{mp} i_q = k_t i_q \quad (4.18)$$

Nella formula (4.18) è necessario considerare inoltre il termine dovuto agli attriti, ottenendo quindi:

$$C_m = k_t i_q - C_{att} = k_t i_q - (C_0 + \gamma \cdot \omega_m) \quad (4.19)$$

dove:

C_0 : valore di coppia di attrito statico

γ : coefficiente di attrito dinamico

Dalla (4.13) si ottiene

$$\frac{d}{dt} i_d = \frac{1}{L_d} (u_d - R_s i_d + \omega_{el} L_q i_q) \quad (4.20)$$

con:

$\omega_{el} = p\omega_m$. Velocità elettrica

Dalla (4.14) e (4.17) si ottiene:

$$\frac{d}{dt}i_q = \frac{1}{L_q}(u_q - R_s i_q - \omega_{el} L_d i_d - k_e \omega_m) \quad (4.21)$$

Applicando la trasformata di Laplace a entrambi i membri delle formule (4.20) e (4.21) si ottiene, rispettivamente:

$$i_d = \frac{u_d + \omega_{el} L_q i_q}{R_s \cdot (1 + s \cdot T_d)} \quad (4.22)$$

$$i_q = \frac{u_q - \omega_{el} L_d i_d - \omega_{el} \varphi_{mp}}{R_s \cdot (1 + s \cdot T_q)} \quad (4.23)$$

con:

$$T_d = \frac{L_d}{R_s}, \quad T_q = \frac{L_q}{R_s}$$

Di seguito è riportato lo schema a blocchi che implementa le formule (4.19), (4.22) e (4.23):

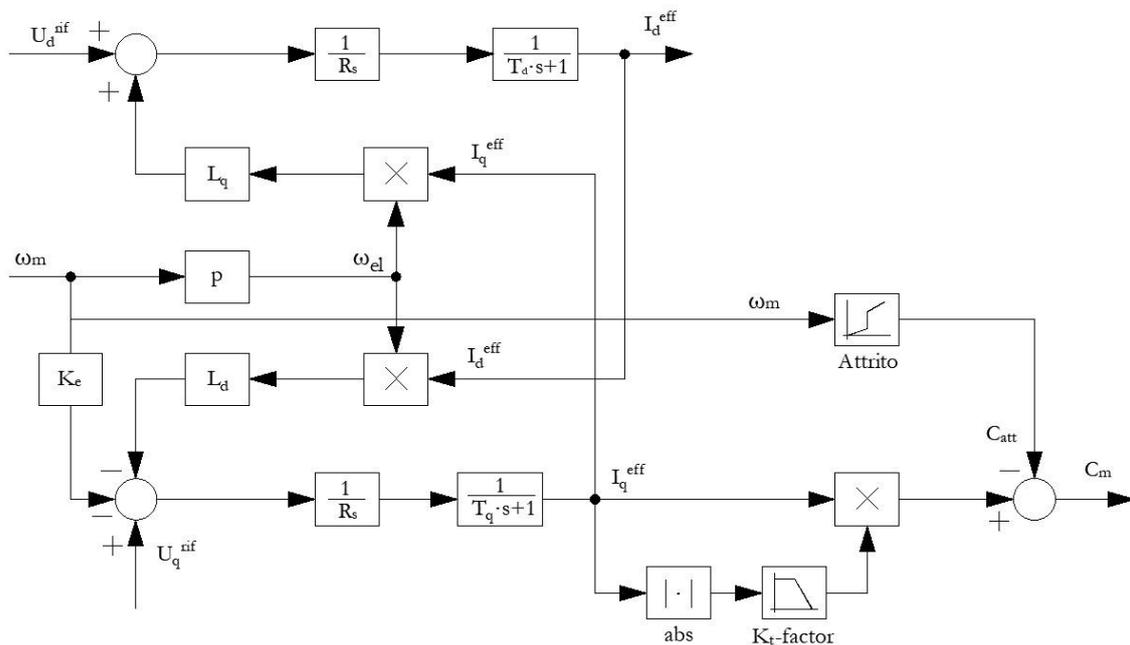


Figura 4.3: Schema a blocchi del modello elettrico del motore

Di seguito sono riportati i parametri del motore acquisiti dall'azionamento della macchina.

$$R_s = 0.07 \Omega$$

$$L_d = 1.70 \text{ mH}$$

$$L_q = 1.60 \text{ mH}$$

$$T_d = 41.18 \text{ s}$$

$$T_q = 43.75 \text{ s}$$

$$p = 4$$

$$k_e = 78.6 \frac{V}{1000 \text{ rpm}}$$

$$C_{m,n} = 42.97 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ (coppia nominale)}$$

$$I_{q,n} = 39.50 \text{ A} \text{ (corrente nominale)}$$

$$k_{t,n} = \frac{C_{m,n}}{I_{q,n}} = 1,09 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{A}} \text{ (costante di coppia)}$$

$$C_0 = 0.55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\gamma = 0.11 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{1000 \text{ rpm}}$$

Il modello meccanico del motore è descritto invece dalla seguente equazione ^[3]:

$$C_m - C_{ext} = (J_m + J_{ext}) \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (4.24)$$

dove:

J_m : inerzia del motore pari a $84 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

J_{ext} : inerzia del carico esterno

C_{ext} : coppia resistente generata dal carico esterno

L'immagine successiva illustra lo schema a blocchi della formula (4.24)

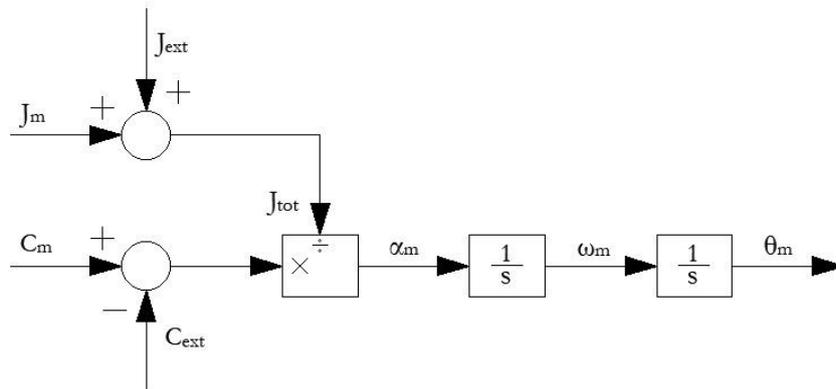


Figura 4.4: Schema a blocchi del modello meccanico del motore

4.3 Pianificazione delle traiettorie

Lo scopo del pianificatore di traiettorie è quello di generare gli ingressi di riferimento per il sistema di controllo del motore. Ovvero, data la lunghezza del tondino da trainare, lo scopo è quello di realizzare una funzione che generi i profili di posizione, velocità e accelerazione del tondino istante per istante, sulla base dei valori di velocità, accelerazione e jerk massimi del motore.

Definiamo quindi le seguenti grandezze:

j'_m : valore di jerk massimo del motore pari a $7.4 \cdot 10^6$ rpm/s³

a'_m : valore di accelerazione massima del motore, dipendente dal valore percentuale ($\alpha_{\%}$) della velocità massima impostata dal pannello di controllo della macchina.

$a'_m = \alpha_{\%} \cdot 91777 - 1276.2$ in rpm/s². Tale relazione è stata ricavata dalle acquisizioni.

v'_m : valore di velocità massima del motore, impostata in percentuale sul valore di 4000 rpm, corrispondente alla velocità nominale del motore, ovvero $v'_m = \alpha_{\%} \cdot 4000$ in rpm.

Poiché il pianificatore di traiettorie implementato nel modello si riferisce a valori di velocità, accelerazione e jerk del tondino in lavorazione, è necessario trasformare i valori delle grandezze (riferite all'asse motore) moltiplicandoli per il fattore

$$\beta = \frac{2 \cdot \pi \cdot i \cdot R}{60} = 0.5407 \frac{mm}{rpm} \quad (4.25)$$

dove:

i : rapporto di riduzione del riduttore pari a 0.0611

R : raggio delle ruote inferiori del traino pari a 84.5 mm

Si otterranno perciò le seguenti grandezze, riferite al tondino:

$$j_m = \beta \cdot j'_m = 4 \cdot 10^6 \frac{mm}{s^3} \quad (4.26)$$

$$a_m = \beta \cdot a'_m = 49620.42 \cdot \alpha_{\%} - 690.04 \frac{mm}{s^2} \quad (4.27)$$

$$v_m = \beta \cdot v'_m = \alpha_{\%} \cdot 2166.67 \frac{mm}{s} \quad (4.28)$$

Definiamo inoltre:

t_j : intervallo di tempo durante il quale $j(t) = j_m$ o $j(t) = -j_m$

t_a : intervallo di tempo durante il quale $a(t) = a_m$ o $a(t) = -a_m$

t_c : intervallo di tempo durante il quale $v(t) = v_m$ o $v(t) = -v_m$

Di seguito sono riportate le equazioni che descrivono i profili di posizione $p(t)$, velocità $v(t)$, accelerazione $a(t)$ e jerk $j(t)$, nell'intervallo di tempo utile a raggiungere la metà della lunghezza desiderata del tondino. Le equazioni relative alla metà restante saranno analoghe.

$$j(t) = \begin{cases} j_m & 0 \leq t < t_j \\ 0 & t_j \leq t < t_j + t_a \\ -j_m & t_j + t_a \leq t < t_j + t_a + t_j \\ 0 & t_j + t_a + t_j \leq t < t_j + t_a + t_j + t_c \end{cases}$$

$$a(t) = \begin{cases} j_m t & 0 \leq t < t_j \\ a_m & t_j \leq t < t_j + t_a \\ a_m - j_m (t - (t_j + t_a)) & t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a \\ 0 & 2t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a + t_c \end{cases}$$

$$v(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} j_m t^2 & 0 \leq t < t_j \\ \frac{1}{2} j_m t_j^2 + a_m (t - t_j) & t_j \leq t < t_j + t_a \\ a_m \left(t - \frac{1}{2} t_j \right) - \frac{1}{2} j_m (t - (t_j + t_a))^2 & t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a \\ v_m & 2t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a + t_c \end{cases}$$

$$p(t) = \begin{cases} \frac{1}{6} j_m t^3 & 0 \leq t < t_j \\ \frac{1}{6} j_m t_j^3 + \frac{1}{2} j_m t_j^2 (t - t_j) + \frac{1}{2} a_m (t - t_j)^2 & t_j \leq t < t_j + t_a \\ \frac{1}{2} a_m t^2 - \frac{1}{2} a_m t_j t - \frac{1}{6} j_m (t - (t_j + t_a))^3 + \frac{1}{6} j_m t_j^3 & t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a \\ \frac{1}{2} a_m (t_a^2 + 3t_j t_a + 2t_j^2) + v_m (t - (2t_j + t_a)) & 2t_j + t_a \leq t < 2t_j + t_a + t_c \end{cases}$$

I tempi t_j e t_a sono stati ricavati come segue:

$$t_j = \frac{a_m}{j_m}, t_a = \frac{v_m}{a_m} - \frac{a_m}{j_m}$$

Mentre il valore di t_c è stato calcolato imponendo il vincolo:

$$p(t = 2t_j + t_a + t_c) = \frac{L}{2}$$

dove L indica la lunghezza del tondino. I grafici successivi illustrano i profili descritti da tali equazioni.

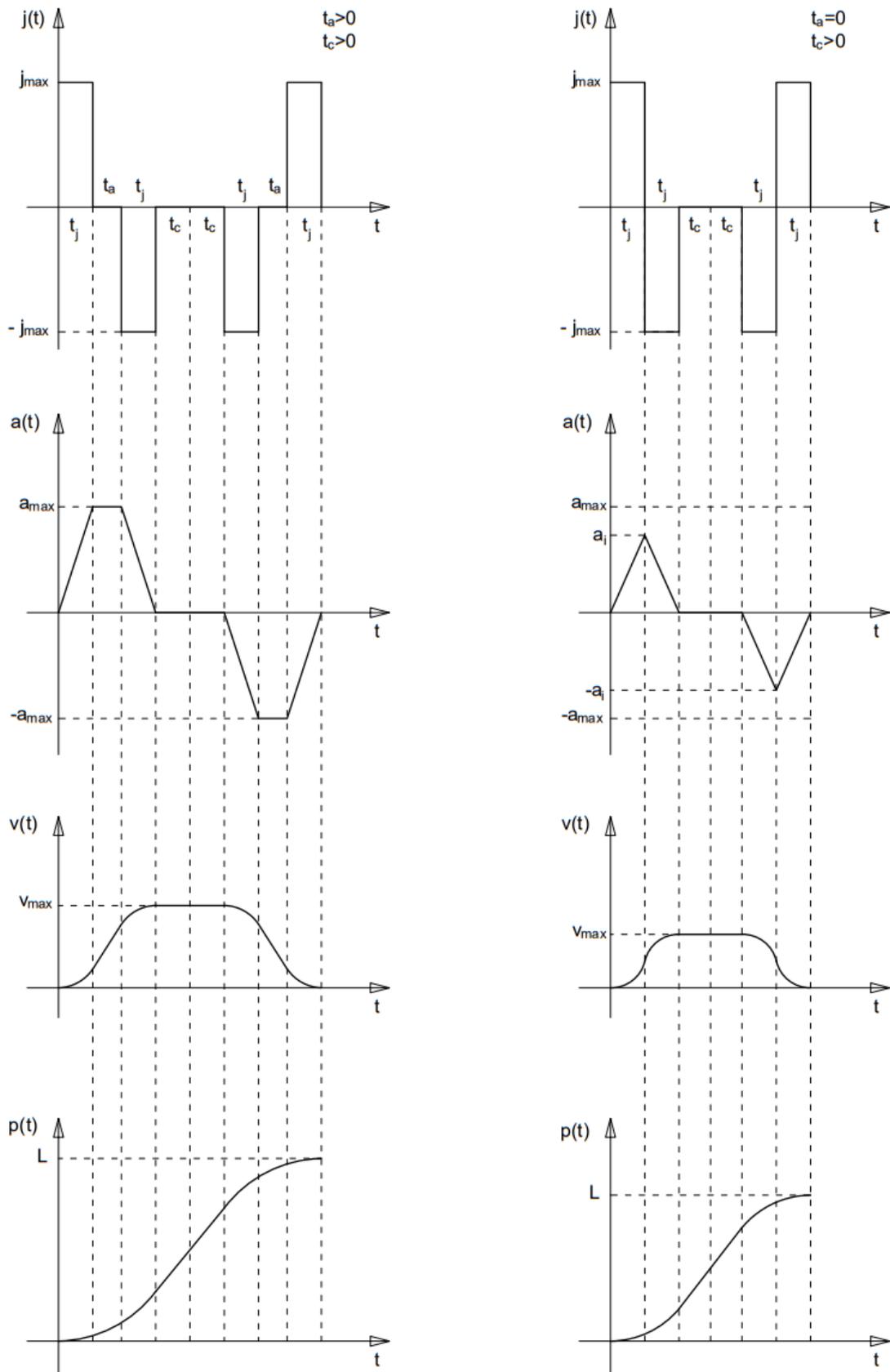


Figura 4.5: Profili di posizione, velocità, accelerazione e jerk
 (caso: $t_a > 0$ e $t_c > 0$ a sinistra; caso: $t_a = 0$ e $t_c > 0$ a destra)

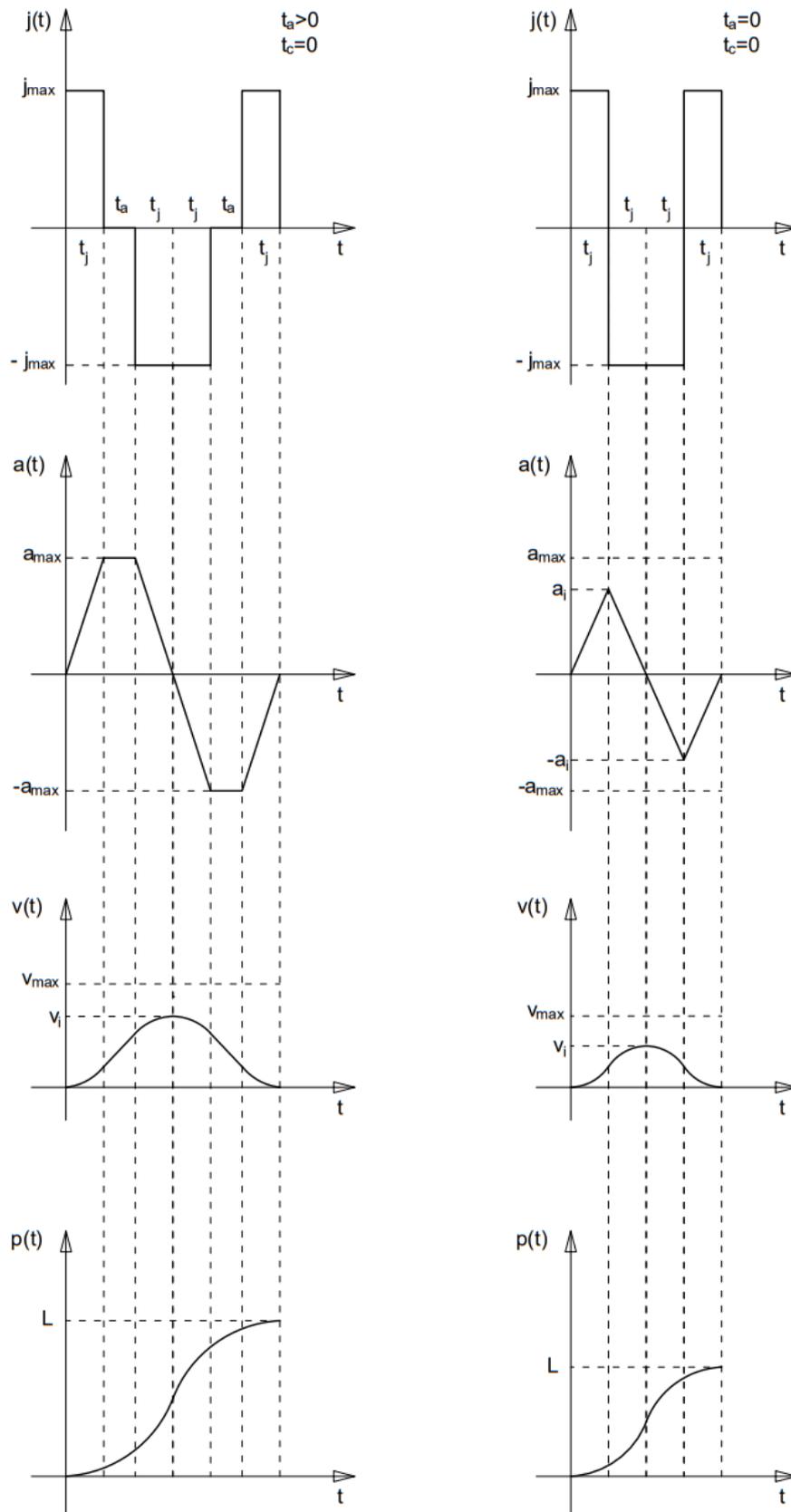


Figura 4.6: Profili di posizione, velocità, accelerazione e jerk
(caso: $t_a > 0$ e $t_c = 0$ a sinistra; caso: $t_a = 0$ e $t_c = 0$ a destra)

La tabella successiva illustra quali casi si presentano in funzione di lunghezza del tondino, velocità accelerazione e jerk massime imposte al moto del tondino.

| $t_a > 0, t_c > 0$ | $t_a = 0, t_c > 0$ | $t_a > 0, t_c = 0$ | $t_a = 0, t_c = 0$ |
|--|---|--|---|
| $v_{max} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}},$ $L > \frac{v_{max}^2}{a_{max}} + \frac{a_{max} v_{max}}{j_{max}}$ | $v_{max} < \frac{a_{max}^2}{j_{max}},$ $L > 2 \sqrt{\frac{v_{max}^3}{j_{max}}}$ | $v_{max} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}},$ $2 \frac{a_{max}^3}{j_{max}^2} < L < \frac{v_{max}^2}{a_{max}} + \frac{a_{max} v_{max}}{j_{max}}$ | $v_{max} < \frac{a_{max}^2}{j_{max}},$ $L < 2 \sqrt{\frac{v_{max}^3}{j_{max}}}$ |
| | | | $v_{max} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}},$ $L < 2 \frac{a_{max}^3}{j_{max}^2}$ |

Tabella 4.1: Condizioni di lunghezza, valori di velocità, accelerazione e jerk massimi per i diversi profili

5. Validazione del modello del sistema di traino

5.1 Descrizione della prova

Per validare il modello del sistema di traino si è scelto di realizzare una prova sulla macchina, per l'acquisizione dei dati, a snervatore e raddrizzatore aperto, e aspo staccato, per escludere il contributo energetico derivante da tali due sistemi.

È importante sottolineare che il valore di energia consumata acquisita si riferisce però, al consumo dell'intera macchina e non esclusivamente al consumo del motore. Rispetto alla formula (3.12) della potenza elettrica, è opportuno considerare perciò un termine aggiuntivo P_0 , relativo al consumo non richiesto unicamente dal sistema di traino ma da altri componenti (quali ad esempio l'intero azionamento elettrico, i sensori e la consolle di controllo). Motivo per il quale, per stimare il valore di P_0 si è acquisito per un determinato intervallo di tempo Δt il consumo energetico ΔE_0 della macchina in stato di inattività e si è ottenuto così P_0 , tramite la seguente formula:

$$P_0 = \frac{\Delta E_0}{\Delta t} = 205 \text{ W} \quad (5.1)$$

Chiaramente questo valore di P_0 è altamente approssimativo infatti, potrebbe risultare che questo termine aggiuntivo possa variare durante la fase di attività della macchina e non essere costante come si è ipotizzato nella realizzazione del modello.

La formula (3.12) dovrà essere perciò corretta aggiungendo il termine appena ricavato. La potenza richiesta dalla macchina sarà ottenuta tramite la formula seguente:

$$P_{tot} = P_0 + P \quad (5.2)$$

dove P è descritto dalla formula (3.12).

Per validare il modello descritto da (5.2) vengono confrontati i valori di energia ricavati integrando la quantità P_{tot} , con i valori acquisiti di energia consumata, durante la fase di traino.

$$E = \int_{t_i}^{t_f} P_{tot}(t) dt \quad (5.3)$$

con

$P_{tot}(t)$: potenza elettrica assorbita dal motore, calcolata tramite la formula (3.12)

t_i : istante di tempo iniziale della prova

t_f : istante di tempo finale della prova

Quindi, dalle prove effettuate saranno ricavati i valori di energia consumata durante la fase di traino. I valori così ottenuti saranno confrontati con quelli ottenuti dal modello.

DESCRIZIONE DELLA PROVA

Per ognuna delle 4 prove descritte successivamente, al fine di isolare e tener conto esclusivamente del sistema di traino, è stato necessario realizzare una barra dritta lunga 4 metri di diametro 10 mm, la quale è stata reinserita nella macchina a snervatore e raddrizzatore aperti, per escluderne il contributo energetico. E' importante notare che questo modo di operare ci ha permesso di escludere anche il consumo energetico derivante dall'aspo.

Sono state realizzate perciò 4 diverse prove a 4 diverse velocità massime di traino:

- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'8% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'11% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 15% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 20% della velocità nominale di traino

Dove la velocità nominale di traino è pari a 2166.67 mm/s, ricavata a partire dal valore di velocità massima di 4000 rpm, riferita all'albero motore, moltiplicato per il coefficiente β definito nella formula (4.25):

Per ognuna delle prove elencate sono state acquisite le seguenti features:

- Potenza attiva assorbita dalla macchina sulle tre fasi (in W). Tale grandezza è fornita dalla macchina
- Energia consumata dalla macchina (in Wh). Tale grandezza è fornita dalla macchina.
- Profilo di velocità del motore (in rpm). Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sul motore
- Profilo di posizione. Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sulla ruota superiore destra (vista frontale) del traino
- Corrente assorbita dal motore (in A). Tale grandezza è fornita dai sensori di corrente

installati sul motore

Inoltre sono stati acquisiti, i valori della macchina a stati del processo di lavorazione. Ovvero, tramite tali valori è possibile individuare in quale fase la macchina stia operando. La macchina a stati è definita da tre variabili binarie:

- Variabile di stato di traino x_1
- Variabile di stato di piega x_2
- Variabile di stato di taglio x_3

Le quali assumono il valore unitario se in quell'istante di tempo la macchina sta operando in quella relativa fase, 0 altrimenti.

Chiaramente per ogni istante di campionamento t_i , si ha:

$$x_1(t_i) + x_2(t_i) + x_3(t_i) = 0, \text{ se la macchina è inattiva}$$

$$x_1(t_i) + x_2(t_i) + x_3(t_i) = 1, \text{ se la macchina è in fase di lavorazione}$$

dove l'ultimo vincolo esclude la possibilità che la macchina stia operando in due fasi diverse.

5.2 Individuazione del profilo di velocità

Per poter validare la formula (3.12), è necessario innanzitutto individuare il profilo di velocità reale che il motore ha tracciato durante la prova. Di seguito è illustrato il grafico del profilo di velocità tracciato dal motore in una delle prove effettuate all'8% della velocità massima.

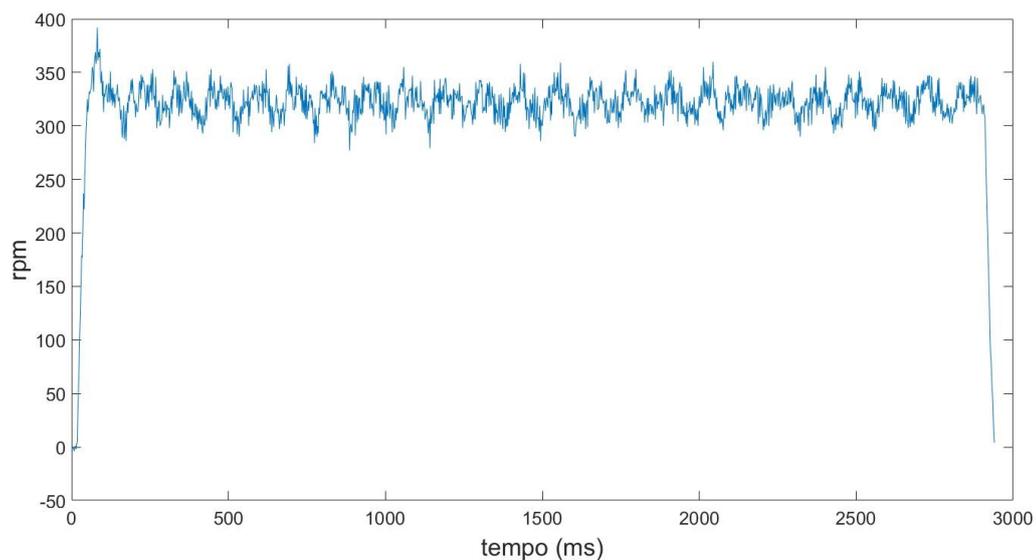


Figura 5.1: Profilo di velocità del motore nella prova effettuata all'8% della velocità massima

Il comportamento disturbato e oscillatorio nella fase a velocità costante deducibile dai dati acquisiti è imponente essenzialmente a due fattori. Uno derivante dalle vibrazioni di tipo meccanico alle quali è sottoposta la macchina durante la fase di traino e da errori causate dai sensori di misura (rumori ad alta frequenza), l'altro causato dal sistema di controllo del motore (oscillazioni a bassa frequenza). Infatti, imponendo una velocità massima dell'8%, viene limitata anche la corrente massima da fornire al motore e tale limitazione provoca una lenta reazione al carico inerziale variabile a cui è sottoposto il sistema di traino.

Per validare il modello del sistema di traino, è stato perciò necessario filtrare il rumore ad alta frequenza, realizzando un filtro passa-basso. L'implementazione del filtro è stata realizzata tramite la Command-Line di Matlab `idfilt`, la quale implementa un filtro passa-basso di Butterworth. Di seguito è illustrata la funzione di trasferimento del filtro ^[7]:

$$B(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2n}}} \quad (5.4)$$

dove :

ω_0 : frequenza di taglio pari a $\frac{2\pi}{T} = 62.83 \text{ rad/s}$ con $T = 0.1 \text{ s}$

n : ordine del filtro pari a 5

Di seguito è illustrato il grafico del profilo di velocità ottenuto dal filtro (5.4).

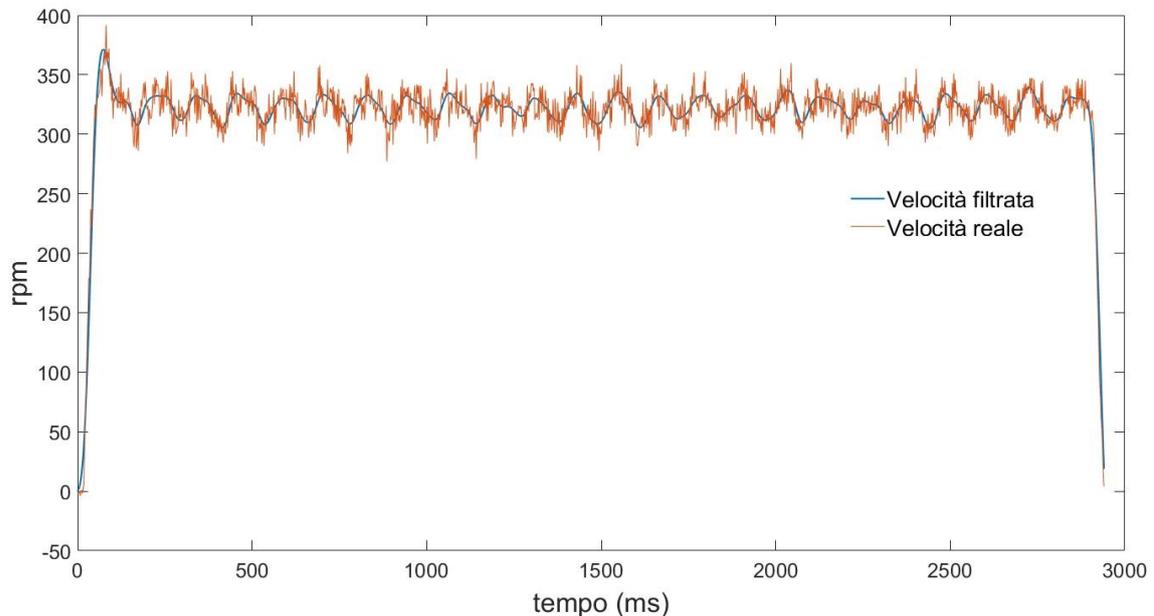


Figura 5.2: Profilo di velocità del motore nella prova effettuata all'8% della velocità massima confrontata con quella filtrata

Poiché la formula (3.12) richiede il profilo di velocità del tondino, è stato necessario moltiplicare i valori di velocità per il coefficiente β descritto nella formula (4.25).

Il grafico successivo illustra invece il profilo di velocità ottenuto dal modello del motore descritto nel Capitolo 3, confrontato con il profilo di velocità derivante dalle acquisizioni.

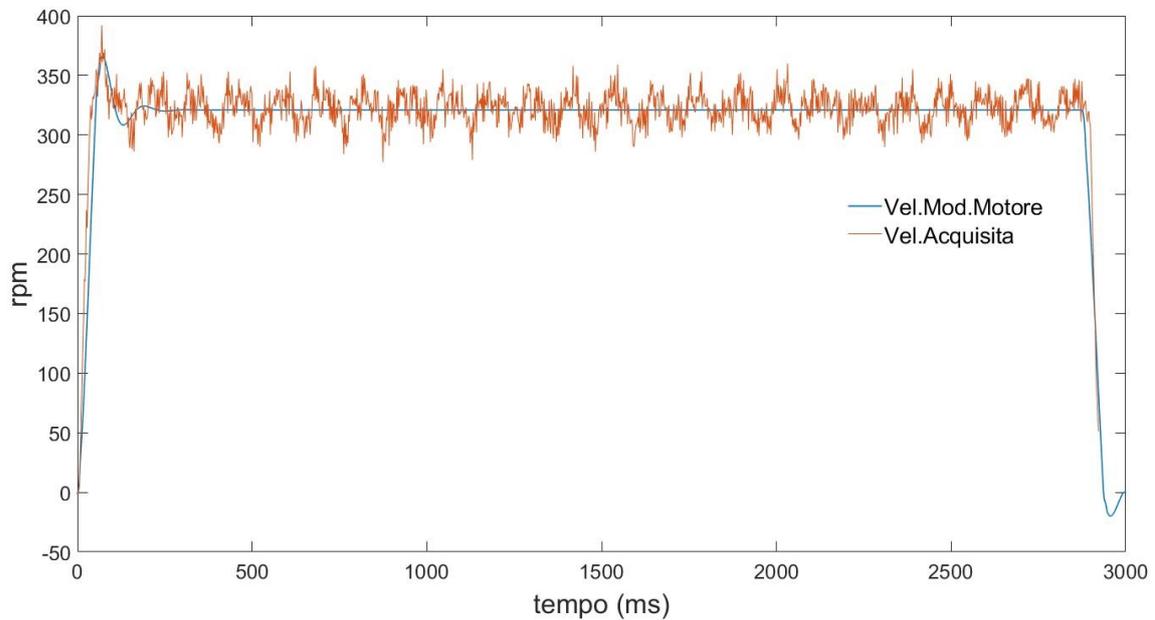


Figura 5.3: Profilo di velocità del motore nella prova effettuata all'8% della velocità massima confrontata con quella ottenuta dal modello

Come è possibile notare dal modello del motore, non si è riuscito ad ottenere le oscillazioni che si verificano durante la fase a velocità costante. Il motivo risiede nel fatto che nel modellare il momento di inerzia del carico J_{ext} , non si sono considerati carichi di inerzia variabili nel tempo ma costanti.

$$J_{ext} = J_k + (J_R + J_r) \cdot i^2 = 128.82 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

dove:

J_k : momento di inerzia del riduttore riferito all'albero motore pari a $128.00 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

J_R : momento di inerzia delle ruote inferiori del traino pari a $170.26 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

J_r : momento di inerzia delle ruote inferiori del traino pari a $50.66 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

i : rapporto di riduzione pari a 0.0611

5.3 Validazione del modello

Di ognuna delle 8 acquisizioni effettuate per ogni prova, è stata ricavata l'energia consumata. Per ogni prova quindi è stato calcolato il valore medio. La Tabella 5.1 illustra tali valori di energia consumata media, confrontati con le quantità ottenute dal modello 5.3.

| Sistema di traino | | |
|---------------------------|------------------------|----------------------|
| Velocità di traino (%max) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. reale (Wh) |
| 8 | 0,2309 | 0,3857 |
| 11 | 0,1884 | 0,3771 |
| 15 | 0,1746 | 0,3300 |
| 20 | 0,1811 | 0,2700 |

Tabella 5.1: Confronto tra valori di energia consumata ottenuti dal modello e quelli acquisiti

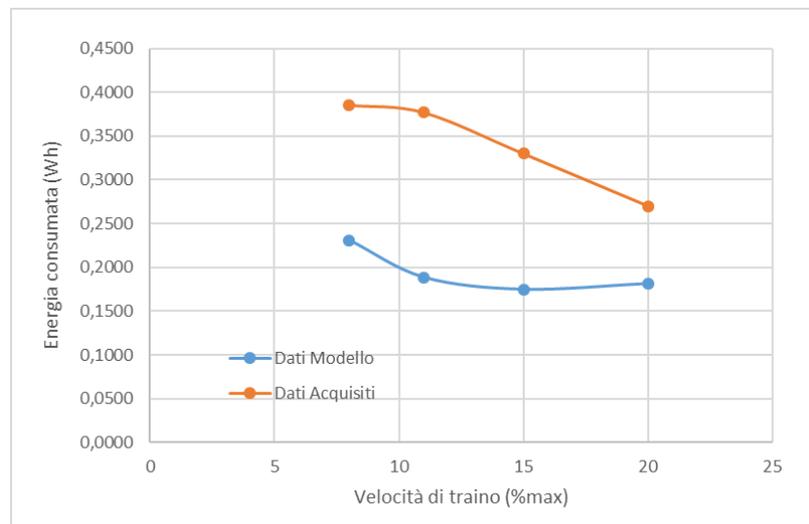


Figura 5.4: Grafico dei valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti

Come è evidente notare, vi è un'elevata differenza tra i valori ottenuti dal modello con quelli acquisiti. Si nota in particolare, come i consumi derivati dal modello si discostino dai dati reali, maggiormente all'aumentare della velocità massima di traino. Ovvero, all'aumentare della velocità il consumo di energia della macchina nel caso reale diminuisce, mentre il modello restituisce consumi di energia pressoché costanti o in lieve aumento al crescere dei valori delle ascisse.

È stato ipotizzato perciò che il comportamento nel caso reale di diminuzione dell'energia consumata all'aumentare della velocità è causato in particolar modo dal rendimento del motore. Infatti lavorando in condizioni lontane da quelle nominali, la potenza dissipata a tali velocità è

presumibilmente attribuibile alle perdite del motoriduttore. Poiché non si è disposto di un banco prova per il motore, per poter ricavarne la curva di rendimento in funzione di velocità e coppia erogata, le perdite di potenza del sistema moto-riduttore sono state ricavate nel seguente modo:

- i. Dalla formula (3.12) si sono considerati i termini di rendimento del motore e del riduttore pari al valore unitario. È stata perciò considerata nulla la potenza dissipata dal sistema moto-riduttore, e sono stati così ricavati i consumi derivati esclusivamente da inerzie e attriti
- ii. Sono stati stimati i dati relativi alle perdite del motore, ottenendoli dalla differenza tra i consumi di energia totali ricavati dalle prove, riportati nella seconda colonna della Tabella 5.1, con quelli ottenuti dal modello descritto nel punto i.
- iii. I valori di energia consumata (in Wh) sono stati trasformati in Joule, e poi divisi per il tempo impiegato per il traino, ottenendo una stima dei valori della potenza dissipata dal sistema moto-riduttore
- iv. Tramite i dati ricavati si è ottenuto un modello delle perdite del sistema moto-riduttore, descritta tramite un'equazione polinomiale.

La Tabella 5.2 illustra i valori ottenuti dai passaggi (i-iii) e il grafico 5.5 mostra il modello ottenuto (passaggio iv).

| Stima di energia dissipata dal moto-riduttore | | | | |
|--|--------------------------------------|----------------------|------------------------------|---------------------|
| Velocità di traino (%max) | En. cons. per attriti e inerzie (Wh) | En. cons. reale (Wh) | Stima energia dissipata (Wh) | Tempo di traino (s) |
| 8 | 0,2186 | 0,3857 | 0,1671 | 2,94 |
| 11 | 0,1755 | 0,3771 | 0,2016 | 2,15 |
| 15 | 0,1583 | 0,3300 | 0,1717 | 1,59 |
| 20 | 0,1593 | 0,2700 | 0,1107 | 1,21 |

Tabella 5.2: Stima dell'energia dissipata dal sistema moto-riduttore

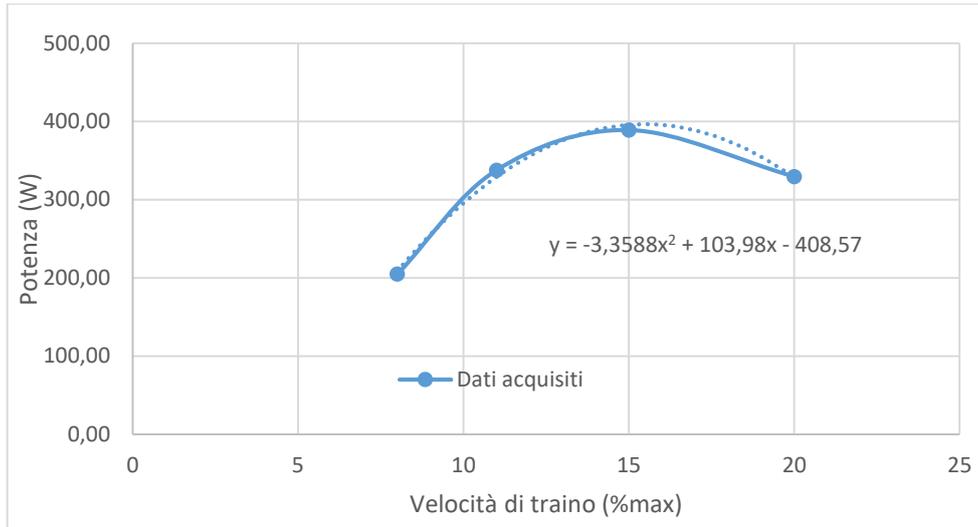


Figura 5.5: Stima della potenza dissipata dal sistema moto-riduttore

Il modello della potenza dissipata è descritto dalla formula 5.5:

$$P_1 = -3.36 \cdot x^2 + 103.98 \cdot x - 408.57 \text{ (W)} \quad (5.5)$$

dove x indica la percentuale di velocità di traino rispetto al valore massimo.

Tale formula è stata poi aggiunta al modello del traino, ottenendo:

$$P_{tot} = P_0 + P_1 + P' \quad (5.6)$$

dove

$$P' = \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_m + J_k}{(i \cdot R)^2} + 2 \cdot \frac{J_R}{R^2} + 2 \cdot \frac{J_r}{r^2} + m_f \right) \cdot v^2 \right] + 2(f_a + F_a)v \quad (5.7)$$

Come si nota, nella formula (5.7) non compaiono i termini relativi ai rendimenti del motore e del riduttore, in quanto le potenze dissipate dal motoriduttore sono già considerate nel termine P_1 .

Di seguito sono riportati i valori di energia consumata ottenuti dalla formula (5.6), confrontati con i dati ottenuti dalle acquisizioni.

| Dati modello corretto | | | |
|---------------------------|------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| Velocità di traino (%max) | Energia consumata reale (Wh) | Energia consumata modello (Wh) | Errore Relativo (%) |
| 8 | 0,3857 | 0,3886 | 0,75 |
| 11 | 0,3771 | 0,3718 | 1,43 |
| 15 | 0,3300 | 0,3331 | 0,93 |
| 20 | 0,2700 | 0,2692 | 0,30 |

Tabella 5.3: Valori di energia consumata ottenuti dal modello 5.6 confrontati con i dati acquisiti

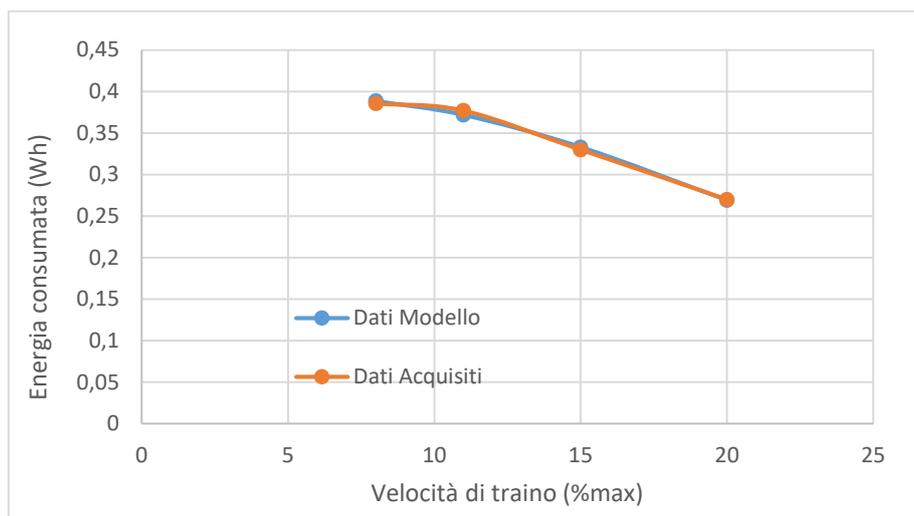


Figura 5.6: Grafico dei valori di energia consumata ottenuti dal modello (5.6) confrontati con i dati acquisiti

Tale stima di P_1 delle perdite del sistema moto-riduttore, nonostante restituisca dei risultati migliori, rispetto alle perdite calcolate con rendimento costante presenta essenzialmente due svantaggi:

- i. Stima altamente vincolata alle condizioni in cui sono state effettuate le prove (quali ad esempio temperatura interna del motore, condizioni dei materiali ferromagnetici soggetti al fenomeno di isteresi, vibrazioni meccaniche verificatisi nell'intero sistema di traino)
- ii. Stime valide esclusivamente fino al 20% della velocità massima di traino. Ciò comporta a non conoscere l'andamento delle perdite a velocità più elevate.

Motivo per il quale, per elaborare un modello del sistema di traino più flessibile alle diverse tipologie di lavoro a cui è sottoposto, sarebbe necessario, attraverso un banco prova, effettuare prove specifiche per poter ricavare l'andamento del rendimento del motore in funzione di velocità e coppia erogata.

6. Il sistema di snervamento e raddrizzatura

6.1 Descrizione del sistema

Poiché il filo viene trainato direttamente dalla bobina disposta sull'aspo, per la realizzazione della staffa, è necessario esercitare sul ferro un'azione di snervamento e raddrizzatura. Tali operazioni sono svolte dallo snervatore e dal raddrizzatore. Questi due moduli sono disposti rispettivamente a monte e a valle del sistema di traino, come raffigurato nell'immagine successiva.

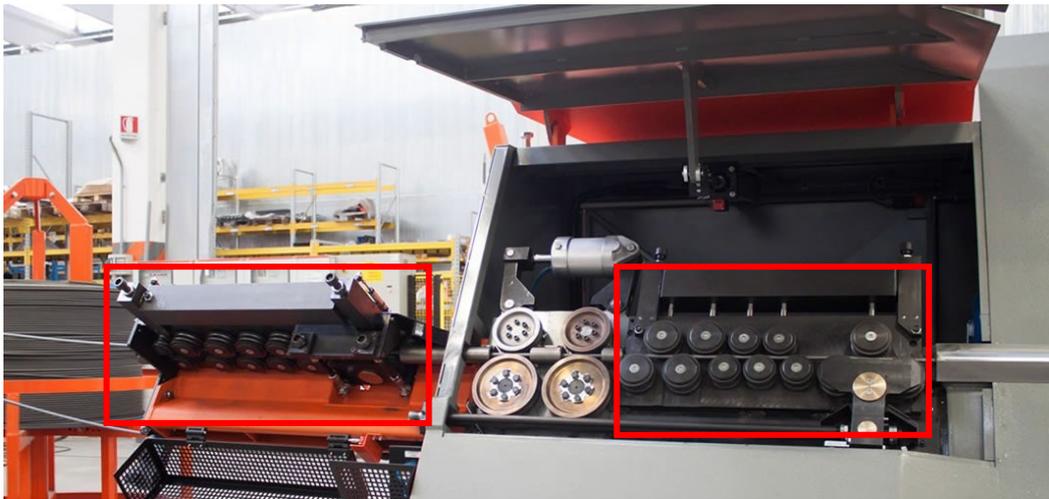


Figura 6.1: Sistema di snervamento (a sinistra) e sistema di raddrizzatura (a destra)

Il ferro, entrante nella macchina tramite l'operazione svolta dal sistema di traino, subisce l'azione dello snervatore il quale deve garantire che il ferro passi dal campo elastico a quello plastico. Sarà poi compito del raddrizzatore realizzare la raddrizzatura del tondino.

6.2 Analisi dati acquisiti e modellazione

Per quel che riguarda la modellizzazione del sistema di snervamento e raddrizzatura, si è scelto di studiarne il comportamento a diverse velocità di traino, attraverso esclusivamente, l'analisi dei dati di acquisizione, ovvero, tramite quest'ultimi si è ricavata l'energia consumata a diverse velocità. Si è evitato quindi, per l'elevata complessità, la realizzazione del modello fisico.

DESCRIZIONE DELLA PROVA

Al fine di analizzare il sistema di snervamento e raddrizzatura è stato necessario escludere l'aspo nell'esecuzione della prova. Perciò si è deciso di tagliare il filo a monte, all'altezza dell'aspo. Tale operazione ha permesso comunque di preservare la nervatura del ferro, eliminando il contributo energetico dell'aspo.

Analogamente alle prove effettuate per lo studio del sistema di traino, sono state realizzate 4 prove a diverse velocità di traino, elencate qui di seguito:

- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'8% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'11% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 15% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 20% della velocità nominale di traino

Anche in questo caso sono state acquisite le stesse features elencate precedentemente nella descrizione delle prove per il sistema di traino, incluse le variabili della macchina a stati.

La tabella successiva illustra i valori di energia consumata media, ricavata dalle suddette prove.

| Velocità di traino (%max) | Energia consumata (Wh) |
|---------------------------|------------------------|
| 8 | 0,6814 |
| 11 | 0,6300 |
| 15 | 0,5700 |
| 20 | 0,5050 |

Tabella 6.1: Valori di energia consumata media ottenuti a partire dalle acquisizioni

Come accennato in precedenza, per via dell'elevata complessità, di tale sistema non è stato realizzato il modello fisico. Bensì si è scelto di ricavarne il comportamento, analizzando i dati acquisiti dei consumi di energia (Tabella 6.1). Per ricavare perciò, il contributo energetico di tale sistema, sono stati seguiti i seguenti passi:

- i. Stima dei valori di consumi di energia del sistema di snervamento e raddrizzatura, attraverso la differenza tra i consumi ricavati da tale prova (Tabella 6.1) con i consumi ricavati dalle prove effettuate esclusivamente con il sistema di traino attivo (Tabella 5.1).
- ii. Sono stati ottenuti così i valori di potenza assorbita dal sistema di snervamento e raddrizzatura, trasformando prima i valori ottenuti dal punto i in Joule e poi dividendoli per il tempo di traino impiegato.
- iii. A partire dai valori ottenuti nel punto ii, è stato ricavato il modello del sistema.

La tabella successiva illustra i valori ottenuti dai passaggi appena illustrati.

| Stima dell' energia richiesta dai raddrizzatori | | | | |
|---|--------------------------------------|------------------------------|--|---------------------|
| Velocità di traino (%max) | En. cons. dal sistema di traino (Wh) | En. cons. Raddr. chiusi (Wh) | Stima energia richiesta dai raddrizzatori (Wh) | Tempo di traino (s) |
| 8 | 0,3857 | 0,6814 | 0,2957 | 2,94 |
| 11 | 0,3771 | 0,6300 | 0,2529 | 2,15 |
| 15 | 0,3300 | 0,5700 | 0,2400 | 1,59 |
| 20 | 0,2700 | 0,5050 | 0,2350 | 1,21 |

Tabella 6.2: Dati relativi alla prova per la modellazione dei raddrizzatori

La Tabella 6.3 e il grafico 6.1 illustrano il modello del sistema di snervamento e raddrizzatura ottenuto a partire dai valori della Tabella 6.2.

| Potenza richiesta dai raddrizzatori | |
|-------------------------------------|-----------------------|
| Velocità di traino (%max) | Potenza richiesta (W) |
| 8 | 362,08 |
| 11 | 423,46 |
| 15 | 543,40 |
| 20 | 699,17 |

Tabella 6.3: Valori di potenza richiesta dal sistema di snervamento e raddrizzatura calcolati a partire dai valori della Tabella 6.2

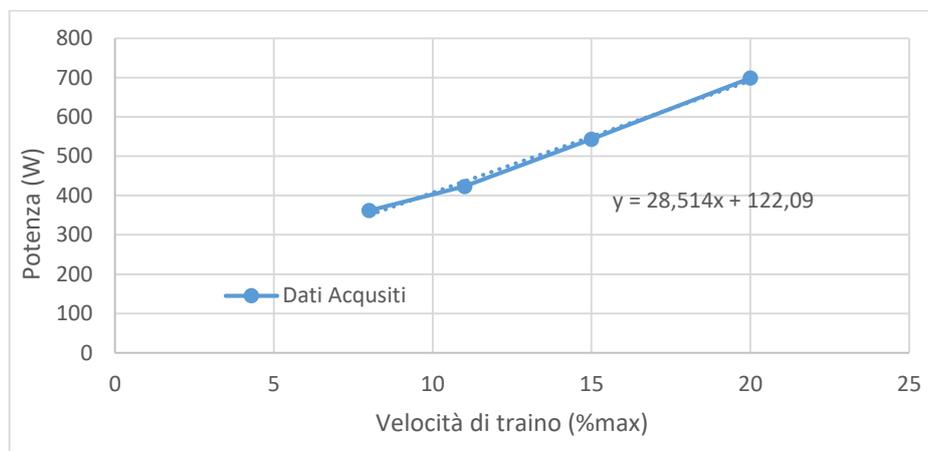


Figura 6.1: Modello della potenza richiesta dal sistema di snervamento e raddrizzatura ottenuta a partire dai valori della Tabella 6.3

L'equazione 5.1 descrive perciò il modello del sistema di snervamento e raddrizzatura ricavato.

$$P_2 = 28.51 \cdot x + 122.09 \text{ (W)} \quad (6.1)$$

Il modello descritto dalla formula (5.6) deve essere perciò corretto aggiungendo il termine P_2 , che tiene conto appunto del contributo in termini di potenza, dei raddrizzatori. Si ottiene quindi:

$$P_{tot} = P_0 + P_1 + P_2 + P' \quad (6.2)$$

Per poter confrontare i valori ottenuti dal modello con quelli acquisiti, è stato innanzitutto necessario filtrare le velocità acquisite con la formula (5.4), dove i valori di frequenza di taglio e ordine del filtro pari rispettivamente, a 62.83 rad/s e 5.

| Velocità di traino (%max) | Energia consumata reale (Wh) | Energia consumata modello (Wh) | Errore Relativo (%) |
|---------------------------|------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 8 | 0,6814 | 0,7107 | 4,30 |
| 11 | 0,6300 | 0,6892 | 9,40 |
| 15 | 0,5700 | 0,6025 | 5,70 |
| 20 | 0,5050 | 0,5113 | 1,25 |

Tabella 6.4: Valori di energia consumata acquisita confrontati con quelli ottenuti dal modello 6.2

Il grafico successivo illustra i valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti.

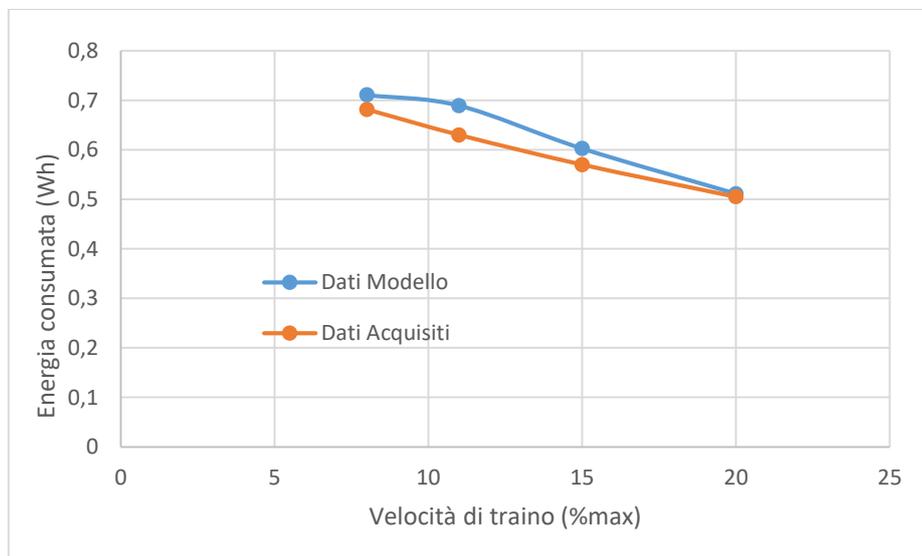


Figura 6.2: Valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti.

Dai dati ottenuti si nota che il modello realizzato restituisce valori maggiori rispetto a quelli acquisiti, con un errore relativo massimo del 9.40%.

7. Il sistema di stoccaggio

7.1 Descrizione del sistema

Il filo, per entrare nella macchina e quindi lavorato, deve essere svolto dalla sua matassa avvolto intorno all'aspo. L'immagine successiva illustra l'aspo con una bobina di ferro avvolta.



Figura 7.1: Sistema di stoccaggio (aspo) con la bobina di ferro

dove:

1. Telaio dell'aspo
2. Bobina di ferro
3. Guide per il tondino
4. Sistema frenante

Chiaramente, per facilitare lo svolgimento del filo, l'aspo è libero di ruotare intorno al suo asse. È dotato di un sistema frenante per impedire lo srotolamento del filo, mentre avviene il processo

di piega o di taglio del tondino. È importante sottolineare che l'aspo non è azionato da nessun motore, bensì il filo viene svolto esclusivamente dall'azione del traino.

7.2 Modellizzazione del sistema aspo-bobina

Per la modellizzazione, si è focalizzato l'interesse sulla variazione del momento di inerzia in funzione della quantità di filo svolto e sull'azione resistente al moto rotatorio dell'aspo da parte dei cuscinetti, posti sull'albero portante del telaio. Di seguito è illustrata la relazione della potenza meccanica richiesta dall'aspo, mentre ruota ad una certa velocità angolare $\omega(t)$.

$$P_3 = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \cdot J_A(t) \cdot \omega(t)^2 \right) + \gamma(\omega) \quad (7.1)$$

dove:

$J_A(t)$: momento di inerzia del sistema aspo e bobina al tempo t

$\gamma(\omega)$: potenza dissipata per attrito esercitato sui cuscinetti.

Per ricavare il momento di inerzia del sistema composto dall'aspo e dalla bobina all'istante di tempo t sono state utilizzate le seguenti semplificazioni:

- Bobina di ferro semplificata ad un cilindro cavo ad ogni istante di tempo t
- Asse di rotazione del sistema coincidente con l'asse baricentrico verticale del telaio e l'asse baricentrico verticale del cilindro cavo

Da tali due semplificazioni è perciò possibile ricavare il momento di inerzia totale del sistema aspo e bobina tramite la somma del momento di inerzia del telaio e il momento di inerzia del cilindro cavo. Dove chiaramente sarà solamente quest'ultimo termine a variare nel tempo in funzione della quantità di filo svolto. Analizziamo, quindi ora nel dettaglio, come è stata modellizzata la bobina.

È stato considerato per l'appunto un cilindro cavo di raggio interno fisso R_{int} , ottenuto dalla distanza tra asse baricentrico verticale del cilindro e posizione del primo avvolgimento della bobina, e raggio esterno $R(t)$, dipendente, dalla quantità di filo svolto. Quindi:

R_{int} : raggio interno della bobina

$R(t)$: raggio esterno della bobina

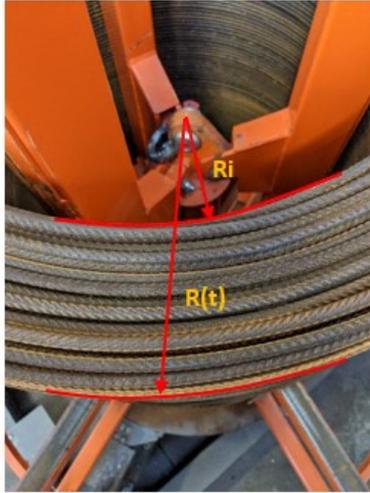


Figura 7.2: Illustrazione di raggio interno (fisso) e raggio esterno (variabile nel tempo)

Il filo è avvolto intorno all'aspo, seguendo la direzione verticale.

Supponiamo che la bobina sia composta da N avvolgimenti e M impilaggi. Dove gli M impilaggi sono le spire sovrapposte una sopra l'altra visibili nella Figura 6.1 e gli N avvolgimenti rappresentano il numero di circonferenze concentriche visibili nella Figura 6.2. Consideriamo il j -esimo avvolgimento della bobina. Poiché quest'ultima è avvolta in senso verticale, lo srotolamento avverrà su ogni singolo impilaggio da 1 a M e, una volta terminati, si inizierà immediatamente a svolgere il $(j - 1)$ -esimo avvolgimento. Verrà ripetuta così l'azione di srotolamento sugli M impilaggi anche su tale avvolgimento e una volta srotolati si passerà al $(j - 2)$ -esimo avvolgimento e così via fino allo srotolamento totale della bobina.

Supponiamo quindi, che all'istante di tempo t_0 la macchina stia per iniziare a svolgere l' N -esimo avvolgimento. Il raggio esterno del cilindro cavo sarà ottenuto tramite la relazione,

$$R_0 = R(t_0) = R_{int} + N \cdot d \quad (7.2)$$

dove d è il diametro del tondino avvolto.

La lunghezza del ferro di tutti gli M impilaggi dell' N -esimo avvolgimento è pari quindi alla circonferenza di raggio R_0 , ovvero pari alla quantità $l_N = 2 \cdot \pi \cdot R_0$.

Definendo inoltre:

$l(t)$: lunghezza totale della bobina al tempo t

$m(t)$: massa totale della bobina al tempo t ,

si ricava la lunghezza totale l_0 e la massa totale m_0 della bobina al tempo t_0 tramite le seguenti formule:

$$l_0 = l(t_0) = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \left[\sum_{k=1}^N (R_{int} + k \cdot d) \right] \quad (7.3)$$

$$m_0 = m(t_0) = l_0 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \quad (7.4)$$

dove ρ è la densità volumetrica del ferro avvolto.

Tutti gli M impilaggi dell' N -esimo avvolgimento, verranno svolti quando sarà stata trainata una quantità di filo pari a $L_N = M \cdot l_N = M \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_0)$.

Per semplificare il modello, sono stati modellizzati, il raggio $R(t)$ e la massa $m(t)$ che diminuiscono linearmente in funzione della quantità di filo trainato $p(t)$, nell'intervallo di tempo $[t_0, t]$, tramite le relazioni:

$$R(t) = R_0 - \frac{p(t)}{L_N} \cdot d \quad (7.5)$$

$$m(t) = m_0 - \frac{p(t)}{L_N} \cdot \left[2 \cdot \pi \cdot M \cdot (R_{int} + N \cdot d) \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \right] \quad (7.6)$$

con:

$$p(t_0) = 0.$$

Consideriamo l'istante t_1 , quando saranno svolti tutti gli M impilaggi dell' N -esimo avvolgimento. Avremo $p(t_1) = L_N$ (quindi $\frac{p(t_1)}{L_N} = 1$) e le formule (7.5) e (7.6) diventano:

$$R_1 = R(t_1) = R_0 - d = R_{int} + N \cdot d - d = R_{int} + (N - 1) \cdot d \quad (7.7)$$

$$\begin{aligned} m_1 = m(t_1) &= m_0 - 2 \cdot \pi \cdot M \cdot (R_i + N \cdot d) \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \\ &= 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \left[\sum_{k=1}^N (R_{int} + k \cdot d) - (R_{int} + N \cdot d) \right] \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \\ &= 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \left[\sum_{k=1}^{N-1} (R_{int} + k \cdot d) \right] \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \end{aligned} \quad (7.8)$$

Ovvero, si otterranno il raggio e la massa corrispondenti all' $(N - 1)$ -esimo avvolgimento.

Consideriamo ora l'intervallo di tempo $[t_1, t]$, durante il quale viene svolto l' $(N - 1)$ -esimo avvolgimento. In questo caso, poiché il raggio esterno della bobina vale ora $R_1 = R_i + (N - 1) \cdot d$, la lunghezza totale dell' $(N - 1)$ -esimo avvolgimento (considerando quindi tutti gli M impilaggi vale $L_{N-1} = M \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_1)$. Il raggio esterno e la massa varieranno nel tempo secondo le formule:

$$R(t) = R_1 - \frac{p(t) - p(t_1)}{L_{N-1}} \cdot d \quad (7.9)$$

$$m(t) = m_1 - \frac{p(t) - p(t_1)}{L_{N-1}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot M \cdot [R_i + (N - 1) \cdot d] \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \quad (7.10)$$

con:

$p(t_1) = L_N = M \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_0)$: quantità di filo trainata per svolgere l' N -esimo avvolgimento.

Se definiamo t_2 come l'istante di tempo nel quale sarà stata svolta completamente anche l' $(N - 2)$ -esimo avvolgimento, ovvero quando $p(t_2) = L_N + L_{N-1}$, avremo

$$R_2 = R(t_2) = R_1 - d = R_i + (N - 1) \cdot d - d = R_i + (N - 2) \cdot d \quad (7.11)$$

$$m_2 = m(t_2) = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \left[\sum_{k=1}^{N-2} (R_{int} + k \cdot d) \right] \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho \quad (7.12)$$

Tale procedimento verrà iterato, fino ad ottenere il completo svolgimento del filo.

Avremo perciò

$$R(t) = \begin{cases} R_0 - \frac{p(t)}{L_N} \cdot d & t_0 < t \leq t_1 \\ R_1 - \frac{p(t) - L_N}{L_{N-1}} \cdot d & t_1 < t \leq t_2 \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ R_{N-1} - \frac{p(t) - (L_0 - L_1)}{L_1} \cdot d & t_{N-1} < t \leq t_N \end{cases} \quad (7.13)$$

Mentre, per la massa, definendo $S = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \rho$ la sezione del tondino, avremo:

$$m(t) = \begin{cases} m_0 - \frac{p(t)}{L_N} \cdot 2\pi \cdot M \cdot [R_{int} + Nd] \cdot S & t_0 < t \leq t_1 \\ m_1 - \frac{p(t) - p(t_1)}{L_{N-1}} \cdot 2\pi \cdot M \cdot [R_{int} + (N-1)d] \cdot S & t_1 < t \leq t_2 \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ m_{N-1} - \frac{p(t) - (l_0 - L_1)}{L_1} \cdot 2\pi \cdot M \cdot [R_{int} + d] \cdot S & t_{N-1} < t \leq t_N \end{cases} \quad (7.14)$$

dove:

$[t_{j-1}, t_j]$: intervallo di tempo per svolgere l'intero avvolgimento $(N - (j - 1))$, con $j \in [1, N]$

$R_j = R_{int} + (N - j) \cdot d$: raggio corrispondente all'avvolgimento $(N - j)$, con $j \in [0, N - 1]$

$m_j = 2\pi M [\sum_{k=1}^{N-j} (R_{int} + kd)] S$: massa della bobina con $(N - j)$ avvolgimenti, $j \in [0, N - 1]$

$L_j = M \cdot (2\pi \cdot R_{N-j})$: lunghezza del j -esimo avvolgimento, con $j \in [1, N]$

l_0 : lunghezza iniziale della bobina, ottenuta dalla formula (7.2)

È importante notare che le formule (7.13) e (7.14) rappresentano una semplificazione del comportamento reale del raggio, in quanto per una più accurata modellizzazione si sarebbe dovuto considerare una diminuzione del raggio quantizzata e non lineare.

Il momento di inerzia, totale del sistema composto dall'aspo e dalla bobina all'istante di tempo t sarà ottenuto quindi dalla seguente relazione:

$$J_A(t) = J_0 + \frac{1}{2} \cdot m(t) \cdot (R_i^2 + R(t)^2) \quad (7.15)$$

dove:

J_0 : momento di inerzia del telaio dell'aspo

Per poter ricavare la velocità angolare, che compare nella formula (7.1) occorre individuare la relazione tra la velocità $v(t)$ con la quale viene trainato il tondino e la velocità angolare $\omega(t)$ alla quale ruota l'aspo.

$$\omega(t) = \frac{v(t)}{R(t)} \quad (7.16)$$

Per lo studio del termine $\gamma(\omega)$, il quale rappresenta la potenza dissipata per via dell'attrito esercitato sui cuscinetti dell'aspo, si è sfruttato l' SKF Bearing Select, uno strumento software

in grado di effettuare il calcolo dei parametri di prestazione più importanti dei cuscinetti, quali energia e potenza dissipata.

La struttura rotante dell'aspo poggia su due cuscinetti a una corona di rulli conici montati in configurazione ad O, distanti 131,75 mm l'uno dall'altro.

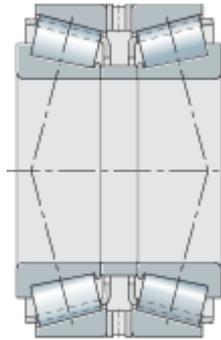


Figura 1.3: Configurazione di montaggio dei cuscinetti

Le dimensioni di ingombro dei due cuscinetti sono:

Cuscinetto superiore:

- Diametro esterno $D = 160$ mm;
- Diametro interno $d = 90$ mm;
- Spessore $B = 32,5$ mm.

Cuscinetto inferiore:

- Diametro esterno $D = 180$ mm;
- Diametro interno $d = 100$ mm;
- Spessore $B = 37$ mm.

In assenza di fenomeni vibratori (che non vengono in questa analisi considerati) agiscono solamente forze assiali determinate dal peso della struttura e della bobina. Tale peso diminuirà nel tempo a causa dello svolgimento della bobina. Di conseguenza, per individuare una relazione tra la potenza dissipata dal sistema di cuscinetti di supporto ed il peso della struttura si sono considerati due casi:

Caso di peso della struttura, con la bobina quasi scarica, e con un peso totale di m_{min} corrispondente alla massa di aspo e bobina con 40 impilaggi e 2 avvolgimenti;

Caso di peso della struttura, con la bobina carica, e con un peso totale di m_{max} corrispondente alla massa di aspo e bobina con 15 impilaggi e 130 avvolgimenti;

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti dipenderà anche dalla velocità di rotazione angolare dell'aspo $\omega(t)$. Di conseguenza, per individuare una relazione tra la potenza dissipata dal sistema di cuscinetti di supporto e la velocità di rotazione angolare dell'aspo, per ognuno dei due casi sopra presentati si è calcolata la potenza dissipata a due velocità diverse:

$$v_1 = 0.08 \cdot 2166.67 \frac{mm}{s} = 173.33 \frac{mm}{s}$$

$$v_2 = 0.20 \cdot 2166.67 \frac{mm}{s} = 433,34 \frac{mm}{s}$$

dove il valore di 2166.67 mm/s corrisponde alla velocità massima di traino del tondino.

Avremo quindi un totale di 4 casi da analizzare:

$$m_{min} = 38.2 \text{ Kg e } v_1 = 173.33 \frac{mm}{s}$$

$$m_{min} = 38.2 \text{ Kg , } v_2 = 433,34 \frac{mm}{s}$$

$$m_{max} = 1183.2 \text{ Kg, } v_1 = 173.33 \frac{mm}{s}$$

$$m_{max} = 1183.2 \text{ Kg, } v_2 = 433,34 \frac{mm}{s}$$

dove m_{min} e m_{max} sono stati calcolati tramite la formula (7.6).

Il modello restituisce, rispettivamente le seguenti potenze dissipate dal sistema di cuscinetti nei quattro casi analizzati:

$$\gamma_1 = 1 \text{ W}$$

$$\gamma_2 = 2 \text{ W}$$

$$\gamma_3 = 2 \text{ W}$$

$$\gamma_4 = 5 \text{ W.}$$

Poiché il valore massimo ottenuto è pari a 5 W, che è relativamente basso rispetto ai valori di potenza richiesta dall'intera macchina per la lavorazione di un tondino, si è deciso di trascurare il termine $\gamma(\omega)$, dalla formula (7.1), ottenendo

$$P_3 = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \cdot J_A(t) \cdot \omega(t)^2 \right) = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} J_A(t) \omega(t)^2 + J_A(t) \omega(t) \frac{d\omega(t)}{dt} \quad (7.17)$$

7.3 Validazione del modello

Di seguito sono riportati i valori dei termini del modello del sistema composto da aspo e bobina:

$$J_0 = 164.814 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2,$$

$$R_i = 0.180 \text{ m}$$

$$d = 10 \text{ mm} \text{ (diametro del tondino)}$$

$$\rho = 7.874 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 \text{ (densità del ferro)}$$

DESCRIZIONE DELLA PROVA

Per questa prova non è stata effettuata alcuna operazione preliminare. Si è quindi replicato il normale funzionamento della macchina.

Di seguito sono elencate le prove effettuate:

- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'8% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, all'11% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 15% della velocità nominale di traino
- 8 fili di lunghezza 500 mm e di diametro 10 mm ciascuno, al 20% della velocità nominale di traino

Anche in questo caso sono state acquisite le stesse features elencate precedentemente nella descrizione delle prove per il sistema di traino e per il sistema di snervamento e raddrizzatura.

La tabella successiva illustra i valori di energia consumata media ricavati da tali acquisizioni

| Sistema aspo-bobina | |
|---------------------------|--------------------------|
| Velocità di traino (%max) | En. cons. acquisita (Wh) |
| 8 | 0,7757 |
| 11 | 0,7334 |
| 15 | 0,6771 |
| 20 | 0,5657 |

Tabella 7.1: Valori di energia consumata acquisita

Per poter ricavare il contributo energetico derivante dal sistema composto da aspo e bobina si è calcolata la differenza tra i consumi ricavati da tale prova (Tabella 7.1) con i consumi ricavati dalle prove effettuate con i sistemi di snervamento e raddrizzatura attivi (Tabella 6.1).

Per ricavare i dati dal modello è necessario definire il numero di impilaggi e di avvolgimenti all'inizio della prova. In questo caso si ha $N = 4$ avvolgimenti e $M = 40$ impilaggi circa.

La Tabella 7.2 illustra i valori ottenuti confrontati con quelli ricavati dal modello:

| Velocità di traino (%max) | Energia consumata reale (Wh) | Energia consumata modello (Wh) |
|---------------------------|------------------------------|--------------------------------|
| 8 | 0,0943 | 0,0286 |
| 11 | 0,1034 | 0,0518 |
| 15 | 0,1071 | 0,0932 |
| 20 | 0,0607 | 0,1617 |

Tabella 7.2: Confronto tra i valori di energia consumata dall'aspo ricavati dalle acquisizioni confrontati con quelli ottenuti dal modello

I valori dell'ultima colonna della Tabella 7.2 sono stati ricavati tramite la formula (7.18)

$$E = \int_{t_i}^{t_f} P_3(t) dt \quad (7.18)$$

dove:

t_i : istante di tempo iniziale della prova

t_f : istante di tempo finale della prova

P_3 : potenza calcolata tramite la formula 7.12.

L'immagine successiva illustra il grafico relativo ai dati della Tabella (7.2).

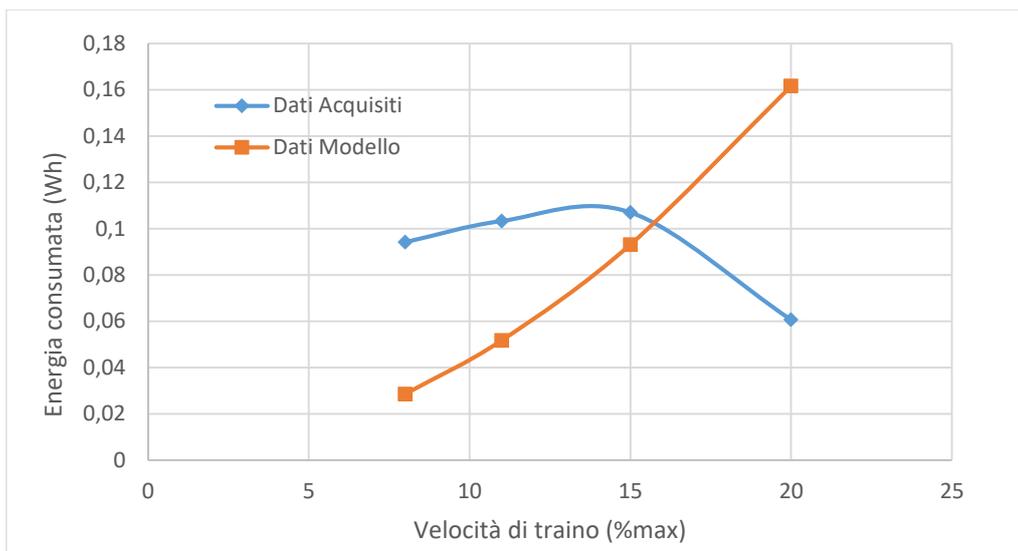


Figura 7.3: Confronto tra i grafici relativi ai consumi di energia del sistema aspo e bobina ottenuti dal modello e quelli ottenuti dalle acquisizioni

I valori ottenuti dal modello dell'aspo, descritto dalla formula (7.17), si discostano dai valori reali in quanto le condizioni in cui è stata effettuata la prova erano lontane dalle condizioni di idealità con le quali è stato modellizzato l'aspo. Infatti, poiché la bobina era quasi terminata, il ferro veniva spesso stratonato, e l'aspo in alcuni istanti di tempo non ruotava. È importante sottolineare infatti che nella modellazione dell'aspo si è ipotizzato che quest'ultimo ruoti ad una velocità sincrona con l'avanzamento del tondino (secondo la formula 7.16) e quindi ciò comporta che non ci sia moto relativo tra aspo e bobina.

8. Il sistema di piega

8.1 Descrizione del sistema

Di seguito è illustrato il sistema di piega.

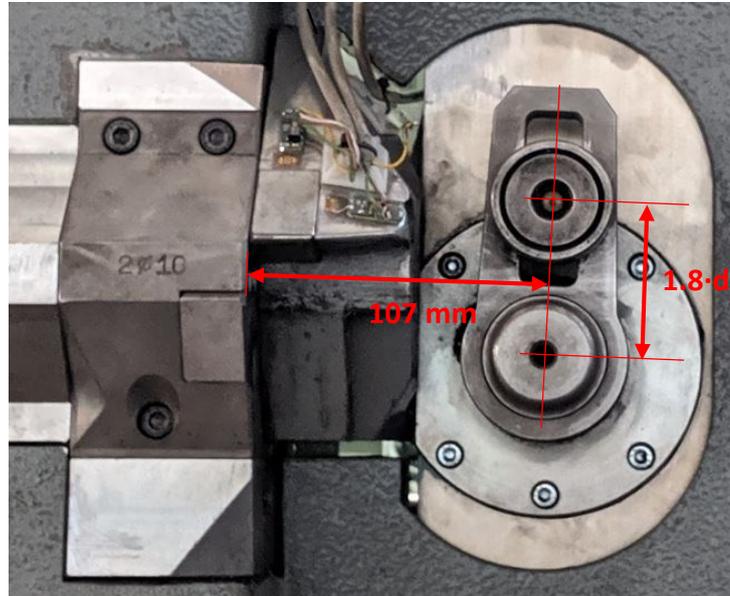


Figura 8.1: Sistema di piega

Il sistema di piega è azionato da un motore sincrono trifase a magneti permanenti **BAUMULLER DSD2-071SO64U-45-54**, collegato ad un riduttore **RR65D FS (R=16.3)**

Come illustrato nella Figura 8.1 per ottenere una corretta piega, occorre che la luce del mandrino sia pari a 1.8 volte il diametro del tondino. Occorre inoltre specificare che nel realizzare la piega il perno di piega, deve descrivere un angolo pari alla somma dell'angolo di piegatura impostato e l'angolo di distacco tra il perno e il ferro (pari all'incirca a 30 gradi).

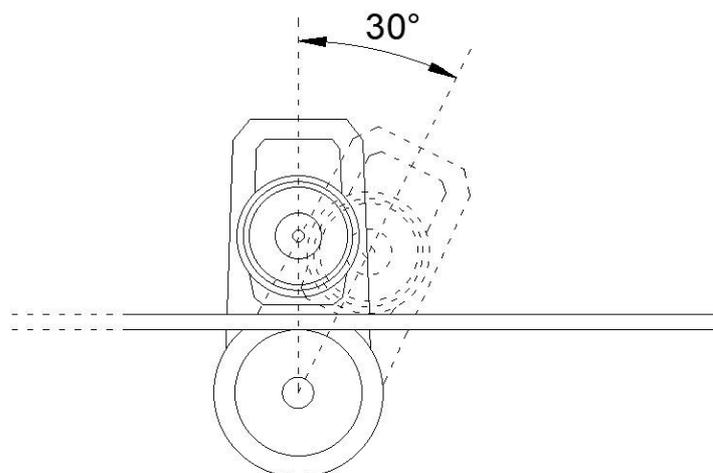


Figura 8.2: Angolo a vuoto descritto dal mandrino prima di incontrare il ferro

8.2 Descrizione delle prove effettuate

La prima tipologia di prova effettuata è consistita nella produzione di 5 lotti composti ognuno da 20 staffe angolari a forma di L di dimensioni 20x60 cm e diametro 8 mm, come illustrato nella figura successiva:

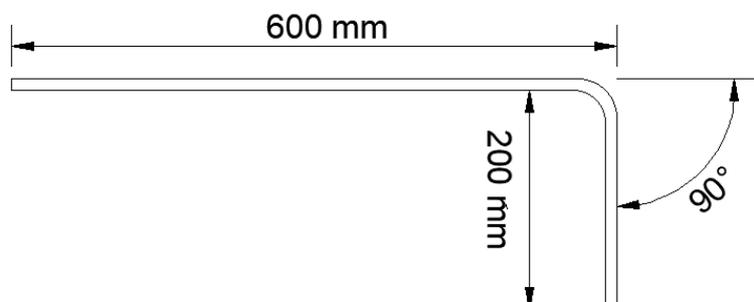


Figura 8.3: Staffa realizzata nella prima prova

Per la produzione dei 5 lotti è stata utilizzata la stessa velocità di traino (pari al 20% della velocità massima) per tutte 5 le produzioni e 5 diverse velocità di piega, pari al 10% 20% 40% 60% e 80% della velocità massima di piega per la produzione rispettivamente del primo secondo terzo quarto e quinto lotto. La velocità massima di piega è pari a 360°/sec.

La tabella successiva riassume quanto appena esposto.

| DESCRIZIONE PROVA | | | |
|-------------------|----------------------------------|---------------------|----------|
| n° Lotto | Velocità di piega (% V_{max}) | Angolo di piega (°) | n° Pezzi |
| 1 | 10 | 90 | 20 |
| 2 | 20 | 90 | 20 |
| 3 | 40 | 90 | 20 |
| 4 | 60 | 90 | 20 |
| 5 | 80 | 90 | 20 |

Tabella 8.1: Tabella riassuntiva della prima prova

Per ognuna delle 100 acquisizioni realizzate sono state acquisite le seguenti features:

- Potenza attiva sulle 3 fasi assorbita dalla macchina (in W). Tale grandezza è fornita dalla macchina
- Energia consumata dalla macchina (in Wh). Tale grandezza è fornita dalla macchina.
- Profilo di velocità del motore sincrono trifase del sistema di traino (in rpm, riferito all'asse motore). Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sul motore.
- Profilo di posizione. Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sulla ruota superiore destra (vista frontale) del traino.

- Corrente assorbita dal motore sincrono trifase del sistema di traino (in A). Tale grandezza è fornita dai sensori di corrente installati sul motore
- Velocità di riferimento massima del motore sincrono trifase del sistema di traino (in rpm), fornita dall'azionamento del motore
- Profilo di posizione del mandrino di piega (in gradi °)
- Profilo di velocità del mandrino (in °/sec)
- Corrente assorbita dal motore del sistema di piega. Tale grandezza è fornita dai sensori di corrente installati sul motore
- Profilo di posizione del motore del sistema di taglio. Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sul motore.
- Profilo di velocità del motore del sistema di taglio (in rpm). Tale grandezza è fornita dall'encoder installato sul motore.
- Corrente assorbita dal motore del sistema di taglio (in A), fornita dai sensori di corrente installati sul motore

Inoltre sono stati acquisite le variabili della macchina a stati.

8.3 Analisi dati acquisiti e modellazione

Prima di procedere all'analisi del sistema di piega, è importante valutare quale sia il profilo di posizione tracciato dal sistema di traino per la realizzazione dei lati della staffa. Ovvero impostata dalla consolle una forma della staffa come rappresentata in Figura 8.3, si ottiene un profilo di posizione come quello illustrato dal grafico di Figura 8.4.

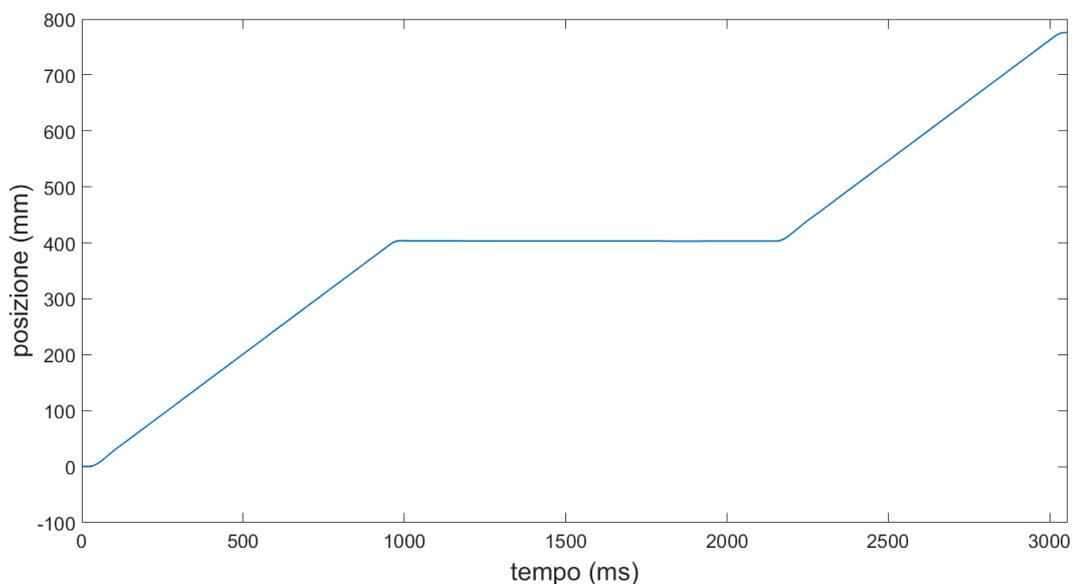


Figura 8.4: Grafico relativo al profilo di posizione del tondino

Come si nota dal grafico, per la realizzazione di una staffa con lati pari a 200 mm e 600 mm con un angolo di piega pari a 90° , il filo viene trainato per una lunghezza pari nella prima fase a 404 mm e nella seconda fase a 776 mm, per una lunghezza totale di 580 mm.

Per comprendere il processo di piega e in particolare le diverse fasi da cui è composto, di seguito saranno illustrati e analizzati i grafici (di posizione, velocità) relativi al processo di piega effettuata al 60% della velocità massima.

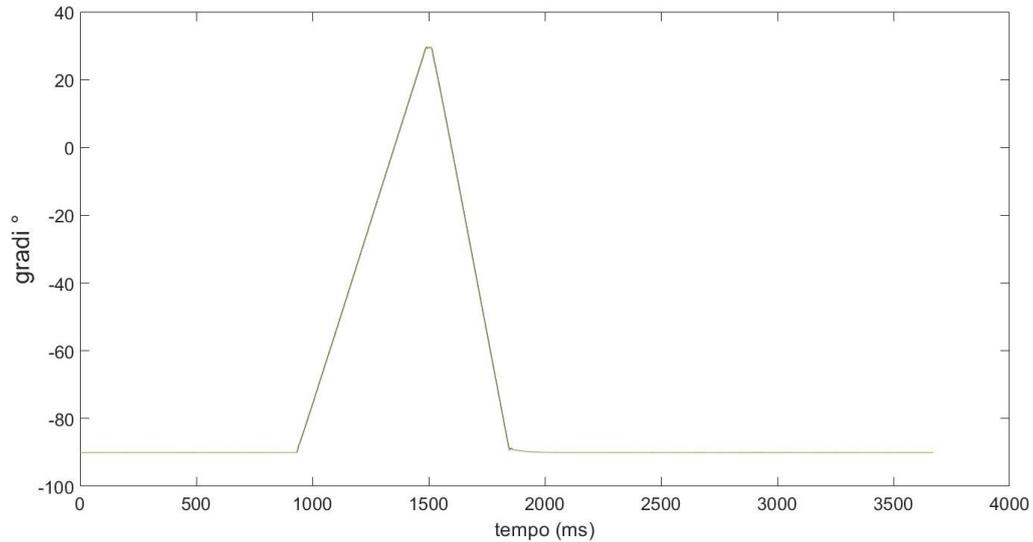


Figura 8.5: Grafico del profilo di posizione del perno di piega

Dal grafico di Figura 8.5 si nota che il perno di piega parte dalla posizione iniziale di -90° e raggiunge il valore massimo di 30° , descrivendo quindi 30° in più rispetto al valore dell'angolo di piega voluto. Tale valore di 30° è dovuto all'angolo di distacco tra perno e ferro, come illustrato in Figura 8.2.

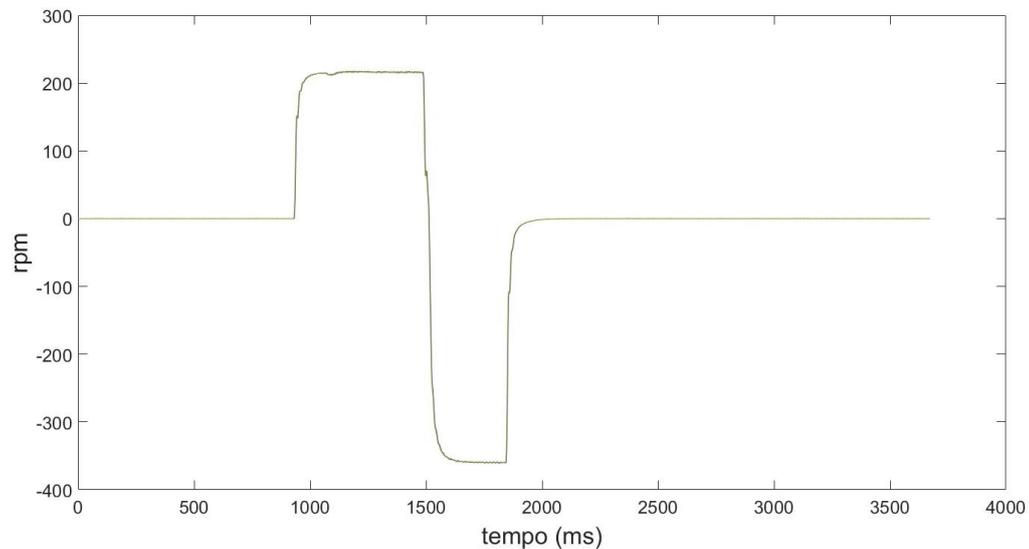


Figura 8.6: Grafico del profilo di velocità del perno di piega

Dai grafici si possono identificare due fasi. La prima fase, durante la quale è prodotta la piega, si realizza ad una velocità pari al 60% della velocità massima ed una seconda fase durante la quale avviene il riposizionamento del perno, che si compie alla velocità massima di 360°/s.

Si sottolinea che i grafici sono relativi a velocità di piega pari al 60% della velocità massima, ma la fase di riposizionamento del perno si verifica alla velocità massima, qualsiasi sia la percentuale di velocità massima di piega impostata.

Per poter ricavare perciò, la potenza assorbita dal sistema di piega, si sono ottenuti i consumi energetici delle 20 acquisizioni, relative alle due fasi. La tabella successiva illustra la media (tra le 20 acquisizioni), di ognuna delle 5 produzioni realizzate, di energia consumata relative alle due fasi, il tempo impiegato per le due fasi e il consumo energetico totale del processo di piega.

| DATI ACQUISITI RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| Velocità di piega (% V_{max}) | Durata piega 1° fase (s) | Durata piega 2° fase (s) | En. cons. piega 1° fase (Wh) | En. cons. piega 2° fase (wh) | En. cons. processo di piega (Wh) |
| 10 | 3,335 | 0,352 | 0,5684 | 0,0568 | 0,6252 |
| 20 | 1,671 | 0,350 | 0,4311 | 0,0505 | 0,4816 |
| 40 | 0,834 | 0,355 | 0,3332 | 0,0600 | 0,3932 |
| 60 | 0,554 | 0,359 | 0,3053 | 0,0611 | 0,3664 |
| 80 | 0,418 | 0,358 | 0,2882 | 0,0623 | 0,3505 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.2: Valori di energia consumata dall'intera macchina durante le due fasi

I valori dell'ultima colonna sono stati ottenuti tramite la somma tra i valori di energia consumata nella 1° fase e quelli della 2° fase.

È importante sottolineare che i valori riportati nella Tabella 8.2 sono riferiti al consumo della intera macchina. Poiché, si è interessati esclusivamente al consumo energetico del processo di piega, a tali valori è stato tolto il contributo energetico derivante dal termine $P_0 = 205 W$.

Per esempio al valore di energia consumata nella 1° fase al 20% della velocità massima pari a $0.4311 Wh$ al quale è stato tolto il valore $\frac{205 W \cdot 1.671 s}{3600 s/h}$, ottenendo un valore pari a $0.3359 Wh$.

La tabella successiva riporta i dati di energia consumata escludendo i termini derivanti da P_0 .

| ACQUISIZIONI CON ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* | | | | | |
|---|--------------------------|--------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| Velocità di piega (°/sec) | Durata piega 1° fase (s) | Durata piega 2° fase (s) | En. cons. piega 1° fase (Wh) | En. cons. piega 2° fase (wh) | En. cons. processo di piega (Wh) |
| 10 | 3,335 | 0,352 | 0,3785 | 0,0368 | 0,4152 |
| 20 | 1,671 | 0,350 | 0,3359 | 0,0306 | 0,3665 |
| 40 | 0,834 | 0,355 | 0,2857 | 0,0398 | 0,3255 |
| 60 | 0,554 | 0,359 | 0,2738 | 0,0407 | 0,3144 |
| 80 | 0,418 | 0,358 | 0,2644 | 0,0419 | 0,3063 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.3: Valori di energia consumata stimata esclusivamente dal sistema di piega durante le due fasi

Dato che la velocità di riposizionamento è costante per ogni velocità massima impostata, per la modellizzazione della fase di riposizionamento è stata considerato un consumo di energia costante pari al valor medio di energia consumata relativa alla seconda fase, derivante dalle acquisizioni. Si è ottenuto perciò un valor medio (calcolato con i valori della quinta colonna) pari a $\bar{E}_2 = 0.0379 Wh$.

È stato ricavato così, il tempo medio relativo alla seconda fase di piega (considerato costante nel modello) ottenendo un valore pari a $\bar{t}_2 = 0.3548 s$. Nel modello, la potenza assorbita dal sistema di piega nella fase di riposizionamento sarà determinata dal seguente valore,

$$P_2 = \frac{E_2 \cdot 3600}{\bar{t}_2} = 384.55 W \quad (8.1)$$

Di seguito sono riportati i valori di potenza assorbita durante la prima fase, calcolati come rapporto tra energia consumata nella prima fase (valori della quarta colonna) e durata della piega nella prima fase (valori della seconda colonna).

| Velocità di piega (%V _{max}) | Potenza assorbita 1° fase (W) |
|--|-------------------------------|
| 10 | 408,57 |
| 20 | 723,76 |
| 40 | 1233,27 |
| 60 | 1778,90 |
| 80 | 2277,11 |

Tabella 8.4: Valori di potenza assorbita nella 1° fase ricavati tramite i valori della Tabella 8.3

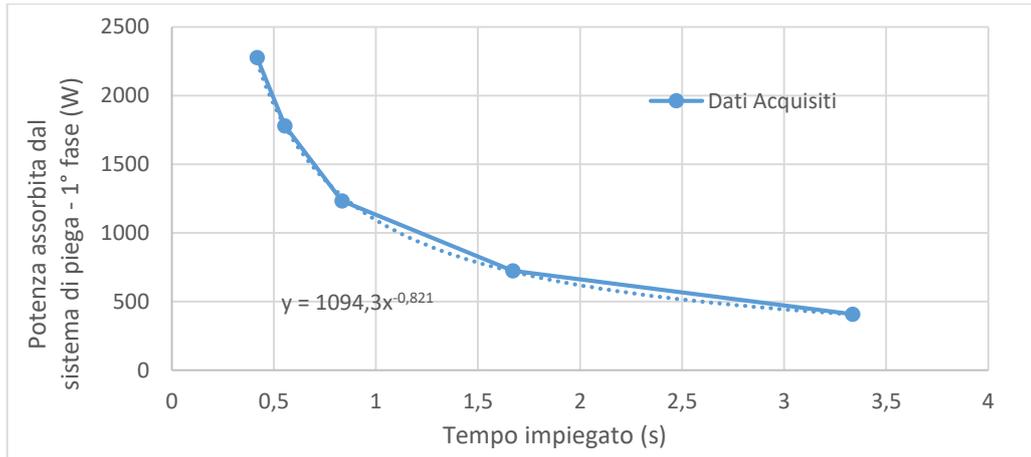


Figura 8.7: Grafico della potenza assorbita nella 1° fase ricavati tramite i valori della Tabella 8.3

La relazione $P_1(x_1) = 1094.3 \cdot x_1^{-0.821}$, dove x_1 indica il tempo impiegato per realizzare la piega, modella l'assorbimento di potenza del sistema di piega nella prima fase.

La modellizzazione del completo processo di piega è ottenuta perciò, tramite la seguente relazione:

$$P_{piega}(t) = \begin{cases} 1094.3 \cdot x_1^{-0.821} & t \in [t_0, t_0 + x_1) \\ 384.55 & t \in [t_0 + x_1, t_0 + x_1 + x_2) \end{cases} \quad (8.2)$$

con

t_0 : istante di tempo di inizio del processo di piega

x_1 : tempo impiegato per piegare il ferro (fase 1)

x_2 : tempo impiegato per il riposizionamento del mandrino (fase 2)

ovvero indicando con α , l'angolo di piega si ha:

$$x_1 = \frac{\alpha + \alpha_0}{v_{piega}}, \quad x_2 = \frac{\alpha + \alpha_0}{v_{max}} \quad (8.3)$$

dove:

v_{piega} : velocità di piega del perno di piega (impostata come percentuale sulla v_{max} dal pannello di controllo)

v_{max} : velocità massima del perno di piega pari a $360^\circ/s$

α : angolo di piega (in gradi)

α_0 : angolo di distacco tra ferro e perno di piega (in gradi)

Il sistema di piega è stato perciò modellizzato considerando un tempo di accelerazione e decelerazione nulli, determinando così due fasi a velocità costante.

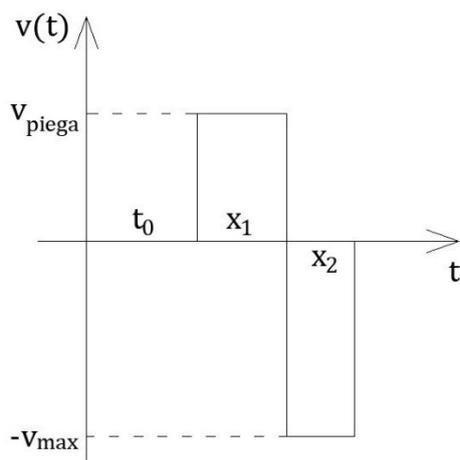


Figura 8.8: Grafico del profilo di velocità del modello

Di seguito sono riportati i valori di consumo energetico ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti.

| CONFRONTO DATI RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* | | | |
|---|-------------------------------------|--------------------------|---------------------|
| Velocità di piega (% V_{max}) | En. cons. ricavata dal modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore Relativo (%) |
| 10 | 0,4127 | 0,4152 | 0,602 |
| 20 | 0,3686 | 0,3665 | 0,573 |
| 40 | 0,3298 | 0,3255 | 1,321 |
| 60 | 0,3092 | 0,3144 | 1,654 |
| 80 | 0,2955 | 0,3063 | 3,526 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.5: Valori di energia consumata ottenuti dal modello, confrontati con quelli acquisiti

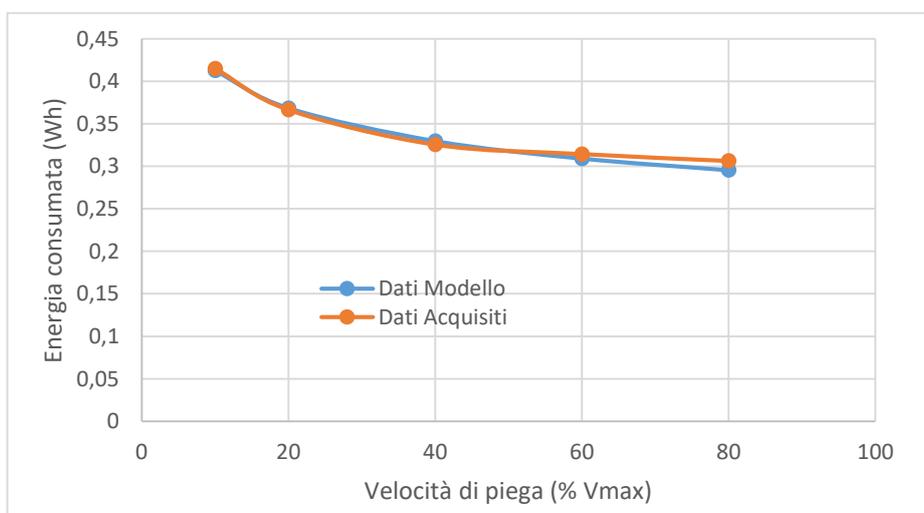


Figura 8.9: Grafico dei valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontato con il grafico dei dati acquisiti

Come si nota dal grafico, i valori restituiti dal modello tendono a discostarsi maggiormente rispetto ai dati acquisiti, all'aumentare della velocità di piega. Di seguito sono riportati i contributi derivanti dal modello, relativi alla prima e seconda fase del processo di piega.

| DATI MODELLO RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* | | | | | |
|---|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|---|
| Velocità di piega (% V_{max}) | Durata piega 1° fase (s) | Durata piega 2° fase (s) | En. cons. piega 1° fase (Wh) | En. cons. piega 2° fase (wh) | En. cons. processo di piega (Wh) |
| 10 | 3,333 | 0,333 | 0,3771 | 0,0356 | 0,4127 |
| 20 | 1,666 | 0,333 | 0,3330 | 0,0356 | 0,3686 |
| 40 | 0,833 | 0,333 | 0,2942 | 0,0356 | 0,3298 |
| 60 | 0,555 | 0,333 | 0,2736 | 0,0356 | 0,3092 |
| 80 | 0,417 | 0,333 | 0,2599 | 0,0356 | 0,2955 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.6: Valori di energia consumata ricavati dal modello

Come si nota, la grandezza che si discosta maggiormente dai dati reali, all'aumentare della velocità di piega è l'energia consumata relativa alla seconda fase. Dalla tabella successiva è possibile confrontare i dati di energia consumata ottenuti dal modello e quelli acquisiti.

| CONFRONTO DATI RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* - 1° FASE | | | |
|---|--|---|----------------------------|
| Velocità di piega (%V_{max}) | En. cons. ricavata dal modello - 1° fase (Wh) | En. cons. acquisita - 1° fase (Wh) | Errore Relativo (%) |
| 10 | 0,3771 | 0,3785 | 0,370 |
| 20 | 0,3330 | 0,3359 | 0,863 |
| 40 | 0,2942 | 0,2857 | 2,975 |
| 60 | 0,2736 | 0,2738 | 0,073 |
| 80 | 0,2599 | 0,2644 | 1,702 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.7: Confronto tra valori di energia consumata relativi alla 1° fase ricavati dal modello con quelli acquisiti

| CONFRONTO DATI RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90°* - 2° FASE | | | |
|---|--|---|-----------------------------|
| Velocità di piega (%V_{max}) | En. cons. ricavata dal modello - 2° fase (Wh) | En. cons. acquisita - 2° fase (Wh) | Errore Assoluto (Wh) |
| 10 | 0,0356 | 0,0368 | 0,120 |
| 20 | 0,0356 | 0,0306 | 0,500 |
| 40 | 0,0356 | 0,0398 | 0,420 |
| 60 | 0,0356 | 0,0407 | 0,510 |
| 80 | 0,0356 | 0,0419 | 0,630 |

*il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro

Tabella 8.8: Confronto tra valori di energia consumata relativi alla 2° fase ricavati dal modello con quelli acquisiti

Come si nota, alle velocità di piega pari al 60% e all'80% della velocità massima, sia nella prima fase che nella seconda i valori derivanti dalle acquisizioni sono maggiori rispetto ai valori ottenuti dal modello. Sulla base dei valori dell'errore relativo della Tabella 8.5, possiamo dire che il modello di piega è abbastanza accurato per velocità inferiori al 60% (errore relativo inferiore all'1.4%) mentre si discosta (anche se lievemente) per velocità più elevate. È importante sottolineare però che il modello è stato realizzato a partire da tali dati acquisiti. Sarà perciò interessante confrontare il modello con dati acquisiti da ulteriori prove.

8.4 Validazione del modello del sistema di piega

Sono state realizzate 2 ulteriori prove a velocità di piega costante, variando però ora l'angolo di piega. In queste due prove, sono stati realizzati 2 lotti di produzione composti da 20 staffe ciascuno, della seguente forma.

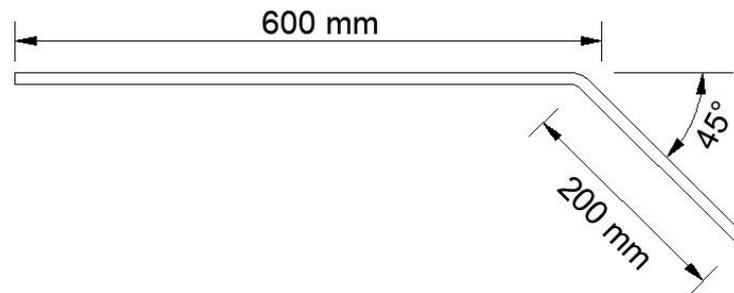


Figura 8.10: Staffa realizzata nella produzione del primo lotto

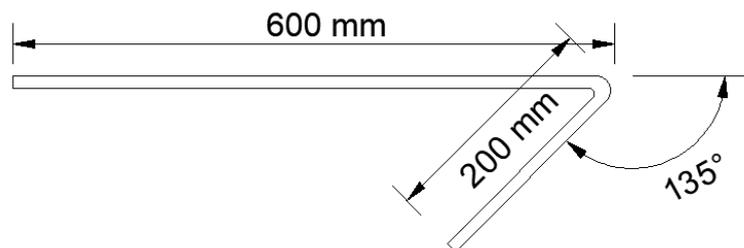


Figura 8.11: Staffa realizzata nella produzione del secondo lotto

La tabella successiva illustra una schematizzazione delle prove effettuate.

| DESCRIZIONE PROVA | | | |
|-------------------|----------------------------------|---------------------|----------|
| n° Lotto | Velocità di piega (% V_{max}) | Angolo di piega (°) | n° Pezzi |
| 1 | 60 | 45 | 20 |
| 2 | 60 | 135 | 20 |

Tabella 8.9: Tabella riassuntiva delle 2 prove

Anche in questo caso, è opportuno identificare il profilo di posizione tracciato dal traino durante la realizzazione di tali due tipologie di staffe.

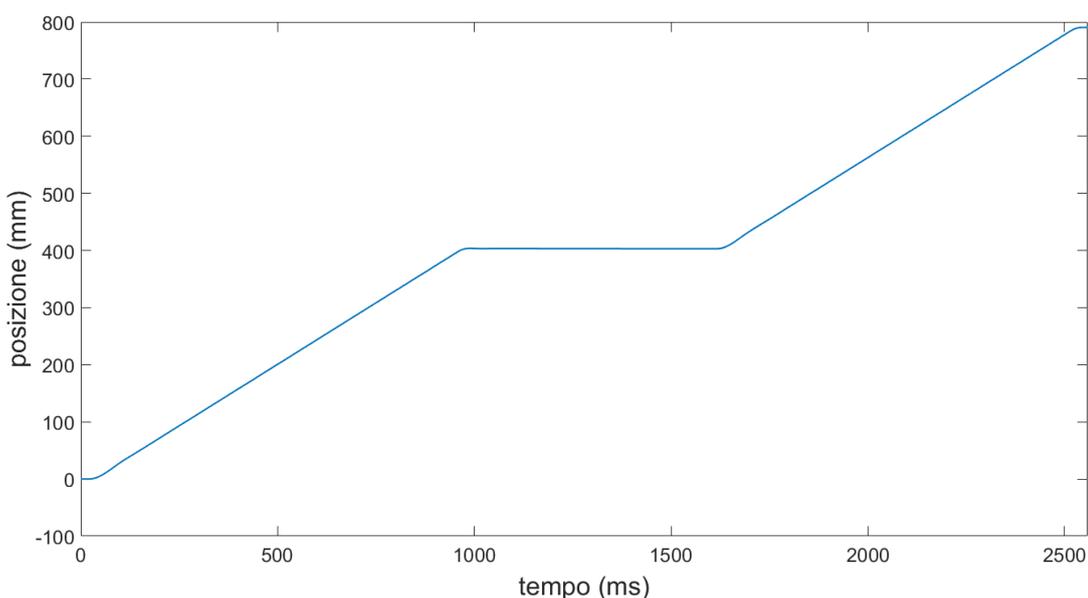


Figura 8.12: Grafico relativo al profilo di posizione del tondino per la realizzazione di una staffa con angolo di piega pari a 45°

Come si nota dal grafico, per la realizzazione di una staffa con lati pari a 200 mm e 600 mm con un angolo di piega pari a 45° , il filo viene trainato per una lunghezza pari, nella prima fase, a 404 mm e nella seconda fase a 386 mm, per una lunghezza totale di 590 mm. Per la realizzazione della staffa con lati di 200 mm e 600 mm e angolo di piega pari a 135° (Figura 8.11), il profilo di posizione assume gli stessi valori di 404 mm per la prima fase e di 386 mm per la seconda. A variare sarà soltanto il tempo di attesa tra una fase di traino e l'altra dipendente dall'angolo di piega.

È importante sottolineare che per poter realizzare i due angoli di piega di 45° e 135° , il mandrino nelle prove effettuate, descriveva rispettivamente un angolo di 85° e 175° , descrivendo perciò 40° in più rispetto agli angoli di piega effettivamente realizzati sulla staffa. La ragione è da attribuire all'angolo di distacco tra ferro e mandrino.

La tabella successiva illustra la media dei valori di energia consumata acquisiti.

| DATI ACQUISITI CON VELOCITA' DI PIEGA COSTANTE PARI A 60% DELLA VELOCITA' MASSIMA DI PIEGA | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| Angolo di piega (gradi °) | Durata piega 1° fase (s) | Durata piega 2° fase (s) | En. cons. piega 1° fase (Wh) | En. cons. piega 2° fase (wh) | En. cons. processo di piega (Wh) |
| 45** | 0,400 | 0,2560 | 0,2637 | 0,0489 | 0,3126 |
| 90* | 0,554 | 0,359 | 0,3053 | 0,0611 | 0,3664 |
| 135** | 0,810 | 0,511 | 0,3632 | 0,0837 | 0,4469 |
| *il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | | | |
| **il perno di piega compie 40° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | | | |

Tabella 8.10: Valori di energia consumata dall'intera macchina durante le due fasi

Nella tabella sono stati aggiunti anche i dati ottenuti dalla piega di 90° effettuata al 60% della velocità realizzata nella prova descritta nel paragrafo precedente.

Per poter stimare i valori di energia consumata esclusivamente del sistema di piega, ai valori dell'ultima colonna è stato tolto il valore ricavato dell'energia consumata ricavato dal termine $P_0 = 205 W$. Ovvero

$$E_{45^\circ} = \frac{P_0 \cdot (0.40 + 0.256)}{3600} = 0.0373 Wh$$

$$E_{90^\circ} = \frac{P_0 \cdot (0.554 + 0.359)}{3600} = 0.0519 Wh$$

$$E_{135^\circ} = \frac{P_0 \cdot (0.810 + 0.511)}{3600} = 0.0752 Wh$$

Di seguito sono riportati i valori così ottenuti confrontati con quelli restituiti dal modello.

| CONFRONTO DATI CON VELOCITA' DI PIEGA COSTANTE PARI A 60% DELLA VELOCITA' MASSIMA | | | |
|---|-------------------------------------|--------------------------|---------------------|
| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. ricavata dal modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore Relativo (%) |
| 45** | 0,2824 | 0,2753 | 2,579 |
| 90* | 0,3092 | 0,3144 | 1,657 |
| 135** | 0,3446 | 0,3971 | 13,221 |
| *il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |
| **il perno di piega compie 40° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 8.11: Valori di energia consumata ottenuti dal modello, confrontati con quelli acquisiti

Si nota che i valori di errore relativo sono maggiori nel caso di angoli di piega corrispondenti a 45° e a 135°. In particolare, in quest'ultimo caso si è ottenuto un errore relativo pari al 13.22%. E' interessante confrontare i dati, relativi alle due fasi, ricavati dal processo di piega di quest'ultima prova.

| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. ricavata dal modello - 1° fase (Wh) | En. cons. acquisita - 1° fase (Wh) | Errore Relativo (%) |
|--|---|------------------------------------|---------------------|
| 45** | 0,2572 | 0,2409 | 6,756 |
| 90* | 0,2736 | 0,2738 | 0,073 |
| 135** | 0,2927 | 0,3171 | 7,687 |
| *il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |
| **il perno di piega compie 40° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 8.12: Valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti, relativi alla 1° fase

| CONFRONTO DATI RELATIVI A VELOCITA' DI PIEGA COSTANTE PARI A 60% - 2° FASE | | | |
|--|---|------------------------------------|---------------------|
| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. ricavata dal modello - 2° fase (Wh) | En. cons. acquisita - 2° fase (Wh) | Errore Relativo (%) |
| 45** | 0,0252 | 0,0343 | 26,516 |
| 90* | 0,0356 | 0,0407 | 12,515 |
| 135** | 0,0519 | 0,0546 | 4,900 |
| *il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |
| **il perno di piega compie 40° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 8.13: Valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti, relativi alla 2° fase

Si nota che per il caso della piega a 45° gli errori sulle due fasi si compensano, nonostante l'errore relativo ricavato dalla seconda fase sia particolarmente elevato. Mentre nel caso della piega a 135° gli errori delle due fasi si sommano, in quanto in entrambe le fasi, risulta essere maggiore l'energia consumata acquisita.

Se si confrontano quindi i valori di errore relativo della Tabella 8.5 con quelli della Tabella 8.11 si nota come il modello restituisca risultati migliori nella realizzazione della piega di 90°. Il motivo risiede nel fatto che il modello è stato realizzato sulla base dei dati acquisiti dalla prova effettuata ad angolo costante pari a 90° e a diverse velocità di piega.

8.5 Staffe realizzate con il mandrino settato in modo errato

Infine sono state effettuate ulteriori prove con il mandrino settato in maniera errata. Ovvero è stata impostata una luce del mandrino di piega pari all'incirca a 16 mm, ovvero maggiore a 1.8 volte la misura del diametro del tondino.

L'immagine successiva illustra la differenza tra due staffe ottenute, impostando una piega di 90°, ma con il mandrino settato in maniera errata in uno dei due casi.



Figura 8.13: Staffe realizzate con due diversi settaggi del mandrino

Si nota immediatamente che la staffa realizzata con il mandrino settato in maniera errata (quella posta sopra l'altra nella foto) è stata piegata con un angolo minore di 90° .

Di seguito sono illustrati i valori di energia consumata acquisita, confrontati con i valori delle acquisizioni effettuate con il mandrino settato correttamente e con i valori derivanti dal modello. Poiché, in questo caso si è interessati al consumo energetico esclusivamente del sistema di piega, a tutti i valori è stato tolto il contributo di energia derivante da P_0 .

| CONFRONTO DATI RELATIVI A ANGOLO DI PIEGA COSTANTE PARI A 90° * - MANDR. CORR E MANDR. ERRATO | | | |
|---|--|---|---|
| Velocità di piega (% V_{max}) | En. cons. ricavata dal modello (Wh) | En. cons. acquisita - mandr. corretto (Wh) | En. cons. acquisita - mandr. errato (Wh) |
| 10 | 0,4127 | 0,4152 | 0,4168 |
| 20 | 0,3686 | 0,3665 | 0,3491 |
| 40 | 0,3298 | 0,3255 | 0,3318 |
| 60 | 0,3092 | 0,3144 | 0,3143 |
| 80 | 0,2955 | 0,3063 | 0,3221 |
| *il perno di piega compie 30° di rotazione a vuoto prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 8.14: Valori di energia consumata ottenuti dal modello, confrontati con quelli acquisiti con luce del mandrino corretto e con luce del mandrino errato

Si nota che i valori di energia consumata nel caso di settaggio errato del mandrino non differiscono notevolmente dai valori acquisiti con il settaggio del mandrino corretto. Motivo per il quale dal simulatore, tramite esclusivamente il dato di energia consumata fornito non è in grado di rilevare il settaggio errato della luce del mandrino.

9. Il sistema di taglio

9.1 Descrizione e modellazione del sistema

Il sistema di taglio è composto da una lama di acciaio azionato da un motore sincrono trifase a magneti permanenti **BAUMULLER DSC 056 M64U 30-5**, collegato ad un riduttore **RR65D FS (R=21.62)**. L'immagine successiva illustra il sistema di taglio.

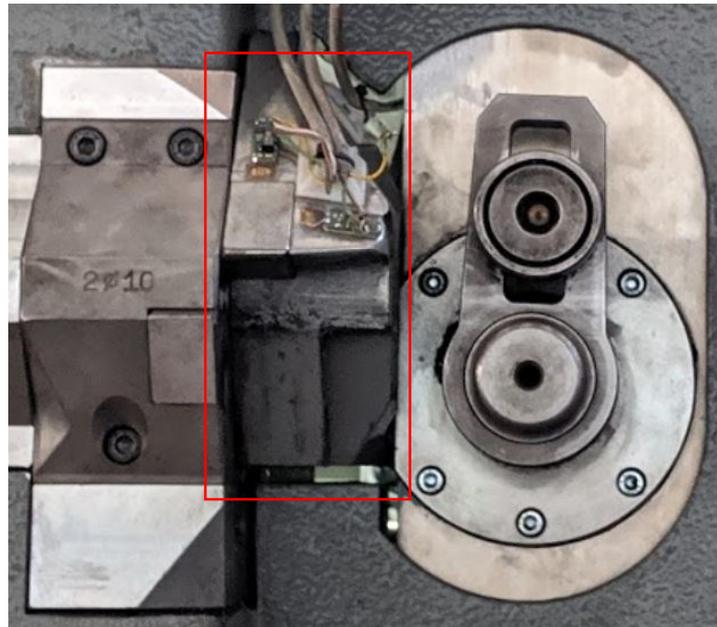


Figura 9.1: Organo di taglio

Per modellizzare il processo di taglio sono stati considerati i valori di energia consumata in tutte le prove descritte nel capitolo precedente. La tabella successiva illustra i valori ricavati riferiti al processo di taglio di tali prove.

| ACQUISIZIONI DEL CONSUMO ENERGETICO DEL PROCESSO DI TAGLIO | | | |
|--|---------------------|------------------------|-----------------------|
| n° Prova | Tempo impiegato (s) | Energia consumata (Wh) | Potenza assorbita (W) |
| 1 | 0,900 | 0,3489 | 1395,60 |
| 2 | 0,900 | 0,3537 | 1414,80 |
| 3 | 0,900 | 0,3505 | 1402,00 |
| 4 | 0,900 | 0,3505 | 1402,00 |
| 5 | 0,901 | 0,3521 | 1406,84 |
| 6 | 0,900 | 0,3411 | 1364,40 |
| 7 | 0,899 | 0,3489 | 1397,15 |
| 8 | 0,899 | 0,3537 | 1416,37 |
| 9 | 0,901 | 0,3521 | 1406,84 |
| 10 | 0,900 | 0,3505 | 1402,00 |
| 11 | 0,900 | 0,3411 | 1364,40 |
| 12 | 0,900 | 0,3458 | 1383,20 |

Tabella 9.1: Valori di energia consumata e potenza assorbita dal sistema di taglio

Per ognuna delle prove è stata ricavata la potenza assorbita come rapporto tra il valore di energia consumata e il relativo tempo impiegato, ottenendo i valori riportati nell'ultima colonna.

L'immagine successiva riporta il grafico delle potenze assorbite nelle diverse prove.

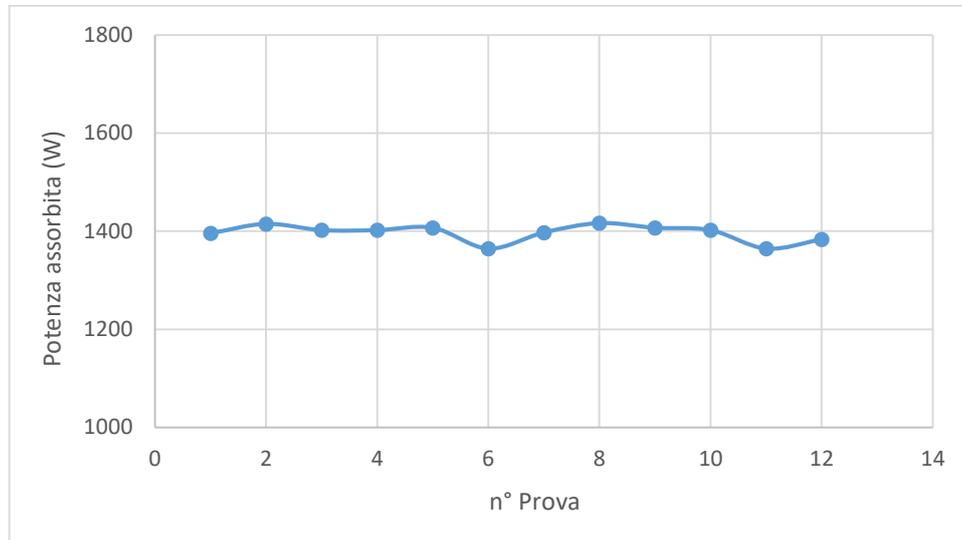


Figura 9.1: Grafico relativo ai valori di potenza assorbita ricavati dalle acquisizioni

Per la realizzazione del modello del processo di taglio è stato considerato un tempo costante pari al valore medio dei valori di tempo impiegato ottenuti dalle diverse prove e una potenza assorbita costante ottenuta anch'essa tramite il calcolo del valor medio. Sono state ottenute quindi le seguenti grandezze di tempo e potenza assorbita.

$$t_{Taglio} = 0.9 \text{ s} \quad (9.1)$$

$$P_{Taglio} = 1396.3 \text{ W} \quad (9.2)$$

È importante sottolineare che i valori con i quali è stata calcolata P_{Taglio} si riferiscono alla potenza assorbita dall'intera macchina durante il processo di taglio. È necessario quindi, per ottenere la potenza assorbita esclusivamente dal sistema di taglio togliere la quantità $P_0 = 205 \text{ W}$, corrispondente alla potenza assorbita da altri componenti della macchina quali console, sensori di misura e i sistemi di azionamento dei motori. Si è ottenuto quindi il valore $P_{Taglio} = 1191.3 \text{ W}$.

L'energia consumata dall'intera macchina durante il processo di taglio ricavata dal modello equivale quindi a:

$$E = (P_{Taglio} + P_0) \cdot t_{Taglio} = (1191.3 + 205) \cdot 0.9 = 1256.7 \text{ J} = 0.3491 \text{ Wh}$$

La tabella successiva riporta l'errore relativo tra il valore così ricavato e i valori reali restituiti dalla macchina.

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DEL PROCESSO DI TAGLIO | | | |
|---|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| n° Prova | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore relativo (%) |
| 1 | 0,3491 | 0,3489 | 0,06 |
| 2 | 0,3491 | 0,3537 | 1,30 |
| 3 | 0,3491 | 0,3505 | 0,40 |
| 4 | 0,3491 | 0,3505 | 0,40 |
| 5 | 0,3491 | 0,3521 | 0,85 |
| 6 | 0,3491 | 0,3411 | 2,35 |
| 7 | 0,3491 | 0,3489 | 0,06 |
| 8 | 0,3491 | 0,3537 | 1,30 |
| 9 | 0,3491 | 0,3521 | 0,85 |
| 10 | 0,3491 | 0,3505 | 0,40 |
| 11 | 0,3491 | 0,3411 | 2,35 |
| 12 | 0,3491 | 0,3458 | 0,95 |

Tabella 9.2: Valori di energia consumata ottenuta dal modello confrontati con i valori acquisiti

Come si nota il massimo errore relativo tra dati ottenuti dal modello e quelli reali è inferiore al 2.4%.

10. Risultati finali

10.1 Confronto dati acquisiti con dati ottenuti dal modello per la realizzazione di un lotto di produzione

Il modello della macchina è descritto quindi dalla formula 10.1:

$$P_{tot} = P_0 + P_1 + P_2 + P_3 + P_{piega} + P_{Taglio} + P' \quad (10.1)$$

dove

P_0 : valore di potenza costante richiesta da sensori e consolle di controllo (formula 5.1)

P_1 : potenza dissipata dal motoriduttore (formula 5.5)

P' : potenza richiesta dal sistema di traino per inerzie e attriti (formula 5.7)

P_2 : potenza richiesta dal sistema di snervamento e raddrizzatura (formula 6.1)

P_3 : potenza richiesta dal sistema aspo-bobina (formula 7.17)

P_{piega} : potenza richiesta dal sistema di piega (formula 8.2)

P_{Taglio} : potenza richiesta dal sistema di taglio (formula 9.2)

In questo capitolo verranno confrontati i valori di energia consumata ottenuti dal modello con quelli acquisiti dalle seguenti prove:

- Prova 1: Realizzazione di una staffa di diametro 8 mm, con piegatura di 90° di lati 200 mm e 600 mm.

Sono state effettuate 5 diverse tipologie di prove, tutte alla stessa velocità di traino pari a 433,34 mm/sec, riferiti al tondino, (equivalenti al 20% della velocità massima di traino), ma a diversa velocità di piegatura pari, rispettivamente al 10%, 20%, 40%, 60% e 80% della velocità massima di piega. Per ognuna di tali prove sono state effettuate 20 acquisizioni. I valori di energia consumata e tempo impiegato riportati nella Tabella 10.1, sono stati ottenuti tramite il valor medio delle 20 acquisizioni.

L'aspo all'inizio della prova contava all'incirca, 14 avvolgimenti e 100 impilaggi. Questi valori servono per ottenere i dati dal modello e corrispondono alle grandezze, rispettivamente, N ed M del modello dell'aspo.

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DELL'INTERO PROCESSO - VELOCITA' DI TRAINO PARI A 433,34 mm/s (20%) E ANGOLO DI PIEGA PARI A 90°* | | | | | | |
|--|-------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| Velocità di piega (%max) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Tempo impiegato modello (s) | Tempo impiegato reale (s) | Err. relativo sull'energia (%) | Err. relativo sul tempo (%) |
| 10 | 1,9592 | 2,0447 | 6,44 | 6,45 | 4,18 | 0,16 |
| 20 | 1,8203 | 1,8947 | 4,77 | 4,78 | 3,93 | 0,21 |
| 40 | 1,7339 | 1,8221 | 3,94 | 3,95 | 4,84 | 0,25 |
| 60 | 1,6975 | 1,7684 | 3,66 | 3,67 | 4,01 | 0,27 |
| 80 | 1,6757 | 1,7653 | 3,52 | 3,54 | 5,08 | 0,56 |

*il perno di piega descrive un angolo pari a 30° prima di incontrare il ferro

Tabella 10.1: Confronto tra i valori di energia consumata e di tempo impiegato sull'intero processo

Si può notare come il modello restituisca valori di tempo impiegato abbastanza accurati (errore relativo minore del 0.6% per tutte le 5 prove), mentre fornisce valori di energia consumata, inferiori rispetto alle quantità reali, con un errore relativo medio pari al 4.41%.

La tabella seguente illustra il confronto tra i valori di energia consumata ottenuti dal modello con quelli acquisiti, relativi al solo processo di piega e di taglio.

| Velocità di piega (%max) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore Relativo (%) |
|---------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| 10 | 0,9708 | 0,9915 | 2,0877 |
| 20 | 0,8318 | 0,8353 | 0,4190 |
| 40 | 0,7455 | 0,7437 | 0,2420 |
| 60 | 0,7093 | 0,7168 | 1,0463 |
| 80 | 0,6875 | 0,7026 | 2,1492 |

Tabella 10.2: Valori di energia consumata relativi al solo processo di piega e taglio

Dai valori di Tabella 10.2 si nota che l'errore di energia consumata relativo al processo completo non dipenda maggiormente dalla fase di piega e di taglio, bensì dalla fase di traino. Poiché in tale fase i sistemi a influire sul consumo energetico sono aspo, snervatore e raddrizzatore e il sistema di traino, l'errore relativo calcolato tra i valori di energia dipende in particolar modo dalla modellazione da uno o più di tali moduli. Inoltre, poiché non è possibile dai dati acquisiti risalire al contributo energetico dei singoli moduli attivi durante la fase di traino, non è possibile individuare tra il modello dell'aspo, raddrizzatori o del sistema di traino quale sia quello meno accurato.

- Prova 2: Realizzazione di tre tipologie di staffe di diametro 8 mm, con piegatura di 45°, 90° e 135° di lati 200 mm e 600 mm.

Sono state effettuate 3 diverse tipologie di prove, tutte alla stessa velocità di traino pari a 433,34 mm/sec, riferiti al tondino, (equivalenti al 20% della velocità massima di traino), e alla stessa velocità di piegatura pari a 216 °/sec pari al 60% della velocità massima di piega. Per ognuna di tali prove sono state effettuate 20 acquisizioni. I valori di energia consumata e tempo impiegato riportati nella Tabella 10.3, sono stati ottenuti tramite il valor medio delle 20 acquisizioni.

L'aspo all'inizio della prova contava all'incirca, 14 avvolgimenti e 92 impilaggi.

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DELL'INTERO PROCESSO - VELOCITA' DI TRAINO PARI A 433,34 mm/sec (20%) E VELOCITA' DI PIEGA PARI A 216°/sec (60%) | | | | | | |
|---|-------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Tempo impiegato modello (s) | Tempo impiegato reale (s) | Err. relativo sull'energia (%) | Err. relativo sul tempo (%) |
| 45** | 1,6640 | 1,7399 | 3,42 | 3,45 | 4,36 | 0,87 |
| 90* | 1,6975 | 1,7684 | 3,66 | 3,67 | 4,01 | 0,27 |
| 135** | 1,7646 | 1,8442 | 4,09 | 4,096 | 4,32 | 0,15 |
| *il perno di piega descrive un angolo pari a 30° prima di incontrare il ferro | | | | | | |
| **il perno di piega descrive un angolo pari a 40° prima di incontrare il ferro | | | | | | |

Tabella 10.3: Valori di energia consumata reali e ottenuti dal modello

È evidente che l'errore maggiore è quello relativo all'energia consumata. I valori di tempo impiegato sono pressoché uguali. Analizziamo quindi, le quantità di energia consumata relativa alla sola fase di piega e di taglio.

| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore Relativo (%) |
|----------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| 45 | 0,6677 | 0,6536 | 2,1573 |
| 90 | 0,7093 | 0,7168 | 1,0463 |
| 135 | 0,7679 | 0,7957 | 3,4938 |

Tabella 10.4: Valori di energia consumata relativi al solo processo di piega e taglio

I valori di consumo energetico della piega sono stati calcolati tramite la formula 10.2

$$E_{PT} = \int P_{PT} \cdot dt = \int (P_0 + P_{Piega} + P_{Taglio}) \cdot dt \quad (10.2)$$

dove P_0 , P_{Piega} , P_{Taglio} sono le grandezze rispettivamente indicate dalle formule (5.1), (8.2) e (9.2).

Come nel caso delle prove effettuate a diverse velocità di piega, gli errori riportati nella Tabella 10.4, evidenziano come il modello di taglio e di piega siano maggiormente accurati rispetto ai modelli dell'aspo, raddrizzatori e del sistema di traino. (Tabella 10.5).

| Angolo di piega (gradi °) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Errore Relativo (%) |
|----------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| 45 | 0,9963 | 1,0863 | 8,2850 |
| 90 | 0,9882 | 1,0516 | 6,0289 |
| 135 | 0,9963 | 1,0485 | 4,9785 |

Tabella 10.5: Valori di energia consumata relativi al solo processo di traino

Dalla Tabella 10.5 si nota come il simulatore restituisca due valori diversi, 0.9963 Wh per la realizzazione della staffa con angolo di piega di 45° e 135°, mentre 0.9982 Wh per la realizzazione della staffa con angolo di piega pari a 90°. Come descritto nel Capitolo 8, poiché i valori si riferiscono alla sola fase di traino, l'energia consumata risulta essere diversa poiché il profilo di posizione tracciato risulta assumere valori diversi, per la realizzazione delle diverse tipologie di staffe (Figure 8.4 e 8.12).

11. Utilizzo di pezzi usurati nella produzione di una determinata staffa

Poiché uno degli obiettivi del simulatore è quello di individuare tramite il semplice confronto dei valori di energia consumata il malfunzionamento o l'usura di uno dei moduli o sistemi che compongono la macchina, in questa prova sono state sostituite sia le ruote inferiori del sistema di traino, sia il coltello del sistema di taglio, con componenti usurate. Le immagini successive illustrano sia le parti in buono stato sostituite sia i pezzi usurati installati per la prova.



Figura 11.1: Ruota inferiore di traino in buono stato



Figura 11.2: Ruota inferiore di traino usurata

Da notare che oltre lo stato di usura, a differenziare le due ruote vi è anche il profilo della gola della ruota. Infatti mentre la ruota illustrata in Figura 11.1 presenta scanalature pressoché perpendicolari alla faccia frontale della ruota, la ruota usurata mostrata in Figura 11.2 presenta scanalature in senso obliquo.

Le due immagini successive mostrano il coltello in buono stato sostituito (Figura 11.3) e quello usurato (Figure 11.4 e 11.5), utilizzato per tale prova.

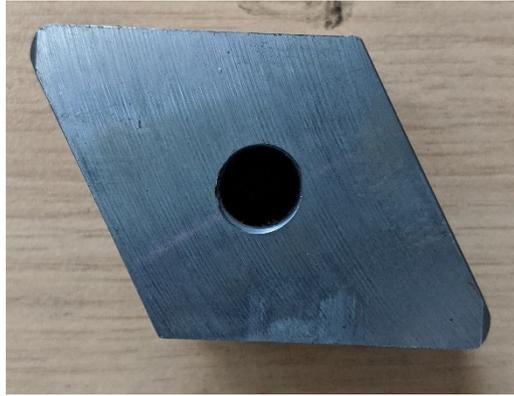


Figura 11.3: Coltello in buono stato

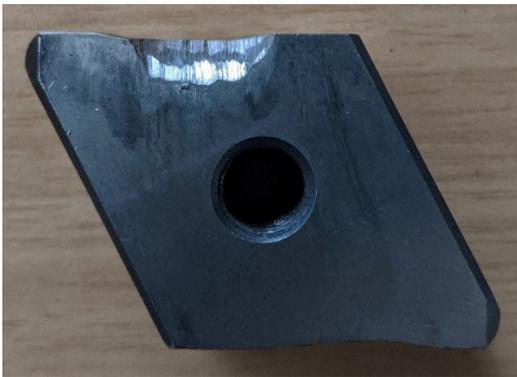


Figura 11.4: Coltello usurato (Vista A)

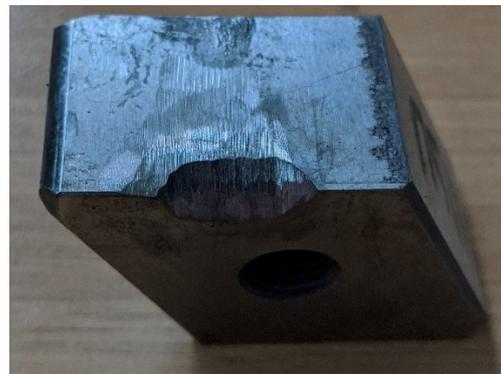


Figura 11.5: Coltello usurato (Vista B)

Per tale prova, effettuata con i pezzi usurati illustrati nelle figure precedenti, sono state realizzate 50 staffe a forma di 'L' con lati di 200 mm e 600 mm. Per ognuna delle 50 staffe realizzate è stata utilizzata la stessa velocità di traino pari a 433.34 mm/s, riferita al tondino, (equivalenti al 20% della velocità massima di traino) e la stessa velocità di piega pari a $144^\circ/\text{s}$, equivalenti al 40% della velocità massima di piega.

Il numero di impilaggi e di avvolgimenti all'inizio della prova erano rispettivamente all'incirca 40 e 14. La Tabella 11.6 mostra i dati ottenuti dal modello, confrontati con quelli acquisiti dalla prova effettuata con i pezzi usurati e con quelli acquisiti dalla prova effettuata con i pezzi in buono stato.

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DELL'INTERO PROCESSO VELOCITA' DI TRAINO PARI A 433,34 mm/sec (20%) E ANGOLO DI PIEGA PARI A 90°* | | | |
|--|-------------------------------|--|---|
| Velocità di piega (%max) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi usurati (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi in buono stato (Wh) |
| 40 | 1,7071 | 1,8024 | 1,8221 |
| *il perno di piega descrive un angolo pari a 30° prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 11.6: Valori di energia consumata ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti (pezzi usurati e non)

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL TEMPO DELL'INTERO PROCESSO - VELOCITA' DI TRAINO PARI A 433,34 mm/sec (20%) E ANGOLO DI PIEGA PARI A 90°* | | | |
|---|------------------------------------|--|---|
| Velocità di piega (%max) | Tempo impiegato modello (s) | T. imp. reale - Pezzi usurati (s) | T. imp. reale - Pezzi in buono stato (s) |
| 40 | 3,94 | 3,95 | 3,95 |
| *il perno di piega descrive un angolo pari a 30° prima di incontrare il ferro | | | |

Tabella 11.7: Valori di tempo impiegato ottenuti dal modello confrontati con quelli acquisiti (pezzi usurati e non)

Dalla Tabella 11.7 si evidenzia che i valori di tempo impiegato sono pressoché identici, sia per il modello, sia per le prove effettuate con i pezzi usurati che non. Analizziamo ora perciò i valori di energia consumata.

È importante sottolineare che il valore dell'ultima colonna della Tabella 11.6 è stato ricavato dalle prove descritte nel paragrafo precedente (Tabella 11.1). Poiché la prova che si riferisce a tale dato è stata effettuata prima, le condizioni iniziali di numero di impilaggi e di avvolgimenti della bobina dell'aspo sono maggiori rispetto al numero di avvolgimenti e impilaggi della prova effettuata con i pezzi usurati. Perciò il contributo energetico dell'aspo in quest'ultima prova è minore rispetto alla prova effettuata con i pezzi in buono stato. Per tale motivo si suppone che il valore di energia consumata dell'ultima colonna sia maggiore rispetto a quello ottenuto con l'utilizzo dei pezzi usurati.

Le Tabelle 11.7 e 11.8 illustrano i dati ottenuti relativi alla sola fase di traino. In particolare la Tabella 11.7 mostra i dati di consumo energetico delle prove effettuate con tutte le componenti in buono stato e tali dati si riferiscono alla prima prova descritta in questo capitolo (Tabella 11.1).

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DEL PROCESSO DI TRAINO - VELOCITA' PARI A 433,34 mm/s (20%) | | | |
|--|-------------------------------|---------------------------------|--------------------------|
| n° Prova (%max) | En. cons. modello (Wh) | En. cons. acquisita (Wh) | Err. Relativo (%) |
| 1 | 1,0481 | 1,0532 | 6,44 |
| 2 | 1,0442 | 1,0595 | 4,77 |
| 3 | 1,0394 | 1,0705 | 3,94 |
| 4 | 1,0355 | 1,0516 | 3,66 |
| 5 | 1,0312 | 1,0626 | 3,52 |

Tabella 11.7: Valori di energia consumata ottenuta dai dati acquisiti relativi alla fase di traino (pezzi in buono stato)

La Tabella 11.8 illustra il confronto tra i valori di energia consumata relativa alla sola fase di traino ottenuta dal modello, confrontato con le quantità ricavate dalla prova effettuata con la ruota di traino usurata e dalla prova effettuata con la ruota di traino in buono stato. Quest'ultimo valore è stato ricavato dalla media dei 5 valori della seconda colonna della Tabella 11.7.

| En. cons. modello (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi usurati (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi in buono stato (Wh) |
|-------------------------------|--|---|
| 1,0239 | 1,0029 | 1,0595 |

Tabella 11.8: Valori di energia consumata ottenuta dai dati acquisiti relativi alla fase di traino

Come si nota, nonostante la ruota di traino fosse usurata, si è ottenuto un consumo energetico minore rispetto alla prova effettuata con la ruota di traino in buono stato. Il motivo è presumibilmente da attribuire alla minore inerzia dell'aspo. Sarebbe perciò opportuno ripetere la prova con l'aspo staccato.

La Tabella 11.9 illustra invece il consumo energetico durante il processo di taglio.

| CONFRONTO TRA MODELLO E DATI ACQUISITI SUL CONSUMO ENERGETICO DEL PROCESSO DI TAGLIO | | |
|---|--|---|
| En. cons. modello (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi usurati (Wh) | En. cons. acq. - Pezzi in buono stato (Wh) |
| 0,3494 | 0,3896 | 0,3537 |

Tabella 11.9: Valori di energia consumata relativa al processo di taglio

Come si nota, il valore ottenuto dalla prova effettuata con il coltello usurato è maggiore rispetto al valore ottenuto dalla prova effettuata con il coltello in buono stato. Inoltre, in questo caso l'errore relativo tra tali due valori è maggiore rispetto all'errore relativo tra dato ricavato dal modello e quello ottenuto dalla prova realizzata con il coltello usurato. Gli errori relativi

equivalgono rispettivamente a 10.14% e 1.21%. Il modello è perciò riuscito per il processo di taglio ad individuare uno stato di usura del coltello.

Si può perciò concludere che il modello restituisce un errore relativo pari all'incirca al 5% su un intero lotto di produzione. Tale errore è in particolar modo dovuto ad una limitata accuratezza nella modellazione dei sistemi che operano durante la fase di traino, ovvero il sistema dell'aspo, snervatore e raddrizzatori e il sistema di traino stesso. Tali limiti non permettono perciò di individuare stati di usura delle componenti attive durante la fase di traino. In quanto, la variazione in termini di consumi energetici derivanti dall'usura dei pezzi, è nettamente maggiore rispetto all'errore del dato ottenuto dal simulatore. Per una maggiore accuratezza del modello, sarà perciò necessario analizzare ed esaminare più approfonditamente i sistemi citati.

Da tali prove è però emerso che il simulatore è più accurato nella determinazione del consumo energetico derivante dal sistema di piega e taglio, riuscendo in particolar modo ad individuare lo stato di usura del coltello.

12. Conclusioni

L'obiettivo del simulatore è quello di fornire valori di energia consumata e tempo impiegato per la realizzazione di un determinato lotto di produzione. Con lo scopo di utilizzare tali dati sia per scopi di tipo commerciale sia per monitorare il funzionamento delle componenti della macchina, individuando organi usurati. Sulla base dei risultati ottenuti si può affermare quanto segue:

- Il valore di tempo impiegato restituito dal simulatore è relativamente accurato, (errore relativo medio di ogni prova inferiore all'1%). Tale dato però, analizzando le prove effettuate con pezzi usurati non sembra essere un buon parametro per l'individuazione di organi in cattivo stato.
- Il valore di energia consumata restituito dal modello di taglio e piega presenta un errore relativo rispetto ai dati acquisiti mediamente compreso tra 0.25% e 3.5%. Il modello del sistema di taglio realizzato, ha fornito un valore di energia consumata minore rispetto al valore acquisito dalla prova effettuata con il coltello usurato, riuscendo ad individuare perciò il cattivo stato della lama. È importante sottolineare però che il modello è stato realizzato sulla base di dati acquisiti da prove effettuate tutte con la stessa tipologia di tondino. Sarebbe interessante ampliare il modello e adattarlo al taglio di tondini di diverso diametro e materiale.
- Il modello di piega restituisce discreti risultati. Il modello non è in grado di rilevare settaggi sbagliati da parte dell'operatore del mandrino di piega. Anche in questo caso è opportuno adattare il modello a diverse tipologie di tondini
- Nonostante nel simulatore è stato utilizzato il modello dell'aspo descritto nel Capitolo 7, per via delle condizioni in cui sono state effettuate le prove non è stato possibile validare il modello. In quanto, per la poca quantità il filo si trovava lasco sull'aspo e veniva spesso stratonato dal traino, non riuscendo a far ruotare l'aspo. Sarà opportuno perciò, nella realizzazione di una modellazione più accurata considerare anche tali condizioni di operatività, in quanto queste si verificano anche nel normale utilizzo della macchina quando la bobina sta per terminare.
- Per evitare condizioni di operatività lontane da quelle presupposte nel modello, è stata considerata una velocità massima pari al 20% della velocità massima raggiungibile dal sistema di traino. È stata adottata tale scelta per evitare di ottenere una rotazione dell'aspo caratterizzata da brusche accelerazioni.
- Il sistema di snervamento e raddrizzatura costituisce l'organo più complesso della macchina. Motivo per il quale è stato modellato esclusivamente tramite l'analisi dei dati

acquisiti. Nel modello realizzato si è presupposto che la potenza sia dipendente esclusivamente della velocità di traino. Sarebbe interessante studiare e valutare come le caratteristiche del tondino, quali diametro e materiale, influiscano sulla potenza assorbita del sistema.

- Per una più accurata modellazione del sistema di traino, sarebbe stato opportuno realizzare un banco-prova per poter ricavare la curva di rendimento del motore in funzione di velocità e coppia erogata e determinare così la potenza dissipata del motore.

Per i limiti esposti, il simulatore realizzato rappresenta un modello di base della macchina. Il quale potrà essere in maggior misura esaminato, approfondito e ampliato, nelle sue singole unità funzionali per ottenere uno strumento maggiormente accurato e adatto per la manutenzione predittiva.

13. Riferimenti bibliografici

- [1] Ashvin s. Patel, dr. J. M. Prajapati, *A review on innovation of wire straightening cutting machine*, ResearchGate, May 2011
- [2] O. Motaghare, A. S. Pillai and K. I. Ramachandran, "Predictive Maintenance Architecture," *2018 IEEE International Conference on Computational Intelligence and Computing Research (ICCIC)*, Madurai, India, 2018, pp. 1-4
- [3] Massimo Callegari, Pietro Fanghella, Francesco Pellicano, *Meccanica applicata alle macchine*, laFeltrinelli, Febbraio 2017.
- [4] Kundur, P. *Power System Stability and Control*. New York, NY: McGraw Hill, 1993.
- [5] Anderson, P. M. *Analysis of Faulted Power Systems*. Hoboken, NJ: Wiley-IEEE Press, 1995
- [6] Sabrina K. Rechkemmer, Weimin Zhang, Oliver Sawodny, *Modeling of a Permanent Magnet Synchronous Motor of an E-Scooter for Simulation with Battery Aging Model*, Elsevier, IFAC PapersOnLine 50-1, 2017
- [7] Sushant Bakshi, Iqra Javid, Manisha Rajoriya, *Design and Comparison Between IIR Butterwoth and Chebyshev Digital Filters Using Matlab*, IEEE, Oct. 2019.

14. Ringraziamenti

Un sentito grazie a tutte le persone che mi hanno permesso di arrivare fin qui e di portare a termine questo difficile, ma al tempo stesso stimolante percorso universitario.

Grazie alla mia relatrice Zanolì che nonostante gli impegni si è dimostrata il più possibile disponibile e presente nel lavoro svolto. Ringrazio inoltre il tutor Giulioni che è stato una linea guida di ottime competenze per la realizzazione del progetto svolto presso l'azienda Schnell S.p.a.

Ringrazio il mio collega tirocinante Davide, il quale si è dimostrato aperto al confronto.

Un ringraziamento particolare va ai miei compagni di corso che si sono rivelati prima di tutto amici e poi compagni di studio. Grazie anche a loro è stato possibile affrontare gli esami con la giusta determinazione, serietà e tanti stimoli.

Ringrazio gli amici miei che mi hanno sostenuto e motivato anche nei momenti più difficili.

Non posso non menzionare, infine, i miei genitori e famigliari, che hanno saputo infondermi l'importanza del raggiungimento di tale obiettivo.

Un ringraziamento speciale va particolarmente a mio padre, il quale mi ha supportato in ogni scelta universitaria, lasciando a me la possibilità di scegliere il percorso universitario che più mi stimolava. È stato guida e roccia solida per il conseguimento di questo importante obiettivo.