



DIN
GMA

Quaderni di ricerca

Nona giornata di studio Ettore Funaioli

17 luglio 2015

A cura di
Umberto Meneghetti e Vincenzo Parenti Castelli



SOCIETÀ EDITRICE
ESCULAPIO



AlmaDL

University of Bologna Digital Library

Quaderni del **DIN – GMA**

Atti di giornate di studio – 9

A cura di:

Umberto Meneghetti e Vincenzo 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>

Nona giornata di studio

Ettore Funaioli

17 luglio 2015

A cura di:
Umberto Meneghetti e Vincenzo Parenti Castelli

*Proprietà letteraria riservata#
© Copyright 2016 degli autori
Tutti i diritti riservati*

*Nona giornata di studio Ettore Funaioli – 17 luglio 2015 / A cura di
Umberto Meneghetti e Vincenzo Parenti Castelli
Bologna: 2016 – pp. 232; 17 cm*

ISBN 978-88-7488-965-5

Versione elettronica disponibile alla pagina
<http://amsacta.unibo.it/5237/>

Stampa a richiesta eseguita da:



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

www.editrice-esculapio.com

INDICE

Prefazione

U. Meneghetti

Analisi dinamica di un maglio antico 1

I. Gnilitzkyi, L. Orazi

Laser nanotexturing e sue applicazioni industriali 13

C. Bandini, B. Reggiani, L. Donati, L. Tomesani

Sviluppo di user routines con Qform per la predizione della microstruttura delle leghe di alluminio durante processi di estrusione 21

E. Dragoni

Optimal design of tapered roller bearings for maximum rating life under combined loads 29

A. Strozzi, A. Baldini, M. Giacomini, E. Bertocchi, S. Mantovani

Bielle automobilistiche: un repertorio di collassi 51

G. Boschi, E. Mucchi, G. Dalpiaz, M. Luczak

On the use of experimental modal analysis for damage detection of a tripod supporting structure for an offshore wind turbine 59

A. Sanchez Sanchez, I. Esdras Martinez Garcia, S. Barbati, E. Mucchi

Reliability and failure mode analysis of a 10MW offshore wind turbine 69

A. Spaggiari, G. Scirè Mammano, E. Dragoni

Progettazione di molle ad anelli superelastici ad elevata capacità dissipativa 83

R. Carrabotta, A. Martini, M. Troncosi, A. Rivola

Optimized gravity compensation solutions for the *Antrop* palletizing manipulator 99

M. Conconi, V. Parenti Castelli

From articular surfaces to patient specific joint motion 105

M. Cocconcelli, N. Sancisi, C. Mazzotti, R. Rubini, V. Parenti Castelli

Rilievo del movimento del dito indice: confronto fra stereofotogrammetria e accelerometri 123

<i>G. Bellavita, M. Cocconcelli, D. Castagnetti, R. Rubini</i> Sviluppo e validazione di un modello numerico per l'ottimizzazione di un'ortesi per arto inferiore	135
<i>D. Castagnetti, F. Dallari</i> Un convertitore di energia da vibrazioni basato su molle coniche: progettazione e convalida sperimentale	147
<i>M. Peruzzini, T. Campioli, A.O. Andrisano, M. Pellicciari</i> Design to cost of automatic machines: an industrial case study	171
<i>A.O. Andrisano, F. Pellicano, M. Strozzi</i> Nonlinear dynamics of carbon nanotubes	183
<i>A.O. Andrisano, F. Gherardini, C. Renzi, E. Bonazzi, F. Leali</i> Applicazione della norma ISO 16792:2006 per la specificazione geometrica di prodotto 3D in ambito automotive	195
<i>A.O. Andrisano, E. Oliva, M. Gadaleta, M. Pellicciari, G. Berselli</i> Metodologia per la determinazione delle perdite energetiche in servozionamenti per macchine automatiche	219
Indice degli autori	231

Prefazione

Questo volume raccoglie diciassette delle ventuno memorie presentate alla nona “Giornata di studio Ettore Funaioli”, svoltasi il 17 luglio 2015 presso la Scuola di Ingegneria e Architettura dell’Alma Mater Studiorum – Università di Bologna. A tutti i partecipanti, e in particolare agli autori delle memorie, va la nostra sincera gratitudine. A loro si deve il successo della manifestazione, che prosegue ininterrotto dal 2007; successo peraltro strettamente legato alla memoria del Prof. Ettore Funaioli, che ricordiamo sempre tutti con grande stima e riconoscenza per l’appassionato insegnamento scientifico e la profonda umanità.

La convinta adesione di numerosi studiosi e ricercatori a queste Giornate testimonia anche l’apprezzamento per la possibilità di ritrovarsi fra colleghi con affinità di interessi, per scambiarsi amichevolmente idee e opinioni sulle ricerche in corso e sui problemi generali della nostra comunità scientifica.

Sono sempre motivo di grande soddisfazione l’elevata qualità scientifica dei lavori presentati e il tenace impegno dei Ricercatori di Meccanica che hanno partecipato alla manifestazione. Come disse l’allora Preside di Facoltà Prof. Diotallevi nel corso della prima Giornata, “quale modo migliore di onorare la memoria dei nostri Maestri?”

Questo convegno si è svolto con il patrocinio dell’Accademia delle Scienze dell’Istituto di Bologna e del GMA – Gruppo di Meccanica Applicata. Di ciò ringraziamo vivamente il Presidente dell’Accademia delle Scienze, Prof. Emilio Pasquini e il Presidente del GMA, Prof. Federico Cheli.

La Giornata ha potuto svolgersi anche grazie alla collaborazione della Scuola di Ingegneria e Architettura e del DIN – Dipartimento di Ingegneria Industriale dell’Alma Mater Studiorum – Università di Bologna. Ringraziamo il Presidente della Scuola di Ingegneria e Architettura Prof. Pier Paolo Diotallevi e il Direttore del DIN Prof. Antonio Peretto, che hanno consentito queste collaborazioni.

Bologna, 25 giugno 2016

Umberto Meneghetti – Vincenzo Parenti Castelli

ANALISI DINAMICA DI UN MAGLIO ANTICO

Umberto Meneghetti

Alma Mater Studiorum Università di Bologna

E-mail: umberto.meneghetti@unibo.it

Riassunto. Dopo il generale declino seguito alla fine dell'Impero Romano d'Occidente, fra il IX e il XIII secolo si ebbe in Europa un notevole sviluppo della meccanizzazione, con l'introduzione di numerose macchine, talvolta innovative, più spesso rinnovanti tecniche antiche o ispirate da tecnologie provenienti dall'Oriente. Dal XIII al XVIII secolo, la tecnica registrò ancora importanti progressi, che però – dal punto di vista delle tecnologie costruttive – nella maggior parte dei casi consistevano solo nel miglioramento dell'esistente. Grazie a questi miglioramenti, molte macchine raggiunsero una notevole complessità funzionale e un'ammirevole perfezione realizzativa. Parallelamente, fra il XV e il XVII secolo nacque in Europa la Scienza moderna; in particolare, ebbe grande sviluppo la Meccanica. Scienza e tecnica erano manifestazioni del medesimo clima culturale, ma nel concreto gli scambi fra esse – particolarmente nel campo delle macchine e dei meccanismi – furono assai scarsi. Come esempio, in questo lavoro si considera un maglio con arresto elastico. I complessi problemi dinamici di questa macchina furono affrontati e risolti dagli ingegneri del tempo per mezzo di esperienza e intuito, senza utilizzare i risultati che le nuove teorie scientifiche mettevano a loro disposizione.

Keywords: maglio con arresto, storia della tecnologia, analisi elastodinamica

1. INTRODUZIONE

Con la caduta dell'Impero Romano d'Occidente, la tecnologia conobbe in Europa un rapido declino. Molte delle antiche conoscenze, tuttavia, non andarono totalmente perdute, dovendo essere utilizzate per le ordinarie necessità quotidiane. Pochi secoli dopo, nell'Europa Occidentale avvenne anzi una vera e propria rivoluzione industriale: non solo tornarono a vivere le antiche abilità tecniche, ma si diffusero anche molte nuove macchine, in parte originali, in parte derivate dall'eredità romana o importate dall'Oriente, spesso riviste e migliorate dagli artigiani medievali [1], [2], [3].

Caratteristica fondamentale di questo periodo è la meccanizzazione, con largo impiego della ruota idraulica come fonte di energia; meno comune il ricorso alla sorgente eolica, riservata soprattutto ai mulini a vento. Non meno importante della diffusione della ruota idraulica – accompagnata talvolta da trasmissioni con ingranaggi ad assi paralleli o ortogonali – fu l'introduzione dell'albero a camme, indispensabile per trasformare il moto rotatorio continuo della ruota in un moto alterno, quale richiesto in molte applicazioni.

Fra le macchine che utilizzavano direttamente il moto rotatorio, le più importanti sono i mulini da cereali: in assoluto le macchine più diffuse, presenti ovunque ci fosse la possibilità di sfruttare una anche modesta caduta d'acqua. Più numerose le tipologie di macchine che richiedevano un moto alterno: pestelli di vario tipo, frantumatori di minerali, gualchiere, magli, molini da carta, pile da riso, e così via. Osserviamo che in molti casi la tipologia delle applicazioni e le velocità raggiunte implicavano anche problemi di dinamica.

Accanto a queste macchine destinate alla produzione, e quindi di interesse prettamente industriale, furono realizzati anche numerosi meccanismi, spesso assai ingegnosi e complessi, quali orologi, planetari [4] e automi. Questi meccanismi, caratterizzati da movimenti lenti e da piccole potenze, richiedevano la soluzione solo di problemi cinematico-geometrici, senza significativi aspetti dinamici.

La prima fase d'intensa meccanizzazione fu seguita da un periodo di stagnazione, dovuta a motivi politici ed economici. I progressi tecnologici, tuttavia, proseguirono, lentamente ma con continuità, fino alla Rivoluzione industriale della seconda metà del XVIII secolo: prima di questo evento, l'evoluzione della tecnologia consistette essenzialmente nel miglioramento e perfezionamento dell'esistente, con poche innovazioni sostanziali, mentre con la Rivoluzione industriale la maggior parte delle macchine subì trasformazioni radicali e furono introdotte molte macchine completamente nuove o di nuova concezione.

Dal Medioevo al XVIII secolo, in effetti, i progressi tecnologici delle macchine si attuarono tutti all'interno di uno schema fisso e invariabile: la potenza era fornita da una ruota idraulica o, più raramente, dal vento o da animali, e il materiale da costruzione era fondamentalmente il legno, con raro impiego di metalli quali bronzo, ghisa o acciaio, usati solo per alcuni elementi particolari, come i perni o le mazze battenti.

Malgrado ciò, i progressi furono indubbi e di non poco conto, e resero evidenti la capacità e lo spirito di osservazione degli ingegneri del tempo, che riuscirono a realizzare macchine di notevole complessità e sofisticazione.

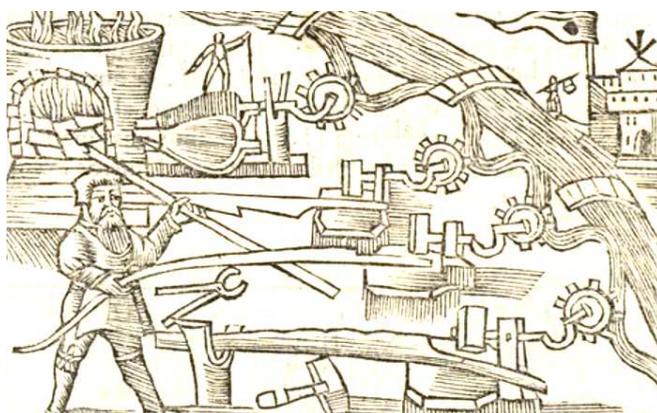


Figura 1. Maglio mosso da una ruota idraulica, da Olaus Magnus.



Figura 2. Maglio mosso da una ruota idraulica.

Parallelamente allo sviluppo della tecnica, fra il XIV e il XVI secolo nacque in Europa la scienza moderna, in particolare la Meccanica, che raggiunse la piena maturità con Galileo, Newton, Laplace, Lagrange, Eulero, Bernoulli e tanti altri illustri studiosi.

Scienza e tecnica, tuttavia, in questo periodo non si incontrarono che occasionalmente, senza cioè uno scambio reciproco per quanto riguarda i problemi da affrontare e i mezzi per la loro soluzione: al contrario, ciascuna di esse percorse la propria strada quasi ignorando la presenza dell'altra, particolarmente per quanto riguarda la Teoria delle macchine e dei meccanismi.

In questo lavoro, dopo avere succintamente esposto l'evoluzione del maglio, sarà considerato un particolare maglio ad alta frequenza di battuta e se ne eseguirà lo studio sulla base di un elementare modello elastodinamico. Alcune brevi considerazioni sul rapporto fra scienza e tecnica concluderanno il lavoro.

2. EVOLUZIONE DEL MAGLIO

Per ovviare ai limiti di forza ed energia propri dei magli azionati a mano, già nel Medioevo si incominciarono a utilizzare una ruota idraulica e un albero a camme. Per i primi secoli di questo periodo non abbiamo testimonianze iconografiche, ma solo documentazioni che certificano l'esistenza di magli mossi da una ruota idraulica. Dobbiamo pertanto ricorrere a illustrazioni come quelle riportate nelle Figure 1 e 2, che peraltro, pur essendo comparse nel XVI secolo, si riferiscono a realizzazioni attribuibili anche a qualche secolo prima.

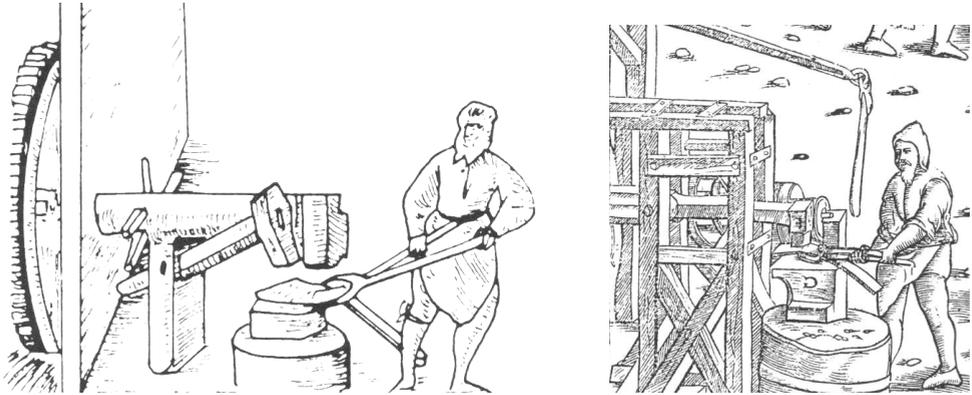


Figura 3. Magli mossi da una ruota idraulica: a sinistra, da V. Biringuccio (1540); a destra, da Agricola (1563).

Dalla metà del Cinquecento vengono pubblicate numerose illustrazioni, dalle quali è possibile rilevare lo sviluppo della tecnica in questo campo. Notevoli progressi si notano già nei magli rappresentati nella Fig. 3 [6], [7], risalenti al XVI secolo. I magli rappresentati nelle successive Figure 5 e 6, tratte dall'Encyclopédie Diderot [8], mostrano un'esecuzione notevolmente più accurata e indicano una specializzazione dei magli secondo l'impiego specifico. In entrambi i casi, inoltre, la corsa del maglio è limitata superiormente da una trave a mensola con funzione di arresto elastico: lo scopo, come sarà meglio illustrato nel seguito di questo lavoro, è di ottenere una maggiore frequenza di battuta, a parità di energia per colpo. Un

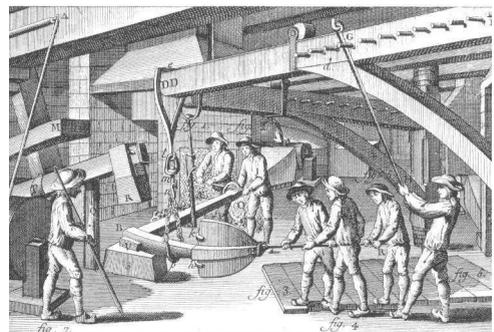
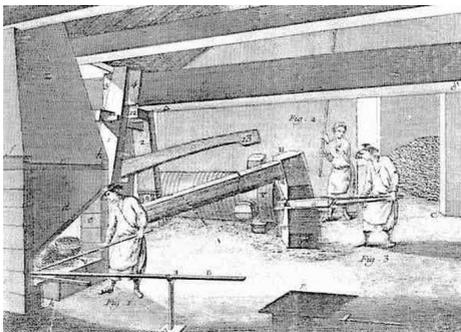


Figura 4. Magli con arresto elastico, Encyclopédie Diderot [9], XVIII secolo. A sinistra: Fucinatura; a destra: Maglio ad alta frequenza di battuta per la saldatura delle marre nelle ancore.

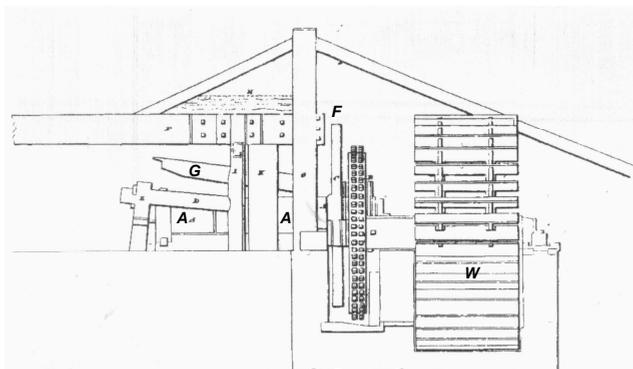


Figura 5. Maglio, da J. Nicholson [9]. *A-A* albero a camme, *G* arresto elastico, *F* volano, *W* ruota idraulica.

altro esempio di impiego di questo dispositivo è visibile nella Fig. 5 [9], che rappresenta un maglio dell'inizio del XIX secolo.

Considereremo ora il maglio rappresentato in Fig. 6, nel quale l'arresto elastico è realizzato in modo diverso. In questo caso, infatti, le camme spingono violentemente la coda del maglio contro un arresto fisso, in modo da interromperne la corsa e provocarne il rimbalzo.

3. ANALISI DEL MAGLIO

Descrizione del funzionamento

Esaminiamo ora in dettaglio il maglio di Fig. 6, v. [9] e [10]. Si tratta del più grande di tre magli, mossi da un'unica ruota idraulica e azionati da un albero con tre distinte corone di camme. La ruota idraulica e gli altri due magli non sono visibili in figura.

Il funzionamento del maglio è spiegato in [10] nel modo seguente: “When the cogs ... strike the tail of the hammer suddenly down, ... [this] strikes upon a support *n*, which acts to stop the ascent of the head of the hammer *c*, ... but as the hammer is thrown up with a considerable velocity as well as force, the effort of the head to continue its motion, after the tail strikes the stop *n*, acts to bend the helve *L* ... and the elasticity of the helve recoils the hammer down upon the anvil with a redoubled force and velocity to that which it would acquire from the action of gravity alone ... The stop ... bends ... every time the tail of the hammer strikes upon it, and this aids the recoiling action very much.”

Come si vede, il funzionamento è descritto in modo approssimativo ed esclusivamente intuitivo, senza impiegare i concetti della meccanica che pure erano stati enunciati da Newton oltre un secolo prima, ed erano ben noti, ad esempio, a J. Smeaton, progettista di questo maglio: neppure lui, tuttavia, pare abbia sentito il bisogno o la convenienza di utilizzare nel suo lavoro quanto la Scienza meccanica rendeva già allora disponibile agli ingegneri.

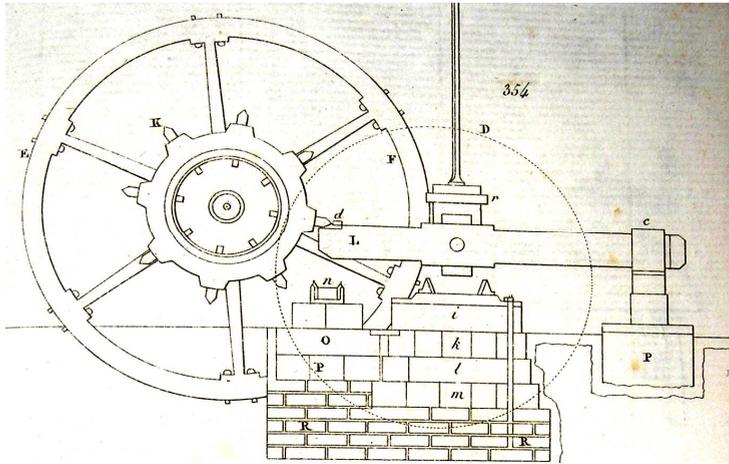


Figura 6. Maglio con volano e albero a camme. L'arresto elastico è posto sul basamento, sotto la coda del gambo [10].

Per il maglio di Fig. 5, Nicholson [9] scrive, analogamente: “The hammer in its ascent strikes against this beam, called the rabbit, which by its elasticity reacts upon the hammer, and causes it to descend with greater velocity than would be produced by gravity alone.” Da questa descrizione sembra che lo scopo dell'arresto elastico sia di aumentare l'energia d'urto del maglio: risultato che non può certo essere conseguito con un organo passivo come una molla. In realtà, come sarà mostrato più avanti, lo scopo dell'arresto elastico è sempre quello di aumentare

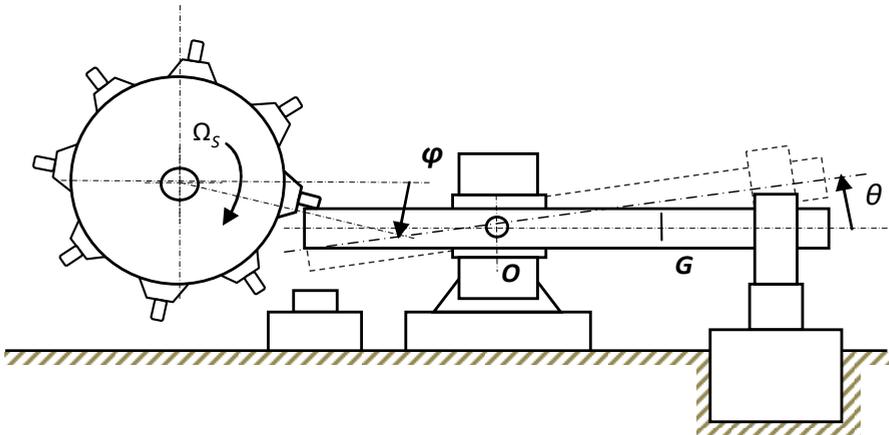


Figura 7. Schema del maglio di figura 6.

la frequenza di battuta, che, infatti, nel maglio di Fig. 6 è di ben 150 colpi il minuto: un risultato quasi incredibile e certamente mirabile ai nostri occhi, tenuto conto della tecnica impiegata.

Dati numerici

Facciamo riferimento alla Figura 7. Le principali dimensioni sono le seguenti: raggio medio della camma $R_c = 872$ mm; raggio esterno della camma $R_e = 915$ mm; distanza fra il fulcro O e l'estremità della coda $R_t = 1250$ mm; distanza fra il fulcro O e il baricentro G del complesso gambo più testa battente $r = 1146$ mm; distanza fra il fulcro O e la mezzeria della testa battente $b = 1808$ mm; distanza orizzontale fra il fulcro O e l'asse dell'albero a camme $d = 2064$ mm; distanza verticale fra il fulcro O e l'asse dell'albero a camme $e = 303$ mm; altezza della sezione del gambo $h = 276$ mm; massa del gambo $m_h = 161$ kg; massa della testa battente $m_b = 165$ kg; momento d'inerzia rispetto al fulcro $J = 730$ kg·m². La maggior parte di questi dati sono reperibili in [10], ma alcune dimensioni sono state dedotte dai disegni in scala riportati in [9] e [10], dove si trova altresì che la velocità angolare dell'albero a camme è $\Omega_s = 1.964$ rad/s. La frequenza di battuta, tenuto conto che le camme sono 8, risulta così di $n = 150$ colpi il minuto (cpm).

Analisi cinematica e analisi dinamica di corpo rigido

Eseguiamo ora l'analisi cinematica e dinamica di corpo rigido del maglio, in assenza di arresto. I risultati di questa analisi costituiranno un riferimento per la successiva analisi elastodinamica.

In relazione alla Fig. 9, si vede che il contatto fra una camma e lo stelo del maglio, corrispondente a $\vartheta = 0$, inizia per il valore φ_0 dell'angolo φ dato dall'espressione:

$$\varphi_0 = \sin^{-1} \left(\frac{e - h/2}{R_e} \right), \quad (1)$$

da cui si ricava $\varphi_0 = 10.4^\circ$. Il contatto ha termine per $\vartheta = \vartheta_1$, dopo un tempo t_1 , corrispondente al valore φ_1 dell'angolo φ , con una rotazione dell'albero a camme pari a $\varphi_1 - \varphi_0$. Dall'esame della geometria del sistema si ricava che deve essere:

$$\begin{cases} R_e \sin \varphi_1 + 0.5 h \cos \vartheta_1 - R_t \sin \vartheta_1 = e \\ R_e \cos \varphi_1 + 0.5 h \sin \vartheta_1 - R_t \cos \vartheta_1 = d \end{cases} \quad (2)$$

Con una semplice analisi grafico-numerica si ricava: $\vartheta_1 = 11.85^\circ$, $\varphi_1 = 27.67^\circ$, e quindi $\varphi_1 - \varphi_0 = 17.28^\circ$ e $t_1 = 0.154$ s.

Passiamo ora all'analisi dinamica di corpo rigido, in assenza di arresto.

Quando la camma abbandona la coda del maglio, la velocità angolare di quest'ultimo ha il valore $\dot{\vartheta}_1$ dato dalla relazione:

$$\dot{\vartheta}_1 = \frac{\Omega_s R_e \cos(\varphi_1 + \vartheta_1)}{R_t}, \quad (3)$$

da cui si ricava $\dot{\vartheta}_1 = 1.107 \text{ rad/s}$.

Da questo istante – sempre in assenza dell’arresto – il gambo si abbassa e rallenta, fino ad arrestarsi e invertire il moto; corrispondentemente, la massa battente prima si innalza, poi si abbassa fino a cadere sull’incudine. Trascurando le resistenze passive, l’equazione del moto è:

$$J \ddot{\vartheta} + mgr \cos \vartheta = 0, \quad (4)$$

dove con m si è indicata la massa totale del gambo e della testa del maglio, pari a $m = 326 \text{ kg}$.

Integrando numericamente l’Eq. (4)¹ si ricava che questa parte di ciclo si compie in 0.6023 s e il valore massimo dell’angolo ϑ è $\vartheta_M = 19.1^\circ$. Come verifica, osserviamo che la variazione dell’energia potenziale corrispondente all’innalzamento del baricentro, pari a $mgr(\sin \vartheta_M - \sin \vartheta_1)$, risulta uguale all’energia cinetica all’atto del distacco del gambo dalla camma, $0.5 J \dot{\vartheta}_1^2$, come ovviamente deve essere.

Il tempo totale del ciclo, da quando il maglio abbandona l’incudine a quando vi ricade, risulta essere $T_0 = (0.154 + 0.602) \text{ s} = 0.756 \text{ s}$ e la frequenza di battuta è pertanto $f_0 = 79.4 \text{ cpm}$, mentre la frequenza effettiva è di 150 cpm : valore ottenuto con l’aggiunta dell’arresto elastico, come ora mostreremo.

Analisi elastodinamica

Per tenere conto degli effetti della deformabilità elastica dei membri del meccanismo [11], introdurremo due molle di costanti elastiche k_c e k_s , rispettivamente fra la camma e il gambo e fra il gambo e l’arresto, v. Fig. 8: la prima mette in conto l’elasticità della camma e del gambo, la seconda quelle del gambo e dell’arresto. I valori numerici di k_c e k_s non si possono valutare direttamente, per l’insufficienza di dati: si valuteranno pertanto per via indiretta, come sarà mostrato nel seguito.

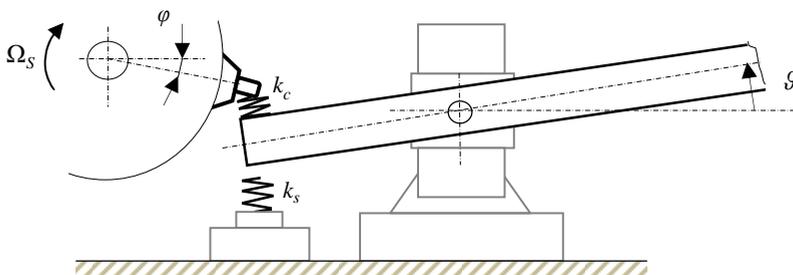


Figura 8. Modello elastodinamico.

¹ Qui e nel seguito, tutte le integrazioni numeriche sono state eseguite con SIMULINK®.

Il ciclo di lavorazione del maglio, con riferimento al modello elastodinamico, si svolge in tre fasi. Nella prima fase la camma, con l'interposizione della molla k_s , preme sulla coda del maglio, innalzando la mazza battente; nella seconda fase la coda del maglio, abbandonata la camma, va a contatto con l'arresto: la molla k_c prima si comprime, poi si distende e rilancia verso l'alto la coda; infine, nella terza fase, la coda si distacca dall'arresto e la mazza prosegue liberamente la corsa fino a battere sull'incudine. L'analisi geometrica mostra che fra la prima e la seconda fase non vi è spazio per il moto libero del maglio, o almeno questo è talmente breve da poter essere trascurato.

Nella prima fase l'equazione del moto è:

$$J\ddot{\vartheta} + c_1\dot{\vartheta} + mgr \cos \vartheta + k_c \left[R_c (\Omega_s t - \varphi) - R_t (\vartheta - \vartheta_1) \right] R_t \cos \vartheta = 0, \quad (5)$$

dove c_1 mette in conto l'effetto delle resistenze passive.

L'intergrazione numerica dell'Eq. (5) è molto veloce, e ciò permette di ricavare rapidamente valori plausibili per le incognite c_1 e k_c . I valori $c_1 = 1500 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$, $k_c = 65400 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ forniscono per la rotazione del gambo e la corrispondente rotazione dell'albero a camme rispettivamente i valori $\vartheta_1 = 11.85^\circ$ e $\varphi_1 - \varphi_0 = 18^\circ$: quest'ultimo è leggermente superiore al valore geometrico trovato nell'analisi di corpo rigido, il che appare un plausibile effetto della cedevolezza elastica messa ora in conto. La durata della fase è $t_1 = 0.16 \text{ s}$ e la velocità angolare del gambo alla fine della fase risulta $\dot{\vartheta}_1 = 2.42 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$.

Nella seconda fase la coda del maglio è a contatto con l'arresto elastico, per cui interviene la molla k_s e l'equazione del moto è:

$$J\ddot{\vartheta} + c_2\dot{\vartheta} + mgr \cos \vartheta + k_s R_t (\sin \vartheta - \sin \vartheta_1) = 0. \quad (6)$$

dove c_2 mette in conto l'effetto delle resistenze passive presenti in questa fase.

Integrando l'Eq. (6) con le condizioni iniziali $\vartheta = \vartheta_1$, $\dot{\vartheta} = \dot{\vartheta}_1$, si ricavano i valori ϑ_2 , $\dot{\vartheta}_2$ della rotazione e della velocità angolare del gambo al tempo t_2 , cioè al termine della fase. Le costanti c_2 e k_s , però, sono ancora incognite, e loro valori plausibili si ricaveranno per tentativi considerando i risultati complessivi relativi anche all'ultima fase del ciclo, corrispondente al moto libero di caduta del maglio sull'incudine. In questa fase, trascurando le resistenze passive, l'equazione del moto è:

$$J\ddot{\vartheta} + mgr \cos \vartheta = 0, \quad (7)$$

con le condizioni iniziali $\vartheta = \vartheta_2$, $\dot{\vartheta} = \dot{\vartheta}_2$. Il ciclo di lavoro termina all'istante t_3 in cui $\vartheta = 0$.

Integriamo ora numericamente le Equazioni (6) e (7), con valori di tentativo dei parametri c_2 e k_s e valutando i corrispondenti valori della durata totale $T = t_1 + t_2 + t_3$ del ciclo. È noto da [10] che è $T = 0.40 \text{ s}$. Con i valori $k_s = 1.1 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ e $c_2 = 14000 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$, si ottiene $t_2 = 0.072 \text{ s}$, $t_3 = 0.13 \text{ s}$ e quindi, tenendo conto del valore $t_1 = 0.16$ prima trovato, risulta

$T = 0.36$ s. Questa durata, leggermente inferiore a 0.40 s, è comunque verosimile, perché corrisponde alla condizione che la mazza batta sull'incudine qualche istante prima di venire nuovamente sollevata dalla camma.

La velocità angolare del gambo alla fine della seconda fase, cioè quando si distacca dall'arresto elastico ed è $\vartheta = \vartheta_2 = \vartheta_1$, vale $\dot{\vartheta}_2 = -1.25$ rad/s, mentre quando urta l'incudine vale $\dot{\vartheta}_3 = -1.90$ rad/s, a cui corrisponde una velocità lineare della mazza pari a $v_s = 3.44$ m/s, valore adeguato all'uso del maglio.

Discussione

Il valore trovato per k_c , cioè $k_c = 65400$ N·m⁻¹, è molto basso, ma può essere giustificato sia dal contributo del contatto localizzato, sia dall'imperfetta realizzazione dei collegamenti.

L'energia totale E_{1T} del maglio quando abbandona la camma, somma dell'energia potenziale U_1 e di quella elastica E_1 , coincide con l'energia al momento dell'urto contro l'arresto elastico e vale:

$$E_{1T} = U_1 + E_1 = mgr \sin \vartheta_1 + \frac{1}{2} J \dot{\vartheta}_1^2 = 2890 \text{ J} \quad (8)$$

L'energia cinetica E_2 quando lascia l'arresto, cioè al termine del rimbalzo, è:

$$E_2 = \frac{1}{2} J \dot{\vartheta}_2^2 = 570 \text{ J} \quad (9)$$

per cui il coefficiente di restituzione risulta $e = 0.52$, che corrisponde al valore medio di tale coefficiente per urto legno contro legno.

L'energia totale E_{2T} del maglio quando lascia l'arresto è:

$$E_{2T} = U_2 + E_2 = mgr \sin \vartheta_2 + \frac{1}{2} J \dot{\vartheta}_2^2 = 1323 \text{ J}. \quad (10)$$

La presenza dell'arresto elastico, dunque, lungi dal far sì che la mazza colpisca l'incudine con "redoubled force and velocity", provoca una certa perdita di energia, in questo caso tollerata perché l'arresto permette di ottenere un'elevata frequenza di battuta. Si deve tenere presente che per ottenere la stessa frequenza senza l'arresto elastico, si dovrebbe diminuire la corsa, e quindi l'alzata, riducendo drasticamente l'energia di ciascuna battuta rispetto a quella ottenibile con l'arresto stesso.

Osserviamo infine che la potenza ceduta dalla camma al maglio, come si ricava dall'Eq. (8), vale circa 7200 W: questa potenza non è però direttamente confrontabile con quella necessaria sull'albero della ruota idraulica, perché – come si è accennato più sopra – l'albero a camme porta tre serie di camme che movimentano tre differenti magli in parallelo, dei quali quello qui considerato è il maggiore, ma anche quello con minore frequenza di battuta; si può pertanto

assumere che la potenza sull'albero a camme sia di circa 20 kW, per cui la ruota idraulica, che ha diametro esterno $D = 5.49$ m, larghezza $B = 2.18$ m e ruota a 6.25 giri il minuto, dovrebbe fornire una potenza dell'ordine dei 40 kW.

4. CONCLUSIONI

Con l'impiego di un semplice modello elastodinamico si è analizzato il comportamento di un maglio di concezione sostanzialmente medioevale, ma realizzato al tempo della Rivoluzione industriale e ancora in uso in tempi posteriori a questa.

L'analisi ha permesso di evidenziare l'effettiva modalità di funzionamento del maglio, giustificando l'uso dell'arresto elastico, finalizzato a ottenere un'elevata frequenza di battuta, che nel caso in questione è di 150 colpi il minuto. In magli analoghi, ma di dimensioni minori rispetto a quello qui considerato, l'impiego dell'arresto elastico ha permesso di ottenere frequenze di battuta fino a 400 colpi il minuto [9], [10].

Lo studio ha evidenziato l'elevato livello tecnico del maglio, raggiunto sulla base dell'intuizione e dell'esperienza del progettista, che non ha utilizzato le conoscenze della scienza meccanica ormai disponibili ai suoi tempi. Come, infatti, afferma E. Mach [12] citando P. M. M. Duhem, "quando una teoria è stata formulata, sono necessari anni e talvolta secoli perché essa sia conosciuta e capita da tutti". L'incontro fra scienza e tecnologia incominciava in realtà a manifestarsi proprio allora, ma ci sarebbero voluti ancora alcuni decenni perché – da una parte e dall'altra – se ne cogliesse il valore, superando felicemente le reciproche diffidenze e incomprensioni.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] White L. Jr., 1962. *Medieval Technology & Social Change*. Oxford University Press, ISBN 978 0 19 500266 9.
- [2] Gimpel J., 1975. *La Révolution industrielle du Moyen Âge*. Seuil, ISBN 2 02 054151 3
- [3] Gies F., Gies J., 1995. *Cathedral, Forge, and Waterwheel*. HarperCollins Publisher, ISBN 0 06 092501 7.
- [4] Baillie, G. H. et Al., 1974. *The Planetarium of Giovanni de Dondi*. Antiq. Hor. Soc., ISBN 0901180106.
- [5] Magnus O., 1555. *Historiae de Gentibus Septentrionalibus*. Reprint 2013, Gyan Books Pvt. Ltd., Dehli, ISBN 9 789333 022880.
- [6] Biringuccio V., 1540. *De la Pirotechnia*. Reprint 2005, Dover, ISBN 0486446433.
- [7] Agricola G., 1563. *De Re Metallica*. Ristampa in facsimile a cura di P. Macini e E. Mesini, Edizioni ANIM, 1994.
- [8] Diderot D., Le Rond d'Alembert J. B., 1751-1772. *Encyclopédie, ou Dictionnaire Raisonné des Sciences, des Arts et des Métiers*. Google e-book.
- [9] Nicholson J., 1826. *The operative mechanic, and british machinist*. Reprinted 2013, ISBN 978933 3136938.

- [10] Rees A., Ed., 1802 – 1820. *The Cyclopædia; or, Universal Dictionary of Arts, Sciences, and Literature*.
- [11] Meneghetti U., Maggiore A., Fumaioli E., 2011. *Lezioni di Meccanica applicata alle macchine, terza parte: Dinamica e vibrazioni delle macchine*, Cap. 7. Pàtron, Bologna, ISBN 978 88 555 3136 8.
- [12] Mach E., 1933. *La meccanica nel suo sviluppo storico-critico*. Bollati-Boringhieri, Torino, 1977, ISBN 88 339 0342 7.

LASER NANOTEXTURING E SUE APPLICAZIONI INDUSTRIALI

Iaroslav Gnilitzkiy
Dipartimento di Scienze e Metodi per l'Ingegneria
Università di Modena e Reggio Emilia
E-mail: iaroslav.gnilitzkiy@unimore.it

Leonardo Orazi
Dipartimento di Scienze e Metodi per l'Ingegneria
Università di Modena e Reggio Emilia
E-mail: leonardo.orazi@unimore.it

Riassunto. *Le tecniche di nanotexturing sviluppate al DISMI permettono di generare strutture di livello nanometrico su aree relativamente grandi e con una elevata regolarità. I tassi produttivi risultano estremamente interessanti e le nanostrutture vengono generate senza operare in condizioni di vuoto spinto. La tecnica permette di gestire in maniera molto semplice la direzione delle tessiture e di ottenere effetti non isotropi sulla superficie per quanto riguarda la bagnabilità, la resistenza all'usura e gli effetti di riflessione.*

Keywords: *laser, nanotexturing, femtosecondo*

1. INTRODUZIONE

Lo sviluppo di sorgenti laser per applicazioni industriali vede da una parte un aumento delle prestazioni che, per certi aspetti, ricorda la famosa legge di Moore applicata alla microelettronica digitale, dall'altra parte si assiste, da parte dei diversi produttori, ad un inseguimento tra i prodotti in termini di costo. Questa aumentata disponibilità coinvolge tutte le categorie di sorgenti e, tra queste, anche le moderne sorgenti ad impulsi ultracorti che, negli ultimi anni, hanno lasciato l'ambito dei laboratori di ricerca e sono entrate a pieno diritto nella pratica industriale.

Fin dalla loro introduzione le sorgenti al femtosecondo hanno evidenziato la presenza di fenomeni "esotici" durante l'interazione degli impulsi laser con diverse classi di materiali. Questi comportamenti nascono a causa di fenomeni di ottica nonlineare, non ancora completamente compresi, dovuti alla elevatissima intensità dell'impulso elettromagnetico ed alla brevissima durata dell'interazione. In particolare uno dei fenomeni che ha attratto fin da subito l'attenzione dei ricercatori per le possibili applicazioni in ambito industriale è la formazione sulle superfici di materiali irradiati con impulsi al femtosecondo di strutture complesse, dotate di regolarità e con dimensioni nanometriche, inferiori alla stessa lunghezza d'onda del laser utilizzato. Queste strutture denominate LIPSS (Laser Induced Periodic Surface Structures) sono state evidenziate in letteratura per la prima volta in [1] su materiali dielettrici ed in [2] su leghe metalliche. Da allora molte osservazioni ed esperimenti sono stati condotti e, dalle prime esperienze basate sulla generazione e l'analisi di impulsi singoli si è passati negli ultimi anni alla definizione di

modalità operative attraverso le quali ottenere strutture altamente regolari su superfici estese [3], mediante il processo Nonlinear Laser Lithography (NLL).

Le applicazioni presentate sono state sviluppate da una parte per validare il processo i cui modelli di funzionamento sono ancora da chiarire completamente, dall'altra per esplorare applicazioni delle nanotessiture in settori industriali maturi quali quello meccanico. Alcune possibili applicazioni del processo:

- Riduzione del coefficiente di attrito.
- Aumento della resistenza all'usura.
- Miglioramento del flusso in meati sottili per applicazioni oleodinamiche.
- Controllo del flusso del polimero negli stampi per iniezione.
- Trattamento di inserti per utensili.
- Creazione di superfici idrofiliche, idrofobiche e superidrofobiche, isotrope ed anisotrope.
- Griglie di diffrazione per la colorazione di superfici o per sistemi anticontraffazione.
- Incremento della biocompatibilità di superfici per applicazioni biomedicali.
- Nanofiltri ed applicazioni di micro e nanofluidica.
- Applicazioni nel settore MEMS

Il metodo messo a punto permette di ottenere, a livello di laboratorio, ratei produttivi di diverse centinaia di mm^2 al minuto, molto elevata rispetto ad altri trattamenti su scala nanometrica e ulteriormente scalabile in caso di applicazioni industriali. Le prove eseguite in collaborazione sono state realizzate mediante una sorgente LightConversion "Pharos", in grado di emettere impulsi da 200 fs a 10 ps, con 15W di potenza @1030nm e frequenza fino a 600 kHz accoppiato ad una testa galvanometrica ed un sistema di moto a 4 assi con motori lineari Aerotech. Il sistema è stato integrato attraverso un controllore Aerotech in modo da gestire in modo sincrono la sorgente, lo scanner e gli assi di moto lineari e rotativi.

Acciaio Inossidabile

Una delle prime applicazioni sviluppate al DISMI è stata la nanotessitura di superfici di acciaio inossidabile. Lo scopo del processo è quello di cercare di modificare le proprietà tribologiche in termini di coefficiente di attrito e resistenza all'usura e la bagnabilità delle superfici.

È ben noto dalla letteratura che la creazione su superfici di contatto di solchi, crateri o altre features di piccole dimensioni può portare a grossi benefici dal punto di vista tribologico, in particolare in condizioni di contatto lubrificato le piccole cavità generate possono aumentare il numero di Reynolds e in opportune condizioni diminuire la resistenza idrodinamica del lubrificante mentre in condizione di lubrificazione limite le cavità funzionano da serbatoio di lubrificante e deposito delle scorie dovute all'usura.

Tutte le indicazioni in letteratura suggeriscono di cercare di ottenere features di dimensione la più piccola possibile e con rapporti di forma (altezza/larghezza) elevati. Questo si scontra, nelle lavorazioni effettuate con laser commerciali al nanosecondo, con la minima dimensione focalizzabile limitata dalla diffrazione e pari normalmente a diverse lunghezze d'onda della luce laser utilizzata. Dal punto di vista pratico utilizzando laser al Neodimio od Ytterbio è piuttosto raro focalizzare dei fasci con diametri inferiori a 10 micron.

I risultati ottenuti mediante NLL utilizzando un laser in fibra con emissione a 1030 nm, durata dell'impulso di 270 fs e potenza media di 2 W sono mostrati in Fig. 1a nella quale si

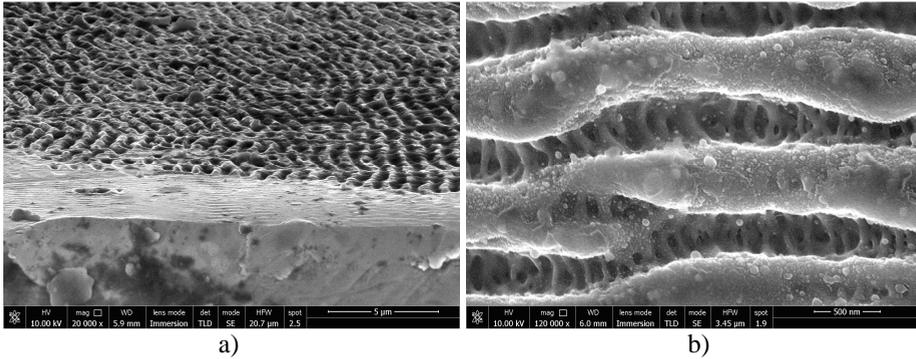


Figura 1. a) bordo di una superficie di AISI 316 trattata con laser al femtosecondo, appaiono evidenti le nanostrutture generate, il loro passo inferiore al micron e l'orientamento preferenziale, b) AISI 316 trattato mediante NLL. Le strutture LIPSS generate hanno un periodo di circa 700 nm. Si notano sul fondo le strutture HSFL con periodo inferiore ai 100 nm ed ortogonali alle prime.

evidenziano le dimensioni e la regolarità delle nanostrutture ottenute. L'immagine al SEM mostra, pur in modo qualitativo, una parte della zona trattata vicino ad un bordo con la presenza di solchi aventi un passo ben inferiore al micron quindi inferiori alla stessa lunghezza d'onda della luce emessa dalla sorgente.

La particolare conformazione dei solchi ed il loro allineamento più o meno regolare è dovuto all'utilizzo di una radiazione polarizzata linearmente la quale genera strutture ortogonali alla direzione del piano di polarizzazione. Selezionando opportunamente i parametri di lavoro è possibile ottenere delle strutture con periodicità ancora inferiore: High

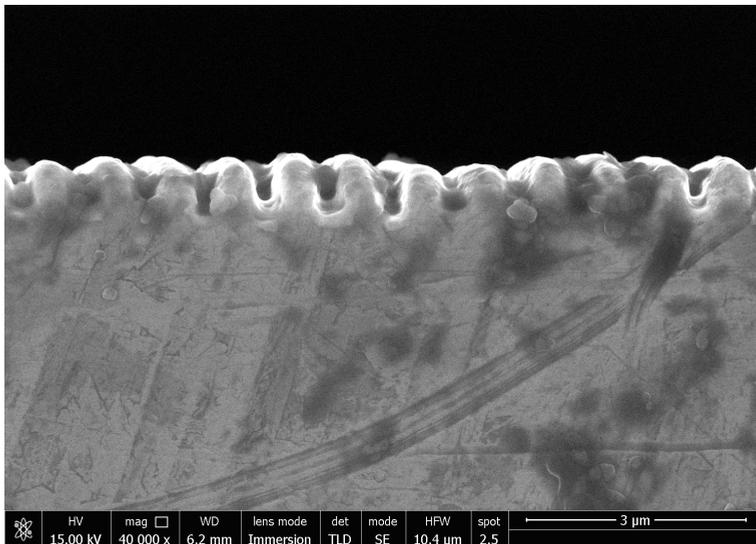


Figura 2. Sezione trasversale e rapporto di forma dei canali generati dal trattamento NLL.

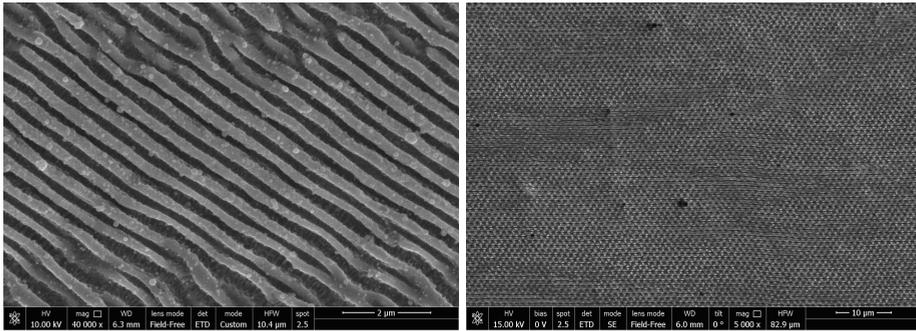


Fig. 3. a) Strutture quasi regolari lineari su AISI 316, b) strutture con simmetria esagonale e buona regolarità su AISI 316

Spatial Frequency LIPSS (HSFL) con passo inferiore ai 100 nm e direzione parallela al piano di polarizzazione, visibile ad esempio in Fig. 1b.

Per quanto riguarda la profondità ed il rapporto di forma delle strutture ottenuto la caratterizzazione mostra una profondità intorno ai 500 nm con un rapporto di forma (profondità/altezza) non inferiore ad 1, visibile in Fig. 2.

La buona regolarità delle strutture è evidenziata dall'immagine di Fig. 3a nella quale la nanotessitura è fortemente orientata e quella di Fig. 3b dove è evidente una simmetria in tre direzioni approssimativamente orientate a 120° una dall'altra.

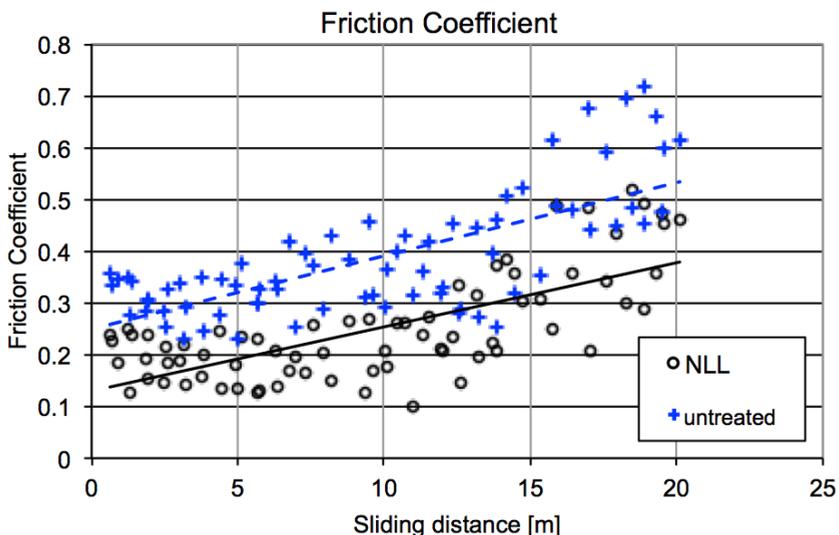


Figura 4. Esempio di riduzione del coefficiente d'attrito su acciaio inossidabile. Prova "block on ring" secondo la ASTM G77.

La maggiore uniformità direzionale di Fig. 3b è ottenibile, in una sola passata, variando in modo opportuno la polarizzazione della luce incidente. Il trattamento NLL ha permesso di ottenere interessanti risultati in termini di miglioramento delle caratteristiche tribologiche e riduzione del coefficiente di attrito. La Fig. 4 mostra una riduzione media del coefficiente di attrito ottenuta su tribometro “block on ring” secondo la norma ASTM G77. La riduzione dell’attrito, soprattutto nelle fasi iniziali, è dell’ordine del 50%

2. SILICIO E MATERIALI DIELETTRICI

Non sono solo i materiali metallici a poter essere trattati mediante NLL. Nanotessiture possono essere ottenute anche su materiali dielettrici e su silicio. Le prove eseguite hanno portato ad interessanti risultati su silicio (Fig. 5a). Le possibili applicazioni riguardano l’ottenimento di una minore bagnabilità e quindi un minor deposito di contaminati e, dall’altra parte, l’ottenimento di coefficienti di assorbimento elevati in spettri di emissione opportuni per applicazioni fotovoltaiche.

La Figura 5b rappresenta un innovativo trattamento di superfici di zaffiro. Il controllo della bagnabilità risulta essere fondamentale nelle applicazioni in cui parti in zaffiro vengono giuntate, di solito mediante una brasatura, con parti metalliche.

3. LEGHE PER APPLICAZIONI BIOMEDICALI

La nanotessitura di superfici mediante NLL può essere proficuamente applicata su superfici di materiali biocompatibili quali leghe di cobalto, titanio e titanio/zirconio. Lo scopo del trattamento è realizzare delle superfici con rugosità nanometrica controllata per favorire lo sviluppo e la crescita di cellule, siano esse del tessuto osseo [4], per la produzione di impianti e protesi più stabili e duraturi oppure di altri tessuti connettivi. Ricerche in fase di pubblicazione indicano la possibilità di indirizzare la direzione della crescita cellulare in presenza di strutture orientate come quelle ottenute mediante NLL.

Le immagini di Fig. 6 mostrano le strutture nanometriche con una tessitura complessa e fortemente orientata.

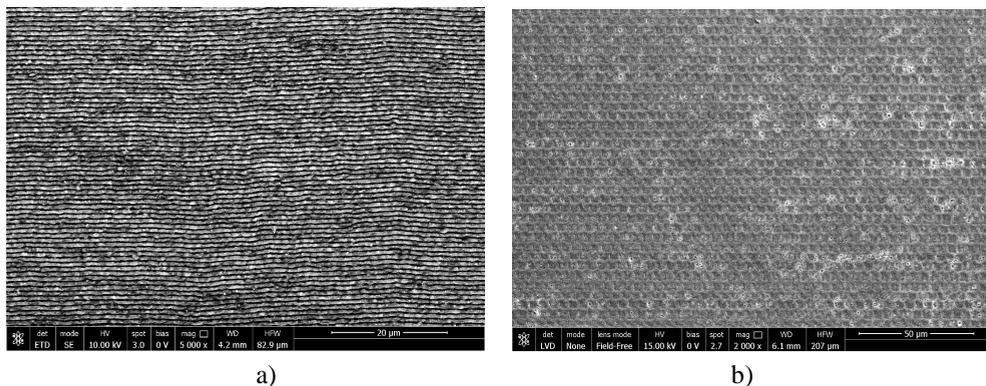


Figura 5. a) esempio di trattamento su silicio mediante luce polarizzata linearmente; b) nanotessitura di superfici di zaffiro.

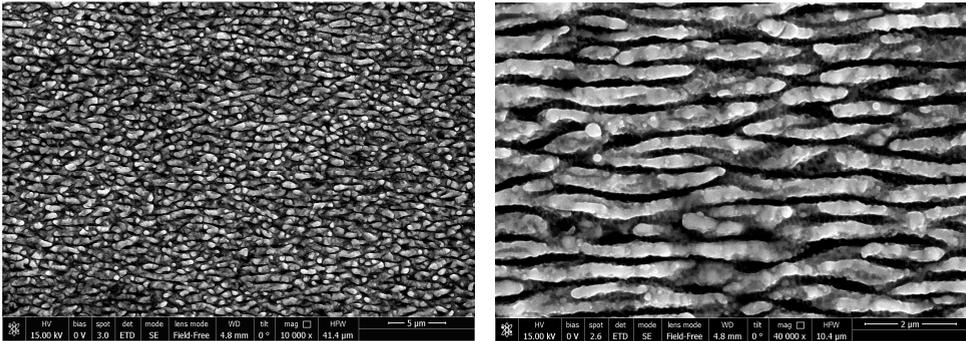


Figura 6. Trattamento su lega Ti/Zr.

4. TRATTAMENTI DI FILM SOTTILI

La sperimentazione nella generazione di nanostrutture mediante laser al femtosecondo è rivolta sia al trattamento di materiali compatti che di film sottili. In quest'ultimo caso si è riscontrato l'ottenimento di strutture estremamente regolari quali quelle mostrate in Fig. 7. Il motivo di questa eccezionale regolarità va probabilmente ricercato nella mancanza di interazione tra i substrati vetrosi e gli impulsi laser incidenti. In queste condizioni l'ablazione selettiva di materiale non viene disturbata dai residui di particelle, da ossidi ed in genere dalle imperfezioni presenti sul fondo delle strutture ottenute portando a strutture estremamente regolari con interessanti applicazioni quali nanofiltri, micro fluidica, griglie di diffrazione ottica.

5. BAGNABILITÀ DELLE SUPERFICI

La modifica della bagnabilità delle superfici è uno dei più interessanti risultati ottenibili mediante nanotessitura NLL. Variando opportunamente i parametri di lavorazione si possono ottenere superfici idrofobiche sia isotrope che con caratteristiche dipendenti dalla direzione. Un esempio è mostrato in Fig. 8, dove si osserva chiaramente una goccia di

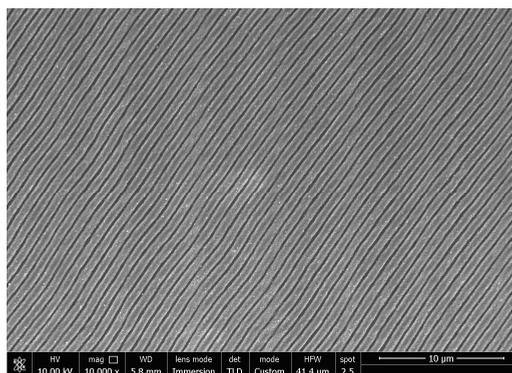


Figura7. Trattamento su film di molibdeno. Si nota l'elevata regolarità delle superfici ottenute.

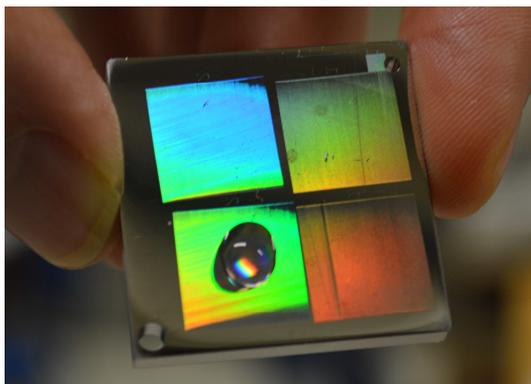


Figura 8. Esempio di superficie idrofobica su acciaio inossidabile

acqua dispersi con un elevato angolo di contatto, parametro caratteristico per valutare la bagnabilità della superficie.

Una valutazione più generale delle caratteristiche di bagnabilità è mostrata in Fig. 9 dove sono mostrati gli angoli di contatto di gocce depositate su diversi materiali trattati mediante NLL. Convenzionalmente si considera un angolo di contatto di 90° come quello che separa il comportamento idrofobico da quello idrofilico, i test di bagnabilità mostrano una notevole diminuzione della bagnabilità, le superfici trattate tenderanno a far scorrere via le gocce di liquido, a far depositare meno sporco, ad assorbire meno umidità superficiale e quindi essere meno soggette ad ossidazione e, in genere, presenteranno un coefficiente di attrito inferiore in presenza di contatto mediato da liquido.

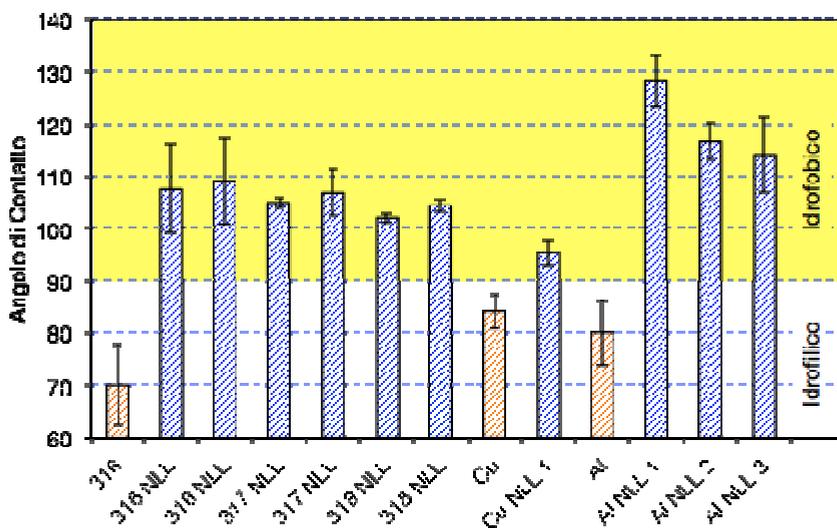


Figura 9. Variazione della bagnabilità superficiale su diversi materiali / trattamenti.

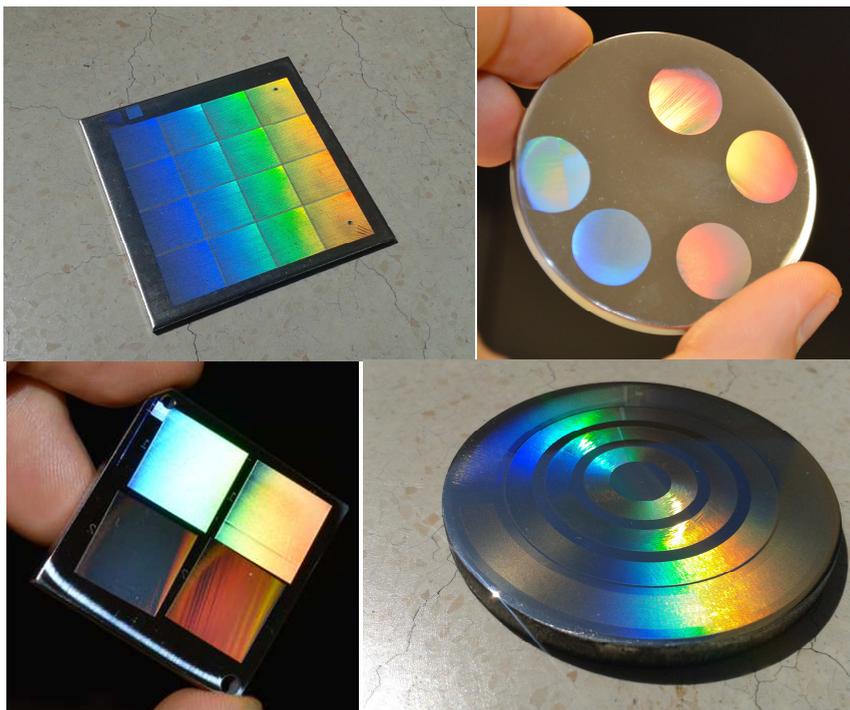


Figura 10. Esempi di riflessioni indotte dalla nanotessitura superficiale.

6. CONCLUSIONI

La tecnica di nanotexturing sviluppata al DISMI permette di generare, mediante l'utilizzo di laser al femtosecondo, strutture di livello nanometrico su aree relativamente grandi e con un'elevata regolarità. I ratei produttivi risultano estremamente interessanti e le nanostrutture vengono generate senza operare in condizioni di vuoto spinto come normalmente avviene in gran parte dei processi che operano a livello nano.

La tecnica permette di gestire in maniera molto semplice la direzione delle tessiture e ottenere effetti non isotropi sulla superficie, sia per quanto riguarda la bagnabilità, la resistenza all'usura e gli effetti di riflessione.

REFERENCES

- [1] J. Birnbaum, 1965. *J. Appl. Phys.* 36, 3688.
- [2] D. C. Emmony, R. P. Howson, and L. J. Willis, 1973. *Appl. Phys. Lett.*, Vol. 23, No. 11, 1.
- [3] B. O'ktem, I. Pavlov, S. Ilday, H. Kalaycoglu, A. Rybak, S. Yava ş, M. Erdogan and F. O. Ilday, 2013. Nonlinear laser lithography for indefinitely large-area nanostructuring with femtosecond pulses. *Nature Photonics*, 7(11):897–901.
- [4] Huang et Al, 2014. The construction of hierarchical structure on Ti substrate with superior osteogenic activity and intrinsic antibacterial capability. *Nature - Scientific Reports* 4 - 6172.
- [5] L. Orazi, Ia. Gnilitzkyi, I. Pavlov, A. P. Serro, S. Ilday, F. O. Ilday, 2015. Nonlinear Laser Lithography to control surface properties of stainless steel, *Cirp Annals*, Vol. 64.

SVILUPPO DI USER ROUTINES CON QFORM PER LA PREDIZIONE DELLA MICROSTRUTTURA DELLE LEGHE DI ALLUMINIO DURANTE PROCESSI DI ESTRUSIONE

Claudia Bandini
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Università di Bologna, Italia
E-mail: claudia.bandini4@unibo.it

Barbara Reggiani
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Università di Bologna, Italia
E-mail: barbara.reggiani4@unibo.it

Lorenzo Donati
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Università di Bologna, Italia
E-mail: l.donati@unibo.it

Luca Tomesani
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Università di Bologna, Italia
E-mail: luca.tomesani@unibo.it

Sommario. *Scopo del presente lavoro è quello di implementare in Qform8®, codice FEM per la simulazione di processi di deformazione plastica, un modello già presente in letteratura in grado di prevedere l'evoluzione microstrutturale nelle leghe di alluminio, serie 6XXX che si attuano se si sottopone il materiale a processi di estrusione. Dati sperimentali sono stati ricavati da prove di microestrusione portate a termine su provini di lega AA6082 sottoposti a deformazione in diverse condizioni di temperatura, velocità e rapporto di estrusione. Il codice, già validato in precedenza dagli autori per quanto riguarda condizioni di attrito e di scambio termico, è stato utilizzato per effettuare una campagna di simulazioni numeriche, i cui risultati sono stati confrontati con quelli sperimentali e la regressione ottenuta ha permesso la determinazione dei parametri presenti nelle formulazioni matematiche reperibili in letteratura. L'implementazione mediante una user routine, delle formule così ottenute, dà la possibilità all'utente di prevedere anche attraverso l'interfaccia di QForm l'evoluzione della lunghezza e larghezza dei grani sottoposti a elevati tassi di deformazione. Il modello consente quindi già in fase di progettazione e definizione del processo di prevedere lo stato fibroso dei grani che subiranno una ricristallizzazione dinamica.*

Parole chiave: *microstruttura, attrito, estrusione, alluminio, leghe serie 6XXX, analisi FEM, ricristallizzazione dinamica.*

1. INTRODUZIONE

Le leghe di alluminio, in relazione alla loro elevata deformabilità, sono tra i metalli più ampiamente lavorati mediante processi di estrusione e sono pertanto impiegati in un'ampia gamma di applicazioni industriali. Oggigiorno, è ben assodata l'elevata influenza nella definizione di caratteristiche sia meccaniche che estetiche dei profili in alluminio estruso, della microstruttura ottenuta al termine del processo [1]. La previsione e il controllo dell'evoluzione della struttura del grano durante processi di deformazione plastica, permettono quindi l'aumento delle proprietà dei materiali come la resistenza meccanica, la corrosione, la resistenza a fatica, la resilienza, nonché l'efficienza stessa dei processi [2].

In studi precedenti degli autori [3, 4, 5] è stato presentato e convalidato attraverso il confronto con osservazioni sperimentali, un modello teorico innovativo per la previsione dell'evoluzione della dimensione e forma dei grani delle leghe di alluminio, serie 6XXX, durante la ricristallizzazione sia dinamica che statica. Il modello presentato è in grado di prevedere correttamente lo stato ricristallizzato tenendo conto sia della deformazione subita che del conseguente stadio di ricristallizzazione statica. Nei precedenti lavori tale modello è stato implementato sul Codice FEM Deform 2D, mentre in questa ricerca la campagna di simulazioni numeriche è stata eseguita su Qform8, codice di recente sviluppo, che utilizza un approccio lagrangiano. L'attenzione è stata spostata su tale software in seguito al riscontro della sua elevata accuratezza, precisione e velocità di calcolo, le quali sono state confermate anche in occasione dei Benchmark proposti nelle scorse edizioni della Conferenza ICEB [6, 7, 8] e in conseguenza alla possibilità di simulare attraverso Qform-Extrusion (una estensione con approccio euleriano) anche casi con geometrie complesse, spesso riscontrabili in ambito industriale.

Durante i processi di formatura dei metalli parte dell'energia trasferita al materiale viene trasformata in calore mentre un'altra porzione viene utilizzata per creare e muovere le dislocazioni provocando quindi instabilità termodinamica nel materiale. Il processo di ricristallizzazione è un meccanismo che si attiva per riorganizzare / rimuovere le dislocazioni e quindi ridurre l'energia immagazzinata. In letteratura esistono diverse recensioni e teorie sulle cause, la cinetica e le diverse modalità con cui si manifesta il fenomeno, in particolare viene distinto il processo dinamico che avviene durante la deformazione da quello statico che avviene dopo. Hallberg in [2] riferisce che se il materiale ha una energia del difetto di impilaggio (stacking fault energy) elevata, come nel caso delle leghe di alluminio, la formazione di nuovi grani avviene principalmente dalla continua ricristallizzazione dinamica (CDRX): durante tale fenomeno, il disorientamento dei subgrani aumenta con la progressiva applicazione di una deformazione macroscopica, fino alla completa separazione della sotto-struttura in un grano nuovo (quando il disallineamento dei rispettivi assi supera all'incirca i 15°C). Una diversa spiegazione della ricristallizzazione dinamica è proposta in [9] in cui viene introdotta la ricristallizzazione geometrico-dinamica (GDRX): nella struttura iniziale del getto omogeneizzato (quindi indeformato) i subgrani non sono ancora presenti ma si sviluppano in seguito all'insorgenza di uno stato di deformazione che induce il subgrano ad assottigliarsi. Con il procedere della deformazione, quando tale spessore viene ridotto all'incirca fino ad una dimensione doppia della sottigliezza del subgrano, i bordi frastagliati vengono in contatto e si verifica il fenomeno del "pinch-off". Due o più nuovi grani si generano dalla divisione di uno singolo come mostrato in Fig. 1.

De Pari e Misiolek [10] hanno proposto un modello congiunto (JDRX) in grado di unire entrambi i fenomeni CDRX e GDRX, tale modello è stato validato con successo in [3] su provini di AA6061 laminati a caldo. In Fig. 2 sono riportati la riduzione del diametro medio del grano e del diametro del subgrano secondo i modelli descritti in [10]. È interessante notare che la dimensione di quest'ultimo non dipende dalla deformazione

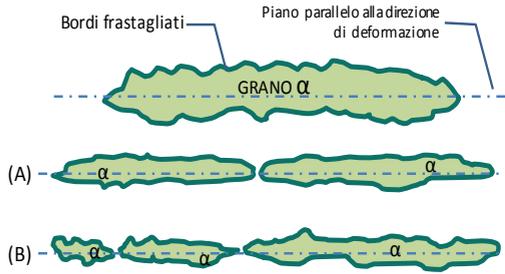


Figura 1. Schema del pinch-off: il grano si divide in due o più parti producendo nuovi grani di diverse lunghezze.

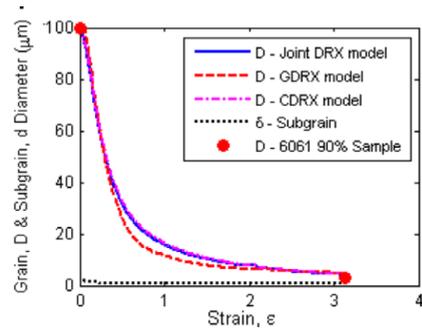


Figura 2. Riduzione del diametro medio del grano e del subgrano secondo la teoria di DE Pari.

applicata, a differenza di quella del grano. Gli autori in [3] hanno proposto un modello analitico espresso dalle equazioni (1)-(6), il quale è in grado di prevedere durante la fase di ricristallizzazione dinamica nel processo di estrusione, l'evoluzione della lunghezza (d_l) e della larghezza (d_t) dei grani, la dimensione dei subgrani (δ) e la densità dei siti di ricristallizzazione (N), grazie al preventivo calcolo del parametro di Zener-Hollomon (Z):

$$\frac{1}{\delta} = C(\ln Z)^n \quad (1)$$

$$Z = \dot{\epsilon} \exp\left(\frac{Q}{RT}\right) \quad (2)$$

$$N = \frac{4C_d}{\delta^2(d_t + d_l)} [e^{\bar{\epsilon}} - e^{-\bar{\epsilon}} + 1] \quad (3)$$

$$d_t = (d_0 - 2.5 \cdot \delta_{SS})(k_1)^{\bar{\epsilon}} + 2.5 \cdot \delta_{SS} \quad (4)$$

$$d_l = k_2 \bar{\epsilon}^2 - k_3 \bar{\epsilon} + d_0 \text{ for } \epsilon < \epsilon_p \quad (5)$$

$$d_l = k_4 \bar{\epsilon}^{-m} + 10 \cdot \delta_{SS} \text{ for } \epsilon > \epsilon_p \quad (6)$$

dove $C=3.364E-09$ [m^{-1}], $n=5.577$, $Q=161000$ J/mol (Energia di attivazione per la lega AA6060), $\dot{\epsilon}$ la velocità di deformazione, R la costante universale dei gas ($R=8.341$ J/mol), T la temperatura assoluta in $^{\circ}K$, C_d una costante di calibrazione ($1.48 \cdot 10^{-4}$), d_0 la dimensione iniziale del grano prima della deformazione ($d_0=140$ μm), δ_{SS} è la dimensione del subgrano alla condizione di regime ($\delta_{SS}=8,4$ μm), $\bar{\epsilon}$ la deformazione effettiva secondo il criterio di Von Mises, ϵ_p il valore critico di deformazione per l'insorgenza del fenomeno del pinch-off. I coefficienti k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , m delle equazioni (4), (5), (6) e ϵ_p sono stati determinati dal confronto dei risultati di una campagna di simulazioni numeriche espletate sul codice Qform con dati ottenuti da prove sperimentali di estrusione e le equazioni finali, implementate nel codice attraverso una user routine, sono presentate nel seguente lavoro.

2. PROVE SPERIMENTALI

La campagna di prove sperimentali è stata eseguita presso l' Institute of Forming Technology and Lightweight Construction (IUL) a Dortmund, dove una semplice barra a

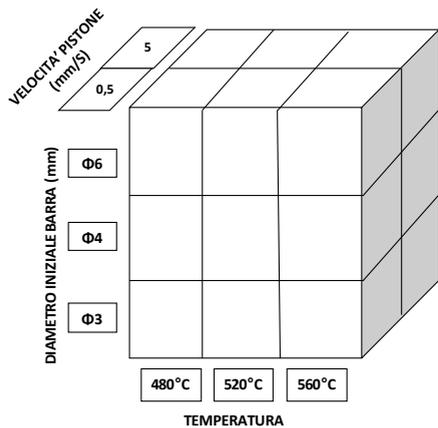


Figura 3. Piano sperimentale

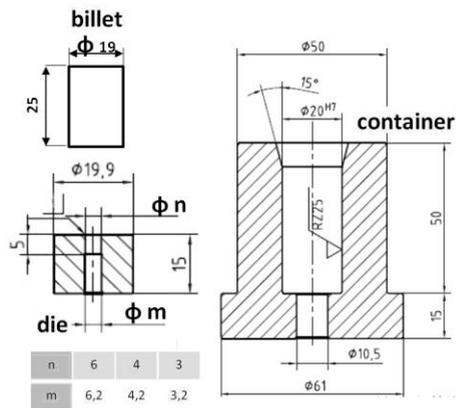


Figura 4. Attrezzatura per le prove sperimentali di estrusione.

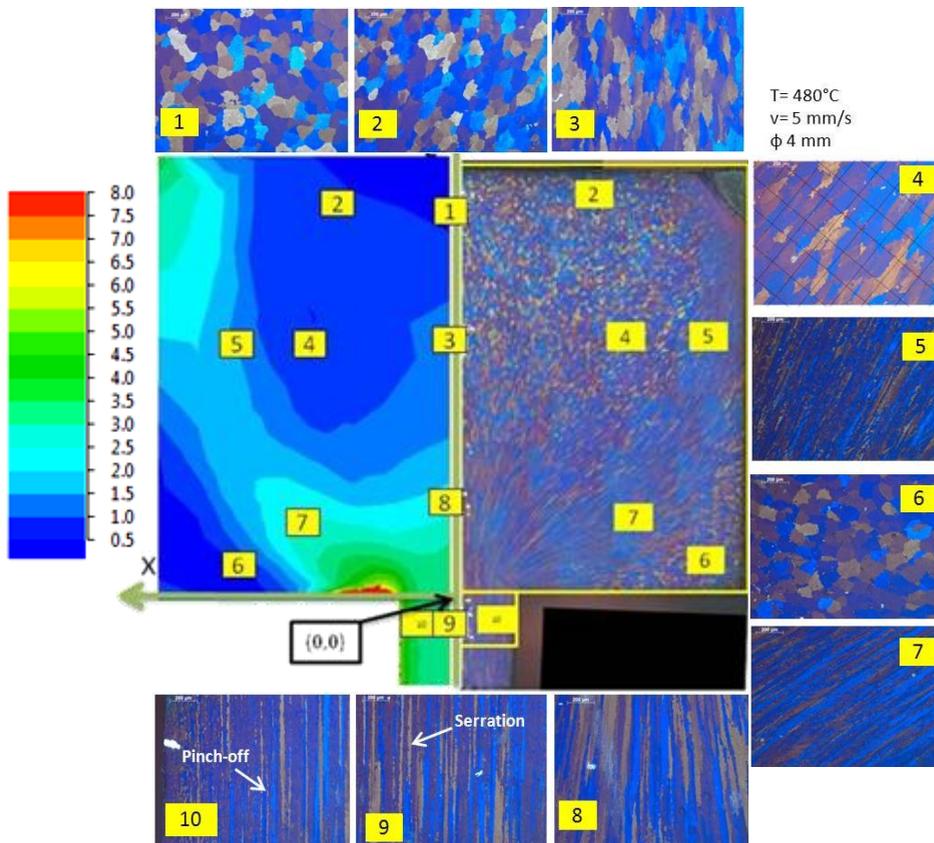


Figura 5. Provino 480°C-5mm/s- Φ4mm: confronto tra distribuzione della deformazione ottenuta numericamente (a sinistra) e vista della microstruttura nella intera sezione e nelle diverse aree esplorate; nella zona numero 4 viene riportata la rappresentazione del metodo di intercettazione lineare.

sezione circolare di alluminio AA6082 completamente ricristallizzato (con $d_0 = 140 \mu\text{m}$) è stato estruso a diversi rapporti di estrusione (44: 1, 25: 1, 11: 1), velocità del pistone (0,5 e 5 mm/s) e temperature iniziali di riscaldamento della billetta (480 °C, 520 °C, 560 °C) come descritto in [3,4] e schematizzato in figura 3.

Sono state utilizzate barre di diametro iniziale diverso (3,4,6 mm) per poter ottenere i diversi rapporti di estrusione e quindi diversi stati tensionali. In figura 4 è riportato uno schizzo delle attrezzature utilizzate; come indicato, sono state inserite delle termocoppie all'interfaccia billetta/contenitore e nel contenitore più esterno per monitorare le temperature. Tutti i componenti assemblati sono stati messi in forno a 580°C, ma le prove di estrusione sono state avviate solo quando la termocoppia rilevava la temperatura stabilita. La temperatura del pistone è stata registrata costante a 400 °C. Dopo una breve corsa dell'utensile superiore di 10 mm, l'attrezzatura assemblata insieme con il profilo, è stata rapidamente temprata in acqua; i provini sono stati poi tagliati a metà, elettrolucidati, attaccati chimicamente e analizzati con microscopio elettronico. Sono state definite 10 piccole aree in ogni campione (vedi figura 5) e sono state determinate in ognuna, utilizzando il metodo di intercettazione lineare, le misure medie di lunghezza e spessore dei grani, come mostra il riquadro 4 nella figura 5.

3. MODELLAZIONE NUMERICA

La campagna di simulazioni è stata avviata, come detto, sul codice Qform, preventivamente validato dagli autori per quanto riguarda gli importanti aspetti di attrito tra utensili e materiale deformato e condizioni di scambio termico, come riportato in un precedente lavoro [11]. Le semplici geometrie assialsimmetriche hanno permesso di impostare casi 2D; il comportamento a caldo della lega AA6082 è stato impostato inserendo in forma tabellare dati ricavati da prove sperimentali di torsione. Vista la breve durata del processo (da 2 a 20 secondi) lo scambio termico tra utensili e billetta e utensili stessi è stato impostato in modalità semplice, limitandolo quindi alla sola superficie di interfaccia. Infine le condizioni di attrito sono state modellate attraverso la legge di Levanov impostando il coefficiente $m=3$ e mantenendo l'esponente n uguale al valore di default, cioè uguale a 1.25 come validato in [11]. Nella tabella 1 sono riportate tutte le rimanenti impostazioni di pre-processing adottate e non ancora citate. Per essere certi che la campagna di simulazioni riproducesse ottimamente il processo sperimentale e che fosse possibile comparare i dati numerici con quelli sperimentali, gli autori hanno confrontato gli andamenti relativi ai carichi; come mostrato in figura 6. Le differenze si riscontrano in particolare nella fase iniziale di carico e sono riconducibili alla perdita di rigidità degli utensili utilizzati durante le prove sperimentali rispetto alle attrezzature perfettamente rigide considerate nel calcolo.

4. RISULTATI

La serie di simulazioni ha consentito di determinare la distribuzione della deformazione nelle dieci aree analizzate su ogni campione. I valori misurati di spessore e lunghezza dei grani sono stati graficati in funzione della deformazione calcolata nel medesimo punto come riportato in Fig. 7. I valori dei coefficienti di k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , m delle equazioni (4), (5), (6) sono stati determinati, in particolare $k_1 = 0,55$, $k_2 = 114$, $k_3 = 25$, $k_4 = 9E04$, $m = 4,9$, mentre il livello critico di deformazione per l'insorgenza del pinch-off $\epsilon_p = 2,6$.

Come era prevedibile la riduzione dello spessore medio dei grani, riportato in figura 7 a) ha un andamento simile a quello riportato in [3], ma i coefficienti individuati in questo lavoro differiscono da [3] e possono essere ritenuti ottimali e convalidati per il codice QForm.

Tabella 1. Impostazioni di pre-processing

Parametri del materiale deformato EN AW 6082	Conduttività termica	180 W/(m·K)
	Calore specifico	890 J/(kg·K)
	Temperatura iniziale pistone	400 °C
Condizioni al contorno	Coeff. Scambio termico aria a 20°C	30 W/(m ² K)
	Tempo di raffredd. in aria	30 s
Parametri degli utensili AISI H 11	Thermal conductivity	25 W/(m·K)
	Specific heat	446 J/(kg·K)
	Coeff. Scambio termico (HTC)	11000 W/(m ² K)

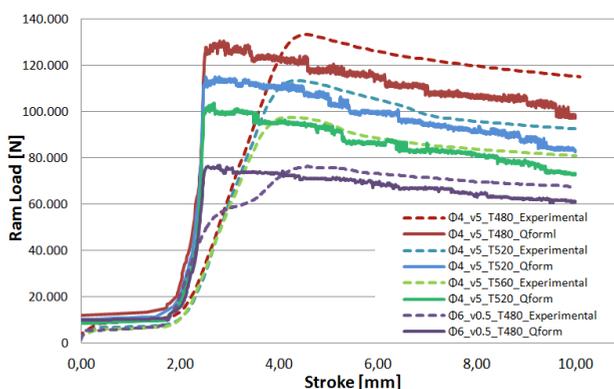


Figura 6. Confronto tra i carichi agenti sul pistone registrati sperimentalmente e calcolati numericamente.

Secondo la teoria JDRX, quando la deformazione effettiva raggiunge un livello critico ϵ_p , attraverso il fenomeno del "pinch-off" si generano nuovi grani più piccoli, i quali possono avere diverse lunghezze; questo è il motivo che spiega la maggiore dispersione dei punti nell'intorno del valore critico ϵ_p , visibile in figura 7 b).

L'implementazione nel codice delle equazioni (1)-(6), mediante user routine, permette di ottenere risultati circa la variazione delle dimensioni dei subgrani (δ), del parametro di Zener-Hollomon (Z) e la densità dei siti di ricristallizzazione (N) oltre che sull'evoluzione della forma dei grani come già detto. Facendo riferimento alla figura 8, nelle zone di formatura (1), specialmente quelle in prossimità delle zone di lavoro, il valore della deformazione si assesta intorno a quello critico ($\epsilon_p = 2,6$), causando quindi continui fenomeni di pinch-off: in questa area si registrano di conseguenza le massime lunghezze e ridotti spessore (circa 40 μ m). Nelle cosiddette "zone morte" o zone di ristagno (2), vengono ovviamente registrati i più bassi valori di deformazione: la forma dei grani resta pertanto pressoché sferica ed i valori di lunghezza e spessore rimangono paragonabili alla misura del diametro iniziale (140 μ m). Infine nelle zone di lavoro, in prossimità della matrice (3) la distorsione e quindi la deformazione del metallo raggiungono il loro massimo e ciò porta ad una brusca diminuzione della lunghezza del grano come conseguenza del "pinch-off".

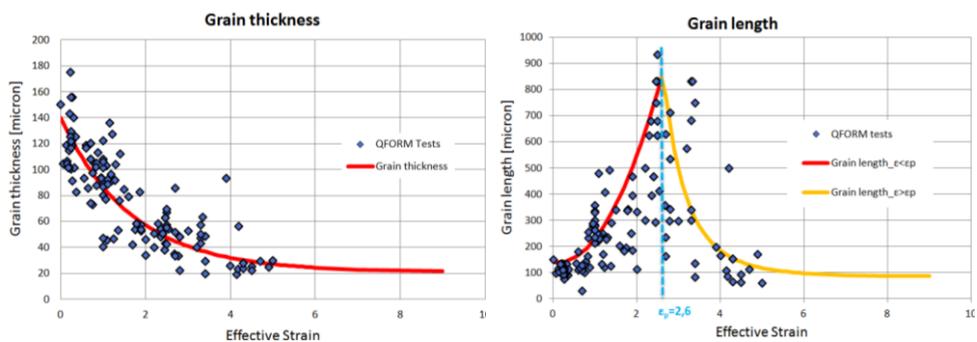


Figura 7. Regressioni che correlano lo spessore (a) e la lunghezza (b) dei grani alla deformazione effettiva.

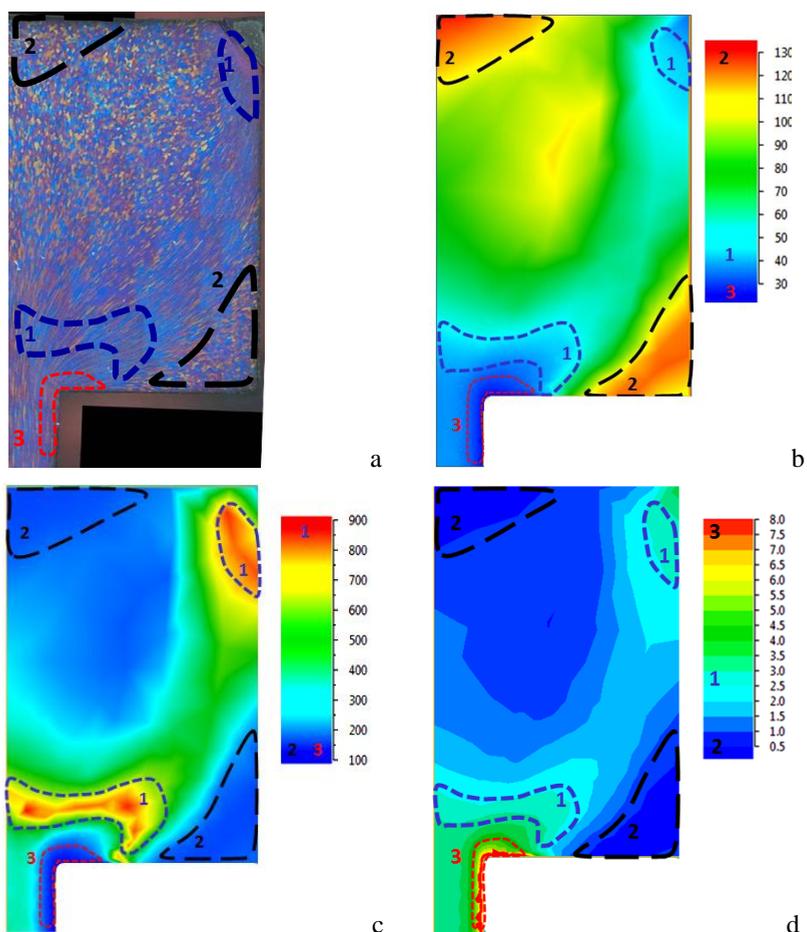


Figura 8. Risultati relativi alla microstruttura (a), allo spessore (b), lunghezza (c) dei grani e deformazione (d) calcolati mediante implementazione di user routine.

5. CONCLUSIONI

Nel presente studio è stato implementato nel codice QForm un modello per la predizione dell'evoluzione della microstruttura delle leghe di alluminio serie AA6XXX durante il processo di estrusione, attraverso l'implementazione di una user routine. Al fine di descrivere gli effetti della ricristallizzazione dinamica dei grani sottoposti ad una deformazione è stato preso in considerazione il modello JDRX introdotto in [10].

I coefficienti presenti nel modello sono stati determinati grazie al confronto tra i dati sperimentali ottenuti da prove di microestrazione su provini di lega AA6082, e i risultati numerici ottenuti da una campagna di simulazioni calcolate su QForm.

I risultati ottenuti mostrano un buon accordo con quelli sperimentali e ciò permette di rendere valido il modello sviluppato e in grado di predire lo spessore e la lunghezza dei grani direttamente nella fase di progettazione del processo.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Duan, X., Sheppard, T., 2003. "Simulation and control of microstructure evolution during hot extrusion of hard aluminium alloys". *Materials Science and Engineering: A*, **351** (1-2), June, pp. 282-292.
- [2] Hallberg, H., 2011. "Approaches to Modeling of Recrystallization". *Metals*, **1**(1), October, pp. 16-48.
- [3] Donati, L., Segatori, A., El Mehtedi, M., Tomesani, L., 2013. "Grain evolution analysis and experimental validation in the extrusion of 6XXX alloys by use of a lagrangian FE code". *International Journal of Plasticity*, **46**, July, pp. 70-81.
- [4] Foydl, A., Segatori, A., Ben Khalifa, N., Donati, L., Brosius, A., Tomesani, L., Tekkaya, A. E., 2013. "Grain size evolution simulation in aluminium alloys AA 6082 and AA 7020 during hot forward extrusion process". *Materials Science and Technology*, **29**, September, pp. 100-110.
- [5] Segatori, A., Reggiani, B., Donati, L., Tomesani, L., El Mehtedi, M., 2014. "Prediction of fibrous and recrystallized structures in 6xxx alloy extruded profiles". *Key Engineering Materials*, **585**, pp. 123-130.
- [6] Donati, L., Ben Khalifa, N., Tomesani, L., and Tekkaya, A.E., 2012. "A Review of FEM Code Accuracy for Reliable Extrusion Process Analysis: Extrusion Benchmarks 2009 and 2011," *Proceedings of the Tenth International Aluminum Extrusion Technology Seminar, (ET 2012)*, **1**, May, pp. 481-491.
- [7] Donati, L., Tomesani, L., Selvaggio, A., Haase, M., and Tekkaya, A.E., 2015. "ICEB 2015 – International Conference on Extrusion and Benchmark". *Light Metal Age*, **73**, pp. 64-69.
- [8] Donati, L., Haase, M., Selvaggio, A., Schwane, M., Tomesani, L., and Tekkaya, A.E., "A review on FEM codes accuracy for reliable extrusion process analysis: the Extrusion Benchmark experience from 2011 to 2015," *Proceedings of the Eleventh International Aluminum Extrusion Technology Seminar (ET 2016)*, in press.
- [9] Doherty, R.D., Hughes, D.A., Humphreys, F.J., Jonas, J.J., Juul Jensen, D., Kassner, M.E., King, W.E., McNelley, T.R., McQueen, H.J., Rollett, A.D., 1997. "Current issues in recrystallization: a review". *Materials Science and Engineering: A*, **238**, pp. 219-274.
- [10] De Pari, L., Wojciech, Jr., Misiolek, Z., 2008. "Theoretical predictions and experimental verification of surface grain structure evolution for AA6061 during hot rolling". *Acta Materialia*, **56**, pp. 6174-6185.
- [11] Bandini, C., Reggiani, B., Donati, L., and Tomesani, L., 2015. "Code validation and development of user routines for microstructural prediction with Qform," *Materials Today: Proceedings*, **2**(10), pp. 4904-491.

OPTIMAL DESIGN OF TAPERED ROLLER BEARINGS FOR MAXIMUM RATING LIFE UNDER COMBINED LOADS

Eugenio Dragoni

Department of Engineering Sciences and Methods

University of Modena e Reggio Emilia

E-mail: eugenio.dragoni@unimore.it

Abstract. *Using the relationships of the ISO 281 standard, this paper optimizes the internal dimensions of tapered roller bearings for maximum rating life. The bearing system contains two identical bearings subjected to an arbitrary combination of centred radial and axial forces. It is shown that the basic rating life increases more than quadratically with the roller infill and the aspect ratio of the rollers, increases with the sixth power of the pitch diameter of the roller set and decreases with the third power of the applied radial force. Further, for any given ratio of axial to radial force, an optimal contact angle exists which maximizes the rating life of the bearing pair, irrespective of the actual bearing size and ratio of roller diameter to pitch diameter. The optimization procedure can either be used to design custom-made bearings or to select from manufacturers' catalogues the bearing with the best contact angle for any assigned loading condition.*

Keywords: *Radial rolling bearings, tapered rollers, rating life, design optimization.*

1. INTRODUCTION

Ordinarily, rolling bearings are not designed and built in-house but are chosen from the catalogue of specialized manufactures. The high degree of specialization has fostered the development of standardized high-quality products, readily available off-the-shelf in a wide range of shape and dimensions at affordable prices. Under particular design circumstances, like very large bearings or tight mounting spaces, the need can arise for non-standard bearings which the regular market can satisfy only at a considerable cost of time and money. In such instances, rolling bearings of simple geometry (as with cylindrical or tapered rollers) can be manufactured by the end user itself to meet the specific requirements at a fraction of the costs and delivery time requested by the specialized suppliers.

For the construction of custom bearings the designer has the control of all the variables and the design is conveniently conducted according to optimization methods. Unlike conventional machine elements, for which a wealth of optimization criteria have been developed since long [1, 2], the category of rolling bearings has received so far relatively little attention. May be due to the aforementioned passive design approach (selection from a catalogue) towards these components, until the turn of the century the technical literature has been limited to optimal bearing selectors [3] and simulators of bearing kinematics [4]. Papers dealing with the optimization of bearing features have appeared only lately, aimed at maximizing one or several performance properties of ball bearings [5–11], cylindrical roller bearings [12, 13] and tapered roller bearings [14–19]. For a detailed review of the literature on ball and cylindrical roller bearing optimization see [20] and [21].

A pioneering instance of tapered roller bearing optimization can be traced back to the paper by Parker et al. [14], in which the performance of several large-bore (about 120 mm),

tapered roller bearings were simulated and tested at shaft speeds up to 20 000 rpm under combined thrust and radial load. The computer-optimized bearing design proved superior to equal-sized standard bearings tested for comparison. Chaturbhuj et al. [15] optimized tapered roller bearings using genetic algorithms and demonstrated that the fatigue life of the bearing improved marginally compared with respect to standard bearings. However, some authors [12, 13] have pointed out that some optimization constraints introduced in this paper were unrealistic. A method for optimizing the geometry of tapered roller bearings at high speeds was developed by Walker [16] with the main aim of determining the cup and cone angles which minimize the contact stresses under a specific ratio of axial to radial load. Walker found that at low speeds the optimum cup angle is 40 degrees, whereas the optimum value decreases to 10 degrees for the highest speeds. Wang et al. [17] presented a mathematical model for optimizing the design of four-column bearings with tapered rollers subject to several geometric constraints. By acting on a rearrangement of the classical variables (roller diameter and length, pitch diameter, number of rollers and cup angle), they improved the dynamic load rating by 22% and the life expectancy by 85% over a commercial competitor of like dimensions. Though interesting for the potential of improvements it shows, Wang et al.'s paper [17] does not provide details on the optimization method behind the model and little can be taken away from the published results apart from the specific example presented. Two comprehensive contributions to the optimal design of tapered roller bearings have recently been published by Tiwari and co-workers [18,19]. These two papers contain also excellent reviews of the technical literature on rolling bearings and the various optimization methods applied so far to bearing design.

In general, the above papers are focused on the methodological approach to the optimization problem and pay much less attention to the engineering merit of the optimization results. Most of the numerical algorithms referenced above can surely be beneficial to the specialist's work, but they are of little use for the general-purpose mechanical designer confronted with the task of designing simple custom bearings or selecting the optimal bearing from a manufacture's catalogue. As outcome of an applied research for a small Italian manufacturer of planetary gear drives, the present author has recently published an optimization procedure for radial cylindrical roller bearings [20], which overcomes these limitations. Relying on easy step-by-step calculations and with no need for specific optimization backgrounds, that procedure gives the macro-geometry of the bearing (roller diameter, roller length, pitch diameter of roller set, number of rollers) which maximizes the static and the dynamic load ratings under realistic size constraints. A later paper by the author [21] has extended the research to radial bearings with tapered rollers under radial and axial static loads, showing that for any given ratio of axial to radial forces an optimal contact angle exists which maximizes the static capacity of the bearing system.

In the wake of that fruitful research, this paper tackles the optimization of tapered roller bearings for maximum dynamic capacity under an arbitrary combination of radial and axial loads. The optimization involves twin bearing pairs mounted according to either "O" or "X" arrangements as shown in Fig. 1 for a typical application. Following the equations provided by the standard ISO 281 [22], the intrinsic rating life of the bearing system is expressed in terms of three parameters: the ratio between roller diameter and pitch diameter, the cup angle and the ratio of axial to radial force. This simple expression gives engineering insight into the problem and shows that for any given load ratio the rating life of the bearing is maximized by an optimal contact angle, nearly independent from the bearing size and proportions. Tables of optimal contact angles are provided for quick reference.

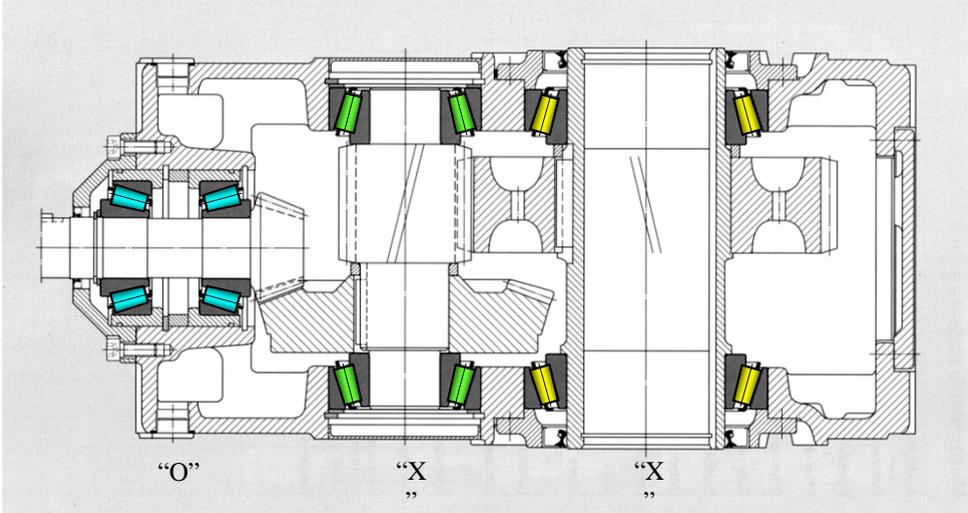


Figure 1. Longitudinal section of a two-stage bevel/spur gearbox with “O” and “X” arranged tapered roller bearings susceptible of customization and/or optimization.

The optimization method presented here gives its best results for custom-made bearings, for which the design parameters can be varied with the greatest freedom. However, the results disclosed are useful also for identifying the best commercial bearings that can be selected from the manufacturers’ catalogues to fit a particular application.

2. PROBLEM STATEMENT

Figure 2 shows the baseline configuration of the bearing system examined in this paper. The two bearings B_1 and B_2 are assumed to be equal and subjected to the radial force F_r , which is applied at the centre point of the pair. In addition to F_r , an axial thrust K_a , is also acts on the system through the rigid centre shaft.

Geometrically, each bearing is defined by the following parameters: roller length, L ; mean roller diameter, d (measured at midlength of L); number of rollers, Z ; pitch diameter of the roller set, D ; contact angle, α . The ISO 281 standard [22] specifies that this angle should measure the slope of the raceway without retaining ribs, which is normally the outer one (cup) as shown in Fig. 2. Should the retaining rib be provided by the cup, the contact angle α should refer to the inner raceway (cone).

With reference to Fig. 2, the paper seeks the set of bearing parameters $\{ d, D, L, Z, \alpha \}$ which maximizes the rating life of the system for given forces K_a and F_r . The search for the optimum will be based on the equations provided by the ISO 281 standard [22]. Although obtained explicitly for the particular bearing combination depicted in Fig. 2 (O arrangement with bearings removed from each other), the optimal solution presented will be applicable also to other combinations such as those shown in Fig. 3 (O and X arrangements with removed or paired bearings).

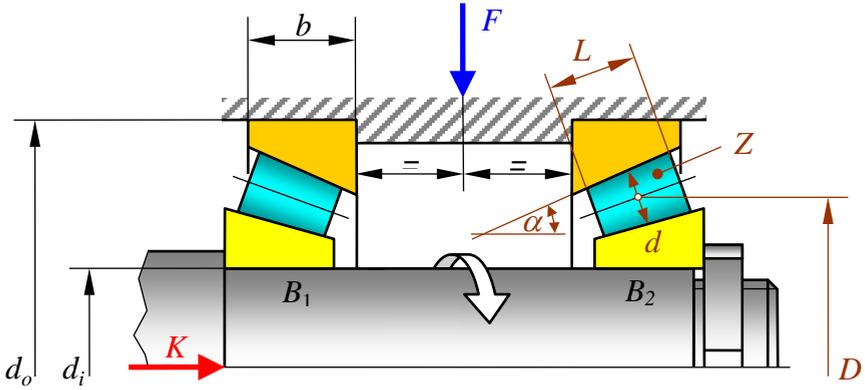


Figure 2. Reference configuration of the bearing system with applied loads (F , and K_o) and characteristic dimensions of the bearings.

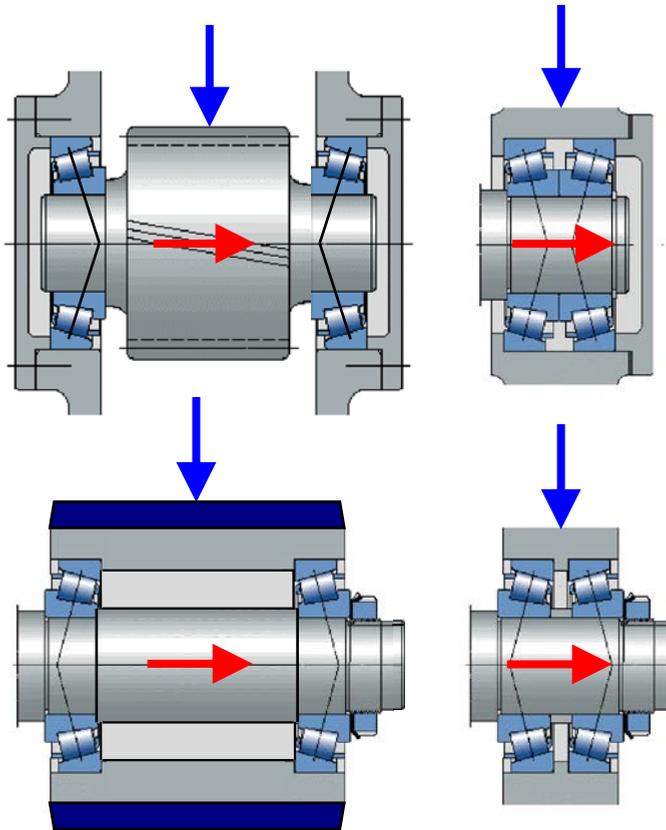


Figure 3. Examples of bearing systems to which the present theory is applicable: X-arrangement (top); O-arrangement (bottom); not paired (left); paired bearings (right).

3. THEORY

Basic Dynamic Radial Load Rating

Subject to the conditions clarified below, the standard ISO 281 [22] gives the following field-tested expression for the dynamic radial load rating, C (expressed in N) of tapered roller bearings with a single row of rollers

$$C = 1.1 f_c (L \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} d^{29/27} \quad (1)$$

where the lengths are expressed in mm and f_c is a coefficient given in tabular form by ISO 281 and available analytically from the technical literature (see below). Equation (1) holds true if the bearing is built and installed under the following assumptions: *a*) use of bearing steels with hardness HRC ≥ 58 ; *b*) manufacture according to regular tolerances [23, 24] to enhance pressure uniformity over the roller length; *c*) accurate guide of rollers with rounded ends to avoid pressure spikes at the edges [25]; *d*) mounting onto stiff shafts and within rigid housings; *e*) working temperature not higher than 150°C; *f*) an angular load zone (i.e. the circumferential extent of the set of rollers that are in contact with both inner and outer raceways) of 180°. Significant deviations from these reference conditions can be accommodated either by applying correction factors available in the literature [26] or by resorting to second-order methods [26, 27] and specialized numerical tools [28] available to bearing manufacturers. The extent of the load zone *f*) is particularly sensitive to the end play (i.e. axial clearance) with which the bearing pair is mounted and to axial displacements produced by the load (see further comments in Section 3.2).

Table 1 compares the dynamic load ratings predicted by equation (1) with the actual load ratings of a selection of tapered roller bearings retrieved from the catalogue of a leading manufacturer (INA). The internal geometry of the bearings in Table 1 (properties from α to Z) were calculated starting from the catalogue properties (from d_i to Y) using the method described in the Appendix.

Table 1. Comparison of predicted and catalogue dynamic load ratings for a selection of commercial tapered roller bearings (INA [32]).

Bearing	Properties from INA catalogue				Derived properties (see Appendix)					C (kN)	
	d_i (mm)	d_o (mm)	b (mm)	Y (–)	α (°)	d (mm)	D (mm)	L (mm)	Z (–)	INA	Eq.(1)
30210-A	50	90	17	1.43	15.6	10	70	14.1	20	79	82
30220-A	100	180	29	1.43	15.6	20	140	24.1	20	250	263
30230-A	150	270	38	1.38	16.2	30	210	31.6	20	465	501
30310-A	50	110	23	1.74	12.9	15	80	18.9	15	130	131
30320-A	100	215	39	1.74	12.9	28.75	157.5	32	16	410	419
30330-A	150	320	55	1.74	12.9	42.5	235	45.1	16	800	832
31310-A	50	110	19	0.73	28.7	15	80	17.3	15	111	113
31320-X	100	215	35	0.73	28.7	28.75	157.5	32	16	385	385
31330-X	150	320	50	0.73	28.7	42.5	235	45.7	16	790	790
T7FC050	50	105	22	0.69	30.1	13.75	77.5	20.3	16	127	127
T7FC070	70	140	27	0.69	30.1	17.5	105	25	17	208	208
T7FC095	95	180	33	0.69	30.1	21.25	137.5	30.5	19	325	325

By defining the filling ratio of the bearing, ζ , the aspect ratio of the rollers, λ , and the pitch ratio, δ , as follows

$$\zeta = \frac{Zd}{\pi D} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{L}{d} \quad (3)$$

$$\delta = \frac{d}{D} \quad (4)$$

equation (1) becomes

$$C = 1.1 \pi^{3/4} \zeta^{3/4} \lambda^{7/9} D^{50/27} f_c (\delta \cos \alpha)^{119/108} \cos \alpha^{-35/108} \quad (5)$$

Although the theoretical limits for the positive parameters ζ , λ and δ are $\zeta \leq 1$, $\lambda \geq 0$ and $\delta < 1$, in practice the following ranges are generally observed: $0.5 \leq \zeta \leq 1$, $0.5 \leq \lambda \leq 2$ and $\delta \leq 0.2$.

From [26], the coefficient f_c can be expressed in terms of α and δ as

$$f_c = 172.5 \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 - \delta \cos \alpha}{1 + \delta \cos \alpha} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{-2/9} \frac{(\delta \cos \alpha)^{2/9} (1 - \delta \cos \alpha)^{29/27}}{(1 + \delta \cos \alpha)^{1/4}} \quad (6)$$

Letting

$$\xi = \delta \cos \alpha \quad (7)$$

combination of (5) and (6) gives

$$C = 447.76 \left(\zeta^{3/4} \lambda^{7/9} D^{50/27} \right) \frac{\delta^{35/108} \xi (1 - \xi)^{29/27}}{(1 + \xi)^{1/4} \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 - \xi}{1 + \xi} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9}} \quad (8)$$

Dynamic Equivalent Radial Load

Let $F_{rs} = 0.5F_r$ be the radial load on the single bearing of the system in Fig. 2 (remember that F_r is assumed centred between B_1 and B_2) and F_a the actual axial load on the most loaded of the two bearings (bearing B_1 in Fig. 2). Following ISO 281 [22], the dynamic equivalent radial load, P , acting on the most loaded roller bearing of the pair is

$$P = X F_{rs} + Y F_a = X (0.5 F_r) + Y F_a \quad (9)$$

where

$$\begin{aligned} X = 1 \quad Y = 0 & \quad \left(\frac{F_a}{F_{rs}} \leq 1.5 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) \\ X = 0.4 \quad Y = 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} & \quad \left(\frac{F_a}{F_{rs}} > 1.5 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

Equation (9) does not account for narrow load zones (see Section 3.1) and uses a lower limit corresponding to a load zone of 180 degrees ($P = F_{rs}$). Another implicit assumption behind Equation (9) is the absence of end moments acting on the shaft at the sections coupled with the bearings, which is consistent with the assumption of rigid shaft. For a flexible shaft, the radial loads on the two bearings would not necessarily be the same due to interdependence between radial displacements, tilt rotations and unequal load zones. Handling of these situations would necessarily call for the use of in-house tools developed by bearing manufacturers (e.g. [28]).

For a rigid shaft under the centre radial loading in Fig. 2 and assuming neither end play nor axial preload on the system, the maximum axial force F_a is given by the following universally accepted equation [29]

$$F_a = K_a + 0.5 \left(\frac{F_{rs}}{Y} \right) = K_a + 0.5 \left(\frac{0.5 F_r}{Y} \right) = K_a + 0.25 \frac{F_r}{Y} \quad (11)$$

in which [29]

$$Y = 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \quad (12)$$

Using professional tools, it can be shown that an axial assembly preload equal to $F_a/F_{rs} \approx 1.55$ would slightly improve the load carrying capacity of the bearing system with respect to the assumption of no end play. By contrast, a positive end play (clearance) or the axial displacement induced by the load itself would dramatically decrease the load zone of the secondary bearing (i.e. the bearing which does not support directly the external axial load, B_2 in Fig.2), so that it could become the element of the pair which experiences the highest contact stresses. For this reason the end play should always be strictly controlled and positive values should be avoided whenever possible.

By virtue of (12) Equation (11) becomes

$$F_a = K_a + 0.625 F_r \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (13)$$

from which, letting

$$k = \frac{K_a}{F_r} \quad (14)$$

the following relationship obtains

$$\frac{F_a}{F_{rs}} = 2k + 1.25 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (15)$$

By means of (10), (13) and (15) Equation (9) becomes

$$P = \begin{cases} 0.5F_r & \left(k \leq 0.125 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) \\ \left(0.45 + 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} k \right) F_r & \left(k > 0.125 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) \end{cases} \quad (16)$$

Since the second relationship in (16) equals $0.5F_r$ for $k = 0.125 \sin \alpha / \cos \alpha$, the equivalent radial load, P , can finally be cast as

$$P = F_r \cdot \text{MAX} \begin{cases} 0.5 \\ 0.45 + 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} k \end{cases} \quad (17)$$

Basic Rating Life

From ISO 281 [22] the basic rating life of the bearing in million revolutions, L_{10} , reads

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (18)$$

By means of (8) and (17), Equation (18) becomes

$$L_{10} = \left(\frac{\zeta^{-5/2} \lambda^{70/27} D^{500/81}}{F_r^{10/3}} \right) \cdot \left[\frac{\left(447.76 \delta^{35/108} \zeta (1 - \zeta)^{29/27} \right)^{10/3}}{(1 + \zeta)^{1/4} \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 - \zeta}{1 + \zeta} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9}} \cdot \text{MAX} \left(0.5 ; 0.45 + 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} k \right) \right] \quad (19)$$

which can be written as

$$L_{10} = \varphi(\omega_{10})^{\frac{10}{3}} \quad (20)$$

with

$$\varphi = \frac{\zeta^{5/2} \lambda^{70/27} D^{500/81}}{F_r^{10/3}} \quad (21)$$

and

$$\omega_{10} = \frac{447.76 \delta^{143/108} \cos \alpha (1 - \delta \cos \alpha)^{29/27}}{(1 + \delta \cos \alpha)^{1/4} \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 - \delta \cos \alpha}{1 + \delta \cos \alpha} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9}}{\text{MAX} \left(0.5 ; 0.45 + 0.4 \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} k \right)} \quad (22)$$

4. OPTIMIZATION

Free Optimization

Equation (19) shows that the basic rating life, L_{10} , is proportional to the functions φ and ω_{10} . From (21) we see that, for given radial load F_r , function φ increases more than quadratically with the filling ratio, ζ , and the aspect ratio, λ , and goes up with the sixth power of the pitch diameter, D . Function φ can be regarded as a control factor through which the basic rating life, L_{10} , can easily be made large at will by increasing the pitch diameter. Similarly, function ω_{10} in (19) can be interpreted as the intrinsic rating life of the bearing system obtained when the filling ratio, the aspect ratio, the pitch diameter and the radial load assume unit value. From (22) we see that ω_{10} depends non-linearly on α , δ and k as shown by the three-dimensional charts in Fig. 4.

Using ω_{10} as objective function, the free optimization problem can be stated as follows: Maximize $\omega_{10}(\mathbf{X})$, subject to $k = \text{constant}$, with $\mathbf{X} = (\delta, \alpha)$. From Fig. 4 it is seen that the maximum value of ω_{10} is always achieved for $\delta = \delta^* = 1$. Entering $\delta = 1$ in (22) the optimal contact angles α^* can be obtained numerically for any load ratio k . Table 2 lists the optimal angles for load ratios in the range 0–1. Figure 5 depicts the shape assumed by the optimal bearing for $k = 1.0$.

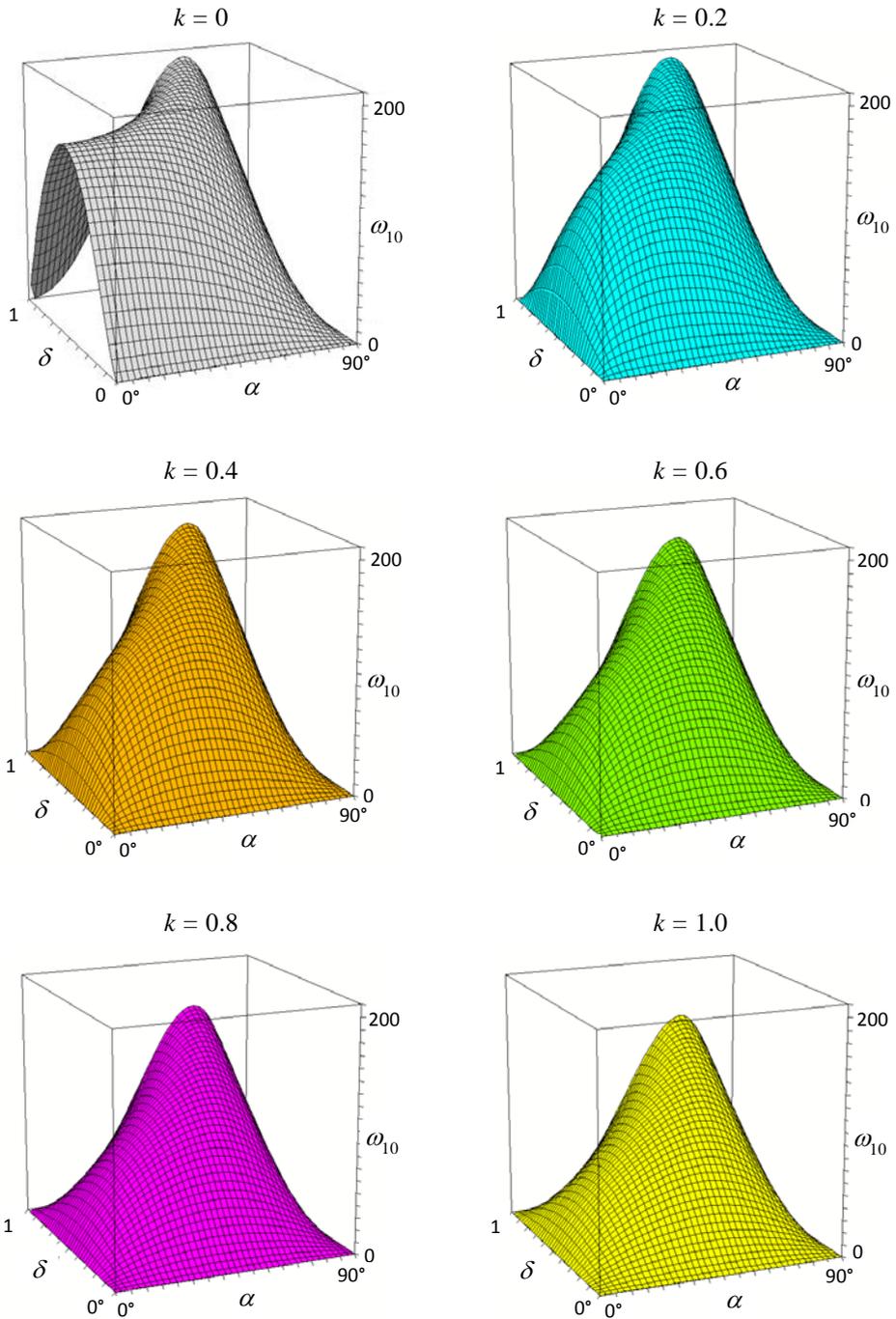


Figure 4. Charts of the intrinsic rating life ω_{10} for a selection of load ratios k .

Table 2. Global optimum contact angles, α^* , and pitch ratio, δ^* for several load ratios, k .

k	δ^*	α^* (°)	ω_{10}^*
0	1	62.5	193.21
0.1	1	62.5	193.21
0.2	1	62.5	193.21
0.3	1	65.0	189.61
0.4	1	65.5	182.91
0.5	1	66.0	176.79
0.6	1	66.5	171.18
0.7	1	67.0	166.01
0.8	1	67.5	161.22
0.9	1	68.0	156.76
1.0	1	68.0	152.62

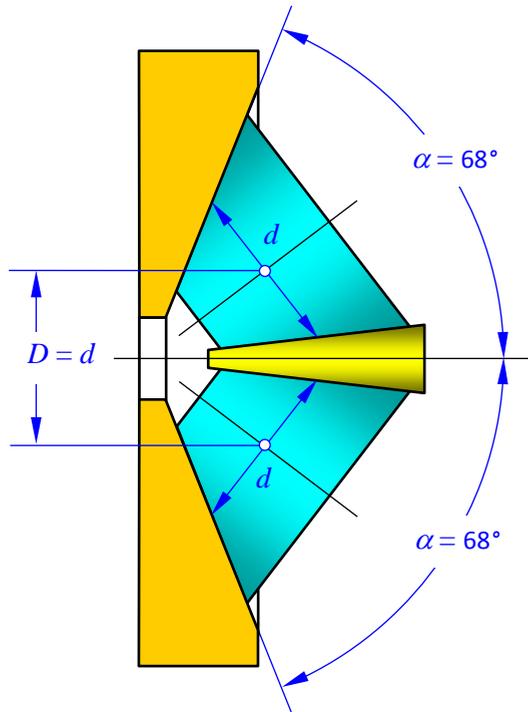


Figure 5. Optimal bearing load ratio $k = 1$ when no limits are put to the pitch ratio $\delta = d/D$.

Constrained Optimization

The proportions of the optimal bearings implied by Table 2 and displayed in Fig. 5 are too cumbersome to be of practical use. A more useful result is obtained by stating the optimization problem with a constraint on the pitch ratio as follows: Maximize $\omega_{10}(\mathbf{X})$, subject to $\delta \leq \delta_{lim}$ and $k = \text{constant}$, with $\mathbf{X} = (\alpha, \delta)$. This problem is plotted for several k in Fig. 6, with the contour lines of ω_{10} drawn as a function of the contact angle, α , and the pitch ratio, δ . For any chosen load ratio k , the coordinates of point \mathbf{X}^* in Fig. 6 provide the global optimal values α^* and δ^* listed in Table 2. Figure 6 shows that, for reasonable values of the limit pitch ratio (i.e. $\delta_{lim} \leq 0.5$), an optimal contact angle, α_δ^* , always exists, which depends on the limit pitch ratio itself. Take, for example the chart in Fig. 6 for $k = 0.8$ and assume $\delta \leq \delta_{lim} = 0.3$ meaning that only designs below line ab are feasible. The greatest value of ω_{10} that can be achieved in that region is obtained by moving on line ab and sweeping the contact angle from a to b until the optimum point \mathbf{M}^* is reached. Point \mathbf{M}^* is defined as the tangent point between ab itself and whichever contour line occurs to be touching the line ab . The abscissa of point \mathbf{M}^* gives the optimal value α_δ^* for the contact angle ($\alpha_\delta^* \approx 47.5^\circ$ in this example). The contour line of ω_{10} passing through \mathbf{M}^* gives the corresponding intrinsic rating life ($\omega_{10\delta}^* \approx 60$ in the example).

This constrained optimization can be performed systematically once and for all using equation (22) for any combination of load ratios k and pitch ratios δ . For given k and δ , the intrinsic rating life ω_{10} in equation (22) depends only on α and the optimum value α_δ^* is easily found numerically. Optimal values of α_δ^* and $\omega_{10\delta}^*$ obtained in this way are reported in Table 3 for load ratios in the range $0 \leq k \leq 1.0$ and pitch ratios $0.05 \leq \delta \leq 0.25$ (the most likely to occur in practice). Optimal bearings for $\delta_{lim} = 0.2$ are shown in Fig. 7 for $k = 0$ ($\alpha_\delta^* = 0^\circ$), $k = 0.2$ ($\alpha_\delta^* = 31.5^\circ$) and $k = 0.4$ ($\alpha_\delta^* = 38^\circ$). In marked contrast with the bearing proportions in Fig. 5, awkward and hardly feasible, the designs in Fig. 7 are sleek and technically viable.

The use of Table 3 for the optimal design of tapered roller bearings is easily performed as clarified by the following example. Assume that the bearing system in Fig. 2 has to be designed for the loads $F_r = 600\,000$ N and $K_a = 180\,000$ N with a rating life factor $L_{10} = 50$ million revolutions. Calculating from (14) $k = K_a/F_r = 600\,000/180\,000 = 0.3$ and assuming a limit pitch ratio $\delta_{lim} = 0.15$, Table 3 gives the optimal contact angle $\alpha_\delta^* = 34^\circ$ and the optimal intrinsic rating life $\omega_{10\delta}^* = 38.3$. From equation (20) the value $\varphi_\delta^* = L_{10}/(\omega_{10\delta}^*)^{10/3} = 50/(38.3)^{10/3} \approx 2.64 \times 10^{-4}$ is calculated, which, adopting a filling ratio $\zeta = 0.8$ (Eq. (2)) and an aspect ratio $\lambda = 1.5$ (Eq. (3)) and using (21), gives $D_\delta^* = \left(\varphi_\delta^* F_r^{10/3} / \zeta^{5/2} \lambda^{70/27} \right)^{81/500} = (0.00264 \times 600,000^{10/3} / 0.8^{5/2} \times 1.5^{70/27})^{81/500} \approx 320$ mm. From (4), (3) and (2), the optimal mean roller diameter, optimal roller length and optimal number of rollers are finally obtained as $d_\delta^* = \delta_{lim} D_\delta^* = 0.15 \times 320 \approx 48$ mm, $L_\delta^* = \lambda d_\delta^* = 1.5 \times 48 \approx 72$ mm, $Z_\delta^* = \pi \zeta D_\delta^* / d_\delta^* = \pi \times 0.8 \times 320 / 48 \approx 17$.

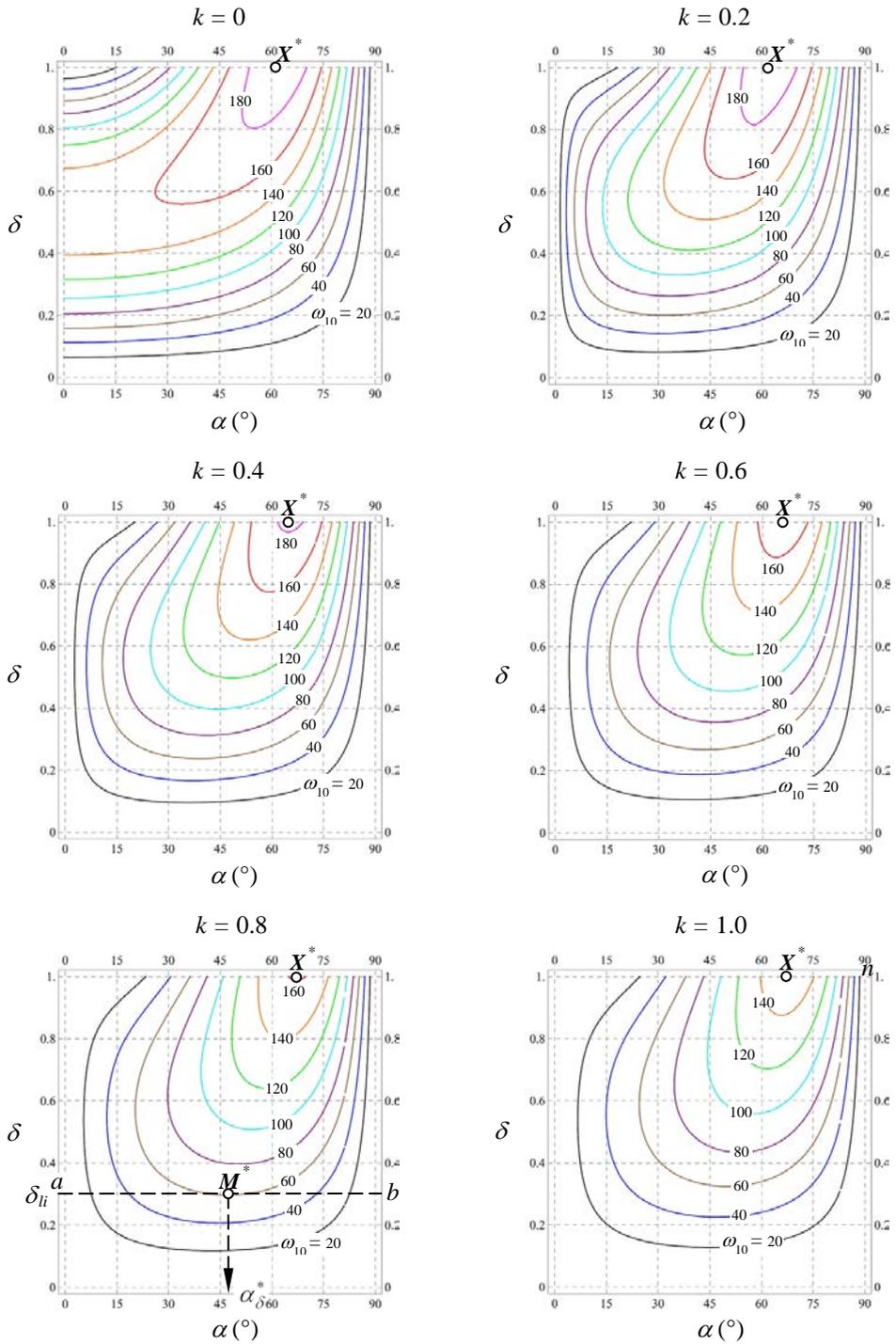


Figure 6. Contour lines of the intrinsic rating life ω_{10} for a selection of load ratios k .

Table 3. Optimum values of contact angle (α_δ^*) and corresponding intrinsic rating life ($\omega_{10\delta}^*$) for given load ratios (k) and limit pitch ratios (δ_{lim}).

k	δ_{lim}									
	0.05		0.1		0.15		0.2		0.25	
	α_δ^* (°)	$\omega_{10\delta}^*$								
0	0	14.17	0	34.58	0	56.60	0	78.15	0	97.98
0.1	24.0	12.01	24.5	29.43	25.5	48.55	26.0	67.69	27.5	85.88
0.2	29.5	10.448	30.0	25.66	30.5	42.48	31.5	59.49	33.0	75.86
0.3	33.0	9.38	33.5	23.08	34.0	38.30	35.5	53.80	36.5	68.86
0.4	35.5	8.58	36.0	21.12	37.0	35.11	38.0	49.45	39.5	63.47
0.5	37.5	7.93	38.0	19.56	39.0	32.56	40.0	45.94	41.5	59.11
0.6	39.0	7.40	39.5	18.26	40.5	30.44	41.5	43.02	43.0	55.46
0.7	40.5	6.95	41.0	17.16	42.0	28.63	43.0	40.53	44.5	52.34
0.8	42.0	6.56	42.5	16.21	43.5	27.07	44.5	38.374	46.0	49.63
0.9	43.0	6.22	43.5	15.38	44.5	25.71	45.5	36.48	47.0	47.24
1.0	44.0	5.92	44.5	14.64	45.5	24.49	46.5	34.80	48.0	45.12

5. DISCUSSION

Review of the Results

Table 1 shows that, despite its simplicity, equation (1) predicts quite accurately the dynamic load ratings of commercial tapered roller bearings. Within the wide range of dimensions and contact angles considered, the maximum error in Table 1 (see Appendix) is about 8 per cent (bearings 301230-A and T7FC095) while the average absolute error is just 4 per cent. Errors of the same order of magnitude were calculated by Dragoni [21] for the static load rating of the same bearings listed in Table 1.

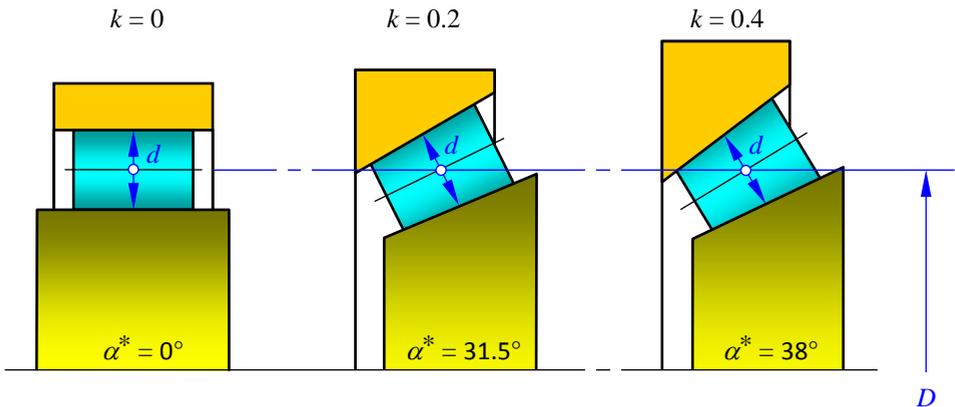


Figure 7. Optimal bearings for different load ratios k and limit pitch ratio $\delta_{lim} = 0.2$.

For the case of purely radial load ($k = 0$), Table 2 gives a global optimum solution with contact angle $\alpha^* = 62.5^\circ$ and pitch ratio $\delta^* = 1$, while the angle $\alpha^* = 0$ would have been expected. For $k = 0$ and $\alpha = 0$, Fig. 4 shows that the intrinsic rating life achieves a maximum for $\delta = 1$, which means cylindrical rollers of diameter, d , equal to one half of the pitch diameter, D . This result coincides with the global optimal proportions reported by Dragoni [20] for the specific category of radial cylindrical roller bearings. For increasing axial loads ($k > 0$), the global optima for the pitch ratio listed in Table 2 become more and more unlikely for real-life applications (see Fig. 5 for $k = 1$). The reason why the theoretical optimization tends to these quite odd shapes is perhaps imputable to the fact that the empirical expression (1) was developed to fit the experimental behaviour of bearings with pitch ratios much lower than 0.5 as commonly encountered in practice (for example, the pitch ratios of the twelve commercial bearings in Table 1 range from 0.14 to 0.19).

Table 3, developed to take into account realistic geometric constraint on δ ($\delta \leq \delta_{lim} = 0.05 \dots 0.25$), shows that the optimum contact angle, α_δ^* , depends both on the load ratio, k , and the limit pitch ratio, δ_{lim} . However, while the effect of the load ratio is strong (with α_δ^* increasing monotonically with k), the dependence on the pitch ratio is weak (on passing from $\delta_{lim} = 0.05$ to $\delta_{lim} = 0.25$, the average increase of the optimal contact angle is about 11%, with a peak value of 15% for $k = 0.6$). For $k = 0.2$, the optimal contact angle in Table 3 is around 30° , which is the highest contact angle prescribed by the ISO 355 standard [30] and offered by most bearing manufacturers (see Table 1). For load ratios greater than 0.2, the optimal contact angle exceeds 30° and reaches the optimum value of about 45° for $k = 1$. In this range of operation, special supplies [31, 32] or custom constructions are needed to achieve the maximum load capacity.

Figure 8 compares the optimal angles from Table 3 (optimization for dynamic loading) with the corresponding optima (Table 3 of [21]) for the static loading of taper roller bearings. From Fig. 8 we see that the optimal dynamic contact angles are generally higher than their static counterparts for equal δ_{lim} . This is especially true for low load ratios k (for example, for $k = 0.1$ the optimal dynamic contact angle in Table 3 ranges from 24° to 27.5° , contrasted with an optimal static angle of 11° from [21]) while the difference is much reduced for k equal to or higher than 0.3 (for $k = 0.3$, the dynamic optimal angles in Table 3 range from 33° to 36° , compared with optimal static angles ranging from 29.5° to 30.0°). For $k = 1$ and $\delta_{lim} = 0.25$, the optimal dynamic angle of 48° compares with the optimal static angle of 43.5°). This means that, when the axial load is significant, the optimization is robust and applies to the bearing in itself, regardless of the nature of the loading (static or dynamic) involved.

Walker [16] argues that for low-speed roller bearings loaded under prevailing axial thrusts, the optimal cone angle is about 40° as predicted by Table 3 for $k \geq 0.6$. Conversely, for $k = 0$, purely radial load, Table 3 correctly predicts $\alpha^* = 0^\circ$, implying the adoption of bearings with cylindrical rollers.

Table 3 also shows that the optimal intrinsic rating life, $\omega_{10\delta}^*$, rapidly increases with the limit pitch ratio, δ_{lim} , and decreases with the load ratio, k . The increase of $\omega_{10\delta}^*$ with δ_{lim} is a consequence of the marked gradient of the surfaces of ω_{10} in Fig. 4 (confirmed by the density of the contour lines in Fig. 6) for pitch ratios in the range $0 \leq \delta \leq 0.5$. The decrease of $\omega_{10\delta}^*$ with k is due to the fact that, given the radial force F_r in Fig. 2, an

increase of the load ratio k implies a greater total force on the bearing system with respect to the condition of pure radial loading.

With reference to the numerical example at the end of the Section *Constrained optimization*, it is easily verified that substituting the design data $F_r = 600$ kN and $k = 0.3$, together with the optimal results $\alpha_\delta^* = 34^\circ$, $d_\delta^* = 48$ mm, $L_\delta^* = 72$ mm, $Z_\delta^* = 17$ for F_r , k , α , d , L and Z , in equations (17) and (1), gives $P = 376.7$ kN and $C = 1,228$ kN, respectively. These values imply a rating life $L_{10} = (C/P)^{10/3} = (1,228/376.7)^{10/3} \approx 51.4$ million revolutions, slightly greater than the design value of 50 million. This small difference is due to roundoff of the variables involved in the calculations, especially as regards to the optimum number of rollers Z_δ^* (the exact value 16.76 was rounded to 17 in the example).

Limitations of the Model

The present optimization is built on the assumption that the critical bearing of the pair is the one that directly supports the axial load (B_1 in Fig. 2). This is the natural consequence of using equation (9) for calculating the maximum equivalent load on the system. Though this approach is coherent with the design formulae present in the manufacturers' catalogues, it has limitations when the bearing pair is mounted with end play (axial clearance) or undergoes large axial deformations under load. A large axial load induces a large axial displacement which causes a very narrow load zone in the second bearing (B_2 in Fig. 2, not considered here), hence generating risk of large roller-race load and pressure. Under these unfavourable working conditions, the second bearing may thus become the critical element, which is not optimized here. In this case, the full answer to the problem cannot be obtained with the present analytical model and requires numerical tools considering equilibrium and compatibility (deformations) of bearings, shaft and housing as a whole.

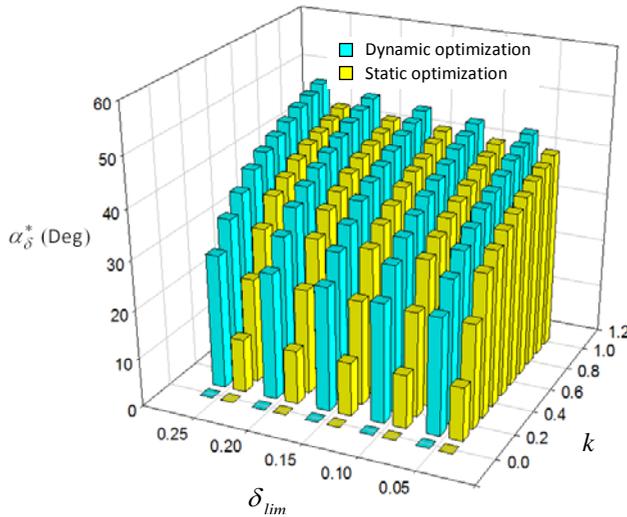


Figure 8. Comparison of optimal contact angles for the static case (Table 3 of [21]) and the present dynamic case.

In practical terms, the optimal design described in this paper strictly holds true when the bearing system is assembled with a light preload that would compensate the axial displacement induced in the secondary bearing by the externally applied load. This is certainly a limitation, but not a prohibitive one since preloading of tapered roller bearings is a common procedure for the many advantages it brings about such as a) increase of the stiffness, b) noise reduction, c) improved rotational precision, d) wear compensation, and e) longer life.

6. CONCLUSIONS

Using the empirical relationships provided by the ISO 281 standard, the internal dimensions of tapered roller bearings are optimized for maximum dynamic capacity. The bearing system investigated comprises two identical bearings undergoing whatever combination of radial and axial forces. Assuming that the radial force is applied at equal distance from the bearings of the pair and that neither end play (axial clearance) nor abnormal preloading affect the assembly, the optimization process leads to the following general results:

- the rating life decreases approximately with the third power of the applied radial force;
- the rating life increases more than quadratically with the filling ratio (number of rollers divided by the maximum number which can fill the bearing) and with the aspect ratio (ratio of roller length to mean roller diameter) and goes up with the sixth power of the pitch diameter of the roller set;
- given the ratio of axial to radial force, global optima exist for the contact angle and the pitch ratio (ratio of roller diameter to pitch diameter) which maximize the rating life;
- the bearing proportions at the global optima are too cumbersome (contact angles greater than 60 degrees, pitch ratios equal to 1.0) to be used in practice;
- if the pitch ratio is constrained below reasonable limits (≤ 0.25), an optimal contact angle exists which maximizes the rating life, regardless of the actual size and proportions of the bearing;
- the results of the optimization are conveniently summarized by a general table and a few simple equations that can be followed step-by-step to design the optimal bearing that suits any given application;
- the optimization procedure can either be used to design custom-made bearings (thus exploiting the geometrical freedom to the full) or to pick from the manufacturers' catalogues the bearing with the best contact angle for any assigned loading.

REFERENCES

- [1] Seireg, A., 1972. "A survey of optimisation of mechanical design". *J Eng Ind T ASME*, **94**(2), pp. 495–499.
- [2] Seireg, A.A., and Rodriguez J., 1997. *Optimizing the shape of mechanical elements and structures*. Cleveland, OH: CRC Press.
- [3] Ahluwalia, J., Gupta, S.K., and Agrawal, V.P., 1993. "Computer-aided optimum selection of roller bearings". *Computer-Aided Design*, **25**(8), pp. 493–499.
- [4] Aramaki, H., 1997. "Rolling Bearing Analysis Program Package 'BRAIN' ". *NSK Technical Journal Motion & Control*, no. 3, pp.15–24.

- [5] Choi, D-H., and Yoon K-C., 2001. "A Design Method of an Automotive Wheel-Bearing Unit With Discrete Design Variables Using Genetic Algorithms". *J Tribol T ASME*, **123**(1), pp. 181–187.
- [6] Kalita, K., Tiwari, R., and Kakoty, S.K., 2002. "Multi-objective optimisation in rolling element bearing system design". In *Proceedings of the Int. Conf. on Optimisation (SIGOPT 2002)*, Lambrecht, Germany, 17–22 February.
- [7] Chakraborty, I., Kumar, V., Nair, S.B., and Tiwari, R., 2003. "Rolling element bearing design through genetic algorithms". *Eng Optimiz.* **35**(6), pp. 649–659.
- [8] Rao, B.R., and Tiwari, R., 2007. "Optimum design of rolling element bearings using genetic algorithms". *Mech Mach Theory*, **42**(2), pp. 233–250.
- [9] Gupta, S., Tiwari, R., and Nair, S.B., 2007. "Multi-objective design optimisation of rolling bearings using genetic algorithms". *Mech Mach Theory*, **42**(10), pp. 1418–1443.
- [10] Savsani, V., Rao, R.V., and Vakharia, D.P., 2008. "Multi-objective design optimization of ball bearings using a modified particle swarm optimization technique". *Int J Des Eng*, **1**(4), pp. 412–433.
- [11] Wei, Y. and Chengzu, R., 2010. "Optimal design of high speed angular contact ball bearing using a multiobjective evolution algorithm". In *Proceedings of the IEEE Int. Conf. on Computing, Control and Industrial Engineering (CCIE 2010)*, Wuhan, China, 5–6 June.
- [12] Kumar, K.S., Tiwari, R., and Reddy, R.S., 2008. "Development of an optimum design methodology of cylindrical roller bearings using genetic algorithms". *Int J Comput Meth Eng Sci Mech*, **9**(6), pp. 321–341.
- [13] Kumar, K.S., Tiwari, R., and Prasad, V.V.N., 2009. "An Optimum Design of Crowned Cylindrical Roller Bearings Using Genetic Algorithms". *J Mech Des T ASME*, **131**(5), pp. 051011-1– 051011-14.
- [14] Parker, R.J., Pintel, S.I., and Signer, H.R., 1981. "Performance of Computer-Optimized Tapered-Roller Bearings to 2.4 Million DN". *J Tribol T ASME*, **103**(1), pp. 13– 20.
- [15] Chaturbhuj, N., Nair, S.B., and Tiwari, R., 2003. "Design optimization for tapered roller bearings using genetic algorithms". In *Proc. of the Int. Conf. on Artificial Intelligence (IC-AI 03 2003)*, Las Vegas, Nevada, 23–26 June, pp. 421–427. Volume 1, CSREA Press, ISBN 1-932415-12-2.
- [16] Walker, B., 2008. "High Speed Tapered Roller Bearing Optimization". *MS Thesis*, Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, Connecticut, April.
- [17] Wang, Z., Meng, L., Wensi, H., and Zhang, E., 2011. "Optimal Design of Parameters for Four Column Tapered Roller Bearing". *Appl Mech and Mater*, **63-64**(-), pp. 201– 204.
- [18] Tiwari, R., Sunil, K.K., and Reddy, R.S., 2012. "An Optimal Design Methodology of Tapered Roller Bearings Using Genetic Algorithms". *Int J Comp Meth Eng Sci Mech*, **13**(2), pp.108–127.
- [19] Tiwari, R., and Chandran, R., 2013 "Thermal Based Optimum Design of Tapered Roller Bearing Through Evolutionary Algorithm". In: *Proceedings of the ASME 2013 Gas Turbine India Conference*, Bangalore, Karnataka, India, 5–6 December (paper no. GTINDIA2013-3792).
- [20] Dragoni, E., 2013. "Optimal design of radial cylindrical roller bearings for maximum load-carrying capacity". *Proc IMechE, Part C: J Mech Eng Sci*, **227**(11), pp. 2393–2401.
- [21] Dragoni, E., 2015. "Optimal Design of Paired Tapered Roller Bearings Under Centred Radial and Axial Static Loads". *Mech Ind*, **16**(6), 604 (12p).

- [22] ISO 281, 2007. *Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*.
- [23] Wiesner, H., 2012. “Rolling bearings TC4 meets GPS TC213”. *Evolution*, **19**(3), pp. 24–28.
- [24] ISO 492, 2002. *Rolling bearings – Radial bearings – Tolerances*.
- [25] Johnson, K.L., 1985. *Contact Mechanics*. Cambridge, UK: Cambridge University Press.
- [26] Harris, T.A., 2000. *Rolling Bearing Analysis*. 4th ed. New York: John Wiley & Sons.
- [27] NSK, 2015. *Bearing internal load distribution and displacement*, http://www.jp.nsk.com/app01/en/ctr/index.cgi?gr=dn&pno=nsk_cat_e728g_5 (access date 29/5/2015).
- [28] INA, 2015. *BEARINX-online Shaft Calculation*, http://www.ina.de/content.ina.de/en/products_services/calculating/bearinxonline/bearinx_online.jsp (access date 29/5/2015).
- [29] Niemann, G., Winter, H., and Höhn B-R., 2005. *Maschinenelemente*. Vol. I Berlin, Germany: Springer.
- [30] ISO 355, 2007. *Rolling bearings – Tapered roller bearings – Boundary dimensions and series designations*.
- [31] TIMKEN, 2013. *Tapered Roller Bearing Catalogue*, <http://catalog.timken.com/WebProject.asp?CodeId=7.5.9.17&BookCode=trb12flx#> (access date 30/12/2015).
- [32] INA, 2015. *Tapered Roller Bearing Catalogue*, http://www.ina.de/content.ina.de/de/products_services/rotativ_products/tapered_roller_bearings/tapered_roller_bearings.jsp (access date 29/5/2015).
- [33] Niemann, G., 1981. *Maschinenelemente*. Vol. I Berlin, Germany: Springer.

APPENDIX I

Notation

b	Width of outer ring of bearing
C_0	Dynamic radial load rating of the bearing
d	Roller diameter (measured at midlength of roller)
d_i	Inside diameter of bearing
d_o	Outside diameter of bearing
d_δ^*	Optimum value of d for $\delta \leq \delta_{lim}$
D	Pitch diameter of the roller set
D_δ^*	Optimum value of D for $\delta \leq \delta_{lim}$
f_c	Factor given as a function of the product $\delta \cdot \cos \alpha$
F_a	Axial load acting on the most loaded bearing of the pair
F_r	External radial load applied to the bearing pair
F_{rs}	Radial load acting on the single bearing of the pair ($= 0.5 F_r$)

k	Ratio of radial to axial external loads ($= K_a / F_r$)
K_a	External axial load applied to the bearing pair
L	Roller length
L_{10}	Basic rating life of the bearing (in million revolutions)
L_{δ}^*	Optimum value of L for $\delta \leq \delta_{lim}$
P	Dynamic equivalent radial load acting on the most loaded bearing of the pair
X, Y	Load coefficients of the bearing
Z	Number of rollers
Z_{δ}^*	Optimum value of Z for $\delta \leq \delta_{lim}$
α	Contact angle of bearing
α^*	Global optimum of α
α_{δ}^*	Optimum value of α for $\delta \leq \delta_{lim}$
δ	Pitch ratio of bearing ($= d / D$)
δ_{lim}	Maximum allowable value for δ
δ^*	Global optimum of δ
ζ	Filling ratio of the roller set ($= Z d / \pi D$)
λ	Aspect ratio of the rollers ($= L / D$)
ξ	Auxiliary variable ($= \delta \cos \alpha$)
φ	Component of the basic rating life of the bearing
ω_{10}	Intrinsic rating life of the bearing
ω_{10}^*	Optimum value of ω_{10} for $\delta \leq \delta_{lim}$

APPENDIX 2

Internal Dimensions of Tapered Roller Bearings

The internal dimensions of rolling bearings are proprietary data which the manufacturers do not provide in their catalogues. However, starting from the external dimensions of the bearings (d_i, d_o, b in Fig. 2) and the dynamic coefficient, Y , available from the catalogues, the internal properties (α, d, D, L, Z in Fig. 2) can be calculated within 10-15 per cent of the true value. Table 4 shows how the internal properties displayed in Table 1 were obtained step-by-step from the catalogue data using elementary geometrical considerations and characteristic proportions available from technical textbooks [33].

Table 4: Relations between catalogue data (Y, d_i, d_o, b) and internal bearing properties (α, d, D, L, Z).

Internal property	Relationship	Numerical values	Source
α	$= \arctan\left(\frac{0.4}{Y}\right)$	–	Equation (12)
d	$= q_1(d_o - d_i)$	$q_1 = 0.25$	Textbook [33]
D	$= q_2(d_o + d_i)$	$q_2 = 0.5$	Assumption
L	$= q_3 \frac{b}{\cos \alpha}$	$q_3 = 0.8$	Assumption
Z	$= q_4 \frac{(d_o + d_i)}{d}$	$q_4 = 1.45$	Textbook [33]

BIELLE AUTOMOBILISTICHE: UN REPERTORIO DI COLLASSI

Antonio Strozzi
*Department of Engineering Enzo Ferrari,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: astrozzi@unimore.it*

Andrea Baldini
*Department of Engineering Enzo Ferrari,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: abaldini@unimore.it*

Matteo Giacomini
*Department of Engineering Enzo Ferrari,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: matteo.giacomini@unimore.it*

Enrico Bertocchi
*Department of Engineering Enzo Ferrari,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: ebertocchi@unimore.it*

Sara Mantovani
*Department of Engineering Enzo Ferrari,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: sara.mantovani@unimore.it*

Sommario. *Vengono esaminati dal punto di vista tensionale vari modi di frattura, alcuni tipici ed altri rari, in bielle automobilistiche per motori a combustione interna. L'interpretazione strutturale delle fratture viene supportata con calcolazioni tradizionali, modelli analitici, ed Elementi Finiti. Le fratture vengono raggruppate in accordo con le parti della biella interessate alla frattura, cioè il fusto, il piede, e la testa.*

Keywords: *frattura, biella, fusto, piede, testa.*

1. INTRODUZIONE

Il collasso di una biella è tra le cause più comuni di rottura catastrofica di un motore. Questo articolo presenta vari modi di frattura, tipici ed inusuali, incontrati in bielle per motori a combustione interna; le fratture vengono interpretate in termini di stato tensionale.

Per poter interpretare correttamente i modi di frattura di una biella, è necessario conoscere i carichi che la sollecitano. I paragrafi seguenti considerano separatamente le varie parti che compongono la biella, e cioè il fusto, il piede, e la testa. Per interpretare le fratture vengono impiegati metodi tradizionali [1–6] ed avanzati.

Le bielle collassate qui presentate formano parte della collezione del Dipartimento Enzo Ferrari, Università di Modena, Italia. Queste bielle sono state collezionate durante un rapporto professionale del Dipartimento con varie industrie del territorio. Le bielle costituiscono anche un prezioso supporto didattico ai corsi offerti sulla progettazione strutturale di componenti di motori a combustione interna.

2. FUSTO

Il fusto di biella è soggetto a compressione al punto morto superiore in fase di combustione, oppure quando è al punto morto inferiore. Il fusto è invece soggetto a trazione, dovuta alle forze inerziali esercitate dalla massa del pistone e dello spinotto, quando si trova al punto morto superiore in fase di incrocio. Quindi il fusto è soggetto ad un ciclo affaticante all'inversione.

La Fig. (1) mostra un comune crack alla zona di transizione tra il piede ed il fusto *e.g.* [7].

Le Fig. (2.a) e (2.b) presentano due collassi del fusto per carichi di punta. La Fig. (3) mostra invece un collasso catastrofico di una biella, nella quale il fusto si è plasticizzato a livelli molto alti, senza rompersi. Fratture simili sono riportate in [7–9].



Figura 1. Collasso per fatica nella zona di transizione tra l'occhio ed il fusto della biella.



Figura 2. Collasso per instabilità euleriana della biella: (a) buckling laterale; (b) buckling antero-posteriore.



Figura 3. Buckling catastrofico del fusto di biella.

La Fig. (4) mostra una inusuale plasticizzazione a torsione. Anche la Fig. (5.a) mostra un collasso inusuale, a becco di flauto, che suggerisce una rottura per torsione, verosimilmente imputabile a frequenze critiche torsionali del fusto di biella, *e.g.* [10]. La Fig. (5.b) presenta un crack inusuale nel fusto, il quale collega i due occhi di biella.

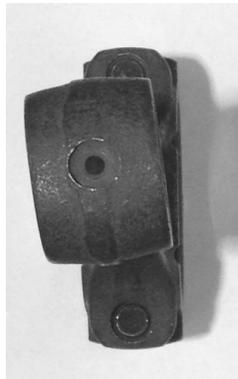
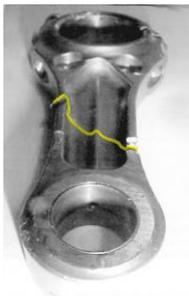


Figura 4. Biella plasticizzata a torsione.



(a)



(b)

Figura 5. Frattura non convenzionale del fusto di biella: (a) frattura per fatica inclinata di 45° rispetto all'asse della biella, (b) frattura assiale in una biella in alluminio.

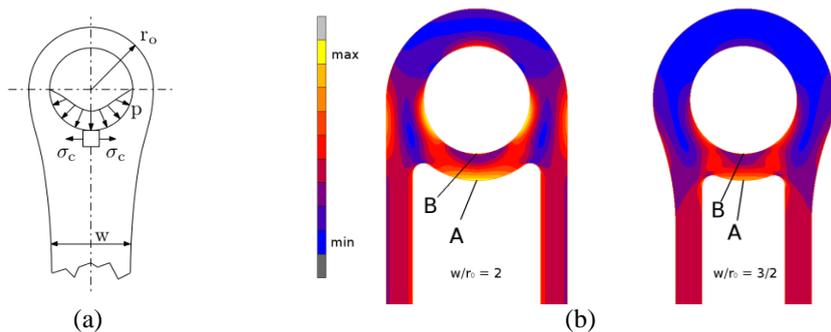


Figura 6. Influenza del rapporto w/r_0 sulla distribuzione di tensione al piede: (a) sollecitazioni trattive σ_c in direzione circonferenziale; (b) distribuzione della tensione ideale secondo il criterio di von Mises estrapolata da un modello agli Elementi Finiti.

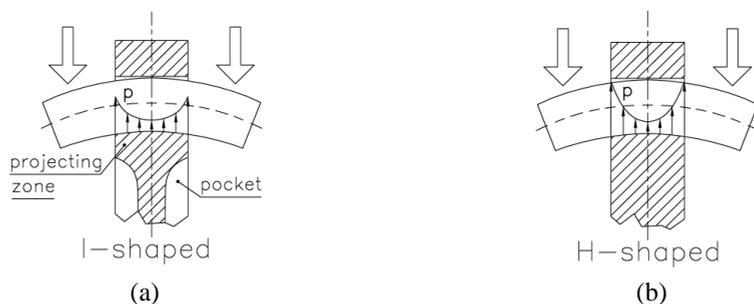


Figura 7. Influenza della geometria della sezione del fusto sulla distribuzione della pressione di contatto tra lo spinotto e il piede: (a) sezione fusto con tasca frontale; (b) sezione fusto in assenza di tasca frontale.

La Fig. (6) interpreta la frattura di Fig. (5.b) in termini di disegno inappropriato delle ali del fusto, le quali in questa biella sono tangenti al bordo del piede. La zona centrale del piede presenta così una luce superiore a quella incontrata in forme tradizionali del piede, la quale può giustificare tensioni trattive, perpendicolari al crack di Fig. (5.b), *e.g.* [11].

La Fig. (7) paragona fusti con tasche frontali e laterali. In presenza di tasche frontali, la zona del piede che supporta lo spinotto è abbastanza flessibile, e meglio accompagna la flessione dello spinotto. Invece, nel caso di tasche laterali, la zona del piede che supporta lo spinotto è particolarmente rinforzata, e quindi l'inflessione dello spinotto produce pressioni di contatto molto alte alle estremità del contatto, *e.g.* [12–13].

La Fig. (8) mostra l'andamento delle tensioni e delle pressioni di contatto che si generano tra lo spinotto e la biella in presenza di tasca frontale o in sua assenza. Una notevole riduzione dei picchi di pressione di contatto laterale è registrata per la configurazione a forma di *I*, la forza di contatto totale è la stessa per i due casi.

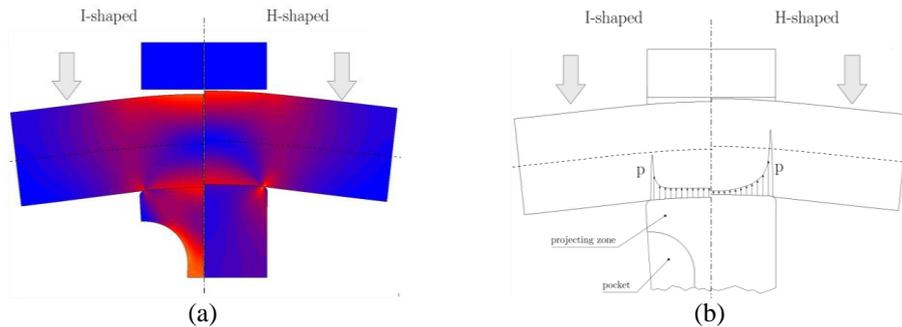


Figura 8. Analisi della distribuzione delle pressioni di contatto che si generano tra spinotto e occhio di biella mediante modellazione piana agli Elementi Finiti al variare della geometria del fusto di biella: (a) contour plot della tensione ideale calcolata secondo von Mises; (b) andamento della distribuzione della pressione di contatto.

3. PIEDE

Il piede e la testa rimangono virtualmente scariche quando il fusto va in compressione al punto morto superiore in fase di combustione, oppure al punto morto inferiore. In queste posizioni, infatti, le tensioni dovute a contatto tra spinotto e piede si scaricano direttamente sul fusto senza interessare il piede e la testa. Viceversa, i due occhi sono tensionati al punto morto superiore in fase di incrocio, quando il fusto va in trazione. Il ciclo di fatica nei due occhi è quindi all'origine, e.g. [4].

La Fig. (9) mostra le posizioni nel piede nelle quali vengono praticati i fori di lubrificazione. La posizione *D* è ritenuta sbagliata, dato che il foro interagisce con tensioni nominali alte. Questa soluzione si trova comunque adottata, anche se raramente.

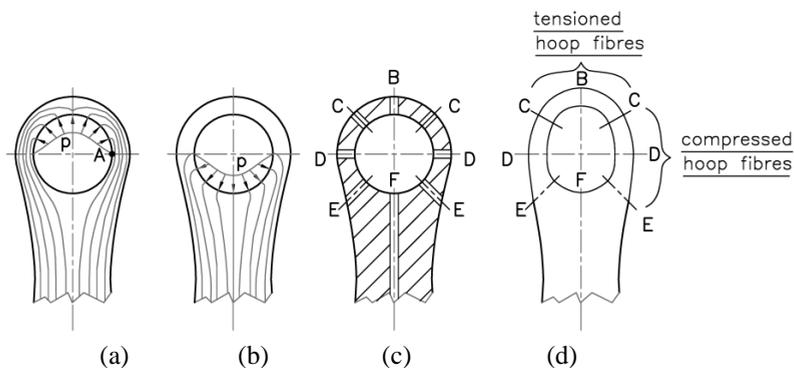


Figura 9. Peculiarità del piede di biella: distribuzione delle tensioni per effetto di un sollecitazione trattiva (a), compressiva (b); possibile ubicazione dei fori di lubrificazione (c); deformazione e natura delle tensioni che si generano circonferenzialmente alla periferia del componente (d).

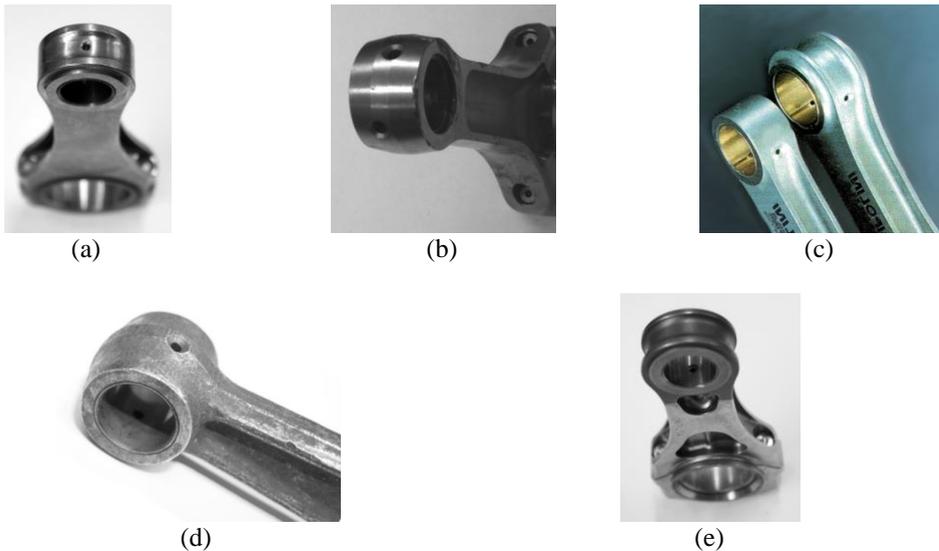


Figura 10. Possibili ubicazioni dei fori di lubrificazione nel piede di biella: (a) a 0°, (b) a 45°, (c) a 135°, (d) a 90°, (e) a 180° dall'asse verticale della biella



Figura 11. Distribuzione delle tensioni al piede per effetto di una sollecitazione trattiva: (a) analisi fotoelastica; (b) modellazione agli Elementi Finiti, distribuzione dello stato tensionale nelle direzioni principali.

La Fig. (10) illustra la posizione dei fori di lubrificazione adottata in varie bielle.

La Fig. (11) mostra con studi fotoelastici ed agli Elementi Finiti che il massimo tensionale nel piede cade ai fianchi del foro.

4. TESTA

Si incontrano due geometrie per la testa di biella. Se l'albero a gomiti è formato da parti, la testa è monolitica, e viceversa. La Fig. (12.a) mostra uno studio agli Elementi Finiti della testa, evidenziando alte tensioni della zona di passaggio tra testa e fusto. La Fig. (12.b) mostra una biella collassata proprio in tale zona di passaggio. Collassi simili sono riportati in [14–15].



Figura 12. Testa di biella: a) stato tensionale determinato mediante modellazione agli Elementi Finiti; b) tipica frattura di tale zona.

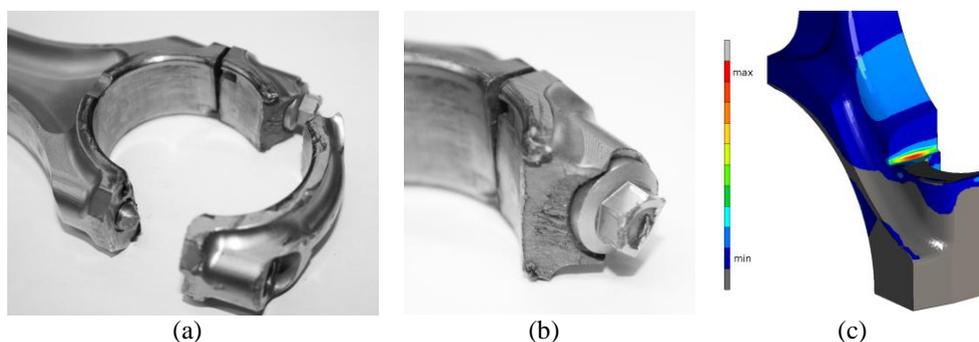


Figura 13. Frattura per fatica del cappello: vista globale (a), dettaglio (b); indesiderata concentrazione di tensioni nella testa indotta dalla presenza delle viti (c).

Le Fig. (13.a) e (13.b) mostrano fratture in ambito cappello, causate dal cedimento delle viti di collegamento, e.g. [15–17]. La Fig. (13.c) mostra un effetto intaglio dovuto alla presenza di spigoli rientranti.

5. CONCLUSIONI

Si sono esaminate dal punto di vista tensionale varie fratture comuni e rare incontrate in bielle per motori a combustione interna. Sono stati impiegati metodi analitici semplificati e studi agli Elementi Finiti. Si sono considerate separatamente rotture del fusto, del piede, e della testa.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Giovannozzi, R., 1965. *Costruzione di Macchine*. Patron Editrice, Bologna.
- [2] Arkangelsky, V., Khovakh, M., Stepanov, Y., Trusov, V., Vikhert, M., Voinov, A., 1971. *Motor Vehicle Engines*. MIR, Moscow.
- [3] Kolchin, A.I, Demidov, V.P., 1984. *Design of Automotive Engines*. MIR, Moscow.

- [4] Garro, A., 1992. *Progettazione Strutturale del Motore*. Levrotto & Bella, Torino.
- [5] Strozzi, A., 1998. *Costruzione di macchine*, 1st ed., Pitagora, Bologna.
- [6] Vignocchi, D., 2002. *Elementi di Progettazione del Motore*. Athena, Modena.
- [7] SAE Technical Paper, Moon, H., Shin, S., Lee, K., Chang, H., Yeom, D., 2007. Development and Application of Buckling Estimation Method in Engine Connecting Rod. No. 2007-01-3546.
- [8] Lee, M.K., Lee, H., Lee, T.S., Jang, H., 2010. "Buckling sensitivity of a connecting rod to the shank sectional area reduction". *Mats & Des*, **31**(6), pp. 2796–2803.
- [9] Xu, X.L., Yu, Z.W., 2007. "Failure analysis of a diesel engine connecting rod". *J Failure Anal and Prev*, **7**(5), pp. 316–320.
- [10] In Proceedings, SISOM 2007 and Homagial Session of the Commission of Acoustics, Baldini, A., Bertocchi, E., Giacomini, M., Margini, S., Rivasi, S., Rosi, R., Strozzi, A., "On torsional vibrations in conrod assemblies for high performance engines". Bucharest 2008; pp. 426–432.
- [11] Pioli, A., Strozzi, A., Baldini, A., Giacomini, M., Rosi, R., 2009. "Influence of the initial clearance on the peak stress in connecting-rod small ends". *P I Mech Eng D: J Automobile Eng*, **223**(6), pp. 769–782.
- [12] Master Thesis, Vaccari, A., 2003. "Ottimizzazione di biella in alluminio: analisi FEM e foglio di calcolo". University of Modena e Reggio Emilia.
- [13] Taylor, C.F., 1985. *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design*. Vol. 2. The MIT Press, Cambridge.
- [14] Bhaumik, S.K., Sujata, M., Venkataswamy, M.A., 2008. "Fatigue failure of aircraft components". *Eng Failure Anal*, **15**(6), pp. 675–694.
- [15] Shah, J.B., 1974, "Failure Analyses of Aircraft Accidents – Part II", *Metals Eng Quarterly*, **14**(4), pp. 23–25.
- [16] Rabb, R., 1996. "Fatigue failure of a connecting rod". *Eng Failure Anal*, **3**(1), pp. 13–28.
- [17] Griza, S., Bertoni, F., Zanon, G., Reguly, A., Strohaecker, T.R., 2008. "Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps". *Eng Failure Anal*, **16**(5), pp. 1542–1548.

ON THE USE OF EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS FOR DAMAGE DETECTION OF A TRIPOD SUPPORTING STRUCTURE FOR AN OFFSHORE WIND TURBINE

Giacomo Boschi
*Department of Mechanical Engineering,
University of Ferrara, Italy*
E-mail: giacomo.boschi@student.unife.it

Emiliano Mucchi
*Department of Mechanical Engineering,
University of Ferrara, Italy*
E-mail: mccmln@unife.it

Giorgio Dalpiaz
*Department of Mechanical Engineering,
University of Ferrara, Italy*
E-mail: giorgio.dalpiaz@unife.it

Marcin Luczak
*Institute of Fluid Flow Machinery
PAS, Fiszerza 14*
E-mail: marcin.luczak@imp.gda.pl

Abstract: *Since offshore wind turbine supporting structures are subjected to dynamic environments with time-varying loading conditions, it is important to model their dynamic behaviour and validate these models by means of vibrational experiments. In this paper, dynamical state assessment of the supporting structure is investigated by experimental modal analysis. In particular, it will be demonstrated that the experimental modal analysis can be an useful technique for the damage detection in the tripod supporting structure of an offshore wind turbine.*

Keywords: *offshore wind turbine, experimental modal analysis, damage detection*

1. INTRODUCTION

In the last few years, many European countries focused on alternative renewable energy sources, with the aim of reducing the oil utilization, which is not a renewable energy source and, in several cases, has to be imported from other countries. One of the renewable energy source is the offshore wind technology. The offshore wind technology is a rapidly developing area, especially in the North Europe. In many scenarios, it is foreseen as a future of European renewable energy source. This continuous evolving technology requires

constant improvements of knowledge, in particular in the field of structural dynamic behaviour.

The following research work is part of the project *Development of selection method of the offshore wind turbine support structure for Polish maritime areas* with the acronym of AQUILO. Project AQUILO is supported by Polish National Research and Development Center. The aim of the project is to create a knowledge basis, from which the investors will be able to decide the best type of support structure for offshore wind farms in specific locations in Polish maritime areas. Focal point of the research is the support structure of the offshore wind turbine of the tripod type.

In particular, the aim of the following research addresses to consider the possibility of using experimental modal analysis for the damage detection in the tripod supporting structure of an offshore wind turbine. In fact, experimental modal analysis is generally a method used to verify any resonance presence, to verify numerical models (FE) and, finally, to verify structural integrity.

2. OFFSHORE WIND TURBINE SUPPORTING STRUCTURE

The object of investigation is a laboratory scale model of the tripod type supporting structure for the offshore wind turbine. It is made of aluminium cylindrical beams. The model is 2 meter high and 30 kilos weights (Figure 1). It comprises of three pile guides fixed to the central column with upper and lower braces. In one of the three upper braces, a flange is placed to interrupt structure continuity (Figure 2). This flange can be closed with different tightening torques of the screws that are present. The screws are distributed and named as: Top Screw (TS), Right Screw (RS), Left Screw (LS), Right Bottom Screw (RS), Left Bottom Screw (LBS).

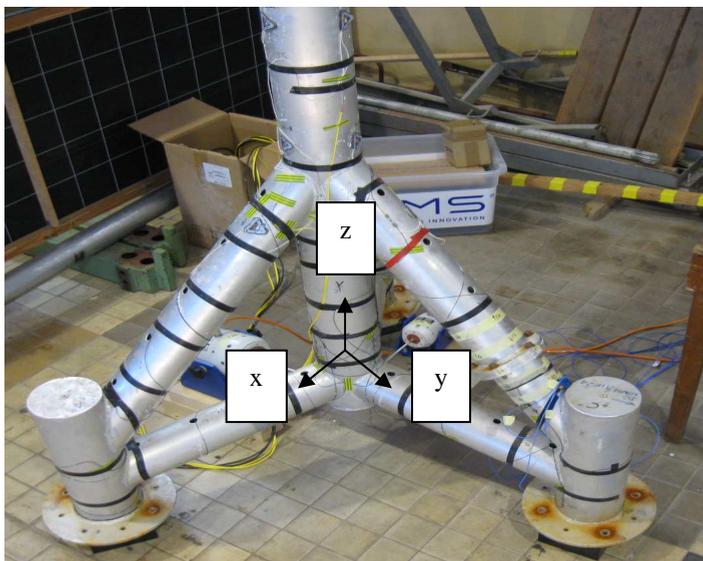


Figure 1. Laboratory scale model



Figure 2. Flange, screws and accelerometers sections.

The set up used to perform the modal analysis is made of two shakers, that excite the tripod structure in the base of the central column, as shown in Fig. 1; in this case, the tripod aluminum model is supported by rubber supports (Fig. 3), to realize free-free boundary conditions. The two shakers excite the tripod structure along the x and y directions; the response of the tripod in x, y and z direction is measured by 16 piezoelectric tri-axial accelerometers, 8 placed before the flange and 8 placed after the flange. There are four sections: A, B, C and D (Fig. 2). In each section four accelerometers are placed. The flange can be closed with different tightening torques to simulate crack propagation in the tripod structure. In particular, five types of screw configurations have been accounted: All Screws Open (ASO), Full Open 1 (FO1), Partial Open 2 (PO2), Partial Open 3 (PO3), Full Close (FC).

ASO configuration means that all the screws are open and the tightening torque is equal to 0 [Nm]. FO1 configuration means that three screws are open (top screw, right screw and left screw) and the remaining screws have a tightening torque equal to the maximum (i.e. 54.2 [Nm]). PO2 configuration means that the top screw is completely open, right and left screws are closed with a tightening torque equal to 13.6 [Nm] and, finally, right and left bottom screws are closed with a tightening torque equal to 54.2 [Nm]. PO3 configuration means that the top screw is closed with a tightening torque equal to 13.6 [Nm], right and left screws are closed with a tightening torque equal to 27.1 [Nm] and right and left bottom screws are closed with a tightening torque equal to 54.2 [Nm]. At last, FC configuration means that all screws are closed with a tightening torque equal to 54.2 [Nm].



Figure 3. Rubber supports.

Table 1. Screws configuration

	All screws open (ASO)	Full Open 1 (FO1)	Partial Open 2 (PO2)	Partial Open 3 (PO3)	Full Close (FC)
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
Top Screw (TS)	0	0	0	13.6	MAX
Right Screw (RS)	0	0	13.6	27.1	MAX
Left Screw (LS)	0	0	13.6	27.1	MAX
Right Bottom Screw (RBS)	0	MAX	MAX	MAX	MAX
Left Bottom Screw (LBS)	0	MAX	MAX	MAX	MAX

3. POST-PROCESSING METHOD

Several modal analyses have been done in different conditions: that means different tightening torques of flange screws and variable excitations realized by shakers, as explained in the previous section. Each post-processing analysis is done by using LMS Test.Lab [1], with two methods that allow to find the values of natural frequencies, damping and mode shapes: PolyMAX and LSCE. Figure 4 depicts the wireframe model used for the experimental modal analysis; the points in the figure represent the measurement response locations. As an example, Figure 5 collects several frequency response functions (FRFs, i.e. the ratio between response and excitation force) for the different measurement points.

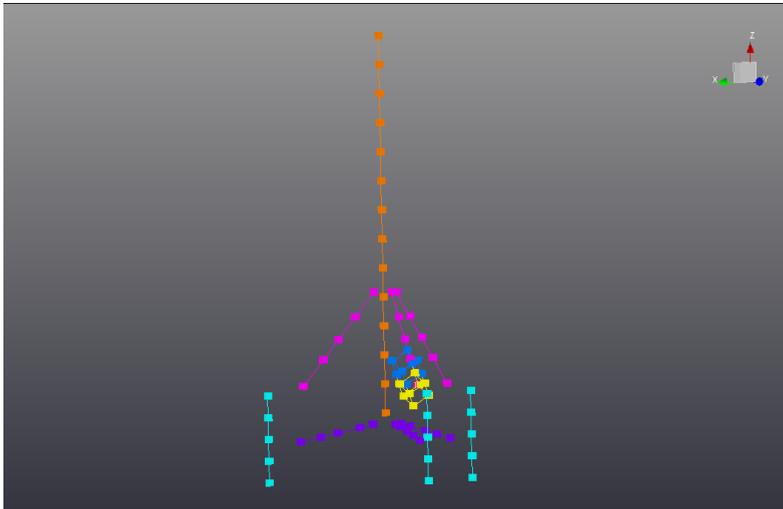


Figure 4. Wireframe model.

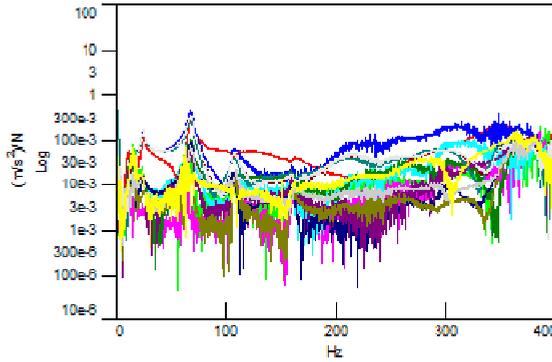


Figure 5. FRFs measured in x direction.

4. RESULTS AND COMPARISONS

Figure 7 depicts the FRF SUM, i.e. the complex sum of all the measured FRFs, for the different configurations being tested. The figure clearly shows several peaks that are due to the natural frequencies of the tripod. It is interesting to note that several peaks remain at the same frequency for the different configurations, while the peak at about 200 Hz changes its frequency from about 180 to about 300 Hz. Figures 7 to 18 present the natural frequencies and modal damping ratio for the different configurations under tests. As argued by the FRF SUM, the natural frequencies and modal damping ratio of mode #1,2,3,4,5 do not change. On the other hand, mode # 6 significantly changes its frequency and damping.

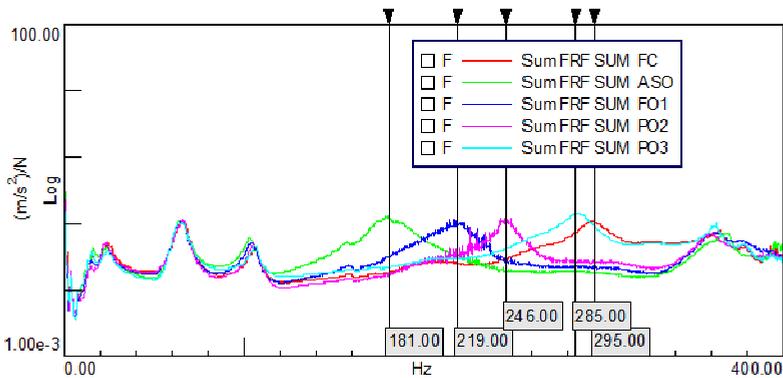


Figure 6. FRFs SUM

In fact, the natural frequency increases from 181 Hz to 295 Hz, with screw configuration that changes from ASO to FC, respectively. This is particularly interesting, because it is expected that the frequency increases while the stiffness of the system increases due to higher tightening torque of screws. This rise of frequency indicates that something in the structure is changing, due to the different screw configurations that simulate a crack propagation on the tripod supporting structure.

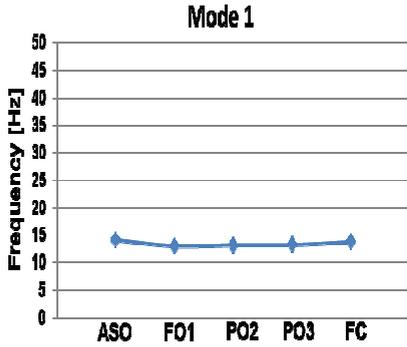


Figure 7. First mode, 15 Hz.

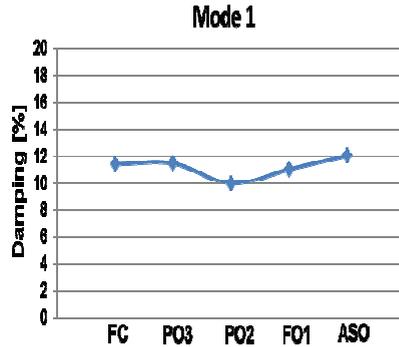


Figure 8. First mode, damping = 11%.

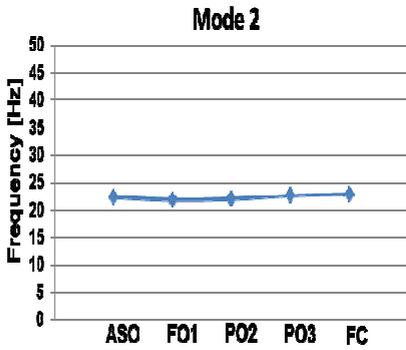


Figure 9. Second mode, 22 Hz.

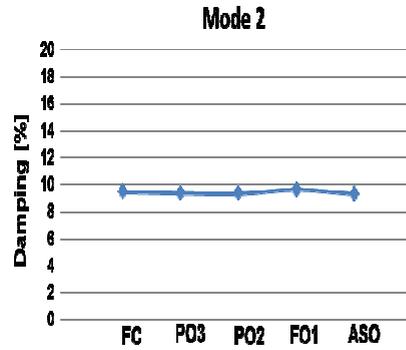


Figure 10. Second mode, damping = 9.5%.

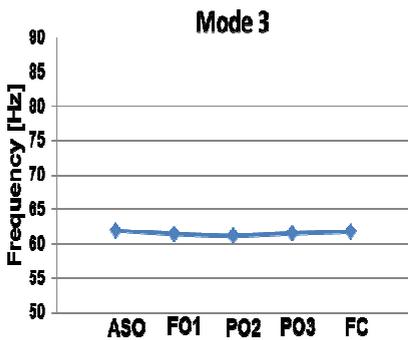


Figure 11. Third mode, 62 Hz.

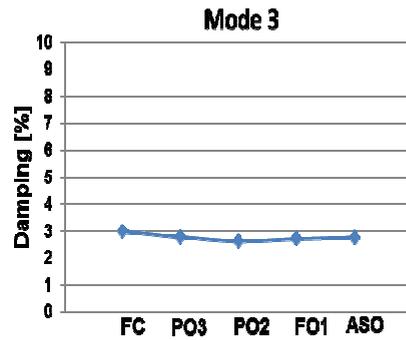


Figure 12. Third mode, damping = 2.7%.

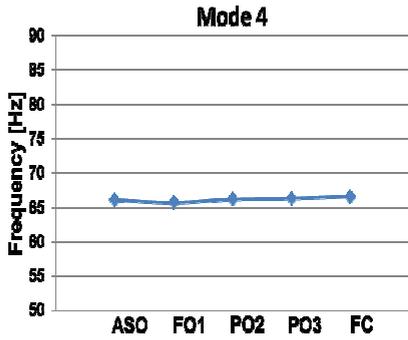


Figure 13. Fourth mode, 66 Hz.

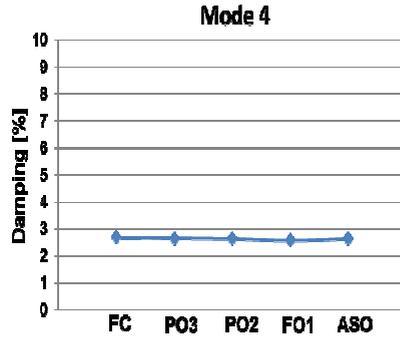


Figure 14. Fourth mode, damping = 2,5%.

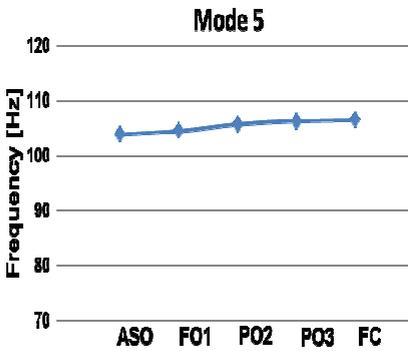


Figure 15. Fifth mode, 106 Hz.

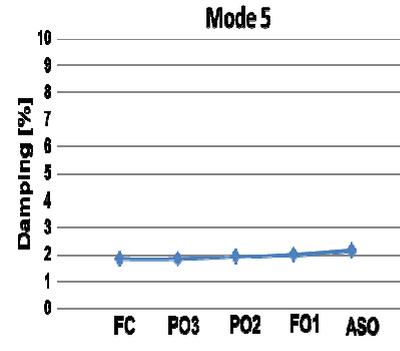


Figure 16. Fifth mode, damping = 2%.

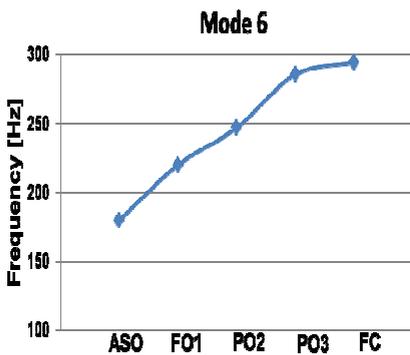


Figure 17. Sixth mode.

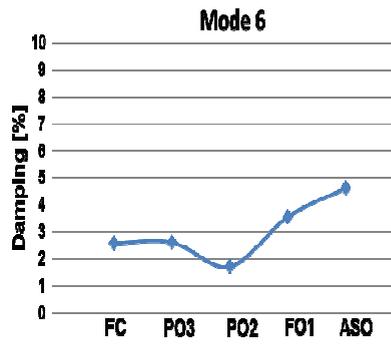


Figure 18. Sixth mode.

5. NON-LINEAR EFFECTS

It should be recalled that one of the fundamental hypothesis, upon which the experimental modal analysis is based, is the linearity of the structure dynamic behaviour [2]. Each modal analysis should start with a check of the linearity of the structure dynamic behaviour. In order to investigate the non-linear dynamic behaviour in terms of identification and quantification, several indicator functions and test procedures have been developed: the harmonic detection technique, the Hilbert transform, the damping plot and the direct time stepping method are typical examples of such techniques. Furthermore, measuring frequency response function at different force levels can partly check non linearity. If the structure is linear these frequency response functions are independent of the input of force level.

If the structure under test has a non-linear dynamic behaviour, the excitation becomes very important, since the measured frequency response functions will depend on the nature and the level of this excitation signal. So, the study of non-linear effects is fundamental to validate the results discussed in the previous section.

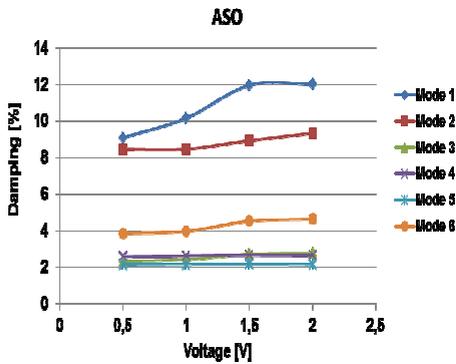


Figure 19. Damping variation – ASO.

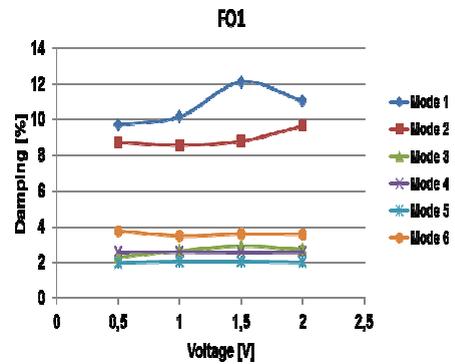


Figure 20. Damping variation - FO1.

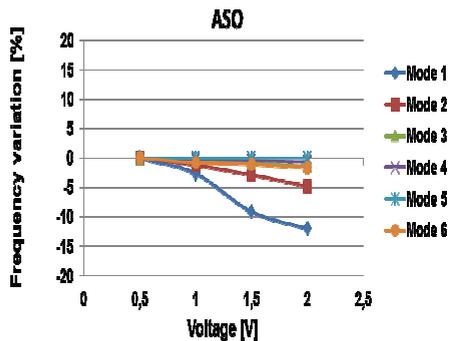


Figure 21. Frequency variation – ASO.

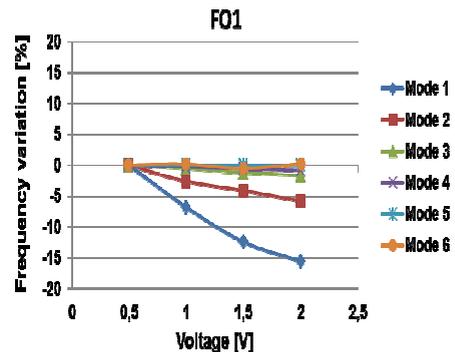


Figure 22. Frequency variation – FO1.

The tripod supporting structure has a discontinuity in a upper brace, as explained, since the flange with the screws interrupts the continuity of the structure. However, the structure could show linear behaviour in a certain range of frequency and non-linear effects in another range of frequency. Hereafter, the linear behaviour will be verified by exciting the structure with different excitation levels and by checking the variation in terms of natural frequency and modal damping ratio.

Figures 19 and 20 presents the modal damping ratios for different levels of shaker excitation (0.5, 1, 1.5, 2 voltage excitation) for the configurations ASO and FO1. It can be noted that the damping values referred to Mode #1 and 2 significantly changes, while the damping values related to Mode #3,4,5,6 do not change. A same trend is presented in Figures 21 and 22 in terms of natural frequencies. Therefore, the tripod structure exhibits a non linear behaviour, but only in the low frequency range, where the dynamic behaviour is governed by Mode #1 and 2. In the medium-high frequency range, non linear effects are not present. This validates the results presented in the previous section.

6. CONCLUSIONS

In this work, the effectiveness of the experimental modal analysis is studied with the aim of investigating the structural integrity of a tripod supporting structure of an offshore wind turbine.

In particular, several experimental modal analyses have been carried out on a laboratory scale model of the tripod type supporting structure of an offshore wind turbine. In one of the three upper braces of the tripod, a flange is placed to interrupt the structure continuity in order to simulate a crack. The variation in terms of modal damping ratio and natural frequencies has been used as a detection method for the evaluation of the crack presence. Thus, the experimental modal analysis can be an effective investigative tool in the identification of the propagation of cracks in structures that require high maintenance costs as offshore wind turbines, due to environmental conditions and the necessary presence of skilled people.

Acknowledgements

This research was supported in part by AQUILO Project entitled „Opracowanie metody doboru typu konstrukcji wsporczej morskiej turbiny wiatrowej w polskich obszarach morskich” and funded from Polish National Center of Research and Development (NCBR) under the grant No PBS1/A6/8/2012.

REFERENCES

- [1] LMS International, 2011. *The LMS Theory and Background Book—Analysis and Design*, Manual of Virtual.Lab Revision 11, LMS International.
- [2] Heylen, Lammens, Sas, 2003. “*Modal Analysis Theory and Testing*”, Katholieke Universiteit Leuven.

RELIABILITY AND FAILURE MODE ANALYSIS OF A 10MW OFFSHORE WIND TURBINE

Alejandro Sanchez Sanchez
University of Ferrara, Italy
E-mail: alejandro.sanchez@relexsoftware.it

Itamar Esdras Martinez Garcia
Relex Italia Srl.,
Rome, Italy
E-mail: itamar.martinez@relexsoftware.it

Stefano Barbati
Relex Italia Srl.,
Rome, Italy
E-mail: s.barbati@relexsoftware.it

Emiliano Mucchi
Department of Mechanical Engineering,
University of Ferrara, Italy
E-mail: mccmln@unife.it

Abstract. *In this paper, investigations regarding the reliability on a typical 10MW offshore wind turbine have been carried out; in particular, different analysis methods and failure modes are considered. Moreover, the effect of propagation of each functional failure through the wind turbine is accounted. It has to be underlined that an onshore 5MW wind turbine data-base has been used; thus in order to convert the data from a 5MW onshore wind turbine into 10 MW offshore wind turbine, a proper conversion factor has been used. The reliability and availability of the whole offshore wind turbine have been calculated through the Reliability Prediction and Reliability Block Diagram (RBD). In addition, a failure mode analysis is done through FMECA, in order to pointed out the most important terms in a risk priority order. The reliability analysis has been developed using PTC Windchill Quality Solution tool.*

Keywords: *reliability, failure mode, effects and criticality analysis (FMECA), offshore wind turbine, maintenance.*

Acronyms

FMECA: Failure Mode, Effects and Criticality Analysis

MTBF: Mean Time Between Failure

OWT: Off-Shore Wind Turbine

PCNR: Percentage of Component Nominal Rating

RPN: Risk Priority Number

1. INTRODUCTION

In the last decade, the installed capacity of offshore wind turbines is higher than other renewable energy sources. Offshore wind farm developments have a short history of less than 30 years. On this time, offshore wind turbines have been getting bigger and higher rated power. Therefore, wind power is achieving 10MW from 450kW when the first offshore wind turbine was built on the coast of Denmark in 1991. During the first six months of 2015, 15 offshore wind farms have been installed with a combined capacity of 2,342.9 MW. Hence, the energy increase induces new researches for improving efficiency in terms of performances and costs.

One of the targets of the European Commission is to increase the production of the renewable energy generated by the offshore wind turbine to 40GW by 2020 and 65GW by 2030, allowing wind energy to make up more than 25% of electricity generation in Europe. The relevance of this topic has been well understood by the European Commission, which had promoted in 2008 a research projects named “Reliawind” [1-5], based on a reliability study for an onshore wind turbine. In 2014, when the “Marewind” [6] project has been approved focus on offshore wind energy, a step forward has been moved in order to achieve the forecast. A wind power system located in offshore shows higher failure rate, lower reliability and availability and higher operation and maintenance (O&M) costs due to the high complexity of the operation [7-14].

According to the considerations above, reliability and availability evaluations allow to optimize the design and the life cycle management from a cost/efficiency point of view. In addition, a proper maintenance plan is indispensable to predict the energy loss, minimizing failures in order to improve reliability and making offshore wind energy profitable.

In order to get this aim, along this paper is explained the Reliability and the FMECA that has been done for an Off-Shore Wind Turbine. Relex Italia Srl. has available a large onshore database which has been used (over a thousand components). Published reliability offshore databases are not available since wind turbine manufacturers do not show information regarding their turbines. A literature review about free database has been done. Moreover, a conversion factor is applied to this database. The FMECA is used to identify reduce system failures and nowadays put into practice for OWT.

2. METHOD

Reliability Prediction

Reliability prediction is a quantitative analysis technique that has been used to predict the failure rate (λ) using an established model with defined operating conditions. The goal of reliability prediction is to predict the rate at which components and systems fail. The general formulation for the reliability through time is shown in Eqn. (1):

$$R(t) = e^{-\int_0^t \lambda(x) dx} \quad (1)$$

Where R is the reliability and λ is the failure rate (number of failures per million of hours) and t is the time. In addition, for a deeper explanation, see [4].

Component's lifetime is often described by three phases. During the first phase, the failure rate decreases down early with time and failures are attributable to manufacturing and quality problems. After that in the second phase, failure rate $\lambda(t)$ is approximately

constant (chance failures). The failure rate in the third phase increases with time due to aging, wear out, fatigue, etc. Hence, if it is consider that the failure rate is constant along time (second phase):

$$\lambda(t) = \lambda \tag{2}$$

Thus, the reliability function Eqn. (1) can be expressed as Eqn. (3).

$$R(t) = e^{-\lambda t} \tag{3}$$

The reliability exponential function (Eqn. (3)) has been selected as the way to describe the component's reliability.

Reliability Block Diagram (RBD)

Reliability Block Diagram is a visual representation of the portions of the system through blocks (representing items) linked together (Fig. (1)) and shows how they are connected logically to fulfill the system requirements.

Since reliability predictions assume that all components in a system are in series, they cannot be used to analyze a system with redundant components. RBDs are used to evaluate the reliability of systems that are complex in their configurations. RBDs also provide an efficient and effective way to compare various configurations to find the best overall system design.

The goal of the Reliability Block Diagram is the determination of reliability and maintainability metrics of a complete system such as Reliability, Availability, Failure rate and MTTR (mean time to repair).

The elements which are necessary for the required function are so connected in series, while elements which can fail with no effect on the required function are connected with redundancies. There are three types of redundancies: parallel, load sharing and standby.

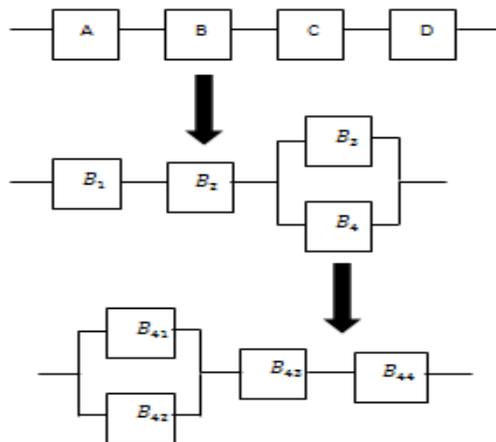


Figure 1. Development of RBD within a system.

The Availability is the probability that the system is operating satisfactorily at any point in time when used under stated conditions, where the time considered includes operating time, active repair time, administrative time and logistic time. Through this report is calculated the inherent availability, in which the proportion of the total time that the item is available is the steady-state availability.

FMECA

FMECA is one of the most used analysis in the engineering field for developing designs, processes and services. Developing a FMECA, potential failure modes are analysed to determine their effects all along the system, classified according to their severity (FMEA) and probability of occurrence (FMECA).

The main target of the analysis is to discover the weakest parts of the offshore wind turbine, understanding their failure modes, the effects associated and then improve their availability introducing possible redundancies or design changes and updating the preventive maintenance. Other objectives that are possible to achieve through this analysis are:

- Anticipate the most important problems.
- Prevent failures from occurring.
- Minimize the failure consequences as cost effectively as possible.
- Give technical information to maintenance personnel about failures that might come out during system life.
- Compare results with previous maintenance reports and update again the analysis.
- Provide necessary information to create a cost/benefit analysis.
- Provide those modes that need preventive maintenance in a risk priority order.

FMECA is a bottom up approach analysis by which the system design and performance are studied. With this analysis the potential failure modes are defined, as well as the occurrence and severity of each failure effect associated to them.

The analysis can be done in two ways: component level (referred as component FMEA) or functional level (referred as functional FMEA). A component FMECA has been chosen based on the tasks 101 and 102 of the military standard “MIL-STD-1629A” [15].

FMECA can be initiated at any system level but due to the complexity, huge amount of components and the lack of data, a proper level of indenture of our Off-Shore Wind Turbine has been chosen.

The FMECA has been performed starting from the line replaceable unit (LRU) level. A bottom-up approach is used, noting the failure modes of the lowest level items of the system and then moving up the hierarchy and noting the effect of the failure to the end item (OWT). In Fig. (2), it can be seen the distribution mentioned before.

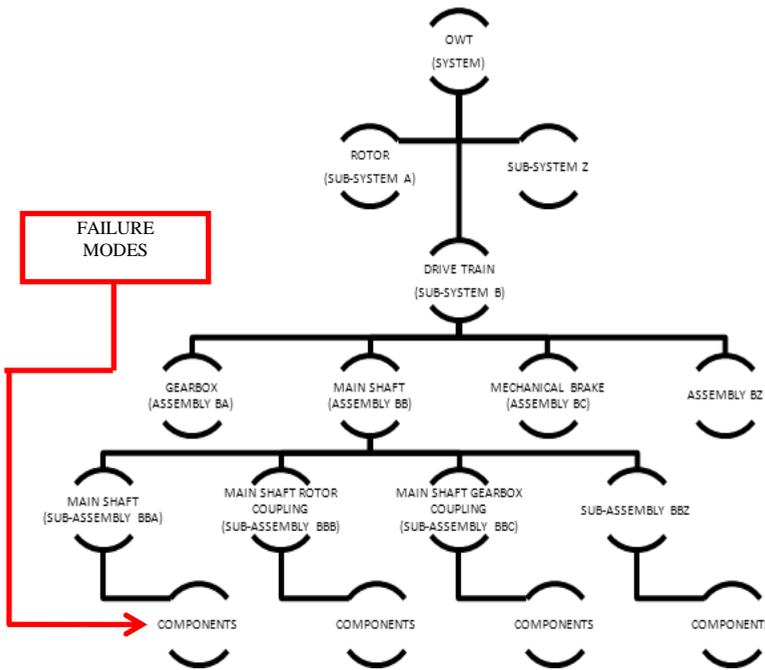


Figure 2. Example of the hierarchy structure used to perform the FMECA.

The criticality analysis completes the FMEA using two parameters: occurrence and severity. With these parameters the risky parts of the systems are calculated.

The calculation of criticality numbers gives the possibility to define the criticality of each item and its associated failure modes by a quantitative point of view, even though this method is only used when enough data is available.

The mode criticality number “ C_m ” (number due to one of its failure modes under a particular severity classification) and the item criticality number “ C_r ” (Number of system failures of a specific type expected due to the item’s failure modes), are calculated according to “MIL-HDBK-1629” [15].

These numbers are defined in the Eqn. (4) and Eqn. (5).

$$C_m = \alpha * \beta * \lambda_p * t \quad (4)$$

$$C_r = \sum_n^j (C_m)_n \text{ for } n = 1, 2 \dots j \quad (5)$$

Where:

C_r = Criticality number for the item

C_m = Criticality number for a failure mode under a particular severity classification.

α = Failure mode ratio. The probability, expressed as a decimal fraction, that the part or item will fail in the identified mode.

λ_p = Part failure rate.

β = Conditional probability of mission loss given that the failure mode has occurred. Values are classified between 0 and 1 depending on the effects. If there is not effect, β value is assumed as 0. Possible loss and probable loss are corresponding with a β value from 0.1 to 0 and 1 to 0.1 respectively. If the effect causes actual loss, β is equal to 1.

t = Mission time.

n = The failure modes in the items that fall under a particular severity classification.

j = Last failure mode in the item under the severity classification.

The other method is qualitative and allows representing the criticality results using a Risk Matrix. The matrix is constructed by inserting the total number of OWT failure modes in the matrix areas representing the severity classification and the frequency level assigned. The frequency is calculated as the ratio between failure mode probability of occurrence in a certain time interval and the overall system probability of occurrence in the same time interval, which is defined as:

$$f = \frac{\lambda_p * \alpha * t}{\lambda_s * t} = \frac{\lambda_p * \alpha}{\lambda_s} \quad (6)$$

where f is the frequency and λ_s the Total system failure rate.

The results of the analysis for the OWT are summarized in the Criticality Matrix in which three risk areas can be identified, Green area (Low occurrence and low severity), Red area (High occurrence and high severity) and Yellow area (Medium risk)[15].

The matrix provides a way to identify and compare failure modes each other respect to their associated severity and frequency [15]. Severity is classified into four ranks depending on the impact of the failure mode. Each of them is associated with a RPN analysis value. Frequency degrees assigned to failure modes are based on five ranks which evaluate the frequency of the failure mode.

The process used to perform the FMECA is based on 'bottom up' technique. The procedure for component FMECA is the following:

- 1) Construct a OWT FMECA system tree;
- 2) Identify all potential items;
- 3) Evaluate failure modes (from mode library) of each component;
- 4) Evaluate the local effect for each component failure mode;
- 5) Roll-up all local effects at higher level (at higher level, the rolled-up effect becomes the failure mode at that level);
- 6) Repeat step 5 until system level;
- 7) For each end effect at system level identify the detection, severity and occurrence;
- 8) Build down the FMECA by transferring all the end system effects and severity to sub-system, assembly and component level.

3. ANALYSIS OF THE RESULTS APPLIED TO THE OWT

The theory explained has been applied to the OWT which has pointed out three different results. A complete analysis will be shown starting from reliability prediction, going on with the RBD which predicts parameters of reliability/availability applied to offshore environment.

Reliability Prediction Results

Since published reliability data of offshore wind farms are extremely rare, a database of an onshore wind turbine of 5MW has been used. Thus, it has been necessary to convert the failure rate data from onshore into offshore. Before starting the reliability prediction, a literature review regarding published data sources (Windstats, WMEP, LWP and Swedish Wind) has been done. The Reliawind data-base has been chosen as most suitable for this research [1-5].

Since this turbine operates in different environments and it has different power from the Reliawind turbine, a conversion factor has been introduced in order to convert the database from 5MW onshore wind turbine into 10 MW offshore wind turbine.

This conversion factor has been derived, according with the literature [16, 17], as a combination of two parameters. First parameter “ K_1 ”, takes into consideration the environmental stress factor and it is defined as the effect of environmental condition (e.g. weather and humidity condition) on the OWT. Parameter “ K_2 ” is based on the power rating stress factor that depends on the operating power ranges of the wind turbine.

Eqn. (7) is used to describe how to calculate the failure rate for the offshore wind turbine.

$$\lambda_{offshore} = \lambda_{onshore} \cdot (K_{1offshore} \cdot K_{2offshore}) \quad (7)$$

There are different environmental conditions which have an associated value of the environment stress. In our case K_1 is supposed as Naval Sheltered for items within the nacelle. Naval exposed is chosen for the items that are fully exposed to marine environment. $K_{1onshore}$ factor is supposed to be $K_{1onshore}$ equal to 1 and $K_{1offshore}$ has been supposed to be between naval sheltered and exposed ($1,5 \leq K_{1offshore} \leq 2$).

The other parameter K_2 is obtained taking into consideration the windiness of the wind farm site. The windiness of the OWT is measured by the capacity factor of the wind turbine. This average capacity factor is assumed to be 25% for onshore, 35% for near-offshore and 45% for far-offshore [18-22]. The wind farm is considered to be allocated on near-offshore. In Fig. (3) is plotted the exponential relationship between the power stress factor and the component nominal rating. The exponential curve is also based on the equation which is shown in Fig. (3). According to previous considerations, the difference between the average capacity factor for far-offshore and for onshore is 20% (45%-25%). Accepting the capacity factor of 25% as the average onshore, which is assumed as a PCNR value of 100% and accordingly, $K_{2onshore}$ is equal to 1. Therefore, the PCNR of far-offshore is calculated as $45\% - 25\% + 100\% = 120\%$ and so from Fig. (3), $K_{2far-offshore}$ is equal to 2.

PCNR of near offshore is calculated by the same method which has been used for the far-offshore assuming the near offshore capacity factor of 35%, then $35\% - 25\% + 100\% = 110\%$. $K_{2near-offshore}$ is calculated with Eqn. (8) through the PCNR value of 110%.

$$K_2 = 0.0541 \cdot e^{0.0301 \cdot PCNR} \quad (8)$$

In conclusion, $K_{2near-offshore}$ is equal to 1.483 and it is introduced in Eqn. (7).

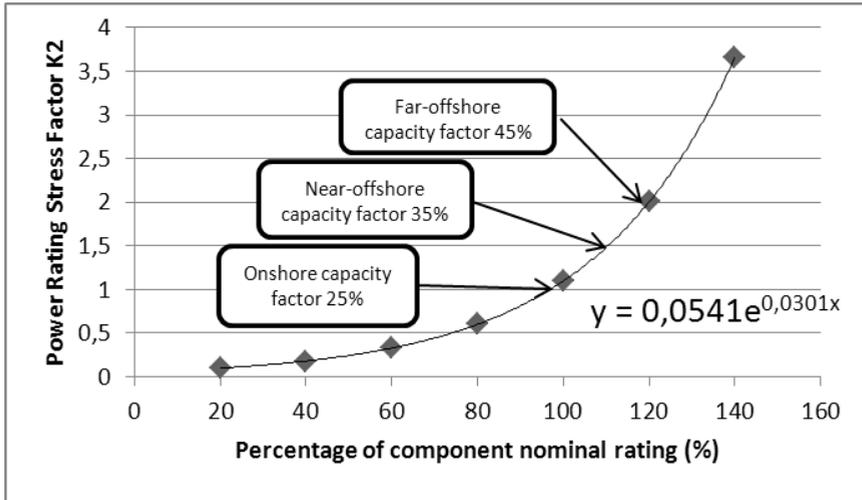


Figure 3. Percentage of component nominal rating plotted against stress factor K_2 .

When the conversion factor is applied, the reliability prediction can be carried out. Consequently, through reliability prediction, problematic parts are identified and a first estimation of the failure rate is calculated. The system failure rate value obtained is 1866.36 failures per million of hours. The Rotor Module is pointed out as the part with highest failure rate (2.9 failures per year). The failures of the auxiliary equipment are not included in the results.

Reliability Block Diagram Results

A functional reliability model is created in order to evaluate the real configuration on the typical 10MW wind turbine which is shown in Fig. (4).

RBD results are shown in Fig. (5) and Fig. (6). Fig. (5) shows the failures per year through the main sub-systems. In addition, from Fig. (6) can be seen that the MTBF is equal to 3723.37 hours (2.37 failures per year). According with theory, the value of MTBF is the time at which the reliability value is 0.37. The inherent availability is calculated with a year mission time (8760 h) and at that time the value of inherent availability is about 99%.

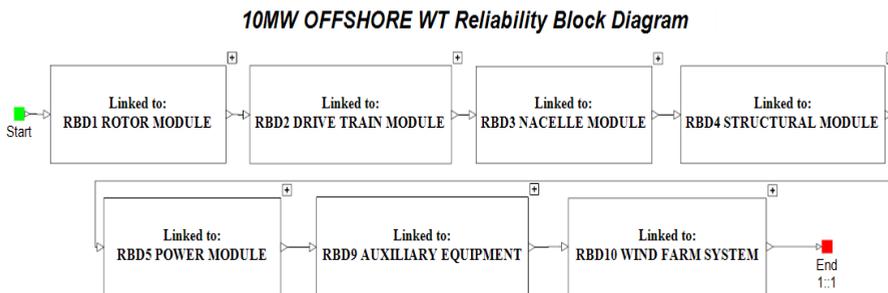


Figure 4. Main RBD of the Offshore Wind Turbine.

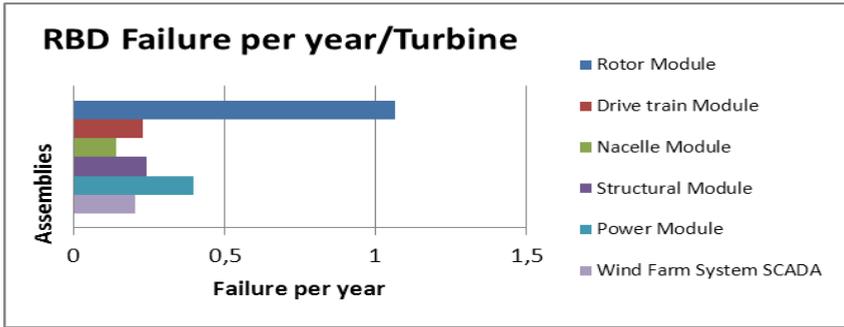


Figure 5. Results RBD on sub-systems.

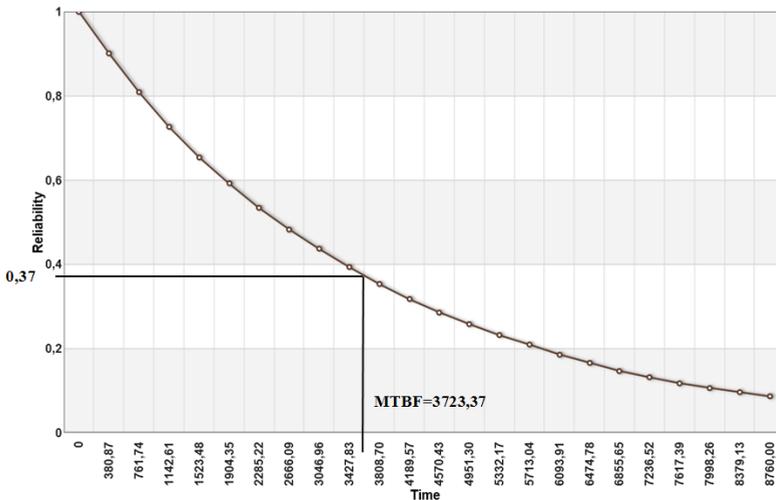


Figure 6. Reliability through time in a year operation for the 10MW OWT.

FMECA Results

Risk Matrix is probably one of the most widespread tools for risk evaluation. Fig. (7) reports the number of failure modes that lead to the end effect with those severity and frequency. Moreover, seven failure modes are showed in Fig. (7), located in yellow zones where actions to control or monitor them must be taken (Three of them are: The Drive train Module Failure, the Power Module Failure and the Structural Module Failure).

In addition, twenty four failure modes whose risk is considered to be low in the green areas and three failure modes located in the red areas where actions must be taken (The Auxiliary Power Equipment Failure in Marginal-Frequent, The Rotor Module Failure in Critical-Frequent, and the Nacelle Module Failure in Catastrophic-Occasional).

Frequency	Frequent (V)		1	1	
	Reasonably probably (IV)				
	Occasional (III)	3	4	2	1
	Remote (II)	6			1
	Extremely Unlikely (I)	8	1	6	
		Minor	Marginal	Critical	Catastrophic
		Severity			

Figure 7. Risk Matrix.

In the case of the Auxiliary Power Equipment, the great amount of items which composes it gives that position. The result of the Rotor Module is due to the high failure rate of the Blades assembly. For the Nacelle Module Failure, the reason why it is placed in a red zone is that the Nacelle is one of the main structures of the WT where the majority of the main assemblies are located.

According to previous sections, it has been performed another analysis from the quantitative point of view. From what have been seen before, the MTBF of the system is 3723.37 hours (2.37 failures per year). For this reason, the time until system fails has been taken as mission time.

It can be deduced that:

- 6 Marginal failure modes have the highest criticality number for the system.
- 9 Critical failure modes have almost the same criticality number as Marginal failure modes.
- 17 Minor failure modes have more than three times criticality than 2 Catastrophic failure modes and the half value of criticality number with respect to Marginal and Critical failure modes.

From Eqn. (4), Eqn. (5) and Eqn. (6), it is got the Eqn. (9) which clearly explains why the item criticality numbers are so high.

$$C_r = \sum_n^j (f_n * t * \beta * \lambda_s) \quad (9)$$

Considering that “ t ” does not change, λ_s is constant and β values are the same for all failure modes it is got the Eqn. (10). Therefore, for the marginal classification, high values of frequency and a high number of failure modes are the reason of its high level.

$$C_r = k * \sum_n^j f_n \quad (10)$$

The ten modes with the highest criticalities are reported in Fig. (8).

Blades are well known as the parts that most suffer in wind turbines due to their continuous work under adverse environmental conditions; in fact Rotor Module Failure (which includes the Blades) is characterized by the highest mode criticality value (mode criticality of 2.88).

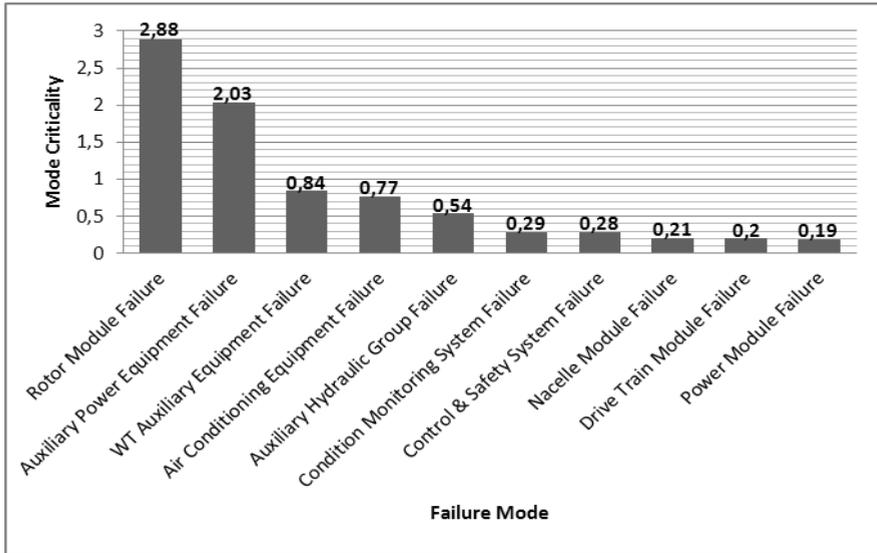


Figure 8. Top 10 Mode Criticalities.

Unifying all Auxiliary Equipment failure modes could be obtained the first highest mode criticality of 3.41 for the great amount of assemblies by which is composed this Sub-System, however the failure modes have been sorted in this way in order to clarify to which equipment belong to. Even with these equipment separated, the second highest mode criticality belongs to Auxiliary Power Equipment Failure, while the third and fourth positions match the WT Auxiliary Equipment Failure and the Air Conditioning Equipment Failure, respectively.

RPN is a criticality study in which the severity, occurrence and detection are multiplied in order to obtain information about the riskiest failure modes. Therefore, also in this graph greater attention has been paid to the critical parts. The Eqn. (11) is used to get RPN numbers.

$$\text{RPN} = \text{Severity} * \text{Occurrence} * \text{Detection} \quad (11)$$

As result of these multiplications, Fig. (9) shows the consequent risk priority classification with the highest RPNs of the OWT. Detection values come from [23] which are classified in ten ranges depending on the possibility of detection of the failure mode.

In this case, The Rotor Module Failure is still in a high position because of its high occurrence and severity and also its low detection level comparing to the others, followed now by the Structural Module Failure and the Nacelle Module Failure due to its high severity and low detection. The rest of the failure modes have such combinations that give them a gradual position on the graph until getting a value of 200 for the last 2 modes.

It is important to note that the mode criticality graph and the RPN graph give different lists of the riskiest failure modes of the OWT. The reason of this is that, the mode criticality analysis focuses the importance on the probability of occurrence while the RPN analysis concerns to detection parameter combined with severity and occurrence.

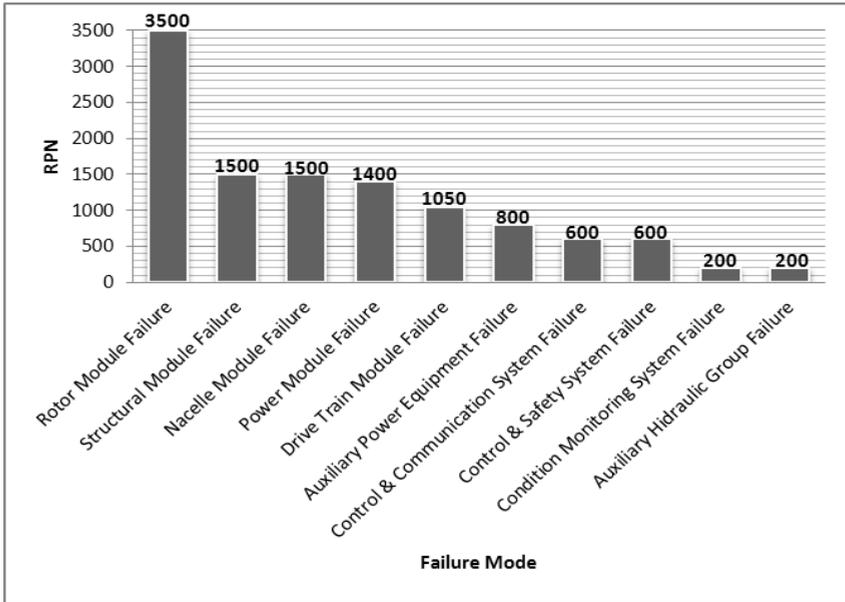


Figure 9. Top 10 RPN.

4. CONCLUSIONS

The reliability analysis for a 10MW offshore wind turbine has pointed out which sub-systems, assemblies and sub-assemblies have a high failure rate. The sub-systems with highest failure rate are Rotor Module, and Drive Train Module. In particular, the Rotor Module is exposed to a high stress and fatigue during all its operation time due to uneven high air pressure around it. It should be also noted that the gearbox does not appear between the less reliable assemblies of the OWT as it could have been expected. These results also confirm the data pointed out from Reliawind project.

The RBD shows an offshore wind turbine failure rate of 2.37 failures per year which is about twice larger than the onshore wind turbine failure rate. This value could be accepted for an onshore wind turbine; however it is a high failure rate for the OWT due to its limited accessibility to perform preventive or corrective maintenance.

The huge dimensions of the wind turbine, its complexity and the environment have risen up the failure rate of the system. Through quality improvements of components and using condition monitoring on critical assemblies, the downtime can be reduced allowing an accurate scheduled maintenance.

Nowadays, availability improvements have been looked for in order to reduce energy losses and do offshore wind energy profitable. In general, commercial offshore wind turbines can achieve an availability value of about 90%, but, depending on the maintenance assumptions, this value could grow up to 95%. However in this analysis, logistic delays, maintenance delays and supply delays have not been taken into account; therefore, an availability value (inherent availability) of 99% has been achieved.

Regarding the FMECA, it can be concluded that: the change in environment has increased the probability of some failures to happen, directly or indirectly. For the Rotor Module and the Structural Module, the analysis confirms that their failures are mainly caused by the hazardous environment. For the Drive Train Module and Rotor Module, the

abrupt changes in wind direction lead to continuous variation on their load conditions and consequently in stress and fatigue. As the offshore wind turbine usually works in extreme temperature conditions, the Air Conditioning Equipment has to increase its power to maintain good environmental conditions and in the same way increase its failure rate.

From the result of the RPN and Mode Criticalities analysis, it can be seen how each method could give different lists of riskiest parts of the system; for this reason both analysis are suggested in order not to leave any important failure mode out of consideration.

FMECA takes into consideration only non-simultaneous failure modes. In other words, each failure mode is considered individually, assuming that other system items work as usual. Future studies will reduce the criticisms and doubts, which has been created by the classical FMECA.

As future work, a successful scheduled preventive and predictive maintenance program should be done, for reducing maintenance costs and increasing the availability of the offshore wind turbine without risks for the system, personnel or environment.

REFERENCES

- [1] Barbati L., Barbati S., 2011. *Whole System Reliability Model, D.2.0.4.a.*, Relex Italia-Reliawind Project.
- [2] Barbati L., 2008. *Functional Block Diagrams Specifications, D.2.0.2* Relex Italia- Reliawind Project.
- [3] Barbati S., Barbati L., 2011. *Whole System Reliability Model (Appendixes), D.2.0.4.b*, Relex Italia- Reliawind Project.
- [4] Barbati S., 2008. *Common Reliability Analysis Methods and Procedures, D.2.0.1*, Relex Italia-Reliawind Project.
- [5] Barbati S., 2011. *Design for Reliability FMECA Study*, EWEA Side Event, Relex Italia-Reliawind Project.
- [6] MareWint Project 2013. European Commission. <http://www.marewint.eu/home/>.
- [7] Echavarria E., Hahn B., Van Bussel G., Tomiyama T., 2008. *Reliability of Wind Turbine Technology Through Time*.
- [8] Jesús María P., Fausto G., Andrew T., Mayorkinos P., 2013. *Wind turbine reliability analysis*.
- [9] Haitao G., Simon W., Tavner P. Jiangping., 2009. *Reliability analysis for wind turbines with incomplete failure data collected from after the date of initial installation*.
- [10] Paul R., 2010. *Relating onshore wind turbine reliability to offshore application*. Durham University.
- [11] Seebregts, Rademakers, 1993. Horn. *Reliability Analysis on Wind Turbine Engineering*.
- [12] Van Bussel G., Zaaijer M., 2004. *Reliability, Availability and Maintenance aspects of large-scale offshore wind farms, a concepts study*.
- [13] Wilkinson M., 2011. *Measuring Wind Turbine Reliability-Results of Reliawind Project*. Garrad Hassan.
- [14] Zafar H., Jørn V., 2012. *Important challenges for 10 MW WT from RAMS perspective*.
- [15] Department of Defense USA, 1980. *Military Standard MIL- STD-1629A*, USA.

- [16] Karyotakis A., 2011. *On the optimization of operation and maintenance strategies for offshore wind farms*, University College of London.
- [17] Davidson J., 1994. *The reliability of mechanical systems*. Mechanical engineering, 90-100
- [18] Boccard N., 2008. *Capacity Factor of Wind Power, Realized Values vs. Estimates*.
- [19] British wind Energy Association (BWEA), 2000. *Prospects for offshore wind energy*, A report written for the EU.
- [20] CA-OWEE, 2001. *Offshore wind energy ready to power a sustainable Europe*. Final report, CA-OWEE NNE5-1999-00562, Supported by EC.
- [21] Department of Trade and Industry (DTI), 2002. *Future Offshore, a strategic framework for the offshore wind industry*.
- [22] The Crown Estate, 2010. *A Guide to an Offshore Wind Farm*, BVG Associates.
- [23] Shafiee M., Dinmohammadi F., 2014. *An FMEA-Based Risk assessment Approach for Wind Turbine Systems: A Comparative Study of Onshore and Offshore*, Energies.

PROGETTAZIONE DI MOLLE AD ANELLI SUPERELASTICI AD ELEVATA CAPACITÀ DISSIPATIVA

Andrea Spaggiari
*Department of Sciences and Methods for Engineering,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy*
E-mail: andrea.spaggiari@unimore.it

Giovanni Scirè Mammano
*Department of Sciences and Methods for Engineering,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy*
E-mail: giovanni.sciremammano@unimore.it

Eugenio Dragoni
*Department of Sciences and Methods for Engineering,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy*
E-mail: eugenio.dragoni@unimore.it

Sommario. Il lavoro studia il comportamento delle molle ad anelli realizzate in materiali superelastici, come, ad esempio, le leghe in Nickel-Titanio. Le molle ad anelli sono elementi meccanici usati in applicazioni industriali e nei trasporti, principalmente come dissipatori di energia. Esse sono costituite da una successione di anelli (interno ed esterno), sagomati con superfici di appoggio coniche. Le superfici sono in contatto fra loro e strisciano l'una sull'altra sotto l'azione di un carico esterno assiale. Gli anelli si deformano circonferenzialmente e dissipano per attrito elevate quantità di energia. I principali vantaggi di tali molle sono l'elevata energia specifica dissipata, unita ad una grande capacità smorzante. Inoltre la rigidità e lo smorzamento sono indipendenti dalla velocità di deformazione e temperatura, cosa che le rende sostanzialmente insensibili a problemi di risonanza. I materiali superelastici, caratterizzati da un plateau di tensione quasi costante e da grandi deformazioni reversibili possono sostituire i materiali tradizionali dando un significativo incremento delle prestazioni delle molle ad anelli. Rispetto alla versione classica per solo attrito, le molle ad anelli superelastici causano un aumento della dissipazione dell'energia grazie alla isteresi interna del materiale. Il lavoro studia analiticamente, attraverso modelli semplificati, le molle ad anelli in materiale tradizionale e superelastico fornendo equazioni di dimensionamento di tali elementi meccanici, utili al progettista nella scelta di una o dell'altra soluzione. Si riporta infine un confronto tra le molle ad anelli tradizionali ed in materiale superelastico su uno specifico caso applicativo, che mostra l'efficacia della soluzione proposta e dagli autori, che hanno depositato richiesta di brevetto.

Keywords: molle ad anelli, materiali superelastici, dissipazione energia

1. INTRODUZIONE

Il presente lavoro tratta dell'applicazione di materiali superelastici alla costruzione di molle ad anelli. Questa tipologia di molla è particolarmente interessante a causa delle sue peculiari caratteristiche in termini di compattezza, rigidità ed energia assorbita. Le molle ad anelli, infatti, sono molto efficienti in caso di spazi ridotti e necessità di assorbire e dissipare alte quantità di energia, come, ad esempio, nel caso di respingenti ferroviari [1]. La molla ad anelli è composta da una serie di anelli interni ed esterni accoppiati tra loro su superfici coniche che strisciano una sull'altra, come mostrato in Figura 1. Applicando un carico assiale gli anelli interni scambiano forza con gli anelli esterni lungo le superfici coniche in modo tale da far lavorare circonferenzialmente in trazione gli anelli esterni ed in compressione gli anelli interni. Per limitare l'insorgere di instabilità laterale di tali anelli, altrimenti troppo liberi e labili, si utilizzano di norma guide tubolari, interne o esterne.

Le molle ad anelli mostrano svariati vantaggi, ma anche qualche controindicazione che ne limita l'utilizzo. Tra i pregi vi è l'elevato lavoro per unità di peso o volume, principalmente dovuto allo sfruttamento completo del materiale, che, lavora circonferenzialmente (vedi paragrafi seguenti) e sfrutta tutta la sezione utile dell'anello. Le molle tradizionali, al contrario, lavorando in torsione o, al più in flessione, lasciano buona parte del materiale sottoutilizzato. Le molle ad anelli presentano anche un elevato potenziale di dissipazione, che per dimensionamenti e lubrificazioni standard è attorno al 66% [2], ottenendo un comportamento dinamico ultrasmorzato che è sostanzialmente esente da problemi di risonanza. E' inoltre possibile prevenire sovraccarichi sulla molla, dimensionando gli anelli per il bloccaggio al raggiungimento di una certa corsa, evitando di danneggiare la molla stessa. Spesso questi sistemi sono utilizzati come assorbitori di energia, specialmente in applicazioni sismiche, [3] dove presentano importanti vantaggi rispetto a smorzatori tradizionali come la scarsa dipendenza delle prestazioni da velocità e temperatura. Infatti la maggioranza degli smorzatori ha un comportamento viscoso, con forza dipendente dalla velocità di deformazione, il che non sempre è vantaggioso, mentre la molla ad anelli è in grado di fornire una forza e una energia assorbita proporzionale al solo schiacciamento, condizione decisamente più controllabile e preferibile. Inoltre, esistono seri problemi di taratura di sistemi smorzanti idraulici in ambito civile dove l'olio cambia viscosità in maniera molto sensibile al variare del campo termico, mentre le molle ad anelli sono sostanzialmente stabili e prive di manutenzione per ampi campi di temperatura [2]. Un'altra applicazione importante è la ritenzione e la giunzione di tubi anche con elevate pressioni [4] e con la possibilità di creare anche un'ottima tenuta per il fluido contenuto all'interno del condotto [5]. Uno dei difetti principali di queste molle è l'elevata rigidità, il che la rende inadatta per piccoli carichi o quando siano necessarie grandi corse, che porterebbero ad un numero molto elevato di anelli e conseguentemente lunghezze assiali considerevoli.

L'utilizzo di un materiale superelastico potrebbe portare a sensibili miglioramenti per quanto concerne alcuni aspetti di queste molle. I materiali superelastici sono delle leghe, spesso in Nickel-Titanio, che esibiscono un comportamento post-elastico reversibile (effetto super elastico o pseudoplastico) [6]–[8]. Tali materiali intelligenti, molto utilizzati nell'industria biomedica, stanno, negli ultimi anni, dando luogo a svariate applicazioni anche in contesto industriale, sia sfruttando l'effetto superelastico che quello a memoria di forma. Un tipico diagramma tensione deformazione di un materiale superelastico è rappresentato in Figura 2, [9], dove si nota un primo tratto di salita lineare, poi un marcato plateau post-elastico ed eventualmente un secondo tratto di salita lineare. In fase di scarico,

si ha un recupero della deformazione imposta passando per un plateau a livello di tensione inferiore. Tipicamente i materiali superelastici sono sfruttati entro la zona dei due plateau (in Figura 2 fino a deformazione entro il 4.5%) per migliorare la vita a fatica e per evitare reali plasticizzazioni irreversibili. Questa forma dà quindi luogo ad un ciclo di isteresi, di per sé utile all'assorbimento di energia e sfruttato in alcune applicazioni come mostrato in [10]. Dallo studio comparativo di Saadat et. al. [11] si specificano alcune possibili applicazioni sismiche di materiali superelastici, capaci quindi di lavorare anche nel campo dello smorzamento ad alte energie.

Nella trattazione seguente si analizza la meccanica delle molle ad anelli considerando anche l'utilizzo di un materiale superelastico al posto del tradizionale acciaio. Partendo dalla trattazione analitica sviluppata in campo elastico si particolarezza lo studio utilizzando un modello di materiale superelastico semplificato, che utilizza una approssimazione rigido-plastica. Questo consente un immediato confronto tra le prestazioni di una molla ad anelli tradizionale e la soluzione proposta e depositata all'ufficio brevetti dagli autori [12], dove si mostra, riportando anche un caso applicativo, il grande vantaggio in termini di risparmio di peso e ingombri a parità di prestazioni richieste alle molle.

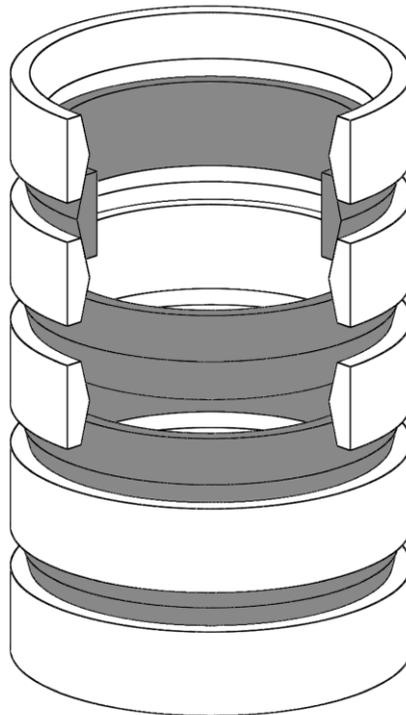


Figura 1. Molla ad anelli. In grigio sono mostrati gli anelli interni, in bianco gli anelli esterni.

Se l'anello è sottile, la forza radiale p_i in (3) genera una tensione circonferenziale, σ_i , quasi uniforme sulla sezione, di valore [5]:

$$\sigma_i = \frac{p_i D_i}{2A_i} = \frac{N(\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}{\pi A_i} \quad (4)$$

La forza complessiva P agente sulla molla durante lo schiacciamento si ottiene combinando le componenti assiali di N ed F agenti sulla singola superficie di contatto dell'anello interno:

$$P = N \sin \alpha + F \cos \alpha \quad (5)$$

Ricordando (1) e ricavando N da (5), la (4) diventa:

$$\sigma_i = \frac{P \cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\pi A_i \sin \alpha + \mu \cos \alpha} \quad (6)$$

Introducendo l'angolo di attrito ϕ , definito da $\mu = \tan \phi$, la (6) si semplifica in:

$$\sigma_i = \frac{P}{\pi A_i \tan(\alpha + \phi)} \quad (7)$$

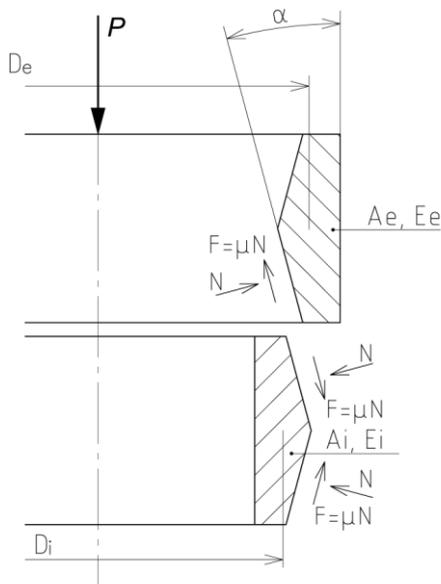


Figura 3. Schema di molla ad anelli con indicazione delle forze scambiate.

Ragionando in maniera analoga a quanto visto per l'anello interno, la tensione cerchiante di trazione nell'anello esterno durante la fase di caricamento vale:

$$\sigma_e = \frac{P}{\pi A_e \tan(\alpha + \phi)} \quad (8)$$

Per effetto delle tensioni σ_i (negativa) e σ_e (positiva), il diametro dell'anello interno diminuisce della quantità ΔD_i e il diametro dell'anello esterno aumenta di ΔD_e . Le due variazioni sono proporzionali alle deformazioni circonferenziali ε_i e ε_e . Assumendo uno stato di tensione monoassiale uniforme negli anelli, in regime elastico risulta:

$$\Delta D_i = D_i \varepsilon_i = D_i \frac{\sigma_i}{E_i} \quad \Delta D_e = D_e \varepsilon_e = D_e \frac{\sigma_e}{E_e} \quad (9)$$

Tenendo conto dell'inclinazione α delle generatrici a contatto, la compenetrazione δ_1 di due anelli contigui (uno interno e uno esterno) si calcola come:

$$\delta_1 = \frac{1}{2} (\Delta D_i + \Delta D_e) \frac{1}{\tan \alpha} \quad (10)$$

Utilizzando (7)-(9) e indicando con z il numero complessivo di accoppiamenti conici di contatto, la (10) fornisce la seguente espressione della freccia totale, δ , della molla in funzione della forza di caricamento, P ,

$$\delta = z \delta_1 = \frac{zP}{2\pi \tan \alpha \tan(\alpha + \phi)} \left(\frac{D_i}{A_i E_i} + \frac{D_e}{A_e E_e} \right) \quad (11)$$

Se gli anelli esterni e interni hanno lo stesso modulo elastico $E = E_i = E_e$ e la stessa sezione $A = A_i = A_e$, posto $D_m = (D_i + D_e) / 2$, la (11) si semplifica in:

$$\delta = \frac{zPD_m}{\pi EA \tan \alpha \tan(\alpha + \phi)} \quad (12)$$

Riportate graficamente sul piano forza-freccia (P - δ), (11) e (12) individuano la retta di caricamento AB tracciata in Figura 4.

Il legame tra forza e freccia in fase di scaricamento della molla si ottiene in maniera simile a quanto appena visto per il caricamento. Occorre tenere conto, in questo caso, che le forze radenti F in Fig. 2 cambiano verso. Se δ è la freccia raggiunta nella fase di caricamento, la freccia rimane invariata fino a quando la forza raggiunge il valore P' dato dalla:

$$\delta = \frac{zP'}{2\pi \tan \alpha \tan(\alpha - \phi)} \left(\frac{D_i}{A_i E_i} + \frac{D_e}{A_e E_e} \right) \quad (13)$$

e, per il caso particolare di anelli di ugual modulo e uguale sezione,

$$\delta = \frac{zP'D_m}{\pi EA \tan \alpha \tan(\alpha - \phi)} \quad (14)$$

Sul piano forza-freccia di Figura 4, in fase di scaricamento la forza segue dapprima la verticale AB (decompressione a freccia costante) per poi calare proporzionalmente alla freccia lungo la retta BO , corrispondente alle equazioni (13) e (14).

L'area del triangolo $OAQ = 0.5P\delta$ in Figura 4 misura l'energia assorbita nel caricamento mentre l'area $OBQ = 0.5P'\delta$ misura l'energia restituita in fase di scaricamento. Tenendo conto di (11)-(14), il coefficiente di restituzione, ρ , rapporto tra l'energia restituita e l'energia assorbita vale:

$$\rho_E = \frac{Area(OBQ)}{Area(OAQ)} = \frac{0.5P'\delta}{0.5P\delta} = \frac{P'}{P} = \frac{\tan(\alpha - \phi)}{\tan(\alpha + \phi)} \quad (15)$$

da cui si ottiene il coefficiente di smorzamento, m , rapporto tra l'energia dissipata e l'energia assorbita:

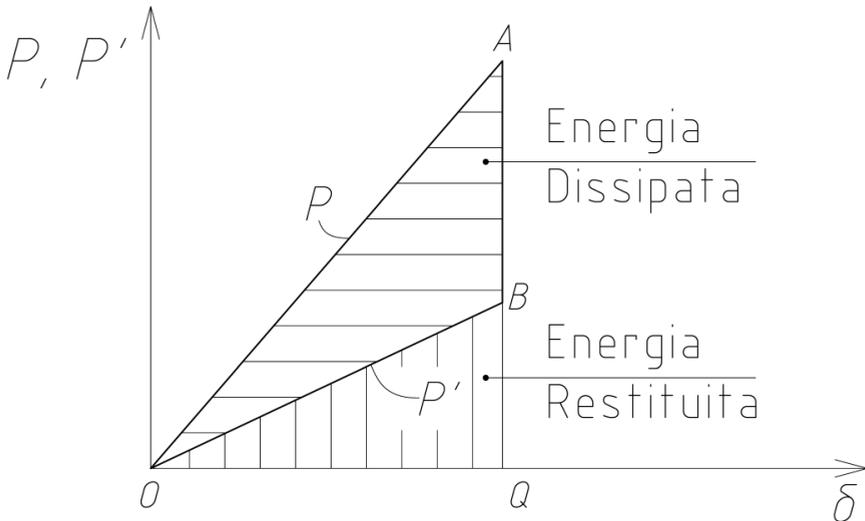


Figura 4. Caratteristica forza-corsa ($P - \delta$) della molla ad anelli in materiale tradizionale (acciaio).

$$m_E = \frac{\text{Area}(OAB)}{\text{Area}(OAQ)} = \frac{0.5(P - P')\delta}{0.5P\delta} = 1 - \frac{P'}{P} = 1 - \rho_E = 1 - \frac{\tan(\alpha - \phi)}{\tan(\alpha + \phi)} \quad (16)$$

Teoria Della Molla Con Anelli Superelastici

La Figura 5a riporta una tipica curva tensione-deformazione di un materiale superelastico con ramo di caricamento (curva superiore OAB) e ramo di scaricamento (curva inferiore $BCDO$). Il diagramma presenta tre particolarità:

- la deformazione massima raggiungibile, benché enorme per un materiale metallico ($\varepsilon_{max} = 5 - 8 \%$), viene totalmente recuperata dopo scaricamento;
- la trasformazione ciclica è accompagnata da dissipazione interna di energia, corrispondente all'area racchiusa tra i due rami;
- le fasi di caricamento e scaricamento avvengono a tensione quasi costante (σ_0, σ'_0 in Figura 5a).

A partire dal lavoro iniziale di Brinson e Auricchio [7,8], molti modelli di materiale superelastico sono stati presentati in letteratura. I modelli sono concettualmente riconducibili alla conoscenza della funzione $\sigma(\varepsilon)$ per il ramo di caricamento e $\sigma'(\varepsilon)$ per il ramo di scaricamento. Ai fini del presente studio preliminare, è utile approssimare la caratteristica tensione-deformazione della lega superelastica con l'andamento rigido-costante di Figura 5b [9], nel quale la tensione vale esattamente σ_0 durante tutto il caricamento e σ'_0 durante lo scaricamento.

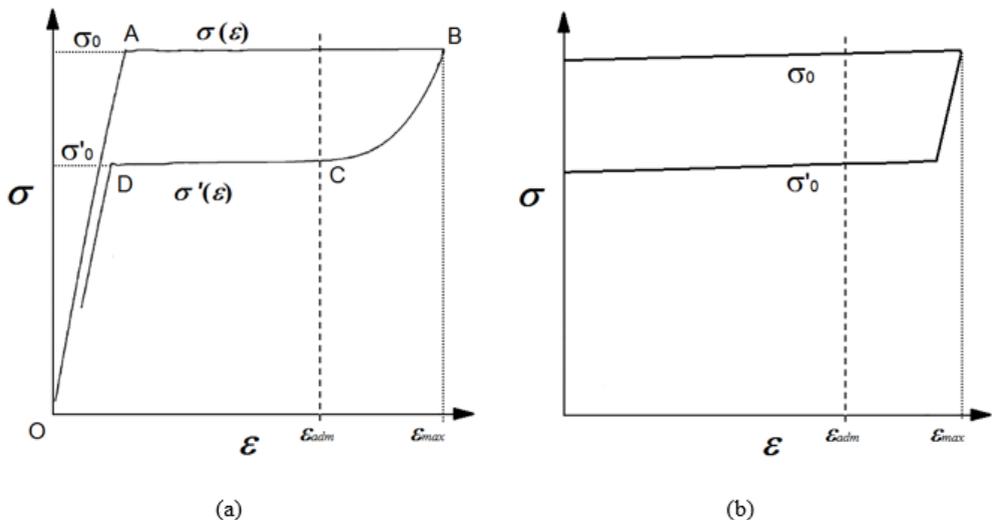


Figura 5. – Curva sperimentale tensione deformazione di un materiale superelastico (a) e approssimazione rigido-plastica usata nel modello analitico (b).

Per capire il comportamento della molla in questo caso, ipotizziamo inoltre, senza perdere di generalità che l'anello esterno sia superelastico, mentre l'anello interno sia di materiale perfettamente elastico, con modulo di elasticità molto maggiore di quello della lega superelastica. Sotto questa ipotesi la deformazione dell'anello interno è trascurabile rispetto a quella dell'anello esterno.

Nella fase di caricamento, posto $\sigma_e = \sigma(\varepsilon)$, la relazione (8) risolta per il carico P fornisce:

$$P = \sigma_0 \cdot \pi A_e \tan(\alpha + \phi) \quad (17)$$

Ragionando come per le frecce, il carico P' di scaricamento si ricava dalla (17) sostituendo l'argomento $(\alpha + \phi)$ con $(\alpha - \phi)$ e, in base a Figura 5a, sostituendo σ_0 con σ_0'

$$P' = \sigma_0' \cdot \pi A_e \tan(\alpha - \phi) \quad (18)$$

Con (17) e (18) il coefficiente di restituzione (15) diventa:

$$\rho_{SE} = \frac{P'}{P} = \frac{\sigma_0'}{\sigma_0} \cdot \frac{\tan(\alpha - \phi)}{\tan(\alpha + \phi)} \quad (19)$$

e lo smorzamento (16)

$$m_{SE} = 1 - \rho_{SE} = 1 - \frac{\sigma_0'}{\sigma_0} \cdot \frac{\tan(\alpha - \phi)}{\tan(\alpha + \phi)} \quad (20)$$

Poiché, per i normali materiali superelastici, risulta $\sigma_0' \approx 0.3-0.5\sigma_0$ dal confronto tra (20) e (16) si vede che lo smorzamento della molla superelastica risulta molto aumentato rispetto alla molla classica con anelli elastici.

In termini di spostamento, la compenetrazione tra una singola coppia di anelli a contatto è ancora data dalla (10) con $\Delta D_i \approx 0$ e $\Delta D_e = D_e \varepsilon_{adm}$, essendo ε_{adm} la deformazione di lavoro ammessa per il materiale superelastico (Figura 5). La freccia complessiva risultante dalla deformazione di z accoppiamenti conici risulta così:

$$\delta = z \delta_1 = \frac{1}{2} z (\Delta D_i + \Delta D_e) \frac{1}{\tan \alpha} = \frac{z D_e \varepsilon_{adm}}{2 \tan \alpha} \quad (21)$$

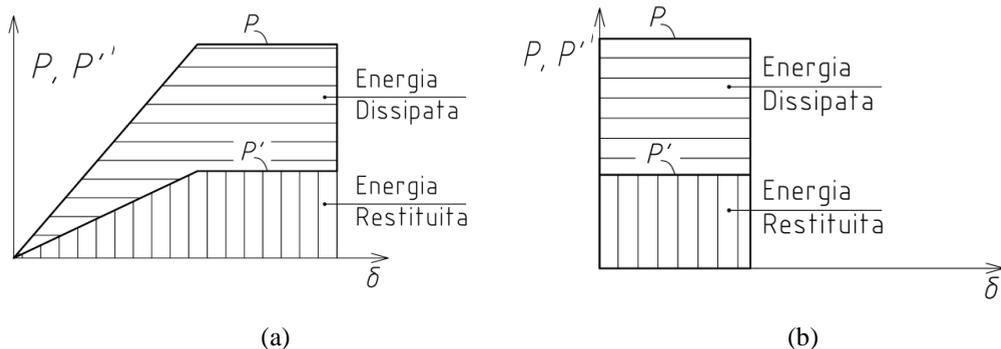


Figura 6. Caratteristica forza-corsa (P - δ) della molla ad anelli in materiale superelastico (Nitinol) considerando l'iniziale tratto elastico (a) e in forma semplificata (b).

La combinazione delle forze (17) e (18) con la freccia (21), porta al diagramma forza-freccia mostrato in Figura 6. In Figura 6a si mostra una caratteristica forza corsa che considera l'iniziale tratto elastico del materiale, mentre in Figura 6b si mostra il diagramma semplificato, che non considera l'iniziale tratto elastico. Considerando i reali valori per i quali le comuni leghe superelastiche come il Nitinol si comportano linearmente ($\epsilon < 0.3\%$) e le deformazioni reversibili ammissibili ($\epsilon < 4.5\%$), è possibile, in prima approssimazione, considerare il diagramma semplificato di Figura 6b come sufficientemente realistico.

3. RISULTATI

Calcolo Di Molla Con Anelli Superelastici

Si consideri la molla illustrata in Figura 7 contraddistinta dai seguenti dati:

- $\alpha = 20^\circ$,
- $D_e = 100$ mm,
- $A_e = 292.5$ mm²,
- $z = 6$,
- $\epsilon_{adm} = 0.06$,
- $\phi = 8.53^\circ$ ($\mu = 0.15$),
- $\sigma_0 = 450$ MPa,
- $\sigma'_0 = 180$ MPa.

Dalle (17) e (18) si calcolano, rispettivamente, la forza di caricamento P e la forza di scaricamento P' :

$$P = \sigma_0 \pi A_e \tan(\alpha + \phi) = 450 \times \pi \times 292.5 \times \tan(20 + 8.53) = 224\,806 \text{ N}$$

$$P' = \sigma'_0 \pi A_e \tan(\alpha - \phi) = 180 \times \pi \times 292.5 \times \tan(20 - 8.53) = 33\,560 \text{ N.}$$

Dalla (21) risulta che la freccia è:

$$\delta = z D_e \epsilon_{adm} / (2 \tan \alpha) = 6 \times 100 \times 0.06 / (2 \times \tan 20) = 49.45 \text{ mm}$$

e dalla (19) il coefficiente di restituzione:

$$\rho_{SE} = (\sigma'_0 / \sigma_0) \tan(\alpha - \phi) /$$

$$\tan(\alpha + \phi) = (180/450) \times \tan(20 - 8.53) / \tan(20 + 8.53) = 0.149.$$

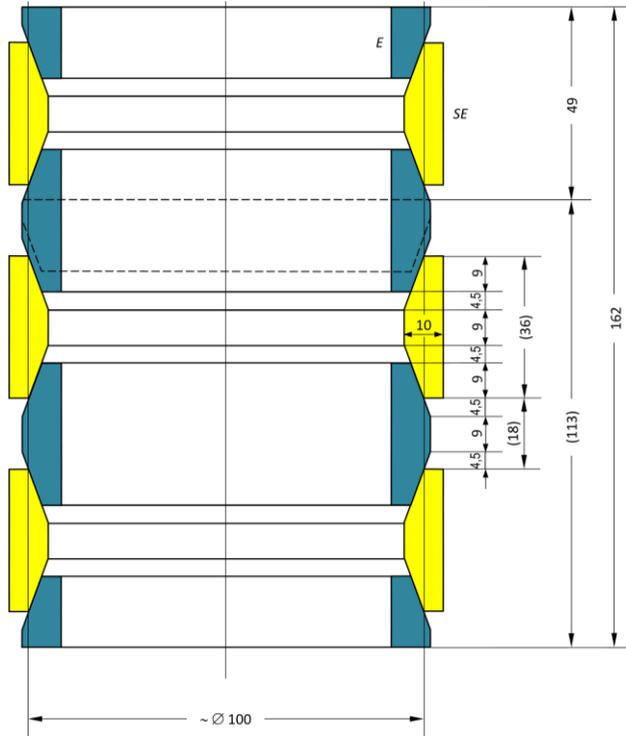


Figura 7. Molla ad anelli: esempio di caso applicativo.

Infine dall'energia assorbita W_a si calcola l'energia restituita W_r e l'energia dissipata W_d .

$$W_a \approx P\delta = 224\,806 \times (49.45/1000) = 11\,118 \text{ J}$$

$$W_r = \rho_{SE} W_a = 0.149 \times 11\,118 = 1\,660 \text{ J}$$

$$W_d = W_a - W_r = 11\,118 - 1\,660 = 9\,458 \text{ J.}$$

Calcolo Di Molla Con Anelli Tradizionali Elastici

Progettiamo una molla ad anelli elastici di acciaio ($E = 206.000 \text{ MPa}$, $\sigma_{adm} = 1000 \text{ MPa}$), con anelli interni ed esterni di ugual sezione $A = A_i = A_e$, capace di generare la stessa forza massima $P = 224\,806 \text{ N}$ della molla precedente e dissipare la stessa energia $W_d = 9.458 \text{ J}$. Assumiamo un diametro medio $D_m = D_e = 100 \text{ mm}$, un angolo di inclinazione dei coni $\alpha = 20^\circ$ e lo stesso coefficiente d'attrito $\mu = 0.15$ ($\phi = 8.53^\circ$) della molla superelastica.

Dalle (7) e (8), con la condizione di resistenza $\sigma_i \equiv \sigma_e = \sigma_{adm}$, si ricava:

$$A \equiv A_i \equiv A_e = P / [\pi \sigma_{adm} \tan(\alpha + \phi)] = 224\,806 / [\pi \times 1000 \times \tan(15 + 8.53)] = 164.3 \text{ mm}^2.$$

La (16) fornisce il coefficiente di smorzamento

$$m_E = 1 - \tan(\alpha - \phi) / \tan(\alpha + \phi) = 1 - \tan(15 - 8.53) / \tan(15 + 8.53) = 0.74.$$

Dall'espressione dell'energia assorbita, W_a si ottiene l'energia dissipata W_d

$$W_a = 0.5P\delta$$

$$W_d = m_E W_a = 0.5m_E P\delta$$

da cui si ricava la freccia

$$\delta = 2W_d / (m_e P) = 2 \times 9\,458 \times 1\,000 / (0.74 \times 224\,806) = 113.77 \text{ mm.}$$

Dalla (12) si ricava il numero di anelli:

$$z = \pi EA \tan \alpha \tan(\alpha + \phi) \delta / (PD_m) = \pi \times 206\,000 \times 164.3 \times \tan 15^\circ \times \tan(15^\circ + 8.53^\circ) \times 113.77 / (2\,4806 \times 100) = 62.8 \approx 63.$$

Assumendo un rapporto tra i lati pari a 1.8, la sezione ha dimensioni di circa 10×18 mm. Con una sovrapposizione tra le superfici coniche degli anelli accoppiati di 6 mm [3], la molla raggiunge un'altezza indeformata di 756 mm.

Il confronto tra le dimensioni della molla ad anelli superelastici Figura 8a e la molla ad anelli tradizionali Figura 8b. mostra chiaramente i vantaggi portati dalla introduzione del materiale superelastico.

4. DISCUSSIONE

L'utilizzo del materiale superelastico per la realizzazione degli anelli di questa tipologia di molle, aumenta notevolmente la capacità smorzante delle stesse, in virtù della sovrapposizione di una componente dissipativa interna al materiale alla tradizionale dissipazione per attrito.

Confrontando le espressioni del coefficiente di restituzione nei due casi, rispettivamente eq. (15) e (19), e in particolare facendone il loro rapporto si evince che nel caso di anello esterno in materiale superelastico tale coefficiente risulta inferiore rispetto al caso di anello tradizionale di una quantità pari a σ'_0/σ_0 , con σ'_0 e σ_0 rispettivamente le tensioni di plateau in scarico e carico del materiale. Nel caso delle comuni leghe superelastiche tale rapporto è compreso tra 0.3 e 0.5. Un coefficiente di restituzione minore è quindi vantaggioso in quanto comporta una maggiore energia assorbita dalla molla.

Analizzando i diagrammi forza – corsa di Figura 6a (caso elastico tradizionale) e di Figura 6b (caso superelastico semplificato) è possibile valutare qualitativamente le prestazioni delle due molle. In particolare risulta evidente che, la molla ad anelli superelastici ha i seguenti vantaggi:

- maggiore energia assorbita a parità di forza e freccia massime (forma rettangolare anziché triangolare);
- reazione a forza costante (minori effetti sulle strutture di contenimento e sulle masse mobili);
- maggiore smorzamento specifico (equazione (20)).
- minore rigidità
- smorzamento intrinseco materiale

La maggiore capacità dissipativa per unità di massa delle molle ad anelli superelastici, è dovuto oltre al contributo di dissipazione interno al materiale, anche dalla maggiore capacità di deformazione del materiale, che a parità di ingombro consente una maggiore corsa utile.

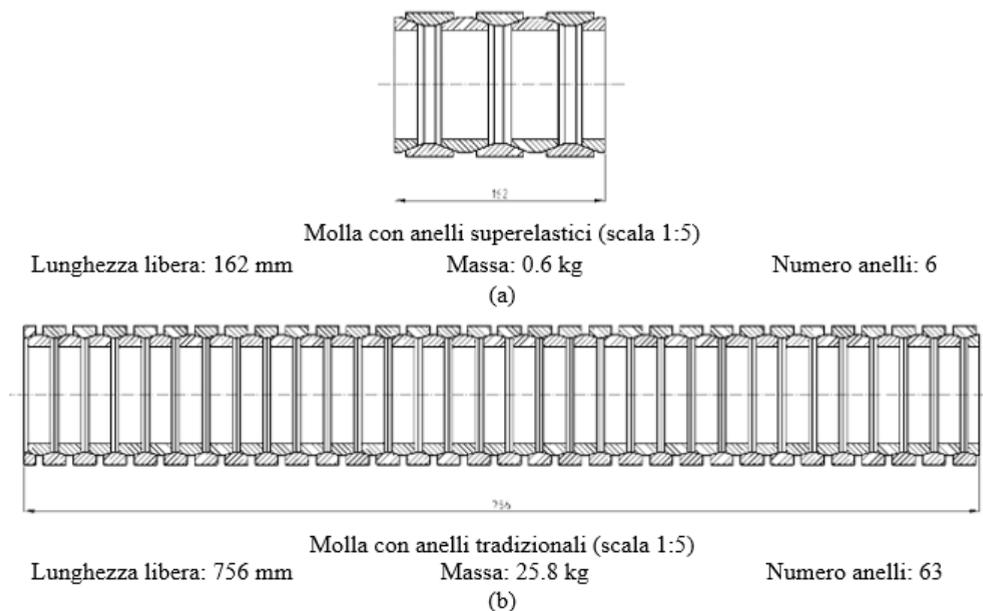


Figura 8 – Confronto in scala tra molla ad anelli superelastici (a) e molla ad anelli tradizionali (b).

La reazione a forza pressoché costante della molla durante la fase dissipativa è una caratteristica estremamente importante, in quanto garantisce una decelerazione uniforme delle strutture ad essa collegate. Le molle ad anelli superelastici si avvicinano tanto più a questa condizione operativa, quanto meno il materiale superelastico risulta incrudente durante la trasformazione cristallina da austenite a martensite indotta da una tensione [7,10]. Nella fase iniziale di caricamento della molla, ossia, con riferimento a Figura 5a, nel tratto OA, la reazione della molla non è a forza costante, ma del tutto simile al comportamento della molla tradizionale, con una dipendenza forza-corsa di tipo lineare, effetto che si rispecchia nel diagramma di Figura 6a. Rispetto alla molla tradizionale però, anche in questa fase la molla ad anelli superelastici ha una rigidità inferiore rispetto alla molla tradizionale con anelli in acciaio, in quanto, il modulo elastico del materiale è tipicamente di circa di 4-5 volte inferiore rispetto a quello dell'acciaio.

La caratteristica forza-freccia della molla ad anelli in materiale superelastico, può essere convenientemente modificata rendendola a forza costante lungo tutto il campo di funzionamento della molla, precaricando circonferenzialmente l'anello esterno in materiale superelastico ad un livello di tensione prossimo alla tensione di trasformazione austenite-martensite (σ_0 in fig. 5). In questo modo, la deformazione dell'anello avviene a tensione costante e conseguentemente la caratteristica forza-freccia della molla passa da Figura 6a al comportamento descritto in Figura 6b, ossia forza costante sia in carico che in scarico.

Questi aspetti non sono di secondaria importanza in quanto aprono scenari nuovi per l'impiego di questa tipologia di molle, limitate spesso negli usi tipici dalla loro elevata rigidità ai casi applicativi industriali pesanti (ferrovie) o civili.

Dalla comparazione dei paragrafi 3.1 e 3.2 e riassunta in Figura 8 è immediato

comprendere come il vantaggio, a parità di funzione si traduca in un ingombro assiale inferiore di circa 4 volte e un peso che è oltre un ordine di grandezza inferiore. È evidente che questo forte incremento di prestazioni, allo stato attuale di produzione delle leghe superelastiche, si paga in termini di costo per il materiale della molla. È infatti relativamente semplice ottenere dai comuni semilavorati disponibili in commercio la forma ad anello, ad esempio partendo da sezioni di tubo tagliate tramite elettroerosione a filo, ma il costo del materiale superelastico è almeno di un paio di ordini di grandezza superiore al normale acciaio.

Al fine di contenere i costi e rendere l'idea industrialmente appetibile è possibile realizzare morfologie di anelli differenti che preservino l'azione congiunta di attrito e dissipazione del materiale superelastico, riducendo la quantità di materiale superelastico.

Una possibilità, già proposta nel brevetto depositato dagli autori [11], è quella di realizzare in sostituzione agli anelli monolitici superelastici dei settori circolari in materiale tradizionale, e di tenerli insieme circonferenzialmente mediante una cerchiatura realizzata con materiale superelastico. Nel caso di anelli esterni la cerchiatura può essere realizzata ad esempio mediante un avvolgimento dei settori con fili (1 in Figura 9a) o lamine (2 in Figura 9b) realizzate in materiale superelastico.

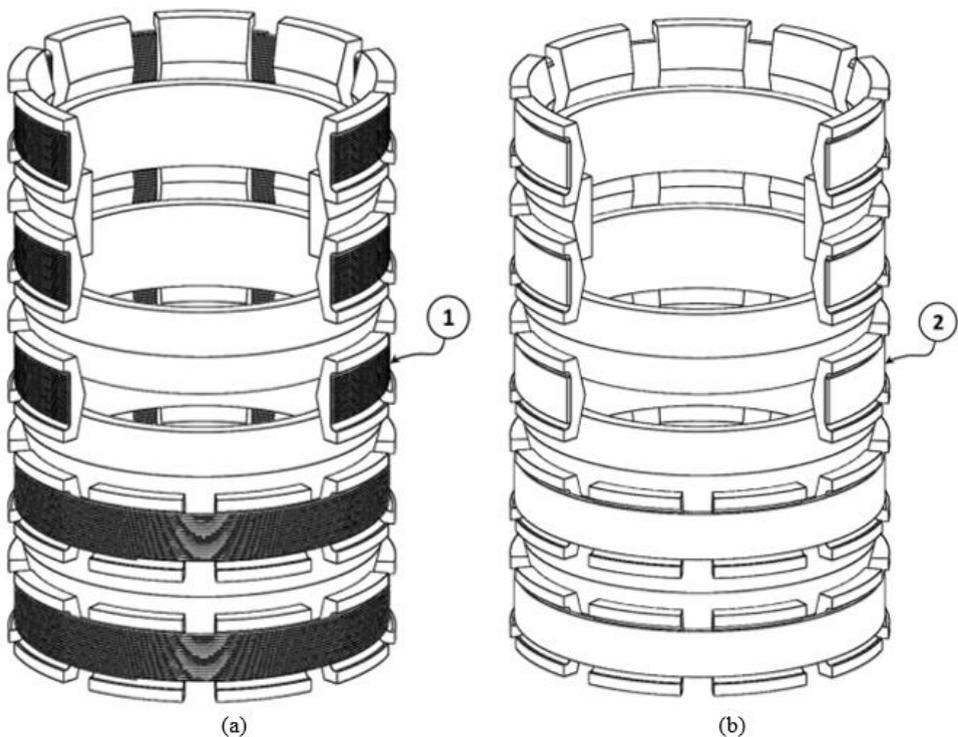


Figura 9 – Morfologie di molle ad anelli con di settori circolari in materiale tradizionale: a) cerchiatura settori con fili superelastici; b) cerchiatura settori con lamine superelastiche.

In questo modo, oltre ad una minore quantità, il materiale superelastico da impiegare è disponibile già in forma commerciale, con un minor costo di acquisto e lavorazione. In tutti e due i casi proposti, il contatto avviene fra due materiali tradizionali, magari anche dello stesso tipo, con condizioni di lubrificazioni note ed industrialmente accettate. La deformazione radiale dei settori è però contrastata da elementi a memoria di forma superelastici che si oppongono alla deformazione nello stesso modo e con i medesimi vantaggi descritte precedentemente per gli anelli monolitici superelastici, ma con notevole risparmio di costi.

5. CONCLUSIONE

Il lavoro analizza il comportamento delle molle ad anelli realizzate in materiale superelastico, come, ad esempio, le leghe Nickel-Titanio. Le molle ad anelli sono elementi meccanici usati in applicazioni industriali e nei trasporti come dissipatori di energia. Il lavoro studia analiticamente, attraverso modelli semplificati, le molle ad anelli in materiale tradizionale e superelastico fornendo le equazioni che governano la meccanica di tali elementi. Sulla base dei modelli sviluppati si mostra come è possibile formalizzare un confronto quantitativo tra molle ad anelli tradizionali e molle in materiale superelastico. Il confronto tra le due soluzioni mostra che vi è sempre un forte vantaggio in termini di prestazioni o di ingombri nell'utilizzare un materiale superelastico rispetto ad un materiale tradizionale. I vantaggi principali sono dovuti alla minore rigidità del sistema a parità di energia assorbita che consente di ottenere lo stesso potere smorzante con molle decisamente più piccole e leggere, come mostrato in un caso applicativo. Questi vantaggi sono tali da giustificare la domanda di brevetto depositata dagli autori, anche se controbilanciati dal maggiore costo del materiale superelastico. Al fine di ottimizzare questo aspetto si riportano anche possibili architetture che consentono di sfruttare lo stesso principio ispiratore, ma di ridurre al minimo la quantità di materiale superelastico richiesto, per rendere più appetibile industrialmente questa soluzione tecnica.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Kreissig, E., 1924. Biegungs, Zug und Druckfedern in bezug auf die Fahrzeugfederung. *Glaser's Ann*, 95, 114.
- [2] Kreissig, E., 1937. *Berechnung des Eisenbahnwagens*. ed. Ernst Stauf.
- [3] Wahl, A.M., 1944. *Mechanical springs*, Penton Pub. Co., Cleveland, Oh.
- [4] Orlov, P., 1980. *Fundamentals of machine design*. MIR.
- [5] Giovannozzi, R., 1980. *Costruzione di Macchine*. Ed. Patron, ISBN: 8855502530.
- [6] Nemat-Nasser, S. and Guo, W., 2006. Superelastic and cyclic response of NiTi SMA at various strain rates and temperatures. *Mechanics of Materials*, **38(5)**, pp.463-474.
- [7] Brinson, L.C. (1993) One-Dimensional Constitutive Behavior of Shape Memory Alloys: Thermomechanical Derivation with Non-Constant Material Functions and Redefined Martensite Internal Variable. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **4**, pp. 229-42. <http://dx.doi.org/10.1177/1045389X9300400213>.

- [8] Auricchio, F. and Taylor, R., 1997. Shape-memory alloys: modelling and numerical simulations of the finite-strain superelastic behavior. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, **143(1)** pp. 175-194.
- [9] Scirè Mammano, G. and Dragoni, E., 2011. Increasing stroke and output force of linear shape memory actuators by elastic compensation. *Mechatronics*, **21**, pp. 570–80. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2011.02.005>.
- [10] Fischer, F.D. and Tanaka, K., 1992. A micromechanical model for the kinetics of martensitic transformation. *International Journal of Solids and Structures*, **29**, pp.1723–8, [http://dx.doi.org/10.1016/0020-7683\(92\)90165-P](http://dx.doi.org/10.1016/0020-7683(92)90165-P).
- [11] Scirè Mammano, G., Dragoni, E. and Spaggiari, A., 2015. Molla Ad Anello Ad Alta Efficienza, Brevetto Italiano, RE102015000011364.

OPTIMIZED GRAVITY COMPENSATION SOLUTIONS FOR THE ANTROP PALLETIZING MANIPULATOR

Roberto Carrabotta

*Department of Engineering for Industry,
University of Bologna, Italy
E-mail: Roberto.carrabotta@studio.unibo.it*

Alberto Martini

*Department of Engineering for Industry,
University of Bologna, Italy
E-mail: alberto.martini6@unibo.it*

Marco Troncosi

*Department of Engineering for Industry,
University of Bologna, Italy
E-mail: marco.troncosi@unibo.it*

Alessandro Rivola

*Department of Engineering for Industry,
University of Bologna, Italy
E-mail: alessandro.rivola@unibo.it*

Abstract. *This work studies the static balancing of a commercial spatial manipulator, primarily conceived for palletizing tasks. Since the robot has a hybrid architecture that includes closed kinematic chains, common balancing methods for serial manipulators are not suitable and new solutions must be developed. The paper investigates balancing solutions that include counterweights and springs, whose characteristics and positions are determined by means of an optimization algorithm. The effectiveness of one of the proposed solutions is analyzed by numerical simulations.*

Keywords: *static balancing, balanced manipulator, gravity compensation, optimization.*

1. INTRODUCTION

Static balancing of a mechanism is achieved if its total potential energy is made invariant for any admissible pose. In such an instance, actuators are not required to sustain the weight of the mechanism moving parts. The compensation of gravity loads is an important strategy for reducing the motor loads in serial manipulators and it has been widely studied [1]. Indeed the majority of the industrial robotic arms features some kind of balancing devices, the most common being counterweights, springs or hydro/pneumatic cylinders.

This work deals with the static balancing of a commercial 4-DOF spatial manipulator (Fig. 1). It is primarily conceived for palletizing tasks, the maximum payload being about 150 kg. *Actuator 1* provides rotational motion around a fixed vertical axis to the end

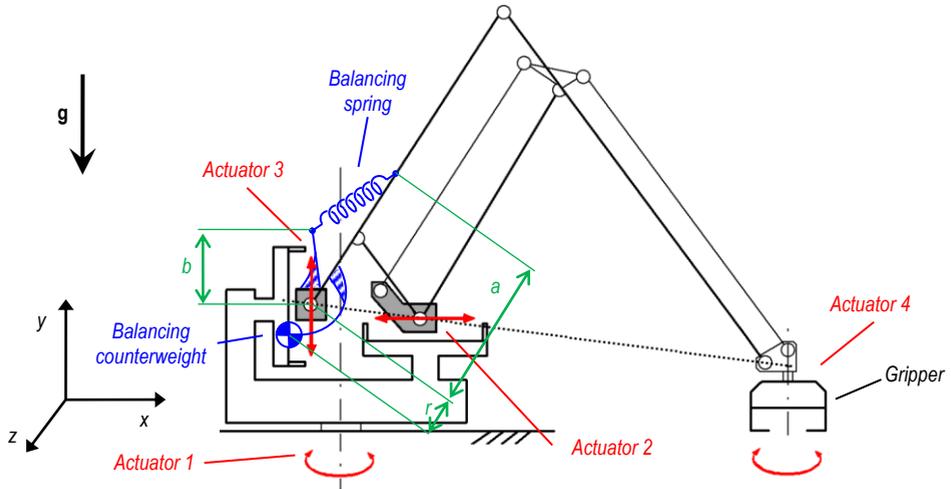


Figure 1. Kinematic scheme of the palletizing robot and of a feasible balancing solution.

effector, namely a palletizing gripper. A planar 2-DOF closed kinematic chain, driven by two actuated prismatic joints (*Actuator 2* and *Actuator 3*), permits the translation of the end effector on a vertical plane. *Actuator 4* controls the gripper orientation around a mobile vertical axis.

The studied manipulator presents some issues concerning the overload of the motors (in particular *Actuators 2* and *3*) during the execution of some specific tasks. Since the current system is not statically balanced and since its typical working conditions are characterized by low/moderate dynamics, gravity compensation appears a viable strategy for enhancing the robot operation [2, 3].

This research aims at developing a gravity compensated variant of the robot as well as at optimizing the balancing solution in order to minimize potential drawbacks. Due to the presence of the closed kinematic chain featuring translational actuators, gravity compensation methods specifically conceived for parallel linkages are required (such as [3, 4]), whereas the approaches commonly adopted for industrial robotic arms are not directly applicable.

2. GENERATION OF OPTIMAL BALANCING SOLUTIONS

Gravity compensation is analytically achieved by making constant the total potential energy of the mechanical system. Motions generated by *Actuators 1* and *4* do not vary the mechanism gravity potential energy. Therefore the static balancing problem can be reduced to the gravity compensation of a planar 2-DOF closed-loop linkage. Invariant total potential energy is obtained by introducing counterweights and/or springs (both tension and/or compression ones), which add terms to the expressions of the mechanism gravity and elastic potential energy, respectively. Various feasible solutions featuring different combinations of balancing devices are designed and investigated (e.g. the robot variant presented in Fig. 1, which includes one counterweight and one tension spring). The parameters characterizing the balancing devices of each proposed solution are determined by imposing equal to zero all the partial derivatives of the total potential energy.

Table 1. Optimized balancing parameters.

Element	Balancing parameters		
Counterweight	m [Kg]	r [mm]	
	228.6	-176.8	
Spring	K [N/mm]	a [mm]	b [mm]
	7.151	1248.3	298.7

The optimization of the proposed balancing solutions is performed by assessing the effects of compensation for the nominal working conditions of the manipulator. Although not directly affected by gravity loads, *Actuator 1* is taken into account for static balancing optimization since its operation (in terms of required motor torque) may be negatively influenced by the introduction of balancing devices attached to the robot moving parts. Conversely, *Actuator 4* is neglected, since it is only affected by the payload carried by the gripper. The dynamic motor loads required for moving the end effector along trajectories between two generic points of the workspace, with velocity and acceleration laws commonly imposed for the robot operation, are evaluated through simulations. The inverse dynamic analysis is carried out by using a numerical model based on the Lagrange equations of motion. The most critical trajectories, i.e. those characterized by the highest rms and/or peak absolute values of the motor actions, are taken into account for the optimization process. Indeed, even if the effects of the weight of the mechanism members (which are preponderant for the unbalanced robot) are cancelled by balancing, the dynamic actuator loads are still affected by the inertial actions related to the robot operation. The expressions of the dynamic motor actions (which include the balancing parameters to be optimized) are adopted as objective functions of the optimization algorithm. A multi-objective constrained optimization problem is therefore defined [5].

Each balancing solution is optimized independently of each other. In fact, while gravity compensation by using only springs is expected to be always more profitable in terms of dynamic loads (due to the lower inertia added to the robot), balancing solutions involving counterweights may be still convenient depending on the design constraints concerned with the practical implementation of the balancing devices. The balancing parameters computed by the optimization algorithm for the solution featuring one counterweight of mass m and one extension spring of stiffness K (Fig. 1) are reported in Table 1. Minus sign for parameter r says that the counterweight should be located on the opposite side with respect to that shown in Fig. 1.

3. SIMULATION RESULTS

The effectiveness of the optimized balancing solutions is verified by simulating the execution of two different demanding *pick and place* tasks, referred to as *Task A* and *Task B*, considering both half- and full-payload operation. The working performances of the unbalanced and balanced systems are compared in terms of required motor actions, computed through inverse dynamics analysis. In particular, their torque rms and absolute peak values are analyzed, respectively, for evaluating the global energy consumption of the

working cycles and for monitoring possible overloads.

The comparison between the unbalanced mechanism and its balanced variant featuring one counterweight and one extension spring (Fig. 1) for two tested conditions is shown in Figs. 2 and 3, where the trends of the torques of *Actuators 2* and 3 (chosen as examples) are plotted as functions of time. The rms and peak absolute values of the motor torques, computed for all tested conditions, are reported in Table 2. The *overall rms* of the torques required for each tested trajectory (obtained by summing the rms values of the three motor loads) is computed as a metric for a rough estimation of the global energy efficiency. *Actuator 1* appears basically unaffected by the balancing elements. Conversely, a rather sizeable decrement in both the rms and peak values of the torques of *Actuators 2* and 3 is achieved. A satisfactory increment in the robot energy efficiency is also reasonably expected, as confirmed by the resulting *overall rms*. Hence a significant improvement of the robot operation is achieved.

The first results provided by the optimization process are promising. All the examined balanced variants of the robot exhibit enhanced working performance in terms of both rms and peak absolute values of the motor loads, thus solving the experienced overload and power consumption issues.

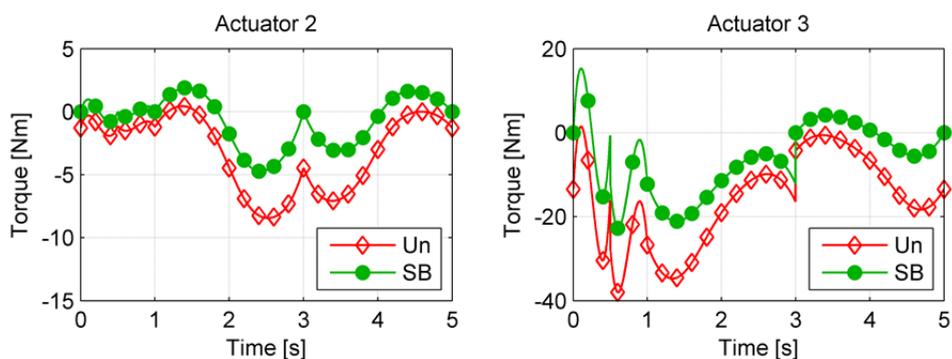


Figure 2. Simulated motor torques for *Task A*, with maximum payload, for the unbalanced robot (Un) and one of its gravity compensated variants (SB).

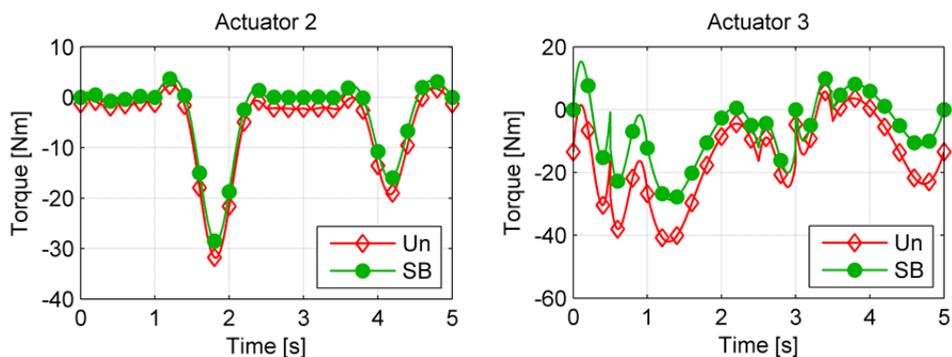


Figure 3. Simulated motor torques for *Task B*, with maximum payload, for the unbalanced robot (Un) and one of its gravity compensated variants (SB).

Table 2. Motor loads of the unbalanced (Un) and balanced (SB) robots, for all simulated conditions.

Task	Payload [kg]	Dynamic motor torque [Nm]						
		axis	rms _{Un}	rms _{SB}	$\Delta_{rms\%}$	peak _{Un}	peak _{SB}	$\Delta_{peak\%}$
A	75	1	9.0	9.1	0.4	19.8	19.9	0.3
		2	4.1	1.9	-54.3	7.7	3.9	-49.7
		3	15.7	7.1	-55.1	30.5	15.3	-49.9
		overall	28.8	18.0	-37.6			
	150	1	11.4	11.4	0.3	27.0	27.0	0.2
		2	4.3	2.1	-51.1	8.4	4.7	-44.0
		3	19.3	10.6	-45.1	38.0	22.7	-40.2
		overall	35.0	24.1	-31.1			
B	75	1	27.7	27.9	0.4	70.5	70.7	0.3
		2	8.6	7.2	-16.7	25.7	22.5	-12.5
		3	16.7	9.2	-45.1	33.5	20.2	-39.9
		overall	53.1	44.2	-16.7			
	150	1	35.0	35.1	0.3	95.9	96.1	0.2
		2	10.0	8.6	-14.2	31.8	28.6	-10.1
		3	20.3	12.5	-38.2	42.0	28.7	-31.8
		overall	65.3	56.2	-13.9			

4. CONCLUSIONS

This paper studied the static balancing of a palletizing industrial manipulator, characterized by a hybrid serial/parallel architecture. A number of balanced variants of the original manipulator, based on the installation of counterweights and/or springs, were investigated. A proper optimization algorithm was implemented to compute the corresponding balancing parameters (i.e. entity of additional masses, spring stiffness coefficients, position of the center of mass of each counterweight, location of the attaching points of each balancing spring).

The compensation of gravity loads was proven effective for solving the problems of actuator overloads and excessive power consumption. The proposed optimization procedure permitted to develop a promising solution featuring one counterweight and one extension spring.

REFERENCES

- [1] Agrawal, S.K., and Fattah, A., 2004. “Gravity-balancing of spatial robotic manipulators”. *Mechanism and Machine Theory*, **39**(12), pp. 1331–1344.
- [2] Carricato, M. and Gosselin, C.M., 2009. “A statically balanced Gough/Stewart-type platform: conception, design, and simulation”. *ASME Journal of Mechanisms and Robotics*, **1**(3:031005), pp. 1–16.
- [3] Martini, A., Troncossi, M., Carricato, M., and Rivola, A., 2015. “Static balancing of a parallel kinematics machine with Linear-Delta architecture: theory, design and numerical investigation”. *Mechanism and Machine Theory*, **90**, pp. 128–141.
- [4] Lee, Y.-Y., and Chen, D.-Z., 2014. “Determination of spring installation configuration on statically balanced planar articulated manipulators”. *Mechanism and Machine Theory*, **74**, pp. 319–336.
- [5] Ruzika, S., and Wiecek, M.M., 2005. “Approximation Methods in Multiobjective Programming”. *Journal of Optimization Theory and Applications*, **126**(3), pp. 473–501.

FROM ARTICULAR SURFACES TO PATIENT SPECIFIC JOINT MOTION

Michele Conconi

*Department of Industrial Engineering,
University of Bologna, Italy
E-mail: michele.conconi@unibo.it*

Vincenzo Parenti Castelli

*Department of Industrial Engineering,
University of Bologna, Italy
E-mail: vincenzo.parenti@unibo.it*

Abstract. *The knowledge of human joint motion is fundamental for the definition of effective treatments and medical devices, with an increasing request to capture the specific movements of each subject.*

A large number of techniques for in-vivo kinematic analysis exist for direct tracking of bone relative motions which are normally accurate though very invasive or viceversa.

A possible alternative to the direct tracking of joint motion is the definition of kinematic models that, based on individual patient anatomy, allow for its indirect estimation.

We propose an approach for the definition of patient specific kinematic models of human joints that requires only a three dimensional representation of the articular surfaces.

In fact, the shape of the articular surfaces results from an adaptation process of the joint to loads and motion to which it is exposed. As a result of this process, in physiological working conditions articular surfaces optimize the contact load distribution or, equivalently, maximize the joint congruence. It is thus possible to identify the adapted space of motion of a joint as the envelope of the maximum congruence configurations.

This approach has been validated for the human ankle and it is under investigation on the knee and on multi-articular joints, such as the tibio-fibular-talar complex, with preliminary good result.

Keywords: *Joint modeling, patient specific, joint congruence.*

1. INTRODUZIONE

La conoscenza del moto spaziale relativo tra le ossa che partecipano ad una articolazione è necessaria per caratterizzarne sia il comportamento fisiologico che patologico. Permette di valutare l'effetto di traumi e malattie e di definire terapie e dispositivi ortopedici quali, in particolare, protesi interne ed esterne.

Esistono diverse tecniche per il tracciamento diretto in vivo del moto relativo tra le ossa: l'uso di perni intracorticali [1] fornisce una misura accurata ma molto invasiva; la fluoroscopia stereofotogrammetrica [2] fornisce una precisione accettabile ma espone i pazienti ad alti livelli di radiazioni ionizzanti e normalmente permette un limitato campo di visione; i sistemi di misura con marcatori montati sulla pelle rappresentano l'alternativa

meno invasiva ma a causa del moto relativo tra ossa e pelle forniscono una insufficiente accuratezza [3].

Un'alternativa alla misurazione diretta consiste nella definizione di modelli cinematici basati sulle caratteristiche anatomiche del singolo paziente che permettano una stima indiretta della cinematica articolare. E' stato mostrato come sia possibile definire meccanismi spaziali equivalenti capaci di replicare gli stessi vincoli cinematici esercitati dai legamenti e dai contatti articolari sia per l'articolazione di ginocchio[4-9] che per quella di caviglia [10,11]. Purtroppo la definizione di questi meccanismi è molto sensibile all'accuratezza con cui vengono acquisiti i dati anatomici del paziente [12]. Come risultato, la modellazione tramite meccanismi fornisce ottimi risultati nel replicare ma non nel prevedere la cinematica articolare.

Per superare questi limiti è possibile ricorrere ad un differente approccio che sfrutti le proprietà proprie dei tessuti biologici. E' infatti ampiamente documentato come i tessuti connettivi quali osso, cartilagine e tessuti fibrosi (tendini e legamenti) posseggano la capacità di tradurre stimoli meccanici in segnali biochimici [13-21]. Questi segnali contribuiscono a moderare l'azione delle cellule responsabili della deposizione e del riassorbimento dei tessuti. Ne segue che i tessuti modificano la propria struttura anche in risposta ai carichi cui sono esposti [22-39]. Questa capacità è nota come adattamento funzionale [40] ed è spesso indicata anche come "legge di Wolff" quando riferita al tessuto osseo [41]. Anche se ancora argomento di dibattito [42-45], l'adattamento funzionale sembra ottimizzare le strutture anatomiche in modo da renderle capaci di sopportare le sollecitazioni fisiologiche impiegando il minor quantitativo possibile di tessuto [46-48]. Come validazione indiretta di questa ipotesi, esistono diversi modelli in letteratura capaci di predire l'organizzazione fisiologica dei tessuti imponendone l'ottimizzazione meccanica rispetto a condizioni fisiologiche di esercizio [49-62].

Esiste dunque una relazione diretta tra l'organizzazione dei tessuti che compongono una articolazione e le condizioni di esercizio cui la stessa articolazione è sottoposta. Pertanto, è teoricamente possibile risalire ai moti e ai carichi attorno cui l'articolazione si è adattata ricercando le condizioni di esercizio che l'articolazione è meglio capace di sopportare. In particolare è stato riportato che tanto il corretto sviluppo [63-66] quanto il mantenimento [67-77] delle superfici articolari sono modulate dai carichi e dal moto esperiti dal giunto, allo scopo di ottimizzare la distribuzione dei carichi durante il moto dell'articolazione [78-85].

Ne segue che è teoricamente possibile identificare lo spazio di moto per il quale le superfici articolari sono adattate (ovvero lo spazio di moto adattato) cercando la posizione e l'orientamento relativo tra le ossa nel giunto (o configurazione del giunto) che massimizzano la capacità dell'articolazione di distribuire un carico applicato.

Il primo modello cinematico a sfruttare questa idea [86] fu applicato alla ricostruzione della configurazione delle ossa del carpo durante il moto di deviazione ulnare della mano, imponendo la massimizzazione delle aree di contatto, stimate con un criterio di prossimità [87-92]. Non vi sono tuttavia indicazioni che suggeriscano che il polso si sia adattato attorno al moto di deviazione ulnare. Inoltre, l'ampiezza dell'area di contatto permette la stima della pressione media, non necessariamente un buon indicatore della capacità di distribuzione di un carico. Una migliore valutazione di tale capacità può essere ottenuta stimando invece il picco di pressione. Nella pratica clinica, si assume che tale picco sia inversamente proporzionale alla congruenza articolare la congruenza articolare, ovvero alla similarità geometrica tra le superfici a contatto.

In [93] è stata sviluppata una misura per la congruenza articolare basata sul modello a letto di molle proposto da Winkler [94]. In particolare, tale misura ha il merito di rendere il rapporto tra picco di pressione e carico applicato funzione della sola geometria del contatto, ovvero della forma delle superfici articolari e della loro posa relativa. E' quindi possibile utilizzare tale misura per stimare geometricamente la capacità di distribuzione di un carico al variare della configurazione assunta dall'articolazione. Assumendo che in condizioni fisiologiche una articolazione minimizzi i picchi di pressione, è pertanto possibile determinarne lo spazio di moto adattato come l'involuppo delle configurazioni che massimizzano la congruenza del giunto.

Questo lavoro si propone di passare in rassegna gli esempi applicativi di tale approccio alla modellazione cinematica delle articolazioni umane, richiamando anche brevemente la definizione della misura di congruenza.

2. MISURA DELLA CONGRUENZA ARTICOLARE

Come mostrato in [93], date due superfici articolari in una data posizione e orientamento relativi, ovvero nota la loro configurazione, è possibile derivare una relazione puramente geometrica rappresentativa del rapporto tra carico applicato F e picco di pressione p_0 a partire dal modello di contatto a letto di molle proposto da Winkler [94].

Si consideri la figura 1, nella quale ambo i corpi a contatto sono considerati deformabili e rappresentati con un letto di molle indipendenti di altezza costante $h_i, i = 1, 2$, collegate ad una base rigida indeformabile. Si assume assenza di interazioni tra molle adiacenti [94], e l'attrito all'interfaccia è considerato trascurabile grazie alla lubrificazione garantita dal liquido sinoviale [95]. Come ulteriore ipotesi, si assume che le molle siano allineate con la direzione di carico, parallelamente all'asse z in figura 1.

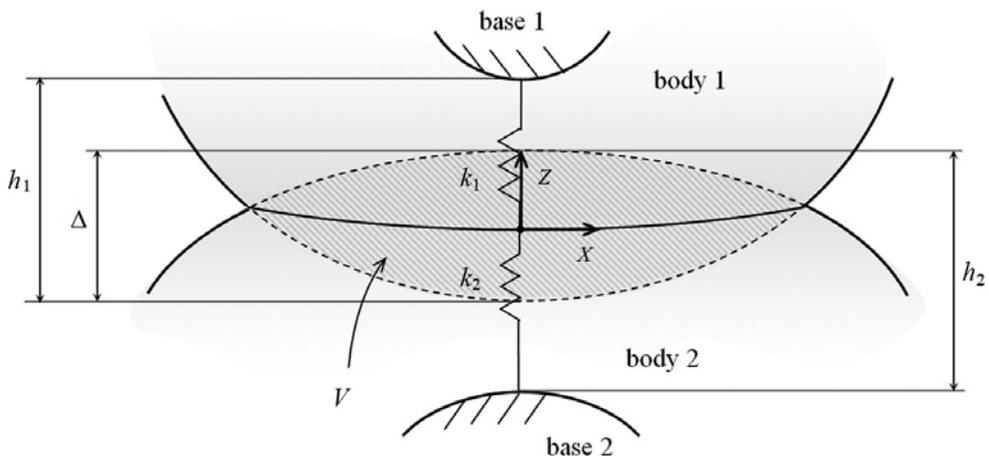


Figura 1. schematizzazione in sezione del modello a letto di molle: in tratteggio sono mostrati i profili indeformati delle superfici a contatto, mentre in linea continua la configurazione deformata finale.

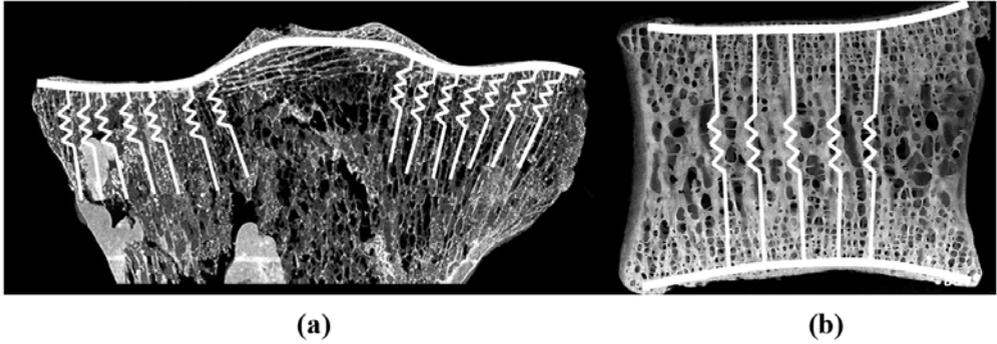


Figura 2. Sezione coronale di (a) una tibia e (b) una vertebra. In linea bianca sono state rappresentate delle molle schematizzate, costruite sulla base del reticolo trabecolare. Si evidenzia come le molle siano tra loro quasi parallele e normali alla superficie, come richiesto dal modello a letto di molle.

Tali assunzioni, in generale molto forti, si adattano però bene alla rappresentazione dell'osso trabecolare che supporta le superfici articolari. Come mostrato in figura 2 infatti, le trabecole si dispongono quasi perpendicolarmente alle superfici articolari [96-98] e dunque, se la variazione di curvatura di è piccola come accade nelle normali aree di contatto, possono essere considerate anche tra loro parallele. Inoltre, diversi studi hanno mostrato come le trabecole tendano ad allinearsi con le direzioni principali di deformazione [99-101], lavorando principalmente in compressione e trazione in analogia con delle molle. Infine, la derivazione del rapporto F/ρ_0 verrà ottenuta nel caso di contatto non conforme. Tuttavia, non dipendendo dalla forma delle superfici a contatto, il modello a letto di molle rimane valido anche nel caso di contatti multipli e/o superfici altamente conformi, come accade tipicamente nei giunti umani. Anche per questo, sebbene più semplice ad esempio del modello di Hertz, il modello di Winkler si adatta meglio di altri alla modellazione del contatto articolare.

Come riportato in [102], se si trascura gli effetti delle deformazioni trasversali la rigidezza k_i della generica molla può essere calcolata come funzione del suo modulo di Young (E_i) e del coefficiente di Poisson (ν_i) di ciascun letto di molle tramite la formula:

$$k_i = \frac{1 - \nu_i}{(1 + \nu_i)(1 - 2\nu_i)} \frac{E_i}{h_i} \quad (1)$$

mentre la rigidezza equivalente k delle due molle in serie sul singolo elemento di contatto sarà

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (2)$$

Indicando con $\delta(x, y)$ la deformazione della molla equivalente in posizione (x, y) , la pressione di contatto ivi sarà:

$$\rho(x, y) = k\delta(x, y) \quad (3)$$

Ne segue che il picco di pressione ρ_0 si avrà nella posizione di massima indentazione Δ , ovvero

$$\rho_0 = k\delta_{\max} = k\Delta \quad (4)$$

Considerando costante la rigidezza equivalente e indicando con A la proiezione della superficie di contatto sul piano ortogonale alla direzione delle molle, dA essendo l'area infinitesima su cui agisce la singola molla, la forza F risultante della distribuzione delle pressioni di contatto può essere calcolata come

$$F = \int_A \rho(x, y) dA = \int_A k\delta(x, y) dA = k \int_A \delta(x, y) dA = kV \quad (5)$$

dove V è il volume dell'intersezione Booleana tra i due corpi indeformati (corrispondente all'area tratteggiata nella sezione trasversale del contatto in figura 1).

Con questo modello di contatto, il rapporto tra forza risultante e picco di pressione diviene puramente geometrico. Infatti

$$\frac{F}{\rho_0} = \frac{kV}{k\Delta} = \frac{V}{\Delta} \quad (6)$$

A partire dalla relazione appena trovata è dunque possibile definire una valida misura della capacità di distribuzione del carico applicato propria di una articolazione in una data configurazione, ovvero una misura di congruenza articolare. Tale misura sarà funzione della sola geometria del contatto, essendo indipendente dalle proprietà dei materiali a contatto e dai carichi applicati.

3. DETERMINAZIONE DELLO SPAZIO DI MOTO ADATTATO TRAMITE MASSIMIZZAZIONE DELLA CONGRUENZA ARTICOLARE

La configurazione di un giunto con N_B ossa è descritta da un vettore \mathbf{x} appartenente ad uno spazio Σ_G di dimensione $6(N_B - 1)$. Infatti, scelto un osso come telaio, la definizione di posizione e orientamento relativo di ciascuno delle altre $N_B - 1$ ossa rispetto al telaio richiede 6 parametri.

In generale, lo spazio di moto adattato Σ_A è un sottoinsieme di Σ_G di dimensione N . Ne segue che, se lo spazio di moto adattato possiede N gradi di libertà (GDL), assegnati N parametri del vettore di configurazione \mathbf{x} in un intervallo fisiologico, i rimanenti $6(N_B - 1) - N$ parametri possono essere determinati imponendo un ottimo meccanico, nel nostro caso la massimizzazione della congruenza articolare.

In questi anni è stato definito un algoritmo di ottimizzazione per la determinazione delle configurazioni a massima congruenza. L'algoritmo utilizza il metodo del Simplex di Nelder-Mead, come implementato all'interno della GNU Scientific Library (GSL) mentre le operazioni Booleane fanno ricorso alla GNU Triangulated Surface Library (GTS). In [103] è trattata la sensibilità dell'algoritmo rispetto ai parametri che ne definiscono il funzionamento

La determinazione dello spazio di moto adattato è stata poi validata su caviglia e ginocchio. In particolare, sono state studiate le articolazioni tibio-tarsica e femoro-tibiale, per le quali $N_B = 2$ da cui $\Sigma_G \equiv \mathbb{R}^6$, e che possono essere considerate come articolazioni ad un GDL [104-105]. Pertanto Σ_A risulterà in ambo i casi una traiettoria in \mathbb{R}^6 che può essere parametrizzata, ad esempio, tramite l'angolo di flessione. Lo spazio di moto adattato di ciascuna di queste articolazioni potrà dunque essere trovato come l'involuppo delle successive configurazioni a massima congruenza ottenute comprendo l'intero spazio fisiologico di flessione. Lo stesso approccio può essere applicato allo studio di sistemi con più ossa. In particolare, come primo approccio si è scelto il complesso articolare della caviglia: il moto della fibula è infatti completamente accoppiato a quello del talo e pertanto non aggiunge ulteriori GDL [104].

Nel seguito verranno rivisti i risultati dell'applicazione del modello ai tre casi sopracitati. In tutti i casi, per definire il moto relativo, su ciascun osso vengono definiti dei sistemi di riferimento anatomici [10,106] la cui posa relativa è espressa tramite le coordinate dell'origine ed una convenzione standard di angoli di Eulero indipendente dalla sequenza di rotazione [107]. L'acquisizione delle superfici articolari è stata fatta, a seconda dei casi, per digitalizzazione diretta tramite sistema optoelettronico o tramite ricostruzione da MRI: si rimanda ai singoli lavori per le descrizioni più dettagliate delle procedure sperimentali.

Risultati per l'articolazione tibio-tarsica

In [108] è stata presentata una validazione del modello cinematico a massimizzazione della congruenza articolare applicato a dieci caviglie in-vitro.

Il moto previsto dal modello approssima bene i dati sperimentali (Figure 3 e 4), risultando in un errore assoluto medio (EAM) massimo di 2.1° per le rotazioni e di 2.3 mm per le traslazioni (Tabella 1).

Risultati per l'articolazione femoro-tibiale

La validazione sull'articolazione di ginocchio è meno estesa e ancora in fase di sviluppo. Al momento, due articolazioni sono state testate in vitro [109-110] ed un test in-vivo è in fase di elaborazione [111]. Quest'ultimo fornisce la migliore aderenza tra moto calcolato e dato sperimentale (Figura 5, Tabella 2).

Risultati per il complesso articolare di caviglia

L'estensione al caso con più di due ossa è stata testata preliminarmente sul complesso tibia-fibula-talo [112]. In questo caso tuttavia non si avevano dati sperimentali sul moto della fibula, che dunque è stato validato solo qualitativamente rispetto a dati di letteratura [113].

In questo caso, il moto previsto per il talo rimane coerente con il comportamento del modello applicato alla sola articolazione tibio-tarsica (Figura 6) con un EAM comparabile nei due casi (Tabella 3). Il moto della fibula segue bene i dati di letteratura.

4. DISCUSSIONI

Sebbene il numero di validazioni sia in crescita, l'approccio proposto necessita ancora di una estesa validazione in vivo che supporti anche statisticamente la sua applicabilità clinica. Non di meno, i risultati ottenuti finora mostrano come il modello cinematico a massimizzazione della congruenza articolare riesca a predire bene il moto naturale delle articolazioni. In particolare, laddove la forma delle superfici a contatto vincoli fortemente il moto relativo, il modello si dimostra particolarmente robusto, come nel caso della caviglia. Dove invece le superfici a contatto sono meno congruenti, come nel caso del ginocchio, il modello si è mostrato più sensibile all'accuratezza con cui vengono acquisite le superfici articolari. Il maggior pregio del modello qui proposto è che permette di predire il moto di un giunto a partire soltanto da una rappresentazione tridimensionale delle superfici articolari. Questa può essere ottenuta ad esempio tramite risonanza magnetica, consentendo quindi la definizione di modelli specifici per il singolo paziente, in vivo, con modalità non invasive. Infine, oltre a fornire importanti informazioni cliniche quali il comportamento fisiologico di una data articolazione, questo modello fornisce informazioni sulla base delle quali è possibile definire modelli muscolo-scheletrici più generali, applicabili l'analisi statica e dinamica in condizioni di carico generiche.

Tabella 1. Errore assoluto medio (EAM) sulla prono-supinazione (PS), intra-extra rotazione (IE), traslazione in direzione X (antero-posteriore), Y (prossimo distale) e Z (medio laterale) fra moto calcolato e sperimentale per ciascuna caviglia considerata. In rosso e verde sono evidenziati rispettivamente il massimo e il minimo EAM.

	PS (deg)	IE (deg)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
LEG 1	1.85	1.03	1.78	0.80	1.75
LEG 2	1.89	2.07	1.04	2.29	0.59
LEG 3	1.37	0.92	1.41	0.73	1.11
LEG 4	1.15	1.28	0.90	0.31	0.65
LEG 5	0.68	0.49	0.26	0.35	0.16
LEG 6	0.94	0.42	0.18	0.08	0.18
LEG 7	0.79	0.72	0.25	0.14	0.22
LEG 8	1.71	0.51	0.59	0.52	0.35
LEG 9	0.53	0.48	0.29	0.45	0.45
LEG 10	1.35	1.15	0.76	0.07	0.18

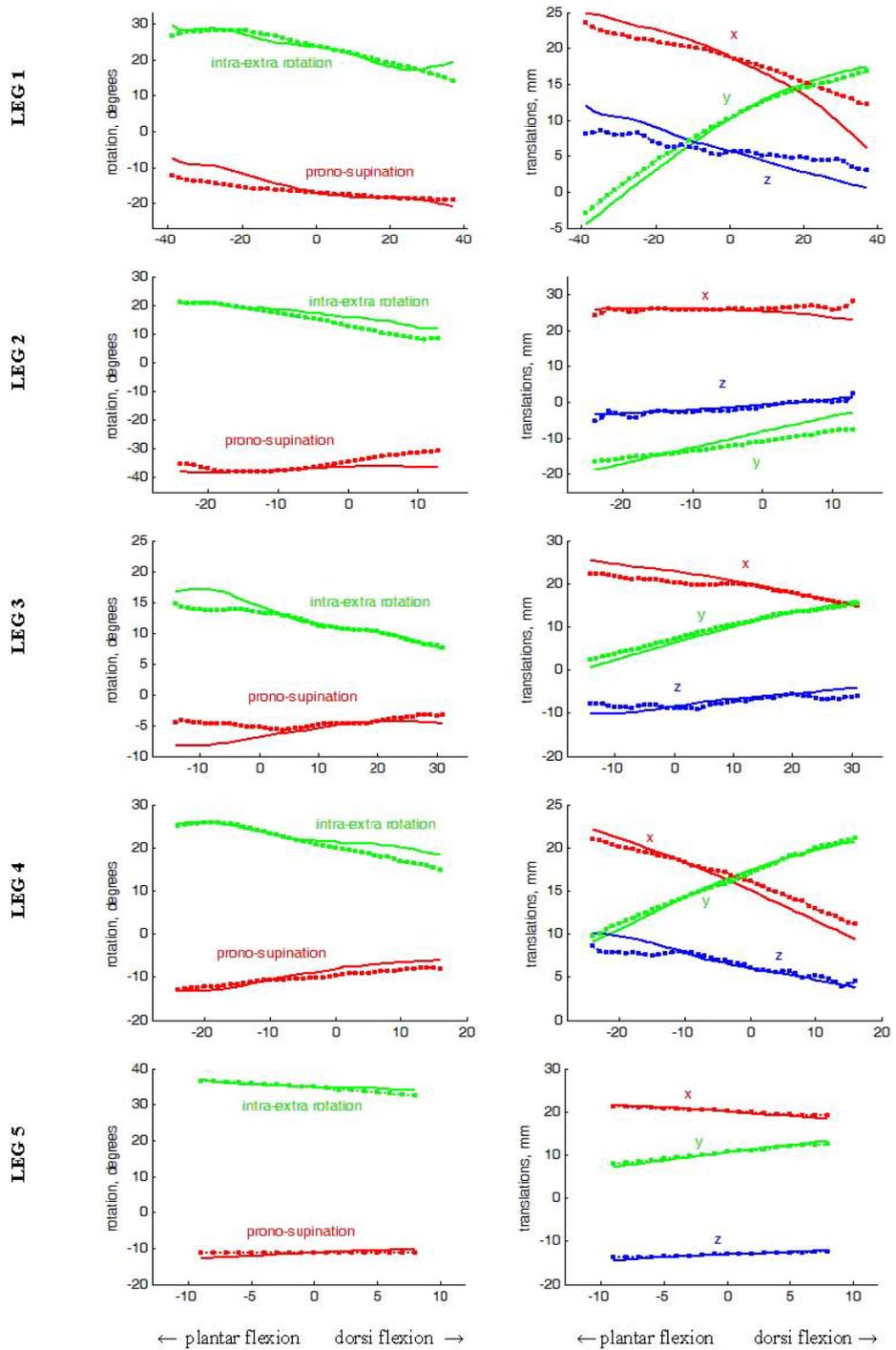


Figura 3. Confronto tra moto calcolato (-) e sperimentale (- -) per le prime 5 caviglie.

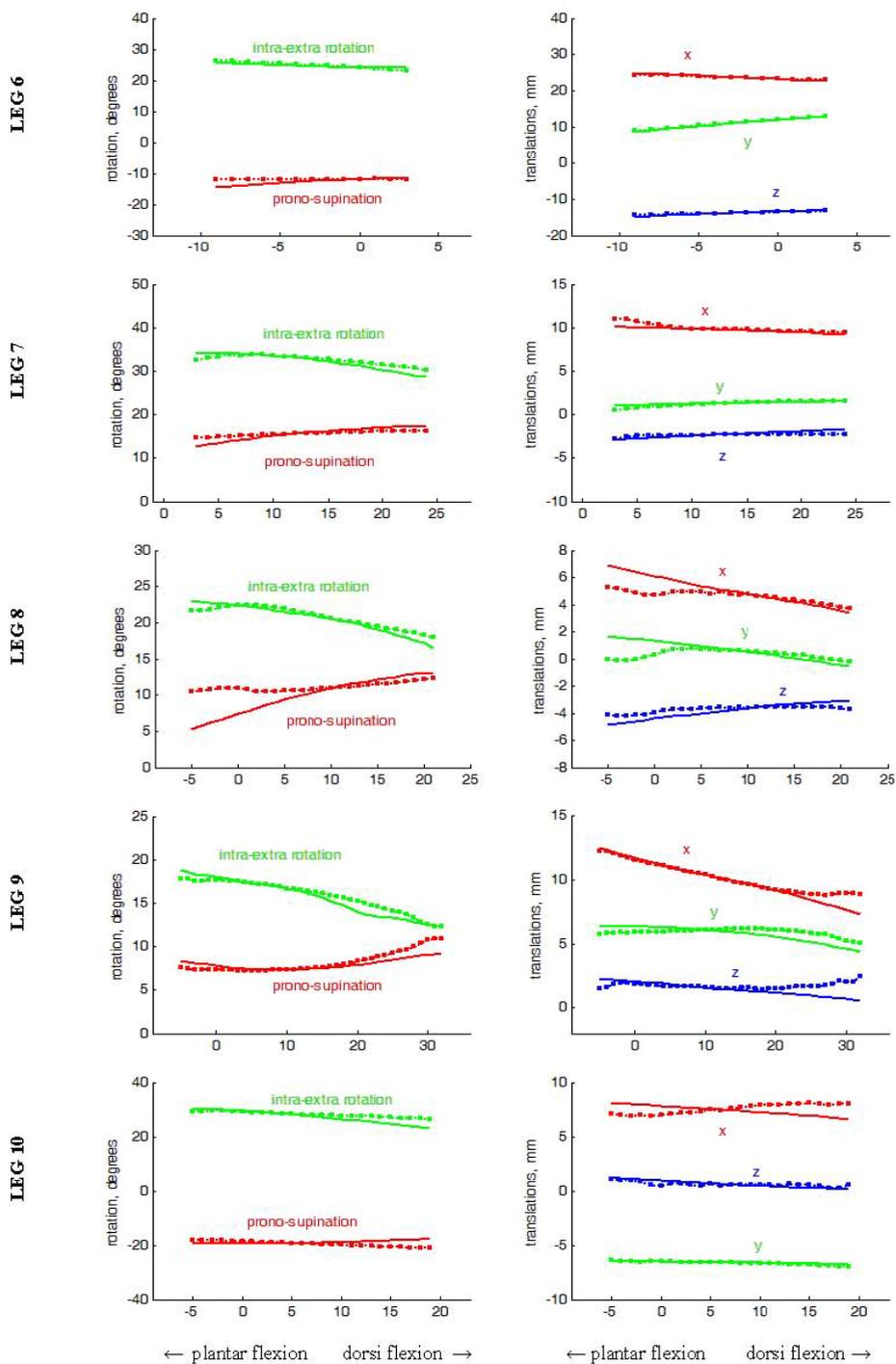


Figura 4. Confronto tra moto calcolato (-) e sperimentale (- -) per le successive 5 caviglie.

Tabella 2. Errore assoluto medio (EAM) sulla abb-adduzione (AA), intra-extra rotazione (IE), traslazione in direzione X (antero-posteriore), Y (prossimo distale) e Z (medio laterale) fra moto calcolato e sperimentale per le tre articolazioni di ginocchio considerate. In rosso e verde sono evidenziati rispettivamente il massimo e il minimo EAM.

	AA (deg)	IE (deg)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
LEG 1	1.07	5.87	11.13	2.55	3.94
LEG 2	0.89	12.25	4.64	0.29	1.29
LEG 3	0.49	3.11	4.57	0.92	0.96

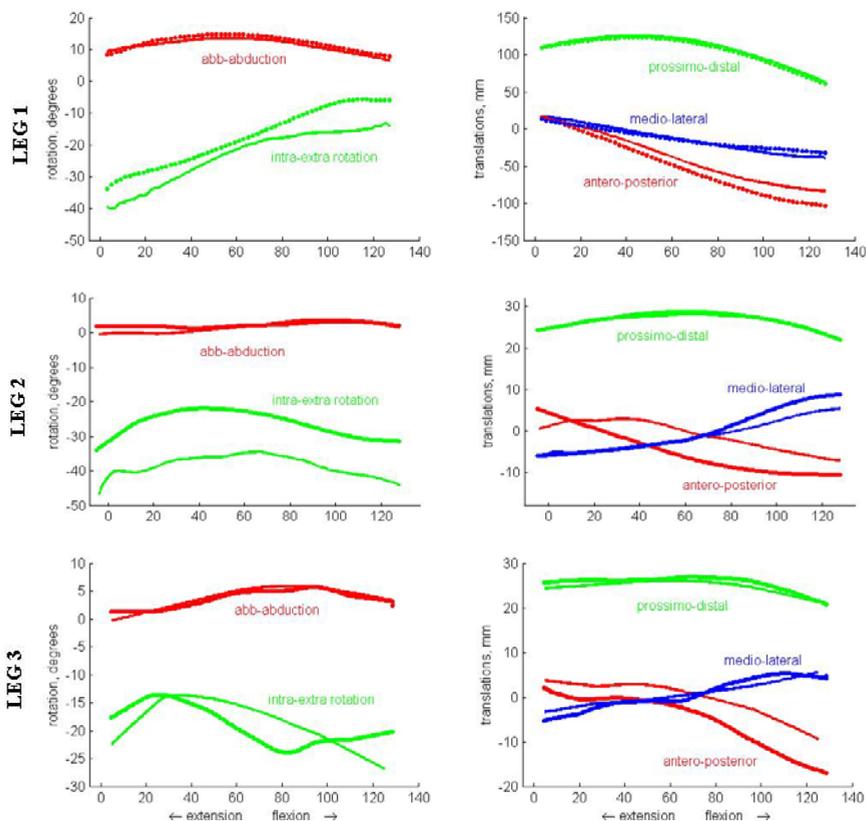


Figura 5. Confronto tra moto calcolato (-) e sperimentale (- -) per le tre articolazioni di ginocchio considerate.

Tabella 3. Errore assoluto medio (EAM) sulla prono-supinazione (PS) (AA), intra-extra rotazione (IE), traslazione in direzione X (antero-posteriore), Y (prossimo distale) e Z (medio laterale) fra moto calcolato e sperimentale per il moto di talo nel caso venga inclusa o meno la fibula nel modello cinematico.

	PS (deg)	IE (deg)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Without fibula	2.05	1.04	1.81	1.09	1.91
With fibula	1.73	1.68	1.99	1.13	1.66

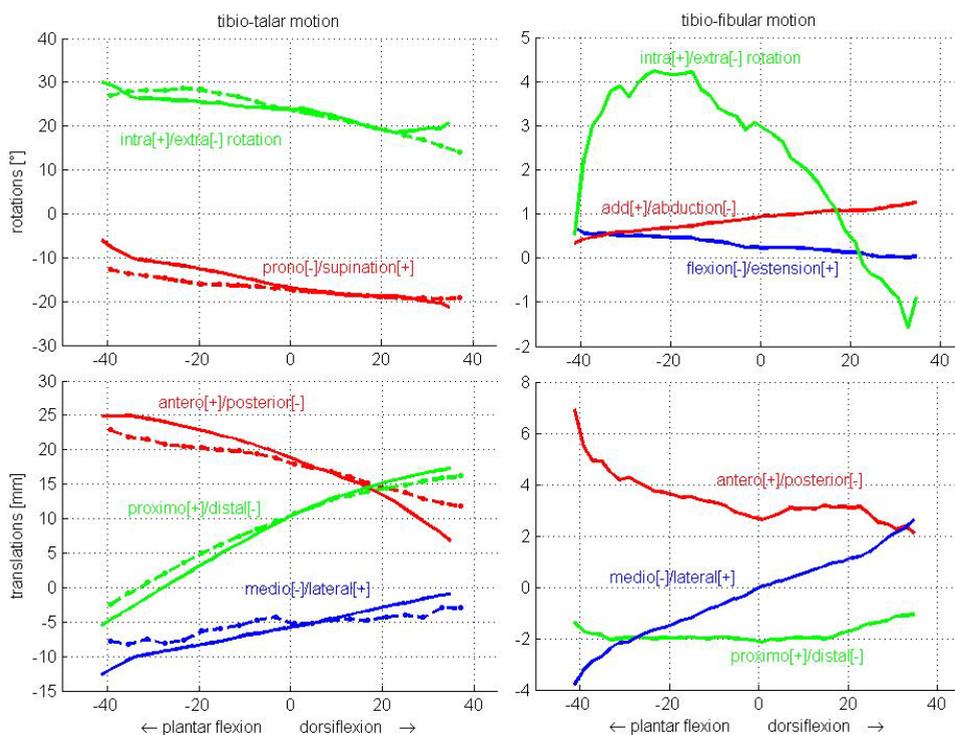


Figura 6. Confronto tra moto calcolato (-) e sperimentale (- -) per il complesso tibia-fibula-talo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Ramsey, D.K., Wretenberg, P.F., 1999. Biomechanics of the knee: methodological considerations in the in vivo kinematic analysis of the tibiofemoral and patellofemoral joint. *Clinm Biomech* 14, 595–611.
- [2] Fregly, B.J., Rahman, H.A., Banks, S.A., 2005. Theoretical accuracy of model-based shape matching for measuring natural knee kinematics with single-plane fluoroscopy. *J. Biomech. Eng.* 127, 692–699.
- [3] Leardini, A., Chiari, L., et al., 2005. Human movement analysis using stereophotogrammetry. Part 3. Soft tissue artifact assessment and compensation. *Gait Posture* 21, 212–225.
- [4] Wilson, D., O'Connor, J., 1997. A three-dimensional geometric model of the knee for the study of joint forces in gait. *Gait Posture* 5, 108–115.
- [5] Parenti-Castelli V., Di Gregorio R., 2000. Parallel mechanisms applied to the human knee passive motion simulation. *Advances in Robot Kinematics*, J. Lenarcic, and M. Stanisic, Eds., Kluwer Academic Publishers, pp. 333-344.
- [6] Di Gregorio R., Parenti-Castelli V., 2003. A spatial mechanism with higher pairs for modelling the human knee joint. *ASME Transactions Journal of Biomechanical Engineering*, 125 (2), pp. 232-237.
- [7] Feikes, J., O'Connor, J., Zavatsky, A.B., 2003. A constraint-based approach to modelling the mobility of the human knee joint. *J. Biomech.* 36, 125–129.
- [8] Ottoboni, A., Sancisi, N., et al., 2007. Equivalent spatial mechanisms for modelling passive motion of the human knee. *J. Biomech.* 40, S144.
- [9] Sancisi, N., Zannoli, D., Parenti Castelli, V., 2011a. A procedure to analyze and compare the sensitivity to geometrical parameter variations of one-dof mechanisms. In: *Proceedings of the ASME-IDETC/CIE*, pp. 1–9.
- [10] Franci, R., Parenti-Castelli, V., Belvedere, C., Leardini, A., 2009. A new one-DOF fully parallel mechanism for modelling passive motion at the human tibiotalar joint. *J. Biomech.* 42 (10), 1403–1408.
- [11] Franci, R., Parenti-Castelli, V., 2008. A one-degree-of-freedom spherical wrist for the modelling of passive motion of the human ankle joint. In: *Proceedings of IAK 2008, Conference on Interdisciplinary Applications of Kinematics*. Lima, Peru, pp. 1–13.
- [12] Sancisi, N., Parenti-Castelli, V., 2011. A sequentially-defined stiffness model of the knee. *Mech. Mach. Theory* 46, 1920–1928.
- [13] Turner, C.H., Owan, I., Takano, Y., 1995. Mechanotransduction in bone: role of strain rate. *Am. J. Physiol.* 269, E438–E442.
- [14] Burger, E.H., Klein-Nulend, J., 1999. Mechanotransduction in bone-role of the lacuno-canalicular network. *FASEB J.* 13, S101–S112, Suppl.
- [15] Letechipia, J.E., Alessi, A., et al., 2010. Would increased interstitial fluid flow through in situ mechanical stimulation enhance bone remodeling? *Med. Hypotheses* 75, 196–198.
- [16] Chen, C.T., McCabe, R.P., et al., 2000. Transient and cyclic responses of strain-generated potential in rabbit patellar tendon are frequency and pH dependent. *J. Biomech. Eng.* 122, 465–470.
- [17] Ingber, D.E., 2008. Tensegrity and mechanotransduction. *J. Bodyw. Mov. Ther.* 12, 198–200.

- [18] Kaneko, D., Sasazaki, Y., et al., 2009. Temporal effects of cyclic stretching on distribution and gene expression of integrin and cytoskeleton by ligament fibroblasts in vitro. *Connect. Tissue Res.* 50, 263–269.
- [19] Grodzinsky, A.J., Levenston, M.E., et al., 2000. Cartilage tissue remodeling in response to mechanical forces. *Annu. Rev. Biomed. Eng.* 2, 691–713.
- [20] Neu, C.P., Khalafi, A., et al., 2007. Mechanotransduction of bovine articular cartilage superficial zone protein by transforming growth factor beta signaling. *Arthritis Rheum.* 56, 3706–3714.
- [21] Leong, D.J., Hardin, J.A., et al., 2011. Mechanotransduction and cartilage integrity. *Ann. N. Y. Acad. Sci.* 1240, 32–37.
- [22] Robling, A.G., Castillo, A.B., Turner, C.H., 2006. Biomechanical and molecular regulation of bone remodeling. *Annu Rev Biomed Eng.* 8, 455–498.
- [23] Frost, H.M., 1990. Skeletal structural adaptations to mechanical usage (SATMU): 1-4. *Anat. Rec.* 226, 403–439.
- [24] Burr, D.B., Martin, R.B., et al., 1985. Bone remodeling in response to in vivo fatigue microdamage. *J. Biomech.* 18, 189–200.
- [25] Judex, S., Gross, T.S., Zernicke, R.F., 1997. Strain gradients correlate with sites of exercise-induced bone-forming surfaces in the adult skeleton. *J. Bone Miner. Res.* 12, 1737–1745.
- [26] Hsieh, Y.F., Turner, C.H., 2001. Effects of loading frequency on mechanically induced bone formation. *J. Bone Miner. Res.* 16, 918–924.
- [27] Schriefer, J.L., Warden, S.J., et al., 2005. Cellular accommodation and the response of bone to mechanical loading. *J. Biomech.* 38, 1838–1845.
- [28] Tipton, C.M., Vailas, A.C., Matthes, R.D., 1986. Experimental studies on the influences of physical activity on ligaments, tendons and joints: a brief review. *Acta Med. Scand.* 711, 157–168, Suppl.
- [29] Gillard, G.C., Reilly, H.C., et al., 1979. The influence of mechanical forces on the glycosaminoglycan content of the rabbit flexor digitorum profundus tendon. *Connect. Tissue Res.* 7, 37–46.
- [30] Hayashi, K., 1996. Biomechanical studies of the remodeling of knee joint tendons and ligaments. *J. Biomech.* 29, 707–716.
- [31] Fujie, H., Yamamoto, N., et al., 2000. Effects of growth on the response of the rabbit patellar tendon to stress shielding: a biomechanical study. *Clin. Biomech.* 15, 370–378.
- [32] Blackwood, H.J.J., 1966. Cellular remodeling in articular tissue. *J. Dent. Res.* 43, 480–489.
- [33] Vogel, K.G., Ordog, A., et al., 1993. Proteoglycans in the compressed region of human tibialis posterior tendon and in ligaments. *J. Orthop. Res.* 11, 68–77.
- [34] Benjamin, M., Ralphs, J.R., 1998. Fibrocartilage in tendons and ligaments – an adaptation to compressive load. *J. Anat.* 193, 481–494, Pt 4.
- [35] Arokoski, J., Jurvelin, J., et al., 1994. Softening of the lateral condyle articular cartilage in the canine knee joint after long distance (up to 40 km/day) running training lasting one year. *Int. J. Sports Med.* 15, 254–260.
- [36] Hudelmaier, M., Glaser, C., et al., 2003. Correlation of knee-joint cartilage morphology with muscle cross-sectional areas vs. anthropometric variables. *Anat. Rec. A Discov. Mol. Cell. Evol. Biol.* 270, 175–184.

- [37] Eckstein, F., Hudelmaier, M., Putz, R., 2006. The effects of exercise on human articular cartilage. *J. Anat.* 208, 491–512.
- [38] Brommer, H., Brama, P.A., et al., 2005. Functional adaptation of articular cartilage from birth to maturity under the influence of loading: a biomechanical analysis. *Equine Vet. J.* 37, 148–154.
- [39] Plochocki, J.H., Riscigno, C.J., Garcia, M., 2006. Functional adaptation of the femoral head to voluntary exercise. *Anat. Rec. A Discov. Mol. Cell. Evol. Biol.* 288, 776–781.
- [40] Roux, W., 1881. *Der Zuchtende Kampf der Teile, oder die “Teilauslese” im Organismus (“Theorie der Funktionellen Anpassung”)*.
- [41] Wolff, J., 1986. *The Law of Bone Remodelling*. Springer, New York.
- [42] Bertram, J.E., Biewener, A.A., 1988. Bone curvature: sacrificing strength for load predictability? *J. Theor. Biol.* 131, 75–92.
- [43] Lanyon, L.E., 1987. Functional strain in bone tissue as an objective, and controlling stimulus for adaptive bone remodelling. *J. Biomech.* 20, 1083–1093.
- [44] Lanyon, L.E., 1980. The influence of function on the development of bone curvature. An experimental study on the rat tibia. *J. Zool.* 192, 457–466.
- [45] Lanyon, L.E., Rubin, C.T., 1984. Static vs dynamic loads as an influence on bone remodelling. *J. Biomech.* 17, 897–905.
- [46] Pauwels, F., 1980. *Biomechanics of the Locomotor Apparatus*. Springer-Verlag, New York.
- [47] Riggs, C.M., Lanyon, L.E., Boyde, A., 1993. Functional associations between collagen fibre orientation and locomotor strain direction in cortical bone of the equine radius. *Anat. Embryol.* 187, 231–238.
- [48] Robling, A.G., Hinant, F.M., et al., 2002. Improved bone structure and strength after long-term mechanical loading is greatest if loading is separated into short bouts. *J. Bone Miner. Res.* 17, 1545–1554.
- [49] Carter, D.R., 1987. Mechanical loading history and skeletal biology. *J. Biomech.* 20, 1095–1109.
- [50] Huiskes, R., Weinans, H., et al., 1987. Adaptive bone-remodeling theory applied to prosthetic-design analysis. *J. Biomech.* 20, 1135–1150.
- [51] Huiskes, R., Ruimerman, R., et al., 2000. Effects of mechanical forces on maintenance and adaptation of form in trabecular bone. *Nature* 405, 704–706.
- [52] Smith, T.S., Martin, R.B., et al., 1997. Surface remodeling of trabecular bone using a tissue level model. *J. Orthop. Res.* 15, 593–600.
- [53] Jang, I.G., Kim, I.Y., 2008. Computational study of Wolff’s law with trabecular architecture in the human proximal femur using topology optimization. *J. Biomech.* 41, 2353–2361.
- [54] van Oers, R.F., Ruimerman, R., et al., 2008. A unified theory for osteonal and hemiosteonal remodeling. *Bone* 42, 250–259.
- [55] Vahdati, A., Rouhi, G., 2009. A model for mechanical adaptation of trabecular bone incorporating cellular accommodation and effects of microdamage and disuse. *Mech. Res. Commun.* 36, 284–293.
- [56] Adachi, T., Kameo, Y., Hojo, M., 2010. Trabecular bone remodelling simulation considering osteocytic response to fluid-induced shear stress. *Philos. Trans. A Math. Phys. Eng. Sci.* 368, 2669–2682.

- [57] Giori, N.J., Beaupre, G.S., Carter, D.R., 1993. Cellular shape and pressure may mediate mechanical control of tissue composition in tendons. *J. Orthop. Res.* 11, 581–591.
- [58] Wren, T.A., Beaupre, G.S., Carter, D.R., 1998. A model for loading-dependent growth, development, and adaptation of tendons and ligaments. *J. Biomech.* 31,107–114.
- [59] Wren, T.A., Beaupre, G.S., Carter, D.R., 2000. Tendon and ligament adaptation to exercise, immobilization, and remobilization. *J. Rehabil. Res. Dev.* 37, 217–224.
- [60] Carter, D.R., Wong, M., 1988. The role of mechanical loading histories in the development of diarthrodial joints. *J. Orthop. Res.* 6, 804–816.
- [61] Heegaard, J.H., Beaupre, G.S., Carter, D.R., 1999. Mechanically modulated cartilage growth may regulate joint surface morphogenesis. *J. Orthop. Res.* 17, 509–517.
- [62] Carter, D.R., Beaupre, G.S., et al., 2004. The mechanobiology of articular cartilage development and degeneration. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 427, 69–77.
- [63] Drachman, D., Sokoloff, L., 1966. The role of movement in embryonic joint development. *Dev. Biol.* 14, 401–420.
- [64] McMaster, J.H., Weinert, C.R., 1970. Effects of mechanical forces on growing cartilage. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 72, 308–314.
- [65] Ruano-Gil, D., Nardi-Villardaga, J., Teixidor-Johe, A., 1985. Embryonal hypermobility and articular development. *Acta Anat.* 123, 90–92.
- [66] Ward, A.C., Pitsillides, A., 1998. Developmental immobilization induces failure of joint cavity formation by a process involving selective local changes in glycosaminoglycan synthesis. *Trans. Orthop. Res. Soc.* 40, 199.
- [67] Palmoski, M.J., Colyer, R.A., Brandt, K.D., 1980. Joint motion in the absence of normal loading does not maintain normal articular cartilage. *Arthritis Rheum.* 23, 325–334.
- [68] Steinberg, M., Trueta, J., 1981. Effects of activity on bone growth and development in the rat. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 156, 52–60.
- [69] Amiel, D., Woo, S.L., et al., 1982. The effect of immobilization on collagen turnover in connective tissue: a biochemical-biomechanical correlation. *Acta Orthop. Scand.* 53, 325–332.
- [70] Paukkonen, K., Helminen, H.J., et al., 1984. Quantitative morphological and biochemical investigations on the effects of physical exercise and immobilization on the articular cartilage of young rabbits. *Acta. Biol. Hung.* 35, 293–304.
- [71]Bouvier, M., Zimny, M.L., 1987. Effects of mechanical loading on surface morphology of the condylar cartilage of the mandible in rats. *Acta Anat.* 129, 293–300.
- [72] Loitz, B.J., Zernicke, R.F., et al., 1989. Effects of short-term immobilization versus continuous passive motion on the biomechanical and biochemical properties of the rabbit tendon. *Clin. Orthop. Relat. Res.*, 265–271.
- [73] Smith, R.L., Thomas, K.D., et al., 1992. Rabbit knee immobilization: bone remodeling precedes cartilage degradation. *J. Orthop. Res.* 10, 88–95.
- [74] Walsh, S., Frank, C., et al., 1993. Knee immobilization inhibits biomechanical maturation of the rabbit medial collateral ligament. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 297, 253–261.
- [75] O'Connor, K.M., 1997. Unweighting accelerates tidemark advancement in articular cartilage at the knee joint of rats. *J. Bone Miner. Res.* 12, 580–589.

- [76] Jortikka, M.O., Inkinen, R.I., et al., 1997. Immobilisation causes longlasting matrix changes both in the immobilised and contralateral joint cartilage. *Ann. Rheum. Dis.* 56, 255–261.
- [77] Vanwanseele, B., Eckstein, F., et al., 2002. Knee cartilage of spinal cord-injured patients displays progressive thinning in the absence of normal joint loading and movement. *Arthritis Rheum.* 46, 2073–2078.
- [78] Cooney, W.P., Chao, E.Y., 1977. Biomechanical analysis of static forces in the thumb during hand function. *J. Bone Jt. Surg. Am.* 59, 27–36.
- [79] Dekel, S., Weissman, S.L., 1978. Joint changes after overuse and peak overloading of rabbit knees in vivo. *Acta Orthop. Scand.* 49, 519–528.
- [80] Radin, E.L., Ehrlich, M.G., et al., 1978. Effect of repetitive impulsive loading on the knee joints of rabbits. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 131, 288–293.
- [81] Sokoloff, L., 1969. *The Biology of Degenerative Joint Disease.* The University of Chicago Press, Chicago and London.
- [82] Bullough, P.G., 1981. The geometry of diarthrodial joints, its physiologic maintenance, and the possible significance of age-related changes in geometry-to load distribution and the development of osteoarthritis. *Clin. Orthop. Relat. Res.* 156, 61–66.
- [83] Frost, H.M., 1999. An approach to estimating bone and joint loads and muscle strength in living subjects and skeletal remains. *Am. J. Hum. Biol.* 11, 437–455.
- [84] Hueter, C., 1862. Anatomische studien an den extremitätengelenken neugeborener und erwachsener. *Virchows Arch. A Pathol. Anat. Histopathol.* 25, 572–599.
- [85] Volkmann, R., 1862. Chirurgische erfahrungen uber knochenverbiegungen und knochenwachstum. *Virchows Arch. A Pathol. Anat. Histopathol.* 24, 512–540.
- [86] Sirkett, D., Mullineux, G., et al., 2004. A kinematic model of the wrist based on maximization of joint contact area. *Proc. Inst. Mech. Eng. H: J. Eng. Med.* 218, 349–359.
- [87] Scherrer, P.K., Hillberry, B.M., Sickle, D.C.V., 1979. Determining the in-vivo areas of contact in the canine shoulder. *J. Biomech. Eng.* 101, 271–278.
- [88] Ateshian, G.A., Ark, J.W., et al., 1995. Contact areas in the thumb carpometacarpal joint. *J. Orthop. Res.* 13, 450–458.
- [89] Perie, D., Hobatho, M.C., 1998. In vivo determination of contact areas and pressure of the femorotibial joint using non-linear finite element analysis. *Clin. Biomech.* 13, 394–402.
- [90] Ronsky, J., Van den Bogert, A. et al., 1997. Application of magnetic resonance imaging for non-invasive quantification of joint contact surface areas. In: *Proceedings of the IEEE 17th Annual Conference. Engineering in Medicine and Biology Society, 1995*, vol. 2, pp. 1253–1254.
- [91] Kura, H., Kitaoka, H.B., et al., 1998. Measurement of surface contact area of the ankle joint. *Clin. Biomech.* 13, 365–370.
- [92] Corazza, F., Stagni, R., et al., 2005. Articular contact at the tibiotalar joint in passive flexion. *J. Biomech.* 38, 1205–1212.
- [93] Conconi, M., Parenti-Castelli, V., 2014. A sound and efficient measure of joint congruence. *Proc. Inst. Mech. Eng. H: J. Eng. Med.* 228 (9), 935–941.
- [94] Johnson, K., 1985. *Contact mechanics.* Cambridge University Press, Cambridge.
- [95] Merkher Y, Sivan S, Etsion I, et al. A rational human joint friction test using a human cartilage-on-cartilage arrangement. *Tribol Lett* 2006; 22: 29–36.

- [96] Gray H (ed.). *Gray's anatomy: the anatomical basis of clinical practice*. Edinburgh; New York: Elsevier Churchill Livingstone, 2004.
- [97] Schiff A, Li J, Inoue N, et al. Trabecular angle of the human talus is associated with the level of cartilage degeneration. *J Musculoskelet Neuronal Interact* 2007; 7: 224–230.
- [98] Kamibayashi L, Wyss UP, Cooke TD, et al. Changes in mean trabecular orientation in the medial condyle of the proximal tibia in osteoarthritis. *Calcif Tissue Int* 1995; 57: 69–73.
- [99] Pauwels F. *Biomechanics of the locomotor apparatus*. New York: Springer, 1980.
- [100] Carter DR. Mechanical loading history and skeletal biology. *J Biomech* 1987; 20: 1095–1109.
- [101] Mullender MG and Huiskes R. Proposal for the regulatory mechanism of Wolff's law. *J Orthop Res* 1995; 13: 503–512.
- [102] Perez-Gonzalez A, Fenollosa-Esteve C, Sancho-Bru JL, et al. A modified elastic foundation contact model for application in 3D models of the prosthetic knee. *Med Eng Phys* 2008; 30: 387–398.
- [103] Conconi, M., Parenti-Castelli, V., 2012. Sensitivity and Stability Analysis of a Kinematic Model for Human Joints (An Application to Human Ankle). In XII International Symposium on 3D Analysis of Human Movement. 1-4.]
- [104] Leardini A, O'Connor J, Catani F, et al. Kinematics of the human ankle complex in passive flexion; a single degree of freedom system. *J Biomech* 1999; 32: 111–118.
- [105] Wilson, D., Feikes, J., Zavatsky, A., O'Connor, J., 2000. The components of passive knee movement are coupled to flexion angle. *Journal of Biomechanics*. 33, 465-473.
- [106] Sancisi, N., Parenti-Castelli, V., 2011. A sequentially-defined stiffness model of the knee. *Mechanism and Machine Theory*. 46, 1920–1928.
- [107] Grood ES and Suntay WJ. A joint coordinate system for the clinical description of three-dimensional motions: application to the knee. *J Biomech Eng* 1983; 135: 136–144.
- [108] Conconi, M., Leardini, A., Parenti-Castelli, V., 2015. Joint kinematics from functional adaptation: A validation on the tibio-talar articulation. *Journal of Biomechanics*. 48, 2960 - 2967.
- [109] Sancisi, N., Conconi, M., Parenti-Castelli, V., 2015. Prediction of the Subject-Specific Knee Passive Motion from Non-Invasive Measurements. In *The 25th Congress of the International Society of Biomechanics - XXV ISB*.
- [110] Conconi, M., Sancisi, N., Parenti Castelli, V., 2016. Subject-specific model of knee natural motion: a non-invasive approach. In *The 15-th Advances in Robot Kinematics conference - ARK, Grasse, France*.
- [111] Nardini, F., Sancisi, N., Belvedere, C., Conconi, M., A., L., Parenti Castelli, V., 2016. In-vivo Identification of a Subject-specific Model of the Knee Natural Motion. In *22nd Congress of the European Society of Biomechanics - ESB, Lyon, France*.
- [112] Conconi, M., Parenti-Castelli, V., 2015. A Kinematic Model of the Tibia-Fibula-Talus Complex from Functional Adaptation. In *The 25th Congress of the International Society of Biomechanics - XXV ISB*.
- [113] Huber, T., Schmoelz, W., Bolderl, A., 2012. Motion of the fibula relative to the tibia and its alterations with syndesmosis screws: A cadaver study. *Foot Ankle Surg*. 18, 203–209.

RILIEVO DEL MOVIMENTO DEL DITO INDICE: CONFRONTO FRA STEREOFOTOGRAMMETRIA E ACCELEROMETRI

Marco Cocconcelli

*Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria
Università di Modena e Reggio Emilia
Email: marco.cocconcelli@unimore.it*

Nicola Sancisi

*Dipartimento di Ingegneria Industriale,
Università di Bologna, Italia
E-mail: nicola.sancisi@unibo.it*

Claudio Mazzotti

*Dipartimento di Ingegneria Industriale,
Università di Bologna, Italia
E-mail: claudio.mazzotti4@unibo.it*

Riccardo Rubini

*Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria
Università di Modena e Reggio Emilia
Email: riccardo.rubini@unimore.it*

Vincenzo Parenti Castelli

*Dipartimento di Ingegneria Industriale,
Università di Bologna, Italia
E-mail: vincenzo.parenti@unibo.it*

Sommario. *Il movimento naturale del dito indice di un volontario è misurato e analizzato mediante due diversi sistemi di acquisizione. Il primo è un sistema stereofotogrammetrico e si basa sulla misura delle coordinate di marcatori collegati a ciascun segmento (falange o palmo della mano) tramite un gruppo di telecamere. Il secondo fa uso di sensori inerziali che integrano un accelerometro ed un giroscopio. Lo scopo dello studio è comprendere quanto i risultati dei due sistemi sono sovrapponibili e di conseguenza quanto le due tecniche di misura possono essere utilizzate in alternativa o combinate tra loro.*

Parole chiave: Misura del moto spaziale; IMU - Inertial Measurement Unit; Sistema stereo-fotogrammetrico.

1. INTRODUZIONE

La mano umana è uno degli organi più complessi e affascinanti del corpo umano. A causa della sua estrema complessità, essa è oggetto di studio fin dai tempi passati. Negli ultimi decenni, molti sforzi sono stati spesi nello studio della mano, in particolare nella determinazione di un modello matematico della stessa il più aderente possibile alla realtà,

in grado di descriverne o prevederne il movimento durante determinati compiti motori [1]. Punto di partenza comune per questi studi è il rilievo sperimentale del movimento della mano. Tra i sistemi di acquisizione utilizzabili per lo scopo, vi sono i sistemi stereofotogrammetrici, indicati con SF nel seguito, o i sistemi basati sull'uso di sensori IMU (Inertial Measurement Unit). Un sistema SF è essenzialmente composto da due o più telecamere in grado di rilevare il moto spaziale di una sfera (in seguito chiamata marcatore) ricoperta di materiale retro-riflettente. In particolare, nel caso di un corpo rigido la misura di almeno tre marcatori ad esso solidali consente di rilevare le sei componenti del moto spaziale del corpo. Il sensore IMU, di contro, è costituito da una scheda elettronica di dimensioni e costo generalmente molto contenute, equipaggiata di norma con un accelerometro a tre assi, un giroscopio e, in alcuni casi, un magnetometro. Le informazioni ottenibili da un singolo sensore sono sufficienti per ricavare le sei componenti del moto spaziale del corpo.

SF è un sistema di semplice utilizzo, molto robusto e largamente utilizzato, che permette di effettuare rilevazioni precise del moto spaziale di corpi a patto che ogni singolo marcatore sia correttamente visibile contemporaneamente da un numero sufficientemente elevato di telecamere. Entro certi limiti, infatti, maggiore è il numero di telecamere che vedono il singolo marcatore, maggiore sarà la precisione nella ricostruzione del moto spaziale del marcatore stesso. Ciò comporta in genere maggiori ingombri e costi per aumentare il numero di telecamere. I sistemi IMU, di contro, non soffrono dei suddetti problemi di visibilità, tuttavia richiedono maggiori attenzioni nell'elaborazione dei dati, dal momento che le informazioni sulla posa (posizione ed orientamento) del corpo sono ottenute per integrazione del segnale del sensore, generando possibili instabilità numeriche e quindi errori maggiori nella ricostruzione del movimento. I due sistemi di acquisizione sono quindi entrambi idonei all'ottenimento del moto spaziale del corpo a cui sono vincolati e, grazie alle rispettive peculiarità, si possono ritenere entro certi termini complementari.

In questo studio, entrambi i sistemi di rilevazione del movimento sopracitati sono stati applicati per capire entro che limiti i due sistemi sono equivalenti o integrabili al fine di ottenere una misura precisa del moto spaziale della mano. Si è proceduto realizzando una campagna sperimentale atta a misurare in particolare il moto spaziale delle tre falangi del dito indice e del dorso della mano destra di un volontario. Grazie ad opportuni supporti, la misura del moto di ogni falange e del dorso è stata effettuata usando contemporaneamente le due tecniche. I dati acquisiti con i due sistemi sono stati elaborati e messi a confronto. I risultati ottenuti sono incoraggianti e lasciano dunque trasparire interessanti potenzialità nell'uso congiunto di queste due tecniche di acquisizione per la misura del moto spaziale della mano. Traspaiono però alcune criticità nell'integrazione del segnale che dovranno essere chiarite con successive analisi.

2. METODI

Prove sperimentali

Il moto spaziale del dito indice è stato misurato mediante due sistemi di rilevazione del

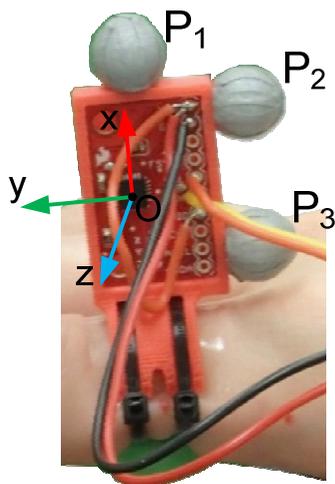


Figura 1. Il sistema di riferimento soldiale con il supporto rigido.

movimento basati rispettivamente su SF e IMU. In particolare, per il primo è stato utilizzato un sistema Vicon (Vicon Motion Systems Ltd), mentre per il secondo un dispositivo dell'azienda SparkFun, basato sul sensore MEMS MPU-6050 della casa produttrice InvenSense, privo di magnetometro. In particolare, in questo lavoro si è misurato il moto di flessione/estensione in assenza di carico del palmo della mano e delle tre falangi del dito indice di un soggetto sano di 21 anni. Il palmo della mano è stato considerato un unico corpo rigido per quanto sia in effetti composto da quattro ossa metacarpi: questa semplificazione è comunemente accettata in biomeccanica nell'ambito delle misure sperimentali del movimento della mano umana. A rafforzare le ragioni di questa semplificazione c'è il fatto che, per il dito indice, l'osso metacarpale che afferisce allo stesso (1° metacarpo) è soggetto a movimenti molto contenuti durante il movimento di flessione/estensione in assenza di carico.

Per la misura contemporanea mediante SF e IMU, supporti rigidi in plastica (in seguito chiamati solo supporti) progettati appositamente per questa particolare applicazione sono stati collegati a ciascuna falange e al palmo della mano (Figura 1). I supporti presentano una superficie di forma cilindrica che si impegna con il dito e una superficie di forma rettangolare sul contorno della quale sono stati posizionati tre marcatori e all'interno della quale, complanare con i tre marcatori, è stato disposto il sensore IMU.

Sistemi di riferimento

Il movimento di ciascun corpo tramite SF viene ottenuto dalla misura delle coordinate dei centri dei tre marcatori. Chiamando P_1 , P_2 e P_3 questi punti e disponendoli come mostrato in Figura 1, è possibile definire un sistema di riferimento S_v avente origine O_v nel centro del sensore IMU (come chiarito in seguito), asse x definito dai punti P_2 e P_3 , asse z ortogonale

al piano contenente i tre punti P_1 , P_2 e P_3 e asse y orientato di conseguenza in modo da definire una terna destrorsa.

Per quanto riguarda il sensore IMU, esso è dotato di un sistema di riferimento S_{IMU} proprio, rispetto al quale vengono forniti i valori di accelerazione (dati dall'accelerometro) e quelli relativi alla velocità angolare (dati dal giroscopio) del sensore stesso. Il sistema S_{IMU} è orientato come in Figura 1 e la sua origine è posta al centro del sensore (quadrato nero di Figura 1).

Per come sono stati definiti, i due sistemi di riferimento S_V e S_{IMU} hanno lo stesso orientamento. Affinché i due sistemi siano coincidenti, l'origine O_V deve coincidere con O_{IMU} , ovvero bisogna individuare la posizione dell'origine del sensore rispetto ai tre marcatori. Per fare questo è stato sufficiente misurare in condizioni statiche (dita in piena estensione con il palmo della mano appoggiato su di un piano) l'origine O_{IMU} del sensore tramite un puntatore costituito da un corpo rigido appuntito, su cui sono montati tre marcatori: dalla conoscenza della posizione spaziale dei tre marcatori è possibile ricostruire la posizione del punto coincidente con la punta del puntatore stesso.

Acquisizioni

Il volontario è stato istruito ad eseguire cinque flessioni complete del dito indice. Per gli scopi del lavoro non è stata richiesta una specifica ripetibilità del movimento, ma sono state richieste le seguenti caratteristiche:

- palmo della mano fermo, appoggiato ad un supporto;
- flessione completa su tutte le falangi;
- visibilità di tutti i marcatori su tutto l'arco del movimento;
- sotto queste condizioni, movimento il più possibile naturale.

Durante ogni ripetizione, il movimento è stato acquisito contemporaneamente con i due sistemi SF e IMU. La sincronizzazione tra i due sistemi è stata realizzata ad inizio acquisizione mediante una piccola percussione dell'estremità del dito: ne consegue che entrambi i sistemi hanno registrato un picco di spostamento/accelerazione che è stato utilizzato, in fase di elaborazione dati, per allineare i dati.

Per quanto riguarda SF, le coordinate dei marcatori sono state acquisite mediante un sistema di 8 telecamere, posizionate in modo tale da consentire la visibilità su tutto l'arco di flessione. Per quanto riguarda IMU, invece, i sensori sono stati opportunamente cablati tra loro secondo quanto prescritto dal produttore, collegati ad un sistema di acquisizione esterno che potesse registrare i dati e fornire la corretta alimentazione ai sensori. In particolare, si è utilizzato il sistema di acquisizione programmabile myRIO (National Instruments), provvisto di due canali separati (MXP-A e MXP-B) per l'acquisizione e il controllo del sensore mediante protocollo di comunicazione I2C. L'IMU permette di collegare direttamente un secondo sensore in modalità master-slave, sdoppiando ulteriormente i canali disponibili sulla scheda myRIO e permettendo di acquisire contemporaneamente i quattro sensori disposti sul dito indice (Figura 2).

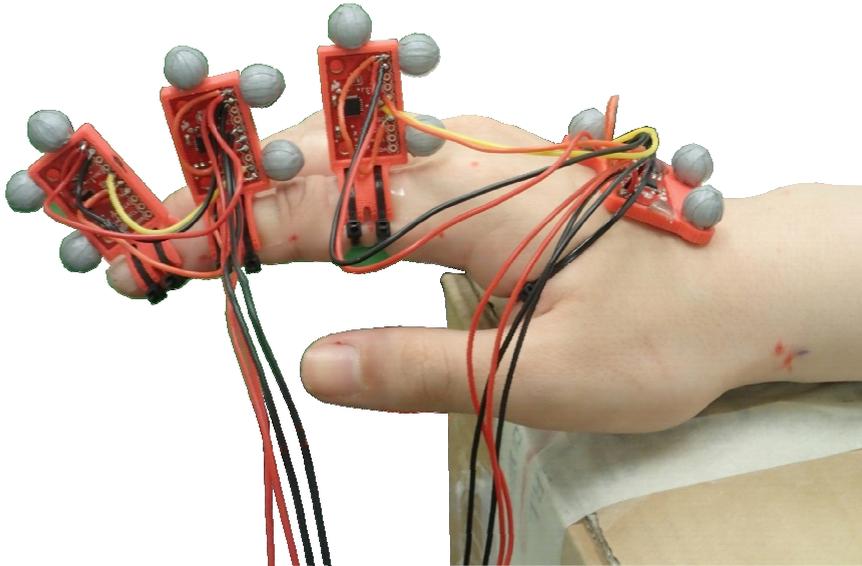


Figura 2. Setup finale dei quattro sensori IMU.

3. ELABORAZIONE DATI

Le due tecniche forniscono grandezze sperimentali non omogenee in sistemi di riferimento differenti. SF infatti fornisce le coordinate di tre punti, ovvero posizione e orientamento del corpo in un sistema di laboratorio, mentre IMU fornisce l'accelerazione di un punto (comprendente anche l'accelerazione di gravità) e la velocità angolare rispetto al sistema del sensore/supporto S_{IMU} . Il confronto tra i risultati delle due tecniche richiede quindi necessariamente un'elaborazione dati, che in questo caso è stata eseguita con due modalità differenti: (i) data la misura SF, sono state calcolate le grandezze ottenibili da IMU, (ii) data la misura IMU, sono state calcolate le grandezze ottenibili da SF.

Come rappresentato in Figura 3, in seguito si farà riferimento a:

- S_{LAB} : il sistema di laboratorio, ovvero la terna rispetto alla quale con SF vengono fornite le coordinate di ogni marcatore.

- S_i : sistema di riferimento associato al generico supporto, dove il pedice i ($i=0, \dots, n$) si riferisce al generico istante di tempo t_i .

In particolare, S_i rappresenta i sistemi S_V e S_{IMU} nei vari istanti di tempo. Dal moto dei tre marcatori associati al supporto è possibile conoscere la posa del sistema S_i rispetto al sistema S_{LAB} .

Da SF ad IMU

All'inizio dell'acquisizione ($t = t_0$), il dito indice è fermo e in piena estensione: è dunque ragionevole supporre che il sensore IMU misuri solamente l'accelerazione $\mathbf{g}^{(S_0)}$, ovvero l'accelerazione di gravità all'istante $t = t_0$ nel riferimento S_0 . Dai dati SF è invece possibile

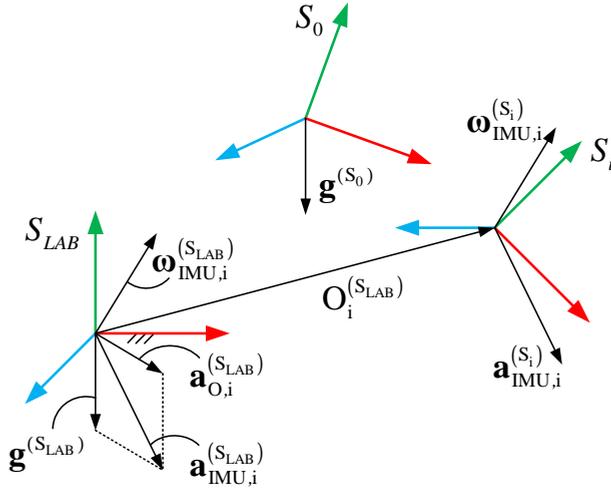


Figura 3. Sistemi di riferimento usati per l'elaborazione dati da SF ad IMU.

ottenere l'orientamento del sistema S_0 in S_{LAB} , qui rappresentato dalla matrice ortonormale (di dimensione 3×3) \mathbf{R}_0 . Ne consegue che:

$$\mathbf{g}^{(S_{LAB})} = \mathbf{R}_0 \mathbf{g}^{(S_0)} \quad (1)$$

dove $\mathbf{g}^{(S_{LAB})}$ si riferisce all'accelerazione di gravità $\mathbf{g}^{(S_0)}$ scritta nel sistema S_{LAB} . Derivando numericamente i dati SF, è possibile ricavare l'accelerazione $\mathbf{a}_{O,i}^{(S_{LAB})}$ dell'origine del sistema S_i per ogni istante di tempo misurato, a meno dell'accelerazione di gravità. Conseguentemente $\mathbf{a}_{IMU,i}^{(S_{LAB})}$, ovvero l'accelerazione misurata da IMU, può essere ricavata da SF tramite l'equazione:

$$\mathbf{a}_{IMU,i}^{(S_{LAB})} = \mathbf{a}_{O,i}^{(S_{LAB})} + \mathbf{g}^{(S_{LAB})} \quad (2)$$

Tale accelerazione nel sistema S_i vale:

$$\mathbf{a}_{IMU,i}^{(S_i)} = \mathbf{R}_i^T \mathbf{a}_{IMU,i}^{(S_{LAB})} \quad (3)$$

Questo dato è direttamente confrontabile con i dati di accelerazione forniti da IMU.

Per quanto riguarda invece la velocità angolare del sistema S_i , essa può essere ricavata mediante l'espressione:

$$\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{IMU,i}^{(S_{LAB})} = \dot{\mathbf{R}}_i \mathbf{R}_i^T \Rightarrow \boldsymbol{\omega}_{IMU,i}^{(S_{LAB})} = \begin{pmatrix} \omega_{1,x} \\ \omega_{1,y} \\ \omega_{1,z} \end{pmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\omega}_{IMU,i}^{(S_i)} = \mathbf{R}_i^T \boldsymbol{\omega}_{IMU,i}^{(S_{LAB})} \quad (4)$$

dove $\dot{\mathbf{R}}_i$ è la derivata di \mathbf{R}_i calcolata numericamente e $\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{IMU,i}^{(S_{LAB})}$ è la matrice 3×3 antisimmetrica da cui è possibile ottenere gli elementi del vettore $\boldsymbol{\omega}_{IMU,i}^{(S_{LAB})}$ ed infine gli

elementi del vettore $\boldsymbol{\omega}_{\text{IMU},i}^{(S_i)}$, ovvero la velocità angolare istantanea (misurata da IMU) cercata.

Da IMU a SF

L'obiettivo è ricavare i dati misurati con SF partendo dalla conoscenza dei dati misurati con il sensore MPU-6050. Per comodità di interpretazione dei dati si è scelto S_0 come sistema di riferimento rispetto al quale confrontare i dati di IMU e SF. Le due grandezze acquisite dall'IMU non sono omogenee, essendo un'accelerazione e una velocità angolare. Le elaborazioni per la determinazione della posa del sensore nel sistema di riferimento S_0 saranno quindi differenti per posizione e orientamento. Si considerino i riferimenti S_0 , S_i ed S_{i+1} rappresentanti la posa del sensore al tempo t_0 , t_i e t_{i+1} rispettivamente. Il giroscopio interno del sensore restituisce le tre componenti del vettore velocità angolare istantanea $\boldsymbol{\omega}_i^{(S_i)}$ da cui si ricava il rispettivo versore di rotazione $\mathbf{u}_i^{(S_i)}$ (Eq. 5) in S_i , tramite il quale si determina la matrice di rotazione $\mathbf{R}(\text{dt})$ istantanea dal sistema S_i a S_{i+1} (Eq. 6):

$$\mathbf{u}_i^{(S_i)} = \frac{1}{|\boldsymbol{\omega}_i|} \begin{pmatrix} \omega_{i,x} \\ \omega_{i,y} \\ \omega_{i,z} \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{R}(\text{dt}) = \cos(|\boldsymbol{\omega}_i| \text{dt}) \mathbf{I} + \sin(|\boldsymbol{\omega}_i| \text{dt}) [\tilde{\mathbf{u}}_i] + (1 - \cos(|\boldsymbol{\omega}_i| \text{dt})) [\tilde{\mathbf{u}}_i]^2 \quad (6)$$

Successivamente si esprime ad ogni istante di tempo l'orientamento del sensore rispetto alla posa rappresentata da S_0 , come prodotto fra matrici \mathbf{R} successive. Come già scritto in precedenza, l'accelerometro MEMS presente nel sensore IMU misura anche la componente continua dell'accelerazione, ossia la gravità. Questo contributo deve essere rimosso dal valore di accelerazione misurata per ottenere lo spostamento del sensore tramite integrazione. Come già chiarito, all'inizio dell'acquisizione ($t = t_0$) è ragionevole supporre che il sensore IMU misuri solamente l'accelerazione $\mathbf{g}^{(S_0)}$, ovvero l'accelerazione di gravità all'istante $t = t_0$ nel riferimento S_0 . La conoscenza dell'orientamento del sensore rispetto a S_0 calcolato in precedenza permette di esprimere le componenti del vettore gravità nel generico sistema S_i . Indicando - nel sistema di riferimento S_i - con \mathbf{a}_m l'accelerazione misurata, \mathbf{a}_p l'accelerazione propria del sensore e con \mathbf{g} la gravità, si ha:

$$\mathbf{a}_p^{(S_i)} = \mathbf{a}_m^{(S_i)} - \mathbf{g}^{(S_i)} \quad (7)$$

L'accelerazione propria \mathbf{a}_p - trasformata nel sistema S_0 - è integrata due volte per ottenere l'andamento della posizione dell'origine del sistema di riferimento. L'integrazione avviene nel dominio della frequenza, utilizzando un algoritmo proposto in [4]. Poiché l'operazione di integrazione richiede la conoscenza delle condizioni iniziali, la posa iniziale del sensore IMU è determinata tramite il sistema SF.

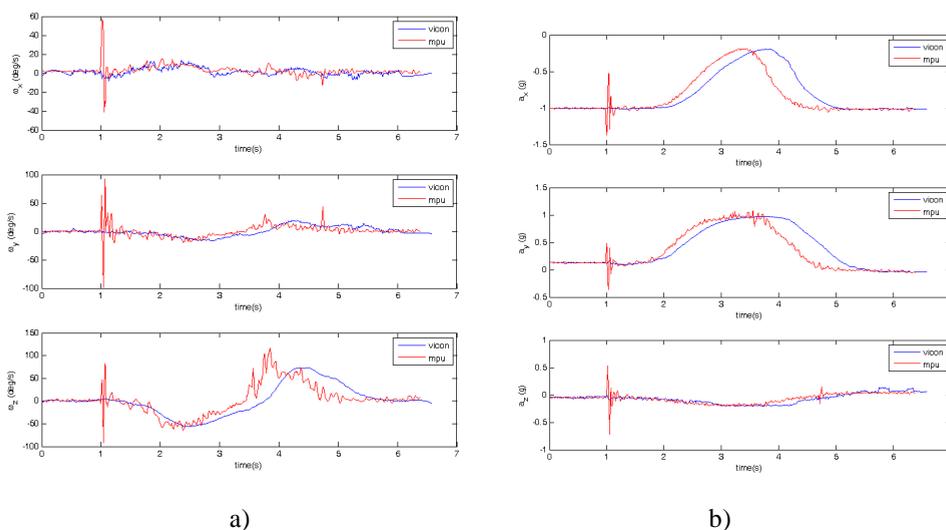


Figura 4. Confronto tra i dati acquisiti dal sensore IMU (linea rossa) e i risultati ottenuti dall'elaborazione dei dati acquisiti tramite SF (linea blu). a) Velocità angolare. b) Accelerazione.

4. RISULTATI

In Figura 4 sono riportati i risultati ottenuti con la procedura di elaborazione dati da SF a IMU. Si sono riportati, a titolo di esempio, solamente i grafici relativi allo studio del moto del supporto solidale con la prima falange del dito indice. La linea rossa rappresenta i dati misurati dal sensore IMU, mentre la linea blu si riferisce al sistema SF. I risultati ottenuti mostrano una buona concordanza tra i due sistemi di acquisizione sia per quanto riguarda la velocità angolare (Figura 4a) che per quanto riguarda l'accelerazione (Figura 4b). E' evidente però una differenza nel tempo. Questa potrebbe essere giustificata con una possibile frequenza di campionamento non esattamente coincidente tra i due sistemi.

In Figura 5 sono riportati i confronti tra i risultati ottenuti mediante la procedura da IMU (linea rossa) a SF (linea blu). I risultati sono discordanti e sottolineano la difficoltà nel trattare i segnali derivati (velocità e accelerazioni). In particolare il processo di integrazione numerica risente delle derivate dovute a componenti continue nel segnale derivato, inficiando il risultato finale. Ad esempio si consideri la parametrizzazione dell'orientamento riportato in Figura 5a secondo la convenzione asse-angolo (ossia determinando per ciascun istante le componenti dell'asse di rotazione finito e il valore della rotazione stessa θ che consentono di portare il supporto dalla posa iniziale a quella istantanea considerata). L'andamento temporale della rotazione istantanea θ ha una deriva lineare coincidente con quella di SF, ma l'ampiezza della rotazione è sensibilmente inferiore e incompatibile con l'ampiezza di movimento del dito durante la prova. Le prove evidenziano anche una certa difficoltà da parte del sistema SF nel determinare l'orientamento della falange nelle prime fasi del movimento (fino a 1.5 secondi): queste oscillazioni possono essere dovute al movimento

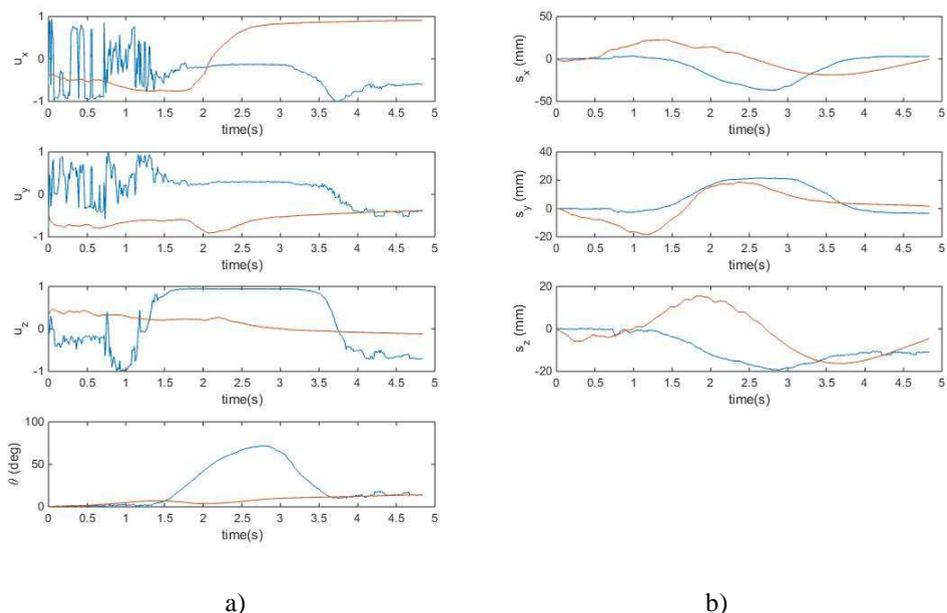


Figura 5. Confronto tra i dati acquisiti tramite SF (linea blu) e i risultati ottenuti dall'elaborazione dei dati acquisiti con sensore IMU (linea rossa). a) Parametrizzazione asse-angolo b) Spostamento.

della pelle che provoca spostamenti nei supporti, soprattutto nelle fasi iniziali di flessione, generando rumore nell'asse. Il confronto tra le coordinate dell'origine del sistema di riferimento (Figura 5b) mostra invece come i valori calcolati integrando i dati del sensore IMU presentino anche in questo caso alcune differenze significative. In Figura 6 si confrontano, per ciascuno degli assi del sistema di riferimento, le componenti di accelerazione misurata dal sensore IMU (\mathbf{a}_m in linea blu), la corrispondente componente di gravità calcolata (\mathbf{g} in linea rossa) e l'accelerazione propria decurtata della gravità (\mathbf{a}_p in linea arancione). Si può notare come la componente principale sia data dalla gravità, mentre la componente propria del movimento sia sensibilmente più bassa. Probabilmente i test sono stati effettuati ad una velocità di esecuzione troppo bassa per la sensibilità del sensore IMU, andando ad inficiare la corretta determinazione della posizione del sensore.

6. CONCLUSIONI

In questo articolo si confrontano tra loro i risultati ottenuti da due diversi sistemi di acquisizione. In particolare la misura ha interessato il movimento naturale del dito indice di un volontario sano, opportunamente strumentato. I sistemi di misura utilizzati sono la stereofotogrammetria ed i sensori inerziali. I due sistemi di misura non restituiscono le stesse informazioni: SF restituisce, previa elaborazione, i valori di posizione e orientamento del corpo preso a riferimento. Il sensore IMU restituisce le accelerazioni del centro del sensore e il vettore velocità angolare con cui ruota il sensore stesso. Il confronto diretto tra

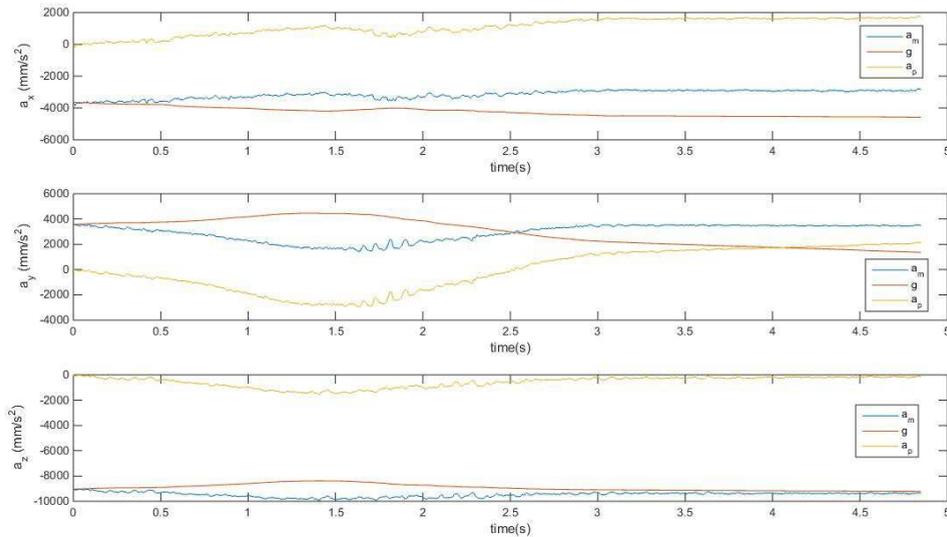


Figura 6. Scomposizione dei valori di accelerazione: \mathbf{a}_m accelerazione misurata (linea blu), \mathbf{g} accelerazione di gravità (linea rossa), \mathbf{a}_p accelerazione propria del sensore (linea arancione).

le uscite dei due sistemi non può essere fatto, ma è richiesta l'elaborazione delle misure di uno dei due sistemi. In particolare si sono considerati due casi: la derivazione dei segnali SF per poterli confrontare con i dati del sensore IMU, e il processo opposto, ossia l'integrazione dei segnali IMU per confrontarli con i dati di SF.

Il passaggio da SF a IMU ha dato risultati positivi: il processo di derivazione non comporta particolari problemi, sia per la parte posizionale che per l'orientamento. Il passaggio da IMU a SF presenta difficoltà e i risultati sono discordanti. I motivi principali sono l'operazione di integrazione che richiede un trattamento del segnale più complesso di quanto utilizzato in questo lavoro, l'influenza della componente gravitazionale continuamente acquisita dal sensore IMU, e infine l'entità delle grandezze in gioco durante le prove, risultate sensibilmente inferiori rispetto al contributo della gravità. Se da un lato i risultati mostrano chiaramente come il contenuto informativo tra i due sistemi di misura sia molto simile, dall'altro si evidenzia la complessità computazionale legata all'operazione di integrazione numerica, la cui ottimizzazione sarà argomento di futura ricerca.

BIBLIOGRAFIA

- [1] León, B., Morales, A., & Sancho-Bru, J., 2014. *From robot to human grasping simulation*. Springer, 2014. DOI: 10.1007/978-3-319-01833-1.
- [2] Buchholz, B., and Armstrong, T. J., 1992. A kinematic model of the human hand to evaluate its prehensile capabilities. *Journal of biomechanics*, 25(2), 149-162.

- [3] Bullock, I. M., Borràs, J., and Dollar, A. M., 2012. Assessing assumptions in kinematic hand models: a review. In *Proceedings of the International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob)*, Rome, Italy, June 24-27, 2012: 139-146.
- [4] Brandt, A. and Brincker, R., 2014. Integrating time signals in frequency domain – Comparison with time domain integration, *Measurement*, 58, 511-519.

SVILUPPO E VALIDAZIONE DI UN MODELLO NUMERICO PER L'OTTIMIZZAZIONE DI UN'ORTESI PER ARTO INFERIORE

Giuseppe Bellavita

*Department of Engineering Sciences and Methods,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: giuseppe.bellavita@gmail.com*

Marco Cocconcelli

*Department of Engineering Sciences and Methods,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: marco.cocconcelli@unimore.it*

Davide Castagnetti

*Department of Engineering Sciences and Methods,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: davide.castagnetti@unimore.it*

Riccardo Rubini

*Department of Engineering Sciences and Methods,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: riccardo.rubini@unimore.it*

Abstract. *Le protesi ortopediche, note come ortesi, sono un ausilio esterno utilizzato per la correzione di patologie che determinano un malfunzionamento motorio. La suddivisione delle diverse ortesi, ad oggi, viene eseguita mediante un raggruppamento per tipologia di apparato soggetto a correzione e attraverso la lunghezza dell'ortesi. In questo studio si analizza una specifica ortesi in materiale composito, appartenente alla famiglia AFO (Ankle-Foot-Orthosis). Attraverso un processo di "reverse engineering", si definisce un modello computazionale dell'ortesi che tiene conto delle non linearità geometriche, del materiale e dovute al contatto con il suolo. Dopo aver convalidato il modello con specifiche prove sperimentali, lo si impiega per correlare la rigidità dell'ortesi alla sua geometria, ottenendo un utile strumento per guidarne le modifiche strutturali necessarie per l'adattamento al paziente.*

Keywords: *ortesi, AFO, materiali compositi, modello computazionale*

1. INTRODUZIONE

L'ortesi AFO è un ausilio esterno caratterizzato da una geometria aderente alla pianta del piede e al tratto tibiale posteriore del paziente, che non supera mai il ginocchio; ha lo scopo

di fungere da elemento correttivo per le patologie che provocano, principalmente, problemi di flessione plantare e dorsale della cavaglia [1]. Per rispondere alla grande varietà di patologie e pazienti a cui un'ortesi deve far fronte, la sua progettazione è influenzata da due fattori: uno puramente geometrico che deve garantire il confort dell'utilizzatore, e un secondo legato alla risposta meccanica che l'ortesi dovrà fornire per fungere da elemento correttivo. L'aspetto correttivo e il conseguente processo di assegnazione dell'ortesi parte dal confronto tra la deambulazione del paziente sotto esame e la deambulazione "normale", ossia data da profili statistici che rispecchiano la variabilità endemica in pazienti privi di patologie specifiche [2].

Il ciclo di passo si suddivide in due fasi principali, l'appoggio e l'oscillazione, ciascuna scomponibile nelle seguenti sottofasi [1]:

Appoggio: questa fase interessa il 60% dell'intero periodo, ed è articolata in:

- a) **Contatto iniziale (10% del ciclo)**. Il tallone scambia energia con il suolo per far fronte all'azione del peso corporeo e all'inerzia data dalla dinamicità dell'azione. In questa situazione si verifica il contatto simultaneo dei due piedi, definendo una breve regione di doppio appoggio. Dopo l'appoggio iniziale, la cavaglia ha una leggera flessione in risposta al carico del peso corporeo che causa uno spostamento verticale del baricentro.
- b) **Risposta al carico (10-30% del ciclo)**. L'intera pianta del piede si trova a contatto con il suolo. La distribuzione di pressione evolve da una situazione approssimabile alla puntiforme sul tallone ad una distribuita sull'intera pianta del piede. Contemporaneamente il piede non interessato nello scambio di energia con il suolo compie un'oscillazione in avanti.
- c) **Fase mediana (30-50% del ciclo)**. Nel momento in cui si ha lo stacco del tallone dal suolo, la distribuzione omogenea delle pressioni sulla pianta del piede si intensifica nella regione del metatarso e sulle punte delle dita del piede.
- d) **Stacco (50-60% del ciclo)**. L'ultima fase è costituita dallo stacco delle dita del piede. Inizia in questo momento la parte di oscillazione del piede in esame.

Oscillazione: questa fase occupa il rimanente 40% dell'intera durata del passo, si individuano tre sotto fasi.

- a) **Pendolo iniziale (60-73%)**. L'arto inferiore d'interesse si sposta in avanti subito dopo lo stacco conseguente alla flessione di anca, ginocchio e dorso del piede.
- b) **Pendolo mediano (73-85%)**. L'arto si sposta in avanti. Contemporaneamente si verifica una flessione della cavaglia che recupera l'estensione del piede dovuta alla spinta con il terreno.
- c) **Pendolo terminale (85-100%)**. Per completare il ciclo del passo si ha una decelerazione della coscia e la preparazione del piede al contatto tra il tallone e il suolo.

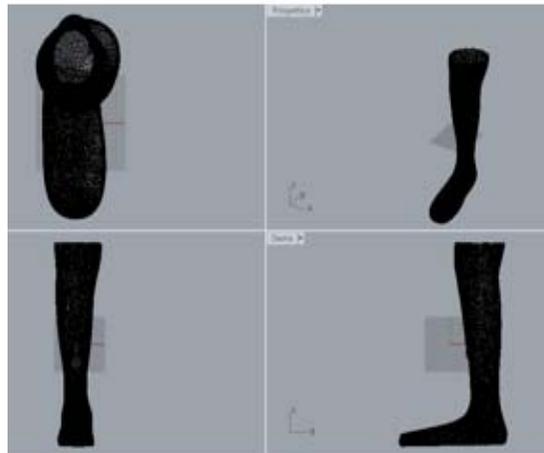
Le fasi del ciclo di passo sono rese possibili dalla complessa cinematica e dinamica degli arti inferiori, comprendenti le ossa, l'apparato muscolare e le articolazioni di anca, ginocchio e cavaglia.

L'analisi dinamica diretta e inversa degli arti inferiori è resa possibile dall'acquisizione puntuale della posizione e orientamento spaziale delle ossa durante il cammino e la misura delle reazioni tra suolo e piede. Queste misurazioni, ripetute su un campione statisticamente significativo, hanno permesso di definire – in letteratura – una serie di curve di "normalità" che descrivono le escursioni angolari delle articolazioni con riferimento al singolo ciclo di passo. Variazioni significative nelle misurazioni effettuate su di un paziente rispetto alle curve di normalità sono un'importante indicazione per il medico riguardante la patologia del paziente e le successive azioni da intraprendere per correggere la postura attraverso, ad

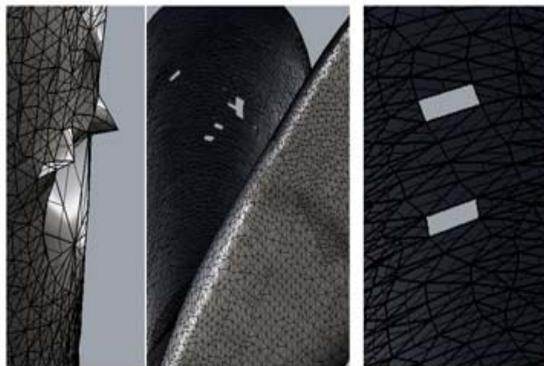
esempio, l'uso di ortesi. Le ortesi, infatti, aumentano la rigidità flessionale della caviglia, ripristinando un'azione muscolare che molti pazienti non riescono più a dare.

In particolare modo l'utilizzo di materiali compositi ha permesso una riduzione sensibile del peso dell'ortesi, aumentandone allo stesso tempo la rigidità. Il paziente che necessita di una AFO in carbonio si sottopone ad una visita presso un centro ortopedico specializzato: l'ortesi in carbonio viene fabbricata manualmente e poi accodata in base a quanto emerge dalla prova di calzatura dell'ortesi da parte del paziente. Quest'ultima prova è necessaria per diminuire la rigidità dell'ortesi fino al valore stimato dalle prove mediche, introducendo un opportuno intaglio raccordato al passaggio tra plantare e gambale. La calibratura della rigidità è tutt'ora un'operazione che viene svolta manualmente dalla maggior parte dei centri ortopedici ed è quindi suscettibile di errori e successivi ritardi nella realizzazione [2].

Lo scopo di questo lavoro è realizzare e convalidare sperimentalmente un modello numerico per valutare la risposta strutturale dell'ortesi durante il ciclo di passo ed in particolare prevederne la rigidità in funzione della sua geometria.



(a)



(b)

Figura 1. Scansione tridimensionale dell'ortesi (a), dettaglio delle discontinuità nella ricostruzione del modello (b).

2. MODELLO COMPUTAZIONALE

Il modello geometrico è realizzato a partire da una AFO in carbonio appositamente realizzata dal Centro Ortopedico Emiliano (Ottobock Italia). A causa di vincoli di riservatezza dell'azienda fornitrice, il numero e la disposizione delle fibre di carbonio non sono note. La geometria reale è importata in un software di elaborazione grafica di superfici nurbs (Rhinoceros). In particolare la scansione tridimensionale dell'ortesi genera una nuvola di punti da cui iniziare il processo di ricostruzione della geometria. Il processo di ricostruzione consiste nel collegare i punti acquisiti mediante superfici bidimensionali [3]. Tale procedimento porta a discontinuità geometriche, sostanzialmente dovute ad una non corretta disposizione dei punti misurati dallo scanner, per le quali è necessario un post processamento che permetta la loro correzione (Fig. 1). Attraverso alcune misure svolte in laboratorio si sono ottenute le quote necessarie per la ricostruzione geometrica dell'ortesi. In particolare, si è riscontrato uno spessore dell'ortesi discontinuo e decrescente procedendo verso la parte metatarsale; ciò risulta essere coerente con la presenza di aree con un numero diverso di strati di carbonio, essendoci la necessità di una maggior flessibilità della regione distale. Successivamente il modello ricostruito su superfici bidimensionali è esportato in ambiente Solidworks per un ulteriore affinamento della continuità geometrica e la creazione di elementi solidi, valutando dimensioni e curvatura sperimentalmente sull'ortesi reale. Figura 2a mostra il modello grafico tridimensionale ottenuto.

L'analisi agli elementi finiti (EF) ha lo scopo di riprodurre la sollecitazione tra suolo e ortesi durante l'azione propulsiva del piede nel ciclo di passo. Il modello agli EF (Figura 3a) è basato sulla superficie media dell'ortesi che viene discretizzata mediante elementi shell ad integrazione completa con lunghezza media del lato pari a 4 mm (Figura 3b). Questo permette una modellazione computazionale efficiente. Il laminato composito è stato definito dal punto di vista delle proprietà ortotrope della singola lamina (Tabella 1) e relativamente alla stratificazione degli strati nelle differenti regioni dell'ortesi: si va da un minimo di tre ad un massimo di sei lamine, procedendo dalla punta del plantare al gambale [4-6]. Figura 4 mostra la stratificazione del laminato nelle differenti regioni dell'ortesi. Per riprodurre la condizione di prova sperimentale, si è descritto l'elemento di applicazione del carico come rigido, mediante una superficie analitica che riproduce lo stesso diametro del tondo impiegato. Il contatto tra tondo rigido e plantare è stato definito senza attrito, con una legge di tipo "hard" in direzione normale. L'ortesi è vincolata a livello della caviglia, mediante un incastro (Figura 3a) e riceve carico dal tondo rigido che scende di 10 mm in direzione verticale agendo sulla parte metatarsale, così da riprodurre la condizione di prova sperimentale.



Figura 2. Modello tridimensionale dell'ortesi.

Tabella 1. Proprietà meccaniche della singola lamina.

Proprietà meccaniche	Valore
E_{11}	113 (GPa)
E_{22}	7 (GPa)
G_{12}	4.5 (GPa)
G_{13}	2 (GPa)
G_{23}	2 (GPa)
ν_{12}	0.3

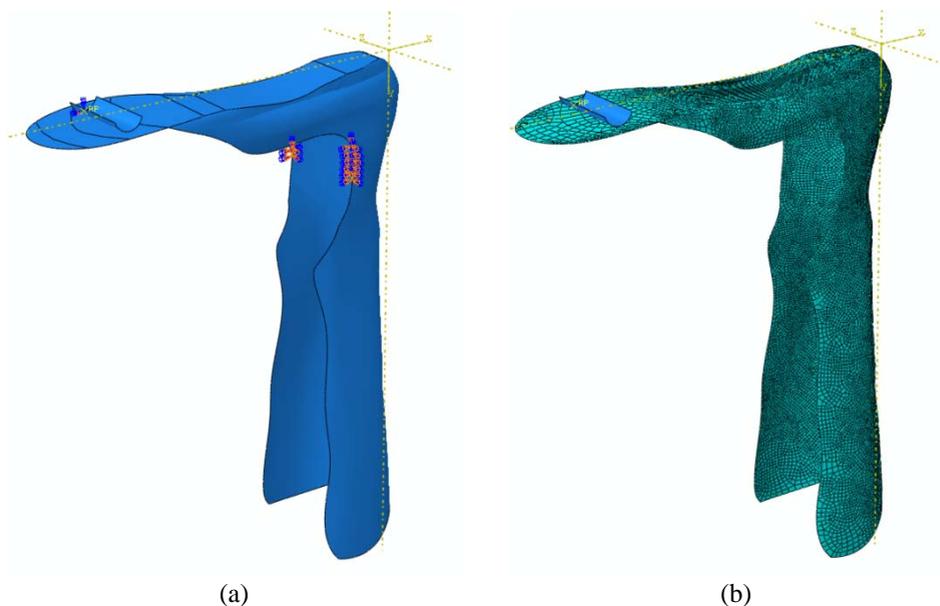


Figura 3. Modello agli elementi finiti dell'ortesi (a) e mesh impiegata (b).

Il modello descrive la non-linearità del sistema relativamente ai grandi spostamenti (flessione del plantare), alla non linearità del materiale (fibra di carbonio) e delle condizioni a contorno (contatto tra suolo e ortesi). L'implementazione è stata svolta sul software commerciale ABAQUS [7-10], il modello coinvolge 93575 gradi di libertà, pertanto la risoluzione è affrontabile su un notebook.

3. CONVALIDA SPERIMENTALE

La convalida del modello numerico è stata svolta mediante una prova sperimentale dell'ortesi su un dinamometro elettromeccanico da 5 kN (Galdabini Sun 500), controllato mediante un software proprietario. L'ortesi è stata vincolata a livello della caviglia mediante un telaio realizzato con profilati di alluminio che garantisce tra l'altro il corretto posizionamento e orientamento sul dinamometro (Figura 5). Mediante un tondo in acciaio applicato alla traversa mobile superiore della macchina si è caricata a flessione l'ortesi sulla faccia inferiore del piatto metatarsale (Figura 5). Complessivamente si è quindi riprodotta la

stessa condizione della simulazione agli EF. La prova è stata svolta in modo quasi-statico, ad una velocità di schiacciamento di 2 mm/minuto. Tabella 2 presenta il dettaglio della procedura di prova. Al fine di valutare lo stato di deformazione e di tensione dell'ortesi nella zona metatarsale, si è incollato un estensimetro unidirezionale sulla suola dell'ortesi ed acquisito mediante una scheda di acquisizione National Instruments NI-9237, con collegamento a ponte di Wheatstone. Al termine di ogni passo della procedura di prova sperimentale (Tabella 2), si è acquisito il dato di deformazione letto dall'estensimetro.

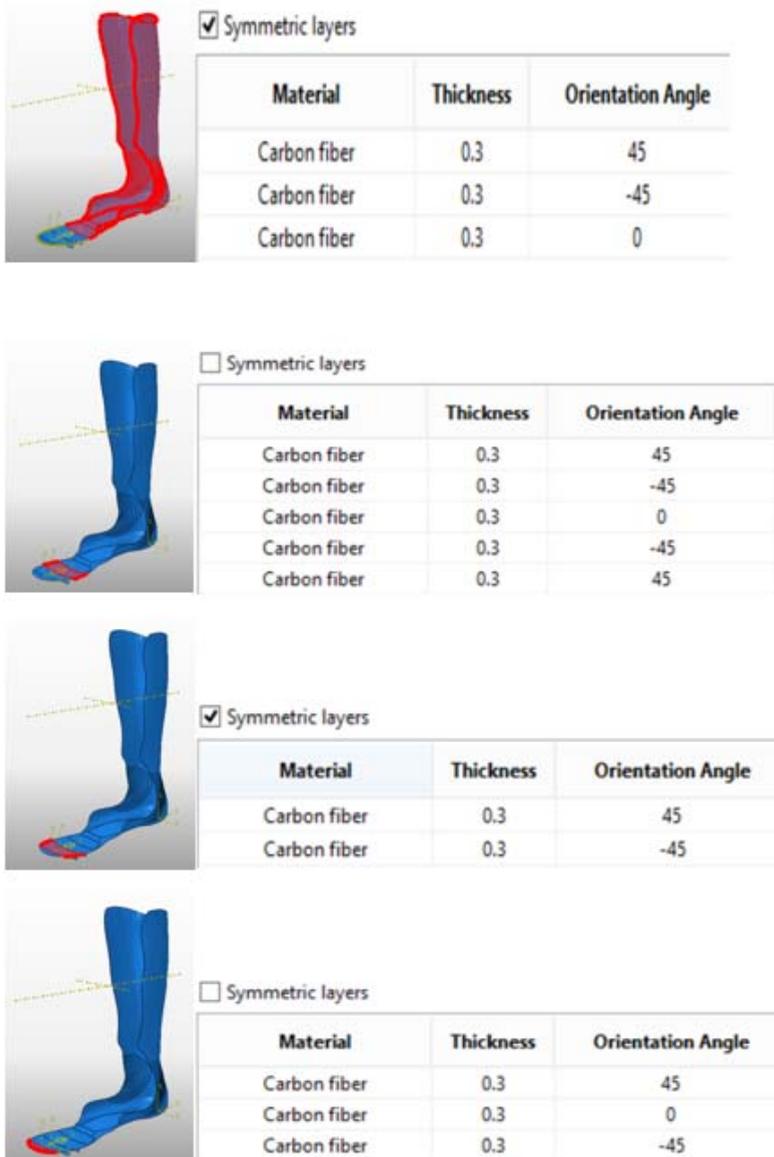


Figura 4. Stratificazione del laminato composito nelle differenti regioni dell'ortesi.



Figura 5. Schema di definizione prova sperimentale.

Tabella 2. Fasi della procedura di prova sperimentale.

Nome	Descrizione
Step 1	Raggiungimento della freccia di 2mm
Fermo Step1	Attesa di 10sec per l'acquisizione degli estensimetri
Step 2	Raggiungimento della freccia di 4mm
Fermo Step2	Attesa di 10sec per l'acquisizione degli estensimetri
Step 3	Raggiungimento della freccia di 6mm
Fermo Step3	Attesa di 10sec per l'acquisizione degli estensimetri
Step 4	Raggiungimento della freccia di 8mm
Fermo Step4	Attesa di 10sec per l'acquisizione degli estensimetri
Step 5	Raggiungimento della freccia di 10mm
Fermo Step5	Attesa di 10sec per l'acquisizione degli estensimetri
Step 6	Risalita alla velocità di 5mm/min

La Figura 6a presenta il confronto tra tensione longitudinale sulla superficie dell'ortesi misurata sperimentalmente dall'estensimetro (in blu) e quella prevista dal modello computazionale (in rosso) nella stessa posizione, in funzione dei differenti valori di freccia raggiunti. Similmente, La Figura 6b confronta il carico applicato dalla traversa del dinamometro all'ortesi e quello previsto computazionalmente in funzione della freccia. In entrambi i casi vi è un'ottima corrispondenza, in particolare, il modello agli EF a appare leggermente più rigido del caso sperimentale, comportamento imputabile ai vincoli non ideali del caso sperimentale. L'unico scostamento si osserva alla massima corsa, in cui la previsione della tensione sottostima l'andamento misurato sperimentalmente.

Significativo è l'andamento lineare delle tensioni in funzione del carico, che giustifica l'assunzione iniziale di poter considerare – in prima approssimazione – la rigidezza dell'ortesi come costante durante il ciclo di passo. Questi risultati mostrano quindi l'attendibilità del modello computazionale sviluppato.

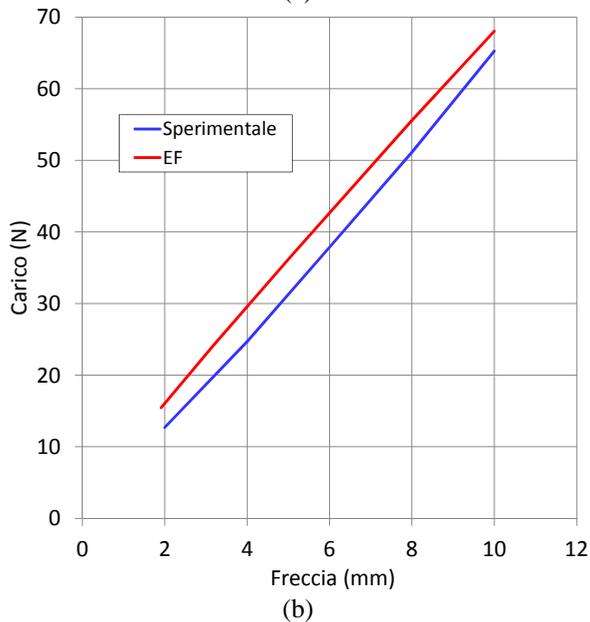
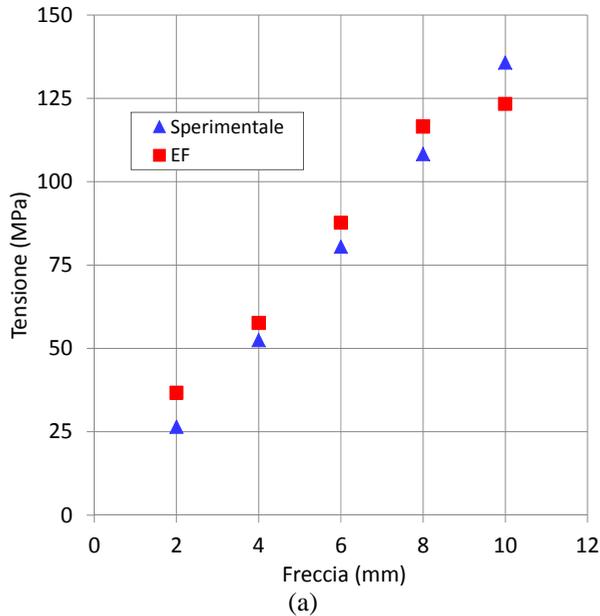


Figura 6. Confronto tra la previsione computazionale ed i risultati sperimentali relativamente alla tensione (a) ed al carico applicato (b).

4. MODIFICHE STRUTTURALI

Il modello computazionale sviluppato permette di correlare la rigidità dell'ortesi, parametro molto importante per la corretta assegnazione al paziente, alla sua geometria. Oltre alla valutazione precedentemente introdotta, utilizzando il confronto della deambulazione (studio eseguito dai laboratori di movimento), si esegue un confronto per la valutazione del grado di flessione plantare e dorsale del piede. Questo metodo (Figura 7) prevede la modellazione della caviglia come barra di torsione, prendendo come riferimento il malleolo; è quindi possibile valutare quanto la flessione plantare e dorsale del piede si discosta dalle curve di normalità. Il primo scopo dell'ortesi è modificare la rigidità di caviglia misurata, affinché possa fungere da elemento correttivo e colmare le carenze del paziente.

Secondariamente è auspicabile che le ortesi, essendo strumenti riabilitativi, debbano essere sostituite o modificate nel tempo, coerentemente con i miglioramenti del paziente. Se si ipotizza una regressione della patologia è possibile intervenire asportando materiale per ottenere una riduzione della rigidità dell'ortesi. Il metodo proposto è lo stesso adottato dai tecnici ortopedici, e l'obiettivo è utilizzare il modello numerico validato per simulare l'effetto di intagli sull'ortesi e scegliere il più consono con risparmio di tempo e di materiale.

L'analisi impiega un sistema di riferimento locale avente asse X ortogonale al piano sagittale, asse Y ortogonale al piano frontale, asse Z ortogonale al piano trasverso e centro sul malleolo. Dal centro del sistema di riferimento si sono definiti nove intagli concentrici a raggio crescente, per simulare l'eventuale asportazione di materiale effettuata dal laboratorio ortopedico. Per ogni geometria di intaglio si è eseguita una simulazione agli elementi finiti analoga a quella descritta nella sezione precedente e che considera la stessa condizione di carico e vincolo. Figura 8 mostra le mappe della tensione secondo Von Mises per alcune delle geometrie esaminate. La previsione della forza in funzione della freccia applicata ha permesso, infine, di calcolare il coefficiente di rigidità per ciascuna condizione esaminata.

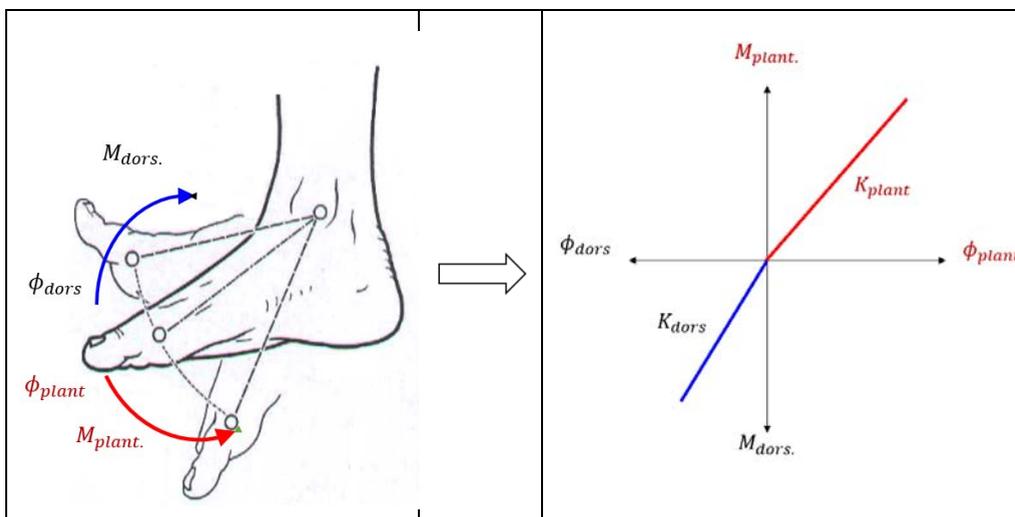


Figura 7. Valutazione della flessione plantare e dorsale.

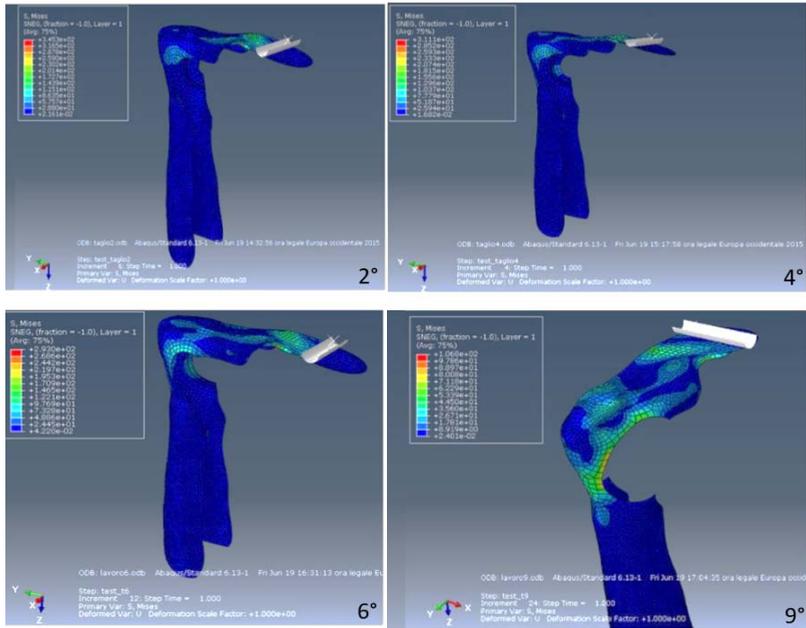


Figura 8. Risultati EF per l'intaglio 2, 4, 6, 9

Figura 9 mostra il valore del raggio di intaglio da realizzare in funzione della rigidezza flessionale dell'ortesi che si vuole ottenere. La dipendenza è fortemente non-lineare: in particolare, la rigidezza è abbastanza stabile nell'intervallo di raggio di intaglio tra 10 e 30 mm e poi crolla per intagli più estesi, a causa della scarsa sezione resistente residua.

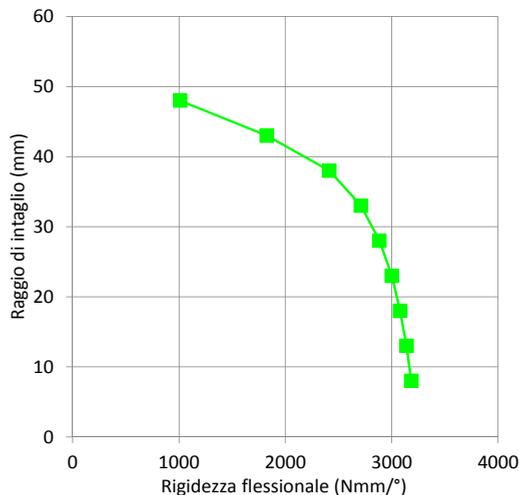


Figura 9 Andamento del raggio di intaglio in funzione della rigidezza flessionale dell'ortesi

5. CONCLUSIONI

Il lavoro ha sviluppato un modello numerico agli elementi finiti di un'ortesi Ankle-Foot-Orthosis in materiale composito. Partendo dalla scansione tridimensionale dell'ortesi – appositamente realizzata presso il Centro Ortopedico Emiliano – si è implementato e convalidato sperimentalmente un modello computazionale in grado di simulare con accuratezza la risposta dell'ortesi. Il modello è stato quindi impiegato per determinare il legame tra la rigidità complessiva dell'ortesi ed il raggio dell'intaglio realizzato sulle ortesi a livello del malleolo per calibrarne la rigidità in base all'esigenza del paziente. La correlazione individuata è basata sull'esame di nove configurazioni di intagli circolari di raggio crescente e costituisce uno strumento progettuale importante per intervenire efficacemente sull'ortesi, risparmiando tempo ed evitando intagli eccessivi. L'utilità del modello sviluppato è ancora più rilevante se si considera che l'andamento del raggio di intaglio/rigidità è non lineare e quindi non facilmente prevedibile senza un opportuno strumento di calcolo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Perry, J., 2005, *Analisi del movimento*. Elsevier, Amsterdam, The Netherlands.
- [2] Ferri, S., 2014. "Classificazione di pazienti affetti da diplegia infantile mediante cluster analysis". Tesi di laurea, Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia, Reggio Emilia, Italia
- [3] Rhinoceros manuale. Modellazione Nurbs per Windows. Versione 1.0. Robert McNeel & Associates, Seattle, WA, United States.
- [4] Chung, D. D. L., 1994. *Carbon Fiber Composites*. Butterworth-Heinemann, Elsevier, Oxford, United Kingdom.
- [5] Gay, D., and Hoa, S.V., 2007. *Composite Materials: Design and Applications*, Second Edition. CRC Press, Taylor & Francis Group, Cleveland, Ohio.
- [6] Cherouat, A., and Borouchaki, H., 2009. "Present state of art of Composite Fabric Forming: Geometrical and Mechanical Approaches". *Materials*, **2**, pp. 1835-1857.
- [7] Abaqus V.6.11 User manual. Providence, Rhode Islands, United States.
- [8] Berge, J., Lerneryd, E., and Heintz, P., 2011. "Spring orthosis analysis. Finite element modeling and optimization of a composite material". In *SIMULIA Customer Conference*. Dassault Systemes, Vélizy-Villacoublay Cedex, France
- [9] Svärd, L., 2012. "Composites failure modeling and optimization of a spring orthosis". M.S. Thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden.
- [10] Miconi, A., 2010. "Caratterizzazione meccanica e chimico-fisica del peek caricato con fibre di carbonio per la realizzazione di protesi acetabolari dell'anca". Tesi di laurea, Università degli Studi di Padova, Padova, Italia

UN CONVERTITORE DI ENERGIA DA VIBRAZIONI BASATO SU MOLLE CONICHE: PROGETTAZIONE E CONVALIDA SPERIMENTALE

Davide Castagnetti

*Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia*

E-mail: davide.castagnetti@unimore.it

Federico Dallari

*Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia*

E-mail: fede.dalla@hotmail.it

Sommario. *Lo sviluppo di sensori elettronici e circuiti di controllo con consumi sempre più bassi rende possibile la loro autoalimentazione, recuperando energia dall'ambiente circostante. Particolarmente promettente a tale scopo è la conversione di energia cinetica ambientale in energia elettrica mediante materiali piezoelettrici, generatori elettromagnetici o elettrostatici. Per ottenere un'effettiva autonomia energetica del dispositivo, è fondamentale convertire in modo efficiente l'energia ambientale, essenzialmente sviluppando dispositivi multifrequenza in un intervallo di frequenze basso (inferiore ai 200 Hz). Questo lavoro presenta la progettazione, la prototipazione e la convalida sperimentale di un convertitore elettromeccanico. Il sistema si basa su due molle coniche contrapposte e precaricate per realizzare un sistema elastico a bassa rigidità. Nello specifico, il prototipo sviluppato impiega molle coniche con spacchi radiali, ma può accogliere anche molle coniche continue (Belleville). Il convertitore elettromagnetico, abbinato al sistema elastico, impiega fino a cinque magneti permanenti cilindrici per la generazione del campo magnetico. Coassiali al pacco dei magneti, su lati opposti, si affacciano due bobine di avvolgimenti. Queste spire, aventi una particolare configurazione ad otto, sono solidali alla parte mobile del sistema elastico e si muovono radialmente rispetto ai magneti. Quando il sistema eccitato dinamicamente entra in risonanza, le spire vedono una variazione di flusso magnetico dovuta al moto relativo rispetto ai magneti e ciò genera una tensione elettrica ai loro capi. Il prototipo è stato interamente realizzato impiegando componenti commerciali e parti realizzate in ABS. Le prove sperimentali svolte hanno messo in luce un ottimo comportamento del sistema, che mostra già con bassa accelerazione (0.35g) una significativa generazione elettrica su un ampio intervallo di frequenze molto al di sotto dei 100 Hz.*

Parole chiave: *energy harvesting, slotted disc spring, Duffing-type, wide bandwidth, electromagnetic, experimental, piezoelectric, hybrid converter*

1. INTRODUZIONE

Il lavoro presenta lo sviluppo di un innovativo convertitore di energia da vibrazioni ambientali, basato su molle coniche intagliate. L'interesse verso questi sistemi di conversione dell'energia sta crescendo parallelamente allo sviluppo di reti di sensori senza fili per il monitoraggio ambientale, che negli ultimi anni si è diffuso grazie alla disponibilità di sensori elettronici a consumo estremamente ridotto [1–3]. Trattandosi di sensori spesso posizionati in ambienti poco accessibili o rischiosi per operatori umani, è preferibile, infatti, realizzare nodi energeticamente autonomi dotati di un convertitore di energia ambientale e di una batteria tampone. Si eliminano così gli onerosi costi di manutenzione del sistema, associati alla periodica sostituzione delle batterie.

Generalmente presente sotto forma di vibrazioni o forze impulsive a bassa frequenza, l'energia cinetica ambientale è una sorgente comunemente sfruttata per il recupero di energia da vibrazioni (*energy harvesting*) [4–10]. E' quindi importante sviluppare convertitori di energia in grado di raccogliere l'energia presente nelle vibrazioni a bassa frequenza: a tal fine, un metodo semplice ed efficace è, ad esempio, quello basato su trasduttori piezoelettrici o su trasduttori elettromagnetici [8,9]. Molte sono le soluzioni presentate in letteratura basate sia su trasduttori piezoelettrici, sia su convertitori elettromagnetici. Alcuni di questi sono sistemi con risposta lineare [11–19], altri non lineari [20–26].

Nelle soluzioni proposte in letteratura si possono individuare due limiti principali. Primo: una frequenza di lavoro relativamente alta. Secondo, un basso indice di qualità, ossia l'efficienza di conversione è alta solo in corrispondenza della frequenza di risonanza del sistema, per poi decrescere significativamente quando la frequenza di eccitazione si sposta fuori da quella. Nel caso di convertitori piezoelettrici, a parte alcuni casi [17–19], essa cade nell'intervallo da 50 Hz a 300 Hz, mentre generalmente si abbassa nell'intervallo dai 10 Hz ai 100 Hz, per i convertitori elettromagnetici.

Prendendo spunto da un precedente lavoro [27–30] questa ricerca intende superare tali limitazioni proponendo una soluzione innovativa di un convertitore di energia elettromagnetico operante in un ampio intervallo di frequenze. Rispetto al lavoro precedente, questa soluzione si basa su sistema elastico a bassa rigidità ottenuto mediante due molle coniche intagliate contrapposte e precaricate.

Il lavoro è organizzato in sette passi. Il primo passo descrive il componente principale del convertitore: le molle coniche intagliate, e la descrizione matematica del loro comportamento sotto compressione [31]. Scegliendo un opportuno rapporto di forma tra diametro ed altezza del cono, sarebbe possibile, in teoria, ottenere una risposta con rigidità pressochè nulla su un'ampia corsa [27, 29]. Il secondo passo spiega come realizzare una sospensione a bassa rigidità utilizzando una coppia di molle coniche (intagliate e non) contrapposte e precaricate. Un sistema di questo tipo è già stato realizzato in passato, utilizzando molle coniche non intagliate [27, 28]. Nel terzo passo si descrive il comportamento dinamico del sistema, e la principale non idealità che si incontra nel realizzarlo nella realtà. Il quarto passo descrive il progetto concettuale della parte meccanica del convertitore, basata su molle coniche contrapposte e precaricate, effettuato secondo i più moderni iter di progettazione [32,33]. Questa fase è importante poichè ha permesso di ottenere un sistema configurabile in modo rapido e preciso allo stesso tempo. Il quinto passo riguarda lo studio teorico effettuato al computer sulla conversione elettromagnetica dell'energia, che ha permesso di stabilire quale moto relativo tra magneti ed avvolgimenti realizzasse la conversione più efficiente dell'energia meccanica in elettrica. Il sesto passo è la progettazione di dettaglio del sistema, che è iniziata

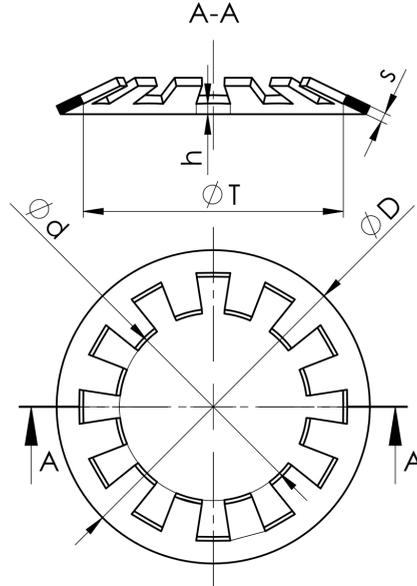


Figura 1. La molla conica intagliata, quote dei parametri caratteristici

con il disegno della parte meccanica del convertitore, già ottenuta con il progetto concettuale, dimensionata sulla base della molla conica selezionata; si prosegue poi con il progetto del sistema di conversione elettromagnetica, da applicare alla parte meccanica. Ottenuto l'asseme del sistema, questo è stato poi realizzato tramite alcuni componenti commerciali, ed altri stampati in 3D. Il settimo ed ultimo passo riguarda la campagna sperimentale effettuata sul prototipo di convertitore elettromagnetico, che ha permesso di convalidare il funzionamento del sistema, risonante a frequenze ben inferiori a 50Hz.

2. MOLLE CONICHE INTAGLIATE

Le molle coniche intagliate sono molle di compressione ottenute dalle molle Belleville realizzando intagli radiali angularmente equispaziati sul diametro interno, come mostrato in Figura 1. La serie di intagli radiali causa la diminuzione della rigidezza a compressione della molla rispetto ad una Belleville tradizionale.

È possibile considerare una molla conica intagliata come costituita da due parti in serie tra loro: la parte continua, descrivibile come una molla conica tradizionale; la parte intagliata, costituita da una serie di mensole in parallelo sotto carico. Il modello analitico proposto da Schremmer [31] mette in evidenza che, nelle configurazioni più comuni, la rigidezza della parte intagliata (k_f) risulta molto maggiore di quella della parte continua (k_p). Pertanto, la corsa della molla è approssimabile con quella della sola parte continua, secondo la seguente relazione tra forza P e freccia f [31]:

$$P = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \frac{s}{D^2} K_G f \left[s^2 + \left(h - f \right) \left(h - \frac{f}{2} \right) \right] \quad (1)$$

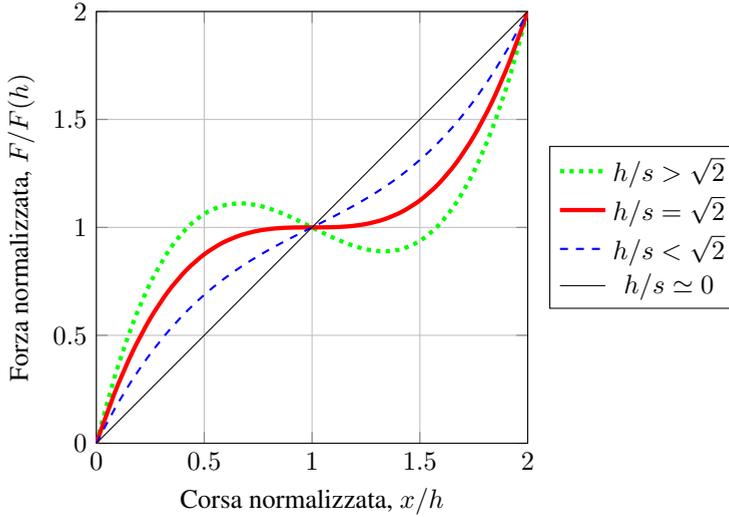


Figura 2. Andamento corsa-forza per la parte non fessurata, in funzione di h/s

dove con E e μ vengono indicati rispettivamente il modulo di Young ed il coefficiente di Poisson del materiale costituente la molla, e con K_G si indica una costante dipendente dalla geometria della molla, definita come:

$$K_G = \frac{2\pi (D/T)^2 \ln(D/T)}{3 [(D/T) - 1]^2} \left(\frac{D - T}{D - d} \right) \quad (2)$$

Come osservato in [29], per una molla avente $k_f \gg k_p$, il segno della rigidità della molla in un intorno del punto di appiattimento, dipende dal rapporto tra altezza della parte non intagliata e spessore della molla (h/s) (Figura 2). In particolare, si ha un comportamento del tutto simile ad una molla Belleville, con una rigidità positiva per $h/s \leq \sqrt{2}$, rigidità nulla per $h/s = \sqrt{2}$ e rigidità negativa per $h/s \geq \sqrt{2}$. Il vantaggio rispetto alle molle Belleville sta in una corsa disponibile leggermente più ampia, grazie alla serie tra la parte continua e quella intagliata.

3. CONCETTO DI SISTEMA MECCANICO PER UN CONVERTITORE

Questa sezione presenta ed esamina il concetto di sistema meccanico del convertitore di energia qui proposto, prima in termini ideali, poi dal punto di vista del reale funzionamento.

Concetto ideale

Figura 3 mostra il concetto innovativo di sistema meccanico a bassa rigidità proposto in questo lavoro. Il sistema si basa su una coppia di molle coniche intagliate ((2) in Figura 3) sostenute da un telaio (1) e che supportano la massa sismica m (3). Se si scelgono molle intagliate aventi rapporto di forma $h/s = \sqrt{2}$, precaricandole fino ad appiattimento (Figura 3b), si ottiene un sistema avente idealmente rigidità nulla attorno alla configurazione di equilibrio (Figura 2). Il comportamento ideale del sistema (rigidità quasi nulla attorno

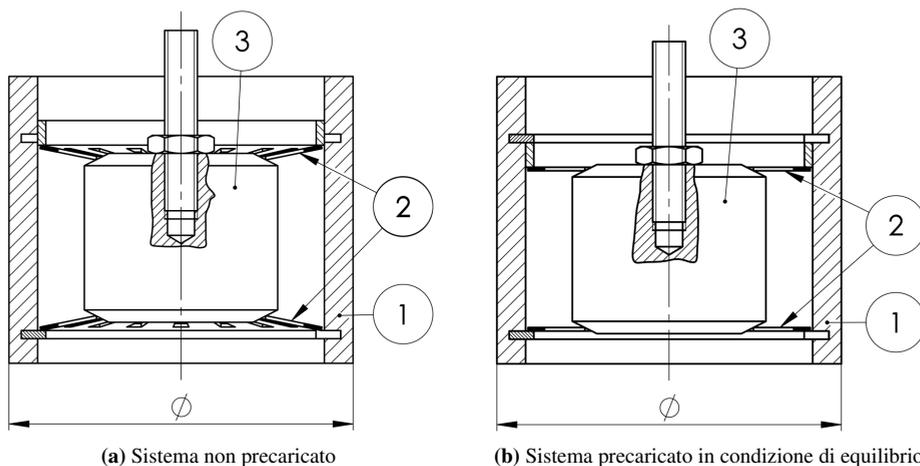


Figura 3. Concetto di sistema meccanico a bassa rigidezza per convertitore di energia da vibrazioni

alla posizione di equilibrio) si verifica solo nel caso in cui il peso della massa sismica sia trascurabile oppure il sistema sia orientato con asse orizzontale.

Eccitando la base (1) con una forzante esterna (ad esempio una fonte di vibrazioni ambientali), essa va in moto relativo rispetto alla massa sismica (1); questo moto relativo tra le parti può essere sfruttato mediante un opportuno sistema in grado di convertire l'energia meccanica in elettrica, ricavando quindi energia dalle vibrazioni ambientali.

Concetto reale

Nel caso in cui il sistema abbia asse verticale ed il peso dei suoi componenti non sia trascurabile, esso influenza la configurazione di equilibrio raggiunta dalle molle contrapposte. In particolare, si ha che la molla inferiore sostiene interamente la forza peso (mg), della massa sismica, ed a questa si aggiunge la forza di precarico (F_p). La molla superiore, invece, vede su di sé la sola forza di precarico (F_p). Ne deriva che la differenza tra le forze di compressione applicate alle molle è pari al peso della massa sismica. Figura 4 mostra che se il peso della massa sismica (mg) è inferiore al carico (F_a) necessario per schiacciare la molla fino all'appiattimento, allora è possibile trovare un valore di precarico (F_p) tale da appiattire la molla inferiore.

4. MODELLO ANALITICO

Questa sezione introduce il modello analitico che descrive la dinamica del sistema reale, già illustrato nella Sezione 3.

Dinamica del sistema

Consideriamo il sistema in Figura 3b. Supponiamo che esso sia soggetto all'accelerazione gravitazionale, che questa sia orientata secondo l'asse di simmetria geometrico e che la base (1) sia fissa a telaio. La massa sismica (3), sotto l'azione del suo peso, si sposta lungo l'asse

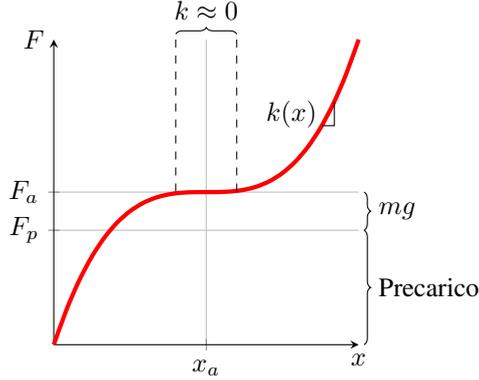


Figura 4. L'appiattimento della molla inferiore

del sistema di una quantità Δ fino ad essere equilibrata dall'azione della forza elastica delle molle coniche contrapposte. Ogni ulteriore spostamento di (3) da questa posizione verrà indicato con u .

L'equazione (1), nel caso la rigidezza della parte intagliata sia molto maggiore di quella piena, differisce dalla relazione corsa-forza delle molle coniche tradizionali unicamente per il parametro K_G , che è costante una volta selezionata la molla. Per questo motivo, la forza elastica dovuta al sistema di due molle coniche intagliate contrapposte (F_c) può essere espressa come in [30]:

$$F_c = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \frac{s}{D^2} K_G \left[-(h^2 - 2s^2 - \Delta^2)\Delta + (h^2 - 2s^2 - 3\Delta^2)u + 3\Delta u^2 - u^3 \right] \quad (3)$$

È possibile studiare le vibrazioni libere di questo sistema. In generale, la massa sismica si muove con una legge dipendente dal tempo ($u = u(t)$), ed è quindi sottoposta a tre forze: la forza di inerzia ($m\ddot{u}(t)$), una forza viscosa ($c\dot{u}(t)$) e la forza elastica delle molle contrapposte (F_c). La condizione di risultante nullo porge:

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + F_c = 0 \quad (4)$$

La (4) è un'equazione differenziale del secondo ordine, non lineare a causa della presenza di un termine cubico e di uno quadratico in $u(t)$. Trascurando lo smorzamento, tale equazione è riconducibile ad un'equazione di Duffing, la cui risoluzione analitica [34] è particolarmente complessa, in quanto la pulsazione propria del sistema dipende dal grado di non linearità del sistema stesso. Solo nel caso di piccole oscillazioni attorno alla condizione di equilibrio, sarebbe possibile trascurare i termini non lineari semplificando la risoluzione, ma in questo caso si tratta di un'approssimazione troppo forte.

Compensazione della massa sismica

È bene osservare che, a causa dello spostamento della massa sismica Δ dovuto al peso, le due molle contrapposte nel sistema a riposo non sono più appiattite. Esso, quindi, non presenta rigidezza nulla in un intorno della posizione di equilibrio. Per ovviare a questo problema occorre compensare la massa sismica, ossia introdurre un elemento elastico in parallelo alle

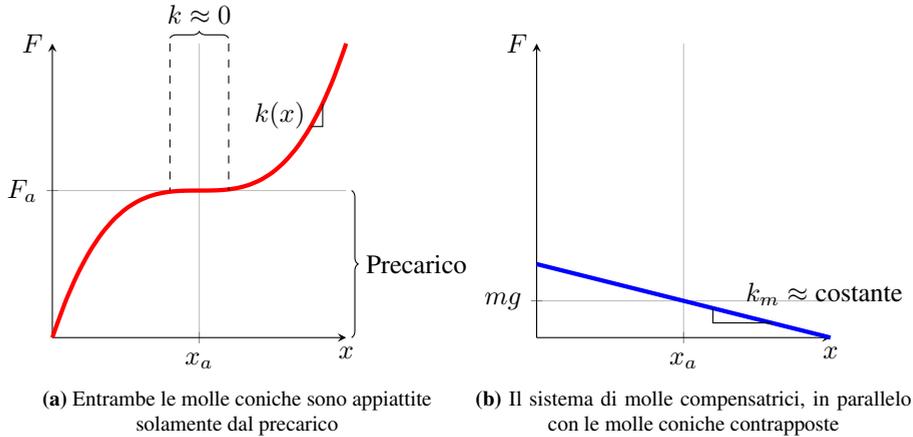


Figura 5. Il sistema meccanico con compensazione del peso della massa sismica

molle coniche contrapposte, atto a recuperare la corsa indotta dal peso della massa sismica. Questo permette di ottenere l'equilibrio del sistema a riposo nella configurazione di molle appiattite. In questo modo, il sistema a riposo avrà rigidezza pari a quella dell'elemento compensatore, rigidezza che deve essere minima, in modo che la frequenza di risonanza possa essere anch'essa minimizzata. Grazie all'elemento compensatore, le molle coniche risultano appiattite unicamente dal precarico (Figura 5a), e, come già detto, il peso della massa sismica si scarica tutto su di esso.

Nel caso si scegliesse di utilizzare un sistema di molle elicoidali per compensare la massa sismica, la sua caratteristica meccanica potrebbe essere di tipo lineare (Figura 5b). Pertanto, l'equazione (4) risulterebbe:

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + k_m u(t) + F_c = 0 \quad , \quad \Delta = 0 \quad (5)$$

che è di nuovo riconducibile ad un'equazione di Duffing.

5. PARTE MECCANICA DEL CONVERTITORE

Questa sezione presenta la progettazione concettuale della parte meccanica del convertitore di energia da vibrazioni, basata sul sistema meccanico illustrato nella Sezione 3. Il percorso è articolato in tre fasi: definizione dei bisogni cliente, generazione di concetti e selezione del concetto migliore.

I bisogni cliente

Per chiarezza, i bisogni sono classificabili in tre categorie: i bisogni base che devono essere necessariamente soddisfatti dal sistema (e.g. sistema basato su molle coniche contrapposte). I bisogni prestazionali che migliorano la qualità del prodotto. I bisogni sensazionali che non si ha la certezza di poter realizzare, a causa dell'incertezza del progetto.

Tabella 1 riepiloga i bisogni base e prestazionali più importanti (i bisogni base non riportano un voto per il peso). Il valore desiderato dei bisogni è stato scelto tenendo con-

Tabella 1. Bisogni critici della parte meccanica

N	Bisogno	Peso (1-5)	Metrica	Unità	Valore
1	Basso costo	–	Costo	€/prototipo	< 200
2	Posizionamento semplice	–	Azioni	INT	< 4
3	Compattezza	3	Compattezza	BOOL	SI
4	Dimensioni contenute	4	Volume	cm ³	< 900
5	Impostazione precarico	5	Azioni	INT	< 3
			Sensibilità	N	< 1
				mm	< 0.1
6	Modifica sist. conversione	3	Azioni	INT	< 4
7	Cambio molle semplice	4	Azioni	INT	< 5
8	Bassa frequenza naturale	5	Frequenza	Hz	< 100
9	Ampia banda passante	5	Intervallo di freq.	Hz	> 30

to dei risultati ottenuti dal precedente prototipo di convertitore basato su molle coniche contrapposte [27, 28] e secondo quanto illustrato nel seguito.

La parte meccanica del convertitore è basata su un sistema di molle coniche contrapposte, scelte in modo da realizzare un sistema a bassa rigidezza, e quindi risonante a bassa frequenza (bisogno 8). La banda passante del sistema deve, allo stesso tempo, essere il più ampia possibile (bisogno 9), in modo da permettere il funzionamento continuativo del convertitore sotto vibrazioni ambientali la cui frequenza varia in genere casualmente entro un certo intervallo.

Il primo intento di questo lavoro è stato quello di realizzare un sistema in grado di studiare il comportamento delle molle coniche contrapposte, per cui, si desiderava realizzare un prototipo configurabile in modo semplice e rapido allo stesso tempo. Per questo motivo è desiderabile disporre di un sistema di precarico, cambio molle, cambio di sistema di conversione precisi e rapidi (bisogni 5, 6, 7). Trattandosi di un prototipo sperimentale, la compattezza e le dimensioni contenute (bisogni 2 e 3), sono stati ritenuti bisogni secondari rispetto al resto.

Inoltre, un sistema di fissaggio in posizione di lavoro semplice (bisogno 2) è utile per semplificare le operazioni sperimentali sul convertitore. Infine, si desidera che il sistema abbia bassi costi di realizzazione.

Generazione di concetti

In seguito alla stesura dei bisogni, il progetto è proseguito con lo sviluppo della casa della qualità [32,33] (qui non riportata per brevità), che ha permesso di capire il rapporto tra bisogni e metriche, e tra metriche e metriche, della parte meccanica [29].

Figura 6 mostra attraverso un diagramma funzionale sintetico la funzione principale del convertitore, delimitata dal rettangolo. Questo schema evidenzia, inoltre, i flussi di energia entranti e uscenti dal sistema: a sinistra l'energia cinetica delle vibrazioni ambientali; a destra l'energia elettrica ottenuta dal convertitore ed il calore, dovuto alle dissipazioni.

La fase di generazione di concetti inizia con la scomposizione della funzione principale in più sottofunzioni, ed il collegamento di esse tra loro, tramite i flussi di energia, in modo da rispettare la conservazione dell'energia. Si ottiene così l'albero delle funzioni, mostrato in Figura 7. Nel tracciare il diagramma si è considerato il sistema di conversione, formato da

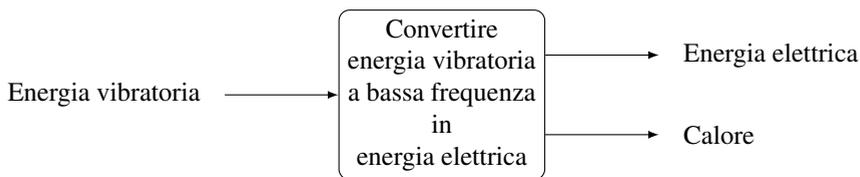


Figura 6. La funzione principale del convertitore

due parti indipendenti e in moto relativo tra loro. È quindi possibile osservare, che all'interno dell'albero sono presenti due rami principali, indipendenti tra loro. Il primo relativo alla parte di convertitore solidale alla fonte di vibrazioni, che fornisce l'energia cinetica. Il secondo relativo alla massa sismica, che grazie alla freccia delle molle permette di ricavare energia elettrica. Il diagramma di Figura 7 mette in evidenza che l'architettura più adeguata per il sistema è di tipo integrale.

È stata quindi sviluppata la matrice morfologica (qui non mostrata per brevità), in cui per ogni sottofunzione di Figura 7 vengono indicate una o più soluzioni tecnicamente possibili. La scelta delle soluzioni tecniche è stata fatta tenendo conto dei bisogni del sistema (Tabella 1), ad esempio sono state utilizzate due coppie di rosette coniche e sferiche contrapposte per realizzare la compressione delle molle coniche, e filetti e dadi per la giunzione delle parti. I componenti sono quindi in parte commerciali, in parte realizzabili mediante prototipazione rapida.

Figura 8 mostra i quattro concetti ottenuti combinando tutte le soluzioni alle sottofunzioni. La molla antidistacco precarico (4) in (Figura 8e) serve per mantenere in posizione di precarico corretto le molle. La massa dei componenti, infatti, a causa di oscillazioni troppo impulsive, potrebbe causare spostamenti relativi non desiderati tra le parti.

La selezione del concetto

Le soluzioni concettuali di Figura 8 si distinguono tra soluzioni con rosette coniche contrapposte (concetti 1 e 4 in Figura 8a, d) e soluzioni con rosette coniche non contrapposte (concetti 2 e 3 in Figura 8b, c). La selezione dei concetti è avvenuta impiegando matrici di screening e di scoring. La matrice di screening ha permesso di valutare i concetti, votando ciascun bisogno prestazionale in modo positivo (+1), neutro (+0) o negativo (-1), ed effettuando la somma dei voti. Mediante questa prima selezione si è scartato il concetto 3, impiegato per un precedente prototipo di convertitore elettromagnetico [27, 28] e caratterizzato dal difficile posizionamento delle molle coniche, dal precarico difficoltoso ed impreciso, dalla massa sismica poco accessibile e limitata in dimensioni dalla struttura esterna.

La matrice di scoring ha infine permesso di selezionare il concetto più adatto tra i rimanenti, che è risultato essere il concetto 1. Punti di forza di questa soluzione sono: la compattezza, il semplice posizionamento delle molle coniche, il rapido fissaggio in posizione di lavoro, la regolazione del precarico veloce (tramite dado) e precisa (si misura in angolo di rotazione del dado), la presenza di notevole spazio per l'accoppiamento con il sistema di conversione dell'energia, la possibilità di selezionare la quantità di massa sismica grazie al suo posizionamento esterno.

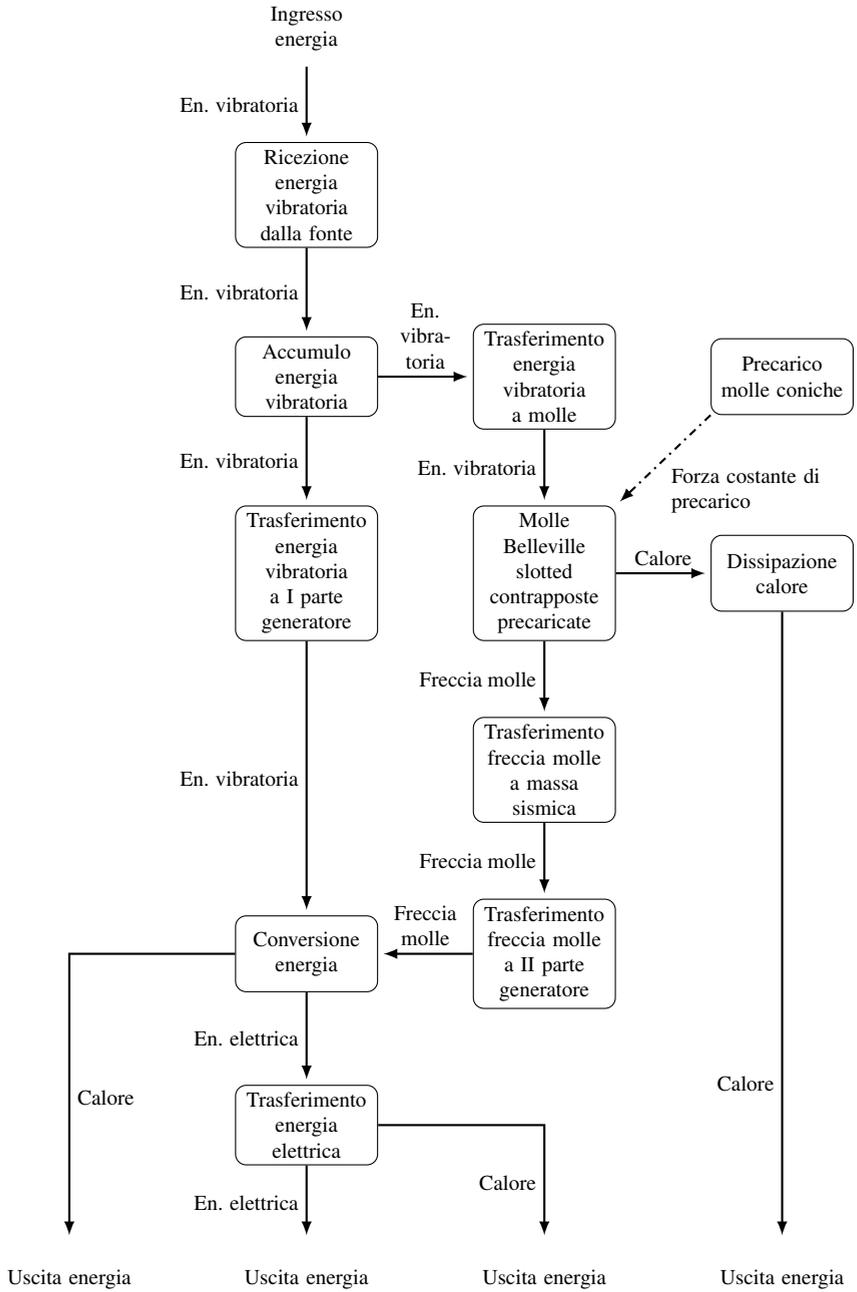
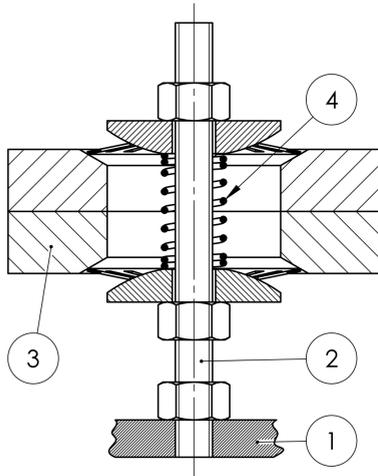
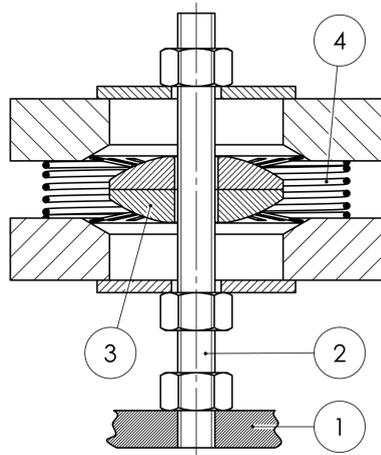


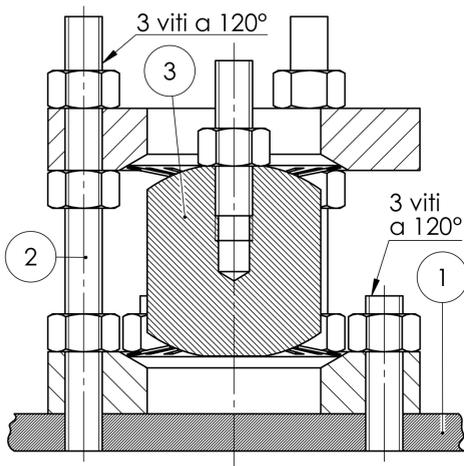
Figura 7. Albero delle funzioni del convertitore



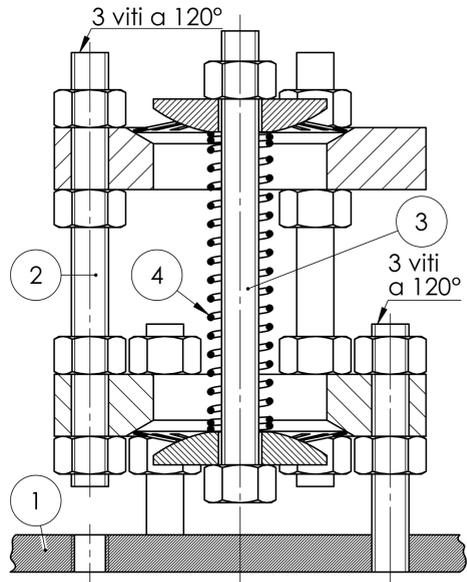
(a) Il concetto meccanico 1



(b) Il concetto meccanico 2



(c) Il concetto meccanico 3



(d) Il concetto meccanico 4

N	Descrizione componente
---	------------------------

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1 | Fonte di vibrazioni |
| 2 | Base oscillante |
| 3 | Massa sismica |
| 4 | Molla anti-distacco precarico |

(e) Bollatura dei disegni tecnici

Figura 8. Disegni tecnici dei concetti meccanici

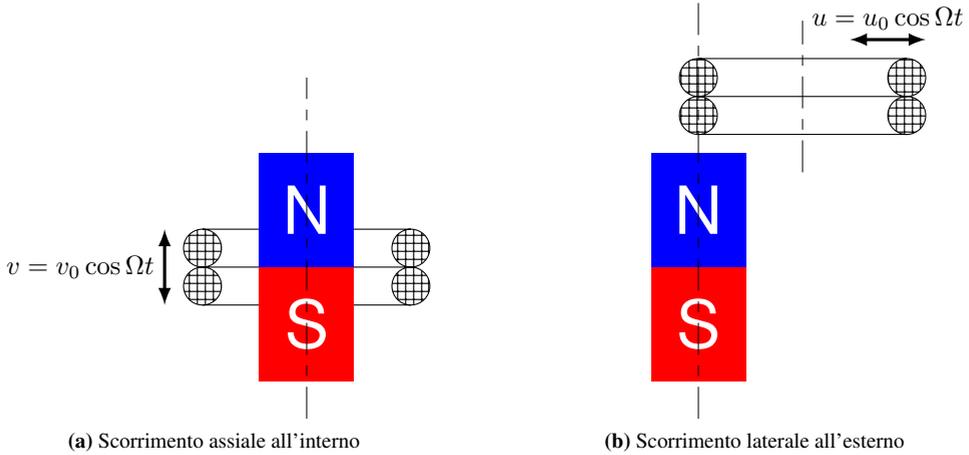


Figura 9. Moti relativi tra magnete e avvolgimento di filo conduttore

6. CONVERSIONE ELETTROMAGNETICA

Basandosi sul sistema meccanico descritto nella sezione precedente (Sezione 5.), questa sezione analizza e sviluppa un convertitore elettromagnetico per trasformare l'energia cinetica recepita dal sistema in energia elettrica. Questo permette di convertire l'energia cinetica della massa sismica in energia elettrica. I motivi di questa scelta sono diversi: è un sistema economico da realizzare, relativamente semplice da ottimizzare e abbastanza compatto. L'analisi svolta si è incentrata sull'individuare la configurazione di moto relativo, tra magnete e spire, che massimizza la conversione di energia.

Secondo la legge di Faraday-Lenz, in un avvolgimento di filo conduttore avente N spire e sottoposto ad una variazione di flusso magnetico all'interno della superficie che delimita, si stabilisce una tensione \mathcal{E} pari a:

$$\mathcal{E} = -N \frac{\Delta\Phi_s}{\Delta t} \quad (6)$$

dove Φ_s è la variazione di flusso magnetico attraverso la superficie delimitata dalle spire e Δt è l'intervallo di tempo in cui avviene tale variazione. Inoltre, il flusso magnetico di un campo \mathbf{B} attraverso una superficie S è calcolabile come:

$$\Phi = \iint_S \mathbf{B} \cdot d\mathbf{S} \quad (7)$$

Il moto del magnete rispetto all'avvolgimento

Figura 9 mostra i due principali moti relativi tra avvolgimenti e magnete che si possono realizzare. Nel primo caso (Figura 9a), il magnete è coassiale agli avvolgimenti ed interno alla sezione da essi racchiusa: gli avvolgimenti oscillano lungo l'asse del magnete (direzione v). Nel secondo caso (Figura 9b), il magnete ha asse parallelo a quello degli avvolgimenti ma si trova all'esterno di essi: gli avvolgimenti oscillano in direzione ortogonale all'asse del magnete. È importante in questo caso, che la distanza tra l'asse del magnete e quello degli avvolgimenti sia maggiore dell'ampiezza del loro moto oscillatorio relativo, perchè

diversamente, a causa della simmetria assiale del campo magnetico, gli avvolgimenti non vedrebbero variazioni di campo magnetico.

Simulazione di magneti permanenti impilati

Le due soluzioni sono state confrontate svolgendo un'analisi magnetostatica agli elementi finiti, tramite il software FEMM [35], che considera un pacco di cinque magneti permanenti a disco al Neodimio-Ferro-Boro, aventi qualità di magnetizzazione N42, ed immersi in aria. Il diametro esterno dei magneti è 35 mm e lo spessore è 5 mm. Il modello numerico ha descritto il sistema come piano, approssimando i magneti a prismatici anziché assialsimmetrici e trascurando il rivestimento in nichel dei magneti. Il modello, che include una regione spaziale di diametro pari a cinque volte quello dei magneti, è stato discretizzato con elementi finiti triangolari (Figura 10a).

Al fine di confrontare le due soluzioni, si è misurato il flusso magnetico in corrispondenza della superficie occupata dagli avvolgimenti. In particolare, per ciascun avvolgimento si è misurato il flusso magnetico nella posizione di riposo ed in una posizione traslata di un'ampiezza pari a 0.2 mm lungo l'asse del moto dell'avvolgimento stesso. Questo valore di ampiezza dell'oscillazione è stato scelto in relazione all'ampiezza di oscillazione caratteristica del sistema meccanico [27, 28]. Essendo la variazione di flusso proporzionale alla tensione generata (Equazione (6)), il modulo della differenza dei due valori di flusso ottenuti con la simulazione rappresenta una stima dell'efficienza di conversione dell'energia.

Figura 10b mostra l'andamento spaziale del flusso magnetico risultante dalla simulazione del sistema, mettendo in luce le aree intercettate da una spira che oscilla assialmente (verde) ed una che oscilla lateralmente (rosso). Il calcolo della variazione di flusso nei 2 casi ha mostrato che in queste condizioni la conversione con moto laterale della spira è circa 60 volte maggiore di quella assiale. Sulla base di questa notevole superiorità in termini di efficienza di conversione, si è deciso di sviluppare nel seguito la configurazione con moto trasversale (Figura 9b).

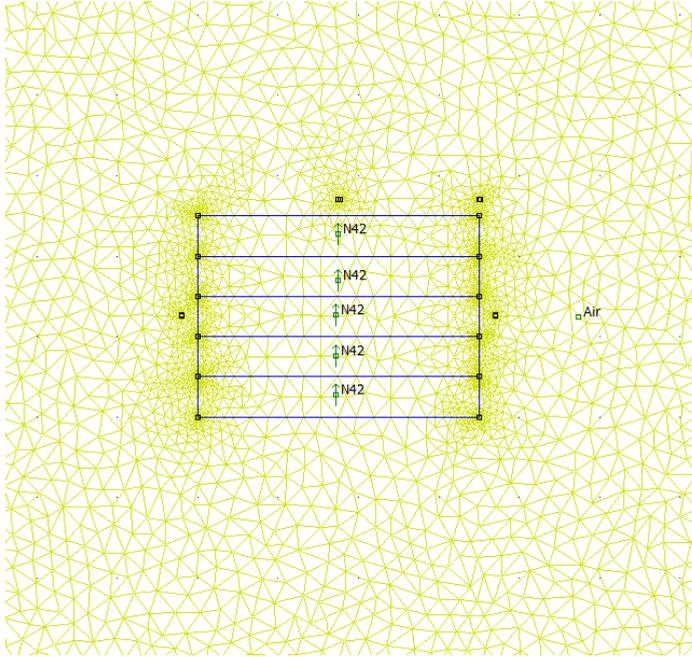
7. REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO

Questa sezione descrive la realizzazione del prototipo di convertitore elettromagnetico per energy harvesting. Questa fase si è articolata nella selezione delle molle coniche intagliate, nella progettazione della parte meccanica del convertitore, basata sul concetto selezionato in Sezione 5., e nella costruzione del prototipo.

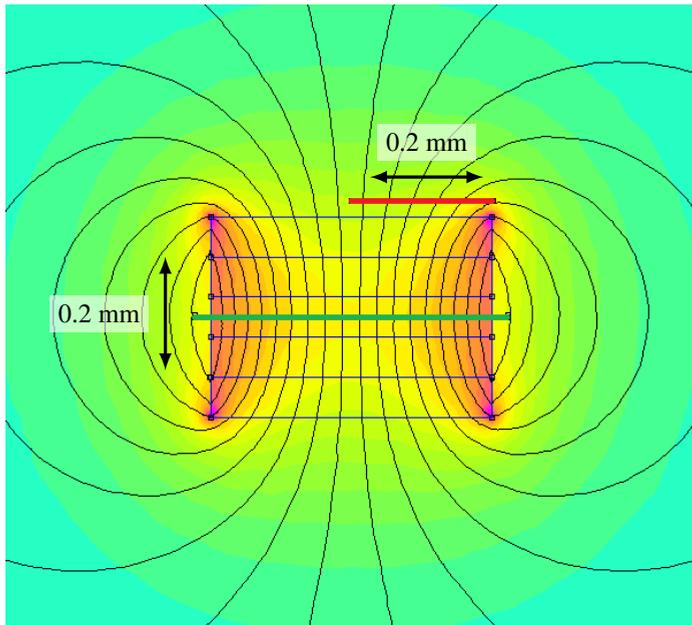
Selezione della molla conica intagliata

Le molle coniche esaminate sono molle commerciali aventi diametro esterno (D , in Figura 1) in un intorno di 35 mm, similmente a quelle impiegate per il precedente prototipo di convertitore [27, 28]. Questo permette un buon compromesso tra ingombro del convertitore, che è direttamente proporzionale al diametro esterno delle molle, e semplicità di montaggio, che è inversamente proporzionale alla dimensione dei componenti.

Ciascuna molla è stata caratterizzata sperimentalmente a compressione con un ciclo di carico e scarico fin oltre l'appiattimento. Figura 11a mostra i due supporti conici (realizzati in ABS mediante prototipazione rapida) impiegati per sostenere e comprimere la molla conica durante la prova. Le prove sono state svolte con un tensometro elettro-meccanico (Galdabini



(a)



(b) Previsione del flusso magnetico

Figura 10. Modello agli elementi finiti (a) e previsione del flusso magnetico (b) con in verde la spira che oscilla assialmente, in rosso quella che oscilla lateralmente

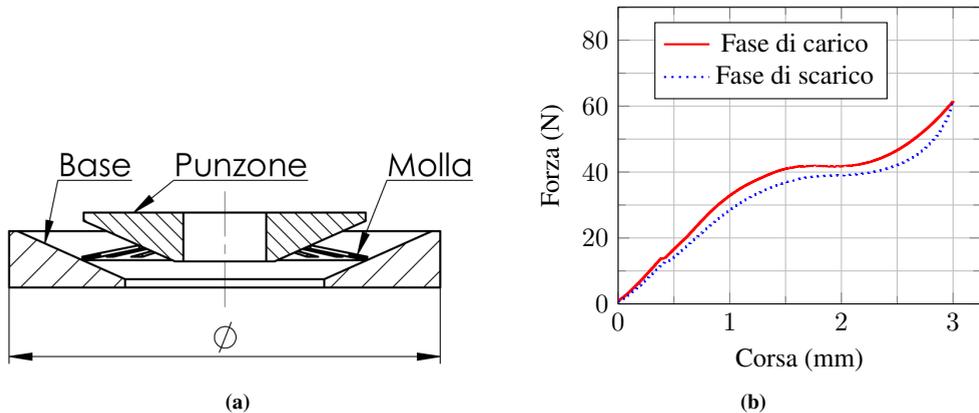


Figura 11. Prove sperimentali su molle coniche: apparato sperimentale (a) e curva di risposta della molla scelta (b)

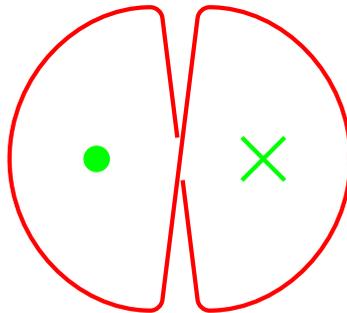


Figura 12. Spira di filo conduttore “a 8”, in verde le variazioni di flusso magnetico viste dalle due metà: uscente dal foglio a sinistra, entrante a destra

Sun 500) controllato via software da un computer, con una velocità di compressione pari a 1 mm/min.

Il criterio impiegato per la scelta della molla è stato quello di avere rigidità nulla nell'intorno (il più possibile ampio) della configurazione appiattita [29]. Figura 11b mostra la curva di risposta della molla scelta, avente diametro esterno $D = 34.4$ mm, diametro degli intagli $T = 30.2$ mm, diametro interno $d = 20.6$ mm, altezza $h = 0.42$ mm, spessore $s = 0.43$ mm. La caratteristica meccanica del formato selezionato è mostrata in Figura 11b.

Progetto, disegno e costruzione del convertitore

In Figura 13 e Figura 14 è mostrato il prototipo di convertitore elettromagnetico sviluppato in base alle scelte di progettazione descritte nelle sezioni precedenti.

Il dimensionamento del sistema meccanico è stato svolto in funzione delle molle coniche intagliate, individuate nella sezione precedente. A partire da questo, si è proceduto alla progettazione di dettaglio del convertitore elettromagnetico.

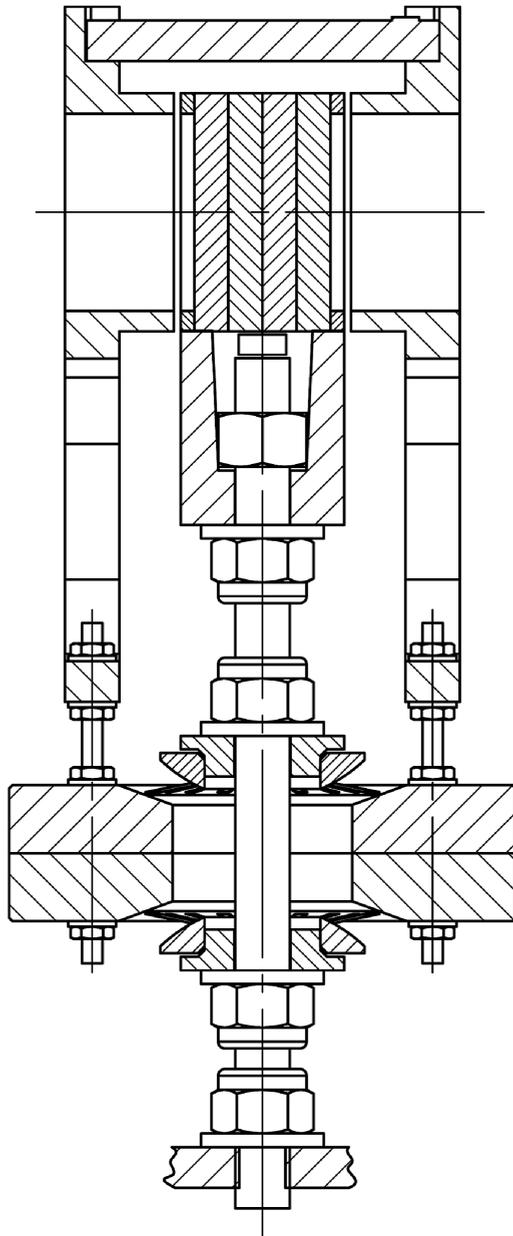


Figura 13. Sezione del convertitore lungo il piano di simmetria

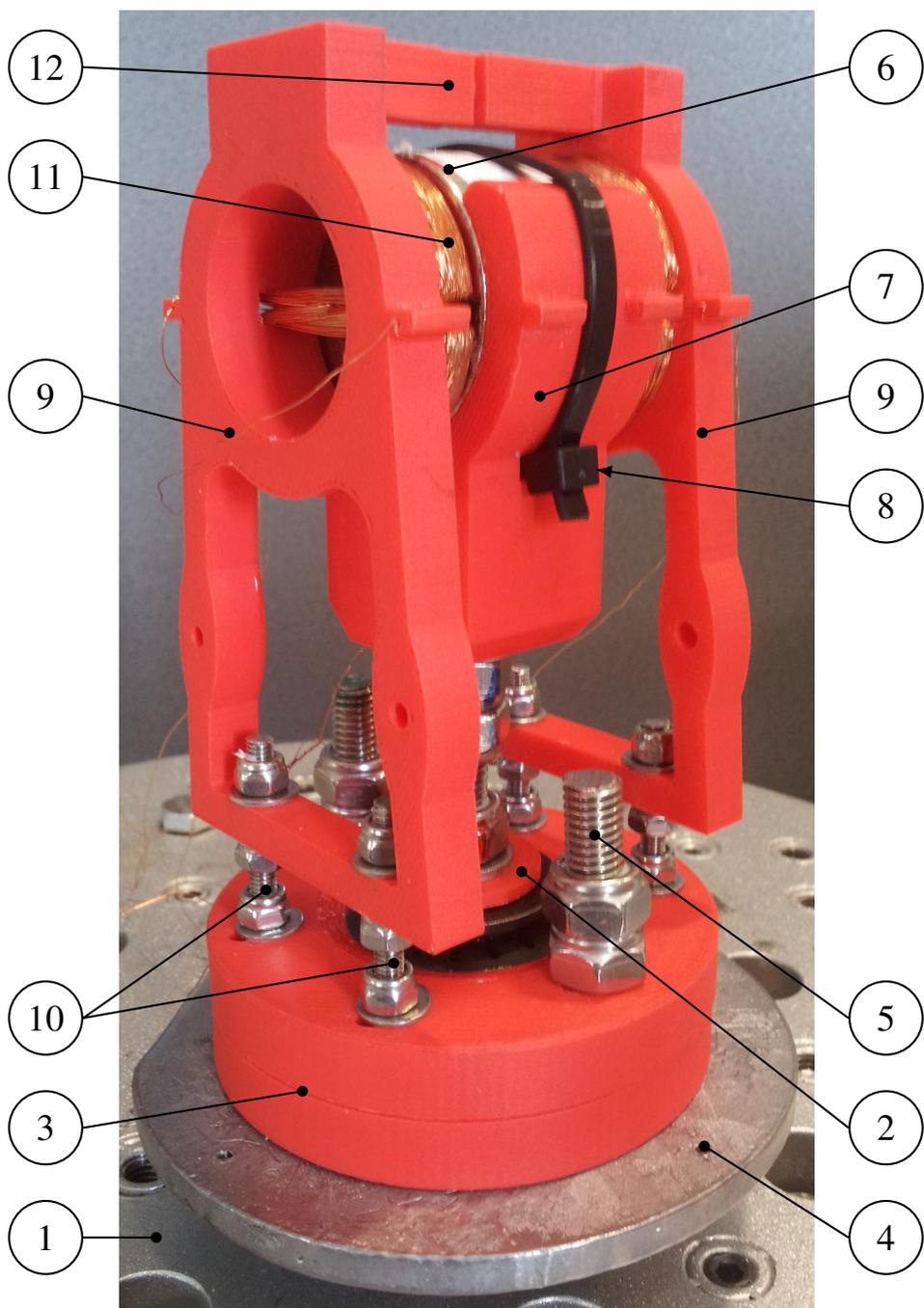


Figura 14. Convertitore elettromagnetico, avvitato sulla tavola vibrante dello shaker

Come mostrato in Figura 14, il sistema è vincolato alla fonte di vibrazioni (1) unicamente mediante la barra filettata centrale che funge da sostegno per la parte meccanica (2, 3, 4, 5) ed anche per il pacco dei magneti (6), tramite il supporto (7) e la fascetta di serraggio (8). Questo fa sì che la fonte di vibrazioni non veda importanti variazioni di flusso magnetico dovute al moto dei magneti, limitando così le perdite per correnti parassite. La disposizione dei magneti con asse orizzontale permette di riprodurre in modo semplice la configurazione di convertitore elettromagnetico scelta nella Sezione 6.): sulle facce opposte dei magneti sono collocati gli avvolgimenti (11), sostenuti dal portale composto dagli elementi (9) e (12). Questo portale è fissato alla massa sismica tramite due barre filettate (10), che permettono la regolazione in altezza e in direzione dell'asse dei magneti (tramite opportune asole sulla massa sismica). In tal modo si ottiene un sistema di conversione elettromagnetico che implementa la configurazione proposta in Figura 9b. In particolare, poichè ciascun avvolgimento deve intercettare il flusso di campo magnetico solo su metà della faccia del magnete, per ottimizzare lo sfruttamento della superficie disponibile, le spire sono state avvolte secondo la configurazione ad "8" mostrata in Figura 12. Questa permette di raccogliere due variazioni di flusso aventi segno opposto, ma che, grazie alla simmetria del campo magnetico della pila di magneti, producono due correnti concordi. Rispetto alla configurazione di Figura 13, il prototipo in Figura 14 include una massa sismica aggiuntiva in piombo (4), utile per abbassare le frequenze di risonanza del sistema. Il convertitore è stato realizzato sia mediante componenti commerciali, sia stampando parti con prototipazione rapida in ABS, materiale isolante che limita le perdite per correnti parassite. In particolare, per minimizzare le forze magnetiche tra i componenti e limitare la distorsione del campo magnetico, si sono impiegate barre filettate e dadi in acciaio inox austenitico.

8. CAMPAGNA SPERIMENTALE

Questa sezione descrive la campagna sperimentale effettuata sul prototipo di convertitore per valutare la sua risposta modale e la potenza elettrica generata e si articola in quattro fasi: allestimento del banco prova, calibrazione del convertitore, esecuzione della campagna sperimentale e risultati sperimentali.

Allestimento del banco prova

La campagna sperimentale è stata svolta impiegando uno shaker elettrodinamico (Data Physics BV400 [36]), controllato tramite un controllore Abacus ad 8 canali e gestito dal software Signal Star installato su un PC. Un micro accelerometro (MMF KS94B100 [37]) è stato fissato alla tavola vibrante dello shaker per poter realizzare un controllo in retroazione sul sistema. Un accelerometro identico al precedente è stato inoltre fissato alla massa sismica del convertitore, per registrare le frequenze proprie del sistema. Una scheda di acquisizione dati con 16 canali (National Instruments USB 6251 [38]), gestita mediante il software Labview SignalExpress [39], ha registrato la tensione in uscita ai capi degli avvolgimenti del prototipo di convertitore.

Calibrazione del convertitore

Il convertitore impiegato nella campagna sperimentale presenta le seguenti caratteristiche. La massa sismica nel suo complesso (ghiera di piombo, viti di fissaggio, sostegni avvolgimenti, avvolgimenti) è pari a 0.6 kg. Il sistema elastico delle molle coniche contrapposte viene pre-

caricato in modo da appiattire le molle superiore quando il convertitore ha asse orizzontale. Al fine di compensare la massa sismica e mantenere entrambe le molle in posizione appiattita nella condizione di equilibrio statico con convertitore ad asse verticale, si sono applicate due molle elicoidali di trazione tra la fascetta del sostegno e la ghiera di piombo ((8) e (4) in Figura 14). Gli avvolgimenti applicati ai due sostegni, aventi circa 200 spire di filo di rame di diametro 0.2 mm, sono stati collegati in parallelo ed in parallelo ad essi è stato applicato un carico resistivo pari a 8Ω . Questo carico resistivo corrisponde alla resistenza equivalente di Thevenin del circuito vista dai capi a cui era collegata quest'ultima e quindi permette di massimizzare la potenza elettrica dissipata attraverso il carico. Sul prototipo sottoposto a prove sono stati installati cinque magneti al Neodimio-Ferro-Boro, con grado di magnetizzazione N42, aventi diametro 35 mm e spessore 5 mm.

Esecuzione delle prove

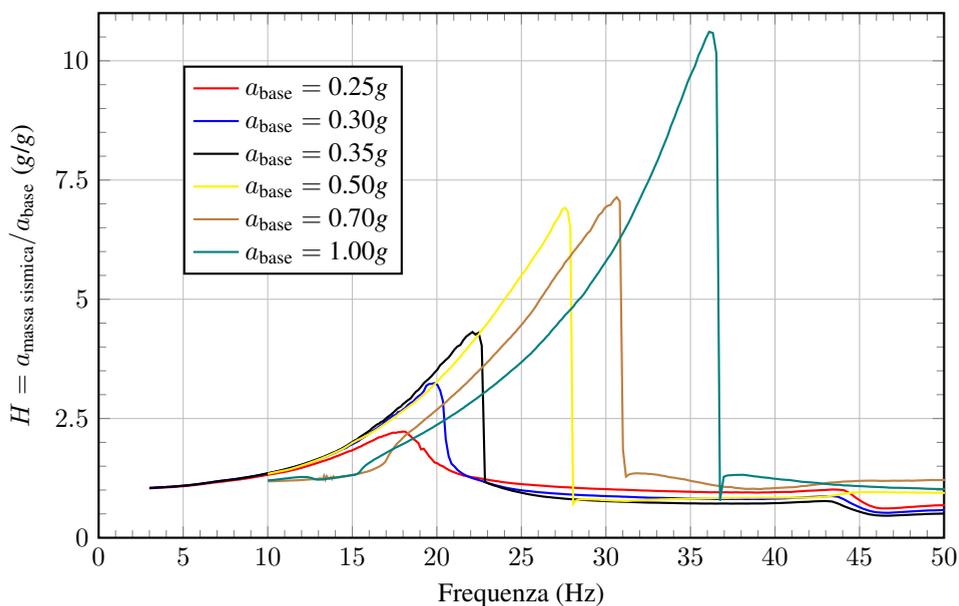
Per caratterizzare la risposta modale del convertitore, sono state eseguite prove di eccitazione dinamica in frequenza, esplorando l'intervallo da 3 Hz a 100 Hz, ed applicando una legge di moto sinusoidale. Al fine di valutare l'effetto dell'accelerazione in ingresso, sono stati esaminati sei livelli di accelerazione massima ($|a_{base}| = (2\pi f)^2 A$, dove f è la frequenza, A l'ampiezza): 0.25g, 0.30g, 0.35g, 0.50g, 0.70g e 1.00g (essendo g l'accelerazione gravitazionale).

Risultati sperimentali

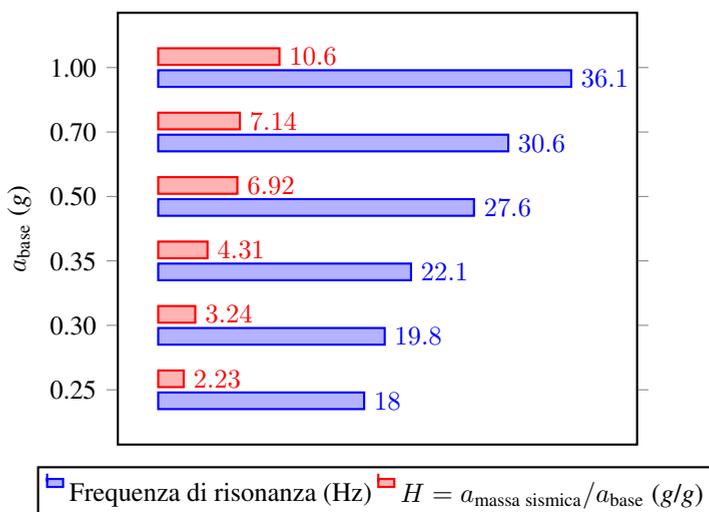
Figura 15a mostra lo spettro della funzione di trasferimento, H , calcolata come rapporto tra l'accelerazione della massa sismica e l'accelerazione della base, per il convertitore eccitato dinamicamente ai livelli di accelerazione descritti nella sezione precedente. L'istogramma in Figura 15b mostra le frequenze di risonanza del sistema alle varie accelerazioni della base, ed il corrispondente valore della funzione di trasferimento. Per il caso di accelerazione della base pari a 0.35g ed un carico resistivo in parallelo agli avvolgimenti di 8Ω , Figura 16 mostra l'andamento della tensione in uscita dal convertitore.

9. DISCUSSIONE

L'andamento della funzione di trasferimento H in funzione della frequenza di eccitazione (Figura 15a, mette in luce tre peculiarità del sistema proposto. Primo, al crescere dell'accelerazione in ingresso, il valore massimo della funzione di trasferimento si sposta verso frequenze più alte, ossia si ha un innalzamento della frequenza propria del sistema da un minimo di 18 Hz ad un massimo di 36 Hz (Figura 15b). Questo testimonia una risposta significativamente non lineare del sistema. Secondo, la curva della funzione di trasferimento inizia ad aumentare monotonicamente sopra l'unità, già da valori di frequenza di eccitazione bassi; quindi, una volta superato il picco della risposta, crolla quasi istantaneamente di nuovo all'unità. Questo andamento, che si manifesta in modo più evidente all'aumentare dell'accelerazione, evidenzia che il sistema lavora in risonanza su un ampio intervallo di frequenze, ossia ha un fattore di qualità elevato, proprietà di rilievo ai fini di un convertitore di energia. Il crollo improvviso delle curve dopo il superamento del picco di risonanza è imputabile probabilmente ad accoppiamento elettromagnetico all'interno del sistema. Terzo, è possibile osservare che vi è una rampa di salita comune alle curve corrispondenti ad accelerazione da 0.25g a 0.50g. L'istogramma di Figura 15b, da un lato mette in evidenza in modo chiaro quanto osservato



(a) La funzione di trasferimento del sistema, in funzione della frequenza eccitante



(b) Istogramma

Figura 15. I risultati delle prove sperimentali con compensazione della massa sismica [29]

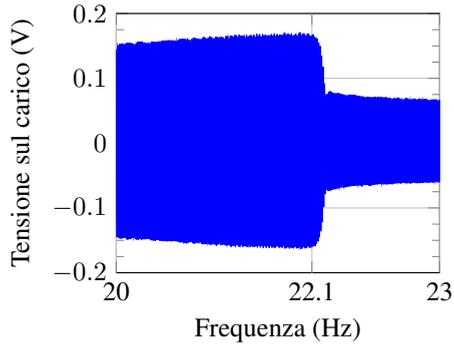


Figura 16. Tensione ai capi della resistenza di Thevenin di carico di 8Ω , misurata durante la prova di Figura 15a, grafico con $a_{base} = 0.35g$

in Figura 15a relativamente alle frequenze di risonanza in funzione dell'accelerazione (barre blu). Dall'altro lato, mostra chiaramente l'aumento del valor massimo della funzione di trasferimento, all'aumentare dell'accelerazione in ingresso (barre rosse).

Il diagramma di Figura 16 (8Ω , $0.35g$) evidenzia in primo luogo che la tensione elettrica generata è di valore significativo e si distribuisce su un intervallo di frequenze ampio. In particolare, questo diagramma conferma quanto osservato in Figura 15a, ossia il netto calo della risposta appena il sistema supera il picco della risonanza. Nel complesso, questi primi risultati mostrano che il sistema ha delle proprietà interessanti sia in termini di risposta dinamica, grazie alle basse frequenze di risonanza ed all'elevato fattore di qualità, sia in termini di conversione dell'energia. Sarà utile approfondire lo studio, in particolare per quanto riguarda la caratterizzazione della tensione e potenza elettrica in funzione della frequenza di eccitazione, oltre che per il progetto più dettagliato del sistema di compensazione.

10. CONCLUSIONI

Il lavoro presenta un innovativo convertitore di energia elettromagnetico da vibrazioni, basato su molle coniche intagliate. Per un opportuno rapporto di forma queste molle, contrapposte e precaricate, permettono di realizzare un sistema elastico a bassa rigidezza, non lineare. Abbinato a questo si è sviluppato un convertitore elettromagnetico che impiega fino a cinque magneti permanenti cilindrici. Sulle facce opposte di questo pacco di magneti sono collocate due bobine di avvolgimenti con una particolare configurazione ad "otto" ed aventi moto trasversale all'asse dei magneti. Il prototipo è stato interamente realizzato impiegando componenti commerciali e parti ottenute mediante prototipazione rapida in ABS. La convalida sperimentale ha messo in evidenza un ottimo comportamento, sia per l'ampia risposta in frequenza, variabile tra i 18 Hz ed i 36 Hz in funzione dell'accelerazione, sia per la significativa generazione elettrica anche a basse accelerazioni.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Yick, J., Mukherjee, B., and Ghosal, D., 2008. "Wireless sensor network survey". *Computer Networks*, **52**(12), Aug., pp. 2292–2330.

- [2] Zhang, S., and Zhang, H., 2012. “A review of wireless sensor networks and its applications”. In Automation and Logistics (ICAL), 2012 IEEE International Conference, pp. 386–389.
- [3] Lynch, J. P., and Loh, K. J., 2006. “A summary review of wireless sensors and sensor networks for structural health monitoring”. *The Shock and Vibration Digest*, **38**(2), March, pp. 91–128.
- [4] Mitcheson, P., Yeatman, E., Rao, G., Holmes, A., and Green, T., 2008. “Energy harvesting from human and machine motion for wireless electronic devices”. *Proceedings of the IEEE*, **96**(9), Sept, pp. 1457–1486.
- [5] Despesse, G., Jager, T., Chaillout, J. J., Leger, J. M., and Basrou, S., 2005. “Design and fabrication of a new system for vibration energy harvesting”. In Research in Microelectronics and Electronics, 2005 PhD, Vol. 1, IEEE, pp. 225–228.
- [6] Gammaitoni, L., Vocca, H., Neri, I., Travasso, F., and Orfei, F., 2011. *Sustainable Energy Harvesting Technologies - Past, Present and Future*. InTech, ch. Vibration Energy Harvesting: Linear and Nonlinear Oscillator Approaches.
- [7] Neri, I., Travasso, F., Mincigrucci, R., Vocca, H., Orfei, F., and Gammaitoni, L., 2012. “A real vibration database for kinetic energy harvesting application”. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*.
- [8] Beeby, S. P., Tudor, M. J., and White, N. M., 2006. “Energy harvesting vibration sources for microsystems applications”. *Measurement Science and Technology*, **17**(12), pp. R175–.
- [9] Dewei, J., and Jing, L., 2009. “Human power-based energy harvesting strategies for mobile electronic devices”. *Front. Energy Power Eng. China*, **3**(1), pp. 27–46.
- [10] Khaligh, A., Zeng, P., and Zheng, C., 2010. “Kinetic energy harvesting using piezoelectric and electromagnetic technologies - state of the art”. *Industrial Electronics, IEEE Transactions*, **57**(3), March, pp. 850–860.
- [11] Glynne-Jones, P., Beeby, S., and White, N., 2001. “Towards a piezoelectric vibration-powered microgenerator”. *Science, Measurement and Technology, IEEE Proceedings*, **148**(2), Mar, pp. 68–72.
- [12] Zurn, S., Hsieh, M., Smith, G., Markus, D., Zang, M., Hughes, G., Nam, Y., Arik, M., and Polla, D., 2001. “Fabrication and structural characterization of a resonant frequency pzt microcantilever”. *Smart Materials and Structures*, **10**(2), p. 252.
- [13] Roundy, S., Wright, P. K., and Rabaey, J., 2003. “A study of low level vibrations as a power source for wireless sensor nodes”. *Computer communications*, **26**(11), pp. 1131–1144.
- [14] Erturk, A., and Inman, D. J., 2009. “An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from base excitations”. *Smart Materials and Structures*, **18**(2), p. 025009.
- [15] Shen, D., Choe, S.-Y., and Kim, D.-J., 2007. “Analysis of piezoelectric materials for energy harvesting devices under high-g vibrations”. *Japanese Journal of Applied Physics*, **46**(10R), p. 6755.
- [16] Benasciutti, D., Moro, L., and Gallina, M., 2012. “On the optimal bending deflection of piezoelectric scavengers”. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, December.
- [17] Castagnetti, D., 2012. “Experimental modal analysis of fractal-inspired multi-frequency structures for piezoelectric energy converters”. *Smart Materials and Structures*, **21**(9), p. 094009.
- [18] Castagnetti, D., 2011. “Experimental modal analysis of fractal-inspired multi-frequency piezoelectric energy converters”. In ASME 2011 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, Vol. 1, ASME, pp. 259–266.
- [19] Castagnetti, D., 2013. “A wideband fractal-inspired piezoelectric energy converter: design, simulation and experimental characterization”. *Smart Materials and Structures*, **22**(9), p. 094024.

- [20] Daqaq, M., 2010. "Response of uni-modal duffing-type harvesters to random forced excitations". *Journal of sound and vibrations*, **329**(18), pp. 3621–3631.
- [21] Bibo, A., Li, G., and Daqaq, M. F., 2011. "Electromechanical modeling and normal form analysis of an aeroelastic micro-power generator". *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **22**(6), April, pp. 577–592.
- [22] Bryant, M., and Garcia, E., 2011. "Modeling and testing of a novel aeroelastic flutter energy harvester". *Journal of vibration and acoustics*, **133**(1), p. 011010.
- [23] Singh, K., Michelin, S., and de Langre, E., 2012. "Energy harvesting from axial fluid-elastic instabilities of a cylinder". *Journal of Fluids and Structures*.
- [24] Burrow, S., Clare, L., Carrella, A., and Barton, D., 2008. "Vibration energy harvesters with non-linear compliance". *Proceedings of SPIE*, **6928**, p. 692807.
- [25] Mann, B., and Sims, N., 2009. "Energy harvesting from the nonlinear oscillations of magnetic levitation". *Journal of Sound and Vibration*, **319**(1-2), Jan., pp. 515–530.
- [26] Ramlan, R., Brennan, M., Mace, B., and Kovacic, I., 2010. "Potential benefits of a non-linear stiffness in an energy harvesting device". *Nonlinear dynamics*, **59**(4), pp. 545–558.
- [27] Landi, M., A.A. 2012-2013. "un convertitore elettromagnetico per energy harvesting da vibrazioni basato su molle belleville: progettazione e convalida sperimentale". Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccatronica, Università di Modena e Reggio Emilia.
- [28] Castagnetti, D., 2014. "A belleville-spring based piezoelectric or electromagnetic energy harvester". In ASME 2014 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, Vol. 2, ASME, p. V002T07A002.
- [29] Dallari, F., A.A. 2013-2014. "Progettazione e convalida sperimentale di un convertitore di energia da vibrazioni basato su molle coniche". Tesi di Laurea in Ingegneria Meccatronica, Università di Modena e Reggio Emilia.
- [30] Castagnetti, D., 2015. "A belleville-spring-based electromagnetic energy harvester". *Smart Materials and Structures*, **24**(9), p. 094009.
- [31] Schremmer, G., 1973. "The slotted conical disk spring". *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **95**(3), Aug., pp. 765–770.
- [32] Ulrich, K., and Eppinger, S., 2012. *Product Design and Development*. McGraw-Hill.
- [33] Dragoni, E., and Scirè Mammano, G., 2013. *Lezioni di Progetto di Sistemi Meccatronici*. Esculapio.
- [34] Nayfeh, A., 2011. *Introduction to Perturbation Techniques*. Wiley Classics Library. Wiley.
- [35] <http://www.femm.info>.
- [36] <http://dataphysics.com>.
- [37] TDS Miniature Accelerometers on <http://mmf.de>.
- [38] <http://ni.com/products/>.
- [39] www.ni.com/labview/.

DESIGN TO COST OF AUTOMATIC MACHINES: AN INDUSTRIAL CASE STUDY

Margherita Peruzzini

Dipartimento di Ingegneria "Enzo Ferrari"

E-mail: margherita.peruzzini@unimore.it

Tommaso Campioli

Swisslog Italia SpA, Maranello, MO

E-mail: campioli@gmail.com

Angelo Oreste Andrisano

Dipartimento di Ingegneria "Enzo Ferrari"

E-mail: angelooreste.andrisano@unimore.it

Marcello Pellicciari

Dipartimento di Ingegneria "Enzo Ferrari"

E-mail: marcello.pellicciari@unimore.it

Abstract. *One of the biggest unsolved problems of modern industry is the control of the ratio between cost and performance of complex machines from the early stages of design. Indeed, it requires a synthetic analysis of manufacturing knowledge and a successful collaboration among the numerous actors involved in cost and performance evaluation. Although some methodologies and different theoretical approaches have been defined, effective implementation is still far from reality due to hard implementation that takes a lot of time and requires a strong collaboration among highly specialized resources with different background and expertise. In such context, this paper presents a methodology integrating Design for Manufacturing and Assembly (DFMA) principles, Design To Cost (DTC) and Value Analysis (VA) to optimize complex system design from the conceptual stages. It presents an industrial case study focused on the re-design of a machine for automated management of drugs, where an interdisciplinary team act to identify cost / performance imbalances and optimize the overall design. The machine re-design brought to a global cost saving of about 20% and a sensible improvement of the global product sustainability and reliability due to product structure simplification, selection of improved design solutions and optimization of some manufacturing processes.*

Keywords: *Design To Cost (DTC), Design for Manufacture and Assembly (DFMA), Design optimization, Agile product development, Value Analysis (VA)*

1. INTRODUCTION

Over recent years cost has become an increasingly important factor in both product development and, consequently, in acquisition. Cost optimization requires an efficient cost control and management along all the product lifecycle, from stock material acquisition to

technological process definition. Furthermore, product technology matures and stabilizes thus the competitive playing field levels and competition is increasingly based on cost. A competitive product must deal with factors such as cost, performance, aesthetics, schedule or time-to-market, and quality. Thus, a product supplier must focus its attention on managing as well as possible product costs to succeed in this environment [1], [2].

The traditional approach in product development tends to consider costs only in the final stages. Such behaviour could lead to unexpected and unsuitable results, which could affect the market penetration of the product itself. Indeed, as several studies demonstrate, a large percentage (almost 70%) of product cost is already determined in the conceptual phase and, when a product goes into production, 95% of its cost is committed [3]. Once the conceptualization of a product is given, there is no much room for significantly affect the product cost due to the already defined product architecture, assemblage procedure, manufacturability and amount of components. In short, most of the costs are already frozen with product conceptualization and the cost of product modification is growing exponentially through the stages of the development process [4].

Nowadays a set of tools are available to assist product managers in their decision-making process regarding alternative product design solutions which, in turn, help to achieve reduced product costs committed during the new product development (NPD) process [5]. In particular, some methodologies exist in literature to assess the product cost (i.e. Design for Manufacturing and Assembly (DFMA), Design To Cost (DTC)) and different theoretical approaches have been defined to manage the knowledge connected to cost definition (e.g. Group Technology, Feature-based analysis, Computer-Aided Process Planning (CAPP)). Recently, some tools based on such theories are available on the market to support designers and managers.

However, such tools are static and require a lot of information from the early design stages, so that their use is complex and time-consuming.

Moreover, the relation between product cost and product value is not usually considered. Contrarily, product functions could be valorised according to the market expectation according to a value-oriented lifecycle costing approach [6]. In this case, the final cost takes into account not only the specific production cost of the product components, but also the global product cost allowed, that the customer is willing to pay.

The present paper proposes a cost-based approach for promoting competitive design of complex systems. It adopts a DTC approach and a DFMA feature-based technique to estimate the product cost from the earliest design stages, and merges them with value-oriented analysis in order to optimize the product cost according to both performance and customer requirements.

2. RESEARCH BACKGROUND

Design to Cost approach

Design To Cost (DTC) approach has been formalized almost 30 years ago, and, in a nutshell, it aims at defining a product target cost to be respected by managing the knowledge of its production processes [7]. Consequently, cost analyses are fallen back to the early stage so that the conceptual phase continually interacts with cost considerations. Once the best possible concept design has been conceived, production is then launched. Numerous studies stated that the extra time spent in the early design phase is more than compensated for by savings in time during production [8].

By following the DTC theory, the target cost is treated as an independent design parameter and needs to be achieved during the development phase together with performance, schedule and reliability [1].

Usually, a DTC action involves necessarily an interdisciplinary team where all people involved must have a clear understanding of customer affordability constraints and competitive market requirements. Indeed, both target cost establishing and performance requirements identification imply the involvement of marketing and sales resources in a key role. In order to consider the production volume and cost amortization, the role of the Production Department is fundamental as well. The Purchasing Department needs to be involved to scan available suppliers and negotiate with them leading technical-based discussion suggested by those who design and conceive products, namely the Technical Department and Research & Development resources.

Product development managed with a DTC approach considers as a central concept the Design for Manufacture and Assembly (DFMA) theory [2]. DFMA is a strategic tool, which is used to reduce manufacturing effort and cost related to fabrication and assembly processes [9]. DFMA process includes two theories with different aims. Design for Assembly (DFA) aims at reducing the number of components providing a list of criteria through which the effective need of each part can be evaluated, and Design for Manufacture (DFM) that allows the optimization of the manufacturing process and provides elements of cost for each component (e.g. raw materials, set-up costs, processing costs, additional costs) [10]. Such procedures are often used to justify or evaluate alternative design concepts developed as a result of DFA analysis. Such a type of estimation could be done through the aid of formulas in literature or dedicated software applications.

Value Analysis principles

According to well-known design theories, a product can be defined as something able to satisfy a certain need or wish of the user [11]. The importance of physical products is not the pure fact that we owe them but what it is offering to fulfil certain functions. In a successful business system, a product must have all the necessary functions, for which we optimise costs.

In particular, VE has been defined by the Society of American Value Engineers as “the systematic application of techniques aimed at identifying functions of a product or service and linking to them an economic value (namely a cost)” [10]. These are the necessary conditions for ensuring the needed functions at the lowest possible cost. It can be used for systematically improving the “value” of products and services, especially in terms of their “functions”. These are the necessary conditions for ensuring the needed functions at the lowest possible cost [12].

VA and VE are slightly different since the first is aimed at increasing the value of an already existing product while the second has to be applied as early as possible throughout the development phase. Usually the goal of VA is eliminating those characteristics of products with no real value for the customer or the product, but which, nevertheless, cause costs in the production process delivery [13]. Indeed, for producers “value” means function / cost while for customers the reference ratio is performance / price. The correspondence between the offered functions and the needed performance is the most important purpose to be pursued. As a consequence, a mismatching between functions and performance brings to customer dissatisfaction for inadequate performance or money wasting for unneeded capabilities.

As a matter of fact, nowadays, products are more often developed by teams where individuals have different backgrounds and expertise, but very few of them are trained in defining the user experience and needs. Instead of designing products around those functionalities that effectively customers are looking for, designers often overcharge products with useless technology, making even more complicated the simple task they were conceived to accomplish. This is the reason why these analyses must be carried out together with the Marketing and Sales resources, focusing therefore on real customer needs. Only using a customer perspective the design team can understand the “value” of a product in the eyes of customers.

Once necessary functions are established, the function / cost ratio should be optimized. In this context, it would be useful analysing the costs of the product functions using a cost function matrix [12], where the implementation value of the product individual function is elicited from a costs point of view. The product price is evaluated in respect to how much each function is present in a component. Based on the costs of the product components, for each function a share of the cost is defined according to how much such function is met. In this way, the design team can understand the “value” of a product from the customers’ eyes. Once strictly necessary functions are established, VA proceeds by optimizing the function / cost ratio. According to Janz and Sihm [6], a value-cost chart is used for design optimization based on the product cost target. Applying a feature-based DTC approach, such analysis need to be carried out during the early design stages.

3. RESEARCH APPROACH

This research analyses the application of the above-mentioned criteria and methodologies to a real industrial case. A DTC initiative has been structured according to a precise methodology in order to optimize the design a complex systems and decrease their production cost from the early stages of product development.

The cost estimation approach adopted by the research is based on a quantitative estimating technique and, in particular, adopts a feature-based analytic approach. It means that cost estimation is based on the decomposition of the whole product or component in its elementary geometrical features and the correlation between such features and the manufacturing and assembly process stages. Such association can be achieved only if the manufacturing knowledge is properly formalized and exploited during the early cost evaluation.

The product engineer knowledge has been structured according to [14]: manufacturing technologies are divided into classes (e.g. chip-forming machining, injection moulding, stamping, die-casting, painting, thermal treatments, superficial covering, etc.). Classes have been further divided into categories (e.g. machining class has been subdivided in milling, turning, grinding, gear cutting, broaching, slotting, etc.). Each category is characterized by a set of typical operations, which are expressed by mathematical formulas using those geometrical parameters characterizing the specific operation (e.g. length, width, depth, roughness, etc.). Therefore the operations are univocally mapped with a specific set of geometric and non-geometric elements defined as a set of manufacturing features. In this way the product model can be represented as a collection of manufacturing features. Manufacturing features allow to finally link the CAD modelling features to specific machining operation.

In particular, a systematic methodology has been adopted: it consists of different steps where DFA, DFM and VA are combined: DFA is used at the beginning to reduce the number of product components and simplify the product structure, DFM is used to estimate

manufacturing time and cost for each process involved. In particular, LeanCOST[®] [15] is used as cost estimation CAD-based software platform. Finally, VA is used for the double correlation between functions and cost; according to the Janz and Sihh's model [6], product functions are identified and weighted according to the market requirements and connected to the component costs in order to obtain a function cost. Finally, a Value Control Chart is traced: it allows understanding the right cost for each product functions and optimizing product design considering the awarded functions' cost. The research method is described in Figure 1. This methodology allows realizing a more conscious design and a more competitive production to satisfy the customer expectations.

4. INDUSTRIAL CASE STUDY

Case study description

The case study has been defined in collaboration with an Italian company that designs, develops and delivers best-in-class automation solutions for forward-thinking hospitals, warehouses and distribution systems (Swisslog, www.swisslog.com). In particular, the study was focused on the optimization of a robotized drug management system. Such machine was conceived as a modular system to reduce human errors and, consequently, increase patient safety within the hospital pharmacy where medications are chosen, prepared, stored and dispensed. During redesign, efforts were primarily oriented to achieve the technical and quality targets set at the beginning of the project and to respect time-to-market deadline.

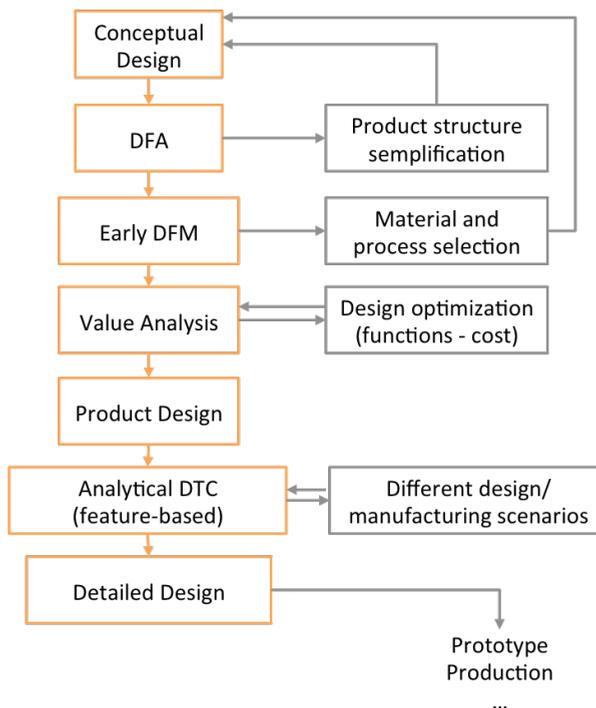


Figure 1. The DTC research methodology.

An interdisciplinary team was involved in the research, where 10 people belonging to Technical, R&D, Production, Purchasing, and Marketing and Sales Departments were involved. After the target cost establishing phase, the project started and its progress was monitored through weekly meetings from the beginning of the initiative. This project was undertaken under the supervision of a group of executives and each resource involved had a well-defined role. The Technical and R&D Departments were in charge of identifying all subgroups / parts to be “attacked”, describing in detail the manufacturing issues that brought about high costs, conceiving and developing alternative solutions. The Production resources followed the manufacturing issues and suggested both suitable alternative suppliers and the best order quantity. The Purchasing Department scanned the market of suppliers and led technical-based negotiations in order to obtain a better acquisition price, while Marketing & Sales resources played an essential role for consulting and validating ideas and to guarantee a customer-oriented perspective. This case study clearly shows the application of the proposed methodology to a real industrial case characterized by a tangible problem: too elevated production cost elicited at the end of the first design process.

The list below gives a perspective of all the phases of the DTC project arranged for the case study:

- Setting-up of an ad hoc team, comprising resources with different backgrounds and knowledge
- Understanding customer affordability or competitive pricing requirements
- Establishing target cost
- Rational-based evaluations aimed at identifying subgroups/parts to “attack”
- Value analysis to understand essential product functions and to identify any cost/performance imbalance
- Scanning the market finding more advantageous solutions
- DFMA as a core methodology in analysing subgroups/parts
- Re-designing subgroups/parts by exploiting results of above-mentioned analysis (as an example of the best engineering practice to use in any instance)
- Tracking/tracing of results and assessments by collecting all pieces of information
- A final report drawing, in order to exactly quantify reached savings and potential ones.

The drug management machine

The machine analysed during the case study is a Robotized Drug Management System developed by Swisslog. It is conceived to receive drugs in their commercial format and to output labelled and packed medications in a patented patient-specific format. It uses advanced controls to reduce human errors and, consequently, increase the patient safety within the Hospital Pharmacy where medications are chosen, prepared, stored and dispensed.

In particular, this work is developed around a new module for storing and cutting blisters (AutoPhial Plus), which is a part of a more complex Automated Drug Management System conceived to feed the packaging module with single medication units. AutoPhial

Plus is mainly composed of a storing system for commercial packages, a robot that handles blister strips, a vision system for identifying blister types and generating cutting maps in real time and an ultrasonic cutting device which handles the cut of 95% of blister types into single medication units. All these features make this machine an extremely performing solution within the market panorama.

The problem statement

During the development phase of the new AutoPhial Plus, efforts were primarily made to achieve high technical and quality targets set at the beginning of the project and respect time-to-market constraints. Once the first pilot machine was engineered, it was found that the final production cost amounted to around 20% higher than expected. This fact dangerously affect is customer affordability. Therefore the management team decided to adopt the proposed methodology to optimize its design.

For this purpose, the company set up an interdisciplinary team involving resources with different backgrounds and knowledge from each of the R&D, technical, purchasing, production and marketing & sales Departments. On the basis of customer affordability constraints and competitive market requirements, the target cost was established and the re-engineering phase started.

The proposed method was used to analyse those subgroups identified as eligible for re-design through rational-based assessments. Moreover, each machine function was studied in terms of function / cost ratio following a customer-driven approach through the support of marketing & sales resources. Designers and R&D team worked closely to develop more efficient and cost-effective architecture for each subgroup while production and purchasing team members struggled to find both alternative suppliers and more advantageous solutions.

Actions taken

The short deadline imposed by the management team entailed to give priorities in choosing re-designable parts. In particular, priorities were established by analysing the frozen Bill of Materials starting from the most expensive subassemblies.

The machinery was mainly composed of four subgroups: the buffer, the core, the covers, and the electrical architecture.

In particular, four main actions were implemented during machine design optimization:

1. Re-design of the drug canister in the warehouse;
2. Re-design of the light support of the vision system support;
3. Re-design of the blister cutting system of the scrap collection system;
4. Re-design of the buffer access mechanism.

For each of them, alternative solutions were proposed. As regards the core, considering the time-schedule planned, it was acknowledged that it consisted of several “untouchable” parts. In fact the robot, the vision system and the cut technology were deemed as non-priority elements during the analysis. Aside these actions, also other minor actions were taken but they are not reported in details.

Action no. 1. Action no. 1 was oriented to Starting from the warehouse; it was equipped with 22 locations in turn composed of 8 components (Fig. 2). This architecture

was conceived for ensuring a correct and accurate drug canister picking. Indeed, a load-handling device was assumed to move the canister from the warehouse to a working zone.

In the original configuration each component was designed and used for satisfying a single function: whether the correct canister positioning and orientation respect to the load handling device or avoiding unexpected movements of the canister. As a consequence, each component is associated with a number of costs: not only those related to the raw material and the manufacturing process including labour, but also inventory, storage and transport related to the logistics flow. The new design solution was conceived by thinking in term of functions. One sheet metal component equipped with folds could satisfies them all, allowing to reduce the amount of components from 8 to 2 for each shelf. This action is representative for both DFA and DFM, the first for the component amount optimization, while the second for the most suitable material selection.

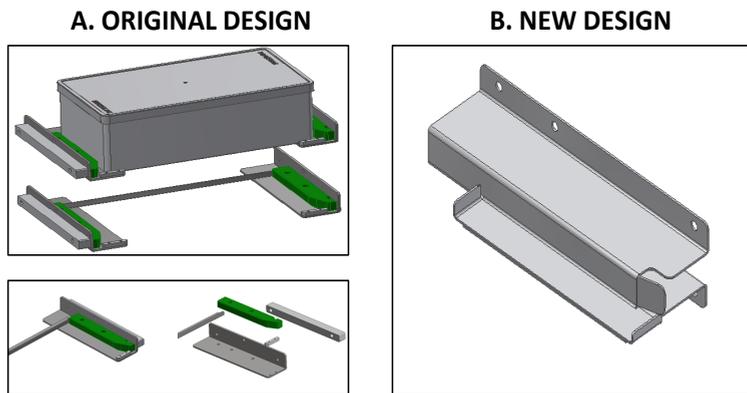


Figure 2. Original (A) and new (B) design for drug canister (action no.1).

Action no. 2. The vision system was redesigned in order to reduce complexity, and consequently cost. In this case DFA application was not possible due to the necessity to have relative movements among components. The optimization focused on technology: a new sheet metal solution was adopted to create a simpler and less expensive structure.

Action no. 3. The third case regards the redesign of the blister cutting complementary function. Indeed, the scrap collection process previously involved the usage of many components. This complex architecture entailed both a loss of process fluidity and high costs. Since product design is a compromise of quality, cost and time, one of the most significant rules to improve the design efficiency is reuse as much as possible instead of re-doing. Any knowledge acquired previously should be exploited again. The new process was therefore conceived exploiting an already known solution, allowing significant benefits both in terms of costs and reliability.

Action no. 4. The last action refers to the buffer access. In this case VA application was determinant for system redesign. The buffer access originally provided with 6 doors and consequently equipped with 22 photocell sensors (one per location) for canister presence/absence scanning. This architecture led to high costs both in terms of labour (photocell wiring) and components acquisition. Despite this, such a solution allowed high

performance since it gave the chance to load and unload manually and rapidly each buffer location. This could speed up the working cycle in case of a high working-load occurrence.

Analysing this subassembly, it was noticed that this subgroup was a clear example of the Pareto's law. Indeed, the 80% of subgroup cost was owed to the 20% of its components (photocell sensors and doors). Hence, the most effective way for reducing the total cost consisted in decreasing the amount of the last-mentioned components even though they were essential for ensuring high performance. This point had been therefore discussed with Marketing and Sales resources in order to deeply understand the added value of six doors from a customer perspective. It was concluded that users almost always prefer to load only two central bays availing of an automatic embedded storage system and rarely use six doors for loading and unloading. The new version was therefore conceived with two doors only and the number of photocells consequently decreased from 22 to 2. However, the highly performing solution with six doors was kept as an optional solution for demanding customers.

Results and discussion

The main result obtained is cost saving. Table 1 sums up all the actions taken according to the proposed value-oriented DTC approach and reports the main results achieved. In particular, for each re-designing action cost savings are shown. Values are presented in percentage in respect with the global machine cost.

Savings can be distinguished in two categories: savings generated by technical actions mainly related to re-design of specific subgroups, and savings generated by technological and business actions related to the optimization of the technology involved and a more collaborative relationship with suppliers. The total cost saving due to technical actions represented the biggest contribution (-10,6%), but also technological and business improvements had a positive effect (-8,7%). Taking into account all savings, global cost

Table 1. Summary of cost savings achieved.

TECHNICAL ACTIONS (subgroup)	SAVING (%)
Buffer re-design	0,55
Buffer access re-design	1,68
Scrap collection re-design	0,77
Canister opening/closing re-design	0,74
Light support re-design	0,43
Access control and GUI re-design	1,12
Tool parking station re-design	0,12
Electrical cabinet re-design	1,62
Covers re-design	0,34
Laser vision axis re-design	1,38
Cutting system re-design	1,85
TOTAL	10,6
TECHNOLOGICAL & BUSINESS ACTIONS (typology)	SAVING (%)
Technology substitution	5,5
Negotiation with suppliers and discounts	3,2
TOTAL	8,7

savings is 19,3%. This value is very close to the expected goal (-20%). Moreover, let consider that the time span available for such a case study was limited (less than 3 months from the beginning of the project), so that the design team estimated also a bigger potential increase.

5. CONCLUSIONS

The paper proposes a value-oriented design to cost methodology able to integrate Design for Manufacturing and Assembly (DFMA) and Design To Cost (DTC) principles as well as Value Analysis (VA) theories. The proposed method aims at optimizing the design of complex system from the conceptual stages. In particular, the paper proposes a valuable example of method application to an industrial context.

In the case study, a DTC project was launched and monitored through weekly meetings during which all resources involved contributed to the development of the optimized system version. Results shown that the target cost was achieved despite the limited project duration. As said earlier, some actions are still under evaluation. However, we are confident as regards their implementation. The new machine version (new AutoPhial Plus) was developed by the company and is now available on the market. Preliminary market feedback is encouraging the DTC actions, since the new machine has raised the bar of competition, being on the cutting-edge of technology and, at the same time, more affordable to customers. Such results demonstrate that reducing cost does not necessarily entail an inferior quality. Using a systematic approach, like in this project, it is possible to both reduce costs and improve efficiency without undermining quality and requested performance.

Acknowledgements

The authors wish to acknowledge Hyperlean (www.hyperlean.eu) for providing the LeanCOST software tool, and Swisslog (www.swisslog.com) for its precious collaboration.

REFERENCES

- [1] Crow, K., 2002. Achieving target cost / Design-to-Cost objectives. Available online at: <http://www.npd-solutions.com/dtc>
- [2] Boothroyd, G., Dewhurst, P. and Knight, W., 1994. Product Design for Manufacture and Assembly, Marcel Dekker, New York.
- [3] Dixon, J.R., Duffey, M.R., 1990. "The neglect of engineering design", California Management Review, vol. 32, pp. 9-23.
- [4] Anderson, D.M., 2004. Design for manufacturability & concurrent engineering, California: CIM Press.
- [5] Ulrich, K.T., Eppinger, S.D., 1995. Product design and development, New York: McGraw-Hill, 1995.
- [6] Janz, D., Sihn, W., 2005. "Product Redesign using Value-Oriented Life Cycle Costing" in CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 54 (1), pp. 9-12.
- [7] Ehrlenspiel, K., Kiewert, A., Lindemann, U., 2007. Cost-Efficient Design, ASME Press.

- [8] Boothroyd, G., Dewhurst, P., 2015. DFMA® Webinars. Available online at: <http://www.dfma.com/news/webdnlid>>.
- [9] DRM Associates, 2006. Product development toolkit, Available online at: <http://www.npd-solutions.com/pdtoolkit.html>
- [10] American Value engineering society, 2015. SAVE International. Available online at: <http://www.value-eng.org>
- [11] Kano, N., Seraku, N., Takahashi, F., Tsuji, S., 1984. “Attractive Quality And Must-Be Quality”, *Hinshitsu*, Vol. 14 (2), pp. 147-156.
- [12] Leber, M., Bastič, M., Mavrič, M., Ivanišević, A., 2014. “Value Analysis as an Integral Part of New Product Development”, *Procedia Engineering*, Vol. 69, pp. 90-98.
- [13] Rich, N., Holweh, M., 2000. “Value analysis / value engineering”, Report produced for the EC funded project “INNOREGIO: dissemination of innovation and knowledge management techniques”, Lean Enterprise Research Centre, Cardiff, U.K.
- [14] Germani, M., Mandolini, M, Cicconi, P., 2011. “Manufacturing cost estimation during early phases of machine design”, *Proc. International Conference on Engineering Design ICED11, Impacting Society through Engineering Design*, Vol. 5: Design for X/ Design to X, Copenhagen, Denmark, pp. 124-134.
- [15] LeanCOST, http://www.hyperlean.eu/?page_id=130

NONLINEAR DYNAMICS OF CARBON NANOTUBES

Angelo Oreste Andrisano
*Department of Engineering “Enzo Ferrari”,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: angelooreste.andrisano@unimore.it*

Francesco Pellicano
*Department of Engineering “Enzo Ferrari”,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: francesco.pellicano@unimore.it*

Matteo Strozzi
*Department of Engineering “Enzo Ferrari”,
University of Modena and Reggio Emilia, Italy
E-mail: matteo.strozzi@unimore.it*

Abstract. *In this paper, the nonlinear vibrations and energy exchange of single-walled carbon nanotubes (SWNTs) are studied. The Sanders-Koiter theory is applied to model the nonlinear dynamics of the system in the case of finite amplitude of vibration. The SWNT deformation is described in terms of longitudinal, circumferential and radial displacement fields. Simply supported, clamped and free boundary conditions are considered. The circumferential flexural modes (CFMs) are investigated. Two different approaches based on numerical and analytical models are compared. In the numerical model, an energy method based on the Lagrange equations is used to reduce the nonlinear partial differential equations of motion to a set of nonlinear ordinary differential equations, which is solved by using the implicit Runge-Kutta numerical method. In the analytical model, a reduced form of the Sanders-Koiter theory assuming small circumferential and tangential shear deformations is used to get the nonlinear ordinary differential equations of motion, which are solved by using the multiple scales analytical method. The transition from energy beating to energy localization in the nonlinear field is studied. The effect of the aspect ratio on the analytical and numerical values of the nonlinear energy localization threshold for different boundary conditions is investigated.*

Keywords: *carbon nanotubes, energy localization, circumferential flexure modes*

1. INTRODUCTION

The spatially localized excitations represent one of the most interesting phenomena in the nonlinear dynamics of solids and structures [1]. In particular, the spatial confinement of nonlinear vibrations generated by external loads can be used to develop robust shock and vibration isolation designs for certain classes of engineering systems [2]. Moreover, excitations of this type determine elementary mechanisms of many physical processes giving noticeable contributions to thermal conductivity [3].

The analogies between the continuous shells and the discrete SWNTs led to a very large application of the elastic shell theories for the SWNT structural analysis. Liew and Wang [4] investigated the wave propagation in SWNTs via two different elastic shell theories, i.e., Love's thin cylindrical shell theory and Cooper-Naghdi thick cylindrical shell theory, the last one taking into account also the shear and inertia effects. Wang et al. [5] studied static buckling and free vibrations of simply supported SWNTs comparing the results of the Donnell shallow shell theory and the simplified Flugge thin shell theory with the results of the exact Flugge thin shell theory, which retains all the three displacement fields. Silvestre [6] investigated the buckling behaviour of clamped SWNTs under external torsion using the Donnell shallow shell theory and the Sanders-Koiter thin shell theory in a wide range of aspect ratios, diameters and chiralities. Strozzi et al. [7] studied the low-frequency linear vibrations of SWNTs in the framework of the Sanders-Koiter thin shell theory. Two approaches, based on numerical and analytical models, were compared. Several types of SWNTs were analysed by varying aspect ratio and chirality.

The effect of the boundary conditions on the nonlinear vibrations of circular cylindrical shells has been deeply investigated in the pertinent literature in the past years. Kurylov and Amabili [8] studied nonlinear vibrations of clamped-free cylindrical shells with geometric imperfection. The Sanders-Koiter shell theory was used to study the nonlinear dynamics. An energy approach based on Lagrange equations was applied to obtain the equations of motion. Pellicano [9] investigated the nonlinear vibrations of cylindrical shells by means of the Sanders-Koiter shell theory. Simply supported and clamped boundary conditions were considered, as well as connections with rigid bodies; in the latter case, experiments were carried out. Zhang et al. [10] used the local adaptive differential quadrature method for the nonlinear vibrations study of simply supported, clamped and free cylindrical shells. The nonlinear equations of motion were formulated by means of the Goldenveizer-Novozhilov shell theory. Strozzi and Pellicano [11] analysed the nonlinear vibrations of functionally graded cylindrical shells for simply supported, clamped and free boundary conditions. The Sanders-Koiter shell theory was applied to describe the nonlinear dynamics of the shell subjected to a harmonic external load.

In the present paper, the nonlinear vibrations and energy exchange of SWNTs are investigated. The SWNT dynamics is studied within the framework of the Sanders-Koiter theory. The circumferential flexural modes (CFMs) are evaluated. The SWNT deformation is described in term of longitudinal, circumferential and radial displacement fields. Simply supported, clamped and free boundary conditions are examined. Two different approaches are proposed, based on numerical and analytical models. In the numerical model, the three displacement fields are expanded in the nonlinear field by using the approximate linear eigenfunctions. An energy method based on the Lagrange equations is used to reduce the nonlinear partial differential equations of motion to a set of nonlinear ordinary differential equations, which is solved by using the implicit Runge-Kutta numerical method. In the analytical model, a reduced form of the Sanders-Koiter shell theory by assuming small circumferential and tangential shear deformations is considered. A fourth-order nonlinear partial differential equation of motion for the radial displacement field is derived, which allows the effect of the nonlinearity for the different boundary conditions to be estimated. An analytical solution of this differential equation of motion is obtained by applying the multiple scales method.

In the second part of the present paper, the transition from energy beating to energy localization in the nonlinear field is investigated; the concept of energy localization is introduced, which represents a strongly nonlinear phenomenon. In the case of small

amplitude initial energy, a periodic energy exchange between the two halves of the nanotube takes place. The nonlinear oscillations of the SWNT become localized when the initial excitation intensity exceeds some energy threshold which depends on the length of the SWNT; the amplitude of the smallest initial excitation, corresponding to the energy confinement in one half of the nanotube axis, is called energy localization threshold.

In this paper, the transition from energy beating to energy localization in SWNTs is investigated using numerical and analytical approaches, where the analytical approach is based on the LPTs concept. The effect of the SWNT aspect ratio on the analytical and numerical values of energy localization threshold is studied; different boundary conditions are evaluated.

2. SANDERS-KOITER NONLINEAR SHELL THEORY

In Figure 1, a circular cylindrical shell having radius R , length L and thickness h is shown; a cylindrical coordinate system $(O; x, \theta, z)$ is considered, where the origin O of the reference system is located at the centre of one end of the circular shell. Three displacement fields are represented: longitudinal $u(x, \theta, t)$, circumferential $v(x, \theta, t)$ and radial $w(x, \theta, t)$, where (x, θ) are the longitudinal and angular coordinates, z is the radial coordinate along the thickness h and t is the time.

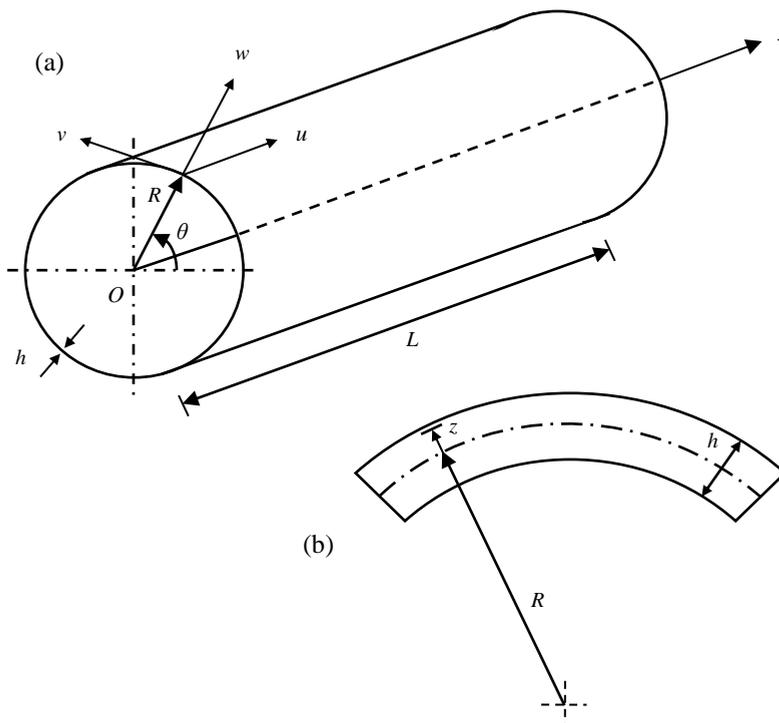


Figure 1. Geometry of the shell. (a) Complete shell; (b) cross-section of the shell surface.

Elastic Strain Energy

The nondimensional elastic strain energy of a circular cylindrical shell is written as [7]

$$\begin{aligned} \tilde{E} = \frac{1}{2} \frac{1}{(1-\nu^2)} & \left[\int_0^1 \int_0^{2\pi} \left(\tilde{\varepsilon}_{x,0}^2 + \tilde{\varepsilon}_{\theta,0}^2 + 2\nu \tilde{\varepsilon}_{x,0} \tilde{\varepsilon}_{\theta,0} + \frac{(1-\nu)}{2} \tilde{\gamma}_{x\theta,0}^2 \right) d\eta d\theta \right. \\ & \left. + \frac{\beta^2}{12} \int_0^1 \int_0^{2\pi} \left(\tilde{k}_x^2 + \tilde{k}_\theta^2 + 2\nu \tilde{k}_x \tilde{k}_\theta + \frac{(1-\nu)}{2} \tilde{k}_{x\theta}^2 \right) d\eta d\theta \right] \end{aligned} \quad (1)$$

where the first term of the right-hand side of equation (1) is the membrane energy (also referred to stretching energy) and the second one is the bending energy, with $\beta = h/R$.

Kinetic Energy

The nondimensional kinetic energy of a circular cylindrical shell is given by [7]

$$\tilde{T} = \frac{1}{2} \gamma \int_0^1 \int_0^{2\pi} (\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2) d\eta d\theta \quad (2)$$

where $\gamma = \rho R^2 \omega_0^2 / E$.

3. NUMERICAL SOLUTION OF THE NONLINEAR SHELL THEORY

In order to obtain a numerical solution of the SWNT nonlinear dynamics, a two-steps procedure is considered: i) the three displacement fields are expanded by using the approximated eigenfunctions obtained in linear field; ii) the Lagrange equations are considered in conjunction with the nonlinear elastic strain energy in order to obtain a set of nonlinear ordinary differential equations of motion.

Nonlinear Vibration Analysis

In the nonlinear analysis, the three displacement fields $\tilde{u}(\eta, \theta, \tau)$, $\tilde{v}(\eta, \theta, \tau)$, $\tilde{w}(\eta, \theta, \tau)$ are expanded using the approximated linear mode shapes $\tilde{U}^{(j,n)}(\eta, \theta)$, $\tilde{V}^{(j,n)}(\eta, \theta)$, $\tilde{W}^{(j,n)}(\eta, \theta)$ in the following form [11]

$$\begin{aligned} \tilde{u}(\eta, \theta, \tau) &= \sum_{j=1}^{N_u} \sum_{n=1}^N \tilde{U}^{(j,n)}(\eta, \theta) \tilde{f}_{u,j,n}(\tau) \\ \tilde{v}(\eta, \theta, \tau) &= \sum_{j=1}^{N_v} \sum_{n=1}^N \tilde{V}^{(j,n)}(\eta, \theta) \tilde{f}_{v,j,n}(\tau) \\ \tilde{w}(\eta, \theta, \tau) &= \sum_{j=1}^{N_w} \sum_{n=1}^N \tilde{W}^{(j,n)}(\eta, \theta) \tilde{f}_{w,j,n}(\tau) \end{aligned} \quad (3)$$

where the time laws $(\tilde{f}_{u,j,n}(\tau), \tilde{f}_{v,j,n}(\tau), \tilde{f}_{w,j,n}(\tau))$ are unknown functions (step i).

Lagrange Equations

Expansions (3) are inserted into the expressions of elastic strain energy \tilde{E} (1) and kinetic energy \tilde{T} (2); then, the nondimensional Lagrange equations of motion for free vibrations can be expressed in the form [11]

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \dot{\tilde{q}}_i} \right) + \frac{\partial \tilde{E}}{\partial \tilde{q}_i} = 0 \quad i \in [1, N_{\max}] \quad (4)$$

where the maximum number of degrees of freedom N_{\max} depends on the number of vibration modes considered in the expansions (3).

By using the Lagrange equations (4), a set of nonlinear ordinary differential equations of motion is obtained (step ii), which is solved numerically using the implicit Runge-Kutta method with suitable accuracy, precision and number of steps.

4. ANALYTICAL SOLUTION OF THE NONLINEAR SHELL THEORY

In order to obtain an analytical solution of the SWNT nonlinear dynamics, a two-steps procedure is considered: i) a reduced form of the Sanders-Koiter nonlinear theory is developed, and a nonlinear partial differential equation of motion is obtained for the radial displacement field; ii) the Galerkin method is considered in order to obtain a set of nonlinear ordinary differential equations of motion.

Nonlinear Vibration Analysis

The nonlinear expansions of the nondimensional longitudinal \tilde{u} , circumferential \tilde{v} and radial \tilde{w} displacement fields can be written as [7]

$$\begin{aligned} \tilde{u}(\eta, \theta, \tau) &= \tilde{U}_0(\eta, \tau) + \tilde{U}(\eta, \tau) \cos(n\theta) \\ \tilde{v}(\eta, \theta, \tau) &= \tilde{V}(\eta, \tau) \sin(n\theta) \\ \tilde{w}(\eta, \theta, \tau) &= \tilde{W}_0(\eta, \tau) + \tilde{W}(\eta, \tau) \cos(n\theta) \end{aligned} \quad (5)$$

where \tilde{U}_0 and \tilde{W}_0 are the axisymmetric component of longitudinal and radial displacements.

By neglecting the nondimensional middle surface circumferential normal strain [7]

$$\tilde{\varepsilon}_{\theta,0} = \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \theta} + \tilde{w} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial \theta} - \tilde{v} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \theta} - \alpha \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \eta} \right)^2 = 0 \quad (6)$$

and the nondimensional middle surface tangential shear strain [7]

$$\tilde{\gamma}_{x\theta,0} = \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \theta} + \alpha \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \eta} + \alpha \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \eta} \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial \theta} - \tilde{v} \right) = 0 \quad (7)$$

the nondimensional longitudinal and circumferential displacement fields can be written as functions of the nondimensional radial displacement field.

The nonlinear partial differential equation of motion for the nondimensional radial displacement field is written in the following form (step i) [7]

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \tau^2} + \frac{\beta^2 n^2 (n^2 - 1)^2}{12(n^2 + 1)} \tilde{W} - \frac{\alpha^2 \beta^2 (n^2 - 1)(n^2 - 1 + \nu)}{6(n^2 + 1)} \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta^2} - \frac{\alpha^2}{n^2 (n^2 + 1)} \frac{\partial^4 \tilde{W}}{\partial \eta^2 \partial \tau^2} + \\
& \frac{\alpha^4 (12 + n^4 \beta^2)}{12n^2 (n^2 + 1)} \frac{\partial^4 \tilde{W}}{\partial \eta^4} + \frac{(n^2 - 1)^4}{2n^2 (n^2 + 1)} \tilde{W} \left[\left(\frac{\partial \tilde{W}}{\partial \tau} \right)^2 + \tilde{W} \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \tau^2} \right] + \frac{2\alpha^4 (n^2 - 1)^2}{n^2 (n^2 + 1)} \left(\frac{\partial \tilde{W}}{\partial \tau} \right)^2 \\
& \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta^2} + \frac{\alpha^2 (n^2 - 1)^2}{2n^2 (n^2 + 1)} \left[2 \frac{\partial \tilde{W}}{\partial \tau} \frac{\partial \tilde{W}}{\partial \eta} \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta \partial \tau} - \tilde{W} \left(\frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta \partial \tau} \right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{W}}{\partial \tau} \right)^2 \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta^2} \right] + \frac{\alpha^4}{2n^2 (n^2 + 1)} \\
& \left[\frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta \partial \tau} \left(\frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta \partial \tau} \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta^2} + 2 \frac{\partial \tilde{W}}{\partial \eta} \frac{\partial^3 \tilde{W}}{\partial \eta^2 \partial \tau} \right) + \frac{\partial \tilde{W}}{\partial \eta} \left(\frac{\partial \tilde{W}}{\partial \eta} \frac{\partial^4 \tilde{W}}{\partial \eta^2 \partial \tau^2} + 2 \frac{\partial^3 \tilde{W}}{\partial \eta \partial \tau^2} \frac{\partial^2 \tilde{W}}{\partial \eta^2} \right) \right] = 0
\end{aligned} \tag{8}$$

Galerkin Procedure

Assuming that the solution of the nonlinear equation (8) under simply supported boundary conditions is represented as follows (discretization method) [7]

$$\tilde{W}(\eta, \tau) = \tilde{f}_1(\tau) \sin(\pi\eta) + \tilde{f}_2(\tau) \sin(2\pi\eta) \tag{9}$$

we can get a set of two nonlinear ordinary differential modal equations of motion for the two modal amplitudes \tilde{f}_1, \tilde{f}_2 by using the Galerkin method (step ii).

This system of two nonlinear equations of motion is solved analytically by applying the asymptotic expansion and the multiple scales method.

5. NUMERICAL RESULTS

In this section, the analytical and numerical values of the nonlinear energy localization threshold are compared; different aspect ratios of the SWNT are evaluated; the influence of the boundary conditions is investigated.

The mechanical parameters of the SWNT analysed in this paper are shown in Table 1; comparisons between the natural frequencies of the SWNT of Table 1 obtained by using the previous analytical and numerical methods for the circumferential flexural modes are reported in Ref. [7].

Table 1. Mechanical parameters of the SWNT.

Young's modulus E	5.5 TPa
Poisson's ratio ν	0.19
Mass density ρ	11700 kg/m ³
Thickness h	0.066 nm
Radius R	0.786 nm

Energy Localization Threshold

In this section, the analytical and numerical estimations of the nonlinear energy localization threshold are compared for different boundary conditions; the comparisons are carried out in the interval of the aspect ratios $\lambda = 20\div 90$.

In the case of simply supported boundary conditions (Figure 2 and Table 2), the results of the analytical and numerical methods are very close for the whole interval of the aspect ratios. A fast increment of the localization threshold in the lower region of the aspect ratios $\lambda = 20\div 40$ is found; the localization threshold increment is monotonic with L/R , reaching an horizontal asymptote at $\lambda \approx 70$.

In the case of clamped-clamped boundary conditions (Figure 3 and Table 3), the results of the analytical and numerical methods are close for the whole interval of the aspect ratios. The localization threshold increases with L/R up to $\lambda = 35$, where the frequency ratios $\omega_{3,2}/\omega_{1,2}$ and $\omega_{2,2}/\omega_{1,2}$ approach the unity ($\lambda = 30$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.032$, $\omega_{3,2}/\omega_{1,2} = 1.118$; $\lambda = 40$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.012$, $\omega_{3,2}/\omega_{1,2} = 1.044$) and a 1:1:1 weak internal resonance takes place. Then, there is a localization threshold decrement up to $\lambda = 40$, which is followed by a maximum of localization threshold at $\lambda \approx 50$, where the frequency ratios $\omega_{3,2}/\omega_{2,2}$ and $\omega_{2,2}/\omega_{1,2}$ approach the unity ($\lambda = 45$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.009$, $\omega_{3,2}/\omega_{2,2} = 1.021$; $\lambda = 55$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.004$, $\omega_{3,2}/\omega_{2,2} = 1.008$) and a 1:1:1 strong internal resonance takes place. The localization threshold decreases with L/R from $\lambda = 55$, achieving an horizontal asymptote at $\lambda \approx 80$.

In the case of free-free boundary conditions (Figure 4 and Table 4), the results of the analytical and numerical methods are close for the whole interval of the aspect ratios. A very slow increment of the localization threshold in the lower region of the aspect ratios $\lambda = 20\div 50$ is found. A jump of the localization threshold is located at $\lambda = 55$, where the frequency ratios $\omega_{3,2}/\omega_{2,2}$ and $\omega_{2,2}/\omega_{1,2}$ approach the unity ($\lambda = 50$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.0015$, $\omega_{3,2}/\omega_{2,2} = 1.0061$; $\lambda = 60$: $\omega_{2,2}/\omega_{1,2} = 1.0010$, $\omega_{3,2}/\omega_{2,2} = 1.0036$) and a 1:1:1 strong internal resonance takes place. The localization threshold increment is then monotonic with L/R .

For all the boundary conditions, the results of the analytical and numerical methods are in perfect agreement for $\lambda \geq 70$, since the effect of the boundary conditions can be neglected far from the edges.

6. CONCLUSIONS

In this paper, the nonlinear vibrations and energy exchange of SWNTs are studied. The Sanders-Koiter theory is applied to model the nonlinear dynamics of the system. Simply supported, clamped and free boundary conditions are considered. The CFMs are analysed. Two different approaches are developed, where the nonlinear partial differential equations of motion are solved considering numerical (implicit Runge-Kutta) and analytical (multiple scales) methods.

The influence of the aspect ratio on the analytical and numerical values of the energy localization threshold is investigated in nonlinear field. For all the considered boundary conditions, the results of the analytical and numerical methods almost coincide at the high aspect ratios, since the boundary conditions effect can be neglected far from the edges.

Moreover, a good correspondence between the results of the two approaches is found for the intermediate interval of the aspect ratios, where a maximum of the localization threshold in the case of clamped edges and a jump of the localization threshold in the case of free edges take place, which are related to internal resonances.

The present paper, which is devoted to the CFMs, could represent a framework also in the study of the nonlinear vibrations and energy exchange of the beam-like modes (BLMs) and the radial breathing (axisymmetric) modes (RBMs).

Table 2. Amplitude of the localization threshold. Simply supported SWNT of Table 1. Different aspect ratios L/R . Comparisons between analytical and numerical results.

Aspect ratio L/R	Analytical method	Numerical method	Difference %
20	0.14283	0.14593	2.17
25	0.15902	0.16123	1.39
30	0.16608	0.16739	0.79
35	0.16917	0.17001	0.50
40	0.17058	0.17112	0.31
45	0.17124	0.17172	0.28
50	0.17155	0.17201	0.27
55	0.17169	0.17213	0.26
60	0.17175	0.17217	0.25
65	0.17176	0.17218	0.24
70	0.17175	0.17216	0.24
75	0.17173	0.17213	0.23
80	0.17171	0.17211	0.23
85	0.17168	0.17207	0.23
90	0.17166	0.17204	0.22

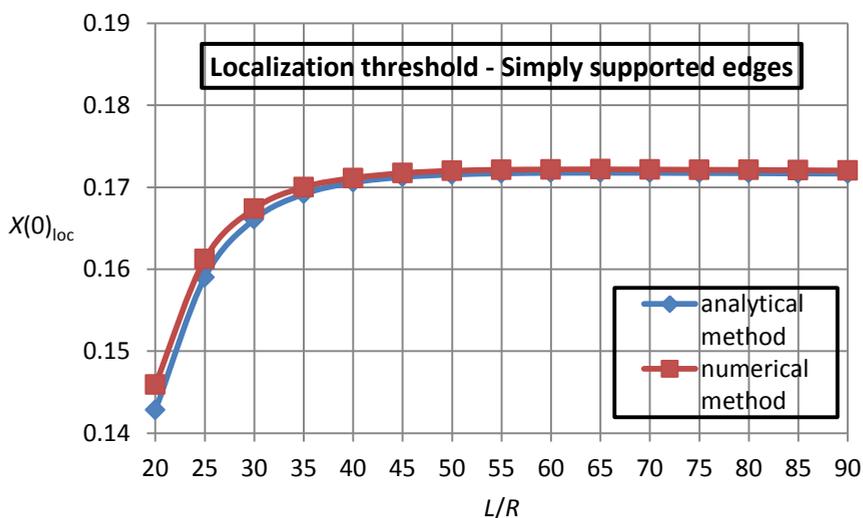


Figure 2. Effect of the aspect ratio on the amplitude of localization threshold for the simply supported SWNT of Table 1. “-♦-”, analytical method; “-■-”, numerical method.

Table 3. Amplitude of the localization threshold. Clamped-clamped SWNT of Table 1. Different aspect ratios L/R . Comparisons between analytical and numerical results.

Aspect ratio L/R	Analytical method	Numerical method	Difference %
20	0.16623	0.17020	2.39
25	0.16740	0.17118	2.26
30	0.17240	0.17616	2.18
35	0.17975	0.18298	1.80
40	0.17267	0.17528	1.51
45	0.19043	0.19279	1.24
50	0.57890	0.58486	1.03
55	0.26399	0.26613	0.81
60	0.21539	0.21685	0.68
65	0.19652	0.19762	0.56
70	0.18512	0.18595	0.45
75	0.18040	0.18112	0.40
80	0.17790	0.17854	0.36
85	0.17639	0.17699	0.34
90	0.17542	0.17600	0.33

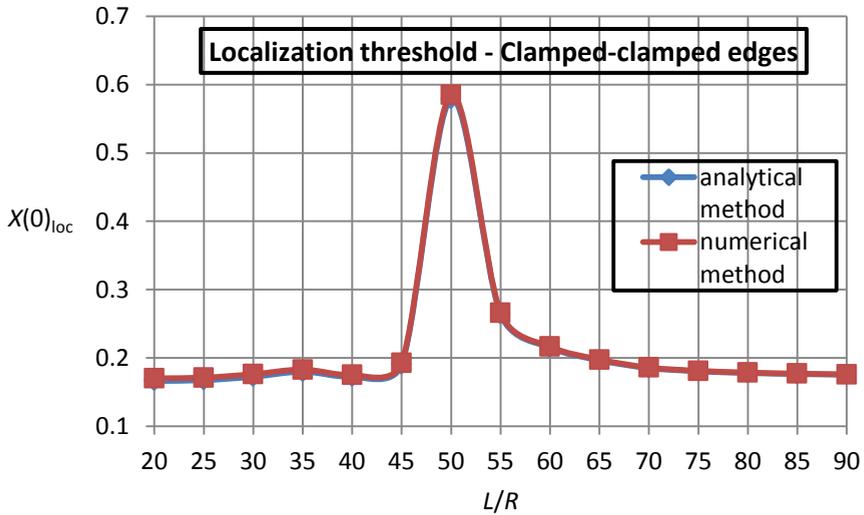


Figure 3. Effect of the aspect ratio on the amplitude of localization threshold for the clamped-clamped SWNT of Table 1. “-♦-”, analytical method; “-■-”, numerical method.

Table 4. Amplitude of the localization threshold. Free-free SWNT of Table 1. Different aspect ratios L/R . Comparisons between analytical and numerical results.

Aspect ratio L/R	Analytical method	Numerical method	Difference %
20	0.06790	0.07048	3.80
25	0.07267	0.07521	3.49
30	0.07770	0.08022	3.24
35	0.08230	0.08432	2.46
40	0.08625	0.08788	1.89
45	0.08959	0.09093	1.50
50	0.09223	0.09332	1.18
55	0.13008	0.13125	0.90
60	0.13351	0.13442	0.68
65	0.13643	0.13718	0.55
70	0.13893	0.13958	0.47
75	0.14110	0.14172	0.44
80	0.14301	0.14361	0.42
85	0.14466	0.14524	0.40
90	0.14613	0.14670	0.39

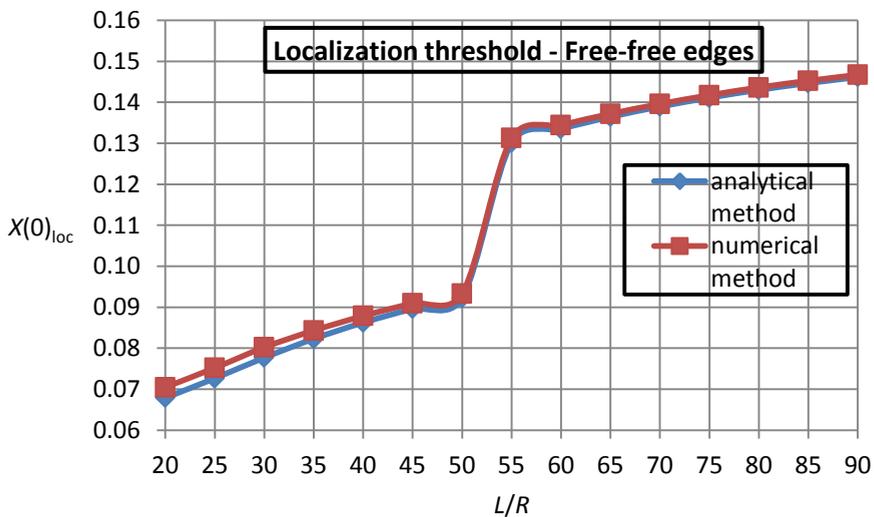


Figure 4. Effect of the aspect ratio on the amplitude of localization threshold for the free-free SWNT of Table 1. “-♦-”, analytical method; “-■-”, numerical method.

REFERENCES

- [1] Manevitch LI, Gendelman OV, 2011. *Tractable Models of Solid Mechanics. Formulation, Analysis and Interpretation*.
- [2] Balandin DV, Bolotnik NN, and Pilkey WD, 2001. *Optimal Protection From Impact, Shock, and Vibration*.
- [3] Scott A, 2003. *Nonlinear Science: Emergence and Dynamics of Coherent Structures*.
- [4] Liew KM, Wang Q, 2007. "Analysis of wave propagation in carbon nanotubes via elastic shell theories", *International Journal of Engineering Science*, **45**, pp. 227-241.
- [5] Wang CY, Ru CQ, and Mioduchowski A, 2004. "Applicability and Limitations of Simplified Elastic Shell Equations for Carbon Nanotubes", *Journal of Applied Mechanics*, **71**, pp. 622-631.
- [6] Silvestre N, 2012. "On the accuracy of shell models for torsional buckling of carbon nanotubes", *European Journal of Mechanics A/Solids*, **32**, pp. 103-108.
- [7] Strozzi M, Manevitch LI, Pellicano F, Smirnov VV, and Shepelev DS, 2014. "Low-frequency linear vibrations of single-walled carbon nanotubes: Analytical and numerical models", *Journal of Sound and Vibration*, **333**, pp. 2936-2957.
- [8] Kurylov Y, Amabili M, 2011. "Nonlinear vibrations of clamped-free circular cylindrical shells", *Journal of Sound and Vibration*, **330**, pp. 5363-5381.
- [9] Pellicano F, 2007. "Vibrations of circular cylindrical shells: Theory and experiments", *Journal of Sound and Vibration*, **303**, pp. 154-170.
- [10] Zhang L, Xiang Y, and Wei G, 2006. "Local adaptive differential quadrature for free vibration analysis of cylindrical shells with various boundary conditions", *International Journal of Mechanical Sciences*, **48**, pp. 1126-1138.
- [11] Strozzi M, Pellicano F, 2013. "Nonlinear vibrations of functionally graded cylindrical shells", *Thin-Walled Structures*, **67**, pp. 63-77.

APPLICAZIONE DELLA NORMA ISO 16792:2006 PER LA SPECIFICAZIONE GEOMETRICA DI PRODOTTO 3D IN AMBITO AUTOMOTIVE

Angelo Oreste Andrisano
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia
E-mail: angelo.andrisano@unimore.it*

Francesco Gherardini
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia
E-mail: francesco.gherardini@unimore.it*

Cristina Renzi
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia
E-mail: cristina.renzi@unimore.it*

Enrico Bonazzi
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia
E-mail: ernico.bonazzi@unimore.it*

Francesco Leali
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”,
Università di Modena e Reggio Emilia, Italia
E-mail: francesco.leali@unimore.it*

Abstract. *Accanto alla documentazione tecnica di prodotto mediante disegni ed annotazioni 2D, nella pratica industriale è fortemente sentita l'esigenza di gestire le informazioni tecniche di prodotto direttamente nell'ambiente di modellazione CAD 3D. Con l'obiettivo di migliorare la gestione del ciclo di vita di prodotto tramite modelli 3D, i produttori di software CAD 3D commerciali e l'industria stessa, soprattutto in ambito automotive ed aerospace, hanno generato molteplici soluzioni che tuttavia risultano individualizzate e non univoche. La normativa tecnica ISO definisce linee guida per la specificazione geometrica di prodotto 3D, che tuttavia risultano solamente in parte accolte da un punto di vista industriale e commerciale. In questo scenario, il presente studio vuole verificare l'implementazione dei contenuti della norma ISO 16792:2006 in alcuni CAD 3D commerciali selezionati. Mediante un benchmark industriale opportunamente identificato, i CAD 3D sono comparati sulla base di criteri redatti secondo la norma ISO 16792:2006 stessa. I risultati ottenuti permettono di individuare, per ogni CAD 3D analizzato, eventuali gap operativi ed i relativi interventi volti a garantire il raggiungimento di un livello*

comune di applicabilità della norma e di leggibilità della documentazione tecnica 3D generata.

Keywords: *documentazione tecnica di prodotto, specificazione geometrica, normativa ISO, annotazioni 3D, CAD, automotive*

1. INTRODUZIONE

La documentazione tecnica di prodotto è tradizionalmente associata al disegno bidimensionale in cui, accanto a viste in proiezione ortogonale e sezioni o tagli, vengono allocate annotazioni di natura geometrica, tecnologica e funzionale. Tuttavia, in ambito industriale, e in particolare nel settore automotive ed aerospace, l'inserimento e la completa gestione delle informazioni tecniche di prodotto esclusivamente mediante strumenti 3D permetterebbe di rendere più efficiente la gestione del ciclo di vita del prodotto. Ad oggi, l'annotazione e la specificazione geometrica in 3D restano questioni aperte a causa di una non univoca ed incompleta implementazione a livello di software CAD 3D commerciali. La principale, e più grave, conseguenza è il problema di comunicazione e di interpretazione delle informazioni tecniche che impatta sulla corretta trasmissione del design intent.

Trasmissione del design intent

Il design intent è la volontà progettuale che deve essere trasferita dal progettista al prodotto attraverso un metodo che adotta, accanto al linguaggio grafico, strumenti tecnici teorici quali:

- la quotatura e la definizione dei riferimenti,
- la specificazione geometrica di prodotto,
- le note (annotazioni).

La quotatura, che può essere classificata -sulla base dell'obiettivo- come funzionale, di fabbricazione (o tecnologica) e di collaudo, e la specificazione geometrica di prodotto, che prescrive invece tolleranze generali, dimensionali e geometriche, e grado di finitura superficiale, permettono di stabilire una relazione funzionale tra gli elementi di una parte, in modo da comunicare con esattezza il design intent e/o la sequenza logica di montaggio (orientamento, localizzazione, eventuale bloccaggio) e/o rendere univoca la sequenza di controllo (Fig. 1).

Il disegno costruttivo bidimensionale, ad oggi, continua ad avere come obiettivo principale la trasmissione del design intent, in quanto le annotazioni precedentemente elencate sono assegnate alle viste 2D in fase di messa in tavola. Tuttavia, nell'ambiente CAD 3D, la messa in tavola segue cronologicamente la modellazione tridimensionale, la cui realizzazione va ben oltre la semplice descrizione geometrica di prodotto.

Gli attuali software CAD 3D commerciali sono infatti in grado di trasferire il design intent attraverso l'atto stesso della modellazione 3D, cioè attraverso le modalità con cui il progettista arrangia le feature ed assegna le relazioni parametriche e geometriche che definiscono gli accoppiamenti e la funzionalità delle parti. La modellazione CAD 3D è quindi uno strumento diretto ed immediato nella comunicazione del design intent.

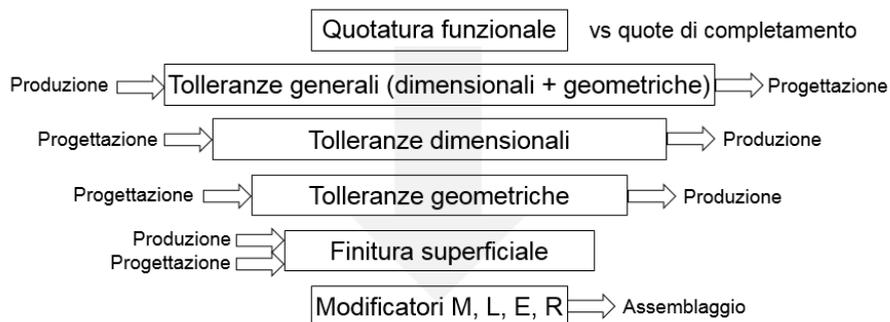


Figura 1. Flusso di annotazione di un disegno 2D sulla base di input e output di natura progettuale, produttiva e di assemblaggio.

I software CAD commerciali di modellazione 3D sono infatti, ad oggi, accomunati da una serie di proprietà quali la parametricità (variable-driven design), l'associatività tra gli ambienti di modellazione, l'approccio alla modellazione mediante feature (feature-based), che sono di tipo tecnologico e progettuale (design oriented) e che generalmente vengono gerarchicamente descritte in sequenza (history-based) mediante un "albero delle funzioni".

Il progettista può quindi comunicare le funzionalità del pezzo, piuttosto che un'informazione tecnologica già attraverso l'atto stesso della modellazione 3D che rappresenta, quindi, la prima espressione del design intent. La modellazione non deve quindi essere la descrizione geometrica (o "as built") del componente, ma la descrizione del prodotto e del relativo processo, in cui sono significativi la definizione degli schizzi e dei relativi vincoli, il tipo di funzione utilizzata, l'ordine e la sequenza delle funzioni. In particolare, già nel primo atto della modellazione, cioè la scelta del piano di schizzo e nella creazione dello schizzo stesso, il design intent si esprime attraverso la definizione dei vincoli (Fig. 2) che rappresentano, insieme alla parametricità, il cuore della modellazione "progettata". I vincoli possono essere classificati in geometrici, topologici, dimensionali ed algebrici (cioè ricorrendo alla scrittura di equazioni che legano i parametri di modellazione). A prescindere dalla loro natura, i vincoli possono essere dichiarati esplicitamente dall'utente (cioè "l'utente impone"), dichiarati implicitamente dall'utente durante la costruzione del modello (cioè "il sistema CAD inferisce") oppure acquisiti a posteriori dal sistema CAD processando il disegno.

Un differente approccio alla modellazione 3D è la modellazione esplicita, in contrapposizione alla modellazione feature- e history-based, definita commercialmente come "modellazione diretta" (Creo Elements/Direct Modeling, PTC) o "modellazione sincrona" (SolidEdge, Siemens PLM software). La modellazione esplicita permette al progettista di modellare liberamente senza seguire rigidi schemi parametrici e vincolati alla storia di modellazione.

A livello di trasferimento di design intent, si evidenziano due differenze importanti tra sistemi feature- e history-based e sistemi di modellazione esplicita. La prima differenza, a favore dei primi, è la possibilità di comunicare il design intent attraverso la storia di modellazione e la scelta delle feature stesse, che invece manca nei secondi.

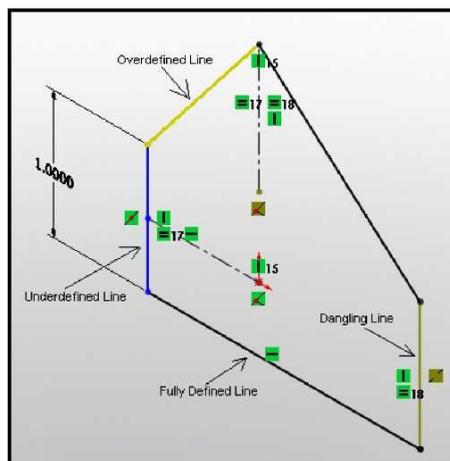


Figura 2. Creazione di uno schizzo e definizione dei vincoli in SolidWorks 2014 (Dassault Systemes).

La seconda differenza è a livello di indicazione delle quote di progetto [1]. Nei sistemi feature- e history-based, il progettista assegna le quote all'interno degli schizzi 2D, mentre le restanti quote vengono estrapolate dal sistema a partire dai valori assegnati alle feature di scorrimento (es. estrusione o protrusione): in tal senso la quota è "locale", cioè collegata ad una feature di lavorazione. Lo schema di quotatura nel modello 3D è quindi vincolato dalla storia stessa di modellazione, e ne segue lo schema di costruzione che può non essere di tipo funzionale, con successiva necessità di modificarlo nella messa in tavola. Nei sistemi a modellazione esplicita, invece, il progettista assegna le quote direttamente sul modello 3D, senza vincoli cronologici o gerarchici in termini di modellazione: le quote risultano "globali" ovvero associate al modello nella sua interezza.

Eliminazione della documentazione di prodotto 2D

A prescindere dall'approccio di modellazione, il CAD è oggi lo strumento principale di progettazione mediante due ambienti distinti:

- 2D drawing,
- 3D modelling,

secondo il modello presentato in Fig. 3-a. La fase centrale della sequenza di attività presenta il passaggio da un modello geometrico 3D al disegno 2D, in cui le viste 2D devono essere integrate con le annotazioni per la specificazione geometrica di prodotto, al successivo ritorno ad un modello 3D da utilizzare come prototipo virtuale nell'ulteriore integrazione di prodotto e processo.

Nella pratica industriale è evidente la necessità di integrare gli ambienti 3D e 2D, allocando tutto il contenuto informativo del componente, implicito od esplicito, nel modello 3D (Fig. 3-b). Tale opportunità appare maggiormente evidente in quei settori industriali, quali i settori automotive ed aerospace, caratterizzati da prodotti complessi e costituiti da numerosi componenti, con necessità di progettazione collaborativa (co-design) e di rapido trasferimento di informazioni. Da un punto di vista informatico, i software CAE/CAT/CAM commerciali sono ad oggi in grado di leggere ed utilizzare direttamente l'informazione

contenuta nel modello 3D. Il file CAD 3D diventa quindi un vettore di informazioni geometriche, dimensionali e funzionali.

La principale conseguenza di un ambiente unico di annotazione in cui definire tutti gli aspetti associati al prodotto è l'eliminazione della documentazione 2D dal loop di progettazione, a cui seguono i seguenti evidenti vantaggi:

- Riduzione dei tempi di progettazione e di modifica del progetto,
- Gestione di un unico modello, evitando la duplicazione delle informazioni in modelli 3D e disegni 2D,
- Assenza di errori di trasferimento a seguito dell'aggiornamento del modello 3D,
- Invio di un unico modello ai fornitori,
- Interpretazione univoca delle annotazioni e migliore leggibilità.

Un esempio di integrazione fra ambienti 3D e 2D in ambito automotive è presentato in [2], in cui l'integrazione delle informazioni relative alle parti all'interno dei modelli 3D è finalizzata all'implementazione della catena di tolleranze nell'ambito di sistemi complessi quali i telai automotive. La validazione del modello viene realizzata su casi studio forniti da Ferrari SpA, relativi al problema dell'assemblaggio di telai e di plance auto.

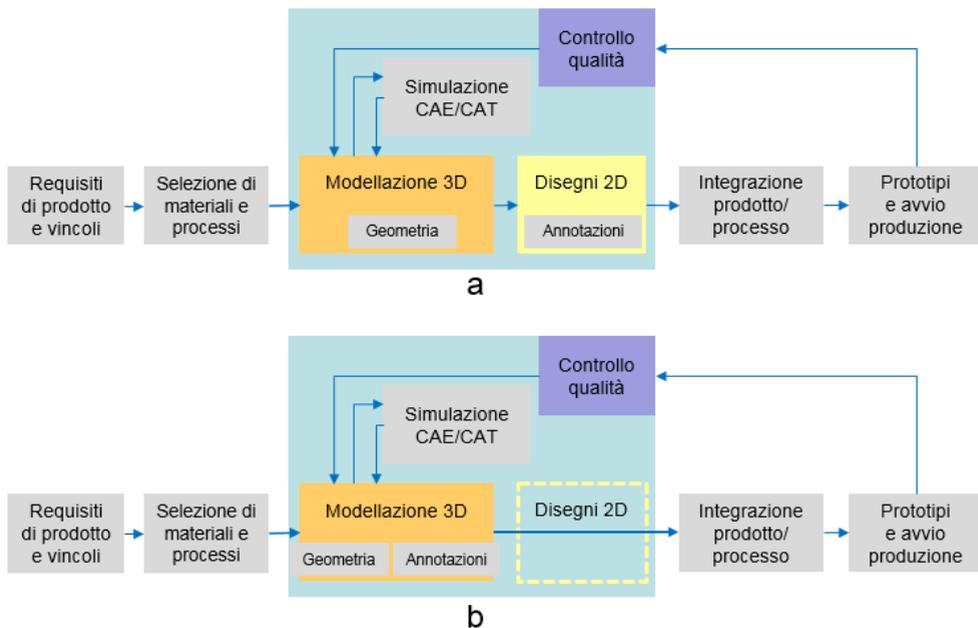


Figura 3. Fase di annotazione tradizionale dei disegni 2D (a) ed annotazione diretta dei modelli 3D (b) nel processo di sviluppo prodotto.

Quadro normativo

La specificazione geometrica di prodotto, formalizzata nelle norme Geometrical Product Specifications (GPS), si pone come esplicito obiettivo la definizione di un processo che permetta di tradurre il design intent in requisiti per la definizione di specifiche caratteristiche geometriche di prodotto (da: ISO 17450-2:2012 [3]).

La norma ISO 129-1:2004 [4] richiama i concetti base della quotatura e, in particolare, rimarca il concetto di elemento dimensionale (o feature of size), a cui si correla la definizione di elemento di riferimento (datum), che sono concetti chiave nell'applicazione delle norme GPS. Le norme GPS prescrivono, infatti, l'indicazione delle tolleranze dimensionali e dei relativi accoppiamenti nelle norme ISO 286-1:2010 [5], ISO 286-2:2010 [6], ISO 14405-1:2010 [7] e ISO 14405-2:2011 [8], delle tolleranze geometriche nella norma ISO 1101:2012 [9] e dei relativi elementi di riferimento (o datum) nella ISO 5459:2011 [10]. A completamento di tali prescrizioni concorrono le tolleranze generali secondo le norme ISO 2768-1:1989 [11] e ISO 2768-2:1989 [12]. In particolare, la norma ISO 1101:2012 [7] affianca già alcune prescrizioni per disegni 2D con annotazioni destinate a modelli CAD 3D, oltre a ricorrere alla consueta rappresentazione 3D per disambiguare l'annotazione bidimensionale.

Ulteriori annotazioni possono essere prescritte alle viste bidimensionali tramite linea di richiamo, come previsto dalla norma ISO 128-22:1999 [13]. In tale norma vengono elencati anche i segni grafici complementari alle linee di richiamo per indicazione di stato superficiale (ISO 1302:2002 [14]), saldature (ISO 2553:2013 [15]), riferimenti e co-riferimenti (la già citata ISO 5459:2011 [10]), raccordi o smussi per tutti gli spigoli del pezzo (ISO 13715:2000 [16]), sbavature o sovrametallo in parti stampate e forgiate (ISO 10135:2007 [17]).

In questo contesto, si inserisce la norma ISO 16792:2006 "Technical product documentation - Digital product definition data practices" [18], che appartiene alla normativa Technical Product Documentation (TPD). La normativa TPD è tradizionalmente basata su rappresentazioni 2D ma, nei suoi ultimi sviluppi, guarda all'utilizzo di modelli CAD 3D: i modelli digitali 2D e 3D descrivono infatti la sola geometria nominale (forma e dimensioni) dei componenti, mentre le altre informazioni (es. stato superficiale, tolleranze dimensionali e geometriche, materiali, elementi unificati, etc.) non sono modellate ma sono riportate come annotazioni (Fig. 4).

La norma ISO 16792:2006 applica la normativa GPS (Geometrical Product Specifications). Nella ISO 17450-1:2011 [19], clause 5, la specificazione geometrica viene definita come "the design step where the field of permissible deviations of a set of characteristics of a workpiece is stated, accommodating the required functional performance of the workpiece (functional need)". La normativa GPS definisce quindi un linguaggio comune per esprimere e trasmettere i requisiti funzionali dei prodotti, allo scopo di garantirne la piena funzionalità, affidabilità e verificabilità.

Nello specifico, la norma ISO 16792:2006 - "Technical product documentation -- Digital product definition data practices" definisce i requisiti per la preparazione, revisione e presentazione del modello digitale e prescrive le informazioni non gestibili dal modello geometrico, ma necessarie per una TPD completa e utilizzabile per la gestione del ciclo di vita. Ogni modello digitale, che sia 2D o 3D, è quindi accompagnato da un data set di annotazioni ed attributi, che ne descrive le relative proprietà.

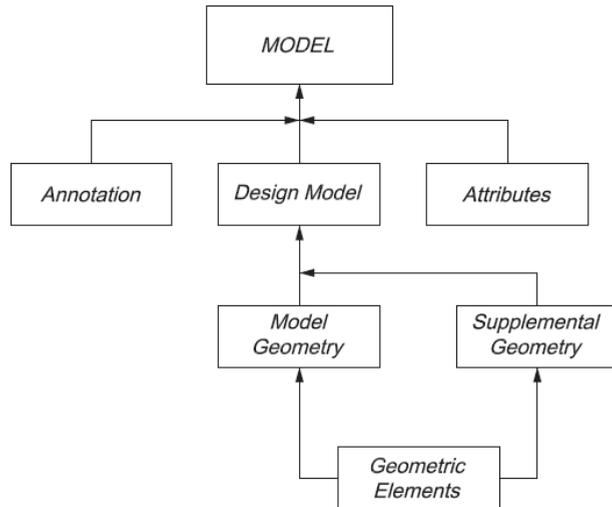


Figura 4. Flusso di attività della specificazione geometrica: dalla geometria nominale al modello 3D annotato (Fonte: [18])

L'articolo è così strutturato: il paragrafo 2 raccoglie lo stato dell'arte e definisce gli obiettivi del presente studio; il paragrafo 3 propone il metodo applicato per l'analisi comparativa fra CAD 3D commerciali; il paragrafo 4 presenta i risultati ed, infine, il paragrafo 5 presenta la discussione e le conclusioni, evidenziando alcuni possibili sviluppi futuri.

2. STATO ARTE

Il problema dell'integrazione delle annotazioni nel modello tridimensionale è affrontato in ambito industriale, scientifico ed accademico.

In ambito industriale, associazioni di settore automotive ed importanti realtà aziendale in ambito automotive ed aerospace, hanno definito normative interne per consentire ai progettisti di lavorare ed operare con lo stesso modello tridimensionale lungo tutte le fasi di progettazione. Un primo esempio è dato dall'Associazione giapponese dei costruttori di automobili JAMA (Japan Automobile Manufacturer's Association [20]), che promuove e diffonde normative specifiche per l'industria automobilistica al fine di individuare regole per le annotazioni 3D su modello CAD. A partire dal 2004 JAMA, insieme ad altri gruppi industriali di stampo internazionale, ha implementato, passando attraverso fasi ibride, una completa trasformazione della documentazione tecnica di prodotto da disegni bidimensionali a modelli tridimensionali (Fig. 5).

A partire dalla norma ISO 16792:2006, JAMA ha integrato con regole complementari il contenuto normativo sull'annotazione 3D, al fine di perfezionarne l'implementazione. A tal fine, una delegazione interna a JAMA, chiamato SASIG (Strategic Automotive product data Standards Industry Group) ha implementato una regolamentazione, denominata "SASIG 3D", capace di definire pratiche di annotazione tridimensionale, a partire dalla norma ISO 16792:2006 ed implementando tale norma all'interno delle regolamentazioni specifiche aziendali (Fig. 6).

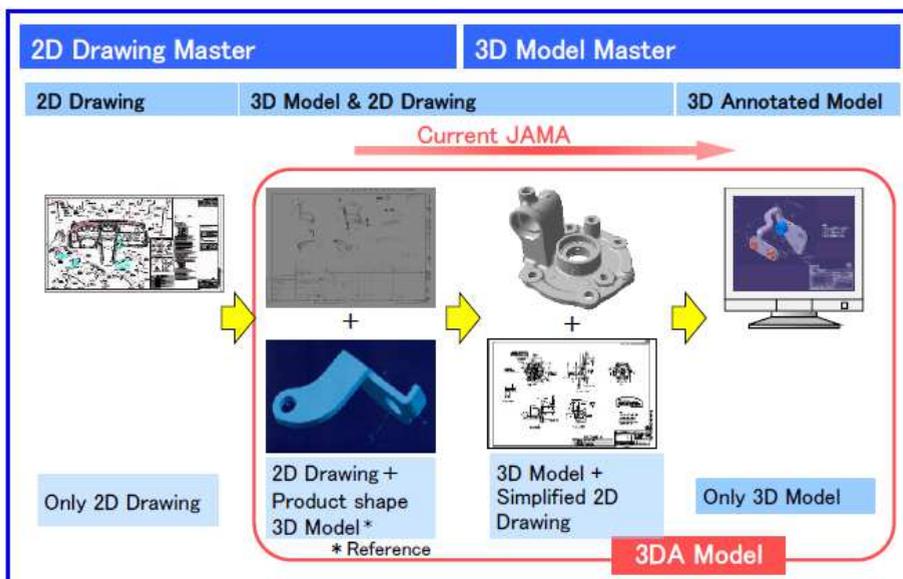


Figura 5. Processo applicato da JAMA per il passaggio delle annotazioni da modello 2D a modello 3D (Fonte: [20]).

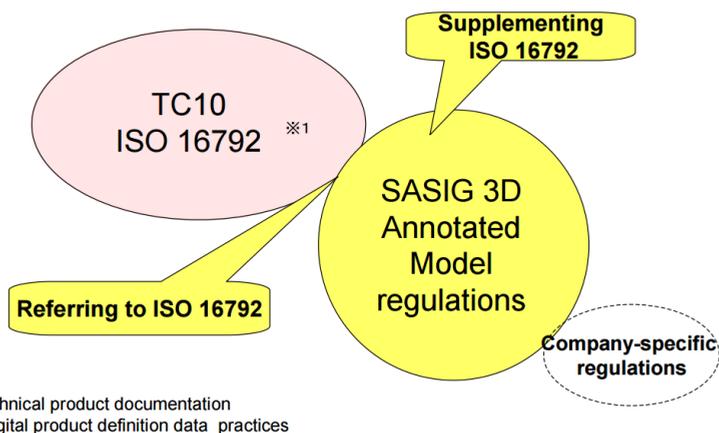


Figura 6. Implementazione della ISO 16792:2006 e delle regole SASIG 3D per l'annotazione 3D su CAD (Fonte: [20]).

In tal modo, è stato generato un elenco dei requisiti funzionali per ogni categoria indicata dalla norma ISO 16792:2006 (Sezioni e Viste, Annotazioni, etc.) secondo le norme di disegno 3D SASIG.

Ulteriori requisiti sono stati redatti per l'implementazione dei CAD viewer, che devono essere in grado di restituire correttamente le annotazioni 3D del modello due macro requisiti:

- nel primo requisito sono incluse le funzioni necessarie a riprodurre le informazioni CAD (attraverso 18 funzioni), con le raccomandazioni che la riproduzione delle informazioni di disegno 3D avvenga in modo certo e che le funzioni per la visualizzazione di disegni 3D siano di facile lettura;
- il secondo requisito specifica le funzioni necessarie per utilizzare le informazioni provenienti dal CAD, tra cui visualizzazione, commutazione, stampa, input/output dei file, misura, analisi delle interferenze, analisi di meccanismo, oltre ad una vasta gamma di altre funzioni (per un totale di 105 funzioni).

Tale lista è stata poi distribuita alle aziende venditrici di CAD tridimensionali, al fine di poter implementare le regole all'interno dei propri prodotti. Alcune aziende CAD hanno già aderito a tale normativa SASIG 3D, come UGS, Dassault Systemes, PTC, AutoDesk. Tuttavia, come ribadito da JAMA, non tutte le funzioni di annotazione 3D sono state ad oggi implementate. Pertanto è necessario un ulteriore sforzo di attivazione ed implementazione delle funzioni all'interno dei CAD, in modo da favorire l'applicazione delle annotazioni 3D così da ridurre i tempi di consegna e i costi, migliorare la qualità del prodotto e incrementare la globalizzazione.

Wernsten e Hanna (2012) [21] investigano sull'uso del 3D Functional Tolerancing and Annotations (FT&A) realizzate per mezzo di CATIA V5. In particolare vengono analizzate due aziende, la SAAB Aeronautics e la Volvo Auto. La prima usa il 3D CAD annotation in tutti i livelli di progettazione, nelle parti e nell'insieme; la seconda invece usa le annotazioni 3D nei componenti del Body-in-White. Le aziende suddette hanno riscontrato i seguenti vantaggi nell'applicazione del 3D annotation:

- Uno scambio di informazioni relativo ai requisiti di progetto in 3D già dalle prime fasi della progettazione incrementa l'integrazione e minimizza la possibilità di scoprire errori nelle fasi avanzate del progetto, quando modifiche significative provocano un incremento notevole dei costi.
- Lavorare con le annotazioni in 3D non appare una grossa sfida per i progettisti odierni, dal momento che lavorare con i disegni è simile ed il livello di maturazione nell'uso del 3D è elevato nei reparti di ricerca e sviluppo del gruppo Scania.
- I modelli 3D con annotazione sono più dinamici e hanno una maggiore integrazione in strumenti CAD/PLM odierni nonché negli strumenti software all'interno della produzione.
- Usando l'annotazione 3D, viene generata una base informativa comune, soppiantando la copresenza di due fonti informative attualmente utilizzate, quali modelli 3D e disegni CAD.
- La capacità di riutilizzare le informazioni da un modello 3D con annotazione è elevata, rispetto ai disegni 2D.

Anche in ambito scientifico non mancano gli studi relativi all'uso delle annotazioni 3D in ambito di progettazione. Numerosi sono i riferimenti bibliografici, ma tra essi si propongono i seguenti.

Ricci et al. [22] presentano un ambiente completo di annotazione 3D che permette l'associazione della tolleranza geometrica del componente direttamente al modello 3D. L'ambiente Product and Manufacturing Information (PMI), capace di raccogliere le informazioni relative al GD&T, viene analizzato e testato, come strumento finalizzato a

correlare ed integrare le fasi di progettazione e verifica, generalmente basate sulle informazioni raccolte in un disegno bidimensionale. In particolare, si analizzano le operazioni regolate dal PMI in modo da definire ciò che è completamente gestibile allo stato attuale ed individuare margini di miglioramento. Ad esempio, esplicitare l'orientamento da conferire ad una tolleranza di rettilinearità in funzione della vista in oggetto diventa fondamentale ed indispensabile in un ambiente tridimensionale, mentre appare ovvio ed inutile nell'ambiente 2D. L'analisi fornita, quindi, propone un confronto fra l'ambiente PMI ad oggi implementato in NX8, e quello desiderato mediante un caso studio. Le fasi di ispezione, attualmente gestite da uno strumento integrato ma aggiuntivo, BCT inspection, devono essere integrate all'interno del software, al fine di realizzare operazioni di ispezione a partire da dati correlati in modo associativo e parametrico integrati all'interno del modello 3D. Una completa parametricità ed associatività del modello 3D consente una rigenerazione delle parti aggiornando correttamente i dati relativi al modello compresi i dati relativi alle operazioni di ispezione.

In [23] si ribadisce come l'inserimento delle annotazioni 3D all'interno di componenti tridimensionali complessi ha come scopo l'espressione dell'intento progettuale, come dimensione geometrica e la tolleranza in modello integrato, le annotazioni vengono inserite nel 3D. l'applicazione delle annotazioni 3D viene effettuato sulla testata di un motore navale mediante l'impiego di software di modellazione 3D, NX (Siemens PLM software). Lo strumento Product and Manufacturing Information (PMI) viene implementato mediante istruzioni in linguaggio C++ in modo da integrare le informazioni relative alle annotazioni 3D utilizzando una simbologia intrinseca allo specifico CAD NX.

Ad oggi, come evidenziato in [24], i dati di tolleranza e quotatura sono poco diffusi in forma digitale nell'ambito del processo di progettazione, ma rimangono ancora definiti in forma cartacea e bidimensionale. Al contrario informazioni fondamentali potrebbero essere incluse nel modello tridimensionale CAD, in modo da essere disponibili nelle varie fasi di progetto, come ad esempio per definire i processi ed i parametri di fabbricazione come anche in fase di ispezione. Si ribadisce la necessità e l'impellenza di modificare l'approccio di progettazione introducendo modelli tridimensionali univoci, capaci di contenere informazioni per tutte le fasi di progettazione ed in grado di rispondere alle esigenze di rappresentazione delle tolleranze e dello stato di superficie.

In [25] viene presentata una valutazione di fattibilità con l'obiettivo di eliminare i disegni tecnici, considerando come casi studio disegni tecnici aerospaziali 2D ad ambienti 3D utilizzando Catia V5 R17 SP6. I risultati sperimentali mostrano che l'immissione di annotazioni sul CAD 3D è fattibile anche per disegni aerospaziali complessi, con una notevole riduzione dei costi e del time to market ed un incremento nella qualità. Aziende attive in questo contesto sono Boeing e EADS per l'aeronautica, Honda e Toyota F1 per l'automotive. L'implementazione dell'approccio 3D CAD è particolarmente avanzato nel caso di Dassault Systemes. Tre obiettivi sono stati analizzati:

- Valutare la capacità del CAD Catia V5 R17 SP6 di soddisfare le richieste della norma di riferimento ASME Y14.41-2003,
- Valutare una corrispondenza fra la normativa che regola le tolleranze e la pratica industriale,
- Verificare la capacità di chiarezza di espressione delle informazioni introdotte nelle annotazioni 3D all'interno di Catia V5 R17 SP6.

In particolare sono state evidenziate tre categorie di annotazioni: quelle facilmente traducibili dal disegno 2D in annotazioni 3D; quelle parzialmente traducibili, ovvero con

l'aggiunta di schizzi o elementi geometrici; infine quelle annotazioni non traducibili. Dall'esame dei risultati si evince che su quasi 3000 annotazioni, solo 8 rientrano nella seconda o terza categoria. Pertanto il passaggio dal disegno CAD 2D al 3D completo di annotazioni appare un processo raggiungibile anche in ambienti ingegneristici complessi quali l'aeronautica e l'automotive, in cui numerosi particolari devono essere gestiti nella realizzazione di assiemi complessi.

In [26] si discute l'introduzione delle annotazioni 3D nel CAD, considerando il fatto che la normativa ISO ha preso in carica la gestione delle informazioni sulla documentazione tecnica di prodotto realizzata mediante strumenti CAD 3D. L'analisi, effettuata su software CAD SolidEdge ST5, ha evidenziato l'impossibilità di:

1. utilizzare le classiche caselle di orientazione previste dalla normativa nella descrizione di un modello 3D,
2. associare a ciascuna annotazione un particolare piano di riferimento,
3. aggiungere ad una quota una casella di tolleranza senza doversi servire ogni volta di una annotazione creata con leader line,
4. aggiungere una tolleranza comune per più features uguali,
5. utilizzare delle quote teoricamente esatte (TED - Theoretically Exact Dimensions), racchiuse all'interno di caselle quadrate, mentre il modellatore attuale permette di utilizzare caselle ovali.

Definizione del problema e obiettivi

Il presente stato dell'arte evidenzia, da un lato, le difficoltà tutt'oggi esistenti nella completa implementazione dell'annotazione 3D nei software CAD 3D commerciali analizzati e, dall'altro lato, una tendenza del settore industriale ad implementare in modo non univoco la norma ISO 16792:2006, ricorrendo a norme interne o ad interpretazioni normative alternative. Dal punto di vista commerciale, sotto la spinta dei settori automotive ed aerospace, i CAD di fascia alta si sono fatti promotori di innovazione in ambito di annotazione 3D e, spesso, operano in modo indipendente dalla normativa. I CAD dedicati all'indotto di secondo livello (definiti di "fascia media"), "seguono" tale innovazione e la recepiscono parzialmente. Ciò evidenzia esplicitamente il gap operativo (sfasamento) tra la definizione della normativa che regola la specificazione geometrica di prodotto su CAD 3D e la relativa implementazione in ambiente CAD.

Nello specifico, il presente studio si pone l'obiettivo di investigare in modo sistematico l'implementazione dei contenuti della norma ISO 16792:2006 in alcuni dei principali CAD 3D commerciali. I singoli CAD verranno comparati da un punto di vista applicativo per evidenziare eventuali gap operativi, determinare il grado di recepimento della norma raggiunto ed identificare possibili soluzioni per l'annotazione 3D, volte a permettere il raggiungimento di un livello comune di applicabilità della norma stessa e di leggibilità della documentazione tecnica 3D generata.

3. METODO

Il metodo applicato per la definizione 3D di prodotto consiste di 3 passi (Fig. 7):

- Definizione di criteri di valutazione redatti su base normativa,
- Identificazione di un benchmark per l'analisi comparativa dei CAD 3D commerciali,
- Definizione ed implementazione di soluzioni operative alla luce dei gap evidenziati.

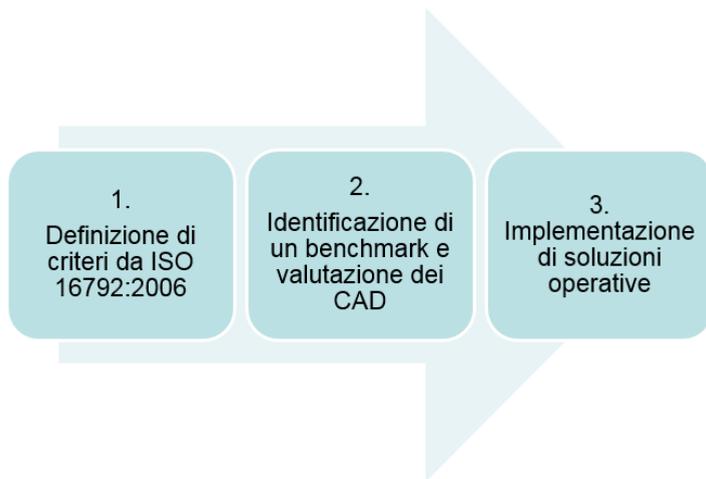


Figura 7. Fasi del metodo applicato per la comparazione di CAD 3D commerciali.

Il primo passo è basato sull'analisi della norma ISO 16792:2006. Al fine di confrontare il comportamento dei CAD 3D in esame dal punto di vista della capacità esplicativa delle annotazioni 3D, si definiscono alcuni criteri di valutazione, redatti a partire dalla norma ISO 16792:2006, che descrivono le caratteristiche che devono essere garantite in un modello annotato tridimensionalmente. In dettaglio, i criteri di valutazione redatti su base normativa indagano:

- Le possibilità (criteri) di interrogazione (query) del modello 3D,
- L'associatività fra annotazioni, feature e geometria del modello 3D,
- L'inserimento di annotazioni, attributi, geometrie supplementari, note generali, etc.,
- La leggibilità di quote ed annotazioni (verso di lettura, sovrapposizione fra elementi, etc.),
- La creazione di piani di annotazione e di viste di annotazione (viste e sezioni),
- L'inserimento di tolleranze geometriche e dei relativi riferimenti, riferimenti parziali, quote teoricamente esatte (TED),
- La rappresentazione semplificata di feature,
- Il raggruppamento di feature.

I criteri descritti nella norma indagano anche aspetti legati al disegno costruttivo, non considerati in questa sede. I criteri di interesse vengono quindi riorganizzati in tre macro categorie, al fine di contestualizzare al meglio le problematiche che vanno ad analizzare. Ne consegue la classificazione in criteri di carattere generale, relativi alla proprietà di associatività tra valori del modello, feature del modello ed annotazioni (Tab. 1); criteri applicabili al solo modello 3D (Tab. 2) e criteri relativi alla gestione delle viste del modello 3D (Tab. 3).

Tabella 1. Criteri descritti dalla norma ISO 16792:2006 di carattere generale, relativi alla proprietà di associatività tra valori del modello, features del modello ed annotazioni.

1	I valori dimensionali devono essere ottenuti direttamente dal modello
2	I valori dimensionali si devono poter arrotondare secondo norma
3	Deve essere possibile interrogare il modello e garantire l'associatività tra gli elementi:
3.1	Valori del modello
3.2	Relazioni tra modello geometrico e annotazioni e viceversa
3.3	Identificativi digitali degli elementi (part name, ID, label, colour, ...)
3.4	Relazione fra geometria e features del modello
3.5	Tolleranze e indicatori dei riferimenti (completi e parziali)
3.6	Geometria supplementare distinguibile ed evidenziata
3.7	Identificazione degli elementi associati in un gruppo (pattern,...)
4	Tutte le quote angolari devono poter essere interrogati dal modello
5	Se si ha la necessità di inserire un'annotazione ad un modello, quest'ultima potrà essere presente anche nel disegno sotto le note generali
6	Quando si applicano delle tolleranze alle features, l'allineamento del piano di annotazione con l'esatto profilo nominale o teorico del modello non è richiesto
7	Le informazioni ottenute dalle features del modello che non presentano tolleranze o alle quali non è assegnato nessun datum si possono rappresentare specificando delle dimensioni ausiliarie
8	Vengono applicate le ISO 3098-0 e ISO 3098-5, che si occupano delle richieste di leggibilità, quando l'annotazione è letta/vista perpendicolarmente al piano di annotazione (su cui è posta l'annotazione)
9	L'annotazione non deve essere sovrapposta ad altre annotazioni quando il modello è letta/vista perpendicolarmente al piano di annotazione (su cui è posta l'annotazione)
10	Il testo non deve essere sovrapposto al modello stesso quando il modello è letto/visto perpendicolarmente al piano di annotazione (su cui è posta l'annotazione)

Tabella 2. Criteri descritti dalla norma ISO 16792:2006 riferiti al modello 3D.

11	Tutte le annotazioni devono essere specificate in uno o più piani di annotazione. Nei casi in cui il CAD software non supporta la gestione e l'orientamento del piano di annotazione relativa al modello, allora i metodi applicabili solo al modello non possono essere utilizzati
12	I valori dimensionali arrotondati ricavati dalla geometria del modello sono considerate le medesime informazioni visualizzate a display
13	Per garantire che l'annotazione sia leggibile, il testo può essere visualizzato sempre o sopra o sotto al modello anche nel caso di rotazione di quest'ultimo. A tal proposito si possono utilizzare tre diverse tecniche:
13.1	Garantire che dopo aver ruotato il modello la visualizzazione dell'annotazione sia sempre aggiornata
13.2	Si deve includere un sistema per determinare la corretta direzione di lettura, per ogni piano di annotazione
13.3	Quando utilizzo delle viste salvate in precedenza, devo garantire che il modello sia orientato nella direzione di vista voluta
14	Annotazioni relative a features interne (scavi) possono essere visualizzate anche senza

	l'ausilio di viste in sezione
15	Sistema di coordinate del modello: il modello deve poter contenere più di un sistema di riferimento
16	Applicazione delle geometrie supplementari: distinzione fra geometrie supplementari e geometrie del modello:
16.1	Utilizzo di linee per l'indicazione di direzione nell'indicazione delle tolleranze geometriche
16.2	Raggruppamento di linee di indicazione, riquadro di tolleranza, e feature tollerata
17	Feature tecnologiche quali fori filettati, etc. possono essere non modellate ma rappresentate in modo semplificato (annotazioni, attributi, convenzioni geometriche)

Tabella 3. Criteri descritti dalla norma ISO 16792:2006 relativi alla gestione delle viste del modello.

18	Viste salvate: per facilitare la comprensione del modello, è necessario creare diverse viste a cui applicare le differenti annotazioni. Contiene un sistema di riferimento e uno o più piani di annotazione, un set di annotazioni e/o un set di geometrie
19	Sezioni: le viste salvate possono contenere sezioni:
19.1	Il piano di sezione può essere esplicitato. I bordi possono essere in linea continua o tratto punto. Freccie devono indicare il verso di taglio e lettere maiuscole identificano i piani
19.2	La parte in sezione può essere mostrata rimuovendo la geometria non di interesse o mostrando l'intersezione tra piano e modello
19.3	Si possono utilizzare piani paralleli
19.4	Non si possono utilizzare sezioni ribaltate in loco, sezioni concorrenti, sezioni in vicinanza
19.5	Sezioni parziali dovrebbero essere secondo norma
19.6	Feature di scorcio non possono essere utilizzate
19.7	Update della vista in sezione in caso di modifiche al modello

Il secondo passo riguarda l'identificazione di un benchmark industriale caratterizzato dall'esigenza di annotazione 3D così come previsto dalla norma ISO 16792:2006, per l'analisi comparativa di CAD 3D commerciali, mediante l'applicazione dei criteri sopra definiti. Il benchmark identificato è un montante per telaio automobilistico di derivazione Ferrari SpA che, per la presenza di alcune feature morfologiche (tagli e smussi inclinati rispetto all'asse longitudinale), di tolleranze dimensionali e geometriche e dei relativi (numerosi) riferimenti, necessita di un ampio set di annotazioni 3D.

I CAD 3D commerciali vengono selezionati fra quelli attualmente utilizzati nelle industrie, in modo da indagare il grado di completezza raggiunto in termini di definizione 3D di prodotto. Il modello 3D viene quindi modellato mediante ciascuno dei CAD da analizzare e contemporaneamente corredato delle annotazioni GPS previste.

In base alla capacità del software CAD di rispondere ai requisiti di annotazione 3D, viene espressa una valutazione per mezzo di tre stati, a cui corrisponde un segnale in codice colore (Tab. 4). È opportuno precisare che l'assegnazione di un codice colore arancione, che corrisponde alla parziale realizzabilità dei requisiti precedentemente espressi, è determinato sia dalla parziale capacità del CAD di completare l'annotazione mediante operazione (comando) dedicata sia dalla necessità di combinare più operazioni non dedicate per soddisfare l'azione/criterio.

Tabella 4. Giudizi e relativi codici colori.

Valutazione di azione/criterio	Tipo di segnale in codice colore	Punteggio
Azione completamente realizzabile sul modello 3D	Segnale di colore verde	1
Azione parzialmente realizzabile sul modello 3D	Segnale di colore arancione	0,5
Azione non realizzabile sul modello 3D	Segnale di colore rosso	0

L'esecuzione di ogni set di azioni termina con una fase di valutazione, in cui ad ogni CAD analizzato è associato un punteggio per ciascun sottogruppo di criteri. Il punteggio permette di quantificare il gap applicativo evidenziato.

Nella terza fase di definizione ed implementazione di soluzioni operative, a partire dai gap evidenziati, si propongono azioni migliorative in modo da uniformare il ciclo di annotazione 3D nei vari CAD analizzati. Le azioni potranno essere condivise ai vari CAD oppure mirate ad interventi rivolti ai singoli CAD.

4. RISULTATI

Ai fini dell'applicazione del metodo, si sono selezionati tre software CAD commerciali capaci di introdurre le annotazioni nel modello 3D per mezzo di strumenti integrati o applicazioni correlate: tali software sono scelti perché impiegati nelle aziende automotive e nel relativo indotto di secondo livello.

In dettaglio, il modello 3D del montante è implementato con:

- Catia V5 R25 (Dassault Systemes) e corredato di annotazioni 3D mediante lo strumento integrato FT&A (Functional Tolerancing & Annotation), in Fig. 8,
- SolidEdge ST7 (Siemens PLM software) e corredato di annotazioni 3D mediante lo strumento integrato PMI (Product and Manufacturing Information), in Fig. 9,
- SolidWorks 2014 (Dassault Systemes) e corredato di annotazioni 3D mediante lo strumento DimXpert, in Fig. 10.

Durante la fase di modellazione e di annotazione 3D mediante ciascun CAD, il software viene valutato sulla capacità di rispondere ai requisiti presentati in Tab. 1-3 mediante l'attribuzione di un giudizio così come descritto nella precedente Tab. 4. I singoli giudizi, espressi tramite codice colore, vengono raccolti in Tab. 5-7, che li raggruppano sulla base delle tre macroaree di appartenenza dei requisiti.

La Tab. 5 presenta i giudizi espressi sulla risposta dei CAD in merito ai criteri relativi all'associatività tra le features del modello CAD e le annotazioni 3D. Catia V5 R25 (Dassault Systemes) appare il più consono a soddisfare i criteri relativi a questa prima macroarea.

La Tab. 6 presenta i giudizi espressi sulla risposta dei CAD in merito ai criteri applicabili puramente al modello 3D. Senza particolari evidenze, si evince che tutti e tre i software CAD esaminati rispondono quasi equamente ai criteri relativi alla seconda macroarea.

La Tab. 7 presenta i giudizi espressi sulla risposta dei CAD in merito ai criteri relativi alla gestione delle viste del modello 3D.

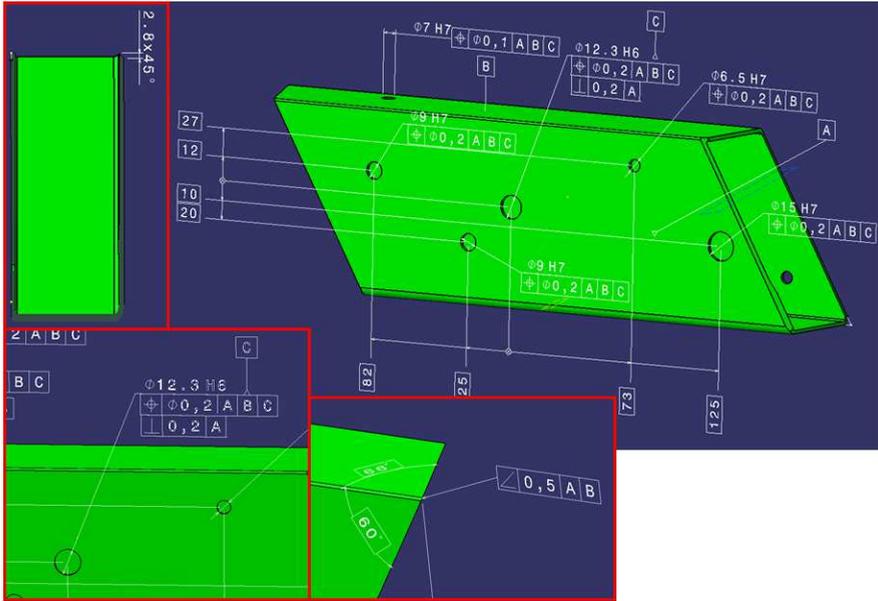


Figura 8. Implementazione di modello 3D ed annotazioni in CATIA V5-R25 (Dassault Systemes) con FT&A.

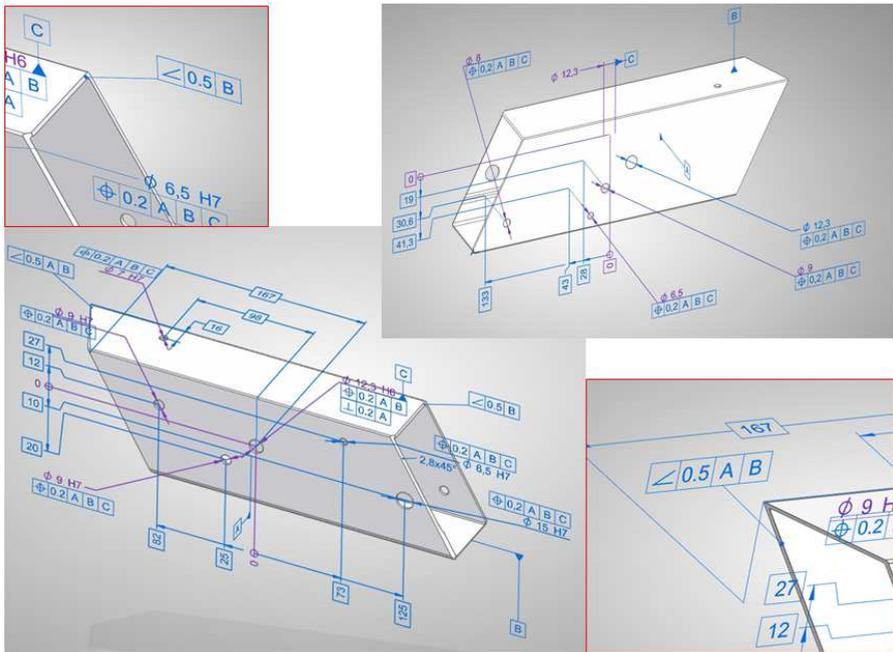


Figura 9. Implementazione di modello 3D ed annotazioni in SolidEdge ST7 (Siemens PLM software) con PMI.

Tabella 6. Criteri applicabili al solo modello con giudizio parziale.

	Criteri applicabili al solo modello 3D	CATIA	SE-ST	SW
11	Tutte le annotazioni devono essere specificate in uno o più piani di annotazione. Nei casi in cui il CAD software non supporta la gestione e l'orientamento del piano di annotazione relativa al modello, allora i metodi applicabili solo al modello non possono essere utilizzati	✓	✓	✓
12	I valori dimensionali arrotondati ricavati dalla geometria del modello sono considerate le medesime informazioni visualizzate a display	✓	✓	✓
13	Per garantire che l'annotazione sia leggibile, il testo può essere visualizzato sempre o sopra o sotto al modello anche nel caso di rotazione di quest'ultimo. A tal proposito si possono utilizzare tre diverse tecniche:	✓	✓	✓
13.1	Garantire che dopo aver ruotato il modello la visualizzazione dell'annotazione sia sempre aggiornata		*	*
13.2	Si deve includere un sistema per determinare la corretta direzione di lettura, per ogni piano di annotazione			
13.3	Quando utilizzo delle viste salvate in precedenza, devo garantire che il modello sia orientato nella direzione di vista voluta	*	*	*
14	Annotazioni relative a features interne (scavi) possono essere visualizzate anche senza l'ausilio di viste in sezione	✓	✓	✓
15	Sistema di coordinate del modello: il modello deve poter contenere più di un sistema di riferimento	✓	✓	✓
16	Applicazione delle geometrie supplementari: distinzione fra geometrie supplementari e geometrie del modello:			
16.1	Utilizzo di linee per l'indicazione di direzione nell'indicazione delle tolleranze geometriche	✓	✓	✗
16.2	Raggruppamento di linee di indicazione, riquadro di tolleranza, e feature tollerata	✗	✗	✗
17	Feature tecnologiche quali fori filettati, etc. possono essere non modellate ma rappresentate in modo semplificato (annotazioni, attributi, convenzioni geometriche)	✗	✗	✗
	Giudizio parziale sulla seconda macroarea	6	6	5

Tabella 7. Criteri applicabili alla gestione delle viste del modello con giudizio parziale e giudizio totale delle macroaree.

	Gestione delle viste del modello	CATIA	SE-ST	SW
18	Viste salvate: per facilitare la comprensione del modello, è necessario creare diverse viste a cui applicare le differenti annotazioni. Contiene un sistema di riferimento e uno o più piani di annotazione, un set di annotazioni e/o un set di geometrie	✓	✓	✓
19	Sezioni: le viste salvate possono contenere sezioni:			
19.1	Il piano di sezione può essere esplicitato. I bordi possono essere in linea continua o tratto punto. Freccie devono indicare il verso di taglio e lettere maiuscole identificano i piani	!	!	!
19.2	La parte in sezione può essere mostrata rimuovendo la geometria non di interesse o mostrando l'intersezione tra piano e modello	!	!	!
19.3	Si possono utilizzare piani paralleli	✓	✗	✗
19.4	Non si possono utilizzare sezioni ribaltate in loco, sezioni concorrenti, sezioni in vicinanza			
19.5	Sezioni parziali dovrebbero essere secondo norma	✗	✗	✗
19.6	Feature di scorcio non possono essere utilizzate			
19.7	Update della vista in sezione in caso di modifiche al modello	✓	✓	✓
	Giudizio parziale sulla terza macroarea	4	3	3
	Giudizio globale sulle tre macroaree di criteri	23,5	21,5	19,5

Da Tab. 7, in particolare, si nota come il software di Catia V5 R25 (Dassault Systemes) sia particolarmente maturo nella gestione e manipolazione delle viste del modello. L'aspetto fondamentale è la capacità di Catia V5 R25 di mostrare solamente le annotazioni correlate a ciascuna vista 2D creata, evitando di infittire tutto il modello 3D con eccessive annotazioni. Il modello 3D risulta quindi completamente annotato se comunque orientato nello spazio, mentre le singole viste predefinite dal progettista sono corredate dalle sole annotazioni ad esse relative. Questo aspetto è particolarmente apprezzato a livello industriale, dove gli operatori necessitano di utilizzare il modello 3D organizzandolo in viste bidimensionali, per realizzare particolari processi di fabbricazione.

La Tab. 7 riporta infine il giudizio globale sulle tre macroaree. A partire dai criteri parzialmente soddisfatti o non soddisfatti in Catia V5 R25 (Dassault Systemes), SolidEdge

ST7 (Siemens PLM software) e in SolidWorks 2014 (Dassault Systemes), si procede quindi ad identificare le azioni necessarie per rendere attuabili le annotazioni 3D in corrispondenza delle lacune evidenziate.

Le azioni di seguito elencate permettono di integrare e/o compensare alcuni dei gap evidenziati dall'applicazione del metodo mediante l'utilizzo di comandi CAD non specificatamente pensati per tali applicazioni, ma comunque disponibili per la caratterizzazione dei modelli:

- In tutti e tre i software, a livello di simbologia addizionale per i riferimenti (i.e. piani di intersezione, orientazione, etc.), le annotazioni possono essere integrate tramite note di testo che combinano opportunamente caratteri alfanumerici o simboli standard (Fig. 11-a).
- In tutti e tre i software, a livello di annotazione per fori semplificati (i.e. fori non modellati ma semplicemente descritti tramite annotazione), le annotazioni possono essere applicate mediante note di testo che combinano simbologia ANSI laddove ammissibile (Fig. 11-b).

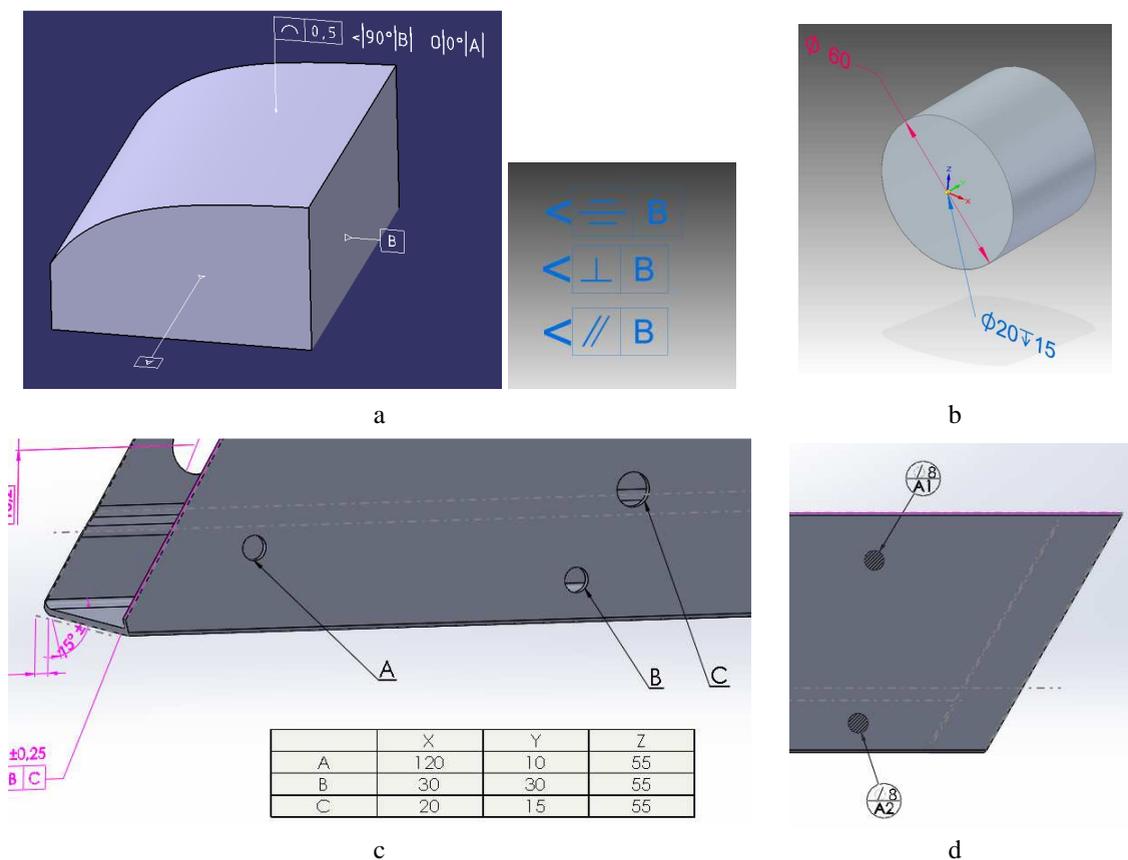


Figura 11. Integrazione delle annotazioni 3D nei software CAD analizzati.

- In SolidEdge ST7 (Siemens PLM software) e in SolidWorks 2014 (Dassault Systemes), le quote in coordinate possono essere assegnate agli elementi da quotare nel modello mediante combinazione del comando “tabella” e del comando “note”, in modo da realizzare un sistema di quotatura che specifica le coordinate X, Y, Z degli elementi del modello (Fig. 11-c).
- In SolidWorks 2014 (Dassault Systemes), i riferimenti parziali (datum target) per le tolleranze geometriche possono essere inseriti tramite integrazione di diversi ambienti di modellazione (es. tramite bollature sviluppate per identificare le parti negli assiemi e qui applicate ad elementi di una stessa parte, Fig. 11-d).

5. DISCUSSIONE E CONCLUSIONI

I risultati presentati mostrano il grado di recepimento della norma ISO 16792:2006 nei tre software CAD 3D commerciali comparati, Catia V5 R25 (Dassault Systemes), SolidEdge ST7 (Siemens PLM software) e SolidWorks 2014 (Dassault Systemes).

Dall’analisi dei risultati numerici in Tab. 5, 6 e 7, ed in particolare dal punteggio totale assegnato ad ogni CAD comparato e mostrato in Tab. 7, è possibile valutare il grado di implementazione della norma. Si evidenzia che la piena capacità di un software CAD di rispondere ai criteri di valutazione qui redatti corrisponde ad un punteggio pari a 30. Emerge che i punteggi ottenuti dai singoli CAD, seppur distanti dal punteggio massimo, cioè dalla massima capacità di implementazione della norma, sono comunque positivi. Catia V5 R25 (Dassault Systemes) risulta in grado di rispondere (completamente o parzialmente) alla maggior parte dei requisiti per la gestione delle annotazioni 3D secondo normativa, così come prevedibile in base alla fascia di mercato occupata ed al settore industriale di principale applicazione. SolidEdge ST7 (Siemens PLM software) e SolidWorks 2014 (Dassault Systemes) presentano una minor capacità di implementare alcuni requisiti, pur rispondendo positivamente alla maggior parte dei criteri, così come dimostra la piccola differenza riscontrata nel punteggio assegnato. Da questo studio, emerge quindi una buona capacità di implementazione della norma ISO 16792:2006 nei tre CAD comparati, seppur con alcune lacune quali la non completa disponibilità di simbologia secondo normativa o la gestione delle viste nei modelli 3D.

I criteri redatti sulla base della norma ISO 16792:2006 ed applicati per la comparazione dei software CAD si dimostrano in grado di condurre una completa valutazione del recepimento normativo, pur non comprendendo alcune esigenze industriali non contemplate nella norma ISO stessa.

Il benchmark industriale identificato, di provenienza automotive, è caratterizzato da un set di annotazioni ampio e rappresentativo della norma ISO 16792:2006: il modello digitale 3D sviluppato nei tre software CAD 3D analizzati ha permesso di valutare in modo efficace i software sulla base dei criteri redatti. La comparazione è avvenuta sulla capacità di inserire le principali annotazioni prescritte dalla normativa GPS quali quote (lineari, angolari, di base, in coordinate, etc.), tolleranze dimensionali e geometriche, riferimenti (datum), note per forature. Le annotazioni richieste dal presente benchmark non hanno tuttavia spaziato in tutti gli ambiti normativi richiamati all’interno della ISO 16792:2006 (ad es. le saldature), per cui il metodo potrebbe essere nuovamente applicato identificando benchmark differenti e specificatamente caratterizzati dalle prescrizioni di interesse.

I giudizi di valutazione formulati si sono dimostrati capaci di quantificare anche gli aspetti più “qualitativi” del confronto, mediante l’assegnazione di valutazioni che non

considerano solo la capacità di implementare un requisito con modalità on/off, ma anche la modalità di risposta al requisito stesso.

All'analisi ed alla comparazione dei CAD, è infine seguita l'implementazione di alcune azioni correttive volte a garantire il raggiungimento di un livello comune di applicabilità della norma stessa nonché di leggibilità della documentazione tecnica 3D così generata. Le azioni correttive si sono limitate all'impiego di comandi e simbologie già presenti in ciascun CAD, per cercare di implementare le annotazioni 3D che non dispongono di comandi dedicati. In questo studio non si è quindi ricorso all'utilizzo di linguaggi di programmazione per cercare di implementare nuovi comandi laddove non presenti: tale ulteriore passo sarà oggetto di specifici sviluppi futuri. In aggiunta, è in fase di sviluppo un sistema basato su macro a supporto del processo di annotazione 3D per guidare il progettista nell'assegnazione di tolleranze, nell'utilizzo di piani di annotazione, etc. con la finalità di limitarne le possibilità di errore.

Più in generale, lo studio ha permesso di identificare i criteri di buona pratica per l'implementazione delle annotazioni 3D. I CAD 3D ricorrono ad oggi ad applicativi dedicati che, almeno in parte, implementano le nuove tecniche di annotazione 3D: questi applicativi specifici (FT&A, PMI, DimXpert) permettono di controllare il processo di quotatura, l'inserimento di tolleranze e riferimenti, etc. in modo integrato direttamente nell'ambiente di modellazione 3D. Il progettista può quindi modellare un componente e, nello stesso ambiente CAD ed allo stesso momento, assegnare le annotazioni funzionali di progetto. Durante la fase di transizione da 2D a 3D, già in essere in diverse realtà industriali, le annotazioni possono essere gestite ed assegnate in 3D e successivamente importate automaticamente nei drawing bidimensionali. In questo modo, il disegno diventa una semplice operazione formale, poiché tutto il contenuto "progettuale" è concentrato nella prima fase di modellazione 3D e deve quindi essere semplicemente richiamato in fase di messa in tavola.

In ultimo luogo, il modello 3D -che per natura è intrinsecamente più leggibile di un disegno 2D- può essere inoltre interrogato dall'utente. Anche se non tutti gli applicativi analizzati hanno raggiunto un equivalente livello in tale ambito, la tendenza comune mostrata è quella di permettere al progettista o all'operatore di interrogare il modello 3D: è possibile controllare se tutte le feature sono state completamente definite, se sono presenti feature tecnologiche (che vengono "riconosciute" automaticamente dal software), quali feature del modello presentano le stesse caratteristiche (es. se clicco sull'annotazione "6 x R6" si evidenziano tutti i raccordi omologhi nel modello 3D).

Ringraziamenti

Si ringrazia Ferrari SpA e l'Ing. Patrizio Moruzzi per il supporto tecnico alle attività.

REFERENCES

- [1] Mandorli F., 2014. "Modellazione esplicita: non solo facilità di modifica". Il Progettista industriale, **5**, pp. 30-34.
- [2] Bonazzi, E., 2015. "Development of a design methodology for 3D tolerance stacks calculation in top class car assembly". Tesi di Dottorato, Università di Modena e Reggio Emilia, Italia, Marzo.
- [3] ISO 17450-2:2012. Geometrical product specifications (GPS) -- General concepts. Basic tenets, specifications, operators, uncertainties and ambiguities.

- [4] ISO 129-1:2004. Technical drawings -- Indication of dimensions and tolerances. General principles.
- [5] ISO 286-1:2010. Geometrical product specifications (GPS) -- ISO code system for tolerances on linear sizes Basis of tolerances, deviations and fits.
- [6] ISO 286-2:2010. Geometrical product specifications (GPS) -- ISO code system for tolerances on linear sizes Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts.
- [7] ISO 14405-1:2010. Geometrical product specifications (GPS) -- Dimensional tolerancing. Linear sizes.
- [8] ISO 14405-2:2011. Geometrical product specifications (GPS) -- Dimensional tolerancing. Dimensions other than linear sizes.
- [9] ISO 1101:2012. Geometrical product specifications (GPS) -- Geometrical tolerancing -- Tolerances of form, orientation, location and run-out.
- [10] ISO 5459:2011. Geometrical product specifications (GPS) -- Geometrical tolerancing -- Datums and datum systems.
- [11] ISO 2768-1:1989. General tolerances Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications
- [12] ISO 2768-2:1989. General tolerances Geometrical tolerances for features without individual tolerance indications
- [13] ISO 128-22:1999. Technical drawings -- General principles of presentation Basic conventions and applications for leader lines and reference lines.
- [14] ISO 1302:2002. Geometrical Product Specifications (GPS) -- Indication of surface texture in technical product documentation.
- [15] ISO 2553:2013. Welding and allied processes -- Symbolic representation on drawings -- Welded joints.
- [16] ISO 13715:2000. Technical drawings -- Edges of undefined shape -- Vocabulary and indications.
- [17] ISO 10135:2007. Geometrical product specifications (GPS) -- Drawing indications for moulded parts in technical product documentation (TPD).
- [18] ISO 16792:2006. Technical product documentation -- Digital product definition data practices.
- [19] ISO 17450-1:2011. Geometrical product specifications (GPS) -- General concepts. Model for geometrical specification and verification.
- [20] Japan Automobile Manufacturers Association (JAMA), Inc., 2015. New Proposal for ISO/TC10/SC6 - Proposal for DTPD ISO Development. Electronic Information System Committee, Digital Engineering Sectional meeting, DE Working Party 3D Drawing JIS Development Task, May, 19.
- [21] Wernsten, T. and Hanna, S., 2012. "Informationshantering med kravsättning i 3D-baserade arbetsflöden". Master Thesis. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology Industriell teknik och management.
- [22] Ricci, F., Bedolla, J.S., Gomez, J.M., and Chiabert, P., 2014. "PMI: a PLM Approach for the Management of Geometrical and Dimensional Controls in Modern Industries". Computer-Aided Design and Applications, **11**, pp. 36-43.

- [23] Zhang, H., Yang, G., and Zhang, S.-W., 2014. "Research on integration of 3D digital definition for marine diesel engine parts". *Advances in Intelligent Systems and Computing*, **279**, pp. 937-945.
- [24] Tanaka, F., 2011. "Current situation and problems for representation of tolerance and surface texture in 3D CAD model". *International Journal of Automation Technology*, **5** (2), pp. 201-205.
- [25] Venne, F., Rivest, L., and Desrochers, A., 2010. "Assessment of 3D annotation tools as a substitute for 2D traditional engineering drawings in aerospace product development". *Computer-Aided Design and Applications*, **7** (4), pp. 547-563.
- [26] Maistro, A.M., 2013. "Evoluzione della normativa per la gestione delle annotazioni nei modelli CAD 3D". Tesi di Laurea, Università degli Studi di Padova, Italia.

METODOLOGIA PER LA DETERMINAZIONE DELLE PERDITE ENERGETICHE IN SERVOAZIONAMENTI PER MACCHINE AUTOMATICHE

Angelo O. Andrisano, Enrico Oliva, Michele Gadaleta, Marcello Pellicciari
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”
Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia
E-mail: angelooreste.andrisano@unimore.it, enrico.oliva@unimore.it,
michele.gadaleta@unimore.it, marecello.pellicciari@unimore.it*

Giovanni Berselli
*Dipartimento di Ingegneria meccanica, energetica, gestionale e dei trasporti
Università degli Studi di Genova
E-mail: giovanni.berselli@unige.it*

Abstract. *I servomeccanismi possono essere considerati come la tecnologia chiave per incrementare la flessibilità e la ri-configurabilità delle moderne macchine automatiche. Sfortunatamente, allo stato dell'arte, questi dispositivi mecatronici sono estremamente flessibili ma energeticamente inefficienti, compromettendo così la sostenibilità globale del sistema. Ciò nonostante, il consumo di energia può essere parzialmente ridotto nel caso in cui l'ottimizzazione energetica venga considerata come un obiettivo di progettazione alla stregua del tasso di produzione globale. Naturalmente, come primo passo verso l'implementazione pratica di qualsiasi criterio di ottimizzazione energetica, l'utente finale deve essere in grado di predire il flusso di potenza nel sistema, comprese le principali fonti di perdite. In questo contesto, questa memoria presenta un modello del comportamento del servomeccanismo. Successivamente, viene discusso un nuovo metodo di identificazione che consente la determinazione dei parametri del modello, attraverso un set di misure sperimentali non invasive. Il metodo viene infine validato confrontando flussi di potenza previsti ed effettivi in un semplice sistema mecatronico, composto da un manovellismo di spinta direttamente connesso ad un motore sincrono a magneti permanenti.*

Parole chiave: *Prototipazione Virtuale, Flusso di Potenza, Metodi di Identificazione*

1. INTRODUZIONE

La riduzione dei consumi energetici nei sistemi di produzione automatizzati sta diventando un argomento di primaria importanza sia per le grandi imprese manifatturiere sia per le piccole e medie imprese [1]. Recentemente, è stata posta un'attenzione crescente verso lo sviluppo di metodi e strumenti innovativi volti all'ottimizzazione dei consumi energetici nei servomeccanismi (SM) [2] e nei robot industriali [3-5], il cui comportamento può essere migliorato selezionando componenti a basso consumo, o semplicemente impiegando leggi del moto a consumo ottimale di energia. Naturalmente, l'implementazione pratica delle suddette strategie di risparmio energetico richiede un modello affidabile del flusso di potenza del SM, conseguenza diretta di diversi fattori interagenti (dinamica del sistema meccanico e del motore elettrico, prestazioni del controllore, architettura del convertitore di potenza). Anche se in letteratura si possono facilmente trovare diversi modelli [6], i parametri numerici

che descrivono il comportamento del sistema sono solitamente ignoti o piuttosto inaccurati. Per esempio, i parametri che descrivono l'hardware meccanico (es. masse e momenti di inerzia) possono essere immediatamente misurati qualora il meccanismo venga disassemblato. Tuttavia, questa procedura richiederebbe dispendio di tempo o potrebbe addirittura rivelarsi impossibile da realizzare (nel caso, ad esempio, di problemi di garanzia del produttore). In modo simile, la costante coppia e l'efficienza del motore nel punto di funzionamento nominale possono essere reperiti sui *datasheet* dei componenti. Tuttavia, questi dati vengono molto spesso definiti in modo approssimativo e sono utili solo per modelli semplificati, così da rendere necessaria l'identificazione di metodi più appropriati [7]. In questo scenario, l'identificazione della dinamica di meccanismi in serie o in parallelo è stata largamente studiata nella letteratura passata, sia nell'ambito della robotica [8-10] che in quello delle macchine automatiche [11]. In parallelo, sono state proposte tecniche adeguate all'identificazione di modelli accurati di motori elettrici [12,13]. Ciò nonostante, queste tecniche vengono raramente integrate in una singola procedura di identificazione [14]. In questo contesto, lo scopo del presente lavoro è quello di delineare un metodo semplice e veloce per la valutazione del flusso di potenza in meccanismi movimentati da un motore sincrono a magneti permanenti. Il metodo proposto si basa sullo studio separato di convertitore di potenza, motore e hardware meccanico, possibile grazie all'uso di un misuratore di potenza all'ingresso (lato rete) e all'uscita (lato motore) del convertitore. Come caso di studio, viene effettuata l'identificazione di un semplice SM biella-manovella (*slider-crank*, SC), in cui la manovella è movimentata da un motore elettrico. Per prima cosa, vengono ricavati il modello dinamico del meccanismo (denotato con l'acronimo DM), il modello del motore elettrico (MM) ed il modello del convertitore (CM), utilizzando una formulazione lineare nei parametri. In seguito, vengono identificati i parametri dinamici e la costante coppia del motore [15]. Una volta ricavati questi parametri, anche il MM e il CM vengono identificati, focalizzandosi sul flusso di potenza del sistema. Infine, tutti i modelli stimati vengono utilizzati per predire la potenza in ingresso ed in uscita dal convertitore.

2. METODO DI IDENTIFICAZIONE

L'intero processo di identificazione è concettualmente riassunto in Figura 1 (le quantità tra i blocchi rappresentino rispettivamente gli *output* e gli *input* del blocco precedente e di quello successivo). Inizialmente si ricava il DM del servo-meccanismo, assumendo come noti solo i parametri geometrici del SC. Questo modello, che descrive la relazione tra posizione della manovella, q , velocità, \dot{q} , accelerazione, \ddot{q} (qui di seguito definite come *variabili cinematiche*) e corrente del motore, i_{mot} , viene ottenuto in una forma identificabile lineare nei parametri. I parametri del DM vengono "sollecitati" usando una traiettoria adatta, realizzata applicando un carico noto allo spingitore (*slider*). Il requisito richiesto alla traiettoria ottimale, la cui scelta viene spiegata nella sezione 4, è quello di rispettare vincoli sulle velocità massime e sulle accelerazioni. Durante il moto, le variabili utili vengono campionate, utilizzando diversi strumenti di misura e due software differenti, chiamati *TwinCAT* e *Matlab Data Acquisition Toolbox*. Questi valori vengono poi accuratamente processati, come spiegato in sezione 6, ottenendo così le variabili cinematiche sperimentali e la corrente del motore. In modo simile a [15], la costante coppia ed i parametri dinamici vengono stimati unitamente. Una volta identificati questi parametri, può iniziare la derivazione dei modelli del motore e del convertitore di potenza. Gli MM e il CM vengono ottenuti focalizzando l'attenzione sui flussi di potenza, come spiegato nella Sezione 3. Sia MM che CM vengono sollecitati utilizzando traiettorie ottimali ed applicando un carico noto allo spingitore.

Le variabili sperimentali sono infine utilizzate per stimare i parametri sia del motore che del convertitore. Una volta stimati tutti i parametri del modello, questi vengono utilizzati per predire la potenza in ingresso (lato rete, P_{in}) ed in uscita (lato motore, P_{out}) dal convertitore (vedere figura 2). Queste formule vengono infine usate per prevedere il flusso di potenza durante una traiettoria test, naturalmente diversa da quelle utilizzate nella fase di stima dei parametri.

3. MODELLAZIONE

Modello Dinamico del Meccanismo

Come precedentemente descritto, il modello dinamico del SM descrive la corrente di quadratura del motore, i_{mot} , come funzione delle variabili cinematiche. Il DM è ottenuto dalla seguente formula lineare:

$$i_{mot} = \boldsymbol{\phi}_d(q, \dot{q}, \ddot{q})\boldsymbol{\theta}_d \quad (1)$$

dove $\boldsymbol{\phi}_d$ è la Matrice di Regressione Dinamica e $\boldsymbol{\theta}_d$ sono i Parametri Dinamici. Questa espressione viene ottenuta utilizzando appropriati parametri dinamici e facendo le seguenti assunzioni:

- Relazione lineare tra coppia del motore, $\boldsymbol{\tau}_{mot}$, e corrente del motore, i_{mot} . Definendo K_t come la costante coppia, questa relazione viene modellata come: $\boldsymbol{\tau}_{mot} = K_t i_{mot}$.
- Formule di attrito semplici per i giunti rotoidali attuati della manovella ed i giunti prismatici dello spingitore:

$$\tau_{f,cr} = f_{C,cr} \text{sign}(\dot{q}) + f_{v,cr} \dot{q} \quad (2)$$

$$F_{f,sl} = f_{C,sl} \text{sign}(\dot{x}_B) + f_{v,sl} \dot{x}_B \quad (3)$$

dove $f_{C,cr}$, $f_{v,cr}$ e $f_{v,sl}$ sono rispettivamente i coefficienti di Coulomb e di attrito viscoso di manovella e spingitore, mentre \dot{x}_B è la velocità dello spingitore (punto B in Fig. 3) lungo la direzione verticale x .

- Coppie di attrito trascurabili per i giunti rotoidali passivi.

Basandosi su queste supposizioni, l'Equazione (1) viene derivata impiegando l'equazione di Eulero-Lagrange, il principio dei lavori virtuali, la relazione coppia-corrente del motore, e una appropriata definizione dei parametri dinamici. Tutti i passaggi che hanno condotto alla definizione del DM non saranno discussi per brevità (il lettore interessato può fare riferimento a [8] per ulteriori dettagli sul metodo generale). Tuttavia, si può dimostrare che i Parametri Dinamici e la Matrice di Regressione Lineare (vedi Sezione seguente) possono essere espressi come:

$$\boldsymbol{\theta}_d = \frac{1}{K_t} \begin{bmatrix} J_{cr} + m_{cr}d_{cr}^2 + m_{rod}r^2 + m_{sl}r^2 \\ J_{rod} + m_{rod}d_{rod}^2 + m_{sl}l^2 \\ m_{cr}d_{cr} + m_{rod}r + m_{sl}l \\ m_{rod}d_{rod} + m_{sl}l \\ f_{C,cr} \\ f_{v,cr} \\ f_{C,sl} \\ f_{v,sl} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\phi_a = \begin{bmatrix} c_q r^2 (\dot{q} c_q^3 r^2 + \ddot{q} c_q l^2 - \dot{q} c_q r^2 - s_q \dot{q}^2 l^2 + s_q \dot{q}^2 r^2) / h^4 \\ s_q g \\ r^2 [(-4\dot{q} c_q^5 r^3 + 4c_q^4 s_q \dot{q}^2 r^3 - 4\dot{q} h c_q^4 r^2 + 4h c_q^3 s_q \dot{q}^2 r^2 + 2g c_q^3 s_q r^2 - 4\dot{q} c_q^3 l^2 r) + \\ + (8\dot{q} c_q^3 r^3 - 4\dot{q} h c_q^2 l^2 + 4\dot{q} h c_q^2 r^2 + 4\dot{q} c_q l^2 r - 4\dot{q} c_q r^3 - 6s_q^3 \dot{q}^2 l^2 r + 6s_q^3 \dot{q}^2 r^3) + \\ + (4s_q \dot{q}^2 l^2 r - 4s_q \dot{q}^2 r^3 + 2s_{2q} h \dot{q}^2 l^2 - 2s_{2q} h \dot{q}^2 r^2 + s_{2q} g l^2 - s_{2q} g r^2)] / (2h^3 l^2) \\ sign(\dot{q}) \\ \dot{q} \\ sign(\dot{q}) |r s_q [1 + (r c_q) / h]| \\ \dot{q} \{r s_q [1 + (r c_q) / h]\}^2 \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

dove m_{cr} , m_{rod} e m_{sl} sono le masse di manovella, biella e spingitore, J_{cr} e J_{rod} sono le inerzie baricentriche di manovella e biella, g è l'accelerazione di gravità, r e l sono le lunghezze note della manovella e biella, d_{cr} e d_{rod} sono le distanze non note del centro di gravità di manovella e biella rispettivamente dalle coppie rotoidali manovella-telaio e manovella-biella (come mostrato in Figura 2), s_x e c_x indicano semplicemente seno e coseno di x , e h è definito come $h = \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(q)}$

Modelli del Motore e del Convertitore di Potenza

L'effetto del motore elettrico sul flusso di potenza viene determinato considerando le principali perdite elettriche. Prendendo in considerazione solo le perdite del rame e del ferro (come definito in [3]), la differenza tra la potenza del convertitore in uscita, P_{out} , e la potenza meccanica, P_{mech} , è espressa come:

$$P_{out} - P_{mech} = L_{mot} = K_{Cu} i_{mot}^2 + K_{Fe} |\dot{q}| \quad (6)$$

dove L_{mot} sono le perdite elettriche nel motore elettrico, e K_{cu} e K_{fe} sono parametri da determinare. Questa espressione è poi riformulata nel seguente modo:

$$P_{out} - P_{mech} = \phi_m(\dot{q}, i_{mot}) \theta_m^T \quad (7)$$

dove ϕ_m e θ_m vengono definiti come *Matrice di Regressione del Motore e Parametri del Motore*. In modo simile al motore, anche il convertitore di potenza è modellato considerando le principali fonti di perdite elettriche. Tuttavia, nel convertitore, viene modellata anche l'energia immagazzinata nel condensatore del DC-bus, così che:

$$P_{in} - P_{out} = \frac{dE_{cap}}{dt} + L_{con} \quad (8)$$

ove E_{cap} indica l'energia immagazzinata nel condensatore e L_{con} indica le perdite elettriche del convertitore. In accordo con l'evidenza sperimentale, le perdite di energia del convertitore del caso di studio specifico sono modellate considerando solo le perdite di *switching* dell'*inverter* (come definito in [3]) a cui si aggiunge un termine costante. I termini a destra dell'Equazione (8) sono quindi definiti come:

$$\frac{dE_{cap}}{dt} = C v_{cap} \frac{dv_{cap}}{dt}; \quad (9); \quad L_{con} = K_{sw} |i_{mot}| + K_{off} \quad (10)$$

ove C è la capacità del condensatore, K_{sw} e L_{off} sono parametri incogniti. L'Equazione (8) è dunque espressa come:

$$\begin{aligned} P_{in} - P_{out} &= C v_{cap} \dot{v}_{cap} + K_{sw} |i_{mot}| + K_{off} \\ &\rightarrow P_{in} - P_{out} = \boldsymbol{\phi}_c(i_{mot}, v_{cap}, \dot{v}_{cap}) \boldsymbol{\theta}_c \end{aligned} \quad (11)$$

dove $\boldsymbol{\phi}_c$ e $\boldsymbol{\theta}_c$ sono la Matrice di Regressione del Convertitore e i Parametri del Convertitore.

Potenza del Convertitore in Ingresso ed Uscita

In primo luogo, la potenza meccanica è ottenuta semplicemente moltiplicando la coppia del motore, τ_{mot} , per la velocità del motore, ω_{mot} . Sfruttando anche la relazione lineare tra coppia e corrente, si ottiene la seguente equazione:

$$P_{mech} = \omega_{mot} \tau_{mot} \rightarrow P_{mech} = \dot{q} K_t i_{mot} \quad (12)$$

dove $\omega_{mot} = \dot{q}$ poiché la manovella è accoppiata direttamente al motore elettrico (assenza di riduttore). Una volta definita la potenza meccanica, l'espressione della potenza in uscita del convertitore è derivata impiegando le Equazioni (6) e (12), ottenendo la seguente Equazione:

$$P_{out} = P_{mech} + L_{mot} \rightarrow P_{out} = \dot{q} K_t i_{mot} + K_{Cu} i_{mot}^2 + K_{Fe} |\dot{q}| \quad (13)$$

Sostituendo la corrente del motore con la sua formula descritta in Equazione (1), l'Equazione (13) è riformulata come:

$$P_{out} = f_{out}(q, \dot{q}, \ddot{q}, \boldsymbol{\theta}_d, K_t, \boldsymbol{\theta}_m) \quad (14)$$

ottenendo una formula che dipende solo dalle variabili cinematiche q, \dot{q}, \ddot{q} e dai parametri $\boldsymbol{\theta}_d, K_t$ e $\boldsymbol{\theta}_m$. La formula della potenza in ingresso del convertitore è infine ottenuta sfruttando le Equazioni (8), (11) e (13). Usando queste equazioni, si ottiene la seguente formula:

$$P_{in} = P_{out} + \frac{dE_{cap}}{dt} + L_{con} \rightarrow \quad (15)$$

$$P_{in} = \dot{q} K_t i_{mot} + K_{Cu} i_{mot}^2 + K_{Fe} |\dot{q}| + C v_{cap} \dot{v}_{cap} + K_{sw} |i_{mot}| + K_{off}$$

Usando l'Equazione (1), si ottiene la seguente formula:

$$P_{in} = f_{in}(q, \dot{q}, \ddot{q}, v_{cap}, \dot{v}_{cap}, \boldsymbol{\theta}_d, K_t, \boldsymbol{\theta}_m, \boldsymbol{\theta}_c) \quad (16)$$

Sfortunatamente, questa formula non dipende unicamente dalle variabili cinematiche e dai parametri incogniti dei modelli, ma anche dalla differenza di potenziale del condensatore, v_{cap} , e dalla sua derivata temporale. Poiché non è ancora stata definita una formula affidabile del voltaggio del condensatore, attualmente non è ancora possibile definire una formula totalmente predittiva di P_{in} .

4. DESIGN DEGLI ESPERIMENTI

Allo scopo di sollecitare correttamente tutti i parametri incogniti e consentire una fase di stima accurata, occorre realizzare esperimenti adeguati. La fase DOE generalmente include tre differenti *steps*: 1) scelta di una determinata parametrizzazione della traiettoria di eccitazione; 2) selezione di una funzione di costo adeguata; 3) derivazione della miglior traiettoria per mezzo di tecniche di ottimizzazione. Le traiettorie vengono parametrizzate come Serie di Fourier Finite:

$$q(t) = q_0 + \sum_{k=1}^{N_h} (a_k \sin(k\omega_f t) + b_k \cos(k\omega_f t)) \quad (17)$$

dove il numero di armoniche N_h è settato a 5 e la frequenza fondamentale ω_f è settata a 1 rad/s. Come detto, le traiettorie ottimali di sollecitazione sono selezionate in modo da minimizzare una determinata funzione di costo. E' possibile scegliere diverse funzioni costo [8,pp.296-298]. Nel presente lavoro, viene minimizzato il *Condition Number* della matrice di osservabilità \mathbf{W} :

$$Cost = cond(\mathbf{W}) \quad (18)$$

Ogni riga della matrice di osservabilità è generalmente definita come la valutazione della matrice di regressione nell'istante di tempo considerato. Si noti che le funzioni di costo del MM e CM sono definite basandosi sulla conoscenza dei parametri dinamici già stimati, e l'effetto del capacitore non è incluso (poiché non è disponibile una funzione predittiva del voltaggio del condensatore). Lo *step* di ottimizzazione viene infine realizzato impiegando la funzione Matlab *fmincon*, che consente il forzamento dei vincoli di ottimizzazione su velocità massime e accelerazioni. In particolare, questi valori sono stati settati rispettivamente a 30 rad/s e 300 rad/s².

5. ACQUISIZIONE DEI DATI

Il setup sperimentale utilizzato è mostrato in Figura 3.

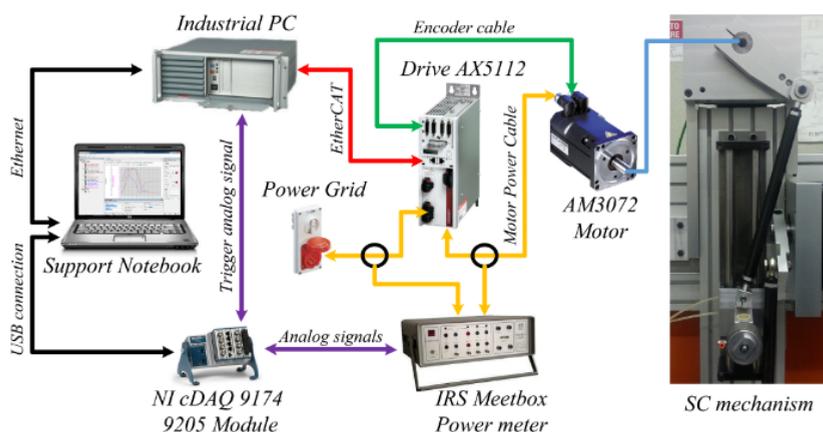


Figura 3. Schematico del Set-up Sperimentale.

L'attrezzatura sperimentale è composta da un SC direttamente accoppiato ad un motore sincrono Beckhoff AM3072 connesso ad un drive Beckhoff AX5112. Il sistema di controllo è basato sul software TwinCAT, cioè la piattaforma di controllo prodotta da Beckhoff, connessa al drive via EtherCAT Fieldbus. Le posizioni q sono misurate usando l'encoder del motore attraverso il software TwinCAT (con una frequenza di campionamento di 2000 Hz). Anche il voltaggio del capacitore, v_{cap} , è fornito dal software TwinCAT, con una frequenza di campionamento di 2000 Hz. Un misuratore di potenza Meetbox [16] viene utilizzato per misurare la potenza del convertitore in ingresso e in uscita, attraverso una misurazione di due correnti e due voltaggi per ognuna di queste potenze, come mostrato in Figura 2 e 3. Queste misurazioni, insieme ad un segnale di trigger, vengono passate al modulo NI nella forma di segnali analogici. Le variabili digitali sono infine ottenute impiegando il Data Acquisition Toolbox di Matlab, con una frequenza di campionamento di 25 kHz.

6. PROCESSAMENTO DEI DATI

La fase di *signal processing* è principalmente focalizzata su tre aspetti differenti: 1) integrazione delle misure ottenute usando Meetbox e TwinCAT; 2) derivazione di tutte le variabili di cui si necessita partendo da quelle misurate; 3) fase di filtraggio. L'integrazione delle differenti misure è ottenuta impiegando un segnale di trigger inviato dal PC industriale al modulo NI. Questo segnale viene processato insieme alle altre misure Meetbox e tutte le variabili vengono poi sincronizzate con quelle di TwinCAT. Con riferimento alla Figura 2, prima di attuare la fase di filtraggio, la corrente in uscita sulla fase b è derivata imponendo che la somma delle tre correnti sia nulla. Poi, la corrente di quadratura del motore i_{mot} è ottenuta impiegando la trasformazione di Park [13]. Inoltre, le potenze del convertitore in ingresso ed in uscita sono ottenute usando l'inserzione di Aron [17, sezione 3.2] e vengono utilizzate le seguenti formule:

$$P_{in} = \mathbf{v}_{in} \mathbf{i}_{in}^T; \quad (19); \quad P_{out} = \mathbf{v}_{out} \mathbf{i}_{out}^T \quad (20)$$

ove \mathbf{v}_{in} è definita come $[v_{in,ab}, v_{in,cb}]$, \mathbf{i}_{in} è definita come $[i_{in,a}, i_{in,c}]$, \mathbf{v}_{out} indica $[v_{out,ab}, v_{out,cb}]$ e \mathbf{i}_{out} è infine definita come $[i_{out,a}, i_{out,c}]$. Una volta definite queste variabili, si realizza la fase di filtraggio. Le variabili campionate q e v_{cap} e le variabili derivate i_{mot} , P_{in} e P_{out} sono filtrate con un filtro low-pass Butterworth. Il filtraggio è applicato sia in direzione in avanti che indietro usando la funzione Matlab *filtfilt*, in questo modo evitando di aggiungere un *phase shift* al segnale. Infine, sfruttando l'Equazione (12), la potenza meccanica viene calcolata come:

$$P_{mech} = \dot{q} \hat{K}_t i_{mot} \quad (21)$$

ove \hat{K}_t è il valore stimato della costante coppia, \dot{q} e i_{mot} sono rispettivamente la velocità e la corrente filtrata del motore. Da ora in poi, essendo x una variabile generica, il suo valore sperimentale filtrato verrà denotato come x^e .

7. STIMA

Poiché il DM, MM e CM sono espressi in formule lineari nei parametri, tutti i parametri non noti possono essere identificati usando tecniche di regressione lineare. Il metodo proposto fa uso di minimi quadrati ordinari:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = ((\mathbf{W}^T \mathbf{W})^{-1} \mathbf{W}^T) \mathbf{Y} = \mathbf{W}^+ \mathbf{Y} \quad (22)$$

ove \mathbf{Y} è la Variabile Dipendente e $(\cdot)^+$ denota la Pseudo-inversa. Come mostrato in Figura 1, i parametri dinamici e la costante di coppia vengono identificati unitamente impiegando dati acquisiti durante la traiettoria di sollecitazione del DM, ottenuta con e senza un carico noto applicato allo spingitore. Il contributo della coppia dovuto alla massa nota del carico, m_{pay} , è ricavato considerando la quota sulla coppia del motore dovuta al contributo di una massa dello spingitore uguale al carico. Con una serie di passaggi, si ottiene la seguente equazione:

$$\tau_{pay} = f_{pay}(q, \dot{q}, \ddot{q}, m_{pay}) \quad \text{con} \quad f_{pay} = m_{pay}(\phi_{d,1} r^2 + \phi_{d,2} l^2 + \phi_{d,3} l + \phi_{d,4} l) \quad (23)$$

La quota di corrente del motore dovuta al carico, i_{pay} , è ottenuta dividendo semplicemente τ_{pay} per la costante di coppia K_t . Aggiungendo il contributo del carico al modello dinamico di Equazione (1), si ottiene la seguente relazione:

$$i_{mot} = \boldsymbol{\Phi}_{ld}(q, \dot{q}, \ddot{q}, m_{pay}) \boldsymbol{\theta}_{ld} \quad \text{con} \quad (24)$$

$$\boldsymbol{\Phi}_{ld}(q, \dot{q}, \ddot{q}, m_{pay}) = [\boldsymbol{\Phi}_d(q, \dot{q}, \ddot{q}), f_{pay}(q, \dot{q}, \ddot{q}, m_{pay})] \quad \text{e} \quad \boldsymbol{\theta}_{ld} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta}_d \\ 1/K_t \end{bmatrix}$$

dove $\boldsymbol{\Phi}_{ld}$ e $\boldsymbol{\theta}_{ld}$ sono la matrice di regressione e i parametri del modello a cui è applicato il carico m_{pay} . Sia i parametri dinamici che la costante di coppia sono poi identificati usando al seguente formula:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{ld} = [\mathbf{W}_{ld}(\mathbf{q}^e, \dot{\mathbf{q}}^e, \ddot{\mathbf{q}}^e, \mathbf{m}_{pay})]^+ \mathbf{i}_{mot}^e \quad (25)$$

dove \mathbf{q}^e , $\dot{\mathbf{q}}^e$, $\ddot{\mathbf{q}}^e$ e \mathbf{i}_{mot}^e sono i vettori di variabili sperimentali e \mathbf{m}_{pay} è il vettore della massa del carico, i cui elementi sono settati a zero quando il carico non viene montato. In modo simile, i parametri di motore e convertitore sono stimati impiegando le misure sperimentali ottenute durante le loro traiettorie di sollecitazione. Vengono usate le seguenti formule:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_m = [\mathbf{W}_m(\dot{\mathbf{q}}^e, \mathbf{i}_{mot}^e)]^+ (\mathbf{P}_{out}^e - \mathbf{P}_{mech}^e) \quad (26)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_c = [\mathbf{W}_c(\mathbf{i}_{mot}^e, \mathbf{v}_{cap}^e, \dot{\mathbf{v}}_{cap}^e)]^+ (\mathbf{P}_{in}^e - \mathbf{P}_{out}^e) \quad (27)$$

8. RISULTATI

I modelli identificati sono stati validati verificando la loro accuratezza di predizione su una traiettoria test diversa dalle altre impiegate durante il processo di identificazione (Figura 4). La traiettoria test è mostrata in Fig. 5. Durante queste traiettorie, realizzate senza alcun carico applicato, i valori predetti sono ottenuti utilizzando le seguenti formule:

$$P_{out}^p = f_{out}(q^e, \dot{q}^e, \ddot{q}^e, \hat{\boldsymbol{\theta}}_d, \hat{K}_t, \hat{\boldsymbol{\theta}}_m) \quad (28)$$

$$P_{in}^p = f_{in}(q^e, \dot{q}^e, \ddot{q}^e, v_{cap}^e, \dot{v}_{cap}^e, \hat{\boldsymbol{\theta}}_d, \hat{K}_t, \hat{\boldsymbol{\theta}}_m, \hat{\boldsymbol{\theta}}_c) \quad (29)$$

essendo $q^e, \dot{q}^e, \ddot{q}^e, v_{cap}^e$ e \dot{v}_{cap}^e i valori sperimentali e $\hat{\theta}_d, \hat{R}_t, \hat{\theta}_m, \hat{\theta}_c$ i parametri stimati. E' importante notare che, mentre l'energia in uscita del convertitore può essere determinata una volta note le variabili cinematiche, la formula della potenza in ingresso del convertitore dipende dal voltaggio del capacitore ed è derivata nel tempo. Pertanto, il modello in Equazione (29) non può essere usato per determinare pienamente l'energia in ingresso del convertitore data una certa traiettoria. Tuttavia, le perdite elettriche sia del motore, L_{mot} , che del convertitore, L_{con} , possono essere determinate impiegando le seguenti formule:

$$\begin{aligned} L_{mot}^p &= \hat{R}_{Cu} (i_{mot}^p)^2 + \hat{R}_{Fe} |\dot{q}^e|; \\ L_{con}^p &= \hat{R}_{sw} |i_{mot}^p| + \hat{R}_{off}; \text{ con} \\ i_{mot}^p &= \phi_d(q^e, \dot{q}^e, \ddot{q}^e) \hat{\theta}_d \end{aligned} \quad (30)$$

ove $q^e, \dot{q}^e, \ddot{q}^e$ sono le variabili cinematiche sperimentali e $\hat{\theta}_d, \hat{R}_{Cu}, \hat{R}_{Fe}, \hat{R}_{sw}, \hat{R}_{off}$ sono i parametri stimati. La Figura 5 mostra le potenze predette e sperimentali in ingresso ed in uscita durante la traiettoria di test, dove si evidenzia anche l'influenza delle perdite elettriche predette.

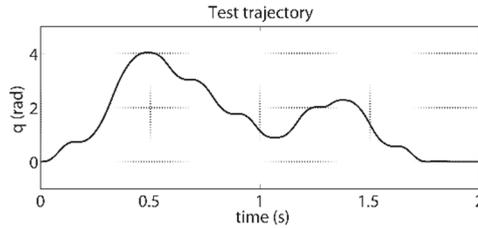


Figura 4. Traiettoria di test.

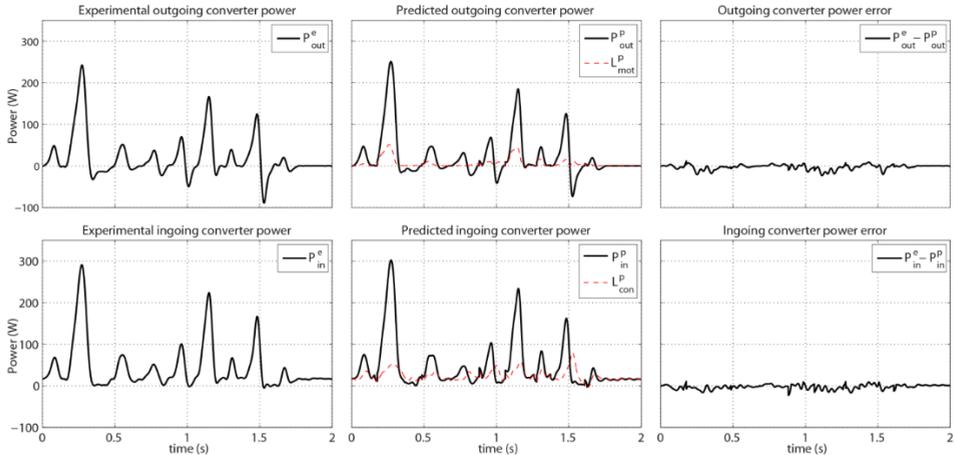


Figura 5. Potenze sperimentali, P_{in}^e e P_{out}^e , e predette, P_{in}^p e P_{out}^p , durante la traiettoria di test. Perdite predette nel motore, L_{mot}^p , e nel convertitore, L_{con}^p , (linea rossa a tratti).

9. CONCLUSIONI E LAVORI FUTURI

In questo lavoro, è stato proposto un nuovo metodo di identificazione per la valutazione del flusso di potenza di un servomeccanismo. Il punto di forza di questo nuovo metodo sta nella capacità di identificare i parametri dinamici di motore e convertitore, ottenibili mediante semplici e veloci esperimenti. Nonostante la semplicità della struttura lineare dei modelli identificati conduca ad un guadagno sostanziale della velocità computazionale, la capacità predittiva dei modelli derivati è eccellente. In pratica, i modelli proposti ed il metodo di identificazione possono essere impiegati come base per lo sviluppo di metodi di ottimizzazione energetica, che richiedono formulazioni affidabili e predittive delle perdite di potenza nel servomeccanismo. Lavori futuri riguarderanno la formulazione di un modello predittivo per il voltaggio del condensatore, e l'applicazione del metodo all'identificazione delle perdite energetiche in sistemi a più gradi di libertà, come ad esempio robot industriali.

Ringraziamenti

La ricerca che ha condotto a questi risultati ha ricevuto un finanziamento dal settimo Framework Program della Comunità Europea sotto accordo no. 609391 (*AREUS - Automation and Robotics for European Sustainable manufacturing*).

REFERENZE

- [1] E. Westkämper, 2014. "The Objectives of Manufacturing Development," in *Towards the Re-Industrialization of Europe*, Springer, pp. 23–37.
- [2] M. Pellicciari, G. Berselli, F. Balugani, D. Meike and F. Leali, 2013. "On designing optimal trajectories for servo-actuated mechanisms through highly detailed virtual prototypes," in *IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, pp. 1780–1785.
- [3] C. Hansen, J. Oltjen, D. Meike and T. Ortmaier, 2012. "Enhanced approach for energy-efficient trajectory generation of industrial robots" in *2012 IEEE Int. Conf. on Automation Science and Engineering (CASE)*, pp. 1–7.
- [4] D. Meike, M. Pellicciari and G. Berselli, 2013. "Energy Efficient Use of Multi-Robot Production Lines in the Automotive Industry: Detailed System Modeling and Optimization", *IEEE Transaction on Automation Science and Engineering (TASE)*, Vol. PP, Issue:99, pp. 1-12.
- [5] D. Meike, M. Pellicciari, G. Berselli, A. Vergnano, L. Ribickis, 2012. "Increasing the Energy Efficiency of Multi-Robot Production Lines in the Automotive Industry" in *IEEE Int. Conf. on Automation Science and Engineering (CASE)*, pp. 1–6.
- [6] B. K. Bose, 2002. *Modern Power Electronics and AC Drives*. Prentice Hall.
- [7] L. Ljung, 1999. *System Identification: theory for the user* (second edition). Prentice Hall.
- [8] W. Khalil and E. Dombre, 2004. *Modeling, Identification and Control of Robots*. Kogan Page Science.
- [9] J. Swevers, W. Verdonck and J. De Schutter, 2007. "Dynamic Model Identification for Industrial Robots," *IEEE Control Systems*, vol. 27, no. 5, pp. 58–71.
- [10] E. Oliva, G. Berselli and F. Pini, 2013. "Dynamic Identification of Industrial Robots from Low-Sampled Data," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 328, pp. 644–650.
- [11] J. Ha, R. Fung, K. Chen and S. Hsien, 2006. "Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 289, pp. 1019–1044.
- [12] N. Urasaki, T. Senjyu and K. Uezato, 2000. "Influence of all losses on permanent magnet synchronous motor drives," in *26th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON)*, pp. 1371–1376.

- [13] M. Tenerz, 2011. "Parameter Estimation in a Permanent Magnet Synchronous Motor," PhD thesis, Linköping.
- [14] M. G. Robet and M. Gautier, 2013. "Decoupled identification of electrical and mechanical parameters of synchronous motor-driven chain with an efficient CLOE method," in 2013 8th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), pp. 1780–1785.
- [15] M. Gautier and S. Briot, 2011. "New method for global identification of the joint drive gains of robots using a known payload mass," in 2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), pp. 3728–3733.
- [16] <http://www.irfigweb.it/MeetBOX.html> (accessed January 10, 2014).
- [17] J. G. Webster, 2003. *Electrical Measurement, Signal Processing, and Displays*. CRC Press.

INDICE DEGLI AUTORI

Andrisano Angelo Oreste	171, 183, 195, 219
Baldini Andrea	51
Bandini Claudia	21
Barbati Stefano	69
Bellavita Giuseppe	135
Berselli Giovanni	219
Bertocchi Enrico	51
Bonazzi Enrico	195
Boschi Giacomo	59
Campoli Tommaso	171
Carrabotta Roberto	99
Castagnetti Davide	135, 147
Cocconcelli Marco	123, 135
Conconi Michele	105
Dallari Federico	147
Dalpiaz Giorgio	59
Donati Lorenzo	21
Dragoni Eugenio	29, 83
Esdras Martinez Garcia Itamar	69
Gadaleta Michele	219
Gherardini Francesco	195
Giacopini Matteo	51
Gnilitskyi Iaroslav	13
Leali Francesco	195
Luczak Marcin	59
Mantovani Sara	51
Martini Alberto	99
Mazzotti Claudio	123
Meneghetti Umberto	1
Mucchi Emiliano	59, 69
Oliva Enrico	219
Orazi Leonardo	13
Parenti Castelli Vincenzo	105, 123
Pellicano Francesco	183
Pellicciari Marcello	171, 219
Peruzzini Margherita	171
Reggiani Barbara	21
Renzi Cristina	195
Rivola Alessandro	99
Rubini Riccardo	123, 135
Sanchez Sanchez Alejandro	69
Sancisi Nicola	123
Scirè Mammano Giovanni	83

Spaggiari Andrea	83
Strozzi Antonio	51
Strozzi Matteo	183
Tomesani Luca	21
Troncosi Marco	99

In questo volume è raccolta la maggior parte delle memorie presentate in occasione della “Nona Giornata di Studio Ettore Funaioli”, che si è svolta il 17 luglio 2015 presso la Scuola di Ingegneria e Architettura dell’Alma Mater Studiorum – Università di Bologna.

La Giornata è stata organizzata dagli ex allievi del Prof. Ettore 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>

