

SESSIONE B DINAMICA
------------------------

**ANALISI DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI UNA LAMELLA PER  
MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA DUE TEMPI**

*R. Baudille, M.E. Biancolini*

Dip. Ingegneria Meccanica Università di Roma Tor Vergata  
Via di Tor Vergata, 110 – 00133 ROMA  
e-mail biancolini@ing.uniroma2.it

PAROLE CHIAVE: Valvola a lamella, contatto, dinamica

**SOMMARIO**

Il comportamento dinamico di una valvola a lamella influenza profondamente il comportamento del motore al variare del numero di giri. In questo lavoro ci si propone di studiare il problema dinamico dell'apertura della valvola a lamella. Dopo aver verificato con analisi modali e statiche effettuate con un modello FEM ad elementi piastra l'applicabilità della teoria della trave, si è sviluppato un modello numerico in linguaggio FORTRAN basato sulla tecnica degli elementi finiti valido per analisi statiche e dinamiche, in grado di considerare le non linearità dovute alla presenza dei fine corsa. La correttezza del modello è stata verificata in primo luogo mediante un confronto dei risultati numerici e teorici ottenuti nel caso lineare e quindi confrontando la risposta dinamica calcolata con quella misurata per un caso pratico.

**ABSTRACT**

Reed valve dynamic plays a crucial role in the efficiency of a two stroke engine because interaction with pulsating flow causes a strong dependence of valve flow with RPM. In this work dynamic behaviour of a reed valve is investigated. After a preliminary set of FEM analyses to establish the proper level of detail, i.e. to chose between shell or beam theory, a numerical tool developed in FORTRAN language is presented, suitable for static and dynamic analyses accounting for stop plates contact non linearity. Correctness and effectiveness of proposed model was first checked for linear case by direct comparison with theoretic results and then by a practical application, forcing the reed valve with actual pressure histories and comparing predicted lift with actual lift measurements.

## 1. INTRODUZIONE

Le valvole automatiche a lamella trovano molteplici applicazioni. Nella letteratura esaminata sono stati reperiti numerosi articoli sulle lamelle utilizzate per il ricambio della carica nei MCI a due tempi. In [1] si riporta un'analisi di tipo teorico sperimentale nella quale la lamella viene modellata utilizzando la teoria della piastra, e ricorrendo all'ipotesi di flusso monodimensionale, viene inoltre considerata l'ipotesi quasi stazionaria per valutare i gradienti di pressione lungo l'asse della lamella. Nel lavoro [2] si riporta un'analisi CFD molto dettagliata in cui il moto della lamella viene accoppiato alla fluidodinamica, modellando la lamella come una trave. Nel riferimento [3] viene riportata l'analisi della dinamica di un compressore con tecnica *filling-emptying* modellando la lamella con la teoria della trave ed il metodo della sovrapposizione modale; l'effetto dei contatti di fine corsa viene considerato in questo lavoro cambiando il tipo di forma modale. Negli articoli [4] e [5] viene riportata l'analisi di una pompa a membrana, in [4] viene utilizzato un approccio a parametri concentrati, assimilando la lamella ad una molla, in [5] viene effettuata un'analisi accoppiata fluido struttura per calcolare direttamente una funzione di trasferimento in termini di pressione e portata.

In questo lavoro si propone un modello numerico interamente sviluppato dagli autori in ambiente FORTRAN adatto a risolvere il problema dell'equilibrio elastico dinamico in presenza di non linearità quali quelle introdotte dai vincoli superiori ed inferiori della lamella. In tale modello si considera la lamella come una trave monodimensionale con possibilità di movimento nel piano tra il vincolo inferiore e quello superiore. Tale codice si basa su un modello FEM con elementi trave di Eulero, che tiene conto dei vincoli di fine corsa rappresentati da letti di molle i quali introducono una non linearità, che viene gestita dal programma di calcolo durante la soluzione.

Il modello è stato sviluppato partendo dal caso statico lineare, nel quale sono stati successivamente introdotti i vincoli rendendolo quindi non lineare. Successivamente si è passati al caso dinamico lineare per arrivare infine al caso dinamico non lineare.

La geometria studiata è riportata in figura 1, nella quale si può osservare la presenza dei fine corsa: a valvola chiusa la lamella garantisce la tenuta essendo premuta contro la piastra inclinata del pacco lamellare, all'interno della quale è ricavata la luce di ammissione controllata dalla valvola; a valvola aperta le deformazioni della lamella sono limitate da una piastra di arresto con curvatura costante ed assegnata.

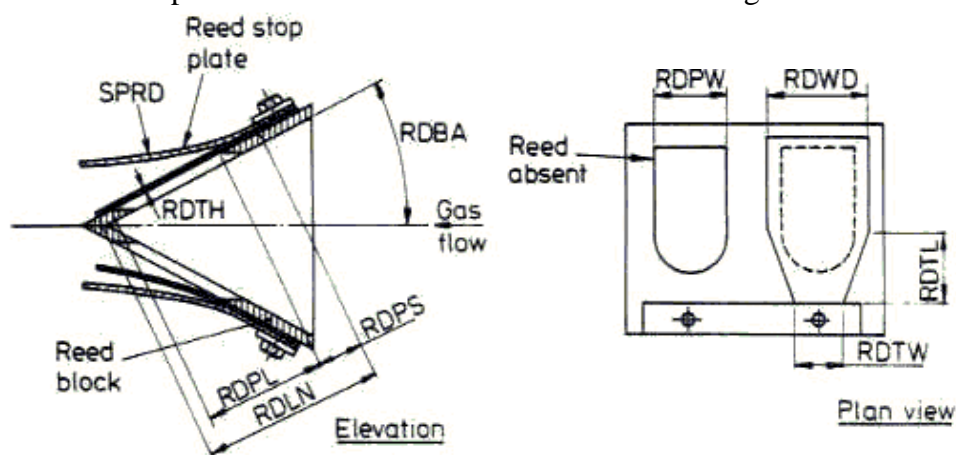


Figura 1: Geometria della valvola a lamelle.

Per valutare l'applicabilità del modello proposto è stato sviluppato un esempio di calcolo relativo ad una geometria esistente il cui comportamento dinamico è riportato nel riferimento [6]. In questo lavoro sono presentate le misure di pressione istantanea a monte e a valle della valvola a lamelle e dell'alzata istantanea dell'estremo della

lamella. Utilizzando la differenza di pressione come forzante, è possibile prevedere il moto della lamella con il codice di calcolo proposto e confrontare le curve sperimentali del moto dell'apice con le curve numeriche.

Il modello di calcolo così tarato diventa un prezioso strumento per la progettazione del motore a due tempi perché può essere accoppiato ad un codice di simulazione monodimensionale [7] dell'intero motore due tempi, per prevederne le prestazioni, ed ad un codice di calcolo fluidodinamico bidimensionale per progettare nel dettaglio la geometria del pacco lamellare. Le grandezze mutuamente scambiate sono le pressioni monte valle calcolate dalla simulazione fluidodinamica che eccitano il sistema meccanico e l'alzata della lamella che produce una variazione della sezione fluidodinamica responsabile dei flussi monte valle stessi. Il vantaggio di tale simulazione integrata è dato dal poter progettare la lamella valutandone direttamente gli effetti sulle prestazioni globali del motore.

## 2. MODELLO STATICO

Nel modello statico si cerca la soluzione del problema elastico statico, in assenza quindi delle forze di inerzia e delle forze smorzanti.

Per valutare il grado di dettaglio necessario a risolvere il problema della lamella sono stati preparati due modelli FEM, discretizzando in un caso la lamella mediante elementi SHELL nell'altro con elementi trave, comprensivi della deformabilità a taglio; i calcoli sono stati effettuati con il solutore lineare MSC/Nastran 70.5 e sono stati confrontati con i risultati teorici relativi alla trave di Eulero.

Per riprodurre accuratamente il campo di spostamenti sono state utilizzate 20 divisioni sul modello BEAM e 20 x 20 divisioni nel modello SHELL, i modelli sono riportati nella figura 2, rappresentando l'effettivo ingombro della sezione retta.

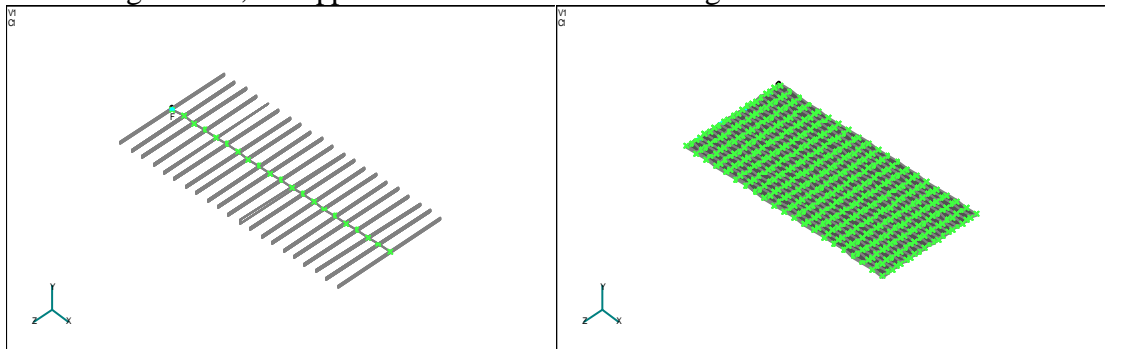


Figura 2 : modelli FEM della valvola a lamelle.

Nella tabella 1 sono riportati i valori ottenuti con l'analisi FEM basata sulla trave di Timoshenko e con l'analisi FEM ad elementi SHELL, avendo in quest'ultimo caso riportato il valor medio per i nodi sull'estremo.

	Eulero	FEM BEAM	FEM SHELL
Freccia (mm)	5.808	5.921	5.656
Rotazione (rad)	0.273	0.2779	0.2684

Tabella 1: Abbassamento e rotazione dell'estremo della lamella soggetta ad una pressione di 10000 Pa.

Considerando sufficiente l'approssimazione ottenuta con la teoria della trave è stato sviluppato un programma di calcolo basato sul metodo degli elementi finiti secondo la trave di Eulero dividendo la lamella in un numero finito di nodi ed elementi. Il

problema dunque si riduce al calcolo della matrice di rigidezza della trave  $[K]$  ed a risolvere il sistema lineare  $\{f\}=[K]\{x\}$ , cioè  $\{x\}=[K]^{-1}\{f\}$  dove  $\{f\}$  è il vettore delle forze e  $\{x\}$  quello degli spostamenti. Il sistema ha dimensione pari al numero di gradi di libertà del problema (d.o.f.) che in questo caso risulta essere pari a due volte il numero dei nodi, dato che in ogni nodo è consentita la traslazione verticale  $y$  e la rotazione nel piano  $f$ .

## 2.1 Caso lineare

Il modello statico lineare si limita a risolvere

$$\{x\}=[K]^{-1}\{f\} \quad (1)$$

per una trave incastrata ad una estremità. Data l'assenza dei vincoli di fine corsa, la matrice  $[K]$  comprende solo la rigidezza della trave. Come forze esterne è stato preso un carico uniforme lungo la lamella, pari a  $q=p*\text{prof}$  dove  $\text{prof}$  è la profondità trasversale della lamella e  $p$  è la pressione che si pensa applicata ad una faccia della lamella (o il  $Dp$  tra le due facce della lamella). Questa fase è stata necessaria a validare il codice FEM sviluppato, tramite un confronto con i risultati analitici.

Le dimensioni geometriche e le caratteristiche dei materiali della lamella utilizzata sono riportate nella tabella 2 e saranno utilizzate invariate per tutto il resto della trattazione.

Lunghezza L	28.4 mm
Profondità w	13.5 mm
Spessore h	0.2 mm
Densità $\rho$	8100 kg/m <sup>3</sup>
Modulo di Young E	20.6E+10 Pa
Smorzamento Strutturale $\zeta$	0.025

Tabella 2: Parametri caratteristici della lamella studiata.

Per la geometria esaminata e per una carico di 20000 Pa si è confrontata la soluzione numerica con la soluzione teorica utilizzando rispettivamente 10, 50 e 100 elementi finiti, i risultati sono riportati in tabella 3.

	y	f	errore su y	errore su f
<b>Teorico</b>	1.1842E-02	-5.5598E-01	0.000%	0.000%
<b>FEM 10 el</b>	1.1882E-02	-5.5876E-01	0.335%	0.500%
<b>FEM 50 el</b>	1.1844E-02	-5.5609E-01	0.014%	0.020%
<b>FEM 100 el</b>	1.1843E-02	-5.5601E-01	0.006%	0.006%

Tabella 3: Abbassamento e rotazione dell'estremo della lamella.

Si nota come l'errore commesso sia veramente irrisorio, e come una risoluzione di 10 elementi dia già ottimi risultati.

## 2.2 Caso non lineare

Nel modello non lineare si tiene conto dei vincoli superiori ed inferiori introducendo dei letti di molle di rigidezza appropriata che intervengono nella matrice di rigidezza globale del sistema che si può dunque pensare scomposta in due contributi:

$$[K_{\text{tot}}]=[K_{\text{lin}}]+[K_{\text{nonlin}}(y)] \quad (2)$$

Si noti come il secondo contributo sia dipendente dalla deformata della lamella, che a seconda che entri in contatto con i vincoli o meno, fa nascere una risposta elastica del

vincolo interessato. I vincoli della lamella sono essenzialmente due fine corsa: il primo è piano ed è posto orizzontalmente lungo quota zero, il secondo è curvo, normalmente ad arco di circonferenza o parabola, con tangente orizzontale nell'origine. Nella figura 3 sono rappresentati i due vincoli, quello superiore è in questo caso ad arco di circonferenza con un raggio di 58 mm, e la lamella a cui è applicata una pressione di 5000 Pa sulla faccia inferiore.

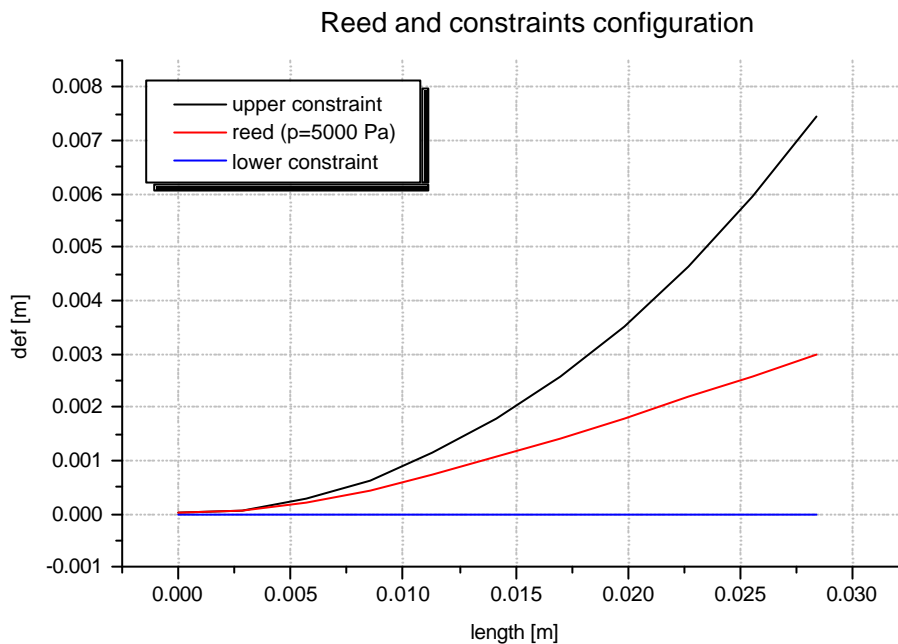


Figura 3: lamella e configurazione dei vincoli di fine corsa

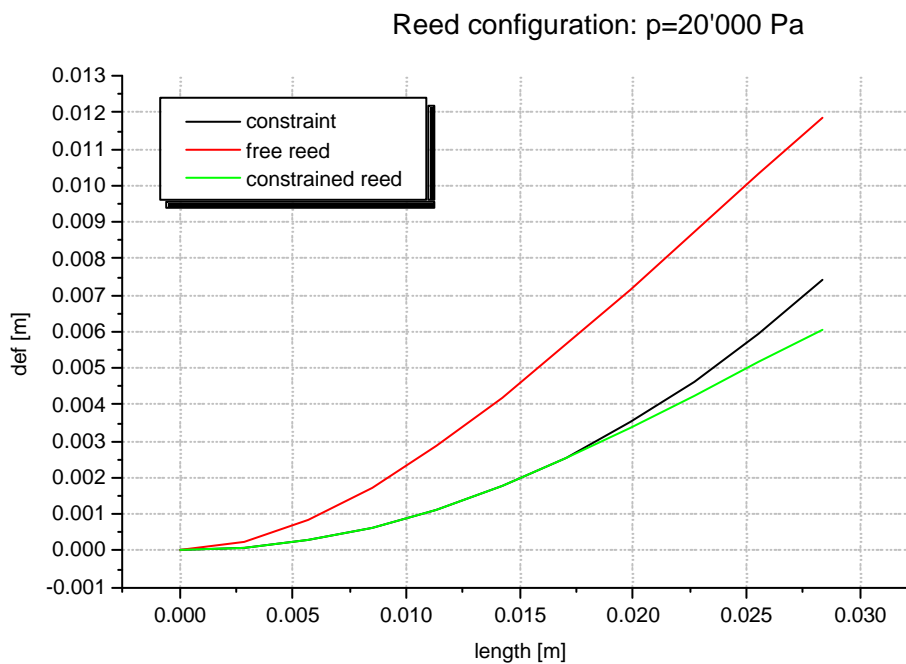


Figura 4: Deformazione della lamella in presenza o meno del fine corsa

Controllando la rigidezza dai vincoli si può intervenire sulla penetrazione della lamella negli stessi; usando valori elevati per la rigidezza si tende al vincolo perfetto, modello valido nel caso di contatto metallo/metallo, tuttavia si usa porre uno strato di materiale deformabile per attutire gli urti di chiusura e di fine corsa; in quest'ultimo caso il letto di molle deve essere tarato sul materiale effettivamente usato considerando le eventuali non linearità che si manifestano durante lo schiacciamento. Nella figura 4 si nota la configurazione assunta dalla lamella che aderisce parzialmente sul vincolo superiore e la differenza con il caso lineare.

Utilizzando il modello non lineare si può caratterizzare il comportamento della lamella seguendo la deformazione del tip a differenti pressioni: facendo variare la pressione da -20'000 a 20'000 Pa, nel caso lineare ed in quello non lineare, risulta evidente l'effetto dei fine corsa sulla curva di spostamento (figura 5).

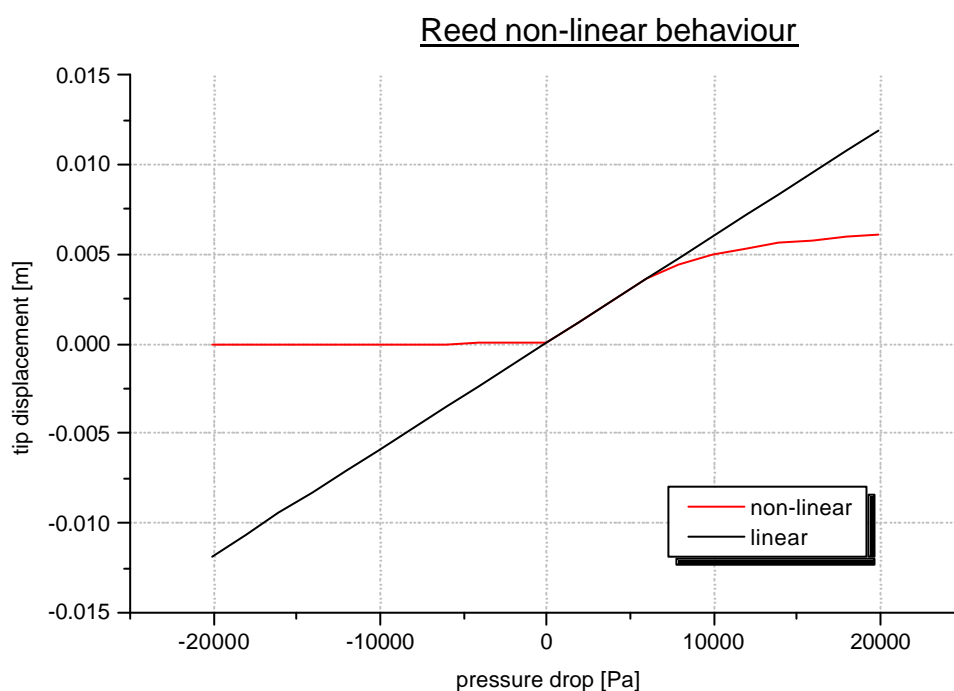


Figura 5: Curva carico/spostamento lineare e non lineare della lamella.

### 3. MODELLO DINAMICO

Per verificare la bontà del modello trave di Eulero anche in campo dinamico, si è effettuata una analisi modale con il codice MSC/Nastran avvalendosi dei modelli utilizzati per l'analisi statica e confrontando i risultati teorici con quelli numerici.

Il calcolo degli autovalori in forma chiusa è noto in letteratura [8], e le prime tre frequenze possono essere calcolate secondo la formula seguente:

$$f := \begin{bmatrix} 1.875^2 \\ 4.694^2 \\ 7.855^2 \end{bmatrix} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{L^4 \cdot \rho \cdot A}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \quad f = \begin{bmatrix} 203.935 \\ 1.278 \cdot 10^3 \\ 3.579 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \cdot s^{-1} \quad (3)$$

dove i parametri sono i seguenti:

$$\rho := 8100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad E := 210000 \cdot 10^6 \cdot \text{Pa} \quad t := 0.2 \cdot \text{mm} \quad w := 13.5 \cdot \text{mm} \quad L := 28.4 \cdot \text{mm}$$

$$I := \frac{w \cdot t^3}{12} \quad A := t \cdot w \quad I = 9 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^4 \quad A = 2.7 \cdot \text{mm}^2$$

Nella tabella 4 si riporta il confronto fra gli autovalori calcolati con i diversi metodi. Essendo coinvolta la sola flessione, vista la simmetria del carico, il modello basato sulla trave di Eulero sembra sufficientemente adeguato.

Euler beam	CBEAM	Type	CQUAD4	Type
203.935	201.769	Bending 1	206.653	bending 1
	825.635	Torsion 1	921.603	torsion 1
1278	1260.69	Bending 2	1284.96	bending 2
	2471.81	Torsion2	2976.61	torsion2
3579	3520.02	Bending 3	3597.68	bending 3
	4102.75	torsion3	5636.59	torsion3
	5708.4	torsion4	6088.8	bendingy
7014	6876.96	bending4	7108.75	bending4
	7278.85	torsion5	8035.45	bendingy2
	8804.43	torsion6	9180.9	bendingy3

Tabella 4: Autovalori e forme modali della lamella.

### 3.1 Caso lineare

Il problema dinamico deve tenere conto anche delle forze di inerzia e degli smorzamenti, ed è governato dalle seguenti equazioni del moto:

$$\{\mathbf{f}\} = [\mathbf{M}]\{\mathbf{d}^2\mathbf{x}/\mathbf{dt}^2\} + [\mathbf{C}]\{\mathbf{dx}/\mathbf{dt}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{x}\} \quad (4)$$

dove  $[\mathbf{M}]$  è la matrice delle masse,  $[\mathbf{C}]$  la matrice di smorzamento (viscoso + strutturale) e  $[\mathbf{K}]$  la matrice di rigidezza lineare. Tale problema viene risolto numericamente riconducendosi ad un sistema lineare grazie all'applicazione del metodo alle differenze finite centrate, nel tempo, associato al metodo di Newmark, che assume la seguente forma:

$$\{\mathbf{y}_t\} = [\mathbf{A}]^{-1}[\mathbf{A2}] + [\mathbf{A}]^{-1}[\mathbf{A3}]\{\mathbf{y}_{t-1}\} + [\mathbf{A}]^{-1}[\mathbf{A4}]\{\mathbf{y}_{t-2}\} \quad (5)$$

dove  $\{\mathbf{y}_t\}$ ,  $\{\mathbf{y}_{t-1}\}$ ,  $\{\mathbf{y}_{t-2}\}$  sono le soluzioni agli istanti  $t$ ,  $t-1$ ,  $t-2$  e

$$[\mathbf{A1}] = [\mathbf{M}]/\mathbf{Dt}^2 + [\mathbf{C}]/2\mathbf{Dt} + [\mathbf{K}]/3$$

$$[\mathbf{A2}] = \{\mathbf{f}_{t-1}\}$$

$$[\mathbf{A3}] = 2[\mathbf{M}]/\mathbf{Dt}^2 - [\mathbf{K}]/3$$

$$[\mathbf{A4}] = -[\mathbf{M}]/\mathbf{Dt}^2 + [\mathbf{C}]/2\mathbf{Dt} - [\mathbf{K}]/3$$

Per valutare la correttezza dell'algorithmo numerico si è calcolata la risposta in transitorio all'ingresso sinusoidale per la quale si propone di seguito una soluzione in forma chiusa basata sul metodo della sovrapposizione modale. Si utilizzano in questo caso le forme modali esatte della trave incastrata [8]:

$$Y(x, i) := m \frac{(\sin(\beta_{ii} \cdot L) - \sinh(\beta_{ii} \cdot L)) \cdot (\sin(\beta_{ii} \cdot x) - \sinh(\beta_{ii} \cdot x)) + (\cos(\beta_{ii} \cdot L) + \cosh(\beta_{ii} \cdot L)) \cdot (\cos(\beta_{ii} \cdot x) - \cosh(\beta_{ii} \cdot x))}{\sin(\beta_{ii} \cdot L) - \sinh(\beta_{ii} \cdot L)} \quad (6)$$

Dopo avere effettuato la normalizzazione rispetto alla massa, si calcolano i carichi modali

$$Q_i := \int_0^L dp \cdot Y_n(x, i) dx \quad (7)$$

e le pulsazioni e le fasi della risposta smorzata.

$$\omega_{d_i} := \sqrt{1 - (\zeta_i)^2} \cdot \omega_{n_i} \quad \psi_i := \text{atan} \left[ \frac{\zeta_i}{\sqrt{1 - (\zeta_i)^2}} \right] \quad (8)$$

La risposta in transitorio può essere ottenuta analiticamente mediante l'integrale di convoluzione per la generica forzante:

$$\eta(t, i) := \frac{1}{\omega_{d_i}} \cdot \int_0^t Q(\tau, i) \cdot e^{-\zeta_i \cdot \omega_{n_i} \cdot (t-\tau)} \cdot \sin[\omega_{d_i} \cdot (t - \tau)] d\tau \quad (9)$$

Nel caso di ingresso sinusoidale l'integrale può essere valutato in forma chiusa risolvendo il seguente integrale:

$$\frac{Q_i}{\omega_{d_i}} \cdot \int_0^t \sin(\Omega \cdot \tau) \cdot e^{-\zeta_i \cdot \omega_{n_i} \cdot (t-\tau)} \cdot \sin[\omega_{d_i} \cdot (t - \tau)] d\tau \quad (10)$$

Per tornare alle coordinate naturali si pesano le forme modali con le risposte ottenute:

$$R(t, x, \Omega) := \sum_{i=1}^5 Y_n(x, i) \cdot \eta(t, i, \Omega) \quad (11)$$

Nella figura 6 si riporta l'andamento dello spostamento verticale del tip numerico (curva piena) e di quello analitico curva tratteggiata, come si può osservare il modello numerico mostra un buon accordo con la soluzione teorica di riferimento.

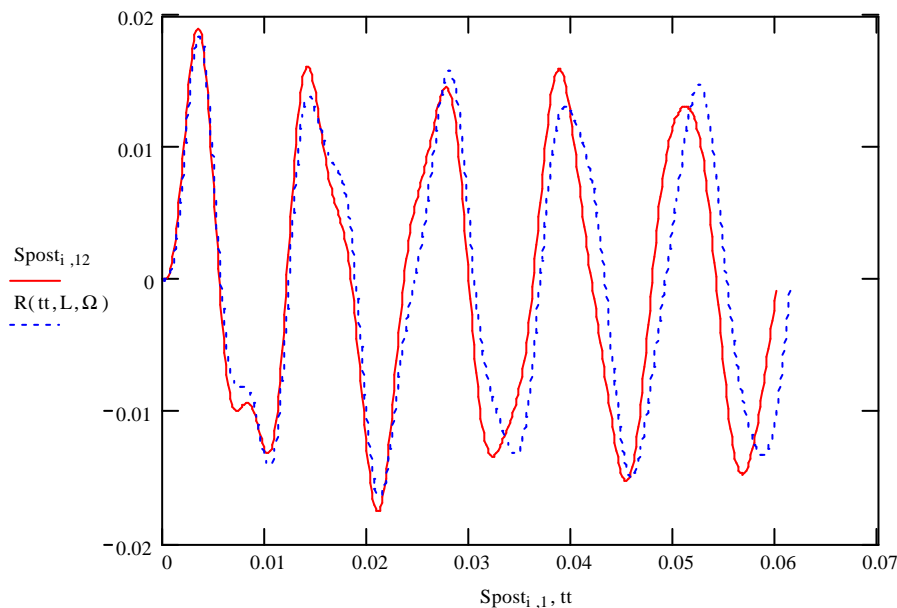


Figura 6: Risposta in transitorio all'eccitazione sinusoidale ottenuta con il modello numerico e con la soluzione teorica.



### 3.2 Caso non lineare

In questo caso non è conveniente introdurre una matrice  $[K_{nonlin}]$ , in quanto questa matrice dipende dalla posizione della lamella, e ciò comporterebbe il calcolo ad ogni step temporale delle matrici  $[A1]$ ,  $[A3]$ ,  $[A4]$ , nonché l'inversa di  $[A1]$  (operazione molto onerosa). La soluzione migliore è quella di calcolare una volta per tutte le matrici  $[A]^{-1}$ ,  $[A3]$ ,  $[A4]$  e quindi i prodotti  $[A]^{-1}[A3]$ ,  $[A]^{-1}[A4]$  e aggiornare ad ogni timestep  $[A2]$ . Infatti  $[K_{nonlin}]\{y_{t-1}-y_c\}$ , dove  $y_c$  è il vettore del vincolo, rappresenta la forza esercitata dal vincolo sulla lamella all'istante  $t-1$  (noto) e può dunque essere vista come forza esterna ed essere aggiunta al vettore delle forze attive. Dunque ad ogni timestep sarà sufficiente aggiornare solo

$$[A2] = \{f_{t-1}\} - [K_{nonlin}]\{y_{t-1}-y_c\} \quad (12)$$

e dunque risolvere la (5) come nel caso lineare.

Il sistema differenziale non lineare risulta implicito poiché le forze applicate dipendono dalla soluzione stessa. Tale problema può essere superato in due modi: il primo consiste nell'introdurre una fase iterativa all'interno del singolo time step portando a convergenza la soluzione, il secondo nel ridurre il passo di calcolo, ipotizzando che le forze non lineari possano essere valutate in maniera esplicita. In questo lavoro si è scelto il secondo metodo, di più immediata implementazione, verificando che il passo di calcolo sia sufficientemente piccolo per garantire la convergenza.

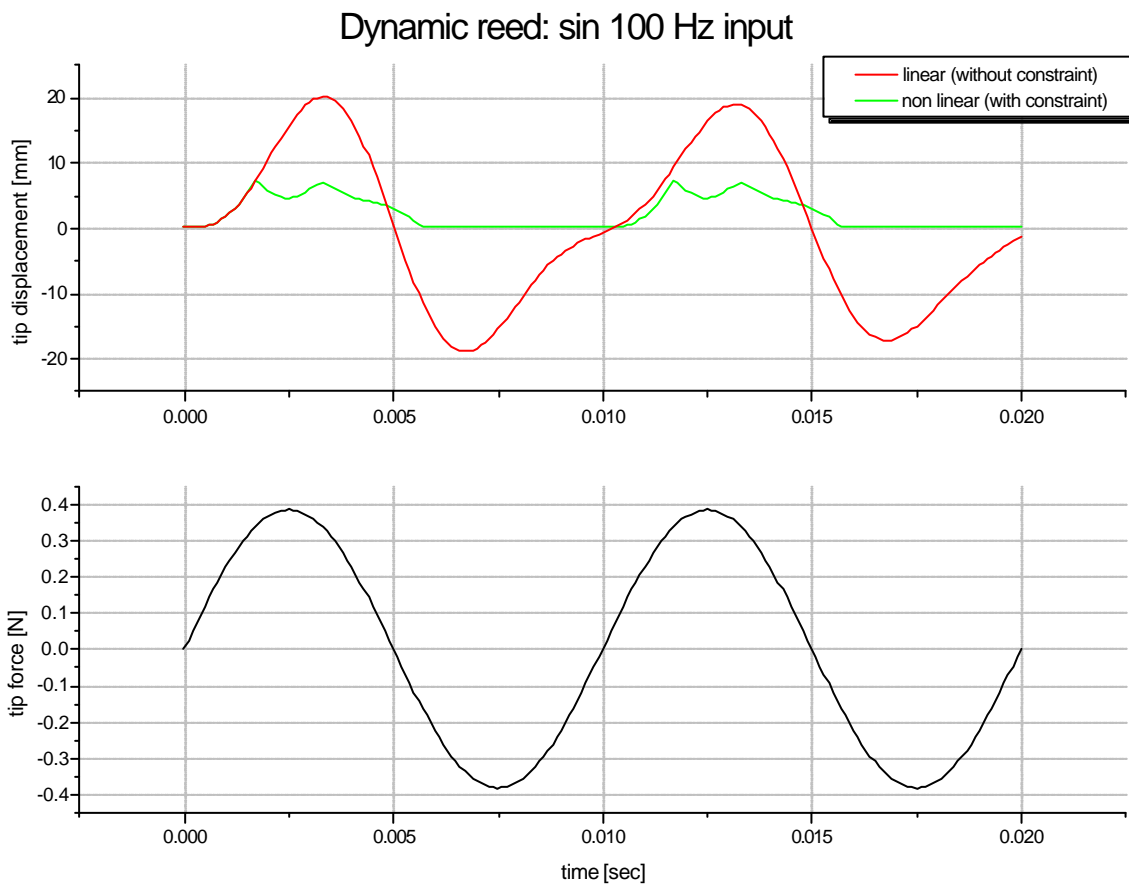


Figura 7: confronto lineare-non lineare per ingresso sinusoidale a 100 Hz di ampiezza 20'000 Pa.

Nel diagramma seguente si riporta la risposta ad un ingresso sinusoidale calcolata con il modello lineare e con il modello non lineare, come si può osservare dalla figura 7, la

presenza dei fine corsa gioca un ruolo molto importante. Il fine corsa a valvola chiusa porta ad un continuo transitorio di avviamento della lamella che viene fermata ad ogni ciclo, mentre l'arresto sull'apertura massima si sente per alti valori di pressione, riducendo notevolmente la risposta del sistema rispetto al caso di lamella libera.

#### 4. RISULTATI

Il modello di calcolo sviluppato è stato testato su un'applicazione pratica confrontando i risultati numerici con i risultati sperimentali. Come riferimento è stato utilizzato il lavoro di Blair [6], nel quale si riportano numerose analisi sperimentali su valvole a lamella, variando il numero di giri del motore ed il materiale e la forma della lamella. Per ogni condizione di funzionamento si hanno a disposizione i dati sperimentali di pressione monte/valle valvola e di alzata.

Le simulazioni sono state condotte per due materiali differenti, considerando per ogni tipo di lamella tre regimi di rotazione. I cicli di pressione sperimentali sono stati usati come forzante, e si è proceduto a confrontare la risposta ottenuta con il modello con il rilievo sperimentale sullo spostamento della lamella.

Le caratteristiche delle lamelle studiate, indicate rispettivamente con le sigle RV2 ed RV3, sono riportate nella tabella 5.

REED PARAMETER NAME	PARAMETER SYMBOL	RV1 STD STEEL REED	RV2 UNIFORM G.F.R.P REED	RV3 UNIFORM CARBON FIBRE	RV4 TAPERED G.F.R.P REED	RV5 TAPERED CARBON FIBRE
NUMBER OF REEDS	RDN0	4	4	4	4	4
TOTAL REED LENGTH (mm)	RDLN	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
CLAMPED REED LENGTH (mm)	ROPS	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
REED PORT LENGTH (mm)	ROPL	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0
REED PETAL WIDTH (mm)	ROWD	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0
REED PORT WIDTH (mm)	RDPW	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5
REED TAPER LENGTH (mm)	ROTL	11.0	0	0	11.0	11.0
REED WIDTH (AT CLAMP) (mm)	RDTW	11.0	22.0	22.0	11.0	11.0
REED PETAL THICKNESS (mm)	RDTH	0.20	0.46	0.46	0.46	0.46
REED BLOCK ANGLE (Dec)	RDBA	32.5	32.5	32.5	32.5	32.5
STOP PLATE RADIUS (mm)	SPRD	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0
MAX STOP PLATE HEIGHT (mm)		10.3	10.3	10.3	10.3	10.3
YOUNG'S MODULUS (GN/m <sup>2</sup> )	YMOD	207.0	21.5	20.8	21.5	20.8
REED PETAL DENSITY (Kg/m <sup>3</sup> )	RDRH	7800.0	1850	1380	1850	1380

Tabella 5: Caratteristiche geometriche delle lamelle studiate nel lavoro di Blair[6].

Per entrambi i tipi di lamella, a bassi giri si osserva una apertura in due tempi (figure 8 e 11) che inizia a 180° per richiudersi a 240° e poi riaprire a circa 260°, fenomeno colto dal modello numerico, anche se si tende a sovrastimare il picco; la seconda parte viene seguita correttamente dal modello per entrambe le lamelle, ottenendo i risultati migliori per il tipo RV3.

Per le simulazioni a 7350 giri (figure 9 e 12), il tipo RV2 apre a  $200^\circ$  e chiude a  $85^\circ$  mentre il tipo RV3 apre a  $220^\circ$  e chiude a  $90^\circ$ , tale tempistica viene colta dal modello anche se la risposta risulta sovrastimata, in particolar modo per la lamella RV2.

Per il regime di rotazione massimo di 8740 giri (figure 10 e 13) il modello segue molto fedelmente la risposta in prossimità dell'apertura e della chiusura ma tende a sovrastimare la risposta a  $340^\circ$  dove il modello prevede un massimo mentre la risposta presenta un minimo locale.

I risultati numerici sono stati ottenuti lavorando con lo stesso modello per tutti i valori del numero di giri, senza tarare i parametri ogni volta. Si è osservato che lo smorzamento gioca un ruolo molto importante sulla dinamica e raggiunge valori piuttosto elevati. In accordo con quanto riportato in [6] si è utilizzato un valore di  $\zeta$  del 25% il quale risulta 10 volte più elevato del 2.5% riportato in [1], misurato in base alle curve di decadimento di una lamella libera. E' evidente quindi che in condizioni di esercizio gli effetti aerodinamici influenzano il moto della lamella stessa che oltre ad essere risucchiata dalla differenza di pressione, viene ostacolata nel suo moto dalla presenza del fluido stesso; gli smorzamenti introdotti sono rappresentativi di questo effetto, ma non sono adeguati a descriverlo completamente. Si potrebbero ottenere risultati migliori, tarando le forze dissipative con un modello fluidodinamico, come fatto in [5] per una lamella che opera in un liquido, ed introducendo delle leggi di smorzamento non lineari, dipendenti dal numero di giri del motore.

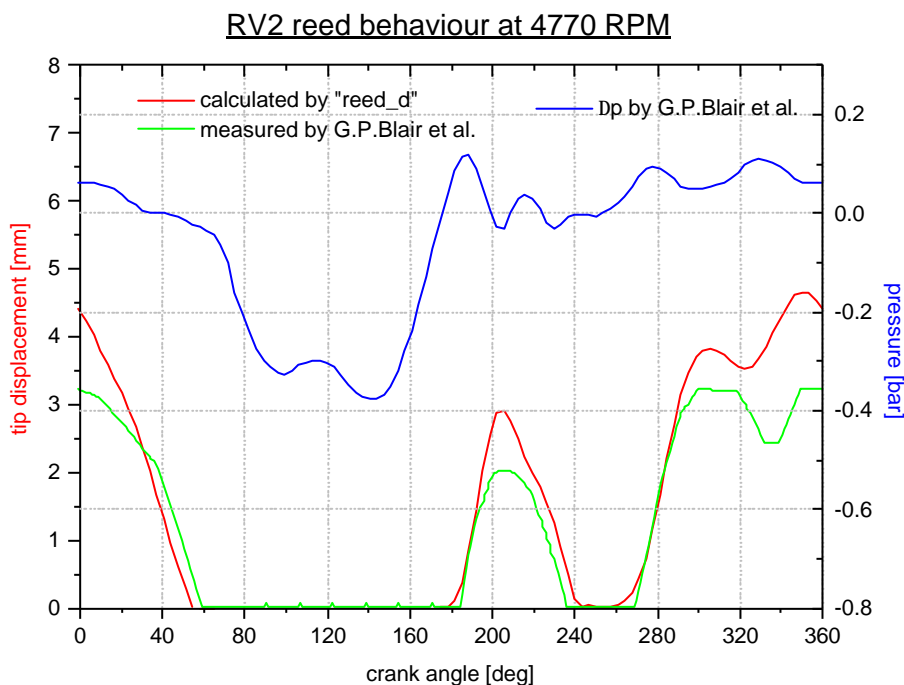


Figura 8: Spostamento della lamella RV2 numerico e sperimentale a 4770 giri/min.

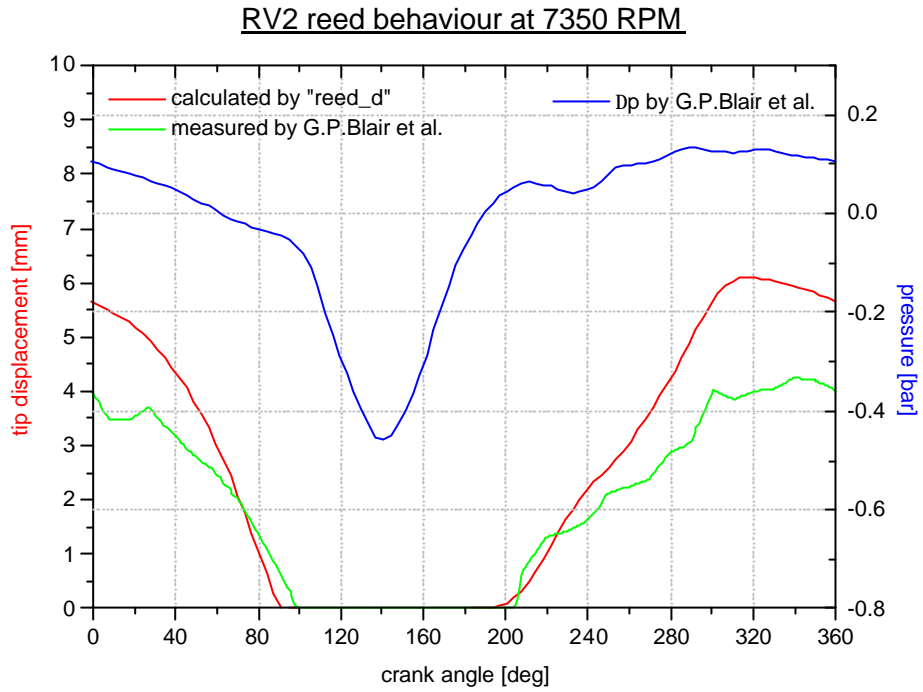


Figura 9: Spostamento della lamella RV2 numerico e sperimentale a 7350 giri/min.

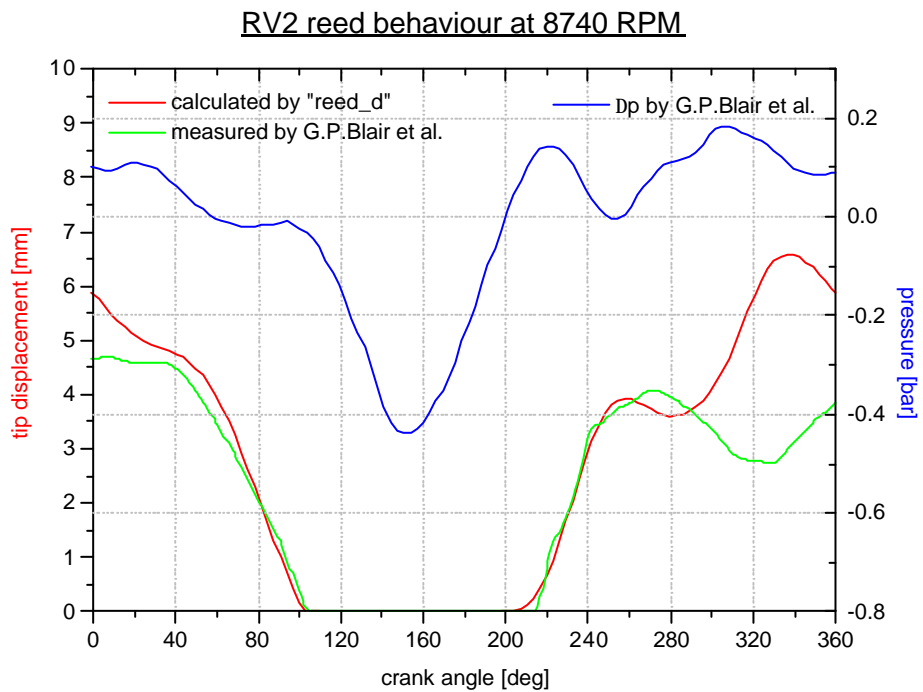


Figura 10: Spostamento della lamella RV2 numerico e sperimentale a 8740 giri/min.

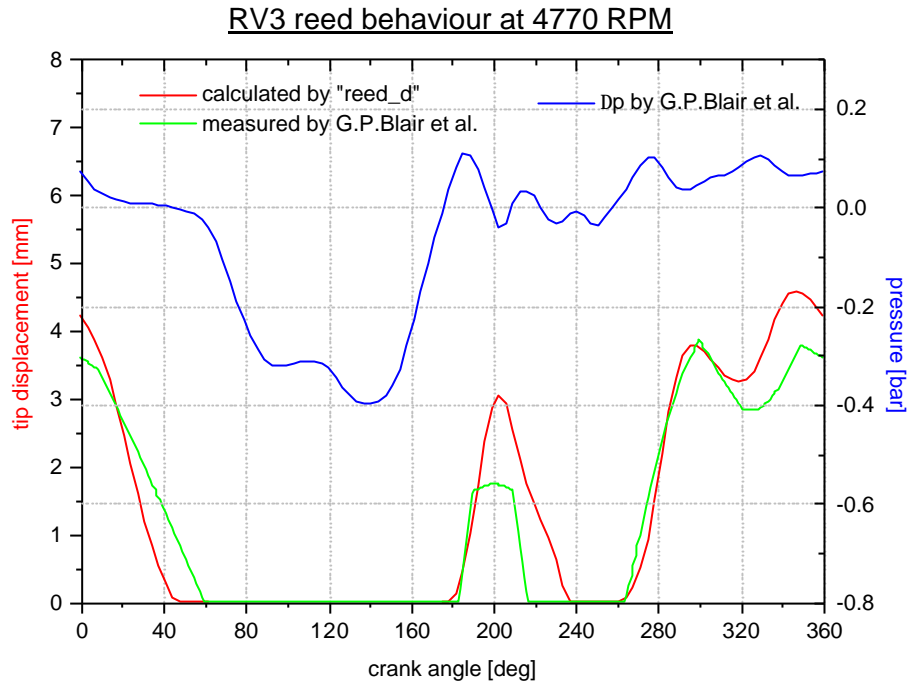


Figura 11: Spostamento della lamella RV3 numerico e sperimentale a 4770 giri/min.

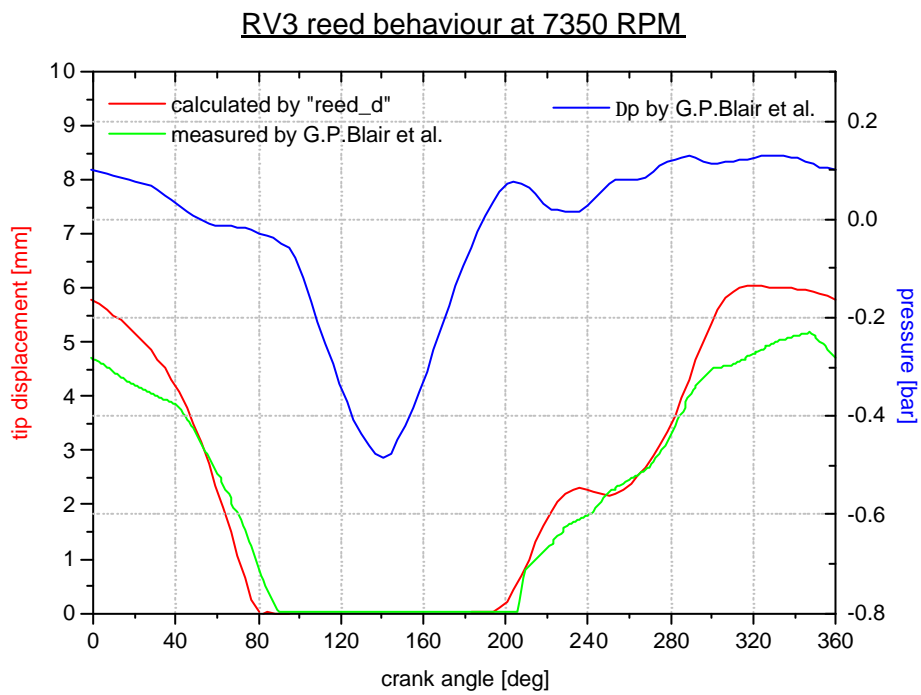


Figura 12: Spostamento della lamella RV3 numerico e sperimentale a 7350 giri/min.

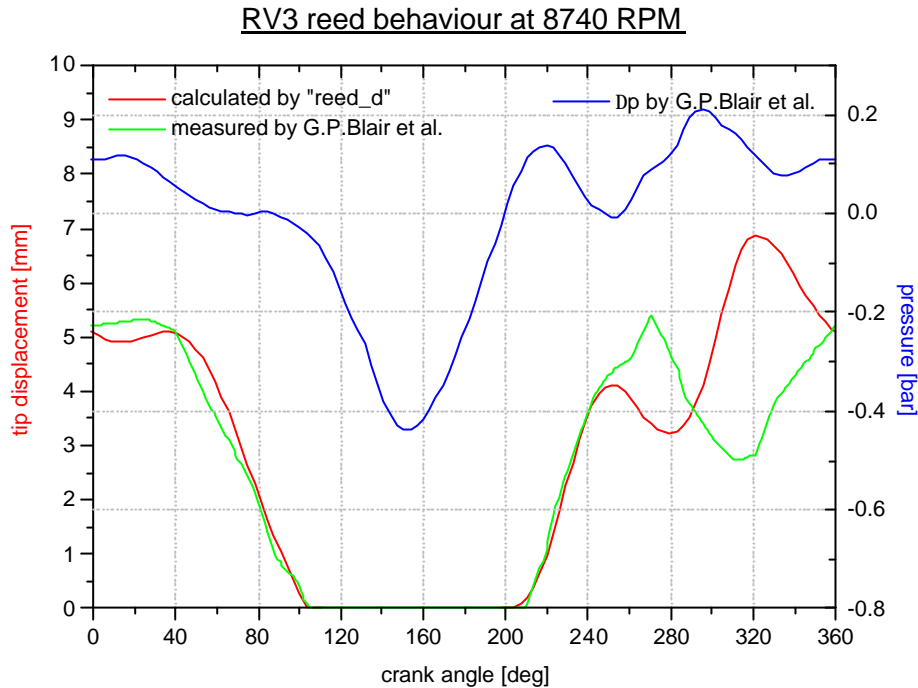


Figura 13: Spostamento della lamella RV3 numerico e sperimentale a 8740 giri/min.

## 5. CONCLUSIONI

In questo lavoro si è studiato il problema del comportamento dinamico di una valvola a lamella. Il caso lineare è stato studiato con un codice FEM commerciale per valutare il grado di dettaglio necessario a cogliere il fenomeno. Per le geometrie esaminate la trave di Eulero è risultata soddisfacente, si è quindi implementato un programma di calcolo dedicato in linguaggio FORTRAN basato sul metodo agli elementi finiti.

Il modello numerico è stato in primo luogo validato per il caso lineare, confrontando con successo i risultati teorici e numerici; per tale scopo è stata presentata la soluzione in forma chiusa per la risposta transitoria alla sinusoidale.

Il modello così validato è stato utilizzato in campo non lineare; in questa sede si è presentata la curva statica pressione/deformazione e la risposta non lineare dinamica alla sinusoidale. Si è osservato in quest'ultimo caso (figura 7) come il sistema non lineare, in funzione della parte che appoggia sul vincolo, diminuisce la porzione di trave libera, ed aumenta quindi la sua frequenza propria, passando da circa 200 Hz ad un valore che oscilla intorno a circa 600 Hz, seguendo le oscillazioni della lamella che si appoggia di più o di meno al vincolo. Osservando inoltre la forza che compete al nodo in tip, si nota come in prossimità del cambio di segno della forzante, a causa del vincolo inferiore, si abbia un azzeramento delle coordinate della lamella, che fa inevitabilmente ripartire la storia al ciclo successivo, quando il carico diventa nuovamente positivo. Questo fatto è di fondamentale importanza e spiega come mai uno studio della risposta armonica della lamella libera non sia in grado di prevedere la dinamica del sistema e sia indispensabile l'uso di uno strumento per il calcolo non lineare. Infatti l'analisi armonica descrive il comportamento dinamico della lamella individuandone le frequenze proprie ed il fattore di amplificazione, al fine di essere di ausilio ad una progettazione che scongiuri i pericoli della risonanza. Tuttavia servono un certo numero di cicli di transitorio per raggiungere ampiezze di oscillazione pericolose, ed il sistema in esame ad ogni ciclo

riparte da fermo a causa dei fine corsa, e la dinamica è quindi governata solo dalla prima oscillazione del fenomeno, che si ripete periodicamente.

Per valutare infine l'applicabilità del modello proposto ad un problema concreto sono stati utilizzati dei dati di letteratura relativi alle misure di differenza di pressione e spostamento misurati direttamente sul motore per vari tipi di lamella ed a vari regimi di rotazione. Anche in questo caso si è ottenuta una buona rispondenza fra il modello numerico ed i valori di riferimento.

Il modello sviluppato risulta quindi sufficientemente robusto e preciso per essere utilizzato come strumento di progettazione delle valvole a lamella.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] Wladyslaw Mitianiec, Andrzej Bogusz, *Theoretical and Experimental Study of gas flow through reed valve on a two-stroke engine* SAE961802
- [2] G. Cunningham, R.J. Kee, J. Bpyall, *CFD prediction of crankcase flow regimes in a crankcase scavenged two stroke engine* SAE 970361
- [3] K T Ooi, T N Wong, *A computer simulation of a rotary compressor for household refiregerators*, Applied Thrmal Engineering, Vol 17, pp 65-78, 1997
- [4] O. Francais, I Dufour *Dynamic simulation of an electrostatic micropump with pull-in and hysteresis phenomena* Sensors and actuators A 70 56 60 1998
- [5] P. Voigt, G. Schrag, C. Wachutka, *Electrofluidic full-system modelling of a flap valve micropump based on Kirchhoffian network theory* Sensors and actuators A 66 9-14 1998
- [6] R. Fleck, G.P. Blair, R.A.R. Houston, *An improved model for predicting reed valve behaviour in two-stroke cycle engines* SAE 871654
- [7] M. E. Biancolini, S. Cordiner, M. Gambino, S. Iannaccone, V. Rocco *Valve timing optimisation to reduce HC emissions for a heavy duty CNG fueled Turbocharged Engine* European Automotive Congress Barcelona 30 June – 2 July 1999
- [8] L. Meirovitch, *Elements of vibration analysis*, McGraw Hill, 1986