



DIN  
GMA

Quaderni di ricerca

**Ottava giornata di studio**  
**Ettore Funaioli**  
*18 luglio 2014*

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



SOCIETÀ EDITRICE  
**ESCULAPIO**

**Alm**  **DL**





# Quaderni del **DIN – GMA**

Atti di giornate di studio – 8

A cura di:

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

Coordinatore di redazione:

Alessandro Zanarini

**DIN**

Dipartimento di Ingegneria Industriale

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

**GMA**

Gruppo di Meccanica Applicata

[http://wpage.unina.it/dellaval/GMA/GMA\\_homeold.htm](http://wpage.unina.it/dellaval/GMA/GMA_homeold.htm)

**Accademia delle Scienze dell'Istituto di Bologna**

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

# **Ottava giornata di studio**

# **Ettore Funaioli**

*18 luglio 2014*

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

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

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

**ISBN 978-88-7488-871-9**

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

Stampa a richiesta eseguita da:



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

**[www.editrice-esculapio.com](http://www.editrice-esculapio.com)**

# INDICE

Prefazione

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

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



# ANALISI DINAMICA NUMERICO-SPERIMENTALE DI UNA MOTOSEGA

Andrea Tosini  
*Dipartimento di Ingegneria (EnDIF),  
Università degli Studi di Ferrara, Italia  
E-mail: andrea.tosini@unife.it*

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

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

**Abstract.** *Nell'ambito dell'analisi della durata a fatica di componenti meccanici la valutazione del danneggiamento mediante simulazioni numeriche si sta affiancando sempre più ai tradizionali approcci basati sulla costruzione di prototipi. Nel presente lavoro viene illustrata una metodologia di implementazione di un modello numerico che fa uso di simulazioni multibody e analisi agli elementi finiti per simulare il comportamento dinamico di una motosega. Il presente modello potrà essere utilizzato per minimizzare il danneggiamento a fatica del basamento della motosega e migliorarne le performance dinamiche. In particolare verranno affrontate le problematiche connesse alla realizzazione di un modello del propulsore aderente alla realtà sperimentale e la validazione del modello ad elementi finiti del basamento.*

**Keywords:** *analisi dinamica, multibody, modellazione a corpi flessibili.*

## 1. INTRODUZIONE

Oggigiorno nelle industrie, al fine di diminuire i costi di produzione, si è accentuata l'esigenza di progettare prodotti in tempi sempre più brevi, riducendo al minimo l'uso di prototipi. A seguito di questa tendenza, la valutazione del danneggiamento a fatica mediante tecniche numeriche si sta affiancando sempre più ai tradizionali approcci basati sull'utilizzo di prove sperimentali in laboratorio.

L'utilizzo di CAD moderni combinati con solutori agli elementi finiti e simulatori multibody permette di valutare velocemente l'efficacia di nuove soluzioni progettuali, senza ricorrere a fasi intermedie di prototipazione. La prova di laboratorio viene relegata solo a uno stadio finale dello sviluppo, quando le simulazioni hanno dato esito positivo sull'affidabilità del componente oggetto di studio [1].

In questo contesto si inserisce il presente lavoro, che descrive la realizzazione di un modello multibody di una motosega il cui chassis, realizzato in materiale polimerico, sarà in

futuro oggetto di modifiche strutturali per migliorarne la resistenza a fatica, nell'ottica di un restyling del prodotto. Verranno discusse le problematiche dell'implementazione di un modello che accoppia analisi multibody e analisi agli elementi finiti e verrà illustrato come le soluzioni adottate hanno permesso di implementare un modello numerico validato sperimentalmente dal punto di vista del comportamento dinamico dello chassis.

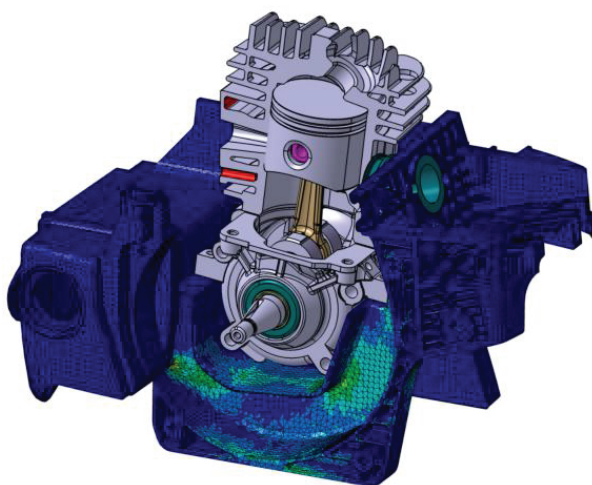
## 2. MODELLO MULTIBODY

Tipicamente le motoseghe sono dotate di uno chassis (nel seguito chiamato anche basamento) che ha la funzione di supporto per il motore e la barra di taglio, oltre a tutti gli altri accessori necessari al funzionamento della macchina. Nella motosega oggetto di studio il basamento è realizzato in poliammide rinforzata con fibra di vetro.

La macchina modellata (Fig.1) è equipaggiata con un motore due tempi di 52cc, in grado di erogare 2.3kW a 9000rpm. Nel modello, il motore è costituito esclusivamente da corpi rigidi ed è accoppiato a un modello a elementi finiti del basamento: le forze che si generano nel manovellismo si propagano al basamento flessibile, rendendo possibile studiare l'evoluzione di tensioni e deformazioni in funzione dell'angolo di manovella e del regime di rotazione. Il modello è stato realizzato in ambiente LMS Virtual.Lab Motion.

### Modellazione del manovellismo

Il manovellismo è stato schematizzato raggruppando in un unico corpo rigido le masse dotate di moto alterno: il pistone completo di fasce elastiche, lo spinotto e la gabbia a rulli del piede di biella. Un secondo corpo rigido contiene tutte le masse dotate di moto rotatorio, ovvero l'albero motore e il cuscinetto della testa di biella. Biella, volano e frizione centrifuga completa di campana costituiscono ulteriori tre corpi rigidi del sistema. Infine, un ulteriore corpo è costituito dall'assemblaggio di cilindro e carter pompa: il suo compito è quello di trasmettere al basamento le forze provenienti dal manovellismo, inoltre costituisce una considerevole massa che grava sullo chassis e di cui è necessario tenere conto per poter modellare in modo attendibile il comportamento dinamico dell'intero assemblato.



**Figura 1.** Modello multibody a corpi flessibili della motosega

La modellazione delle coppie cinematiche che connettono i vari membri ha richiesto un'attenta analisi per evitare che l'eventuale presenza di gradi di libertà ridondanti nel meccanismo generassero un meccanismo la cui legge di moto non corrisponde alla realtà. A tal fine sono state utilizzate due revolute joint per connettere la biella all'albero e al pistone e un planar joint per modellare l'accoppiamento pistone-cilindro. L'assemblaggio del volano e della frizione con l'albero motore è stato realizzato attraverso bracket joints.

Menzione particolare meritano i cuscinetti di banco: essendo cuscinetti a sfere rendono iperstatico l'albero e una loro schematizzazione attraverso revolute joint renderebbe sovravincolato il modello, costringendo il solutore multibody a disattivare in automatico uno dei due. Così facendo però le forze provenienti dal manovellismo si scaricherebbero su un solo supporto del blocco motore rendendo la distribuzione delle forze sul basamento diversa dal comportamento reale. Per aggirare il problema si è scelto di adottare dei bushing elements, e modellare le coppie cinematiche in corrispondenza dei cuscinetti con elementi dotati di una propria cedevolezza, in grado di applicare forze elastiche e smorzamenti viscosi fra albero e blocco motore.

Le forze elastiche applicate da ogni bushing dipendono dalla rigidità dei corrispondenti cuscinetti. Avendo a disposizione le caratteristiche geometriche dei cuscinetti è stato possibile stimare la loro rigidità radiale attraverso una simulazione agli elementi finiti. Applicando un carico noto alla ralla interna di ogni cuscinetto di banco in direzione radiale e misurandone lo schiacciamento è possibile stimare la rigidità dal rapporto forza/schiacciamento. Vista la semplicità costruttiva del propulsore, ci si è limitati a ricercare un valore medio di rigidità per ogni cuscinetto. In particolare per ognuno di essi si sono considerate due posizioni estreme:

- i) sfera perpendicolare al carico (Fig.2a)
- ii) vuoto perpendicolare al carico (Fig.2b).

Dal rapporto forza/schiacciamento dell'anello interno sono stati ricavati due valori diversi di rigidità, la cui media è stata usata come valore di rigidità radiale all'interno della simulazione.

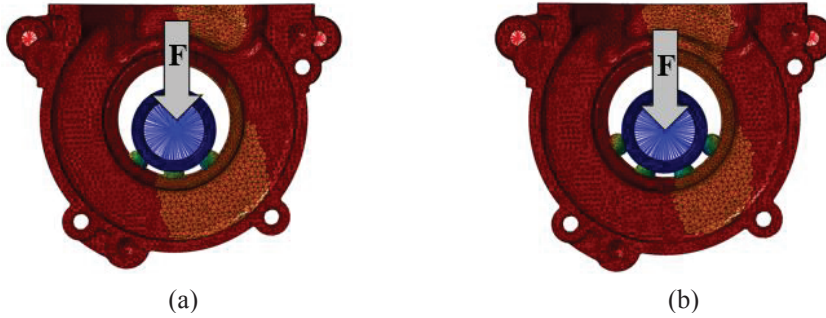
Le forzanti in ingresso al modello sono la forza generata dalla combustione e una coppia resistente applicata all'albero motore. La forza agente sul cielo del pistone è nota da campagne sperimentali del costruttore che ha misurato la pressione in camera di combustione e nella camera di manovella in funzione dell'angolo di rotazione (Fig.3).

Trattandosi di un motore due tempi, che quindi aspira e comprime parzialmente la miscela aria-carburante nel carter, è necessario conoscere anche la pressione che si sviluppa nella camera di manovella e tenerne conto quando si calcola la risultante delle forze sul pistone: la forza risultante si ottiene a partire dalla somma vettoriale delle forze generate dalle pressioni sopra e sotto il cielo del pistone. Nel modello sviluppato, è stato possibile ricavare tale forza in funzione dell'angolo di manovella e del regime di rotazione del motore da 7000rpm a 9000rpm.

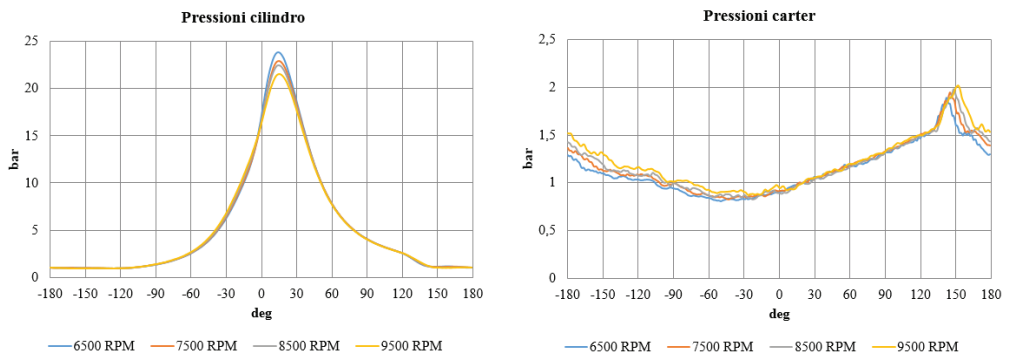
### **Modellazione delle dissipazioni per attrito e per pompaggio**

In condizioni di funzionamento reali il motore è sottoposto ad azioni frenanti quali la forza di attrito fra i vari membri e le perdite per pompaggio, ma il modello fino ad ora descritto ancora non contempla nessuna di queste dissipazioni.

Per fare in modo che il comportamento del modello sia comparabile al comportamento del motore reale è necessario introdurre queste dissipazioni di energia. Tuttavia, benché diversi lavori presenti in letteratura riguardo modelli multibody di motori a combustione interna affrontino l'argomento [2-3], l'interesse è stato rivolto soprattutto a motori quattro tempi per



**Figura 2.** Stima della rigidezza dei cuscinetti di banco: (a) sfera perpendicolare al carico, (b) vuoto perpendicolare al carico



**Figura 3.** Pressioni misurate in camera di combustione e nel carter (la posizione a  $0^\circ$  corrisponde al punto morto superiore)

autotrazione o due tempi diesel per applicazioni navali [4]. La maggioranza dei lavori poi, è concentrata alla modellazione tribologica delle coppie cinematiche, in particolare nell'accoppiamento pistone-cilindro visto che è la zona in cui si concentrano la maggioranza delle perdite per attrito[5-7].

Nel presente lavoro invece, si è preferita seguire una metodologia semplificata, scegliendo di inglobare tutte le dissipazioni in una coppia concentrata a un'estremità dell'albero motore. È doveroso sottolineare che questo modo di procedere funziona bene solo quando il meccanismo viene modellato interamente con corpi rigidi, non fornisce però risultati affidabili quando si introduce la flessibilità di un componente del manovellismo.

Scegliendo opportunamente la coppia resistente si può regolare la velocità di rotazione del motore simulato al regime desiderato fra 7000 e 9000rpm, e l'andamento della velocità angolare della manovella è confrontabile con ottima approssimazione con quella sperimentale.

Diverse strategie possono essere seguite per impostare la coppia resistente: la più semplice, quella di imporre un opportuno valore costante nel tempo, permette di simulare il motore in regime costante attorno la velocità media ma generalmente, con questa strategia, si osserva che le oscillazioni della velocità angolare attorno al valore medio sono diverse da

quelle misurate al banco prova. Poiché il nostro interesse era quello di sviluppare un modello in cui le variazioni di velocità angolare attorno alla velocità media fossero confrontabili con quelle del motore reale, si è scelto di modellare l'andamento della coppia resistente in funzione dell'angolo di manovella, ottenendo le distribuzioni di Fig.4.

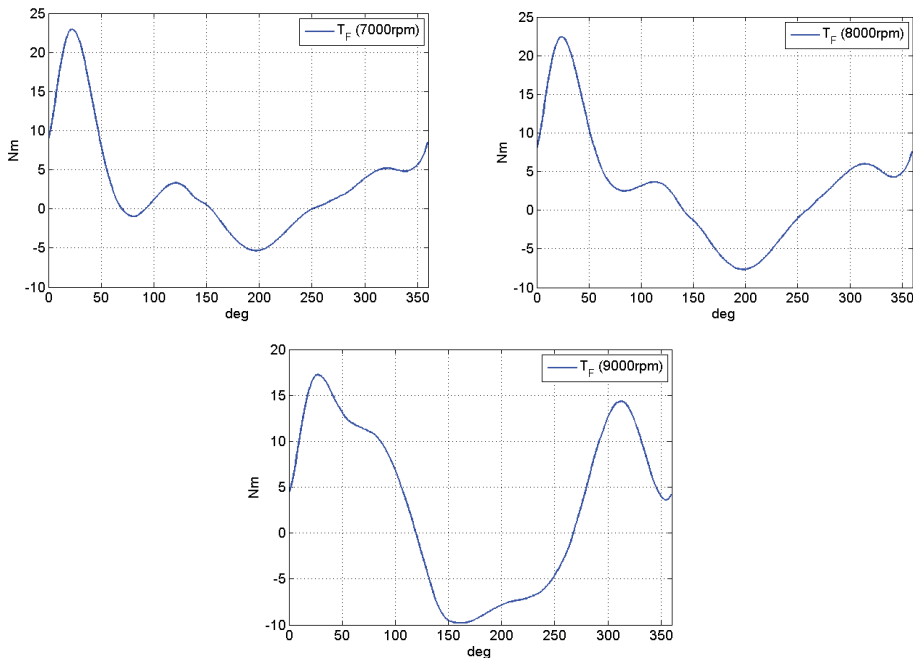
Si può risalire agevolmente alla formulazione della coppia resistente da un bilancio delle coppie applicate alla manovella [8]. Definito  $\theta$  l'angolo percorso dall'albero motore dal punto morto superiore,  $r$  il raggio di manovella e  $l$  la lunghezza della biella, il coefficiente di velocità del manovellismo è definito come:

$$rK(\theta) = r \left( \sin \theta + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\theta \right) \quad (1)$$

La coppia generata dalla combustione dei gas è immediatamente ricavabile dalla pressione misurata sperimentalmente  $P_{gas}(\theta)$  e dalla superficie del cielo del pistone  $A_{pist}$ :

$$T_{gas} = rK(\theta)P_{gas}(\theta)A_{pist} \quad (2)$$

La biella può essere sostituita da un sistema di due masse dinamicamente equivalente concentrate nella testa e nel piede. Indicando con  $m_{alt}$  la somma di tutte le masse dotate di moto alterno, la coppia ridotta all'albero causata dalla loro inerzia è calcolabile come:



**Figura 4.** Coppia resistente in funzione dell'angolo di manovella per ogni regime preso in considerazione

$$T_{INalt} = rK \left[ m_{alt} r \left( K\dot{\omega} + \omega^2 \frac{dK}{d\theta} \right) \right] \quad (3)$$

Chiamato  $I$  il momento di inerzia delle masse rotanti, la coppia generata dalla loro inerzia è esprimibile come:

$$T_{INrot} = I\dot{\omega} \quad (4)$$

Le ultime coppie che intervengono nel bilancio sono la coppia frenante applicata dal banco freno  $T_{brake}$  e la coppia ridotta all'albero causata da tutti gli attriti interni del motore  $T_{friction}(\theta)$ .

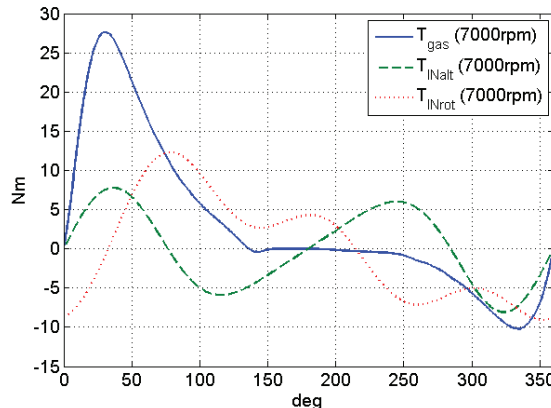
La coppia resistente che agisce sul motore è data dalla risultante della coppia applicata dal freno e quella causata dagli attriti. Chiamando la risultante  $T_F(\theta)$ , attraverso un bilancio di tutte le coppie in gioco si riesce a risalire alla sua formulazione in funzione dell'angolo di manovella:

$$T_F(\theta) = T_{friction}(\theta) + T_{brake} = T_{gas}(\theta) - T_{INalt}(\theta) - T_{INrot}(\theta) \quad (5)$$

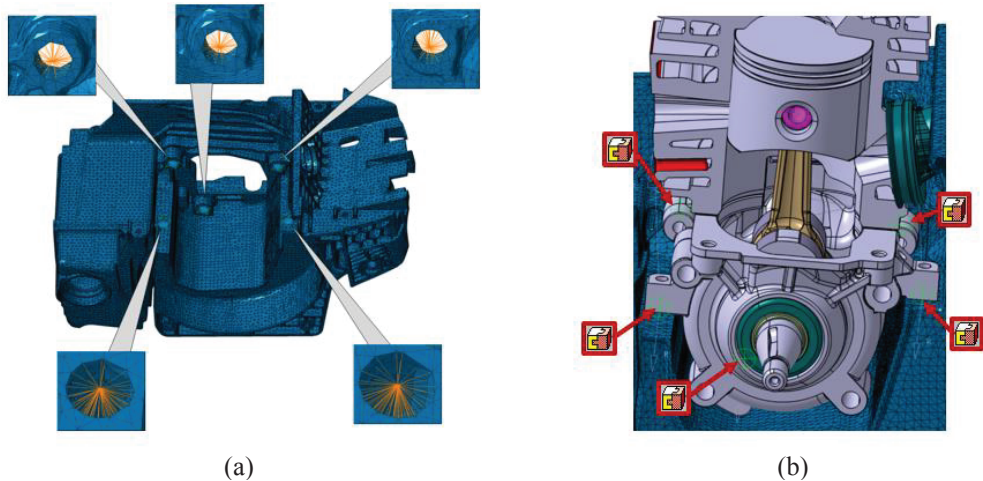
L'andamento di ognuna delle coppie che interviene nel bilancio è riportato in Fig.5, prendendo in considerazione il regime di 7000 giri/min.

### Introduzione della flessibilità del basamento nel modello multibody

L'analisi della flessibilità nel basamento è stata realizzata attraverso l'analisi di Craig-Bampton. Il basamento plastico è stato dapprima discretizzato con elementi tetraedrici lineari per poter eseguire l'analisi ad elementi finiti (FE). L'accoppiamento del modello agli elementi finiti con il modello a corpi rigidi del motore è stato eseguito inserendo elementi rigidi (Nastran RBE2, evidenziati in Fig.6a) nelle zone in cui il blocco si avvita al basamento, inoltre altre interfacce sono state inserite nelle zone di ancoraggio delle molle fra il basamento e il manico che viene impugnato dall'operatore.



**Figura 5.** Distribuzioni delle coppie che intervengono nel calcolo della coppia frenante del modello



**Figura 6.** Zone di interfaccia fra il basamento flessibile e il modello a corpi rigidi del motore. (a) elementi Nastran RBE2, (b) bracket joints

Nei software multibody è possibile creare interfacce fra corpi diversi attraverso la definizione di vincoli cinematici che collegano i vari corpi. I vincoli scelti per la modellazione sono bracket joint per le zone di ancoraggio con il blocco motore, in quanto sono adatti per modellare il collegamento rigido che le viti creano con il basamento (Fig.6b).

Le molle che connettono basamento e manico invece sono state modellate con elementi bushing e quindi non necessitano di ulteriori vincoli cinematici.

Gli elementi bushing che modellano le molle necessitano della definizione della rigidità in tutte e tre le direzioni spaziali ma, usualmente, per molle elicoidali è nota solo la rigidità a trazione della molla. Il limite è stato superato impostando un'analisi agli elementi finiti simile a quella descritta per i cuscinetti di banco anche per le molle, imponendo a una estremità un carico di taglio e misurando lo spostamento della spira caricata. Ripetendo il procedimento per tutte e tre le direzioni spaziali si sono potute stimare con attendibilità i valori di rigidità da inserire nei bushing elements corrispondenti.

Inoltre, dal momento che l'elemento bushing di Virtual.Lab supporta anche la definizione di smorzamenti viscosi, si è introdotto anche un coefficiente di smorzamento per ogni molla, valutato in modo iterativo fino alla convergenza con i risultati dei rilievi accelerometrici sperimentali ricavati al banco prova.

### 3. VALIDAZIONE SPERIMENTALE DEL MODELLO

Il modello multibody descritto è stato oggetto di validazione sperimentale sia per quanto riguarda la modellazione del motore, sia per l'analisi FE del basamento flessibile.

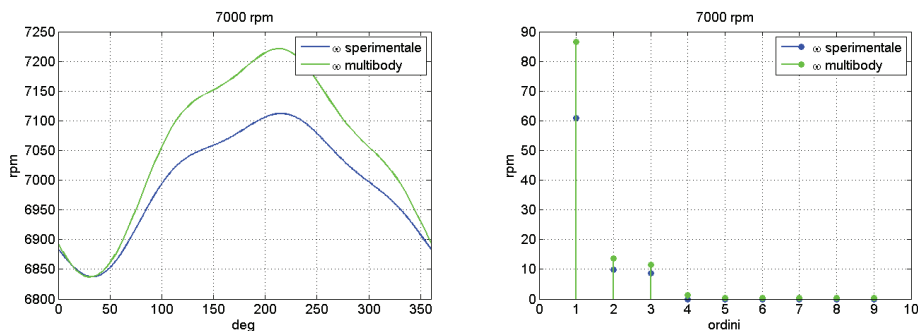
#### Validazione della velocità angolare

La velocità angolare misurata all'uscita dell'albero motore del modello fino qui descritto è stata confrontata con quella misurata sperimentalmente al banco prova impiegando un encoder magnetico a 360 impulsi/giro.

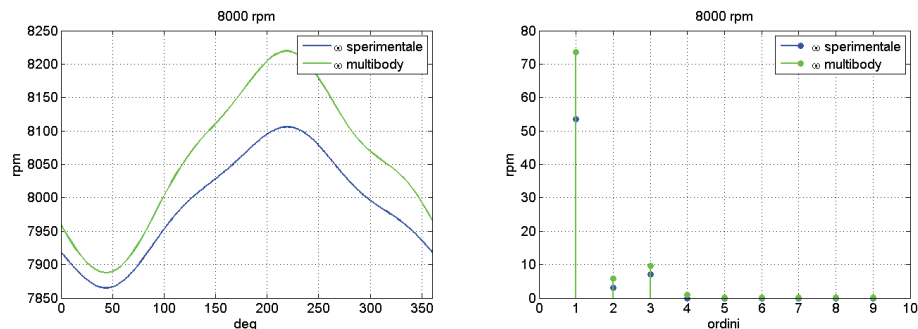


Il confronto è stato fatto operando una media sincrona sul segnale acquisito dall'encoder per minimizzare la componente random della misurazione. L'applicazione di un filtro passa-basso fino alla terza armonica ha permesso di regolarizzare la distribuzione della velocità angolare eliminando componenti spurie causate da vibrazioni torsionali a alta frequenza.

I grafici seguenti (Fig.7-9) riportano il confronto nel dominio degli angoli e nel dominio degli ordini fra l'andamento della velocità angolare prevista dal modello multibody e quella rilevata sperimentalmente a diversi regimi. Le differenze fra le curve sono imputabili all'intervento del controllo attivo operato dal banco freno per mantenere costante la velocità angolare: nel modello sviluppato invece l'azione del freno è stata modellata come una coppia frenante costante nel tempo. In generale è comunque possibile affermare che i risultati numerici hanno un buon riscontro rispetto a quelli sperimentali.

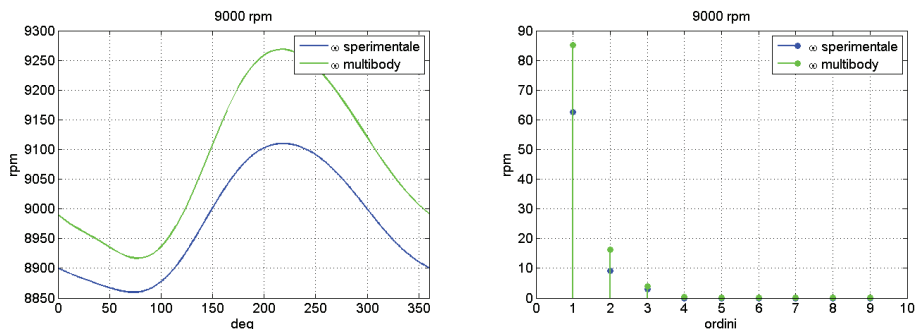


**Figura 7.** Confronto fra la velocità angolare sperimentale e quella prevista dal modello.  
Regime di 7000rpm



**Figura 8.** Confronto fra la velocità angolare sperimentale e quella prevista dal modello.  
Regime di 8000rpm





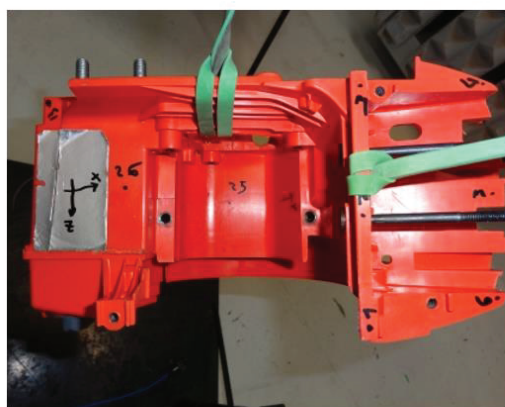
**Figura 9.** Confronto fra la velocità angolare sperimentale e quella prevista dal modello. Regime di 9000rpm

### Correlazione numerico-sperimentale del modello flessibile del basamento

Poiché l'analisi di Craig-Bampton adottata dal codice multibody si basa sulla determinazione delle matrici modali del modello FE, si è ritenuto opportuno validare le deformate modali del basamento attraverso l'analisi modale sperimentale.

Il controllo è stato fatto sulle frequenze naturali stimate dal modello agli elementi finiti e sulle forma modale corrispondente a ogni frequenza naturale. Si è ritenuto sufficiente considerare solo le prime 3 frequenze naturali perché, da test accelerometrici effettuati sul basamento della macchina in condizioni di funzionamento, sono risultate essere le frequenze maggiormente eccitate dal motore. L'analisi è stata effettuata sul solo basamento (Fig.10a), senza la presenza del motore e di altri accessori della motosega, mantenendolo in condizioni libere e utilizzando un martello strumentato (PCB 086D05) e un accelerometro triassiale (PCB 356B21).

Il Modal Assurance Criterion (MAC) è stato utilizzato per correlare le deformate modali sperimentali con le deformate del modello agli elementi finiti corrispondente e, come si vede dalla matrice in Fig.10b, i valori ottenuti sulla diagonale sono prossimi a 1, indice che le prime tre deformate modali previste dal modello numerico sono molto simili a quelle reali.



(a)

Id 4-575,3 Hz	0,04	0,05	0,79
Id 2-241,0 Hz	0,01	0,81	0,00
Id 1-178,2 Hz	0,83	0,00	0,01
	Id 1-185,8 Hz	Id 2-267,5 Hz	Id 3-584,7 Hz
Modi numerici	Modi sperimentali		

(b)

**Figura 10.** (a) basamento sospeso in condizioni libere, (b) matrice del MAC

L'analisi modale sperimentale inoltre, ha permesso anche di risalire agli smorzamenti modali del basamento: i valori ottenuti, inseriti nella analisi di Craig-Bampton, sono necessari per ottenere tensioni e deformazioni accurate dello chassis.

### Misure accelerometriche sul basamento

Una campagna sperimentale è stata condotta anche sulle accelerazioni sperimentate dal basamento durante il funzionamento mantenendo un'accelerazione costante del motore da 6000 a 10000 giri/min.

Scopo delle misure era di quantificare il livello di filtraggio operato dalle molle che sostengono il manico dell'utilizzatore e risalire allo smorzamento della sospensione per poterlo implementare nel codice multibody.

La macchina è stata preparata al banco freno e equipaggiata con accelerometri monoassiali e triassiali (dello stesso tipo utilizzato per l'analisi modale sperimentale) in diversi punti del basamento e dell'impugnatura del manico (Fig.11).

Due accelerometri triassiali sono stati posizionati sul basamento e sul manico in prossimità del serbatoio olio, nella zona anteriore della macchina, misurando l'efficacia di filtraggio della molla a cui si aggancia il manico in quel punto. Due accelerometri monoassiali invece sono stati posizionati a monte e a valle della molla di sostegno nella zona laterale della motosega, permettendo così di avere una panoramica delle accelerazioni a cui è sottoposto lo chassis.

I valori RMS di accelerazione acquisiti in prove a regime costante sono stati utili per calibrare rigidità e smorzamento degli elementi bushing che schematizzano le molle di sostegno del manico nel modello multibody.

### Conclusioni

Nel presente lavoro è stata presentata una metodologia di modellazione multibody di una motosega con motore a combustione interna il cui chassis è stato modellato come un elemento flessibile di cui si vuole studiare l'evoluzione nel tempo di deformazioni e tensioni.

Il modello presentava delle criticità di implementazione e una larga parte del lavoro è stata dedicata alla descrizione di una metodologia semplificata per modellare gli attriti interni del motore attraverso una coppia concentrata sulla manovella che tiene conto di tutte le resistenze presenti nel motore (frenatura del banco di prova, attrito fra pistone e cilindro, dissipazioni di energia per pompaggio, ecc...)

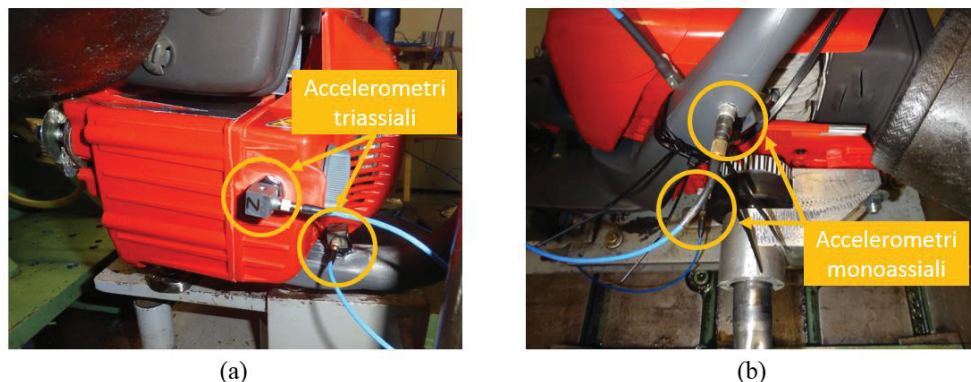


Figura 11. Posizioni degli accelerometri sul basamento

La validazione sperimentale del modello ha interessato più aspetti: è stata condotta una verifica della distribuzione di velocità angolare dell'albero motore in funzione dell'angolo di manovella prevista dal modello con quella misurata con un encoder magnetico, sono state condotte misure di accelerazione del basamento e comparazioni delle deformate modali previste dal modello numerico con quelle sperimentali.

Le previsioni del modello si sono sempre attestate in linea con le misurazioni sperimentali, con margini di errori contenuti.

Il modello risulta essere affidabile per successive analisi di tensioni e deformazioni e per prevedere eventuali modifiche da apportare alla geometria nell'ottica di ottimizzare la durata a fatica del basamento.

## REFERENCES

- [1] Ambrogi, F., Braccesi, C., and Cianetti, F., 2001. "Analisi di affidabilità di un componente meccanico". *XXX Convegno Nazionale AIAS*.
- [2] Drapal, L., Novotny, P., Pistek, V., and Beran, M., 2012. "Cranktrain dynamics simulation". *Journal of Automobile Engineering*, **7**(4), December, pp. 26–34.
- [3] Perera, M., Theodossiades, S., and Rahnejat, H., 2010. "Elasto-multi-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions". *Proc. IMechE part K: Multi-body Dynamics*, **224**, March, pp. 261–277.
- [4] Jiménez Espadafor, F.J., et al., 2014. "Measurement and analysis of instantaneous torque and angular velocity variations of a low speed two stroke diesel engine". *Mech. Syst. Signal Process.*, **49**(1-2), December, pp. 135–153.
- [5] Sutaria, B.M., Bhatt, D.V., and Mistry, K.N., 2009. "Simulation and modelling of friction force and oil film thickness in piston ring-cylinder liner assembly of an I.C. engine". *Proceedings of the World Congress on Engineering*, **2**, July.
- [6] In book, Heywood, J.B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, Chap. 13, pp. 729–734.
- [7] Ma, Z., Henein, N.A., and Bryzik, W., 2006. "A model for wear and friction in cylinder liners and piston rings". *Tribology Transactions*, **49**(3), pp. 315-327.
- [8] Rezek, S.F., and Henein, N.A., 1984. "A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines". *SAE Technical Paper*.



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



---

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

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

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

<http://almadl.unibo.it>

---

**AlmaDL**

ISBN 978-88-7488-871-9



ISBN 978-88-7488-871-9