

MODELLAZIONE DI UN ESCAVATORE DI MEDIA TAGLIA

PARTE 2* *Attività sperimentale e validazione modello matematico*

L. Riccò, P. Casoli,
F. Campanini,
A. Lettini¹, C. Dolcin²

Dipartimento di
Ingegneria Industriale,
Università degli Studi
di Parma

¹ Casappa Spa, Parma

² Walvoil Spa, Reggio
Emilia



L'articolo presenta il modello dinamico di un escavatore idraulico, sviluppato in ambiente di simulazione AMESim[®], in grado di stimare il consumo di combustibile durante i cicli di lavoro simulati. Il modello matematico presentato è stato validato mediante il confronto tra risultati numerici e dati sperimentali raccolti durante attività su macchina e descritta in dettaglio nell'articolo. Il consumo di combustibile dell'escavatore è stato misurato secondo la procedura definita dalla norma JCMAS, avendo però cura di minimizzare l'influenza dell'operatore sul consumo di combustibile misurato. I risultati ottenuti mostrano le capacità del modello sia di calcolare in modo soddisfacente le variabili idrauliche e meccaniche del sistema modellato sia di stimare il consumo di combustibile. Il modello di escavatore presentato può essere uno strumento utile per valutare gli effetti, in termini energetici, di modifiche del sistema idraulico originale, come ad esempio l'adozione di nuove soluzioni circuitali o introduzione di sistemi per il recupero energetico.

1. Introduzione

A causa delle sempre più stringenti normative in termini di emissioni inquinanti (Tier-4 e Stage-V), l'incremento dell'efficienza e la riduzione dei consumi di combustibile nelle macchine movimento terra sono divenuti, negli ultimi anni, obiettivi di primaria importanza. In questo contesto, strumenti di simulazione assumono un ruolo decisivo nel confrontare molteplici soluzioni circuitali innovative [1, 2, 3, 4] o sistemi ibridi [5, 6, 7, 8, 9]), riducendo in questo modo sia i tempi di sviluppo ed ottimizzazione che i tempi di industrializzazione. Questo articolo presenta il modello dinamico, basato su un approccio a parametri concentrati, di un escavatore di media taglia (9 t). Il modello matematico è costituito dal motore a combustione interna (MCI), dal gruppo di alimentazione idraulico (formato da una pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile load sensing,

e una pompa a ingranaggi esterni), dal sistema di distribuzione (un distributore load sensing flow sharing che controlla i flussi d'olio verso le utenze asservite in base ai comandi dell'operatore), dalle linee idrauliche di collegamento tra i vari sottosistemi, dalla cinematica della macchina (attrezzo di scavo anteriore, torretta e cingoli) e dal modello dell'operatore. In letteratura si possono trovare altri esempi simili di modelli matematici di escavatori [10, 11], che differiscono però da quello ora presentato sia dal punto di vista delle scelte di modellazione che per la tipologia di procedura di validazione. L'attività sperimentale relativa all'escavatore oggetto dello studio è divisa in due parti. La prima, inerente alle prove di movimentazione singola delle utenze necessarie per la calibrazione del modello matematico, dove le variabili d'interesse sono state acquisite mediante l'ausilio di trasduttori inseriti nel circuito idraulico dello stes-

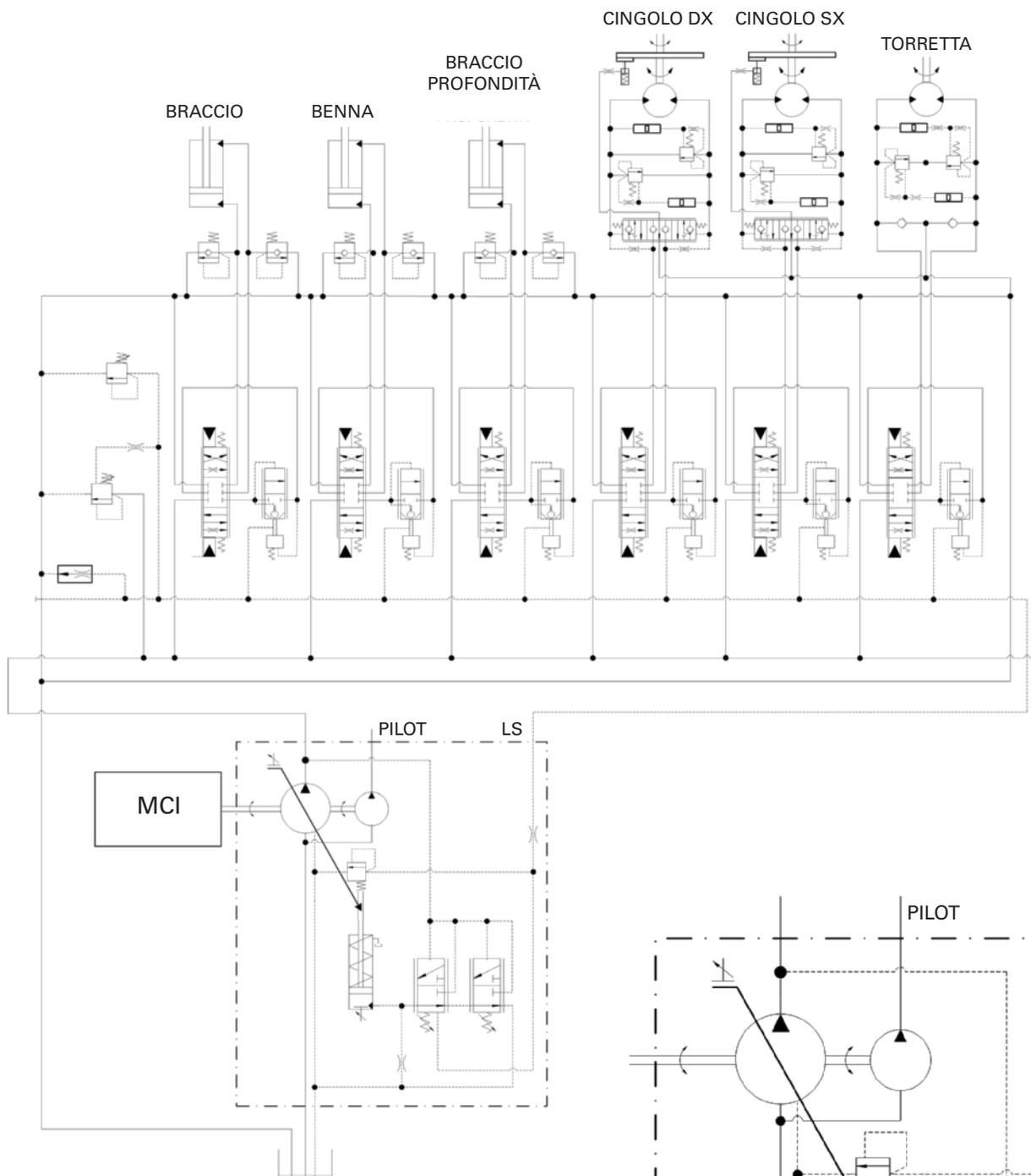


Fig. 1 - Schema ISO semplificato del circuito idraulico dell'escavatore.

so. La seconda, riguardante le prove di consumo per la determinazione dei consumi della macchina nei cicli significativi e per validare il modello di simulazione realizzato, eseguite seguendo le procedure definite dalla norma JCMAS [12]. La norma adottata per i test di consumo prevede l'esecuzione di un numero limitato di ripetizioni per ogni ciclo d'interesse. Per minimizzare l'influenza stocastica dell'operatore, il numero delle ripetizioni è stato però incrementato, riuscendo ad ottenere valori di consumo entro una banda d'incertezza ritenuta accettabile. Infine, è riportato il confronto tra i dati sperimentali e numerici sia per i cicli di movimentazione singola delle utenze che per i consumi di combustibile. Il modello matematico presentato potrà riscontrare ampia utilità per effettuare analisi di dissipazioni energetiche nel sistema e valutare gli effetti dell'adozione di nuove configurazioni circuitali.

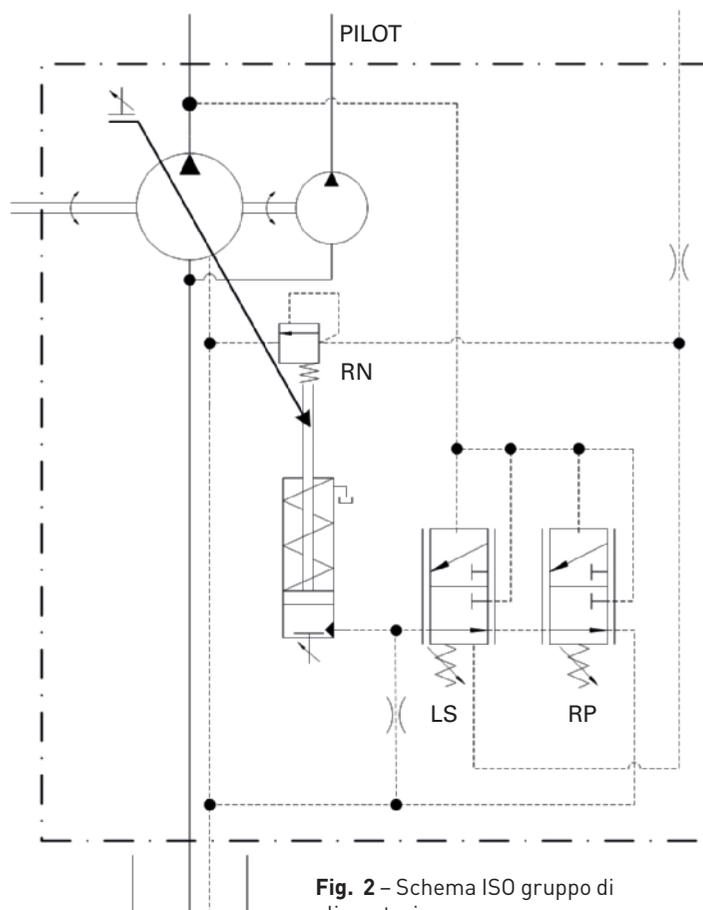


Fig. 2 - Schema ISO gruppo di alimentazione.

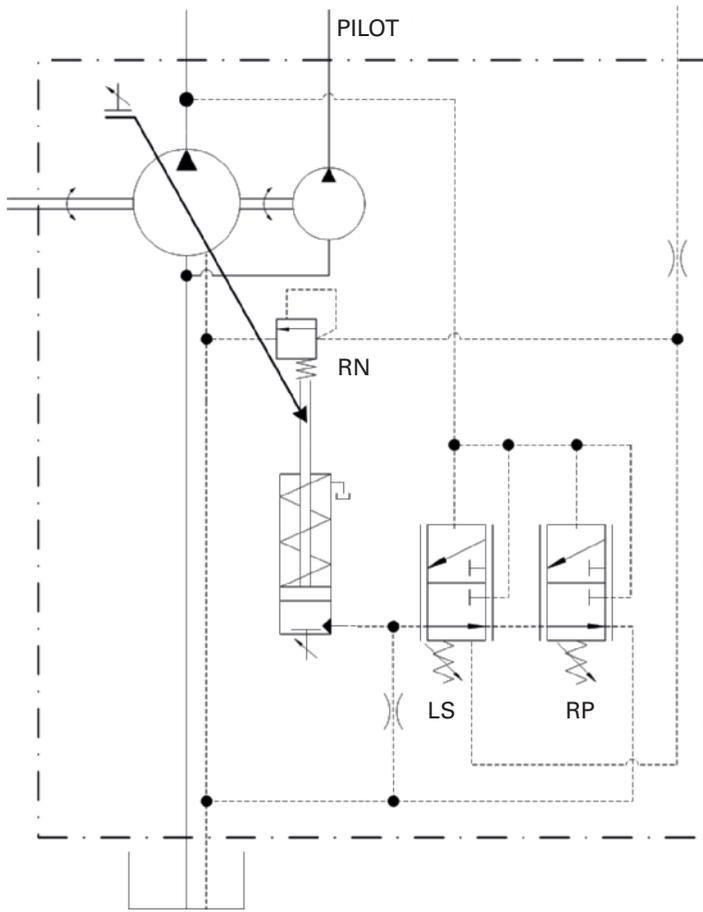


Fig. 3 - Schema ISO di una sezione del distributore.

2. Modello Matematico Escavatore

La macchina considerata nello studio è un escavatore idraulico di media taglia (9 t) equipaggiato con un sistema idraulico LS. Il motore Diesel (potenza massima pari a 46 kW) fornisce energia meccanica al gruppo di alimentazione, costituito da una pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile LS e da una pompa ad ingranaggi esterni per il circuito di pilotaggio (PILOT), che eroga la potenza idraulica necessaria all'asservimento delle utenze della macchina.

Il controllo dei movimenti delle utenze azionate avviene mediante l'ausilio di un gruppo di distribuzione costituito da un blocco valvola LS Flow Sharing. I movimenti dell'attrezzo di scavo anteriore, costituito rispettivamente dal braccio, braccio di profondità e benna, sono effettuati sfruttando tre attuatori lineari idraulici a doppio effetto, mentre la rotazione della torretta e i cingoli utilizzano tre attuatori rotativi idraulici. In figura 1 è riportato lo schema ISO semplificato dell'escavatore. L'approccio di modellazione adottato è a parametri concentrati e le seguenti ipotesi semplificative sono state fatte per il sistema idraulico modellato, per le condizioni ambientali al contorno e per la cinematica della macchina:

- condizioni atmosferiche costanti: densità e temperatura dell'aria;
- pressione del serbatoio dell'olio idraulico costante;
- temperatura, viscosità e modulo di comprimibilità dell'olio idraulico costanti;
- gli effetti inerziali del fluido sono stati trascurati;
- i corpi costituenti l'attrezzo anteriore di scavo e la torretta sono stati considerati indeformabili;

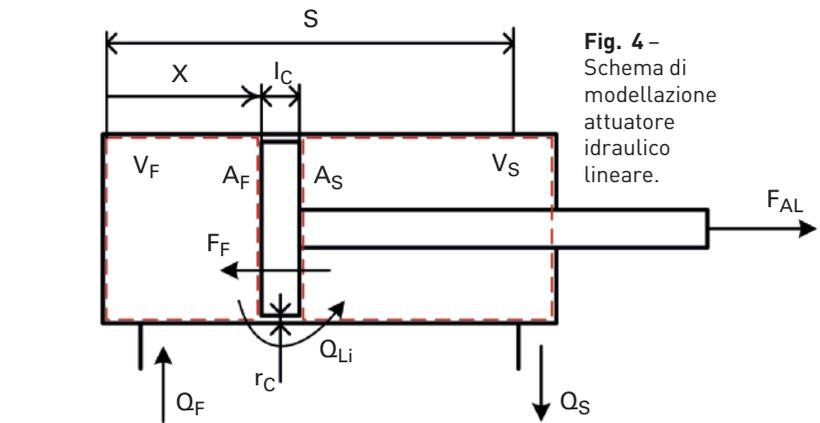


Fig. 4 - Schema di modellazione attuatore idraulico lineare.

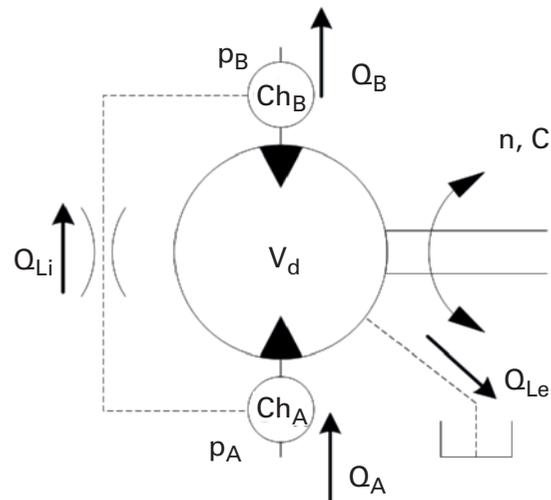


Fig. 5 - Schema di modellazione attuatore idraulico rotativo.

- i giunti meccanici della cinematica sono stati considerati a un grado di libertà;
- l'attrito nelle coppie cinematiche è stato trascurato.

Altre eventuali ipotesi semplificative, fatte durante la modellazione matematica, saranno definite nelle sezioni relative alla modellazione dei componenti del sistema. Il modello dinamico dell'escavatore è stato realizzato mediante il software di simulazione LMS AMESim®.

2.1 Modello del Gruppo di Alimentazione

Il gruppo di alimentazione, il cui schema ISO è riportato in figura 2, è costituito da una pompa principale, che alimenta le utenze azionate dall'operatore, e da una pompa di pilotaggio, che garantisce il funzionamento dei controlli idraulici della macchina.

La pompa dei pilotaggi è stata modellata considerando come costanti i rendimenti, volumetrico e idromeccanico. La pompa principale è una pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile controllata da tre regolatori: il regolatore di pressione assoluta (RP), che limita la pressione massima alla mandata della pompa, il regolatore di portata (LS), che definisce la cilindrata istantanea della pompa in modo da erogare la portata necessaria a mantenere la differenza di pressione tra la linea di LS e la mandata della pompa uguale a un valore di taratura impostato, e il regolatore di coppia (RN), che ha lo scopo di limitare la coppia massima assorbibile dalla pompa durante il funzionamento in modo da evitare lo spegnimento del MCI. Il modello matematico della pompa principale è già stato presentato e validato in [13].

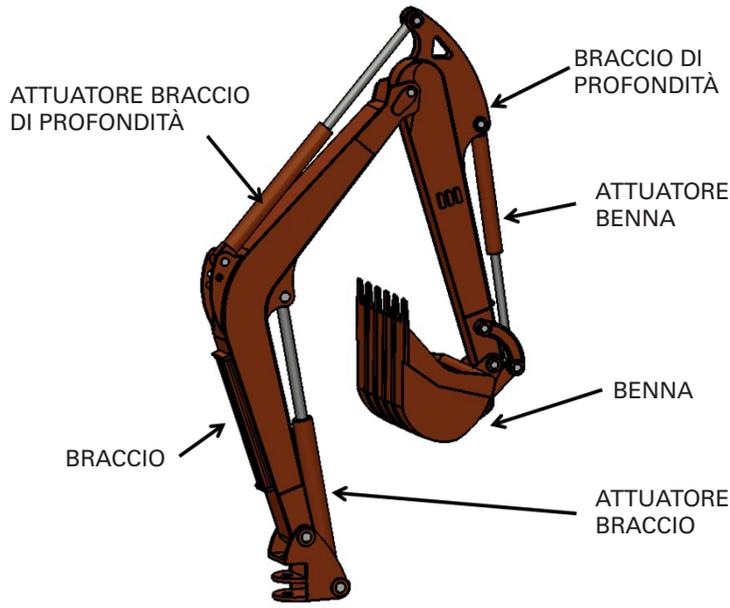


Fig. 6 - Modello CAD attrezzo di scavo.

Le mappe di rendimento volumetrico e idromeccanico sono state definite mediante attività sperimentale e presentate in [14].

2.2 Modello del Distributore

Il gruppo di distribuzione dell'escavatore è costituito da un distributore LS Flow Sharing, composto da tante sezioni quante sono le utenze da controllate. In figura 3 è riportato lo schema ISO di una singola sezione del distributore. L'operatore, mediante i manipolatori presenti in cabina, modula le pressioni p_1 e p_2 definendo la posizione istantanea del cursore principale della valvola distributrice e quindi la portata d'olio verso l'utenza azionata.

La portata è proporzionale alla sola posizione del cursore grazie alla presenza del compensatore locale che mantiene la differenza di pressione a cavallo del cassetto uguale in tutte le condizioni di funzionamento e in tutte le sezioni del distributore. Il modello matematico della sezione del distributore è stato già presentato in dettaglio in [15], mentre il modello del blocco valvola di distribuzione e relativa validazione sperimentale sono stati presentati in [16].

2.3 Modello Attuatore Idraulico Lineare

La figura 4 riporta lo schema di modellazione adottato per l'attuatore lineare idraulico a doppio effetto dove si sono considerate le seguenti ipotesi semplificative:

- trascurate le perdite volumetriche per trafilementi esterni;
- componenti meccanici dell'attuatore considerati indeformabili;
- componenti di attrito relative alle coppe rotoïdali del corpo a cui è collegato l'attuatore sono state considerate nelle componenti d'attrito relative all'attuatore lineare.

Applicando l'equazione di continuità [17] ai volumi di controllo individuati si ottengono le Eq. (1 - 2), che definiscono rispettivamente la variazione temporale della pressione nella camera lato fondello e nella camera lato stelo.

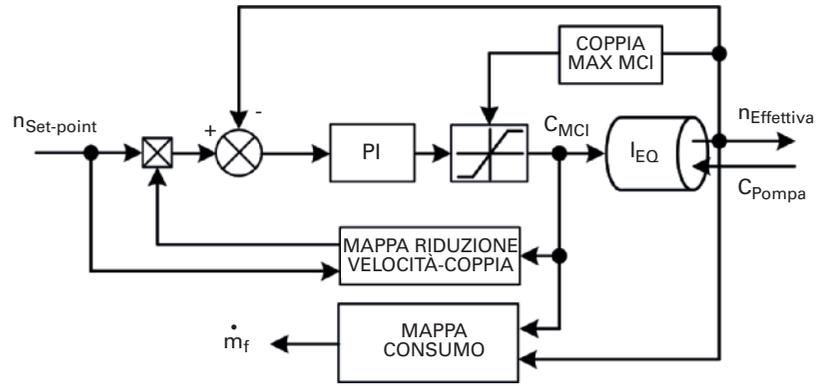


Fig. 7 - Schema di modellazione MCI.

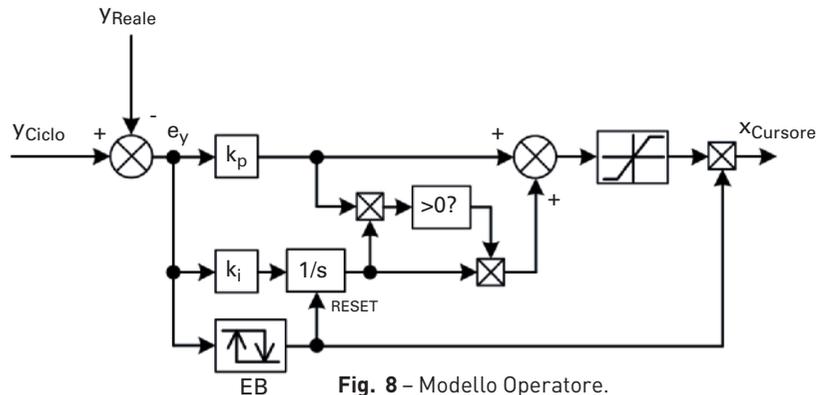


Fig. 8 - Modello Operatore.

$$\frac{dp_F}{dt} = \frac{B}{V_F} \cdot \left(Q_F - Q_{Li} - A_F \cdot \frac{dx}{dt} \right) \tag{1}$$

$$\frac{dp_S}{dt} = \frac{B}{V_S} \cdot \left(-Q_S + Q_{Li} + A_S \cdot \frac{dx}{dt} \right) \tag{2}$$

I volumi della camera lato stelo e della camera lato fondello sono definiti mediante le Eq. (3 - 4), mentre i trafilementi interni vengono calcolati mediante l'Eq. (5).

$$V_F = A_F \cdot x \tag{3}$$

$$V_S = A_S \cdot (s-x) \tag{4}$$

$$Q_{Li} = \frac{\pi \cdot d_F^3 \cdot (r_c)^3}{12 \cdot \mu \cdot l_c} \cdot (p_F - p_S) \tag{5}$$

La forza esercitata dall'attuatore idraulico si ottiene sommando il contributo delle forze di pressione e delle componenti di forza dovute agli attriti, come definito dall'Eq. (6). La forza di attrito complessiva agente tra le parti mobili dell'attuatore è calcolata mediante la Eq. (7).

$$F_{AL} = (A_F \cdot p_F - A_S \cdot p_S) - F_F \tag{6}$$

$$F_F = \text{sign}(\dot{x})(F_C + k_v \cdot \dot{x}) \tag{7}$$

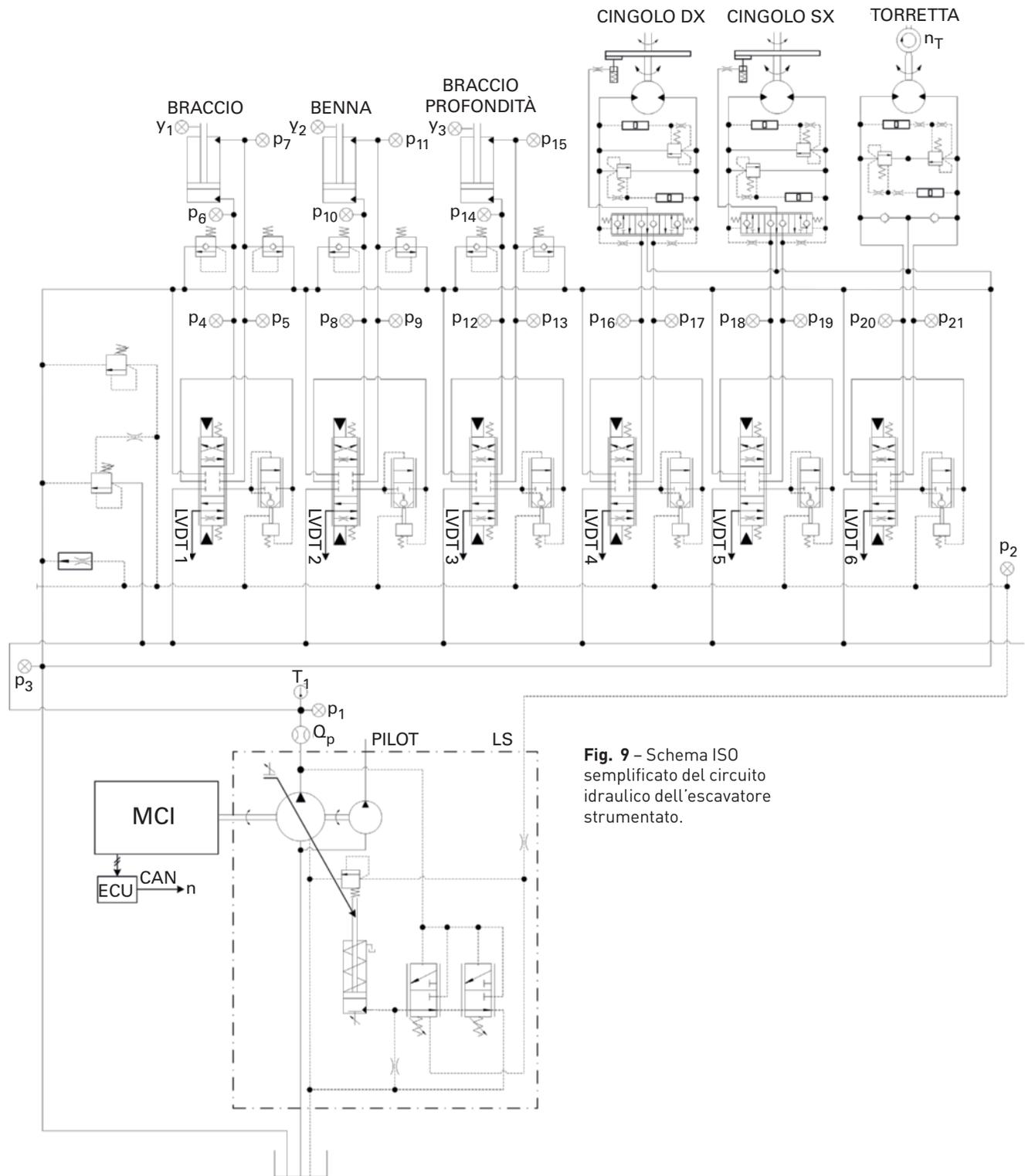


Fig. 9 - Schema ISO semplificato del circuito idraulico dell'escavatore strumentato.

2.4 Modello Attuatore Idraulico Rotativo

Lo schema di modellazione considerato per gli attuatori idraulici rotativi (motori idraulici) è quello riportato in figura 5. Gli andamenti temporali delle variazioni di pressione nelle camere A (Ch_A) e B (Ch_B) sono rispettivamente calcolati mediante le Eq. (8 - 9).

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{B}{V_A} \cdot \left(Q_A - Q_{Li} - Q_{LeA} - V_d \cdot \frac{\dot{\vartheta}}{2\pi} \right) \quad (8)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{B}{V_B} \cdot \left(-Q_B + Q_{Li} - Q_{LeB} + V_d \cdot \frac{\dot{\vartheta}}{2\pi} \right) \quad (9)$$

I volumi delle camere A e B (V_A e V_B) del motore idraulico sono stati considerati costanti. Le perdite volumetriche per trafileamento interno ed esterno sono definite dalle Eq. (10 - 11).

$$Q_{Li} = k_{Li} \cdot (p_A \cdot p_B) \quad (10)$$

Fig. 10 - Schema ISO configurazione prova MCI.

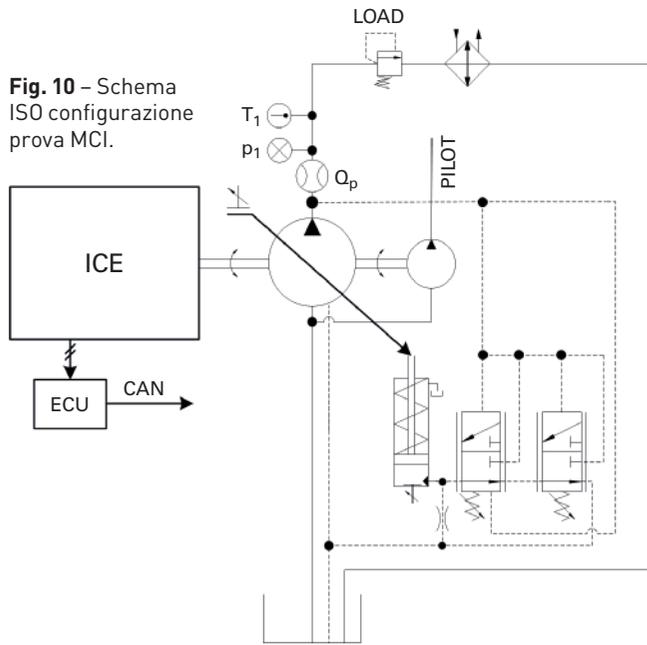
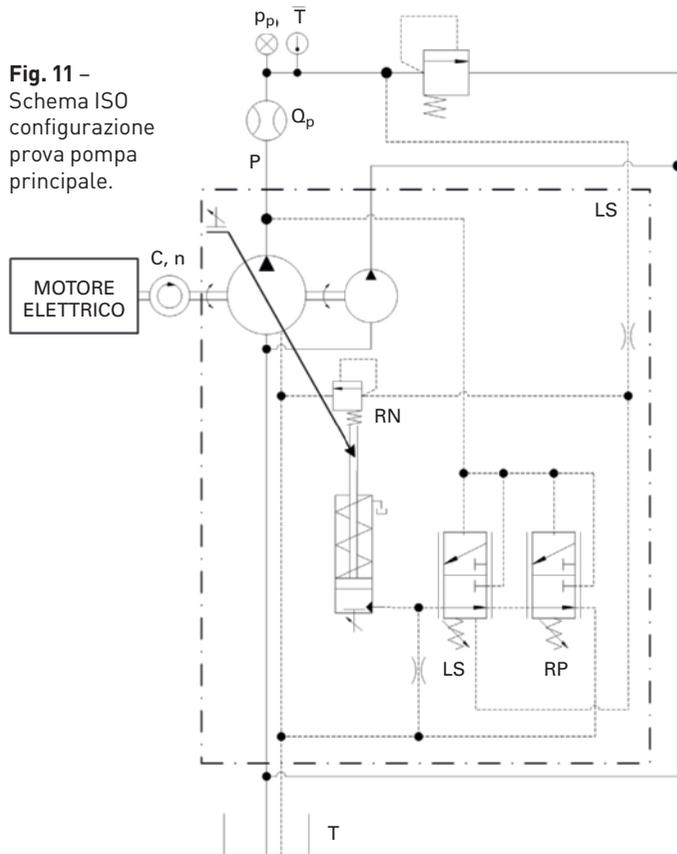


Fig. 11 - Schema ISO configurazione prova pompa principale.



$$Q_{LeA} = k_{LeA} \cdot p_A; \quad Q_{LeB} = k_{LeB} \cdot p_B \quad (11)$$

La coppia ideale esercitata dal motore idraulico è definita dall'Eq. (12).

$$C_{id} = \frac{V_d \cdot (p_A - p_B)}{2 \cdot \pi} \quad (12)$$

Durante il funzionamento come motore, quindi per esempio durante

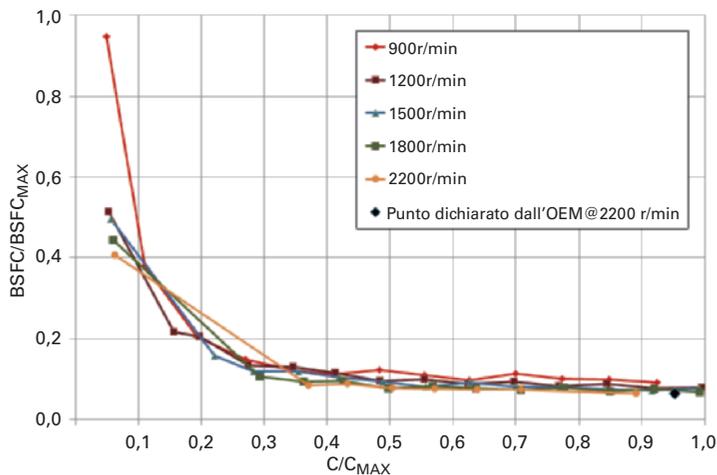


Fig. 12 - Mappa BSFC MCI.

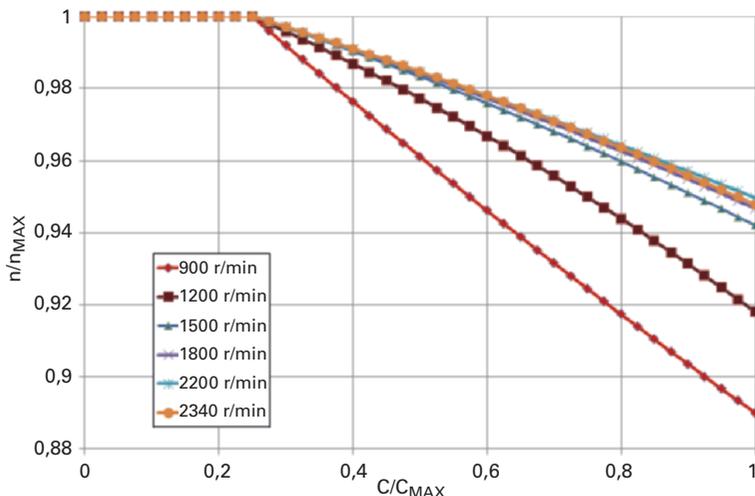


Fig. 13 - Mappa riduzione velocità MCI.

le accelerazioni della torretta, la coppia effettiva esercitata del motore idraulico sarà minore di quella idealmente sviluppabile per effetto delle perdite; durante le decelerazioni della torretta, la macchina volumetrica rotativa funzionerà come pompa e quindi gli effetti delle perdite contribuiranno all'arresto della stessa [18].

2.5 Modello Linee Idrauliche

Le perdite di pressione dovute all'attraversamento dei vari condotti del circuito idraulico tra la pompa principale e le utenze da asservire sono state considerate in regime laminare, anche in accordo agli andamenti riscontrati dai dati ottenuti dall'attività sperimentale svolta su macchina. Per ogni ramo di collegamento considerato si è definito un coefficiente di perdita k_L sulla base dei dati sperimentali stessi e mediante l'Eq. (13) si possono calcolare le perdite dei rami i -esimi.

$$\Delta_{PLi} = k_{Li} \cdot Q_i \quad (13)$$

2.6 Modello Cinematico dell'Escavatore

Per considerare le reali forze e coppie agenti sui corpi delle utenze (braccio, braccio di profondità, benna, torretta e cingoli) si è resa essenziale la realizzazione di un modello dinamico della parte cinematica dell'escavatore.

2.6.1 Attrezzo di Scavo

Il modello matematico dell'attrezzo di scavo a 3-DOF è stato realizzato mediante la Planar Mechanical Library di AMESim® che sfrutta un approccio Lagrangiano. In figura 6 è riportato il CAD dell'attrezzo di scavo. Il comportamento dinamico di ogni corpo del cinematismo è completamente definito una volta impostati i seguenti parametri:

- massa di ogni corpo rigido;
- posizione del centro di massa di ogni corpo;
- momento d'inerzia di ogni corpo rispetto all'asse perpendicolare al piano di giacenza del corpo passante per il centro di massa;
- posizione dei giunti.

Il modello dinamico dell'attrezzo di scavo non considera le forze centrifughe e le forze di Coriolis agenti sui corpi durante i movimenti.

2.6.2 Torretta e Cingoli

Il modello matematico della torretta consiste in un carico inerziale rotante, facendo l'ipotesi di inerzia costante, al quale sono applicati gli effetti di attrito (Coulombiano e viscoso). L'Eq. (14) descrive l'equilibrio dinamico della torretta.

$$C_{hm} = I_t \cdot \ddot{\theta} + b_t \cdot \dot{\theta} + C_{ct} \quad (14)$$

La forza di attrito Coulombiano e il coefficiente di attrito viscoso sono stati definiti sulla base dei dati sperimentali ottenuti. In modo del tutto analogo sono stati modellati anche i cingoli.

2.7 Modello MCI

Il modello matematico del MCI è in grado di definire il consumo di combustibile e di simulare il comportamento del sistema di regolazione del motore. Lo schema a blocchi di modellazione del MCI è riportato in figura 7. Il modello si basa su controllore PI che definisce il valore di coppia (C_{MCI}) erogata dal motore per cercare di mantenere la velocità di rotazione ($n_{Effettiva}$), derivante dall'equilibrio dinamico della massa inerziale (I_{Eq}), pari al valore impostato ($n_{Set-Point}$). La coppia massima erogabile dal MCI è limitata secondo le caratteristiche fornite dal costruttore, mentre la mappa di riduzione della velocità in funzione della coppia assorbita e la mappa di consumo sono state determinate sulla base dei dati sperimentali.

2.8 Modello Operatore

Si è reso necessario realizzare un modello matematico dell'operatore per poter simulare in modo effettivamente ripetibile i cicli di lavoro, individuati nella norma JCMAS. La Figura 8 raffigura lo schema di modellazione dell'operatore, il quale si basa sul principio di funzionamento di un controllore PI.

La posizione effettiva, dell' i -esimo attuatore, (y_{Reale}), è confrontata con quella di riferimento, definita per il ciclo simulato, (y_{Ciclo}), definendo così l'errore, (e_i), di posizionamento. La corsa istantanea, del cursore ($x_{Cursore}$)

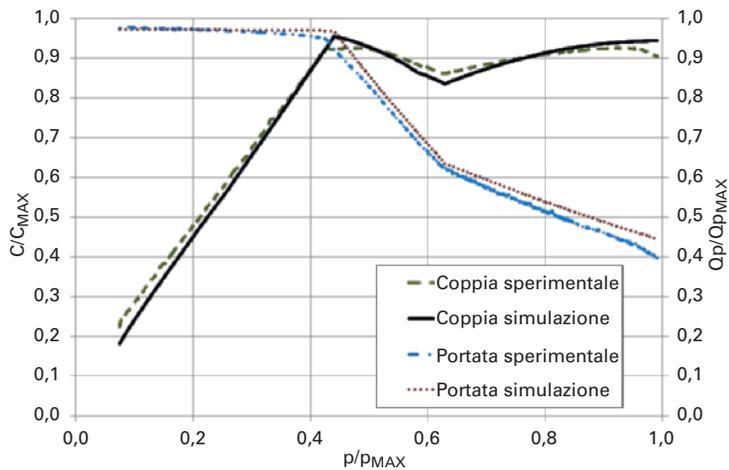


Fig. 14 – Confronto numerico sperimentale limitazione coppia pompa principale.

della valvola distributrice dell'*i*-esima utenza, per correggere l'errore rilevato, è calcolata sommando una componente proporzionale (k_p) e una componente integrale (k_i) relative all'errore definito. Il modello di controllore PI è stato opportunamente modificato per minimizzare i ritardi di intervento dello stesso durante le fasi di cambio di direzione di movimentazione dell'utenza. La componente integrale viene sommata a quella proporzionale se esse presentano segno concorde. Infine, per evitare continue correzioni da parte del modello dell'operatore una volta raggiunte le posizioni di stazionamento del ciclo è stata definita una banda di errore (EB) tollerata sull'errore di posizionamento. Se l'errore rientra nei limiti stabiliti la posizione del cursore sarà nulla (mantenuta quindi in posizione neutra).

3. Attività Sperimentale

L'attività sperimentale è stata svolta con due scopi principali: il primo, finalizzato alla calibrazione e alla validazione del modello matematico dal punto di vista idraulico; il secondo, focalizzato alla validazione del modello matematico dal punto di vista dei consumi di combustibile durante i cicli di lavoro significativi.

La macchina è stata opportunamente strumentata in modo da poter acquisire le variabili d'interesse, come osservabile dalla figura 9, che riporta lo schema ISO del circuito idraulico della macchina strumentata.

Le variabili acquisite sono:

- la portata erogata dalla pompa principale (Q_p);
- la temperatura dell'olio (T_1);
- la pressione alla mandata della pompa (p_1);
- la pressione di LS (p_2);
- la pressione della linea di scarico (p_3);
- le pressioni delle utenze ($p_4 - p_{21}$);
- la posizione dei cursori delle sezioni ($LVD T_1 - LVD T_6$);
- la posizione lineare degli attuatori lineari ($y_1 - y_3$);
- la velocità di rotazione della torretta (n_T);
- la velocità di rotazione del MCI (n).

In tabella 1 sono riportate le caratteristiche principali dei sensori utilizzati. Per quanto riguarda la calibrazione e la validazione del circuito idraulico dell'escavatore, sono state condotte prove sperimentali sul MCI e sulla pompa principale al fine di effettuarne una caratterizzazione. Cicli

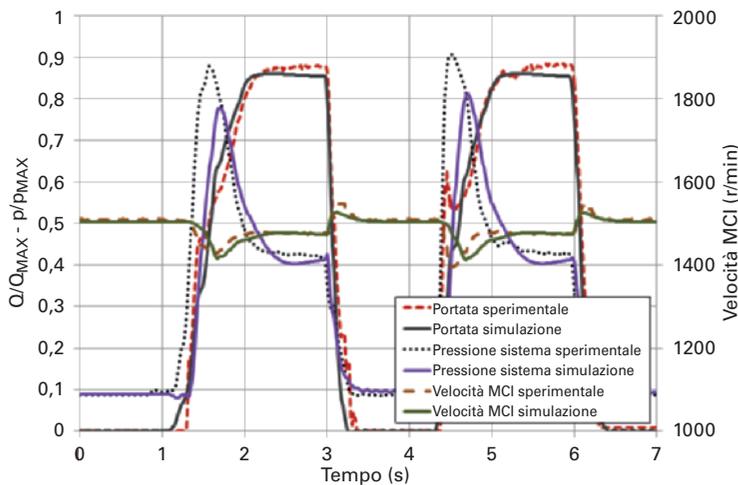


Fig. 15 – Confronto numerico sperimentale ciclo di movimentazione torretta.

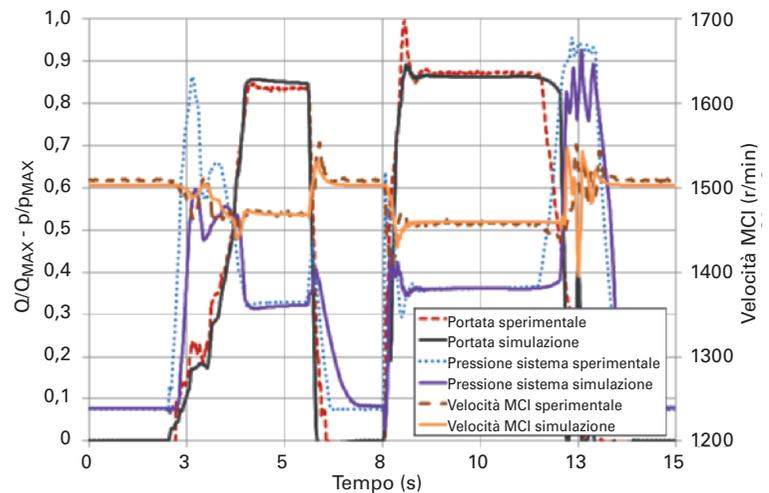


Fig. 16 – Confronto numerico sperimentale ciclo di movimentazione braccio.

TAB.1 – CARATTERISTICHE SENSORI

Nome Variabile	Sensore	Caratteristiche
Q_p	Parker® Contaltri a Turbina	10 – 300 l/min Accuratezza < ±1% FS
T_1	Parker® Trasduttore di Temperatura	-25°C to +125°C Accuratezza ±2% FS
p_1, p_2	TRAFAG® Trasduttore di Pressione	0 – 600 bar Accuratezza ±0,3% FS
p_3	TRAFAG® Trasduttore di Pressione	0 – 600 bar Accuratezza ±0,3% FS
$p_4 \div p_{21}$	TRAFAG® Trasduttore di Pressione	0 – 400 bar Accuratezza ±0,1% FS
$LVDT_1$	Magnet-Schultz® Traduttore di Posizione	±15 mm Errore Linearità ±1% FS
$y_1 \div y_3$	Celeco® Trasduttore di Posizione	1000mm Accuratezza ±0,02% FS
n_T	Ifm Electronic GmbH® Fotocellula	-
n	Segnale CAN dal MCI	0 – 2350 r/min

di movimentazione delle utenze sono stati eseguiti allo scopo di caratterizzare gli attuatori e i condotti idraulici, nonché i coefficienti di efflusso delle sezioni del distributore.

In figura 10 è riportato lo schema ISO della configurazione di prova adottata per la caratterizzazione stazionaria del MCI, grazie alla quale sono state determinate la mappa di consumo specifico e la mappa di riduzione della velocità di rotazione con il variare della coppia assorbita.

In figura 11 è invece riportato lo schema ISO della configurazione di prova a banco utilizzata per la pompa principale, in modo da caratterizzare e calibrare il regolatore di coppia (RN). L'attività sperimentale dedicata alla valutazione dei consumi di combustibile della macchina è stata effettuata sfruttando la procedura definita dalla norma JCMAS [12], nella quale sono definiti quattro modalità di funzionamento significative:

- ciclo di scavo in trincea;
- ciclo di livellamento;

- ciclo di traslazione;
- standby al minimo.

Nel campo prova allestito, sono stati inseriti riferimenti fissi in modo da fornire all'operatore le posizioni limite per le movimentazioni, aumentando così la ripetibilità dei cicli eseguiti.

La procedura di test specificata nella norma stabilisce il numero di ripetizioni per ogni modalità di funzionamento. Tale valore però è stato opportunamente incrementato per poter minimizzare l'influenza stocastica dell'operatore sul consumo di combustibile misurato. Le misure di combustibile sono state effettuate pesando due serbatoi, uno di aspirazione e uno di ritorno del combustibile, prima e dopo l'esecuzione di ogni ciclo, bypassando il serbatoio principale della macchina. Si sono quindi definiti i valori medi del consumo di combustibile per tutte le modalità di funzionamento eseguite e i relativi valori di incertezza, con un livello di confidenza del 95%, Eq. (15) [19].

$$U_{C95} = 2 \cdot (\overline{s}_{mf}^2 + u_{IN}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

4. Simulazioni e Risultati

4.1 Caratterizzazione Stazionaria e Validazione Circuito Idraulico

In questa sezione sono riportate le curve di caratterizzazione del MCI e della pompa principale. In Figure 12 e 13 sono rispettivamente riportate la curva di consumo specifico (BSFC) e le curve di riduzione della velocità di rotazione del motore in funzione della coppia assorbita, mentre il confronto tra i dati sperimentali e le simulazioni relativi alla pompa principale è riportato in figura14. Sono riportati di seguito alcuni confronti tra i dati sperimentali e i risultati di simulazione ottenuti su cicli di movimentazione singola delle utenze della macchina, in modo da verificare le capacità del modello matematico di calcolare in modo soddisfacente le variabili di interesse.

Nelle figure 15 e 16 sono riportati i confronti tra le pressioni di sistema, la portata erogata dalla pompa e la velocità di rotazione del MCI durante le movimentazioni di torretta e braccio. Dal confronto delle curve riportate nelle figure precedenti i risultati ottenuti con il model-

lo matematico dell'escavatore trovano un riscontro molto soddisfacente con i dati sperimentali sia durante i transitori che in condizioni quasi-stazionarie. Le differenze tra le curve, in modo specifico durante i transitori, sono giustificate dalle ipotesi semplificative.

4.2 Consumi Ciclo JCMAS

In questa sezione sono riportati i confronti tra i consumi di combustibile misurati sulla macchina e i consumi stimati mediante il modello matematico. Per effettuare un confronto quantitativo tra i dati sperimentali e quelli di simulazione è essenziale che i cicli operativi siano eseguiti con le medesime condizioni al contorno e che i movimenti della cinematica rispettino gli stessi limiti e le stesse tempistiche di esecuzione. A tal proposito i dati acquisiti sperimentalmente sono stati utilizzati per definire un ciclo di riferimento medio imposto come riferimento al modello. In tabella 2 sono riportati i confronti tra l'incertezza combinata (U95) riferita al consumo di combustibile medio sperimentale e la differenza percentuale tra il consumo di combustibile stimato in simulazione e quello medio sperimentale

$$\left(\frac{mf_{SIM} - mf_{EXP}}{mf_{EXP}} \right)$$

Come si può osservare i consumi di combustibile ottenuti mediante il modello matematico realizzato risultano essere sempre all'interno della banda di incertezza definita sperimentalmente. Le stime di consumo di combustibile ottenute dalle simulazioni tendono a sottostimare lievemente i consumi reali della macchina. Fenomeno imputabile nella lieve sottostima della pressione di sistema evidenziata in precedenza durante i transitori.

Conclusioni

L'articolo presenta il modello dinamico di un escavatore idraulico. Il modello matematico è costituito da: MCI; gruppo di alimentazione; condotti di collegamenti idraulici; valvola distributrice; cinematica della macchina; modello dell'operatore. L'escavatore è stato strumentato e diverse tipologie di cicli di lavoro sono stati eseguiti con la finalità di caratterizzare e validare il modello matematico realizzato sia per quanto riguarda le grandezze idrauliche e meccaniche calcolate che per la capacità di stimare il consumo di combustibile nei cicli simulati. Il confronto fra i dati sperimentali e i risultati di simulazione evidenzia come modello è in grado sia di ricreare carichi realistici durante le movimentazioni delle utenze, sia in condizioni transitorie che quasi-stazionarie, che di stimare in modo soddisfacente il consumo di combustibile della macchina. In conclusione, il modello matematico dell'escavatore presentato in

TAB.2 - CONFRONTO CONSUMI

Ciclo Operativo	U_{95} [%]	$\left(\frac{mf_{SIM} - mf_{EXP}}{mf_{EXP}} \right)$ [%]
Scavo in trincea	±3,58	-0,30
Livellamento	±7,98	-1,84
Traslazione	±8,24	-1,06
Consumo Globale ora tipica di lavoro	±2,88	-0,81

NOMENCLATURA

Abbreviazioni

DOF	Gradi di libertà	OEMs	Original Equipment Manufacturers
EB	Banda di Errore	PI	Regolatore Proporzionale Integrale
JCMAS	Japan Construction Machinery Association Standard	PILOT	Pilotaggi
LS	Load Sensing	RN	Regolatore di Coppia
MCI - Motore a Combustione Interna		RP -	Regolatore di Pressione Assoluta

Simbolo	Descrizione	Unità	Simbolo	Descrizione	Unità
A_F	Area Fondello Attuatore	[m ²]	k_v	Coeff. Attrito Viscoso	[N/(m/s)]
A_S	Area Stelo Attuatore	[m ²]	l_c	Lunghezza di Contatto	[m]
B	Modulo di Comprimibilità olio	[bar]	p	Pressione	[bar]
b_t	Coeff. attrito viscoso torretta	[N/(rad/s)]	Q	Portata Volumetrica	[m ³ /s]
C	Coppia	[N·m]	r_c	Gioco Radiale Camicia Attuatore	[m]
d_F	Diametro Fondello Attuatore	[m]	s	Corsa Totale Attuatore	[m]
e_v	Errore Posizione Attuatore	[m]	S_{mf}	Deviazione Standard della Media	[kg]
F_{AL}	Forza Attuatore Lineare	[N]	u_{IN}	Incertezza Strumento Misura	[kg]
F_C	Forza Attrito Coulombiano	[N]	V	Volume	[m ³]
F_F	Forza Attrito	[N]	V_d	Cilindrata Macchina Idraulica	[m ³ /r]
I_t	Inerzia Torretta	[kg·m ²]	x	Corsa Attuatore Idraulico	[m]
k_t	Coeff. Correzione Integrale	[s ⁻¹]	$x_{Cursore}$	Corsa Cursore Valvola	[m]kL
k_L	Coeff. Trafilamento Laminare	[Pa·s/m ²]	y	Corsa Attuatore	[m]
k_{Le}	Coeff. Trafilamento Esterno	[m ² /(Pa·s)]	Δ_{PL}	Differenza di Pressione Linea	[bar]
k_{Li}	Coeff. Trafilamento Interno	[m ² /(Pa·s)]	θ	Posizione Angolare	[rad]
k_p	Coeff. Correzione Proporzionale	[-]	μ	Viscosità Dinamica Fluido	[Pa·s]

questo articolo può essere un efficace strumento di simulazione per condurre analisi energetiche, valutare nuove soluzioni circuitali, in particolar modo sistemi ibridi, e considerare gli effetti di diverse strategie di controllo del sistema idraulico sui consumi di combustibile.

Ringraziamenti

Gli autori desiderano ringraziare le aziende Casappa® Spa (PR) e Walvoil Spa (RE) per il supporto fornito durante l'attività di ricerca, e l'azienda Sampierana Spa (FC) per la disponibilità della macchina.

**La prima parte è apparsa sul fascicolo n. 4, Aprile 2015, a pag. 86*

BIBLIOGRAFIA

1 J. Zimmermann, M. Ivantysynova. *Reduction of Engine and Cooling Power by displacement Control. Proc. of 6th FPNI-PhD Symp. (2010) West Lafayette, USA.*

2 M. Inderelst, S. Losse, S. Sgro, H. Murrenhoff. *Energy efficient system layout for work hydraulic of excavators. 2011. The twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power.*

3 R. Finzel, S. Helduser. *Energy-Efficient Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery/ Flow Matching, 6th IFK, Dresden, Germany, 2008.*

4 Y.L. Cho, D.S. Jang, K.Y. Kim. *Development of Energy Efficient Electro-Hydraulic System for Excavator. 7th IFK, Aachen 2010.*

5 C. Musardo, G. Rizzoni, Y. Guezennec, B. Staccia. *A_ECMS: An adaptive algorithm for hybrid electric vehicle energy management. European Journal of Control (2005) 11: 509-524.*

6 Q. Xiao, Q. Wang, Y. Zhang. *Control strategy of power system in hybrid hydraulic excavator. Automation in construction 17 (2008) 361-367. doi: 10.1016/j.autcon.2007.05.014.*

7 D. Wang, C. Guan, S. Pan, M. Zhang, X. Lin. *Performance analysis of hydraulic excavator powertrain hybridization. Automation in construction 18 (2009) 249-257. doi: 10.1016/j.autcon.2008.10.001.*

8 T. Lin, Q. Wang, B. Hu, W. Gong. *Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators. Automation in construction 19 (2010) 1016-1026. doi: 10.1016/j.autcon.2010.08.002.*

9 T. Wang, Q. Wang, T. Lin. *Improvement of boom control performance for hybrid hydraulic excavator with potential energy recovery. Automation in construction 30 (2013) 161-169. http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2012.11.034.*

10 J. D. Zimmermann, M. Pelosi, C. A. Williamson, M. Ivantysynova. *Energy Consumption of an LS Excavator Hydraulic System. Proceedings of IMECE2007.2007 ASME, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, USA. IMECE2007-42267.*

11 G. Altare, D. Padovani, N. Nervegna. *A commercial Excavator: Analysis, Modelling and Simulation of the Hydraulic Circuit. SAE 2012 Commercial Vehicle Engineering Congress, Rosemont, Illinois, USA, 13-14 September 2012. doi: 10.4271/2012-01-2040.*

12 JCMAS H020:2007. *Earth-moving machinery – Fuel consumption on hydraulic excavator – Test Procedure.*

13 P. Casoli, L. Riccò, A. Lettini. *Modellazione di un Escavatore di Media Taglia - Parte 1: Pompa a Pistoni Assiali a Cilindrata Variabile Load Sensing. Oleodinamica-pneumatica Ed. Tecniche Nuove Spa. Numero 4, Aprile 2015, pp. 86-90. ISSN: 1122-5017.*

14 P. Casoli, A. Gambarotta, N. Pompini, L. Riccò (2014). *Development and application of co-simulation and control-oriented modeling in the improvement of performance and energy saving of mobile machinery. Energy Procedia, Volume 45, 2014, Pages 849-858. Elsevier. doi: 10.1016/j.egypro. 2014.01.090.*

15 L. Riccò, P. Casoli, C. Dolcin, A. Lettini. *Simulazione e validazione di un distributore load sensing flow sharing di un escavatore. Oleodinamica-pneumatica Ed. Tecniche Nuove Spa. Numero 2, Febbraio 2014, pp. 28-33. ISSN: 1122-5017.*

16 P. Casoli, A. Gambarotta N. Pompini, L. Riccò (2015) *"Coupling excavator hydraulic system and internal combustion engine models for the Real-Time simulation" Control Engineering Practice (2015), pp. 26-37 DOI information: 10.1016/j.conengprac.2015.04.003. Codice Scopus: 2-s2.0-84928891181.*

17 J.F. Blackburn, G. Reethof, J. L. Sherarer. *Fluid Power Control. The M.I.T. Press. Cambridge, Massachusetts, and London, England. ISBN 10-0262020068.*

18 J. Ivantysyn, M. Ivantysynova. *Hydrostatic Pumps and Motors. Tech Books International, New Delhi, 2003, India. ISBN 81-88305-08.*

19 H.W. Coleman, W.G. Steele. *Experimentation, Validation and Uncertainty Analysis for Engineers. John Wiley & Sons, Inc. ISBN 978-0-470-16888-2.*