



DIN
GMA

Quaderni di ricerca

Ottava giornata di studio Ettore Funaioli

18 luglio 2014

A cura di
Umberto Meneghetti, Alberto Maggiore e Vincenzo Parenti Castelli



SOCIETÀ EDITRICE
ESCULAPIO

Alm  DL



Quaderni del **DIN – GMA**

Atti di giornate di studio – 8

A cura di:

U. Meneghetti , A. Maggiore , V. Parenti Castelli

Coordinatore di redazione:

Alessandro Zanarini

DIN

Dipartimento di Ingegneria Industriale

<http://www.ingegneriaindustriale.unibo.it>

GMA

Gruppo di Meccanica Applicata

http://wpage.unina.it/dellaval/GMA/GMA_homeold.htm

Accademia delle Scienze dell'Istituto di Bologna

<http://www.accademiascienzebologna.it/AccademiaScienze/default.htm>

Ottava giornata di studio

Ettore Funaioli

18 luglio 2014

A cura di:
Umberto Meneghetti, Alberto Maggiore e Vincenzo Parenti Castelli

Proprietà letteraria riservata
© Copyright 2015 degli autori
Tutti i diritti riservati

Ottava giornata di studio Ettore Funaioli – 18 luglio 2014 / A cura di
Umberto Meneghetti, Alberto Maggiore, Vincenzo Parenti Castelli
Bologna: 2015 – pp. 282; 17 cm

ISBN 978-88-7488-871-9

Versione elettronica disponibile alla pagina
<http://amsacta.unibo.it/4301/>

Stampa a richiesta eseguita da:



40131 Bologna – Via U. Terracini 30 – Tel. 051- 6340113 – Fax 051- 6341136

www.editrice-esculapio.com

INDICE

Prefazione

<i>M. Peroni, F. Leali, A. O. Andrisano, M. Forte</i> Archetype-based design of mechanical transmissions	1
<i>F. Montanari, M. Cocconcelli, L. Orazi, R. Rubini</i> Ottimizzazione dei percorsi CNC per lavorazioni laser di superfici free form	11
<i>A. O. Andrisano, F. Balugani, G. Berselli, M. Gadaleta, M. Pellicciari, A. Vergnano</i> Progettazione di traiettorie energeticamente efficienti in servomeccanismi per macchine automatiche	27
<i>E. Prati, A. Tasora, S. Longarini, V. Pollastri</i> Studio dell'usura e del momento resistente di anelli di tenuta in elastomero al variare della rugosità dell'albero	37
<i>C. Mazzotti, M. Troncossi, V. Parenti Castelli</i> Functional design of a new finger exoskeleton based on a Stephenson type mechanism	47
<i>M. Conconi, N. Sancisi, M. Forlani, V. Parenti Castelli</i> Measure and analysis of motion and muscle forces at the human knee during dynamic motion tasks	59
<i>A. Martini, M. Troncossi, M. Carricato, A. Rivola</i> Gravity compensation of the orthoglide 5-axis parallel kinematics machine	67
<i>G. Scirè Mammano, E. Dragoni</i> Modelling and validation of a continuous rotary motor combining shape memory wires and overruning clutches	75
<i>A. O. Andrisano, L. I. Manevitch, F. Pellicano, M. Strozzi</i> Nonlinear oscillations and energy localization in carbon nanotubes	97
<i>N. Golinelli, A. Spaggiari</i> Design of a novel magnetorheological damper with internal pressure control	107
<i>A. Carminelli, G. Catania</i> Chatter stability analysis of high speed machining by means of spectral decomposition modeling	119

<i>M. Cocconcelli, M. Troncosi, A. Agazzi, E. Mucchi, R. Rubini, A. Rivola, G. Dalpiaz</i>	135
Improvement of the dynamic behaviour of a test bed driveline by numerical and experimental investigations	
<i>M. Buzzoni, E. Mucchi, G. Dalpiaz</i>	153
Analisi vibrazionale numerica e sperimentale di un trabatto per pasta alimentare	
<i>A. Tosini, E. Mucchi, G. Dalpiaz</i>	167
Analisi dinamica numerico-sperimentale di una motosega	
<i>A. Freddi</i>	179
Solution of an inverse problem in the high cycle fatigue theory	
<i>B. Reggiani, L. Donati, L. Tomesani</i>	203
Multi-cycles deformation modeling of hot forming tools under creep-fatigue regime	
<i>C. Bandini, B. Reggiani, L. Donati, L. Tomesani</i>	221
Validazione del codice qform per l'analisi del processo di estrusione di leghe di alluminio	
<i>A. Strozzi, A. Baldini, M. Giacomini, E. Bertocchi, S. Mantovani</i>	233
Advances in the analytical predictions of the maximum equivalent stress in a shaft-hub press-fit	
<i>D. Castagnetti, E. Dragoni</i>	241
Un semplice modello coesivo con attrito per descrivere interfacce ibride forzate e incollate	
<i>E. Dragoni, H. F. Brinson</i>	259
Modeling and optimization of the sandwich beam specimen in three-point bending for adhesive bond characterization	
Indice degli autori	281

ANALISI VIBRAZIONALE NUMERICA E SPERIMENTALE DI UN TRABATTO PER PASTA ALIMENTARE

Marco Buzzoni

*Dipartimento di Ingegneria di Ferrara,
Università degli Studi di Ferrara, Italia
E-mail: marco.buzzoni1@unife.it*

Emiliano Mucchi

*Dipartimento di Ingegneria di Ferrara,
Università degli Studi di Ferrara, Italia
E-mail: emiliano.mucchi@unife.it*

Giorgio Dalpiaz

*Dipartimento di Ingegneria di Ferrara,
Università degli Studi di Ferrara, Italia
E-mail: giorgio.dalpiaz@unife.it*

Abstract. *Questo lavoro riguarda l'analisi dinamica di un trabatto per pasta alimentare dal punto di vista sperimentale e numerico allo scopo di limitare il livello delle vibrazioni del sistema. Il trabatto è un essiccatore a tre piani paralleli, detti cassette, vincolati al telaio mediante balestre inclinate. Le balestre sono deformate da un sistema biella-eccentrico e generano il moto sussultorio necessario alla movimentazione del prodotto. E' stata condotta una indagine sperimentale che ha riguardato l'analisi modale di alcuni componenti chiave del sistema e la misura di vibrazioni in condizioni operative. I risultati conseguiti sono stati usati per identificare le cause del comportamento dinamico non accettabile del sistema proponendo delle modifiche migliorative verificate sperimentalmente. E' stato infine sviluppato un semplice modello cinematico ad un grado di libertà di un cassetto per verificare l'influenza della variazione della velocità di rotazione sulla legge di moto imposta ai cassette.*

Keywords: *Vibratory feeder, Operational vibration measurements, Modal analysis, Kinematic analysis*

1. INTRODUZIONE

La crescita delle dimensioni e della velocità di lavoro dei macchinari al fine di soddisfare gli elevati volumi di produzione richiesti dal mercato, ha portato le aziende a porre una maggiore attenzione alla limitazione delle vibrazioni per evitare inconvenienti quali, ad esempio, guasti e rumorosità.

In questo articolo, si affronterà un problema di elevati livelli di vibrazione riscontrati in un essiccatore per pasta alimentare, chiamato trabatto A, progettato a partire da un modello di taglia inferiore, chiamato trabatto B. Il sistema in questione ha un funzionamento molto

simile a un alimentatore a vibrazioni con la differenza che, in genere, la frequenza di funzionamento è piuttosto lontana dalla frequenza di risonanza del sistema.

In letteratura sono presenti numerosi lavori che trattano lo studio dinamico di questi sistemi sotto diversi punti di vista. Alcuni di questi riguardano uno studio teorico e/o sperimentale [1-2], altri invece concernono lo sviluppo e la validazione sperimentale di un modello per la stima delle frequenze naturali [3]. In questa memoria si tratterà la problematica da una prospettiva differente. Questo lavoro si articola principalmente in due parti: la prima parte riguarda una campagna di misure sperimentali allo scopo di identificare le cause del problema vibratorio del trabatto A e i parametri di funzionamento del trabatto B preso come riferimento, nella seconda parte si presenta un modello cinematico del trabatto al fine di chiarire e approfondire i fenomeni che causano il malfunzionamento del trabatto A.

2. SISTEMA MECCANICO

Il trabatto A (Figura 1) è composto da 3 piani paralleli porta pasta: quello superiore e quello inferiore sono solidali tra loro e il loro insieme è denominato “cassetto dispari” mentre il piano in mezzeria è denominato “cassetto pari”. Ogni cassetto è vincolato al telaio con 12 balestre inclinate, di materiale composito, aventi la funzione sia di sorreggere i cassettei sia di vincolo cinematico grazie alla loro elasticità. Ciascun cassetto è inoltre collegato all’albero principale da una biella e un eccentrico per ciascun lato. Gli eccentrici, calettati sull’albero principale, sono sfasati di 180° in modo da far muovere i cassettei in controfase. L’albero principale è movimentato da un motore asincrono trifase attraverso una trasmissione a cinghie.

Negli alimentatori a vibrazione il trasporto del prodotto avviene, in genere, sfruttando l’inclinazione del piano o per gravità. In questo sistema meccanico invece, il moto sussultorio dei cassettei è ottenuto grazie alla spinta alternativa delle bielle che a loro volta deformano le balestre. Le balestre si deformano prevalentemente a flessione imponendo ai cassettei una traiettoria ad arco di cerchio nel piano yz.

La modalità di trasporto del prodotto è la seguente: la pasta entra nel piano superiore del cassetto dispari dal lato posteriore del trabatto (opposta al lato motore), si sposta dal lato posteriore a quello anteriore, giunge al cassetto pari spostandosi successivamente dal lato

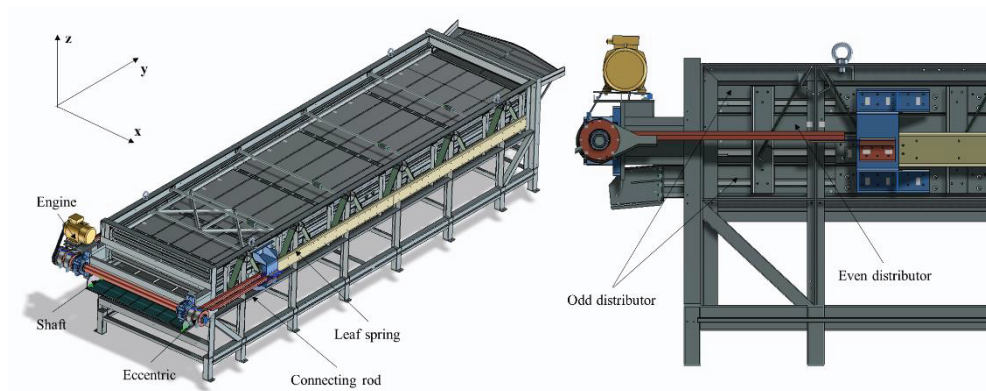


Figura 1. Modello CAD del trabatto A (x è la direzione trasversale, y la direzione longitudinale, z è la direzione verticale).

anteriore a quello posteriore, infine va nel piano inferiore del cassetto dispari fuoriuscendo dal lato anteriore.

3. CAMPAGNA SPERIMENTALE

La campagna di misure sperimentali è costituita da: misura delle accelerazioni in condizioni operative, misura delle oscillazioni torsionali, analisi modale sperimentale. Le prove sperimentali riguardano entrambi i trabatti A e B e hanno lo scopo di:

- valutare quale sia l'origine dell'elevato problema di vibrazioni sul trabatto A;
- individuare i parametri rappresentativi della dinamica del sistema in modo da avere uno strumento di confronto oggettivo tra le diverse taglie e condizioni operative;
- identificare i valori di soglia di buon funzionamento del sistema a partire dal trabatto B assunto come riferimento.

Nei seguenti sotto paragrafi verrà descritto il set up e i risultati principali di ogni misura.

Misure vibrazionali operative traslazionali

Le misure vibrazionali operative sono state condotte per entrambi i trabatti sia a velocità costante sia con rampa di velocità ascendente. Il setup di misura è costituito da tre accelerometri triassiali piezoelettrici posizionati in diversi punti significativi del sistema: uno sulla staffa di collegamento tra la biella e il cassetto pari (Figura 2b), uno sulla staffa di collegamento tra la biella e il cassetto dispari e uno sul cuscinetto di banco sinistro dell'albero principale (Figura 2a). I segnali accelerometrici nel tempo sono stati acquisiti con una frequenza di campionamento di 512 Hz. La durata delle acquisizioni a velocità costante è pari a 40 s mentre le rampe di velocità sono state ottenute accelerando da 180 rpm a 400 rpm. I dati ottenuti con le rampe di velocità sono stati elaborati e visualizzati mediante grafici velocità-frequenza-accelerazione. Il segnale di accelerazione a velocità costante è stato invece elaborato calcolandone lo spettro e il valore RMS risultante valutato tra la direzione longitudinale e quella verticale.

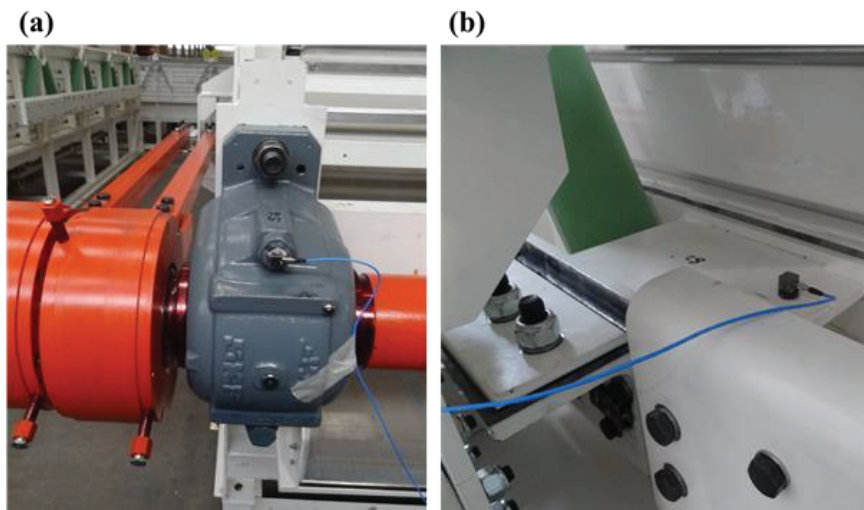


Figura 2. Posizione di alcuni accelerometri: (a) sensore sul cuscinetto di banco e (b) sensore sul cassetto pari.

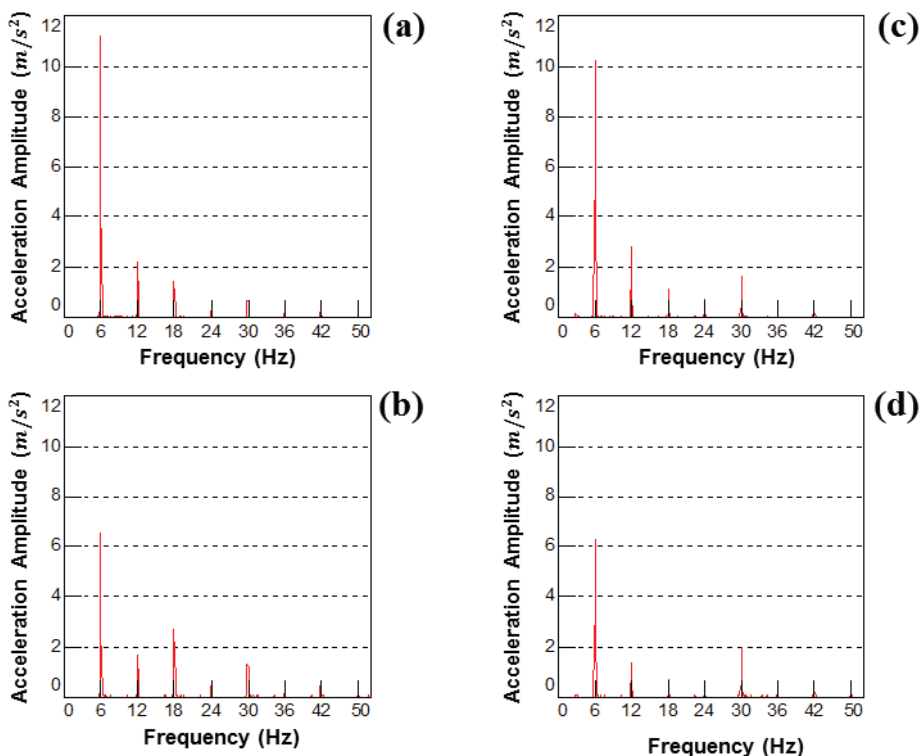


Figura 3. Ampiezza dello spettro delle accelerazioni misurate sui cassetti del trabatto A: (a) cassetto dispari in direzione longitudinale, (b) cassetto dispari in direzione verticale, (c) cassetto pari in direzione longitudinale, (d) cassetto pari in direzione verticale.

Dall'analisi preliminare delle ampiezze delle accelerazioni si può dedurre che la direzione trasversale del sistema ha ampiezze trascurabili. Lo spettro delle accelerazioni misurate sui cassetti del trabatto A (Fig. 3) mostra, come prevedibile, che la componente prevalente è quella in corrispondenza della prima armonica (1X) della frequenza di rotazione dell'albero (6 Hz); tuttavia si individuano anche delle armoniche successive non trascurabili alla 2X, 3X, 4X e 5X sia in direzione verticale che in direzione orizzontale. Gli spettri delle accelerazioni misurate sul telaio del trabatto A (Fig. 4a e 4b) indicano che le masse dei cassetti sono correttamente bilanciate, poiché la componente alla 1X si riduce a un valore trascurabile, ma i picchi relativi alle armoniche successive restano pressoché invariati. Le stesse considerazioni possono essere tratte per il trabatto B (Fig. 4c e 4d).

I grafici rpm-frequenza ottenuti con rampe di velocità (Fig. 5 e Fig. 6) evidenziano che:

- la condizione di lavoro più penalizzante per il trabatto A è a 360 rpm;
- potrebbero essere presenti dei fenomeni di risonanza a circa 13 Hz, 18 Hz, 19 Hz, 26 Hz, 30 Hz e 32 Hz.

I valori della risultante RMS delle prove a velocità costante (Tab. 1) mostrano, come già visto negli spettri, che nelle condizioni nominali di lavoro (360 rpm) il trabatto A ha un livello vibratorio superiore al trabatto B. Inoltre nel trabatto A si osserva che alla velocità di 360 rpm il valore RMS è più che doppio rispetto a 330 rpm.

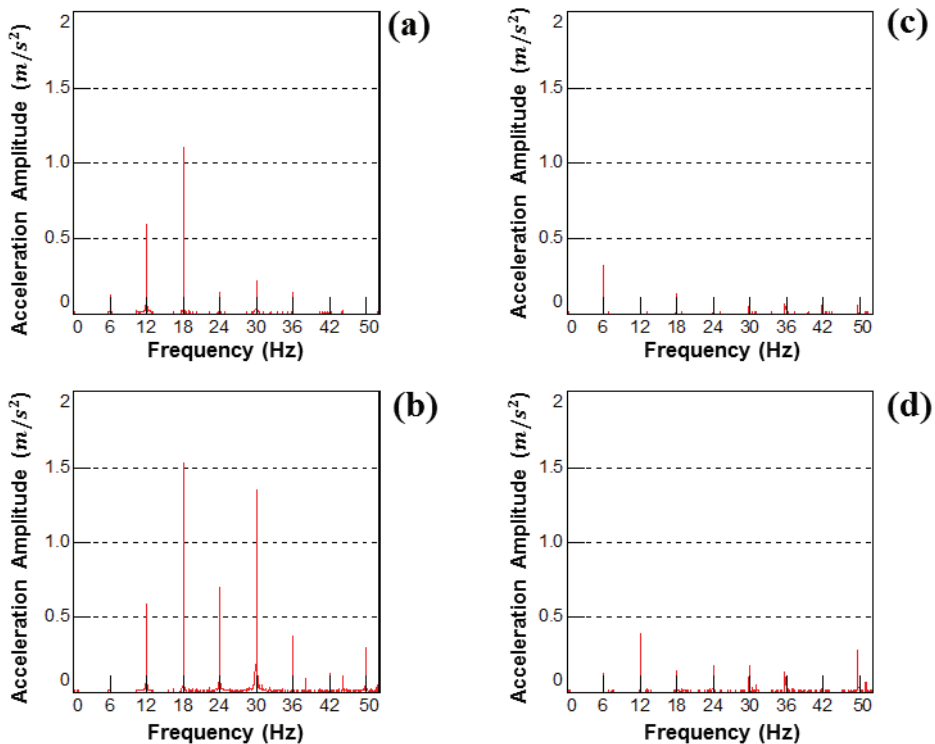


Figura 4. Spettri delle accelerazioni misurati sul telaio: (a) trattato A in direzione longitudinale, (b) trattato A in direzione verticale, (c) trattato B in direzione longitudinale, (d) trattato B in direzione verticale.

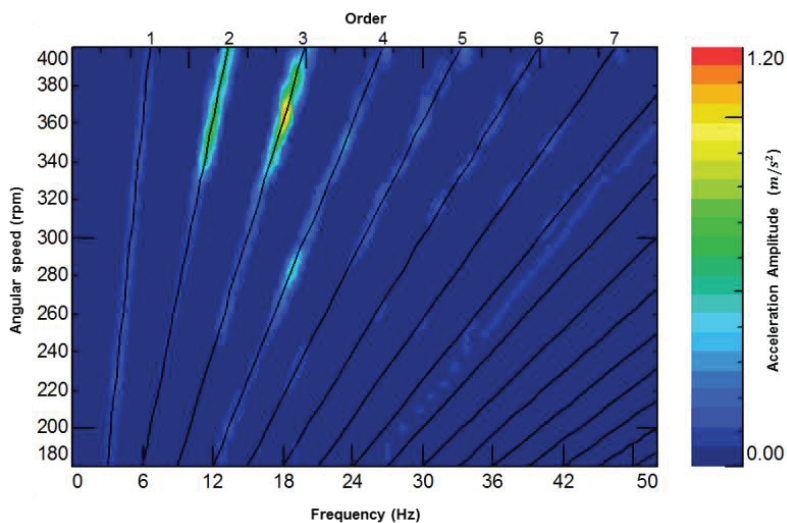


Figura 5. Grafico dell'ampiezza delle accelerazioni misurate sul telaio del trattato A in direzione longitudinale durante una rampa di velocità.

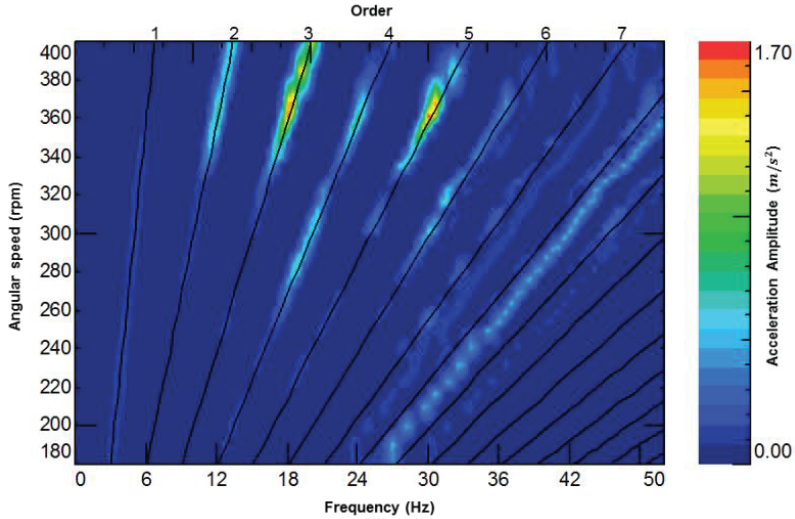


Figura 6. Grafico dell'ampiezza delle accelerazioni misurate sul telaio del trabatto A in direzione verticale durante una rampa di velocità.

Tabella 1. Valori RMS complessivi misurati sul telaio del trabatto A e B.

Velocità di rotazione dell'albero principale (<i>rpm</i>)	RMS Risultante Trabatto A (m/s^2)	RMS Risultante Trabatto B (m/s^2)
300	0.9	-
330	1	-
360 (velocità di lavoro)	2.6	1.2
400	2.8	-

Misure dell'oscillazione dell'torsionale

La misura dell'oscillazione torsionale è stata condotta in entrambi i sistemi in studio nei seguenti regimi di rotazione nominale: 145 rpm, 250 rpm e 360 rpm. Il set up di misura illustrato nella Fig. 7 è costituito da: una sonda ottica (Optel Thevon 152 G7 GP RV4) fissata su di un supporto magnetico solidale al telaio e uno zebra tape applicato all'albero principale. Questo test ha permesso di valutare la velocità istantanea dell'albero e le variazioni di velocità angolare dell'albero in funzione del tempo.

Per valutare in che modo varia la velocità angolare (Fig. 8), i segnali acquisiti nel tempo sono stati processati calcolandone lo spettro. I risultati di queste prove mostrano che il trabatto A presenta una variazione di velocità superiore al trabatto B a tutti i regimi di velocità testati. Inoltre si osserva che, all'aumentare della velocità dell'albero, la componente 1X aumenta e si ha una significativa amplificazione dalla componente 2X

Analisi modale

L'analisi modale è stata condotta sui piani porta pasta superiore e inferiore del cassetto dispari

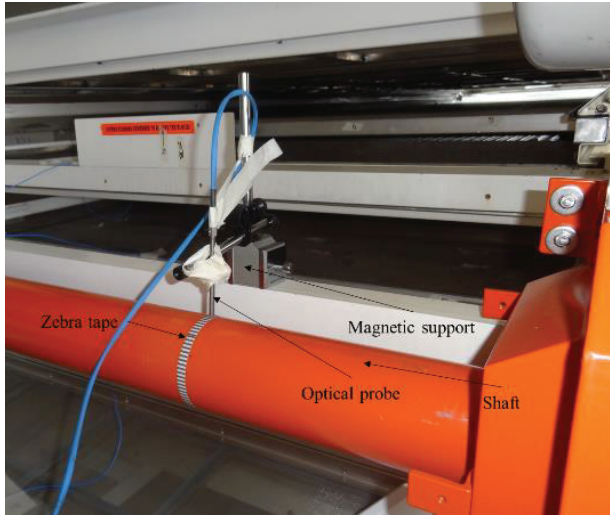


Figura 7. Set up di misura dell'oscillazione torsionale del trabatto B.

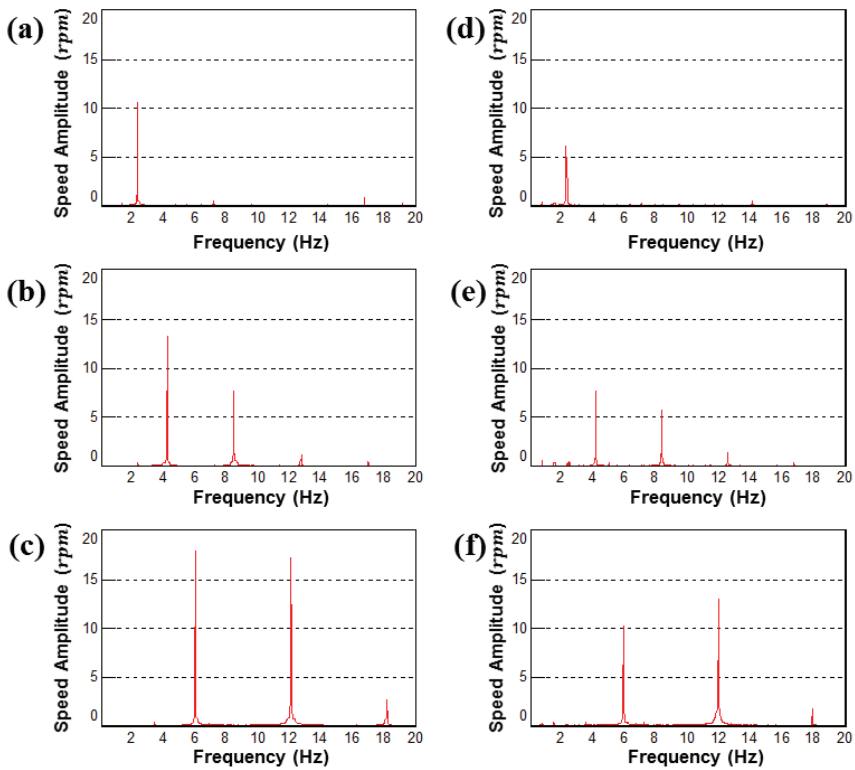


Figura 8. Spettro dell'ampiezza della velocità di rotazione dell'albero: (a) Trabatto A a 145 rpm, (b) Trabatto A a 250 rpm, (c) Trabatto A a 360 rpm, (d) Trabatto B a 145 rpm, (e) trabatto B a 250 rpm, (f) Trabatto B a 360 rpm.

e sul piano porta pasta del cassetto pari. L'obiettivo del test è valutare se l'elevato livello di vibrazioni misurato sul trabatto A alla velocità di lavoro è imputabile a fenomeni di risonanza. Il test è stato condotto mediante martello strumentato (PCB 086D20) e accelerometro (PCB 356B21) con una frequenza di campionamento di 256 Hz e una risoluzione in frequenza di 0.25 Hz. Allo scopo di ridurre il fenomeno del leakage è stata applicata una finestra esponenziale per i segnali accelerometrici mentre una force window è stata applicata per i segnali di forza. I punti di misura considerati non hanno coperto l'intera struttura a causa sia delle elevate dimensioni sia della difficoltà di accesso a molte parti del sistema. Si è valutata inoltre la coerenza di ogni singola martellata in tempo reale per garantire la qualità dell'eccitazione.

Ai fini di questo studio, sono state stimate le sole frequenze naturali (Tab. 2, Tab. 3 e Tab. 4) con il metodo PolyMAX [4] nella banda di frequenze comprese tra 0 a 40 Hz. L'analisi ha evidenziato la presenza di frequenze naturali prossime alle frequenze eccitate in condizioni di lavoro. Ad esempio, le frequenze naturali a circa 20 Hz e 28 Hz sono visibili in modo chiaro in Fig. 5 e Fig. 6.

Tabella 2. Frequenze naturali del piano porta pasta inferiore del cassetto dispari del trabatto A.

Modo	Frequenza naturale (Hz)
1	12.9
2	19.7
3	25.6
4	26.8
5	27.9
6	28.0
7	31.6

Tabella 3. Frequenze naturali del piano porta pasta superiore del cassetto dispari del trabatto A.

Modo	Frequenza naturale (Hz)
1	20.5
2	24.7
3	27.5
4	30.0
5	34.2

Tabella 4. Frequenze naturali del piano porta pasta del cassetto pari del trabatto A.

Modo	Frequenza naturale (Hz)
1	13.2
2	22.1

Discussione dei risultati e degli effetti delle modifiche progettuali

Dai dati sperimentali è possibile osservare che:

- il valore della risultante RMS delle accelerazioni misurate sul cuscinetto di banco è assunto come parametro rappresentativo del livello vibratorio del sistema. Il confronto tra il trabatto A e B ha oggettivato che il sistema A ha un livello vibratorio superiore al sistema B;
- i risultati ottenuti sul telaio del trabatto A dalle rampe di velocità evidenziano che è presente una significativa amplificazione delle armoniche proprio al regime di velocità di lavoro (360 rpm), mentre a regimi di velocità minori sono di molto inferiori;
- i risultati dell'analisi modale condotta sui cassettei del trabatto A dimostra che l'elevato livello di vibrazioni a 360 rpm è causato da fenomeni di risonanza;
- la misura delle oscillazioni torsionali dell'albero principale dei due sistemi in studio ha evidenziato che la velocità sul trabatto A ha oscillazioni superiori al trabatto B, in particolare al regime di lavoro previsto.

I risultati sperimentali ottenuti suggeriscono, da un lato, di evitare il regime di velocità operativo di 360 rpm e, dall'altro, di ridurre il grado di irregolarità del sistema. Innanzitutto può essere conveniente diminuire la velocità di lavoro del sistema in modo da non eccitare attraverso la legge di moto imposta le frequenze naturali dei cassettei. Per ovviare al problema dell'aumento dei tempi di trasporto del prodotto dovuti alla diminuzione di velocità la dimensione degli eccentrici dovrà essere aumentata. La significativa variazione di velocità dell'albero del trabatto A può essere invece limitata aumentando sia la potenza del motore asincrono trifase (in modo da controllare la coppia erogata più efficacemente) sia adottando un volano. In virtù di queste considerazioni sono state apportate le seguenti modifiche al trabatto A:

- riduzione del regime di velocità di lavoro da 360 rpm a 330 rpm;
- aumento della dimensione degli eccentrici da 7.5 mm a 9 mm;
- adozione di un motore più potente (si è passato da 4 kW a 7.5 kW);
- aumento del momento d'inerzia della puleggia calettata sull'albero principale.

Sperimentalmente si sono verificati gli effetti delle modifiche apportate al sistema in condizioni operative con le stesse metodologie esposte nella prima parte di questo paragrafo. Dalla Tab. 5 si osserva che, grazie alle modifiche apportate, il valore RMS dell'accelerazione misurata sul trabatto A si attesta a un valore inferiore a quello preso come riferimento relativo al trabatto B.

4. ANALISI CINEMATICA

Modello cinematico

Nel seguente sotto paragrafo si descriverà un modello cinematico a un grado di libertà usato per valutare la legge di moto descritta da un cassetto del trabatto. Il modello rappresentato in Fig. 9 rappresenta il sistema in condizioni di riposo, ossia nella condizione in cui la balestra non è deformata, ed è costituito da: una biella infinitamente rigida (\overline{PQ}) di lunghezza L_2 , un eccentrico infinitamente rigido (\overline{CQ}) di dimensione L_3 e una balestra flessibile (\overline{PT}) di lunghezza L_1 . Il cassetto è considerato come un elemento puntuale posto in P. L'angolo ϕ , che rappresenta la coordinata libera, è l'angolo spazzato dall'eccentrico rispetto all'asse x , l'angolo $\beta(\phi)$ è l'angolo spazzato da \overline{PQ} rispetto all'asse x , ψ è l'angolo compreso tra \overline{PQ} e x in condizioni di riposo.

Tabella 5. Confronto della risultante RMS delle accelerazioni misurate sul telaio.

	Risultante RMS (m/s^2)
Trabatto A (prima delle modifiche)	2.6
Trabatto A (dopo le modifiche)	1.0
Trabatto B	1.2

Nel seguito si ricaverà la posizione nel piano del punto P rappresentativo del cassetto in funzione dell'angolo di rotazione dell'eccentrico ϕ . La posizione del punto P (Eq. (3) e (4)) nel piano xy è derivabile dall'identità tra l'Eqn. (1) e (2):

$$\bar{Q} = \bar{P} + (\bar{Q} - \bar{P}) \quad (1)$$

$$\bar{Q} = \bar{C} + (\bar{Q} - \bar{C}) \quad (2)$$

$$x_P(\phi) = x_C + L_3 \cdot \cos \phi - L_2 \cdot \cos(\beta(\phi)) \quad (3)$$

$$y_P(\phi) = y_C + L_3 \cdot \sin \phi - L_2 \cdot \sin(\beta(\phi)) \quad (4)$$

Nelle Eqn. (3) e (4) l'angolo β dipende dall'angolo di manovella ϕ e, per esplicitare la sua dipendenza, si ricorrerà all'equazione dell'equilibrio dei momenti delle azioni elastiche nel punto P rispetto al polo Q.

Nel modello cinematico la balestra è rappresentata come una trave a incastro avente una rigidezza complessiva equivalente a 12 balestre in parallelo. La matrice di rigidezza della balestra nel punto P è data dall'Eqn. (5) ed è ricavabile moltiplicando la matrice di rigidezza

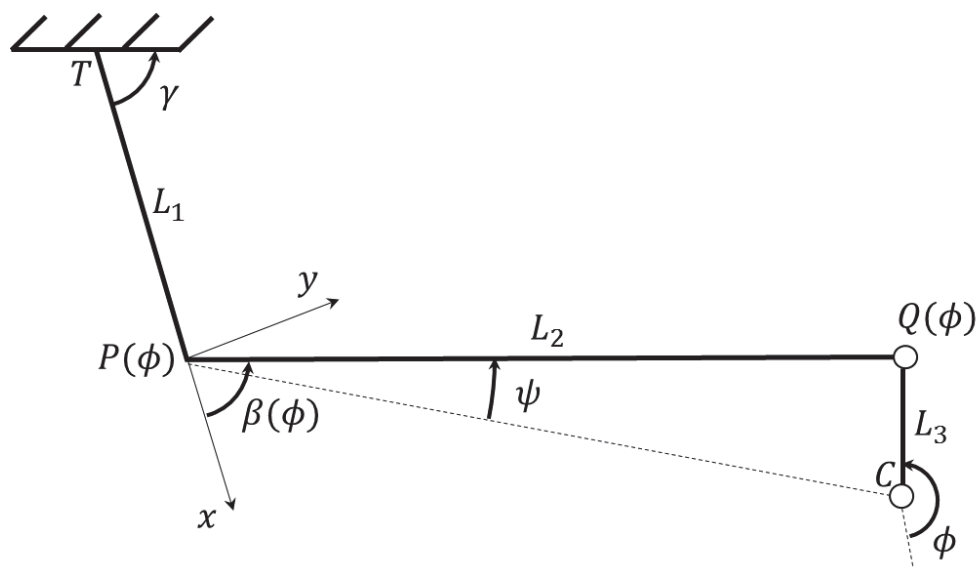


Figura 9. Modello cinematico di un cassetto del trabatto.

dell'estremo libero di una trave a sbalzo, nota in letteratura [5], per il numero di balestre sul singolo cassetto. Sia n il numero di balestre su un singolo cassetto e sia θ l'angolo di rotazione dell'estremo della balestra non vincolato al telaio, la matrice di rigidità della balestra \overline{PT} sull'estremo P è:

$$[K] = n \cdot \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & k_{y\theta} \\ 0 & k_{y\theta} & k_{\theta\theta} \end{bmatrix} \quad (5)$$

La matrice $[K]$ è nota poiché dipende solamente dalle caratteristiche dal materiale della balestra e dalla geometria. Si può pertanto scrivere il legame tra le forze elastiche in P e lo spostamento nel punto P sapendo che $\theta(\phi) = \gamma - \beta(\phi)$:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M \end{Bmatrix} = [K] \begin{Bmatrix} x_P \\ y_P \\ \gamma - \beta \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Il momento delle forze elastiche in P rispetto a Q si ottiene dalla seguente relazione:

$$(\overline{P} - \overline{Q}) \times \overline{F} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ x_P - x_Q & y_P - y_Q & 0 \\ F_x & F_y & 0 \end{vmatrix} \quad (7)$$

Sostituendo l'Eqn (7) all'interno dell'equazione di equilibrio dei momenti in P si ottiene

$$M + [F_y \cdot (x_P - x_Q) - F_x \cdot (y_P - y_Q)] = 0 \quad (8)$$

Dall'Eqn. (8) si ottiene, sostituendo al suo interno l'Eqn. (3), (4) e (6), l'espressione dell'angolo β in funzione dell'angolo ϕ . Una volta esplicitato $\beta(\phi)$ si può sostituirlo nell'Eqn. (3) e (4) per ricavare la posizione di P nel piano in funzione di ϕ .

Risultati

Le caratteristiche geometriche e dei materiali del trabatto A sono completamente note, pertanto si procede alla risoluzione dell'Eqn. (3) e (4) nell'ipotesi di velocità costante pari a 360 rpm. Si ottiene così lo spostamento del cassetto in funzione del tempo attraverso la relazione:

$$\phi = \omega \cdot t \quad (9)$$

Si analizzeranno qualitativamente i risultati ottenuti nella direzione ortogonale rispetto all'asse della balestra in quanto lo spostamento dovuto alla flessione è maggiore rispetto all'elongazione assiale. Dalla Fig. 10, ottenuta calcolando lo spettro dell'accelerazione in direzione y del punto P valutata derivando numericamente l'Eqn. (4), si osserva che l'accelerazione di P è con ottima approssimazione sinusoidale. Da questo risultato si evince che la legge di moto, nel caso di velocità di rotazione costante, produrrebbe solamente

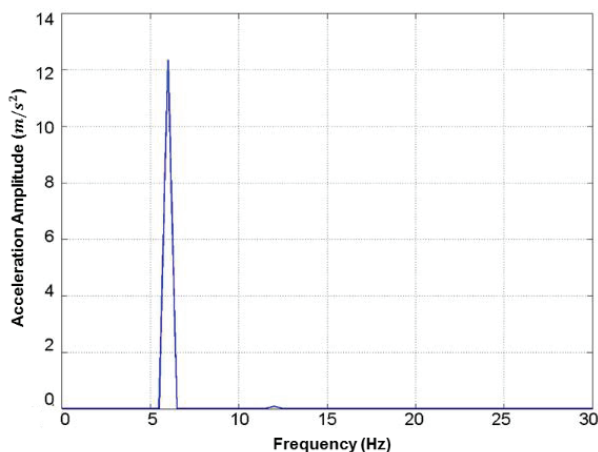


Figura 10. Spettro dell'ampiezza delle accelerazioni valutate lungo la direzione y del modello numerico con velocità costante.

un'eccitazione alla 1X; i dati sperimentali, tuttavia, mostrano la presenza di armoniche successive.

Si vuole, a questo punto, valutare dal punto di vista qualitativo l'effetto che avrebbe una velocità di rotazione variabile sulla legge di moto di un cassetto. La misura della velocità istantanea illustrata nella Fig. 8c, infatti, mostra che la velocità di rotazione del sistema non è costante come si è ipotizzato nel modello e ha componenti alla frequenza 1X e 2X.

Sfruttando i dati sperimentali, ottenuti dall'analisi dell'oscillazione torsionale dell'albero principale del trabatto A, si è scritta analiticamente una velocità di rotazione da inserire nel modello avente caratteristiche prossime a quella misurata:

$$\Omega = \Omega_0 + A \cdot \sin(\Omega_0 \cdot t) + B \cdot \sin(2 \cdot \Omega_0 \cdot t) \quad (10)$$

dove Ω_0 è velocità di rotazione nominale di lavoro (360 rpm), A è la semi ampiezza della componente alla 1X della velocità di rotazione misurata sperimentalmente sul trabatto A e B è la semi ampiezza della componente alla 2X della velocità di rotazione misurata sperimentalmente sul trabatto A. La Fig. 11 mostra che la variazione di velocità angolare influenza in modo significativo la legge di moto. La 1X resta predominante ma si evidenziano ora una serie di armoniche successive alle frequenze 2X, 3X e 4X che risultavano assenti o trascurabili nel caso a velocità costante (Fig. 10).

5. CONCLUSIONI

In questo articolo si è presentata una campagna di misure sperimentali di un trabatto avente un elevato livello di vibrazioni e di un modello cinematico ad un grado di libertà per valutare la legge di moto descritta da un cassetto del trabatto.

Le misure sperimentali hanno efficacemente identificato le cause dell'elevato livello di vibrazioni del trabatto A, in particolare:

- eccitazione di frequenze naturali del sistema;
- elevato grado di irregolarità dell'albero degli eccentrici.

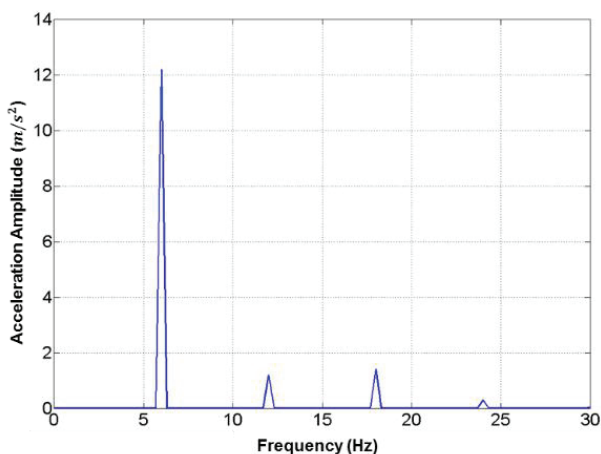


Figura 11. Spettro dell'ampiezza delle accelerazioni valutate lungo la direzione y del modello numerico con velocità variabile.

Le modifiche apportate sulla base dei risultati sperimentali hanno permesso di ridurre le vibrazioni del sistema in modo soddisfacente.

Lo sviluppo di un modello cinematico a un grado di libertà ha mostrato la relazione che lega la legge di moto dei cassetti con la velocità dell'albero degli eccentrici. In particolare si è osservato che, con una velocità di rotazione variabile, le accelerazioni del cassetto sono differenti rispetto al caso in cui la velocità è assunta costante. Questa può essere una possibile spiegazione di come l'elevato grado di irregolarità del sistema generi una serie di armoniche successive nella legge di moto imposta ai cassetti. Queste armoniche successive a certi regimi di velocità vanno a eccitare le frequenze di risonanza causando un comportamento dinamico complessivo del trabatto non accettabile. Questo fenomeno spiegherebbe quindi il motivo per cui la riduzione del grado di irregolarità comporta una diminuzione significativa delle vibrazioni sul telaio del trabatto A.

Ringraziamenti

Gli autori ringraziano l'Ing. Armando Barozzi e Fabio Trinca di FAVA S.p.A. per il supporto alle attività.

RIFERIMENTI

- [1] Silversides, R., Dai, J.S., Seneviratne, L., 2005. "Force analysis of a vibratory bowl feeder for automatic assembly", *Journal of Mechanical Design*, 127, pp. 637–645.
- [2] Maul, G.P., Maul, M.B., 1997. "A system model and simulation of the vibratory bowl feeder", *Journal of Manufacturing Systems*, 16(5) pp. 309–314.
- [3] Mucchi, E., Di Gregorio, R., Dalpiaz, G., 2013. "Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation", *Mechanism and Machine Theory*, 60, 60-72.
- [4] In book, Heylen, W., Lammens, S., Sas, P., 2003. *Modal Analysis Theory and Testing*, Katholieke Univeriteit Leuven, Leuven.
- [5] In book, Ghersi, A., Coraggio, R., 1990. *Analisi matriciale di strutture intelaiate*, CUEN, Napoli.

Finito di stampare
nel Luglio 2015 da
Global Print - Gorgonzola (MI)

In questo volume sono raccolte le memorie presentate in occasione della “Ottava Giornata di Studio Ettore Funaioli”, che si è svolta il 18 luglio 2014 presso la Scuola di Ingegneria e Architettura dell’Alma Mater Studiorum – Università di Bologna. La Giornata è stata organizzata dagli ex allievi del Prof. Funaioli con la collaborazione del DIN – Dipartimento di Ingegneria Industriale e della Scuola di Ingegneria e Architettura dell’Alma Mater Studiorum – Università di Bologna, e con il patrocinio dell’Accademia delle Scienze dell’Istituto di Bologna e del GMA – Gruppo di Meccanica Applicata.

Questo volume è stato stampato con il contributo di G.D S.p.A.

AlmaDL è la Biblioteca Digitale dell’Alma Mater Studiorum Università di Bologna. AlmaDL ospita al suo interno gli archivi Open Access che rendono pubblicamente disponibili i contributi derivanti dalle attività di ricerca, didattiche e culturali dell’Ateneo bolognese. AlmaDL attua così i principi del movimento internazionale a sostegno dell’accesso aperto alla letteratura scientifica, sottoscritti dall’Università di Bologna assieme a molte altre istituzioni accademiche, di ricerca e di cultura, italiane e straniere.

<http://almadl.unibo.it>

AlmaDL

ISBN 978-88-7488-871-9



ISBN 978-88-7488-871-9