

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

**SECONDA FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CON SEDE A CESENA**

*CORSO DI LAUREA MAGISTRALE*  
**IN INGEGNERIA MECCANICA**  
Classe LM-33

Sede di Forlì

**TESI DI LAUREA**

in Meccanica Applicata alle Macchine LM

**ANALISI CINEMATICA E CINETO-STATICA DELLE  
ULTIME GENERAZIONI DI DISTRIBUZIONE  
DESMODROMICA DUCATI**

*Candidato*

MARCELLO PARINI

*Relatore*

Chiar.mo Prof. Ing. ALESSANDRO RIVOLA

*Correlatori*

Ing. STEFANO FANTONI

Ing. DAVID COLPO

Anno Accademico 2011-2012

Sessione III



# Indice

---

<b>Introduzione</b>	<b>7</b>
<b>Capitolo 1: Il sistema di distribuzione</b>	<b>9</b>
Il cedente del cinematismo: le valvole	9
I tipi di azionamento.	10
La distribuzione classica e i suoi limiti	13
La distribuzione desmodromica	14
<b>Capitolo 2: Geometrie del Desmo Ducati</b>	<b>19</b>
Parametri caratteristici	19
Geometria del desmodromico 2V e 4V	22
<i>Contatto bilanciere e registri di apertura, 2V e 4V</i>	23
<i>Geometria del bilanciere di apertura, 4V:</i>	23
<i>Geometria del bilanciere di apertura, 2V:</i>	24
<i>Contatto bilanciere e registri di chiusura, 2V e 4V:</i>	24
<i>Geometria del bilanciere di chiusura, 4V:</i>	25
<i>Geometria del bilanciere di chiusura, 2V:</i>	25
<b>Capitolo 3: Sintesi del cinematismo</b>	<b>27</b>
Il problema di sintesi	27
Cinematica inversa e diretta del cinematismo desmodromico	28
Intervallo di campionamento	29
Problema cinematico inverso	30
<i>Determinazione del moto della valvola</i>	30
<i>Posizione iniziale dei bilancieri</i>	30
<i>Calcolo del moto dei bilancieri</i>	32
<i>Calcolo delle camme</i>	34
<b>Capitolo 4: I limiti cinematici della distribuzione desmodromica</b>	<b>43</b>
Limiti sui membri di apertura, di chiusura e complessivi	45
Geometria "destra" e "sinistra" del motore Ducati	48
Limiti cinematici globali della distribuzione	49
Numero minimo di relazioni	49
Relazione esplicita dei limiti cinematici	51
Raggi di curvatura limite e condizione di non interferenza	52

Raggi di curvatura negativi	55
<b>Capitolo 5: Analisi cineto-statica</b>	<b>57</b>
Nomenclatura	57
Masse	58
Forze	59
<i>Equilibrio della valvola</i>	59
<i>Equilibrio dei bilancieri</i>	62
<i>Equilibrio delle camme</i>	67
Potenze dissipate	69
<i>Velocità relative</i>	69
<i>Calcolo delle potenze dissipate</i>	70
Pressioni Hertziane	72
<i>Teoria delle pressioni di contatto</i>	72
<i>Applicazione al Desmo</i>	74
<b>Capitolo 6: Approfondimenti</b>	<b>77</b>
Funzionamento del meccanismo in presenza di giochi	77
<i>Il recupero giochi</i>	81
I Blocchetti	82
<i>Blocchetti a farfalla</i>	86
Le rampe	86
<i>Aspetti numerici</i>	88
Simmetria della legge di moto	89
Lo strumento utilizzato	91
<i>Il programma DesmoLab</i>	91
<i>Confronta alzate</i>	92
<i>Elaborazione dati alzate</i>	94
<b>Capitolo 7: Confronto delle leggi d'alzata</b>	<b>97</b>
I modelli presi in esame	97
Andamento di Spostamento, Velocità, Accelerazione, Jerk.	98
Alzate massime	100
Rapporti di forma	101
Forza media	102
Rampe	103

Blocchetti	105
Simmetria	107
Accelerazioni massime	109
Jerk	112
* <i>J1 vs J5</i>	113
* <i>J2 vs J6</i>	114
* <i>J3 vs J4</i>	114
VxA	115
<i>Un caso particolare: 1198</i>	116
<b>Capitolo 8: I risultati dell'analisi cineto-statica</b>	<b>119</b>
Eccentricità	120
Velocità relative	122
Forze	124
* <i>Forze sui bilancieri</i>	126
* <i>Forze sulle camme</i>	127
* <i>Forze sui registri</i>	128
Pressioni Hertziane	128
* <i>Pressioni sulle camme</i>	130
* <i>Pressioni sui bilancieri</i>	131
* <i>Pressioni sui registri</i>	133
Momento sullo stelo valvola	134
Potenze dissipate	136
<b>Conclusioni</b>	<b>141</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>143</b>
<b>Appendice</b>	<b>145</b>
Ampiezza	145
Ingombro	145
Bracci delle forze	147
Rapporto di leva bilanciere	147
Accelerazione blocchetti	148
Uno sguardo d'insieme sul Jerk	150
<b>Ringraziamenti</b>	<b>153</b>



# *Introduzione*

---

Questa tesi tratta del sistema di distribuzione desmodromica Ducati, che si differenzia da quello tradizionale per la presenza una coppia di camme coniugate che realizzano il comando rigido del moto di ciascuna valvola sia nella fase di apertura che di chiusura.

Il presente lavoro ha l'obiettivo di raccogliere le conoscenze di carattere cinematico già presenti per il meccanismo, organizzandole in maniera più organica e completa.

In aggiunta, è stata ricavata in forma completa l'analisi cineto-statica del meccanismo, implementandola poi nel software DesmoLab già presente all'interno dell'azienda. DesmoLab realizzava già compiutamente l'analisi cinematica del meccanismo, offrendo un valido strumento per la progettazione e la verifica delle camme del sistema di distribuzione. Al suo interno è stato ampliato lo strumento che permette, attraverso un'interfaccia grafica, la risoluzione cinematica, aggiungendovi quella cineto-statica. È stato poi implementato il salvataggio dei dati così ottenuti su file, per permetterne una manipolazione più agevole.

Nell'occasione il codice precedente di DesmoLab è stato aggiornato, correggendo eventuali piccoli bachi ed implementando alcune funzioni che sono emerse essere utili dall'utilizzo quotidiano.

Infine, i risultati ottenuti dalla sintesi cinematica del meccanismo e dall'analisi cineto-statica sono stati applicati ad un buon numero dei modelli più recenti di distribuzione prodotti o in fase di sviluppo da parte di Ducati. Si è potuto così confrontarli sulla base di parametri significativi, per definire lo status quo attuale. È stato così possibile ricercare a posteriori alcune scelte fatte dai diversi progettisti che si sono susseguite negli anni, per evidenziare tendenze e andamenti che si sono sviluppati nel passaggio tra un modello e l'altro. Questi risultati sono stati raccolti in forma sintetica mediante tabelle e discussi in maniera organica.

Nel capitolo 1 è riportata una breve descrizione delle tipologie di sistemi di distribuzione, e il confronto tra l'azionamento delle valvole per mezzo di un comando rigido e di un elemento elastico e l'azionamento completamente rigido proprio della distribuzione desmodromica, mettendo in evidenza pregi e difetti tipici dell'una o dell'altra soluzione.

Nel capitolo 2 viene descritta la geometria di base del sistema desmodromico, evidenziandone i parametri geometrici caratteristici fondamentali, sia per la disposizione nello spazio dei membri del cinematismo sia per la loro caratterizzazione geometrica. Sono successivamente presentati gli schemi con la rappresentazione di alcuni parametri cinematici caratteristici nelle differenti geometrie a due e a quattro valvole della distribuzione desmodromica Ducati

Nel capitolo 3 è presentato il problema di sintesi per le camme che comandano il meccanismo della distribuzione, sottolineando le particolarità del caso di quella desmodromica. Una volta presentati i principali aspetti dinamici, cinematici e costruttivi viene risolto il problema cinematico inverso per il sistema studiato, indicando all'occorrenza le differenze presenti nelle diverse geometrie in uso in Ducati.

Il capitolo 4 è dedicato allo studio e alla determinazione delle massime e minime accelerazioni impartibili alla valvola in base a limiti di tipo cinematico, definite come accelerazioni limite. Nel capitolo vengono analizzate le cause che determinano questi limiti ed è presentata una relazione esatta con il legame tra il raggio di curvatura della camma e le accelerazioni limite. Sono infine ricavati i raggi di curvatura limite per il calcolo dei limiti cinematici.

Nel capitolo 5 è presentata l'analisi cineto-statica del meccanismo. Dopo la descrizione dei membri e la riduzione delle masse, si effettuano i diagrammi di corpo libero di valvola, bilancieri e camme per risalire alle azioni tra essi scambiate. Note queste, sono successivamente ricavate le espressioni per le potenze dissipate all'interno del meccanismo, così come quelle per il calcolo delle pressioni Hertziane di contatto tra i membri.

Il capitolo 6 raccoglie diversi approfondimenti che non è stato possibile od opportuno presentare precedentemente ma che sono utili ad indagare in maniera più accurata il meccanismo della distribuzione desmodromica. È presentato prima il suo funzionamento in presenza di giochi, per poi caratterizzare e descrivere le rampe e i blocchetti ed i loro scopi. Infine viene presentato lo strumento, DesmoLab, utilizzato in questo lavoro e le aggiunte significative che vi sono state apportate.

Nel capitolo 7 vengono presentati risultati ottenuti dall'analisi delle leggi d'alzata di diversi modelli di distribuzione, equipaggiati alle ultime motociclette di produzione Ducati. Sono presentati i confronti tra alcuni parametri descrittivi, come le alzate massime, il rapporto di forma, la forza media, le rampe, i blocchetti, il grado di simmetria, le accelerazioni massime, il jerk ed il prodotto tra velocità ed accelerazione, espressione della potenza richiesta.

Nel capitolo 8 trova spazio la discussione dei risultati ottenuti dal confronto degli stessi meccanismi secondo un'analisi di tipo cinematico e cineto-statico. Sono paragonati tra loro i valori rappresentativi di eccentricità, velocità relative tra i membri, forze, pressioni di contatto, momento sullo stelo valvola, potenze dissipate.

*I dati sui diversi modelli e i risultati ottenuti nelle diverse analisi sono considerati dall'azienda informazioni riservate. Pertanto nei grafici verranno omessi i valori delle ordinate o delle unità di misura. Per permettere il confronto tra grandezze simili presenti in più di un grafico è stata mantenuta la stessa scala tra gli stessi.*

# *Capitolo 1: Il sistema di distribuzione*

---

In un motore endotermico a quattro tempi il termine "sistema di distribuzione" indica quel gruppo di organi meccanici uniti in una catena cinematica più o meno complessa la cui funzione d'insieme è quella di consentire, nei tempi e nelle modalità adeguate, l'ingresso nel cilindro della carica di aria fresca che alimenta il processo di combustione e successivamente lo scarico dei gas esausti.

Analizzando le soluzioni costruttive utilizzate nell'attuale produzione motoristica, si può ritenere che, come ultimo elemento della catena cinematica della distribuzione, l'utilizzo di valvole a fungo sia di uso comune. Il problema della progettazione di un sistema di distribuzione si può così ricondurre alla sola scelta del tipo di azionamento necessario alla movimentazione delle suddette valvole.

Diamo quindi qualche breve cenno sulle prerogative di questi organi del sistema di distribuzione.

## **Il cedente del cinematismo: le valvole**

Le valvole a fungo si sono da sempre affermate come mezzi semplici ed efficienti per regolare i flussi di aspirazione e scarico all'interno del cilindro.

Sono state oggetto di un continuo miglioramento dei progressi tecnici e tecnologici, perché al loro apparire esse erano gravate da vari problemi, che sono stati successivamente in gran parte risolti.

Inizialmente infatti le valvole presentavano inconvenienti di scarsa affidabilità a causa della poco evoluta tecnica metallurgica con cui venivano realizzate, incontrando per questo motivo frequenti cedimenti meccanici. Questo accadeva specialmente sulla valvola di scarico, la più sollecitata termicamente. Queste problematiche sono state superate ben presto grazie ai continui e rapidi progressi nella metallurgia: attualmente le valvole a fungo si distinguono per le caratteristiche di elevata durata e di minima manutenzione richiesta.

Un altro limite presunto delle valvole a fungo riguardava le massime sezioni utili di passaggio date al fluido: queste erano inizialmente giudicate troppo ridotte. In realtà le aree di passaggio erano già soddisfacenti pure al tempo; la situazione odierna è ulteriormente migliorata grazie all'adozione di testate motore dotate di quattro o più valvole per cilindro. Inizialmente riservato solo ai motori più spinti, questo perfezionamento è oramai esteso anche ai motori dalle prestazioni non elevate. In questo modo con le valvole a fungo si riesce a garantire sezioni massime di passaggio estremamente rilevanti ed è difficile poter pensare a dei dispositivi sensibilmente migliori sotto questo aspetto.

Più attuali e fondate sono invece le critiche che si possono muovere ad altre caratteristiche funzionali di questi elementi come la difficoltà di ottenere aperture e chiusure molto rapide delle valvole stesse e l'andamento alternato del loro moto.

Concentrando l'attenzione sul primo aspetto, si nota che le valvole a fungo non consentono di rendere rapidamente disponibili le sezioni massime che sono in grado di sviluppare e questo a causa della loro forma che deve prevedere un tratto di raccordo tra lo stelo, ridotto in sezione, e la testa (o piattello) che è caratterizzata da una sezione rilevante. Come si evidenzierà successivamente, l'impiego del comando desmodromico dà un buon contributo proprio in questa direzione.

La necessità di sviluppare rapidamente la massima sezione di passaggio prescinde ovviamente dagli effetti inerziali delle masse fluide in movimento e dalle pulsazioni di pressione generate dal moto alternato dei pistoni all'interno dei condotti di aspirazione e scarico; grazie a questi effetti infatti non è detto che si raggiunga la massima portata di fluido in concomitanza con la massima sezione di passaggio offerta dalla valvola.

Pure la natura alternata del moto delle valvole impone dei limiti al funzionamento del meccanismo della distribuzione, a causa delle notevoli forze inerziali che si manifestano nelle fasi di accelerazione e di decelerazione. Questa problematica è poi aggravata anche dal normale abbinamento delle valvole con elementi elastici di richiamo come le molle; quest'aspetto verrà approfondito in seguito. In questo senso, un moto rotatorio sarebbe certamente da preferire. Furono infatti tentate varie realizzazioni con delle valvole rotanti (distributori rotanti cilindrici, tronco-conici, sferici, discoidali...) ma con scarso successo. Il fatto che nessuno di questi meccanismi di distribuzione sia sopravvissuto alla selezione naturale mostra come ai loro pregi fossero superiori i loro difetti, primo tra tutti la tenuta.

Nonostante gli aspetti negativi delle valvole a fungo sopra menzionati, questi non sono da ritenersi insuperabili. Attualmente infatti queste valvole vengono utilizzate, abbinate ad azionamenti di tipo pneumatico, su motori a quattro tempi di potenza specifica elevatissima, come i propulsori che equipaggiano le vetture di Formula Uno. Poiché i regimi massimi raggiunti da questi propulsori sono oltre i 20000 giri/minuto, valore che è sopportato con fatica dai membri stessi del cinematismo, si può ritenere che le valvole e i relativi azionamenti non costituiscono più il principale limite al raggiungimento di elevate prestazioni.

Dopo aver fatto menzione degli aspetti negativi di questi elementi, la maggior parte dei quali ha comunque afflitto seriamente i meccanismi solo nella prima fase della loro evoluzione tecnica, si possono riportare svariati pregi. Tra questi abbiamo la semplicità, il basso costo, le ottime doti di tenuta che sono in grado di mantenere anche in presenza di elevati picchi di pressione e, non da ultimo, la possibilità di costruire attorno ad esse camere di combustione con geometrie estremamente ridotte.

Da quanto è stato detto, appare ora normale che l'utilizzo delle valvole a fungo sia indiscusso come ultimo elemento della catena cinematica costituente il sistema di distribuzione.

## **I tipi di azionamento.**

Una volta ritenuta necessaria la presenza delle valvole a fungo nel sistema di distribuzione, quelli oggi in uso si possono caratterizzare in funzione delle modalità di azionamento delle

sudette valvole o, ancor più precisamente, in base al metodo con cui alla stessa viene impartita l'accelerazione negativa.

Comunemente si assume come verso positivo quello di apertura della valvola, indicando come positive le grandezze (velocità, accelerazione) che sono concordi al moto di apertura della stessa.

L'accelerazione positiva è oramai trasmessa alla valvola con un mezzo comune a tutti i sistemi di distribuzione, cioè con una camma che imprime alla valvola la forza necessaria. Questa può agire direttamente su essa oppure per mezzo di un bilanciere collegato ad entrambi.

Per ottenere la spinta impressa alla valvola nelle fasi con accelerazione negativa si può invece ricorrere a:

1. un comando rigido;
2. un comando elastico.

Nella stragrande maggioranza dei casi ci si serve della seconda possibilità, sfruttando il principio di conservazione dell'energia tramite la compressione e il successivo rilascio di un elemento elastico, in genere costituito da una o più molle.

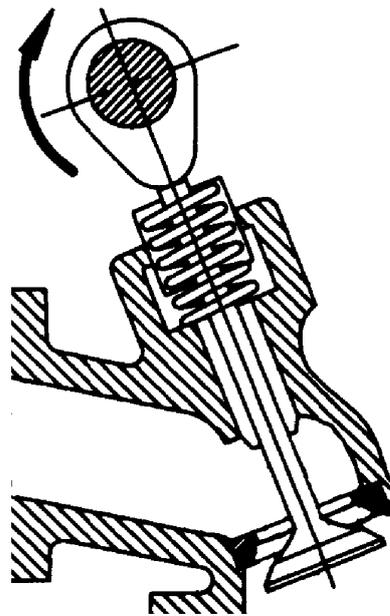


Figura 1.1: Schema della distribuzione a molla

Nel cinematismo desmodromico si impiega invece un comando rigido, con la presenza di un secondo eccentrico, detto camma negativa, che imprime alla valvola la necessaria accelerazione negativa. Da qui il nome del meccanismo: esso deriva dalle parole "desmòs" (legame) e "dròmos" (corsa), indicando appunto una "corsa guidata", per il fatto che la valvola è sempre azionata da un comando rigido.

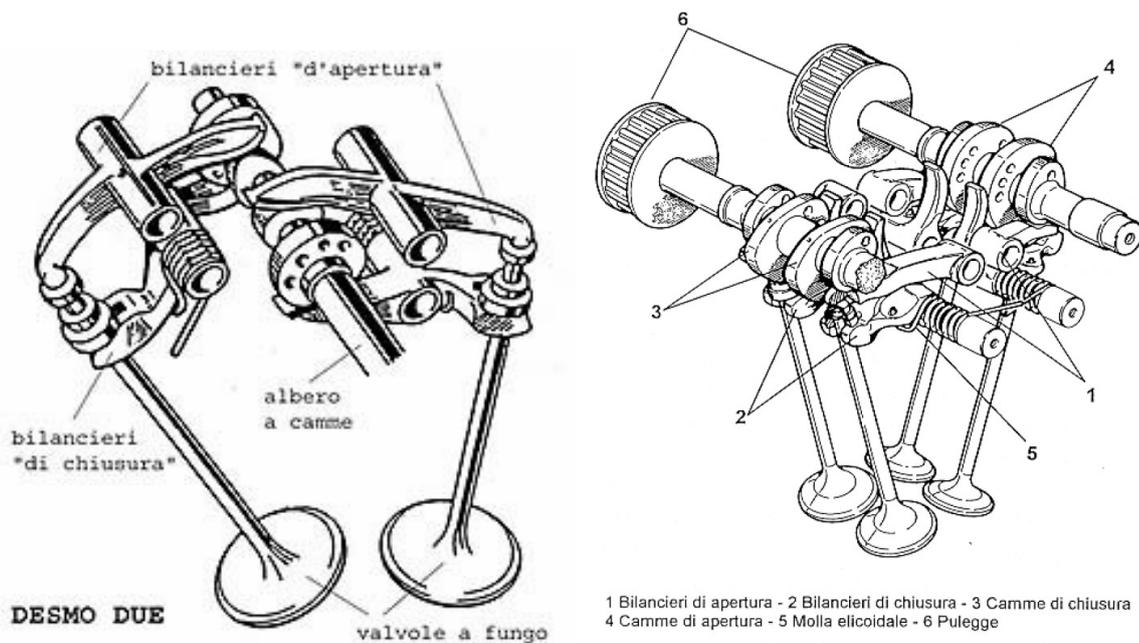


Figura 1.2: Distribuzione desmodromica a due (sinistra) e a quattro valvole (destra)

A questo punto è opportuno fare chiarezza sui termini comunemente utilizzati per individuare i vari membri del cinematismo. È consuetudine, riferendosi ad essi, distinguere quelli che sono responsabili dell'apertura della valvola da quelli che sono responsabili della sua chiusura attribuendo ad essi i corrispondenti aggettivi. Nei meccanismi tradizionali si identificano quindi una "camma di apertura" (ed eventualmente anche un corrispettivo "bilanciere di apertura") e l'elemento elastico, una o più molle, che costituisce l'organo di chiusura. Nel sistema desmodromico troviamo invece due camme e due bilancieri: avremo quindi una camma e un bilanciere di apertura insieme ad una camma e ad un bilanciere di chiusura.

Tuttavia queste definizioni non sono del tutto corrette. A tutti gli effetti, sia i membri di apertura che quelli di chiusura intervengono in tutte le fasi del moto della valvola. L'effettiva attività degli uni o degli altri membri del cinematismo dipende dal segno che l'accelerazione assume nelle varie fasi del moto. Più rigorosamente si dovrebbe parlare quindi di membri "positivi" o di membri "negativi", a seconda del verso con cui impartiscono l'accelerazione alla valvola.

La seguente figura riporta i parametri cinematici caratteristici del moto della valvola: spostamento, velocità e accelerazione in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero a camme. Grazie ad essi ci si può aiutare per comprendere le distinzioni fatte tra membri di apertura e membri di chiusura (positivi o negativi).

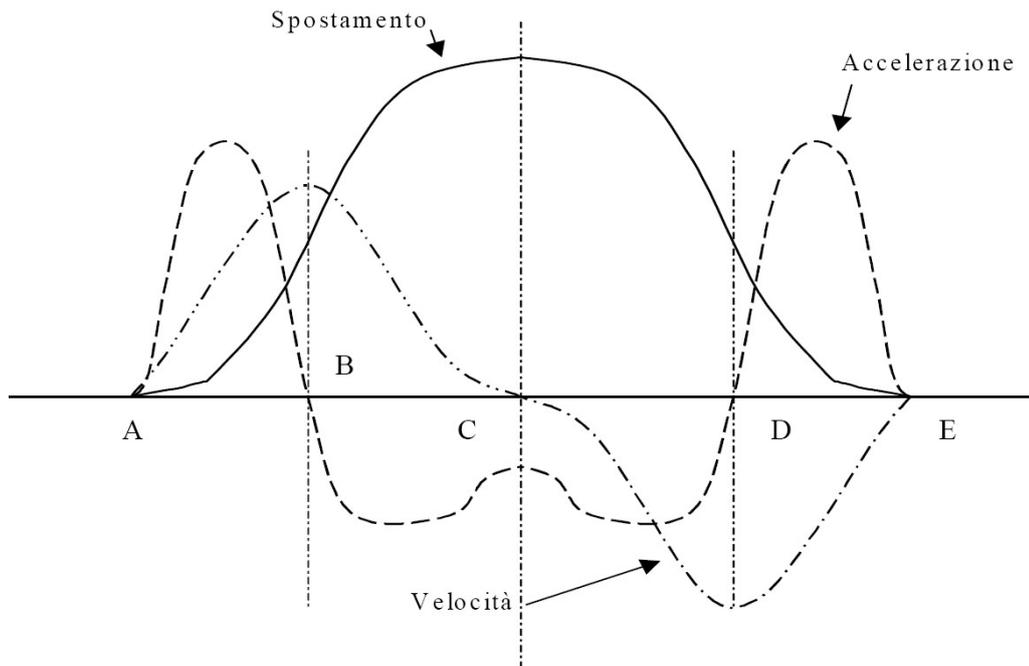


Figura 1.3: Andamento di spostamento, velocità, accelerazione

Nel punto A inizia la fase di apertura, e la velocità della valvola aumenta partendo dal valore zero fino al suo massimo grazie all'azione della camma positiva che vi imprime un'accelerazione positiva; al punto B, detto punto di inversione, entra in azione il membro negativo (camma o molla) che decelera la valvola fino al punto C che è quello di alzata massima, caratterizzato da velocità nulla. Da questo punto comincia la fase di chiusura: il membro in azione è ancora quello negativo, che imprime alla valvola un'accelerazione di segno negativo e una velocità negativa anch'essa, fino al secondo punto di inversione D. Nel tratto D-E torna attivo il membro positivo che frena la corsa della valvola fino alla sua completa chiusura, nel punto E.

Sia la fase di apertura che quella di chiusura comprendono dunque accelerazioni sia positive che negative: entrambi i membri "aprono" e "chiudono".

Da qui in avanti si confonderanno comunque i termini "di apertura" e "positivo" così come quelli "di chiusura" e "negativo", considerandoli equivalenti.

Onde evitare confusioni, per riferirsi alla fase del moto della valvola dove si raggiunge l'alzata massima partendo da quella nulla (tratto A-C) si utilizzerà l'indicazione "salita" e il termine "discesa" per quella che parte dall'alzata massima (punto C) fino al ritorno in sede (punto E).

## La distribuzione classica e i suoi limiti

La distribuzione desmodromica nasce inizialmente nel tentativo di superare alcuni importanti limiti presenti nella tradizionale distribuzione a molle. Nonostante la naturale evoluzione tecnologica, alcuni di essi sono presenti ancora oggi essendo intrinseci alla

distribuzione stessa; in un utilizzo "normale" del motore sono del tutto ininfluenti mentre assumono un'importanza rilevante nell'impiego agonistico dello stesso.

La ricerca di motori con potenze specifiche maggiori, esigenza molto sentita in ambito agonistico ma presente anche in ambito commerciale, porta all'innalzamento del regime di rotazione del motore che deve essere accompagnato da moti delle valvole sempre più spinti. Sotto questo aspetto il principale difetto del sistema di distribuzione a molla è quello relativo alla massima accelerazione negativa che è possibile imprimere alla valvola: infatti, mentre nella fase ad accelerazione positiva il contatto tra valvola e camma è sempre assicurato, in quella negativa l'azione della molla può non essere sufficiente a garantire il contatto tra la valvola e gli altri elementi della distribuzione.

Questo fenomeno è chiamato in gergo "sfarfallamento" e chiaramente diviene sempre più probabile all'aumentare del regime di rotazione del motore dove aumentano le forze richieste al meccanismo, a causa degli accresciuti effetti inerziali. È quindi possibile che il moto dei membri del cinematismo diventi incontrollato e non venga più seguito fedelmente il profilo della camma da parte del cedente. In questo caso gli effetti deleteri sono evidenti sia sulle prestazioni che sull'integrità stessa del motore. Per prevenire fenomeni di questo tipo è essenziale un'accurata scelta della molla, in particolare della sua rigidità e del precarico da attribuirle.

Va evidenziato come l'utilizzo di molle molto rigide e/o con un elevato precarico evita sì il distacco nella fase di accelerazioni negative, ma porta ad incorrere in problemi di ingombro e/o di usura dei componenti a causa delle elevate forze di contatto.

Questa problematica è più evidente ai bassi regimi dove, essendo ridotti anche le forze inerziali, il carico della molla risulta inutilmente sovrabbondante. Gli elevati carichi sempre presenti tra i membri del cinematismo portano, in aggiunta, ad elevate dissipazioni energetiche e ad uno scadimento delle prestazioni del sistema di distribuzione sul piano del rendimento. Queste osservazioni rendono ragione alla ricerca che si è sempre effettuata di soluzioni alternative alla molla, ricerche che si sono concretizzate anche nella realizzazione della distribuzione desmodromica.

## **La distribuzione desmodromica**

La distribuzione desmodromica o "positiva", come già accennato, si differenzia da quella tradizionale per la particolare realizzazione della fase ad accelerazione negativa, dove si utilizza un comando di tipo rigido, nel tentativo di superare alcuni importanti limiti presenti nella classica distribuzione a molle.

L'azionamento che fornisce le accelerazioni negative nei motori Ducati è costituito da un secondo bilanciere mosso mediante una seconda camma; questi elementi sono chiamati "negativi" o "di chiusura".

I principali vantaggi della distribuzione desmodromica si possono così riassumere:

- Durante la fase di salita delle valvole le forze in gioco sono esclusivamente di tipo inerziale. Rispetto al sistema tradizionale non è necessario comprimere nessuna molla, occorre solamente movimentare un bilanciere in più. La forza utile

trasmissibile alla valvola è quindi maggiore, di una quantità pari alla forza che, nel sistema tradizionale, serve a vincere la resistenza di compressione della molla;

- La fase di ritorno in sede da parte della valvola è affidata ad un bilanciere azionato da un'apposita camma, in questo modo il moto della valvola è imposto in modo rigido e si garantisce l'assenza dello sfarfallamento;
- A causa della maggiore rigidità del sistema i fenomeni vibratori e il rimbalzo della valvola sulla sede sono attenuati;
- Alla valvola possono essere imposte delle elevate accelerazioni negative. Queste permettono, a parità di accelerazione massima positiva e tempo di apertura, un'alzata della valvola maggiore, oppure, a parità di alzata, una riduzione del tempo richiesto per la fase di chiusura; in pratica si possono ottenere dei moti valvola più spinti;
- Un minore assorbimento di potenza rispetto al comando tradizionale, specialmente ai bassi regimi. Questo effetto si ha poiché nel comando tradizionale l'elemento elastico è dimensionato in base al massimo regime previsto del motore: la molla risulta quindi sovradimensionata per i regimi inferiori offrendo una notevole ed ingiustificata resistenza alla compressione.

Approfondiamo ora i punti menzionati. La costante evoluzione ha portato ad elevate caratteristiche meccaniche nelle molle in uso oggi, che grazie particolarmente ai materiali con cui vengono realizzate non presentano più il fenomeno dello sfarfallamento. Pertanto, il principale vantaggio della distribuzione desmodromica risulta essere la possibilità di applicare alla valvola una forza utile, e quindi un'accelerazione, superiori rispetto al meccanismo tradizionale.

Ipotizzando che per motivi di resistenza dei membri la forza di contatto camma-valvola o camma-bilanciere sia limitata al valore  $F_{max}$ , si possono confrontare le distribuzioni tradizionale e desmodromica in base alla forza utile che è possibile trasmettere alla valvola. Nel sistema tradizionale la  $F_{max}$  serve sia per accelerare la valvola vincendo la sua inerzia (quota utile  $F_u$ ) che per vincere il precarico della molla (quota  $F_p$ ). poiché anche la molla dovrà, nella fase con accelerazione negativa, vincere l'inerzia della valvola essa dovrà per forza possedere un precarico pari ad almeno  $F_u$ . Di conseguenza si avrà che:

$$F_u = 0.5 F_{max}$$

Se si elimina il precarico della molla,  $F_{max}$  potrà essere interamente sfruttata per ottenere la massima accelerazione positiva della valvola, quindi nel sistema desmodromico si avrà.

$$F_u = F_{max}$$

Sotto questo aspetto è chiaro il vantaggio ottenibile mediante l'utilizzo di un sistema di distribuzione desmodromico. In figura è riportato il confronto tra i diagrammi della forza utile  $F_u$  dei due sistemi di distribuzione, si può constatare che, a parità di carico massimo imponibile, con la distribuzione desmodromica è possibile teoricamente impartire alla valvola accelerazioni maggiori.

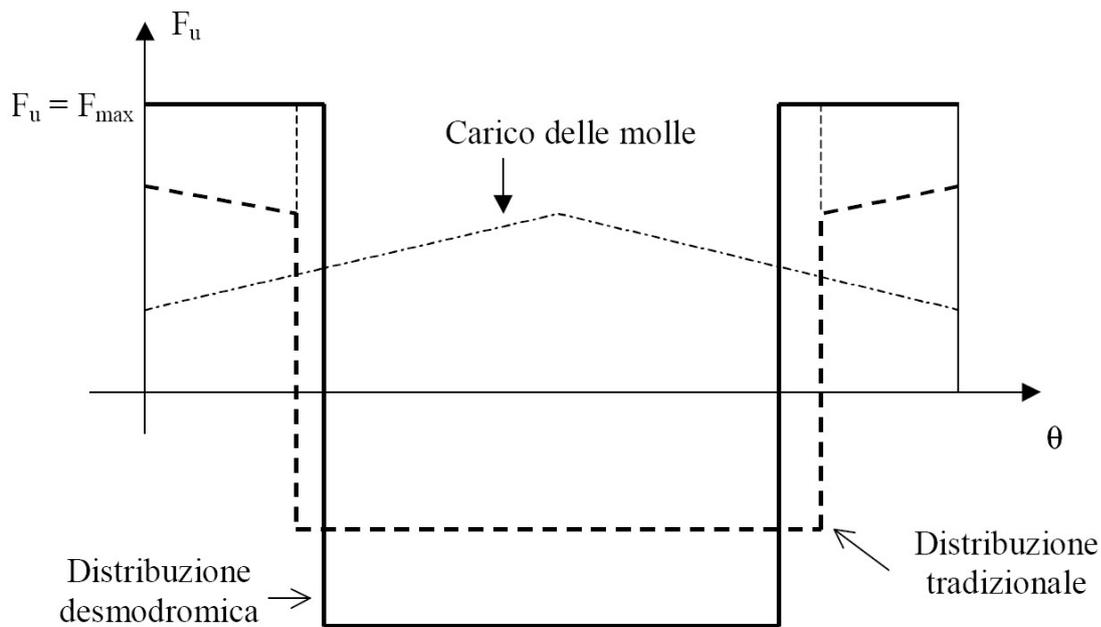


Figura 1.4: Confronto tra distribuzione tradizionale e desmodromica

Per la distribuzione desmodromica va chiarito che un moto perfettamente guidato della valvola nella fase ad accelerazione negativa e una diminuzione dei fenomeni vibratorii sono possibili solo a patto che il cinematismo lavori con giochi molto ridotti, quasi nulli; altrimenti negli istanti di inversione del moto valvola si verificherebbe un'improvvisa variazione di alzata seguita da un urto. Un fenomeno analogo si avrebbe nell'istante di chiusura dove la valvola rimbalzando sulla sede darebbe origine a fenomeni vibratorii. Questo tipo di problema si risolve con un'accuratissima realizzazione e montaggio di tutti i membri del cinematismo, per ridurre i giochi sotto i valori critici; inoltre nel "desmo" Ducati è presente una piccola molletta elicoidale che lavora a torsione sul bilanciere negativo, agendo nel verso della chiusura. Questa piccola molla ha il duplice compito di mantenere perfettamente chiusa la valvola e di ridurre l'entità dei fenomeni d'urto sopra descritti.

I giochi presenti nel meccanismo sono tuttavia inevitabili, basti pensare al notevole riscaldamento e quindi alla dilatazione di origine termica cui sono soggetti tutti i membri della distribuzione, che non è facilmente controllabile.

Menzionati i vantaggi del "desmo" rispetto la distribuzione tradizionale, è giusto elencare anche alcuni aspetti negativi di questo cinematismo che riguardano più la sua difficoltà di industrializzazione che non il suo aspetto funzionale.

Esso è costituito da un numero di organi meccanici superiore rispetto al cinematismo tradizionale: raddoppiano sia il numero di camme che quello dei bilancieri. Tutto ciò si traduce in un aumento della difficoltà costruttiva e in un maggior costo di produzione.

Tra i requisiti irrinunciabili che il meccanismo desmodromico deve possedere c'è la precisione costruttiva. I membri devono concorrere alla realizzazione di un moto perfettamente sincrono tra le due parti del meccanismo, apertura e chiusura. I due meccanismi camma-bilanciere che realizzano il desmodromico devono quindi guidare la valvola lungo tutto il suo moto e sviluppare in ogni istante la stessa alzata, imponendo

tramite i loro contorni la stessa legge di moto. In aggiunta per le ragioni viste si deve cercare di ridurre al minimo i giochi di funzionamento. Pertanto la precisione costruttiva necessaria diventa un ulteriore contributo ai maggiori costi che sono da prevedere nell'utilizzo di un sistema di distribuzione desmodromico al posto di uno tradizionale.

Bisogna sottolineare, tuttavia, come al di là dei suoi pregi e dei suoi difetti a determinare il successo della distribuzione desmodromica interviene sicuramente il fascino che essa esercita sugli appassionati, persone sempre più sensibili all'immagine e alla ricerca di qualcosa di esclusivo che rappresenti la più genuina passione motociclistica.



## *Capitolo 2: Geometrie del Desmo Ducati*

---

La distribuzione Ducati è applicata alle testate, sia a 2 che a 4 valvole di un motore bicilindrico a V di 90 gradi, che viene anche definito ad L per la particolare disposizione dei cilindri: uno di essi risulta quasi orizzontale, mentre l'altro di conseguenza è orientato in maniera quasi verticale.

Sia per i motori a 2 che a 4 valvole le problematiche sono le stesse e possono essere affrontate in maniera identica, tuttavia la determinazione di alcuni parametri risulta essere differente a seconda della testata in esame. La differenza principale tra le due geometrie, 2V e 4V, sta rispettivamente nella presenza di uno o due alberi in testa movimentati da una cinghia dentata. Nei due valvole l'unico albero presente muove sia le valvole di aspirazione che quelle di scarico, mentre nei 4V uno dei due alberi è dedicato alle valvole di aspirazione e l'altro a quelle di scarico.

Ogni albero è dotato di quattro camme a due a due coniugate, ogni coppia delle quali aziona una singola valvola. Per guidare il moto di salita e discesa di ciascuna valvola vengono impiegati:

- una camma e un bilanciere positivi (di apertura);
- una camma e un bilanciere negativi (di chiusura);
- una coppia di registri che mediano il contatto tra bilanciere e valvola;
- una molla elicoidale coassiale al bilanciere di chiusura che ha lo scopo di mantenere la posizione assiale del bilanciere.

Osserviamo ora come i vari membri concorrono alle diverse fasi dell'azionamento della valvola.

All'inizio della fase di salita e al termine di quella di discesa la camma positiva agisce sul relativo bilanciere, il quale a sua volta aziona la valvola agendo su un opportuno registro conformato a bicchierino e posto all'estremità dello stelo. In questo modo vengono trasmesse alla valvola forze ed accelerazioni di segno positivo.

Nelle fasi rimanenti del moto, al termine della salita e all'inizio della discesa, è attiva la camma negativa che guida il meccanismo. Essa aziona il bilanciere di chiusura, che ha il braccio rivolto verso la valvola con l'estremità a forchetta. Questa estremità gli permette di interagire con la valvola facendo forza su un risalto costituito dal registro di chiusura; quest'ultimo elemento è fissato allo stelo della valvola mediante due semianelli o semiconi. Così si riesce a trasferire alla valvola forze ed accelerazioni negative.

### **Parametri caratteristici**

Descriviamo ora in modo schematico la distribuzione Ducati per evidenziare i parametri essenziali nella definizione della geometria del cinematismo e dei suoi membri. In figura è rappresentato lo schema globale dell'intero cinematismo relativo ad una singola valvola, proiettato su di un piano perpendicolare all'asse di rotazione dell'albero a camme. È rappresentato lo schema di un 4V ma la nomenclatura dei parametri è la stessa per i 2V.

La valvola è rappresentata in posizione di chiusura, mentre sono indicati i raggi base dei bilancieri. Va fatto notare che per la camma di apertura il raggio base è quello minimo della camma, mentre per la camma di chiusura il raggio base è quello massimo, e durante la movimentazione della valvola la camma “rientra”.

Il sistema di riferimento ha origine lungo l’asse valvola all’altezza del termine della sede. L’asse delle ascisse è diretto lungo l’asse valvola ed è positivo se diretto verso l’interno della camera di combustione; quello delle ordinate è perpendicolare ad esso ed è diretto verso destra guardando il meccanismo dal lato cinghia.

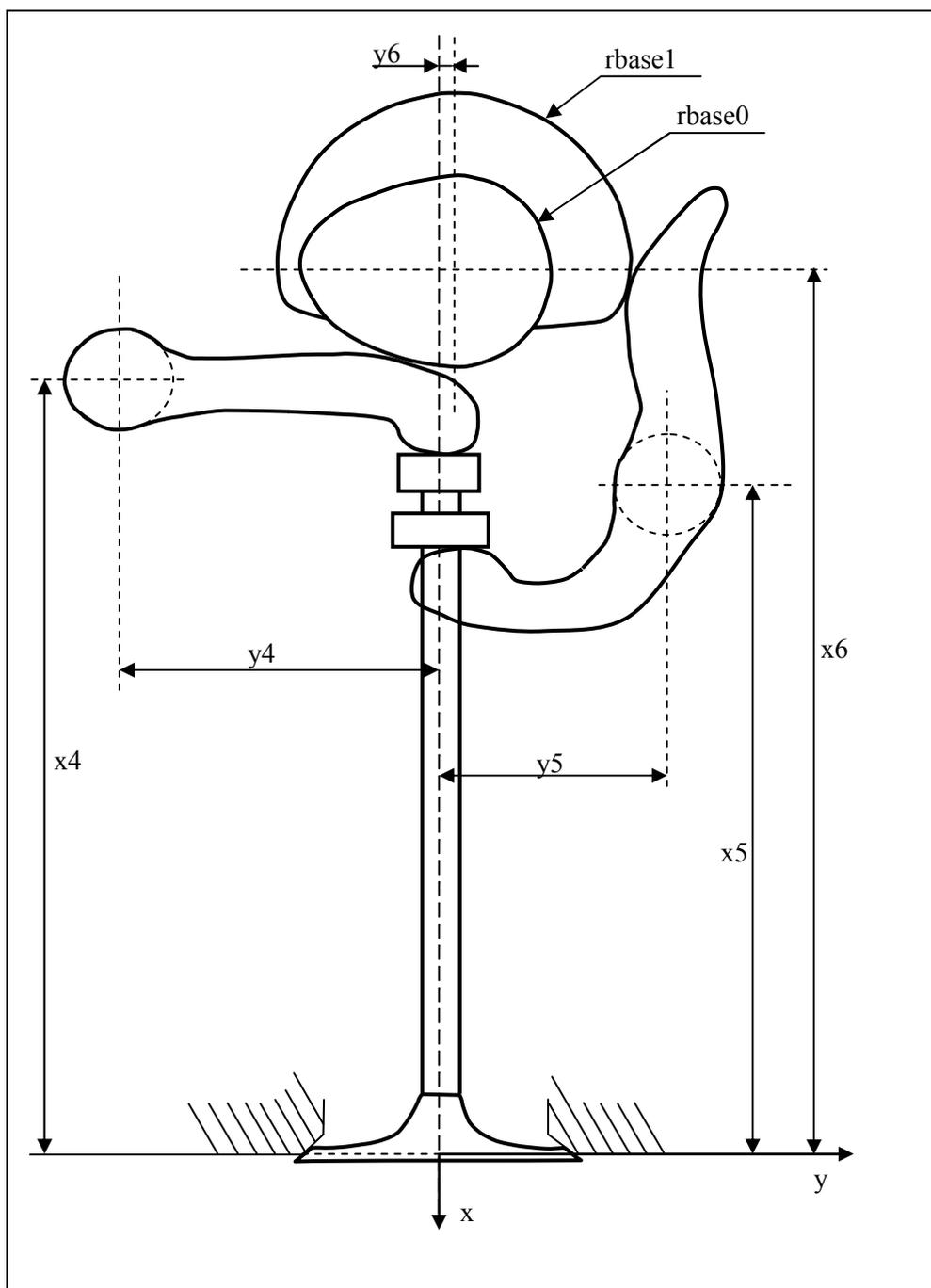


Figura 2.1: Geometria del meccanismo

I parametri evidenziati nello schema sono:

- $(x_6; y_6)$  = centro di rotazione dell'albero a camme;
- $(x_4; y_4)$  = centro di rotazione del bilanciere di apertura;
- $(x_5; y_5)$  = centro di rotazione del bilanciere di chiusura;
- $r_{base0}$  = raggio base della camma di apertura;
- $r_{base1}$  = raggio base della camma di chiusura.

Nella figura seguente sono rappresentati i due bilancieri, quello di apertura e quello di chiusura, per un meccanismo a 4V. Sono indicati i loro parametri caratteristici per determinarne il comportamento dal punto di vista cinematico. Essi sono:

- $R_c$  = distanza tra il centro di rotazione del bilanciere e il centro di curvatura del pattino a contatto con la camma;
- $r_c$  = raggio di curvatura del pattino a contatto con la camma;
- $R_b$  = distanza tra il centro di rotazione del bilanciere e il centro di curvatura del pattino a contatto con i registri valvola;
- $r_b$  = raggio di curvatura del pattino a contatto con i registri valvola;
- $\eta$  = angolo compreso tra  $R_b$  ed  $R_c$ .

Come si può notare in figura, il suffisso 0 è utilizzato per indicare i parametri associati ai membri positivi, mentre ci si serve del suffisso 1 per i parametri associati ai membri negativi. D'ora in poi sarà mantenuta questa convenzione.

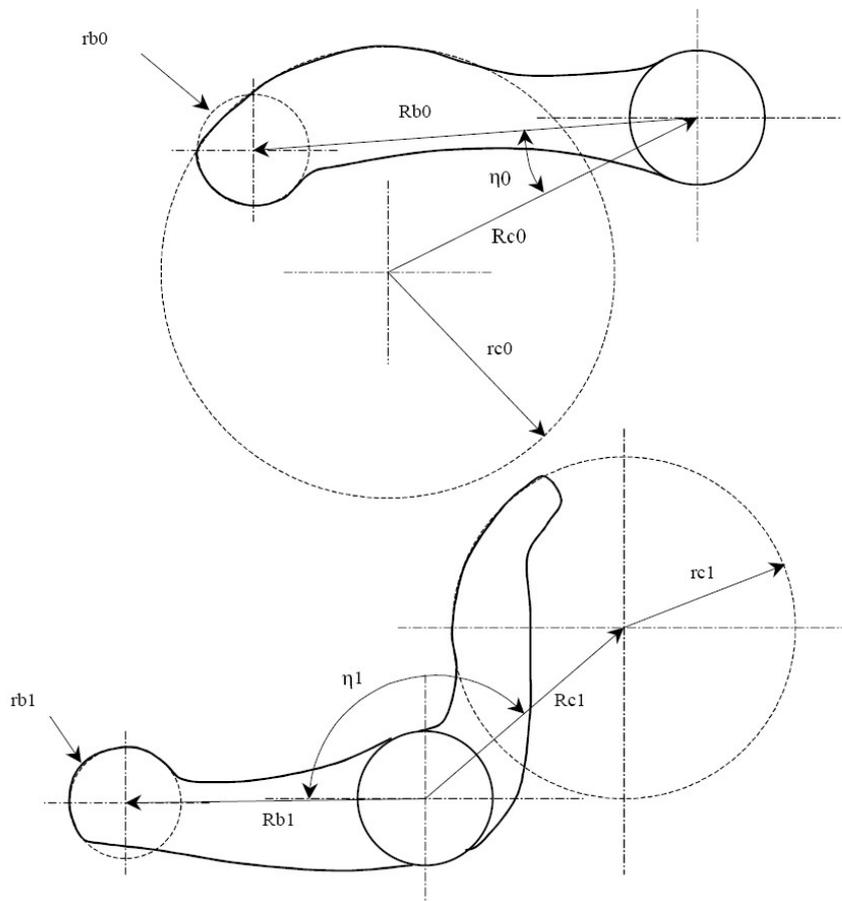


Figura 2.2: Parametri dei bilancieri

## Geometria del desmodromico 2V e 4V

Come accennato in precedenza, la differenza tra le due geometrie a 2 e 4 valvole sta nella presenza, rispettivamente, di uno o due alberi a camme nella testata del motore.

È possibile discriminare il tipo di geometria a seconda della posizione dell'albero a camme rispetto ai perni dei bilancieri. In figura è rappresentato uno schema delle posizioni relative di camme, bilancieri ed asse valvola per le geometrie a 2 e 4 valvole:

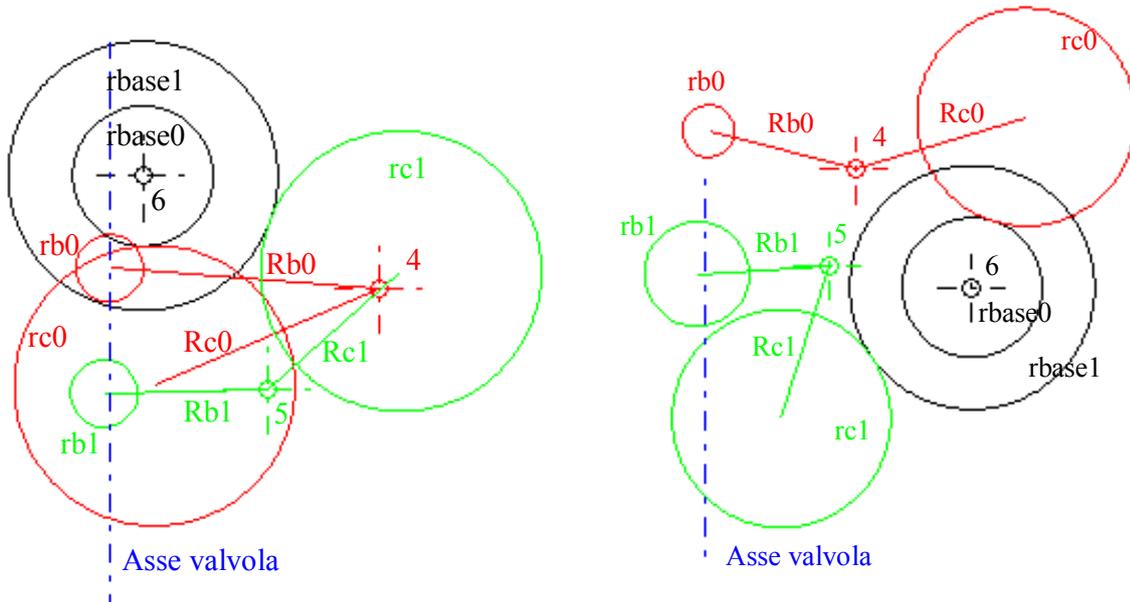


Figura 2.3: Geometrie caratteristiche 4V(sinistra) e 2V (destra)

Si nota in maniera evidente che nei meccanismi a quattro valvole il centro di rotazione dell'albero a camme (punto 6) è compreso tra l'asse valvola e i centri di rotazione dei bilancieri (punti 4 e 5), mentre per i due valvole si ha l'opposto, con il punto 6 esterno ai punti 4 e 5 rispetto all'asse valvola. Vengono riportati di seguito i versi degli angoli utilizzati nello studio del meccanismo desmodromico nelle sue varie configurazioni; a meno di indicazione diversa (-) i versi sono da ritenersi positivi. Queste convenzioni sono utilizzate anche dal programma DesmoLab per la risoluzione cinematica della distribuzione desmodromica.

### Contatto bilanciere e registri di apertura, 2V e 4V

In figura è indicato il contatto tra bilanciere e registri di apertura, sono indicati i punti 6 e 4, rispettivamente i centri di rotazione dell'albero a camme e del bilanciere, e con "registri" appunto il registro valvola.

L'angolo  $\beta_0$  e le dimensioni  $d_0$ ,  $R_{b0}$ ,  $r_{b0}$  sono valori assoluti, l'angolo  $\vartheta_0$  è positivo come in figura,  $d_{0k}$  è negativo come in figura. L'eccentricità ( $ecc_0$ ) e la velocità relativa tra pattino e registro ( $vel\_rel\_r_0$ ) hanno segno positivo se dirette verso il perno bilanciere.

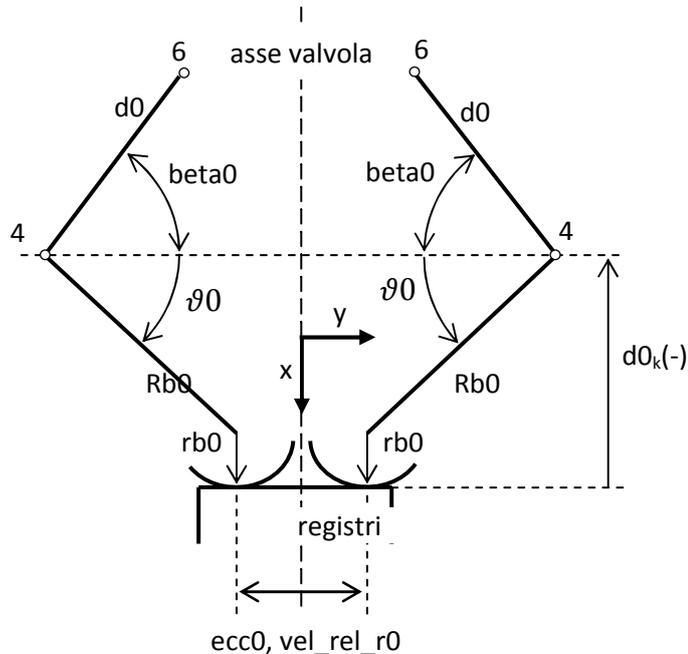


Figura 2.4: Contatto bilanciere e registri di apertura

### Geometria del bilanciere di apertura, 4V:

Sono riportati di seguito alcuni angoli caratteristici per il bilanciere di apertura, geometria a 4V. Per semplicità sono rappresentati solamente i centri di rotazione della camma (6) e del bilanciere (4), i loro congiungente  $d_0$  e i due bracci  $R_{b0}$  e  $R_{c0}$ . I versi sono positivi come indicati in figura, ad eccezione di quelli indicati col segno (-).

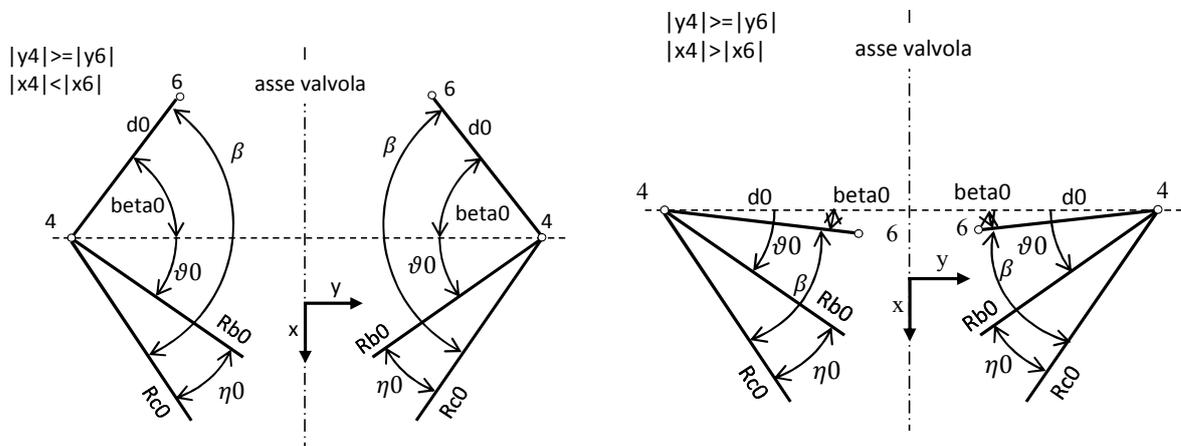


Figura 2.5: Geometrie del bilanciere di apertura, 4V

### Geometria del bilanciere di apertura, 2V:

Sono riportati di seguito alcuni angoli caratteristici per il bilanciere di apertura, geometria a 2V. Per semplicità sono rappresentati solamente i centri di rotazione della camma (6) e del bilanciere (4), la loro congiungente  $d_0$  e i due bracci  $R_{b0}$  e  $R_{c0}$ . I versi sono positivi come indicati in figura, ad eccezione di quelli indicati col segno (-).

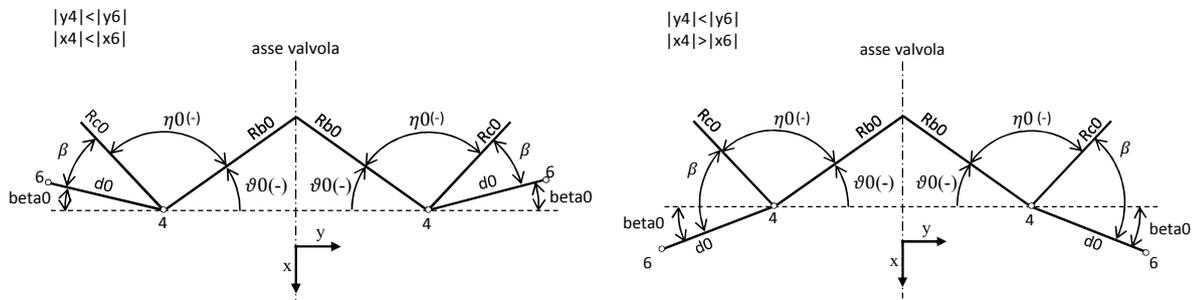


Figura 2.6: Geometrie del bilanciere di apertura, 2V

### Contatto bilanciere e registri di chiusura, 2V e 4V:

L'angolo  $\beta_{a1}$  e le dimensioni  $d_1$ ,  $R_{b1}$ ,  $r_{b1}$  sono valori assoluti; l'angolo  $\vartheta_1$  è positivo come in figura,  $d_{1k}$  è negativo come in figura, l'eccentricità ( $\text{ecc}_1$ ) e la velocità relativa del pattino bilanciante sui registri ( $\text{vel\_rel\_r}_1$ ) sono positivi se diretti verso il perno bilanciante.

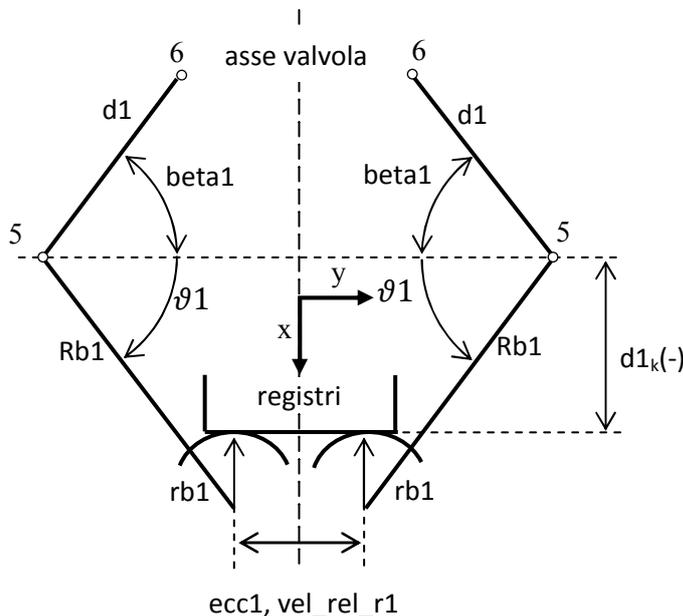


Figura 2.7: Contatto bilanciere e registri di chiusura

### Geometria del bilanciere di chiusura, 4V:

Sono riportati di seguito alcuni angoli caratteristici per il bilanciere di chiusura, geometria a 4V. Per semplicità sono rappresentati solamente i centri di rotazione della camma (6) e del bilanciere (5), la loro congiungente  $d_0$  e i due bracci  $Rb_0$  e  $Rc_0$ . I versi sono positivi come indicati in figura, ad eccezione di quelli indicati col segno (-).

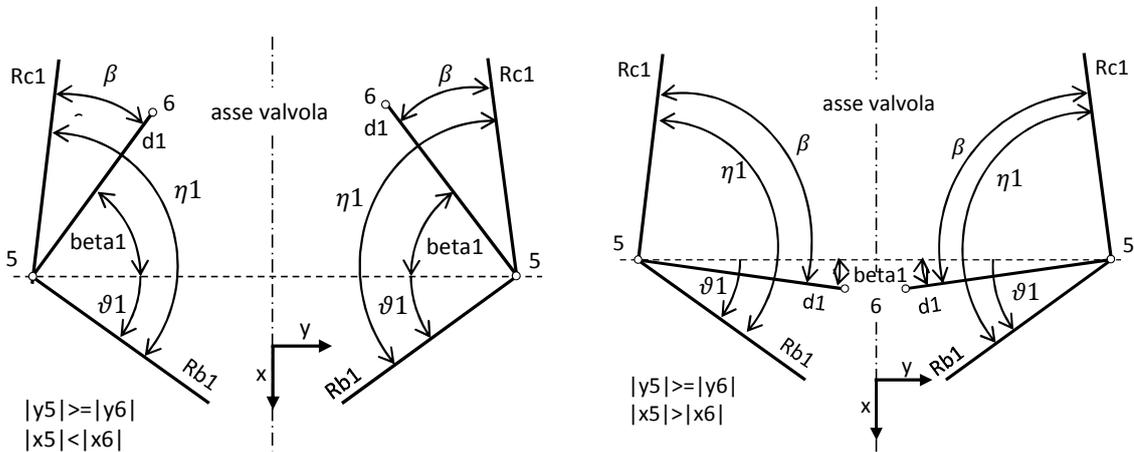


Figura 2.8: Geometrie del bilanciere di chiusura, 4V

### Geometria del bilanciere di chiusura, 2V:

Sono riportati di seguito alcuni angoli caratteristici per il bilanciere di chiusura, geometria a 2V. Per semplicità sono rappresentati solamente i centri di rotazione della camma (6) e del bilanciere (5), la loro congiungente  $d_0$  e i due bracci  $Rb_0$  e  $Rc_0$ . I versi sono positivi come indicati in figura, ad eccezione di quelli indicati col segno (-).

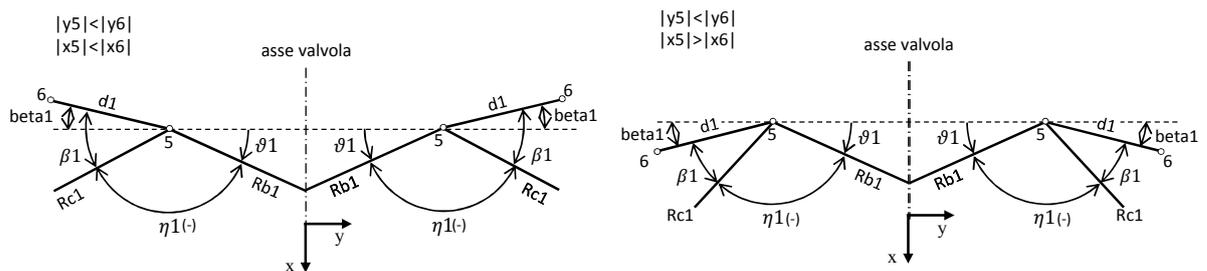


Figura 2.9: Geometrie del bilanciere di chiusura, 2V



## Capitolo 3: Sintesi del cinematismo

---

### Il problema di sintesi

In questo lavoro sarà trattato il problema di risalire al profilo delle camme del cinematismo desmodromico e degli altri parametri cinematici una volta conosciuto il moto che occorre imporre alla valvola. Questo tipo di problema rientra nel campo molto più ampio di studi definiti come “problema di sintesi”.

Con il termine “problema di sintesi” si individuano i metodi per ideare meccanismi capaci di realizzare determinate prestazioni che possono essere generalmente ricondotte alle tre seguenti categorie:

- 1) generazione di movimenti (guida di un corpo rigido);
- 2) generazione di traiettorie;
- 3) generazione di funzioni.

Le prime due categorie si riferiscono alla possibilità di far compiere ad un membro o ad un punto del meccanismo spostamenti attraverso un numero finito di posizioni.

La terza categoria consiste nel realizzare un legame funzionale tra il moto del membro di ingresso, nel nostro caso la camma, e di quello di uscita del meccanismo, la valvola, in modo da soddisfare per un numero finito di posizioni una funzione voluta.

In quest’ambito i meccanismi a camme sono degli organi capaci di realizzare una determinata legge di moto, anche complessa, con un’elevata precisione e semplicità di funzionamento.

Volendo realizzare in maniera coerente un meccanismo a camme è necessario dunque elaborare, sulla base delle condizioni di vincolo imposte dalla particolare applicazione, la legge di moto del cedente e successivamente determinare il corrispondente profilo della camma.

Se la velocità di rotazione del meccanismo si mantiene entro valori piuttosto limitati, oppure le forze scambiate tra i membri siano piuttosto moderate, non si introducono errori rilevanti considerando i membri come assolutamente rigidi e non si compromette la fedeltà della soluzione del problema di sintesi.

In questo caso si può ritenere che il moto del cedente sia legato in maniera biunivoca alla legge di alzata della camma, con il legame che è dato unicamente dalla geometria del meccanismo.

Se invece il meccanismo camma-cedente ruota ad alta velocità oppure è soggetto a forti carichi, quest’ipotesi di rigidità infinita viene a meno: la natura elastica del cedente e degli altri membri produce infatti effetti non più trascurabili sulla legge di moto in uscita. In questo caso occorre introdurre l’influenza di tale fattore per poter studiare realisticamente il problema.

In base a quanto finora esposto, è possibile ricondurre il procedimento globale di sintesi ad una breve schematizzazione, mediante la quale si possono evidenziare alcune fasi fondamentali.

Le fasi fondamentali da affrontare sono dunque:

- *sintetizzare*, secondo un criterio puramente cinematico, in base alle condizioni imposte dal funzionamento, una legge del moto di uscita soddisfacente, cioè tale da rispettare i vincoli iniziali imposti sulle varie derivate della legge di moto e caratterizzata da accettabili andamenti e valori di picco, secondo il giudizio e le esigenze del progettista. Le derivate più significative, ai fini di una buona prestazione del meccanismo, sono in genere quelle rappresentative dell'alzata, accelerazione ed impulso;
- *assumere un modello del sistema*, che permetta di affrontare il problema dinamico in maniera semplificata per quanto riguarda l'aspetto fisico - matematico, conservando però un' accettabile corrispondenza con il reale comportamento del sistema;
- *determinare un profilo* della camma tale da produrre la legge di moto di uscita precedentemente sintetizzata, considerando l'influenza della natura non rigida del cedente, sulla base delle relazioni matematiche che descrivono il comportamento dinamico del modello adottato.

Nel caso di una distribuzione desmodromica intervengono vari aspetti di carattere fisico, funzionale e produttivo che influenzano il problema di sintesi. Questi aspetti possono essere riassunti nei seguenti punti:

- limiti cinematici;
- limiti dinamici;
- problemi costruttivi e funzionali;
- comportamento fluidodinamico del motore.

In fase di progettazione per risolvere correttamente la sintesi cinematica è quindi necessario conoscere tutti questi aspetti, nonché saper risolvere il problema cinematico inverso. Dato lo scopo di questo lavoro di analizzare e confrontare tra loro diversi modelli di distribuzione, ci si limita allo studio delle caratteristiche e problematiche proprie della cinematica. Risolviamo ora appunto il problema cinematico.

## **Cinematica inversa e diretta del cinematismo desmodromico**

La cinematica studia da un punto di vista prettamente descrittivo il moto dei corpi: il moto viene rappresentato e studiato mediante degli opportuni strumenti matematici, senza prendere in considerazione le leggi e le cause fisiche, cioè le forze, che determinano il moto stesso.

Nel caso di studio possiamo definire come moventi del cinematismo le due camme (positiva e negativa) e come cedente la valvola. Il movente è il membro del meccanismo che assorbe una certa potenza all'esterno e determina il comportamento del cinematismo, mentre il cedente è la parte terminale dello stesso ed è il membro che realizza quella funzione operativa per la quale è stato realizzato il cinematismo stesso.

Si definisce "cinematica diretta" la determinazione del moto del cedente, posizione velocità ed accelerazione, una volta note la geometria del cinematismo e i parametri del moto (posizione, velocità, accelerazione) delle camme.

Al contrario nella "cinematica inversa" si determina la forma delle camme una volta note le caratteristiche di moto della valvola, la geometria del meccanismo e velocità di rotazione e accelerazione delle camme.

Il problema cinematico, diretto ed inverso, può essere risolto mediante semplici relazioni geometriche nel caso in cui siano noti tutti i parametri geometrici necessari e il cinematismo sia considerato privo di giochi.

In realtà i giochi sono sempre presenti nel cinematismo e non è possibile eliminarli completamente: questo non solo per motivi costruttivi ma anche per vere e proprie esigenze funzionali: i giochi sono necessari per compensare le dilatazioni termiche dei membri ed evitano contatti iperstatici tra gli stessi.

In seguito vengono proposte le relazioni che descrivono la risoluzione del problema cinematico inverso per la distribuzione desmodromica. Queste stesse relazioni sono state utilizzate all'interno del programma "DesmoLab" per automatizzare la risoluzione cinematica.

## **Intervallo di campionamento**

Le relazioni esposte in seguito sono valide in ogni istante temporale, tuttavia nel passaggio al calcolatore esse vengono risolte ad istanti predefiniti, detti campionamenti. Questi intervalli temporali sono equidistanti uno dall'altro di una quantità in genere pari al tempo necessario alla rotazione dell'albero a camme di mezzo grado.

Un campionamento pari alla rotazione di mezzo grado camma è ritenuto adatto a descrivere con precisione sufficiente le varie grandezze, senza però rendere troppo pesanti le operazioni di progettazione per l'elaboratore elettronico.

Inoltre un campionamento pari alla rotazione di mezzo grado camma corrisponde alla rotazione di un grado dell'albero motore, questo permette di "accordare" le analisi cinematiche con le altre effettuate sul motore nel suo complesso.

Identifichiamo con  $tc$  l'intervallo temporale di campionamento in secondo, con  $ncr$  la velocità di rotazione dell'albero a camme in giri al minuto, e con  $int\_camp$  l'intervallo angolare di campionamento in gradi. La relazione tra le tre grandezze è dunque:

$$tc = int\_camp \cdot \frac{60}{360 \cdot ncr}$$

Le grandezze presentate in seguito presentano spesso l'indice  $k$ . Questo indice rappresenta indifferentemente un generico istante temporale oppure l'istante di campionamento  $k$ -esimo, supposta una velocità di rotazione costante per l'albero a camme.

## Problema cinematico inverso

### Determinazione del moto della valvola

Come già esposto, il problema cinematico inverso del sistema di distribuzione desmodromico consiste nel risalire al profilo delle camme a partire dalla conoscenza del moto della valvola.

Questo moto è rappresentato dallo spostamento della valvola lungo il suo asse a partire dalla condizione di riposo, la quale corrisponde alla posizione di valvola chiusa a contatto con la sede. Si indica lo spostamento della valvola con  $sv_k$ , che ne è il valore all'istante di campionamento  $k$ -esimo.

Noto lo spostamento si può risalire immediatamente anche a velocità e ad accelerazione,  $vv_k$  e  $av_k$ , ad esempio con il metodo delle differenze finite:

$$vv_k = \frac{sv_{k+1} - sv_{k-1}}{tc}$$

$$av_k = \frac{sv_{k+1} - 2sv_k + sv_{k-1}}{tc^2}$$

Sono possibili naturalmente anche altri metodi di derivazione, che possono portare a valori di velocità ed accelerazione - e quindi a risultati - leggermente diversi. È dunque buona norma utilizzare il metodo più adatto di caso in caso.

### Posizione iniziale dei bilancieri

Per risolvere il problema cinematico inverso occorre partire innanzitutto dalla definizione della posizione iniziale dei membri. Sono considerati note le seguenti grandezze:

- i parametri geometrici dei membri del cinematismo:  $Rb0, rb0, Rc0, rc0, \eta_0, Rb1, rb1, Rc1, rc1, \eta_1$ ;
- la posizione dei centri di rotazione dei bilancieri e delle camme:  $x4, y4, x5, y5, x6, y6$ ;
- i raggi base delle camme  $rbase0$  e  $rbase1$ ;
- la velocità di rotazione dell'albero a camme in giri al minuto,  $ncr$ .

Si può così calcolare la posizione iniziale dei bilancieri, che sono a contatto con le camme nei loro raggi base, mentre la valvola è in posizione di riposo.

Chiamiamo con  $d$  l'interasse tra i centri di rotazione camma e bilanciere:

$$d0 = \sqrt{(x4 - x6)^2 + (y4 - y6)^2}$$

$$d1 = \sqrt{(x5 - x6)^2 + (y5 - y6)^2}$$

L'angolo compreso tra centro di rotazione della camma, centro di rotazione del bilanciere e asse y è  $\beta$ :

$$\beta_0 = \cos^{-1} \frac{|y_4 - y_6|}{d_0}$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \frac{|y_5 - y_6|}{d_1}$$

Con  $\beta$  si identifica l'angolo compreso tra: centro di rotazione camma, centro di rotazione bilanciere ed Rc. Sfruttando il teorema dei coseni si può identificare il suo valore iniziale:

$$\beta_{0_0} = \cos^{-1} \left( \frac{Rc0^2 + d0^2 - (rc0 + rbase0)^2}{2 \cdot Rc0 \cdot d0} \right)$$

$$\beta_{1_0} = \cos^{-1} \left( \frac{Rc1^2 + d1^2 - (rc1 - rbase1)^2}{2 \cdot Rc1 \cdot d1} \right)$$

A seconda del tipo di cinematismo (a 2 o 4 valvole) e della sua configurazione, si può ricavare la posizione angolare iniziale dei bilancieri, determinata dall'angolo  $\vartheta_0$ .

Per il meccanismo di apertura:

$$\text{se } |y_4| \geq |y_6| \ \& \ |x_4| \leq |x_6|$$

$$\vartheta_{0_0} = \beta_{0_0} - \beta_0 - \eta_0$$

$$\text{se } |y_4| \geq |y_6| \ \& \ |x_4| > |x_6|$$

$$\vartheta_{0_0} = \beta_{0_0} + \beta_0 - \eta_0$$

$$\text{se } |y_4| < |y_6| \ \& \ |x_4| \leq |x_6|$$

$$\vartheta_{0_0} = \beta_{0_0} + \beta_0 - \eta_0 - \pi$$

$$\text{se } |y_4| < |y_6| \ \& \ |x_4| > |x_6|$$

$$\vartheta_{0_0} = \beta_{0_0} - \beta_0 - \eta_0 - \pi$$

Per il meccanismo di chiusura:

$$\text{se } |y_5| \geq |y_6| \ \& \ |x_5| \leq |x_6|$$

$$\vartheta_{1_0} = \eta_1 - \beta_{1_0} - \beta_1$$

$$\text{se } |y_5| \geq |y_6| \ \& \ |x_5| > |x_6|$$

$$\vartheta_{1_0} = \beta_{1_0} + \beta_1 - \eta_1$$

$$\text{se } |y_5| < |y_6| \ \& \ |x_5| \leq |x_6|$$

$$\vartheta_{1_0} = -\beta_{1_0} + \beta_1 - \eta_1 - \pi$$

$$\text{se } |y_5| < |y_6| \ \& \ |x_5| > |x_5|$$

$$\vartheta_{1_0} = -\beta_{1_0} - \beta_{eta1} + \eta_1 + \pi$$

Si determina anche la posizione iniziale dei registri, indicata da  $x_1$  e  $x_2$ :

$$x_1 = x_4 + R_{b0} \cdot \text{sen}(\vartheta_{0_0}) + r_{b0}$$

$$x_2 = x_5 + R_{b1} \cdot \text{sen}(\vartheta_{1_0}) - r_{b1}$$

Da queste si ricava lo spessore del pacco registri:

$$\text{pacco\_registri} = x_{2_k} - x_{1_k}$$

### Calcolo del moto dei bilancieri

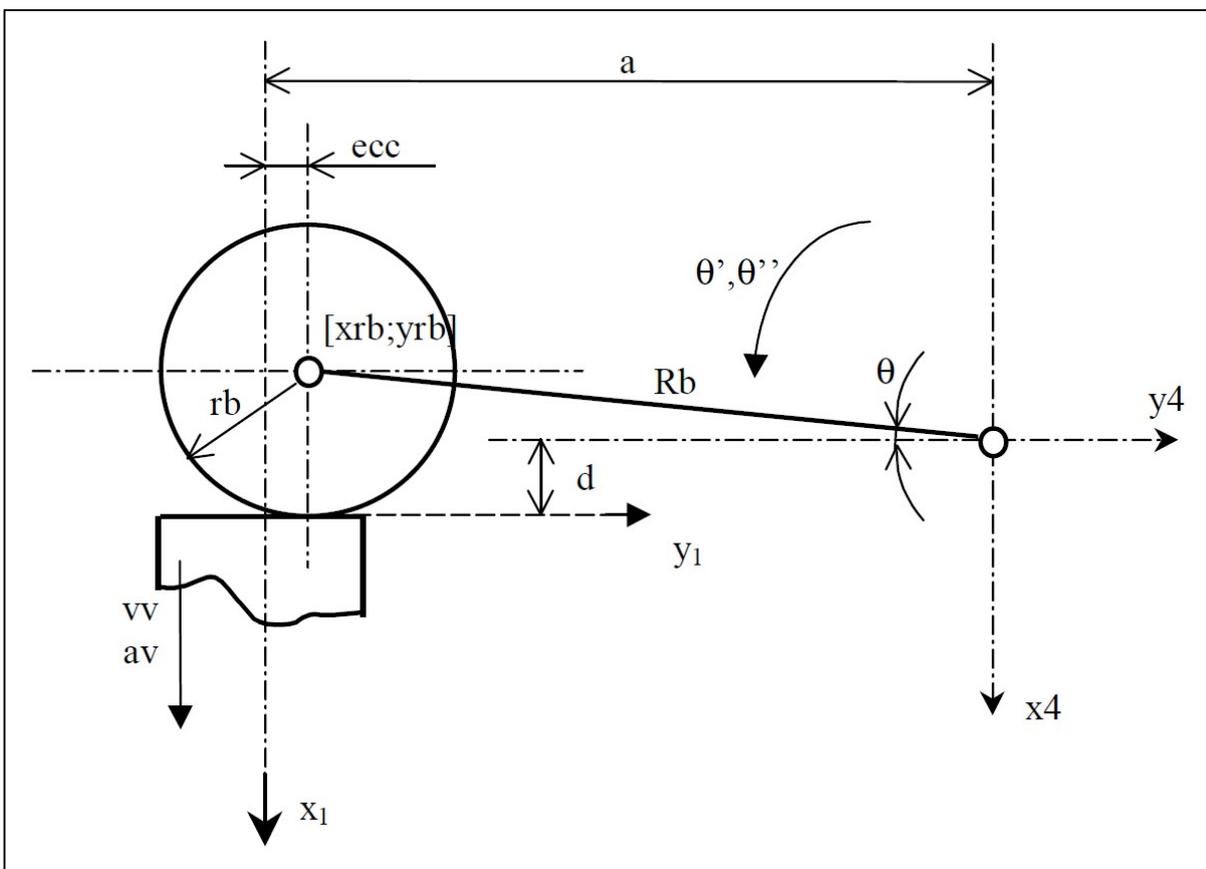


Figura 3.1: Contatto bilanciere-registri

Con riferimento alla Figura 3.1, si possono calcolare ora le posizioni dei due registri valvola in ogni istante del moto:

$$x_{1_k} = x_1 + sv_{0_k}$$

$$x_{2_k} = x_2 + sv_{1_k}$$

e le dimensioni:

$$d_{0_k} = x_4 - x_{1_k}$$

$$d1_k = x5 - x2_k$$

Si può quindi calcolare l'angolo  $\vartheta_k$ , stando attenti a non confondere  $d0$  e  $d1$  con  $d0_k$  e  $d1_k$ :

$$\vartheta0_k = \sin^{-1} \left( -\frac{rb0 + d0_k}{Rb0} \right)$$

$$\vartheta1_k = \sin^{-1} \left( \frac{rb1 - d1_k}{Rb1} \right)$$

L'angolo  $\vartheta_k$  è positivo quando il centro di curvatura del pattino ha ascissa maggiore del centro di rotazione del bilanciere. In figura l'angolo  $\vartheta_k$  è negativo. Imponendo la condizione di non distacco tra pattino e registro si possono calcolare velocità e accelerazione angolare dei bilancieri:

$$\dot{\vartheta}0_k = \frac{vv0_k}{Rb0 \cdot \cos(\vartheta0_k)}$$

$$\dot{\vartheta}1_k = \frac{vv1_k}{Rb1 \cdot \cos(\vartheta1_k)}$$

$$\ddot{\vartheta}0_k = \frac{av0_k + an0_k}{Rb0 \cdot \cos(\vartheta0_k)}$$

$$\ddot{\vartheta}1_k = \frac{av1_k + an1_k}{Rb1 \cdot \cos(\vartheta1_k)}$$

Dove  $an_k$  è la componente dell'accelerazione centripeta normale al punto di contatto:

$$an0_k = \dot{\vartheta}0_k^2 \cdot Rb0 \cdot \sin(\vartheta0_k)$$

$$an1_k = \dot{\vartheta}1_k^2 \cdot Rb1 \cdot \sin(\vartheta1_k)$$

Queste grandezze sono positive quando il loro verso è concorde con quello necessario ai bilancieri per l'apertura della valvola.

A questo punto è possibile calcolare l'eccentricità di contatto tra il pattino del bilanciere e il registro valvola:

$$ecc0_k = \pm y4 - Rb0 \cdot \cos(\vartheta0_k)$$

$$ecc1_k = \pm y5 - Rb1 \cdot \cos(\vartheta1_k)$$

Il segno meno vale quando  $y4$ ,  $y5$  sono minori di zero. Si può anche ricavare la velocità relativa di strisciamento tra pattino e registro.

Espressa la posizione del punto di contatto in coordinate polari:

$$rr0_k = \sqrt{(Rb0 \cos(\vartheta0_k))^2 + (rb0 + Rb0 \sin(\vartheta0_k))^2}$$

$$\ell_{0_k} = \tan^{-1} \frac{rb_0 + Rb_0 \sin(\vartheta_{0_k})}{Rb_0 \cdot \cos(\vartheta_{0_k})}$$

$$rr_{1_k} = \sqrt{(Rb_1 \cos(\vartheta_{1_k}))^2 + (rb_1 - Rb_1 \sin(\vartheta_{1_k}))^2}$$

$$\ell_{1_k} = \tan^{-1} \left( -\frac{rb_1 - Rb_1 \sin(\vartheta_{1_k})}{Rb_1 \cdot \cos(\vartheta_{1_k})} \right)$$

Si può ricavare la velocità relativa come:

$$vel\_rel\_r_{0_k} = rr_{0_k} \cdot \dot{\vartheta}_{0_k} \cdot \sin(\ell_{0_k})$$

$$vel\_rel\_r_{1_k} = rr_{1_k} \cdot \dot{\vartheta}_{1_k} \cdot \sin(\ell_{1_k})$$

Eccentricità e velocità relativa sono entrambe positive se dirette verso il centro di rotazione del bilanciere.

### Calcolo delle camme

Partendo dal moto dei bilancieri è ora possibile risalire al moto e al profilo delle camme. Con riferimento agli schemi precedentemente pubblicati sulle diverse geometrie per i desmo a due e quarto valvole, si può calcolare l'angolo  $\beta$ , che indica la posizione del bilanciere rispetto al telaio. A seconda delle diverse geometrie esso è descritto dalle relazioni, per il bilanciere di apertura:

$$\text{se } |y_4| \geq |y_6| \ \& \ |x_4| \leq |x_6|$$

$$\beta_{0_k} = \vartheta_{0_k} + \eta_0 + beta_0$$

$$\text{se } |y_4| \geq |y_6| \ \& \ |x_4| > |x_6|$$

$$\beta_{0_k} = \vartheta_{0_k} + \eta_0 - beta_0$$

$$\text{se } |y_4| < |y_6| \ \& \ |x_4| \leq |x_6|$$

$$\beta_{0_k} = \pi + \vartheta_{0_k} + \eta_0 - beta_0$$

$$\text{se } |y_4| < |y_6| \ \& \ |x_4| > |x_6|$$

$$\beta_{0_k} = \pi + \vartheta_{0_k} + \eta_0 + beta_0$$

E per il bilanciere di chiusura:

$$\text{se } |y_5| \geq |y_6| \ \& \ |x_5| < |x_6|$$

$$\beta_{1_k} = \eta_1 - beta_1 - \vartheta_{1_k}$$

$$\text{se } |y_5| \geq |y_6| \ \& \ |x_5| \geq |x_6|$$

$$\beta_{1_k} = \eta_1 + beta_1 - \vartheta_{1_k}$$

$$\text{se } |y_5| < |y_6| \ \& \ |x_5| < |x_6|$$

$$\beta_{1_k} = -\pi - \eta_1 + \beta_{1_0} - \vartheta_{1_k}$$

$$\text{se } |y_5| < |y_6| \ \& \ |x_5| \geq |x_6|$$

$$\beta_{1_k} = \pi + \eta_1 - \beta_{1_0} - \vartheta_{1_k}$$

Questi angoli si possono trovare rappresentati in figura . In questo modo è stata definita la geometria del contatto tra bilanciere e camma, ed è possibile determinare l'angolo di pressione, le coordinate del profilo camma, il suo raggio di curvatura, i bracci delle forze agenti su camma e bilanciere e la velocità relativa tra i due membri. Con riferimento alle Figura 3.2 e Figura 3.3, l'angolo  $\gamma$  è quello il cui vertice L è il centro di istantanea rotazione tra camma e bilanciere, cioè è il punto la cui velocità rispetto al centro di rotazione della camma è uguale a quella calcolata rispetto il centro del bilanciere.

$$O_1L \ ncr = O_2L \ \dot{\beta}$$

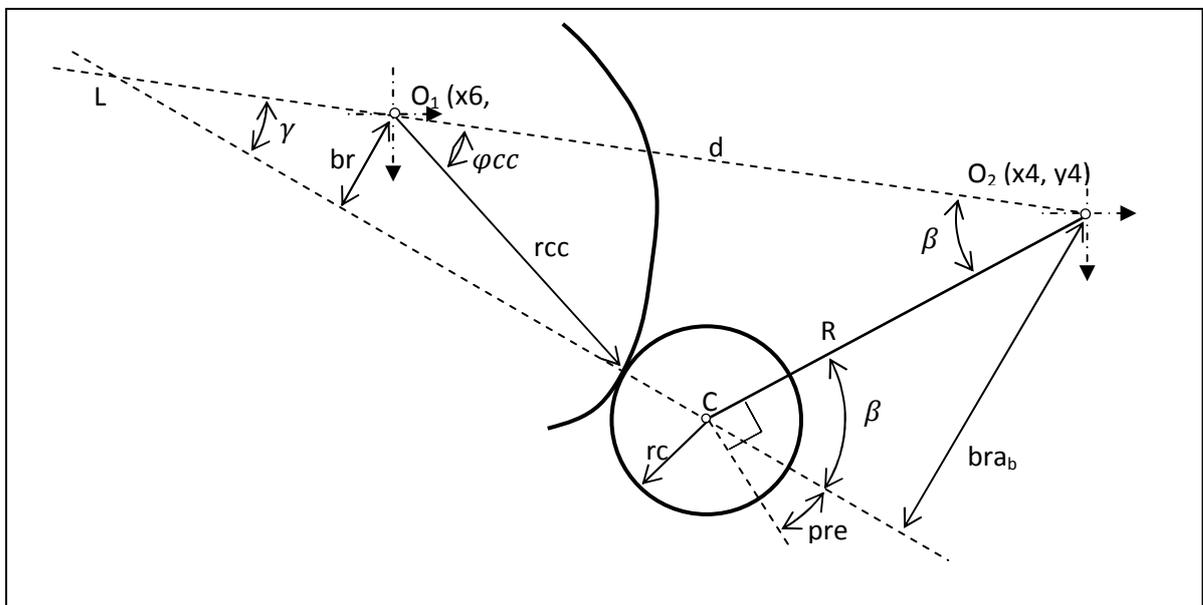


Figura 3.2: Contatto camma-bilanciere

Siccome  $\dot{\beta} = d\beta/dt = \dot{\vartheta}$  si ha:

$$\frac{O_1L}{O_2L} = \frac{\dot{\vartheta}}{ncr} = y'$$

E per la similitudine dei due triangoli  $O_1LM$  e  $O_2LN$ , entrambi rettangoli:

$$\frac{O_1L}{O_2L} = \frac{O_1M}{O_2N}$$

Uguagliando le due equazioni si giunge a:

$$Rc \cdot \text{sen}(\beta + \gamma) \cdot y' = Rc \cdot \text{sen}(\beta + \gamma) - d \text{sen}(\gamma)$$

Sostituendo  $\text{sen}(\beta + \gamma) = \text{sen } \beta \cos \gamma + \text{sen } \gamma \cos \beta$  e manipolando più volte l'equazione si può ricavare  $\gamma$ .

Per le convenzioni fatte sui segni dei bilancieri, va posto per il bilanciante di apertura:

$$y'0_k = \frac{\dot{\vartheta}0_k}{ncr}$$

$$y''0_k = \frac{\ddot{\vartheta}0_k}{ncr^2}$$

E per il bilanciante di chiusura:

$$y'1_k = -\frac{\dot{\vartheta}1_k}{ncr}$$

$$y''1_k = -\frac{\ddot{\vartheta}1_k}{ncr^2}$$

Ci si ricava così l'angolo  $\gamma$ :

$$\gamma0_k = \tan^{-1} \frac{Rc0 \cdot (1 - y'0_k) \cdot \text{sen } \beta0_k}{d0 - Rc0 \cdot (1 - y'0_k) \cdot \cos \beta0_k}$$

$$\gamma1_k = \tan^{-1} \frac{Rc1 \cdot (1 - y'1_k) \cdot \text{sen } \beta1_k}{d1 - Rc1 \cdot (1 - y'1_k) \cdot \cos \beta1_k}$$

Nota l'angolo  $\gamma$  è immediato trovare l'angolo di pressione, che è l'angolo compreso tra la normale al punto di contatto e la direzione del moto del centro di curvatura del bilanciante:

$$\text{pres}0_k = \frac{\pi}{2} - (\beta0_k + \gamma0_k)$$

$$\text{pres}1_k = \frac{\pi}{2} - (\beta1_k + \gamma1_k)$$

Nota l'angolo di pressione è possibile ricavare la direzione assoluta della retta di azione delle forze scambiate tra camma e bilanciante, descritta dall'angolo  $\text{gamma}_a$  (apertura) e  $\text{gamma}_c$  (chiusura). Essi valgono, per i meccanismi a due valvole:

$$\text{gamma}_a = \pi + \vartheta0_k - \eta0 - \text{pres}0_k$$

$$\text{gamma}_c = \pi - \vartheta1_k - \eta1 - \text{pres}1_k$$

e per quelli a quattro valvole:

$$\text{gamma}_a = \vartheta0_k + \text{pres}0_k + \eta0$$

$$\text{gamma}_c = \pi + \vartheta1_k - \eta1 - \text{pres}1_k$$

Si possono calcolare anche le coordinate polari del profilo camma rispetto il riferimento fisso del segmento  $d$ . Per l'apertura valgono:

$$rcc0_k = \sqrt{(Rc0 \cdot \text{sen } \beta0_k - rc0 \cdot \text{sen } \gamma0_k)^2 + (d0 - Rc0 \cdot \cos \beta0_k - rc0 \cdot \cos \gamma0_k)^2}$$

$$\varphi_{cc0_k} = \tan^{-1} \frac{Rc0 \cdot \text{sen } \beta_{0_k} - rc0 \cdot \text{sen } \gamma_{0_k}}{d0 - Rc0 \cdot \text{cos } \beta_{0_k} - rc0 \cdot \text{cos } \gamma_{0_k}}$$

E per la chiusura:

$$r_{cc1_k} = \sqrt{(Rc1 \text{sen } \beta_{1_k} - rc1 \text{sen } \gamma_{1_k})^2 + (d1 - Rc1 \cdot \text{cos } \beta_{1_k} - rc1 \cdot \text{cos } \gamma_{1_k})^2}$$

$$\varphi_{cc1_k} = \tan^{-1} \frac{Rc1 \cdot \text{sen } \beta_{1_k} - rc1 \cdot \text{sen } \gamma_{1_k}}{d1 - Rc1 \cdot \text{cos } \beta_{1_k} - rc1 \cdot \text{cos } \gamma_{1_k}}$$

Il profilo effettivo delle camme viene poi riportato in un sistema di coordinate coerente con l'intero albero a camme, che ha la sua origine in corrispondenza della chiavetta.

Definita  $\chi$  la rotazione per sovrapporre il punto di alzata massima della camma di apertura con la chiavetta, con una rotazione antioraria vista dal lato della cinghia che trasmette il moto all'albero a camme, è possibile ricondurre le coordinate del profilo camma al sistema di coordinate solidale con l'albero.

Posto  $k_{max}$  il campionamento di alzata massima e calcolato l'angolo

$$\phi = -(\pm \varphi_{cc0_{k_{max}}} \pm \text{int}_{camp} \cdot k_{max} \mp \varphi_{cc0_0} - \chi)$$

I valori angolari del profilo effettivo camma valgono:

$$\varphi_{0_k} = \pm \varphi_{cc0_k} \pm \text{int}_{camp} \cdot k \mp \varphi_{cc0_0} + \phi$$

$$\varphi_{1_k} = \pm \varphi_{cc1_k} \pm \text{int}_{camp} \cdot k \mp \varphi_{cc1_0} + \phi + sfa$$

Dove vale il segno superiore se il moto della camma è antiorario, viceversa se il moto è orario.  $sfa$  è l'angolo di sfasamento fra la camma di apertura e quella di chiusura e vale:

$$sfa = \varphi_{cc0_0} + \varphi_{cc1_0} - \widehat{(x4; y4)(x6; y6)(x5; y5)}$$

I profili effettivi delle camme sono dunque descritti, in coordinate polari rispetto la chiavetta, dalle coppie  $(r_{cc0_k}, \varphi_{0_k})$  per la camma di apertura e  $(r_{cc1_k}, \varphi_{1_k})$  per quella di chiusura.

Per ricavare il raggio di curvatura del profilo camma ci si serve del centro di curvatura del profilo base, indicato nella Figura 3.3 come K. Il profilo primitivo è il profilo descritto dal centro di curvatura del bilanciante nel suo moto. Il raggio di curvatura del profilo primitivo è dunque il segmento KC, in seguito chiamato  $\rho_0$ . Detto  $\rho$  il raggio di curvatura della camma, si ha:  $\rho = \rho_0 - rc$ .

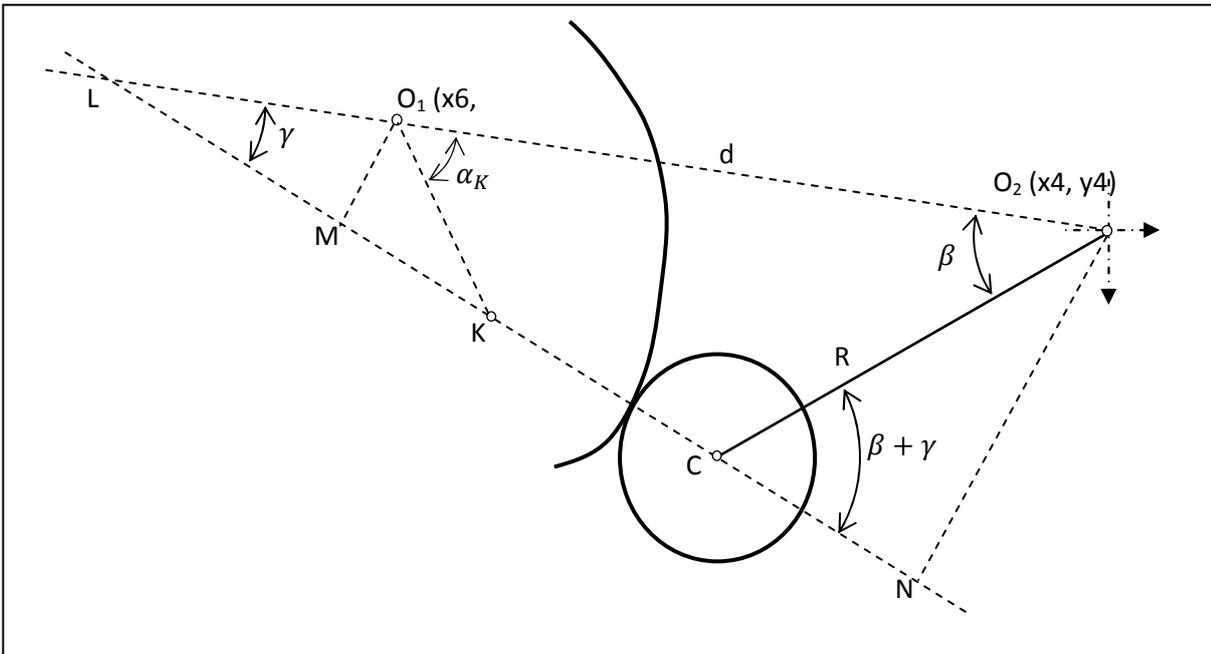


Figura 3.3: Costruzioni di supporto

Scrivendo l'equazione di chiusura del poligono  $KCO_2O_1$  e proiettandola su due direzioni, una parallela al segmento  $d$  e una normale ad esso, si ottengono le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} O_1K \cos \alpha_K + \rho_0 \cos \gamma + Rc \cos \beta - d = 0 \\ O_1K \sin \alpha_K + \rho_0 \sin \gamma - Rc \sin \beta = 0 \end{cases}$$

Derivando la seconda si ottiene:

$$O_1K \cos \alpha_K \frac{\partial \alpha_K}{\partial \vartheta} + \rho_0 \cos \gamma \frac{\partial \gamma}{\partial \vartheta} - Rc \frac{\partial \beta}{\partial \vartheta} \cos \beta = 0$$

In un intorno del punto considerato, il segmento  $O_1K$  resta immobile, quindi ad una rotazione di  $d\vartheta$  corrisponde un'analoga diminuzione di  $\alpha_K$ :

$$\frac{\partial \alpha_K}{\partial \vartheta} = \frac{(\alpha_K - d\vartheta) - \alpha_K}{d\vartheta} = -1$$

Mentre i termini  $\frac{\partial \gamma}{\partial \vartheta}$  e  $\frac{\partial \beta}{\partial \vartheta}$  sono pari rispettivamente a  $\gamma'$  e a  $\beta'$ .

Ci si ricava così il termine  $O_1K \cos \alpha_K$  che sostituito nella prima equazione fornisce:

$$\rho_0 \cdot \cos \gamma \cdot \gamma' - Rc \cdot \beta' \cdot \cos \beta + \rho_0 \cdot \cos \gamma + Rc \cdot \cos \beta - d = 0$$

Da cui è immediato ricavare il raggio di curvatura della camma:

$$\rho_{0k} = \frac{d0 - Rc0 \cdot (1 - \beta'0_k) \cdot \cos \beta0_k}{(1 + \gamma'0_k) \cdot \cos \gamma0_k} - rc0$$

$$\rho_{1k} = \frac{d_1 - Rc_1 \cdot (1 - y'_{1k}) \cdot \cos \beta_{1k}}{(1 + \gamma'_{1k}) \cdot \cos \gamma_{1k}} - rc_1$$

I termini  $\gamma'$  che compaiono possono essere ricavati dall'equazione precedentemente trovata nella ricerca dell'angolo  $\gamma$ :

$$Rc \cdot \text{sen}(\beta + \gamma) \cdot y' = Rc \cdot \text{sen}(\beta + \gamma) - d \text{sen}(\gamma)$$

Che derivata fornisce:

$$\gamma'_{0k} = \frac{Rc_0 \cdot (1 - y'_{0k}) \cdot y'_{0k} \cdot \cos(\beta_{0k} + \gamma_{0k}) - Rc_0 \cdot y''_{0k} \cdot \text{sen}(\beta_{0k} + \gamma_{0k})}{d_0 \cdot \cos \gamma_{0k} - Rc_0 \cdot (1 - y'_{0k}) \cdot \cos(\beta_{0k} + \gamma_{0k})}$$

$$\gamma'_{1k} = \frac{Rc_1 \cdot (1 - y'_{1k}) \cdot y'_{1k} \cdot \cos(\beta_{1k} + \gamma_{1k}) - Rc_1 \cdot y''_{1k} \cdot \text{sen}(\beta_{1k} + \gamma_{1k})}{d_1 \cdot \cos \gamma_{1k} - Rc_1 \cdot (1 - y'_{1k}) \cdot \cos(\beta_{1k} + \gamma_{1k})}$$

Si può determinare ora la velocità relativa fra pattino e camma nei punti di contatto. Utilizzando i centri assoluti e relativi di rotazione si ha per l'apertura:

$$v_{pc0} = |ncr|$$

$$v_{pb0k} = |\dot{\vartheta}_{0k}|$$

$$C_{12}P = Rc_0 / \text{sen}(\gamma_{0k}) \cdot \text{sen}(\beta_{0k}) - rc_0$$

$$C_{12}C_{23} = Rc_0 / \text{sen}(\gamma_{0k}) \cdot \text{sen}(\pi - \beta_{0k} - \gamma_{0k})$$

$$\text{se } d_0 < C_{12}C_{23}$$

$$\Omega_{12}0_k = v_{pc0k} - v_{pb0k}$$

$$\text{se } d_0 > C_{12}C_{23}$$

$$\Omega_{12}0_k = v_{pc0k} + v_{pb0k}$$

$$vel\_rel\_c0_k = \Omega_{12}0_k \cdot C_{12}P$$

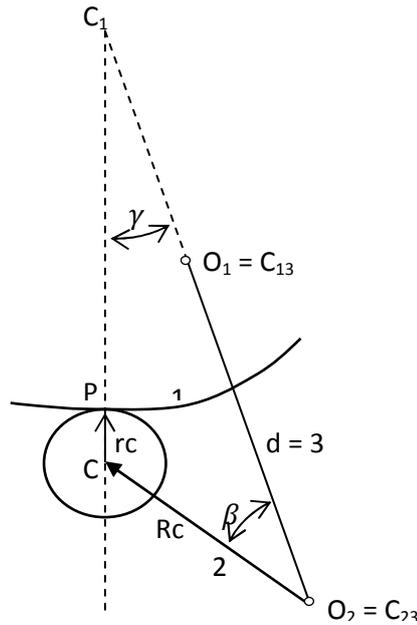


Figura 3.4: Centri istantanei e relativi di rotazione

E in modo analogo per la chiusura:

$$v_{pc1} = |ncr|$$

$$v_{pb1_k} = |\dot{\theta}1_k|$$

$$C_{12}P = Rc1 / \sin(\gamma1_k) \cdot \sin(\beta1_k) - rc1$$

$$C_{12}C_{23} = Rc1 / \sin(\gamma1_k) \cdot \sin(\pi - \beta1_k - \gamma1_k)$$

$$\text{se } d1 < C_{12}C_{23}$$

$$\Omega_{12}1_k = v_{pc1_k} - v_{pb1_k}$$

$$\text{se } d1 > C_{12}C_{23}$$

$$\Omega_{12}1_k = v_{pc1_k} + v_{pb1_k}$$

$$vel\_rel\_c1_k = \Omega_{12}1_k \cdot C_{12}P$$

È possibile ricavare le coordinate polari del centro di curvatura del pattino a contatto con la camma, C:

$$Rcc0_k = \sqrt{(Rc0 \cdot \sin \beta0_k)^2 + (d0 - Rc0 \cdot \cos \beta0_k)^2}$$

$$Fi0_k = \tan^{-1} \frac{Rc0 \cdot \sin \beta0_k}{d0 - Rc0 \cdot \cos \beta0_k}$$

$$Rcc1_k = \sqrt{(Rc1 \cdot \sin \beta1_k)^2 + (d1 - Rc1 \cdot \cos \beta1_k)^2}$$

$$Fi1_k = \tan^{-1} \frac{Rc1 \cdot \sin \beta1_k}{d1 - Rc1 \cdot \cos \beta1_k}$$

Mentre il profilo del centro fresa risulta:

$$Rcf0_k = \sqrt{(Rc0 \cdot \sin \beta0_k - (rf0 - rc0) \cdot \sin \gamma0_k)^2 + (d0 - Rc0 \cdot \cos \beta0_k + (rf0 - rc0) \cdot \cos \gamma0_k)^2}$$

$$\varphi_{cf0_k} = \tan^{-1} \frac{Rc0 \cdot \text{sen } \beta_{0_k} - (rf0 - rc0) \cdot \text{sen } \gamma_{0_k}}{d0 - Rc0 \cdot \cos \beta_{0_k} + (rf0 - rc0) \cdot \cos \gamma_{0_k}}$$

$$Rcf1_k = \sqrt{(Rc1 \cdot \text{sen } \beta_{1_k} - (rf1 - rc1) \cdot \text{sen } \gamma_{1_k})^2 + (d1 - Rc1 \cdot \cos \beta_{1_k} + (rf1 - rc1) \cdot \cos \gamma_{1_k})^2}$$

$$\varphi_{cf1_k} = \tan^{-1} \frac{Rc1 \cdot \text{sen } \beta_{1_k} - (rf1 - rc1) \cdot \text{sen } \gamma_{1_k}}{d1 - Rc1 \cdot \cos \beta_{1_k} + (rf1 - rc1) \cdot \cos \gamma_{1_k}}$$

Dove rf0 ed rf1 sono i raggi della fresa per la camma di apertura e chiusura, rispettivamente.

Il braccio delle forze agenti sui bilancieri sono:

$$bra\_b0_k = Rc0 \cdot \text{sen}(\beta_{0_k} + \gamma_{0_k})$$

$$bra\_b1_k = Rc1 \cdot \text{sen}(\beta_{1_k} + \gamma_{1_k})$$

Il braccio delle forze agenti sulle camme vale:

$$bra\ c0_k = Rc0 \cdot \text{sen}(\beta_{0_k} + \gamma_{0_k}) - d0 \cdot \text{sen}(\gamma_{0_k})$$

$$bra\ c1_k = Rc1 \cdot \text{sen}(\beta_{1_k} + \gamma_{1_k}) - d1 \cdot \text{sen}(\gamma_{1_k})$$



## Capitolo 4:

### *I limiti cinematici della distribuzione desmodromica*

---

Il termine "limiti cinematici della distribuzione" identifica i valori massimi di accelerazione, positiva e negativa, che il meccanismo nel suo complesso è in grado di impartire alla valvola. Questo limite non è però da attribuire a ragioni di resistenza strutturale dei membri ma a considerazioni puramente cinematiche, che lo legano solamente alla velocità di rotazione dell'albero motore e all'interazione tra le geometrie dei vari membri. In questa accezione ogni geometria, ad ogni posizione e velocità, presenterà le sue corrispondenti accelerazioni limite.

È possibile dimostrare l'esistenza di una relazione che lega il raggio di curvatura del profilo effettivo camma  $\rho$ , la velocità di rotazione dell'albero a camme  $\Omega$  e la geometria del cinematismo ai parametri di moto della valvola, spostamento-valvola  $sv$ , velocità-valvola  $vv$  e accelerazione-valvola  $av$ .

Possiamo rappresentare questa relazione in maniera schematica come segue:

$$\rho = f(\text{parametri geometrici}, \Omega, sv, vv, av)$$

Dove a sua volta si ha:

$$\text{parametri geometrici} = f(rbase, (xc; yc), (xb; yb), Rc, rc, Rb, rb, \eta)$$

Ed il significato dei parametri geometrici è il seguente:

*rbase = raggio base della camma*

*(xc; yc) = coordinate del centro di rotazione della camma*

*(xb; yb) = coordinate del centro di rotazione del bilanciante*

*Rc, rc, Rb, rb,  $\eta$  = parametri geometrici caratteristici del bilanciante*

Questo tipo di relazione è valida sia per il meccanismo "di apertura" o "positivo" che per quello "di chiusura" o "negativo". È bene precisare che in seguito, scrivendo "fissata la geometria" si considererà che tutti i parametri geometrici elencati in precedenza siano fissati e costanti per la coppia dei membri corrispondenti del meccanismo camma-bilanciante positivo o negativo in esame.

Per meglio chiarire il concetto di limite cinematico e per cercare di giungere ad una definizione qualitativa dello stesso, supponiamo di fissare una data geometria e di imporre:

$\bar{\Omega}$  = valore fissato

$\bar{sv}$  = valore fissato

$\bar{vv}$  = valore fissato

In queste condizioni si ha una corrispondenza diretta tra il raggio di curvatura del profilo camma e l'accelerazione della valvola, rappresentato da una relazione del tipo:

$$\rho = f(\overline{\text{parametri geometrici}}, \bar{\Omega}, \bar{s}_v, \bar{v}_v, av) = f(av)$$

In questo modo fissata la geometria, per una data velocità di rotazione dell'albero a camme ( $\Omega$ ) fissata una coppia di valori per la posizione ( $s_v$ ) e la velocità ( $v_v$ ) della valvola, il legame tra un valore di accelerazione della valvola ( $av$ ) e il raggio effettivo di curvatura della camma ( $\rho$ ) nel punto di contatto camma-bilanciere diventa univoco. Si può pensare di ottenere quindi una relazione inversa, che permetta sotto le stesse ipotesi del caso precedente di esprimere il valore dell'accelerazione come funzione del raggio di curvatura del profilo camma:

$$av = f^{-1}(\overline{\text{parametri geometrici}}, \bar{\Omega}, \bar{s}_v, \bar{v}_v, \rho) = f^{-1}(\rho)$$

Sfruttando opportuni valori limite per  $\rho$  questa relazione permette di ottenere utili informazioni sulle accelerazioni imponibili alla valvola per una data geometria ad un dato regime senza incorrere in fenomeni di sottotaglio o interferenza.

Chiameremo "raggi di curvatura limite" i valori del raggio di curvatura che realizzano il valore di accelerazione massimo positivo e minimo negativo. L'aggettivo "limite" è dato appunto che sono i valori estremi ammissibili per il profilo camma prima di infrangere le condizioni di non sottotaglio nella fabbricazione della camma e di non interferenza nel suo funzionamento.

Facciamo alcuni esempi per capire come il raggio di curvatura effettivo del profilo camma influenzi il moto del cedente, la valvola.

Le considerazioni successive hanno come ipotesi che siano costanti tutti gli altri parametri in precedenza evidenziati: velocità di rotazione, caratteristiche geometriche dei bilancieri, centri di rotazione di bilancieri e camme e raggi base di queste ultime.

## Limiti sui membri di apertura, di chiusura e complessivi

Nell'ipotesi di continuo contatto tra camma e bilanciere, imporre alla camma di apertura un raggio di curvatura infinito nel punto di contatto con il bilanciere significa rendere rettilineo il profilo camma, costringendo bilanciere e valvola ad aprirsi rapidamente: in tal modo si ottiene un'elevata accelerazione positiva della valvola stessa.

Se invece si impone un raggio di curvatura molto piccolo alla camma di apertura, esso indurrà il bilanciere ad avvicinarsi rapidamente al centro della camma, realizzando sulla valvola un'elevata accelerazione negativa.

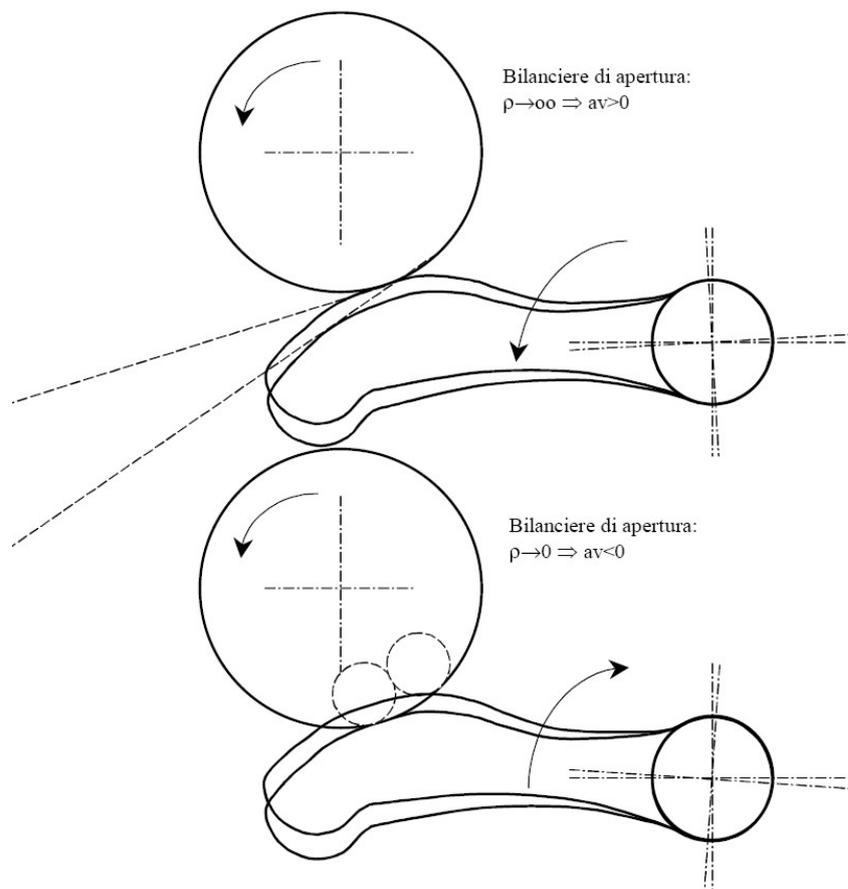


Figura 4.1: Limiti cinematici apertura

Per il meccanismo di chiusura valgono considerazioni analoghe, ma opposte data la forma ad "L" del bilanciere: un avvicinamento del pattino al centro camma indica ora un'accelerazione positiva, mentre un suo allontanamento rappresenta un'accelerazione negativa.

Pertanto raggi di curvatura tendenti ad infinito sulla camma (tratti rettilinei) si tramutano in delle accelerazioni negative più spinte, mentre raggi di curvatura molto piccoli e tendenti a zero portano a conferire alla camma delle elevate accelerazioni positive.

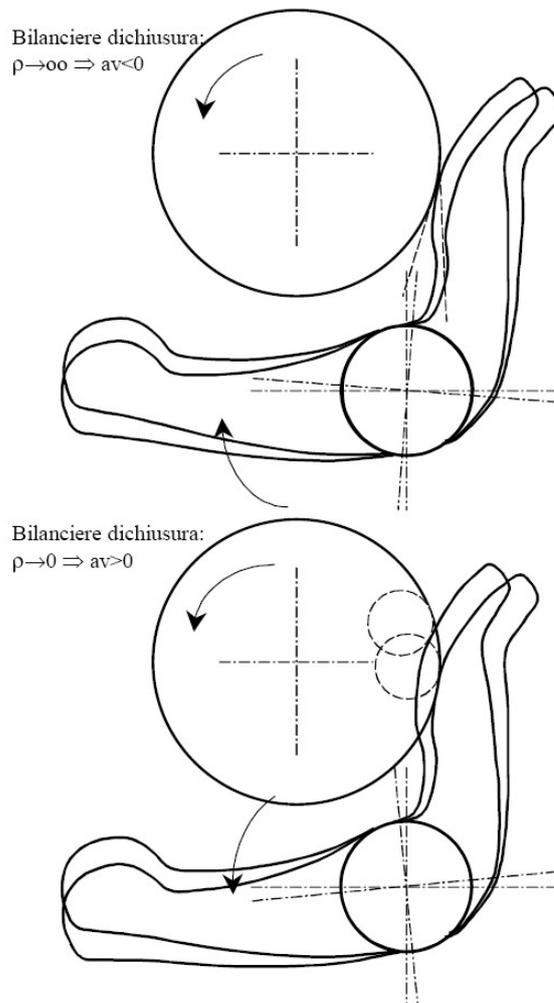


Figura 4.2: Limiti cinematici chiusura

Riassumendo, fissata la geometria, la posizione e la velocità della camma ( $s_v$ ,  $v_v$ ) e data anche la velocità di rotazione dell'albero a camme ( $\Omega$ ), si avrà:

Per il bilanciere di apertura	{ Raggio di curvatura massimo (tendente ad infinito o a curvature negative)	→	Accelerazione massima positiva
		Raggio di curvatura minimo (tendente a zero)	→
Per il bilanciere di chiusura	{ Raggio di curvatura massimo (tendente ad infinito o a curvature negative)	→	Accelerazione minima negativa
		Raggio di curvatura minimo (tendente a zero)	→

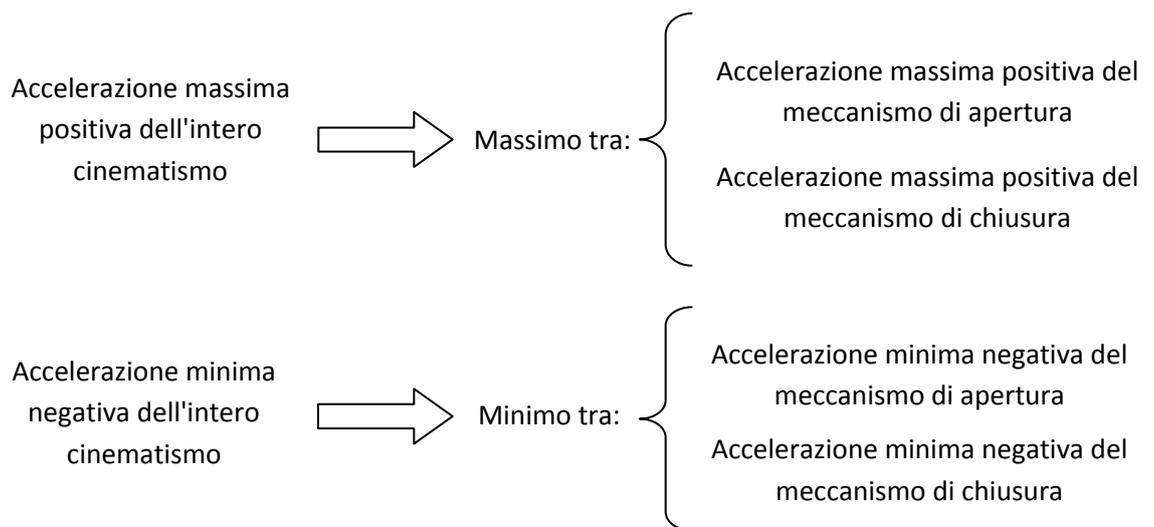
Fissati quindi dei limiti di curvatura massimi e minimi per il bilanciare di apertura e di chiusura, si possono ricavare per ciascuna coppia di membri del cinematismo, positivo o negativo, una coppia di accelerazioni massime positive e negativa.

Queste accelerazioni non costituiscono ancora i limiti cinematici dell'intera distribuzione, sono invece i limiti distinti dei membri, positivi e negativi, che insieme costituiscono la distribuzione desmodromica. Occorre dunque prendere in considerazione il funzionamento coniugato di questi membri.

Sebbene essi siano attivi in maniera alterna, occorre tenere in considerazione nella formazione dei limiti cinematici complessivi sia i membri che in quel momento sono attivi sia il gruppo camma-bilanciere che nello stesso momento si limita a seguire il moto senza scambiare forze, propulsive o frenanti. Questo perché ovviamente i due cinematismi sono coniugati ed entrambi devono realizzare o permettere lo stesso moto del cedente.

Quindi in ogni istante i valore limiti di accelerazione dell'intero cinematismo sono definiti dal minimo valore di accelerazione positiva e dal massimo di accelerazione negativa delle coppie camma-bilanciere di apertura e chiusura.

I limiti cinematici della distribuzione nel suo complesso sono dunque:



Naturalmente resta inteso che i valori di accelerazione sono calcolati in corrispondenza di valori imposti di alzata e velocità, per parametri geometrici fissati e anche per raggi di curvatura limite fissati.

Per quanto detto finora si può quindi affermare che il freno alle prestazioni cinematiche dell'intero cinematismo è dato dalla coppia di membri, camma e relativo bilanciare, che presenta dei limiti cinematici di accelerazione inferiori.

## Geometria "destra" e "sinistra" del motore Ducati

Il motore Ducati è un bicilindrico a V con la particolarità di avere le testate orizzontale e verticale uguali, cioè caratterizzate dagli stessi parametri geometrici, ma speculari rispetto l'asse di simmetria della V, in modo da avere i condotti di aspirazione entrambi sfocianti al centro della V.

Osservando il motore dal lato cinghia ci si può accorgere dell'esistenza di due "geometrie" nella distribuzione, una destra e una sinistra, che si differenziano per essere simmetriche rispetto ad un piano ortogonale al piano di moto dei bilancieri, ma con il medesimo verso di rotazione dell'albero a camme per entrambe, perché mosse dalla stessa cinghia dentata (vedasi la Figura 4.3).

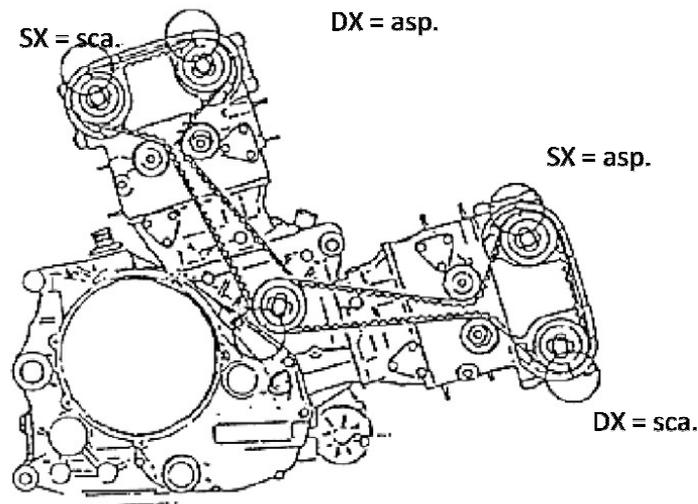


Figura 4.3: Vista laterale del motore

Si possono quindi definire due geometrie per il sistema desmodromico, una destra e una sinistra:

- *Geometria "destra"*: i centri di rotazione delle camme e dei bilancieri di chiusura hanno, rispetto al sistema di coordinate precedentemente definito, ordinata positiva, trovandosi cioè a destra dell'asse valvola osservando il motore dal lato cinghia. È la geometria dei membri che comandano lo scarico per il cilindro orizzontale, e l'aspirazione in quello verticale;
- *Geometria "sinistra"*: i centri di rotazione delle camme e dei bilancieri di chiusura hanno, rispetto al sistema di coordinate precedentemente definito, ordinata negativa, trovandosi cioè a sinistra dell'asse valvola osservando il motore dal lato cinghia. È la geometria dei membri che comandano l'aspirazione per il cilindro orizzontale, e lo scarico in quello verticale;

Con questa premessa si possono estendere i limiti cinematici dal singolo meccanismo all'intera distribuzione del motore completo. Questo perché i bilancieri equipaggiati dalle due geometrie sono uguali, conservando inalterati i parametri geometrici che li

caratterizzano e le camme corrispondenti alle due geometrie di uno stesso meccanismo (aspirazione o scarico, separatamente) sono ottenute dallo stesso diagramma di alzata.

## Limiti cinematici globali della distribuzione

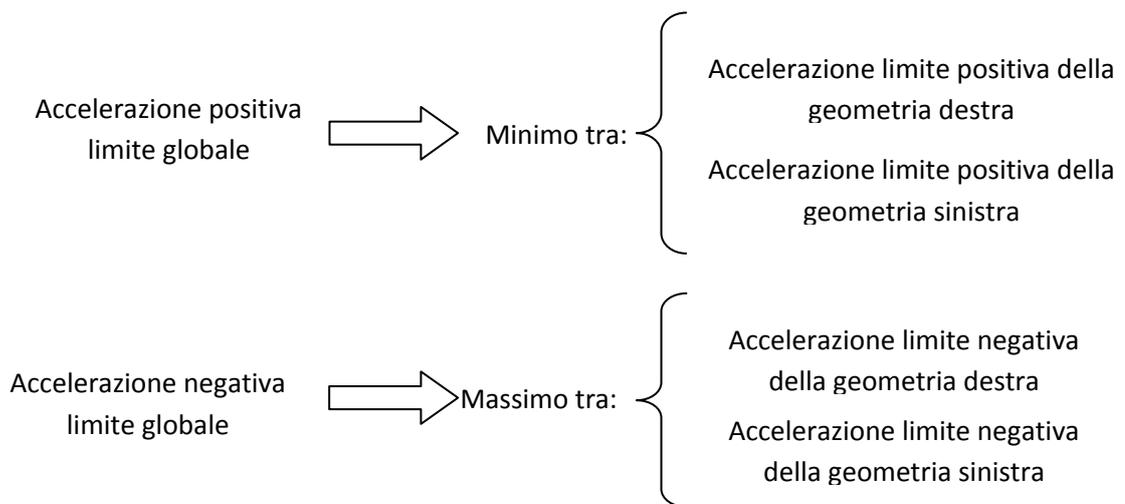
Come è già stato sottolineato in precedenza, sia per l'aspirazione che per lo scarico sono presenti due geometrie, una destra e una sinistra, che impartiscono alla valvola la medesima legge di moto e sono azionate con uno stesso verso di rotazione dell'albero a camme, antiorario visto dal lato cinghia.

Questo significa che nella fase di progettazione della legge d'alzata occorrerà verificare che le accelerazioni impartite siano all'interno di quelle limite di entrambe le geometrie contemporaneamente.

Chiamiamo così "limiti cinematici globali" le accelerazioni massime positive e minime negative che è possibile impartire alla valvola, tenendo in considerazione sia la geometria destra che quella sinistra.

Questi limiti saranno dunque l'involuppo delle curve limite date dai membri di apertura e chiusura nelle geometrie destra e sinistra.

In particolare, l'accelerazione positiva globale limite sarà quindi la minima tra le accelerazioni limite positive delle due geometrie; analogamente l'accelerazione negativa globale limite sarà la massima tra le accelerazioni limite negative:



## Numero minimo di relazioni

È possibile ricavare una relazione esplicita tra le accelerazioni limite e il raggio di curvatura del profilo effettivo camma per ogni singola coppia di membri camma-bilanciere di apertura o di chiusura, per un ben definito verso di rotazione, orario o antiorario, e per il tipo di geometria, destro o sinistro.

Si possono così ricavare le relazioni corrispondenti a ciascuna delle possibili combinazioni tra geometria, verso di rotazione delle camme, membri di apertura e di chiusura:

$$av = f_1(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione antiorario, membri di apertura})$$

$$\begin{aligned}
av &= f_2(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione orario, membri di apertura}) \\
av &= f_3(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione antiorario, membri di chiusura}) \\
av &= f_4(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione orario, membri di chiusura}) \\
av &= f_5(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria sinistra, verso di rotazione antiorario, membri di apertura}) \\
av &= f_6(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria sinistra, verso di rotazione orario, membri di apertura}) \\
av &= f_7(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria sinistra, verso di rotazione antiorario, membri di chiusura}) \\
av &= f_8(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria sinistra, verso di rotazione orario, membri di chiusura})
\end{aligned}$$

In realtà si può notare che la geometria destra e sinistra sono simmetriche con lo stesso verso di rotazione dell'albero a camme, il che cinematicamente è equivalente a ritenere le due geometrie identiche ma con opposti versi di rotazione dell'albero a camme. Questa osservazione porta a giustificare anche il fatto che il valore di accelerazione limite per una coppia (sv, vv) nella geometria destra si ritrova identico nella geometria sinistra per la coppia (sv, -vv). ciò comporta che invece di otto funzioni per il calcolo dei limiti cinematici ne siano sufficienti solamente due, una per i membri di apertura e una per i membri di chiusura, ad esempio:

$$\begin{aligned}
av &= f_1(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione antiorario, membri di apertura}) \\
av &= f_3(sv, vv, \rho, \Omega, \text{geometria destra, verso di rotazione antiorario, membri di chiusura})
\end{aligned}$$

Pertanto una volta fissati i parametri:

$$\bar{\Omega} = \text{velocità di rotazione}$$

$$(\bar{sv}, \bar{vv}) = \text{posizione e velocità valvola}$$

$$\overline{geom} = \text{parametri geometrici}$$

$$\bar{\rho}_1, \bar{\rho}_2 = \text{raggi di curvatura limite}$$

I limiti cinematici possono essere calcolati, sfruttando le relazioni esplicite, come segue:

Accelerazione positiva limite globale	→	Minimo tra:	$ \left\{ \begin{aligned} av &= f_1((\bar{sv}, \bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_1) \\ av &= f_1((\bar{sv}, -\bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_1) \\ av &= f_3((\bar{sv}, \bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_2) \\ av &= f_3((\bar{sv}, -\bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_2) \end{aligned} \right. $
Accelerazione negativa limite globale	→	Massimo tra:	$ \left\{ \begin{aligned} av &= f_1((\bar{sv}, \bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_2) \\ av &= f_1((\bar{sv}, -\bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_2) \\ av &= f_3((\bar{sv}, \bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_1) \\ av &= f_3((\bar{sv}, -\bar{vv}), \overline{geom}, \bar{\Omega}, \bar{\rho}_1) \end{aligned} \right. $

## Relazione esplicita dei limiti cinematici

Le relazioni che esprimono il legame tra la geometria del cinematismo, il raggio di curvatura del profilo effettivo della camma e i parametri di moto della valvola sono chiaramente le stesse viste a proposito del problema cinematico inverso. Grazie alle formule precedentemente trovate è dunque possibile trovare una relazione esplicita che leghi l'accelerazione a geometria, legge di alzata, velocità di rotazione e raggio di curvatura del profilo camma. Richiamiamo alcune relazioni già trovate.

La posizione dei registri è data da:

$$x_{1/2_k} = x_{1/2} + sv_k$$

$$d_k = x_{4/5} - x_{1/2_k}$$

Mentre il moto dei bilancieri è espresso dalle equazioni:

$$\vartheta_k = \sin^{-1} \left( \mp \frac{rb + d_k}{Rb} \right)$$

$$\dot{\vartheta}_k = \frac{vv_k}{Rb \cdot \cos(\vartheta_k)}$$

$$\ddot{\vartheta}_k = \frac{av_k + an_k}{Rb \cdot \cos(\vartheta_k)}$$

$$an_k = \dot{\vartheta}_k^2 \cdot Rb \cdot \sin(\vartheta_k)$$

Sono note anche le seguenti grandezze:

$$y'_k = \pm \frac{\dot{\vartheta}_k}{ncr}$$

$$y''_k = \pm \frac{\ddot{\vartheta}_k}{ncr^2}$$

Il termine  $y''$  si ricava anche dalle espressioni precedentemente trovate nella ricerca dell'angolo  $\gamma$  e del raggio di curvatura del profilo camma:

$$\begin{cases} Rc \cdot \sin(\beta + \gamma) \cdot y' = Rc \cdot \sin(\beta + \gamma) - d \sin(\gamma) \\ \rho_0 \cos \gamma \gamma' - Rcy' \cos \beta + \rho_0 \cos \gamma + Rc \cos \beta - d = 0 \end{cases}$$

Derivando la prima e ricavando il termine  $\gamma'$  da entrambe si ottiene:

$$\begin{cases} \gamma' = \frac{Rc \cdot (1 - y') \cdot y' \cdot \cos(\beta + \gamma) - Rc \cdot y'' \cdot \sin(\beta + \gamma)}{d \cos \gamma - Rc \cdot (1 - y') \cdot \cos(\beta + \gamma)} \\ \gamma' = \frac{d - Rc \cos \beta \cdot (1 - y') - \rho_0 \cdot \cos \gamma}{\rho_0 \cos \gamma} \end{cases}$$

Ricordando che  $\rho_0 = \rho + rc$  si uguagliano le due equazioni, ottenendo un'espressione per  $y''$ :

$$y'' = - \frac{d \cdot \cos \gamma \cdot [d - (\rho + rc) \cdot \cos \gamma] - d \cdot Rc \cdot (1 - y') \cdot [\cos \beta \cos \gamma + \cos(\beta + \gamma)] + Rc \cdot (1 - y')^2 \cdot \cos(\beta + \gamma) \cdot [Rc \cos \beta + (\rho + rc) \cos \gamma]}{(\rho + rc) \cdot Rc \cos \gamma \cdot \sin(\beta + \gamma)}$$

I termini geometrici  $Rc$ ,  $rc$ ,  $d$  e quelli cinematici  $\beta$ ,  $\gamma$  e  $y'$  sono da ritenersi noti una volta stabilite le condizioni al contorno del problema. Partendo dall'espressione di  $\ddot{\vartheta}$ , si può dunque esprimere l'accelerazione come:

$$av = y'' \cdot Rb \cos \vartheta \cdot ncr^2 - Rb \sin \vartheta \cdot \dot{\vartheta}^2$$

Questa risulta appunto essere funzione anche del raggio di curvatura effettivo del profilo camma  $\rho$  oltre che dei parametri di geometria e di regime di funzionamento del meccanismo. Sostituendo a  $\rho$  i suoi valori limite si ottengono di conseguenza i valori delle accelerazioni limite.

Nei decenni scorsi, prima di una determinazione analitica dei limiti cinematici il problema era molto più gravoso e realizzato con un procedimento per tentativi. Partendo da dei valori di primo tentativo per l'accelerazione si verificava se il raggio di curvatura per tale valore fosse pari a quello limite. In caso contrario si ripeteva il procedimento con un nuovo valore per l'accelerazione, convergendo per tentativi al valore limite grazie all'ausilio del calcolatore. Come già detto, questo valore di accelerazione limite è riferito ad una singola coppia di valori ( $sv$ ;  $vv$ ) e per una sola coppia di membri camma-bilanciere di una data geometria.

Veniva poi realizzata una tabella con i valori limite per punti ( $sv$ ;  $vv$ ) equidistanziati, coprendo l'intero campo di funzionamento della valvola. Questi valori venivano poi interpolati per ricavare le accelerazioni limite di una generica coppia ( $sv$ ;  $vv$ ).

## Raggi di curvatura limite e condizione di non interferenza

Nella trattazione precedente sui limiti cinematici, semplici o globali, si è fatto più volte riferimento ai valori limite per la curvatura del profilo effettivo delle camme, e si è messo in evidenza come questi siano strettamente legati ai valori limite di accelerazione impartibili alla valvola secondo una relazione del tipo:

$$av = f(\text{parametri geometrici}, \Omega, sv, vv, \rho)$$

Dove una volta fissati i parametri geometrici, la velocità di rotazione e una coppia di valori per spostamento e velocità valvola, la relazione tra accelerazione e curvatura diventa del tipo:

$$av = f(\rho)$$

Restano tuttavia ancora da definire quali siano teoricamente i valori limite che si possono assegnare al raggio di curvatura. Questi valori derivano dalla duplice esigenza di evitare i fenomeni di sottotaglio sulle camme, cioè una corretta realizzazione delle stesse alla macchina utensile, e di evitare un'interferenza nel contatto tra camma e bilanciere durante il funzionamento del cinematismo.

Prendiamo due profili  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  a contatto in un punto generico detto  $c$ ; identificando con  $y$  la normale e con  $x$  la tangente ai profili nel punto di contatto, mentre  $R_1$  e  $R_2$  sono i raggi di curvatura di profili nello stesso punto, come da figura:

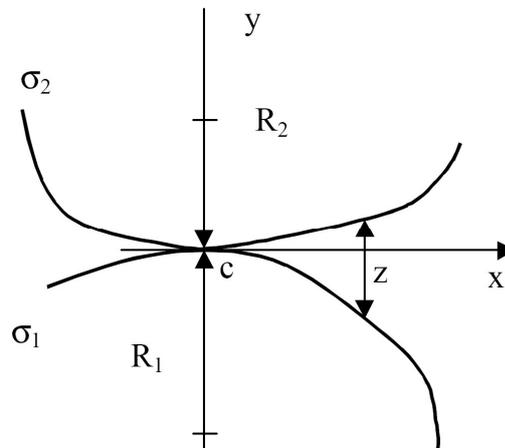


Figura 4.4: Curvatura tra due corpi

Per evitare che i due profili si compenetrino nel loro moto relativo lungo la tangente comune  $x$ , la distanza  $z$  - parallela ad  $y$  - dei punti appartenenti ai due profili deve essere sempre maggiore od uguale a zero.

Nell'intorno del punto di contatto  $c$  la distanza  $z$  può con buona approssimazione essere espressa in funzione della rotazione  $\vartheta$  come riportato nella seguente figura:

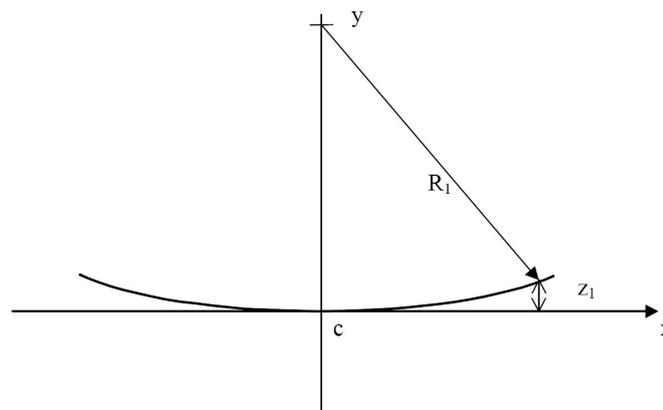


Figura 4.5: Distanza di contatto

Dove si ha che:

$$z_1 \cong R_1 \cdot \vartheta \cdot \sin(\vartheta) \cong \frac{R_1}{2} \cdot \vartheta^2 \cong \frac{x^2}{2} \cdot \frac{1}{R}$$

$$\tan(\vartheta) = \frac{x}{2} \cong \vartheta$$

Si può quindi esprimere la distanza  $z$  come:

$$z = z_1 + z_2 = \frac{x^2}{2} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

Per cui la condizione di non interferenza diventa:

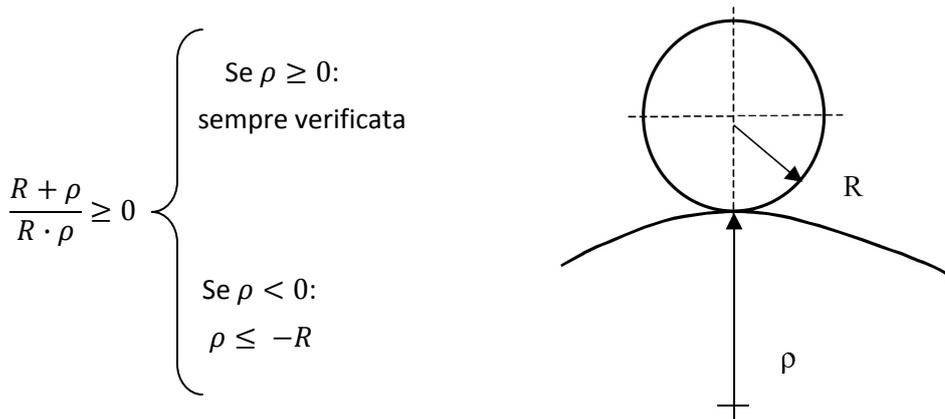
$$\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) \geq 0$$

Nel caso in studio i due profili  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  sono costituiti rispettivamente dalla fresa (o dal pattino bilanciante) e dalla camma. Indichiamo dunque con  $R$  il raggio della fresa (o del pattino bilanciante) e con  $\rho$  il raggio di curvatura del profilo effettivo della camma. La condizione di non interferenza diventa dunque la seguente:

$$\frac{1}{R} + \frac{1}{\rho} \geq 0$$

Che può essere espressa anche nel seguente modo:

$$\frac{R + \rho}{R \cdot \rho} \geq 0$$



Da questo deriva che il valore minimo per i raggi di curvatura positivi è zero, mentre nel caso di raggi di curvatura del profilo camma negativi il valore limite è  $-R$ .

Quindi i valori  $(\rho_1; \rho_2)$  più volte menzionati nel calcolo dei limiti cinematici diventano quindi, in condizioni limite,  $(-R, 0)$ .

Il valore di  $R$  deve essere il massimo (in valore assoluto) tra il raggio della fresa e il raggio di curvatura del pattino bilanciante a contatto con la camma. Qualora questo valore venisse disatteso, si verificherebbe un errore nel taglio della camma, oppure un moto diverso da quello progettato per un erroneo contatto tra camma e bilanciante.

È opportuno fare ora una precisazione sulla terminologia utilizzata a riguardo dei raggi di curvatura. I raggi di curvatura minimi sono riferiti a curvature positive sempre più piccole, tendenti a zero. Quando ci si riferisce ai raggi di curvatura massimi si indicano curvature sempre più ampie, con il profilo che tende a diventare piano. Aumentando ulteriormente il raggio di curvatura, si passa a figure concave con raggi di curvatura negativi. Si può pertanto dire che i raggi di curvatura massimi hanno quantità di segno negativo.

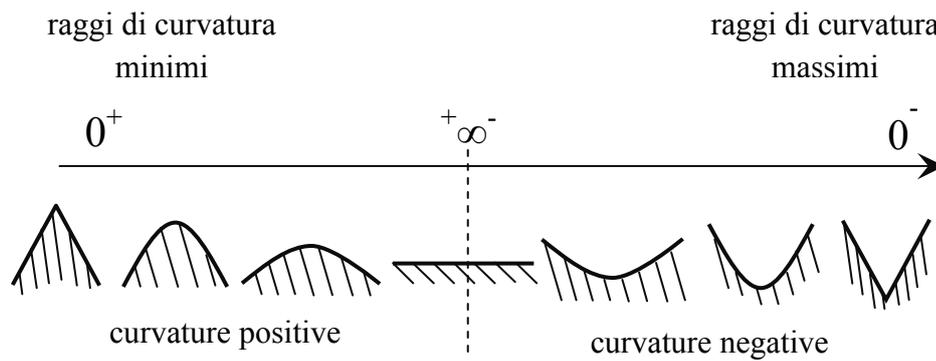


Figura 4.6: Raggi di curvatura

### Raggi di curvatura negativi

La tendenza agonistica e commerciale ad incrementare le prestazioni del motore si riflette anche sui meccanismi di distribuzione. Mentre in passato ci si limitava ad avere raggi di curvatura positivi, ora si tende a sfruttare al massimo le proprietà del cinematismo e quindi a ricercare raggi di curvatura negativi sulle camme. Anche se i limiti teorici precedentemente esposti ammettono raggi di curvatura negativi fino al valore  $-R$ , non è detto che sia possibile raggiungerli. Infatti, come precedentemente esposto, esiste una stretta relazione tra l'accelerazione della valvola e il raggio di curvatura delle camme, relazione legata anche alle dimensioni geometriche dei membri del cinematismo e alla necessità di considerare le due geometrie contemporaneamente, positiva e negativa, della distribuzione insieme all'azione congiunta dei membri positivi e negativi.

È quindi possibile che imponendo le accelerazioni limite alla valvola non si raggiungano raggi di curvatura negativi per una camma, in quanto si è magari raggiunta prima l'altra condizione limite sulla camma coniugata, cioè quella del raggio di curvatura pari a zero.

La possibilità di sfruttare al massimo le potenzialità della distribuzione desmodromica deriva dunque dall'ottimizzazione dei parametri geometrici dei vari membri del cinematismo. Questo processo è però vincolato da altri aspetti costruttivi e di ingombro.



## **Capitolo 5: Analisi cineto-statica**

---

L'analisi cineto-statica parte dalla conoscenza del moto dei membri del cinematismo, spostamenti, velocità ed accelerazioni, e da questo risale alle forze scambiate tra di essi.

In particolare si suppone che il moto dei membri sia quello ricavato dalla sintesi cinematica dello stesso a partire da una legge di alzata imposta alla valvola, vista nei precedenti capitoli.

I vari corpi sono considerati come dotati di massa ma la loro rigidità è considerata infinita e non sono presenti dissipazioni tra di essi, a differenza di un'analisi di tipo dinamico.

In questo modo il problema resta descritto da equazioni algebriche e non compaiono equazioni differenziali.

L'equilibrio dei singoli membri è studiato mediante equazioni di equilibrio dinamico, dove oltre alle forze esterne attive sul membro intervengono nell'equilibrio anche le azioni inerziali dovute all'accelerazione del corpo. La risultante delle forze agenti su di essi non è nulla ma è pari al prodotto della massa del componente per la sua accelerazione; altrettanto la somma dei momenti è uguagliata al prodotto tra momento d'inerzia polare e accelerazione angolare.

In questa analisi le forze sono incognite, mentre si suppongono note le accelerazioni, pari a quelle cinematiche precedentemente calcolate. Assumendo i corpi come dotati di rigidità infinita, è possibile ricavare le forze agenti sui membri.

### **Nomenclatura**

Per comodità i diversi membri del cinematismo possono essere identificati da un numero:

1. Camma positiva (o di apertura);
2. Camma negativa (o di chiusura);
3. Bilanciere di apertura;
4. Registri;
5. Valvola;;
6. Bilanciere di chiusura.;

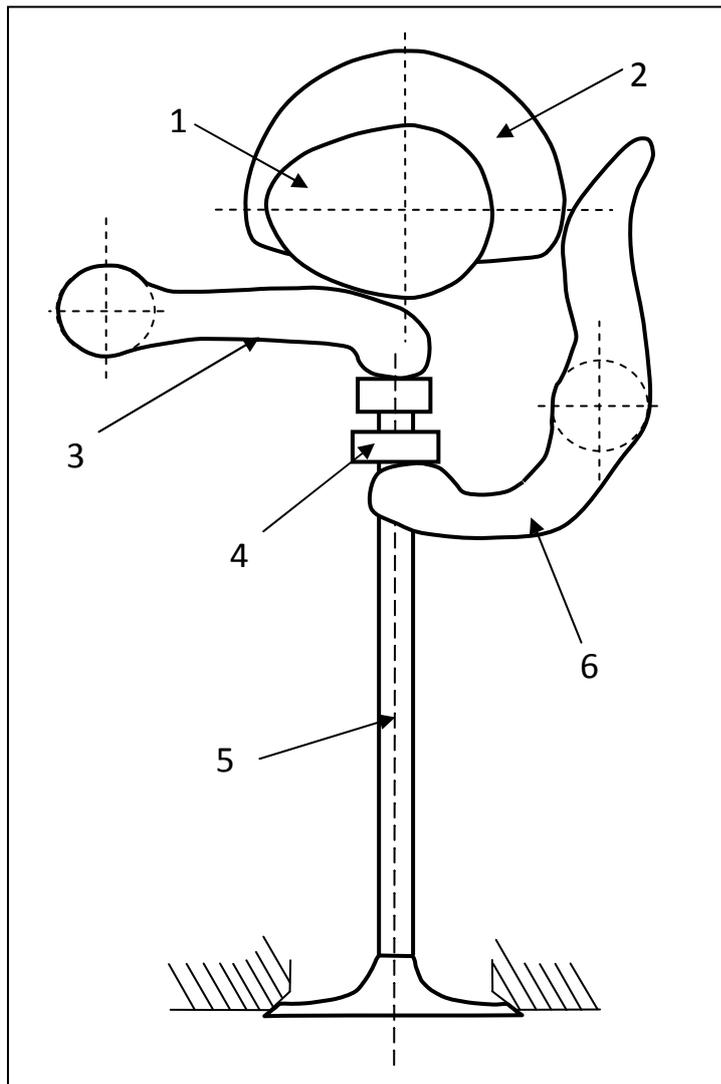


Figura 5.1: Nomenclatura dei membri

## Masse

Indichiamo con la seguente notazione le masse dei membri:

$m_V$  = massa della valvola;

$m_R$  = massa dei registri.

Il momento d'inerzia del bilanciere può essere ricondotto ad una massa equivalente traslante lungo l'asse valvola mediante l'uguaglianza tra le energie cinetiche:

$$1/2 m_{eq} v^2 = 1/2 J_P \dot{\vartheta}^2$$

$$\dot{\vartheta}^2 = \frac{v^2}{a^2}$$

$$m_{eq\ bil\ ap} = \frac{J_{P\ bil\ ap}}{a^2}$$

$$m_{eq\ bil\ ch} = \frac{J_{P\ bil\ ch}}{a_1^2}$$

Dove  $a$  è la distanza tra il centro di rotazione del bilanciante e l'asse della valvola, con i suffissi 0 e 1 che indicano rispettivamente il meccanismo di apertura e quello di chiusura.

## Forze

### Equilibrio della valvola

Analizziamo innanzitutto l'equilibrio della valvola mediante il suo diagramma di corpo libero. Dall'analisi cinematica risulta noto il moto della valvola che è di tipo rettilineo lungo il suo asse e descritto dalle grandezze  $sv_k$ ,  $vv_k$  e  $av_k$ . Il corpo valvola e i registri sono considerati solidali, come un corpo unico.

Le azioni in gioco sono la forza esercitata dai pattini dei due bilancianti sui rispettivi registri e le reazioni vincolari della guida, oltre alle azioni inerziali agenti sulla valvola stessa dovute all'accelerazione che le è impressa. Poiché i bilancianti di apertura e di chiusura sono attivi in maniera alterna, è possibile fare un'analisi separata per le due parti del meccanismo, quella che fornisce accelerazioni positive e quella che è deputata al conferimento alla valvola di accelerazioni negative.

Il discrimine tra le due fasi è appunto il segno dell'accelerazione della valvola: quando esso è positivo indica che sono attivi i membri del cinematismo di apertura, mentre all'opposto accelerazioni negative sulla valvola indicano che i membri attivi sono quelli di chiusura.

Le forze esercitate dai due bilancianti sui registri possono essere scomposte in due componenti, la prima diretta come l'asse valvola, e rappresenta lo sforzo normale al punto di contatto; la seconda componente è perpendicolare all'asse valvola ed è la forza di attrito che nasce dal moto relativo tra i due membri.

La guida valvola esercita su di essa una coppia di reazioni vincolari che supponiamo applicate ai suoi estremi, dirette perpendicolarmente all'asse valvola. Per semplificare la trattazione, sono state trascurati gli sforzi di attrito dati dallo strisciamento della valvola sulla guida. Queste due forze sono di modulo ridotto, sia perché sono ottenute moltiplicando le reazioni sulla guida per il coefficiente di attrito, sia perché il loro braccio rispetto all'asse valvola è molto ridotto e recano un contributo trascurabile anche quanto a momento agente sullo stelo valvola.

La notazione utilizzata per indicare le forze agenti è la seguente:

- $F_{34x}$  = forza normale esercitata dal bilanciante di apertura sui registri valvola;
- $F_{34y}$  = forza di attrito generata dallo strisciamento tra bilanciante di apertura e registro;
- $F_{64x}$  = forza normale esercitata dal bilanciante di chiusura sui registri valvola;
- $F_{64y}$  = forza di attrito generata dallo strisciamento tra bilanciante di chiusura e registro;
- $F_{guida_{sup}}$  = reazione vincolare della guida, posta nell'estremo verso l'albero a camme;
- $F_{guida_{inf}}$  = reazione vincolare della guida, posta nell'estremo verso il piattello della valvola.

Anche qui il pedice  $k$  indica sia il valore della grandezza in un istante generico che all'istante di campionamento  $k$ -esimo.

I parametri geometrici di interesse sono l'eccentricità del punto di contatto rispetto all'asse valvola  $ecc_k$ , l'altezza della guida valvola  $h_{guida}$ , e la distanza tra la sommità del pacco registri e la guida valvola,  $h_k$ . Quest'ultima è ottenibile sottraendo punto a punto l'alzata valvola dalla distanza a riposo:

$$h0_k = h0_0 - sv_k$$

$$h1_k = h1_0 - sv_k$$

I valori di  $ecc_k$  sono stati ricavati precedentemente dalla sintesi cinematica del meccanismo, mentre occorre conoscere i parametri che caratterizzano le guide valvola,  $h_{guida}$ ,  $h0_0$  e  $h1_0$ .

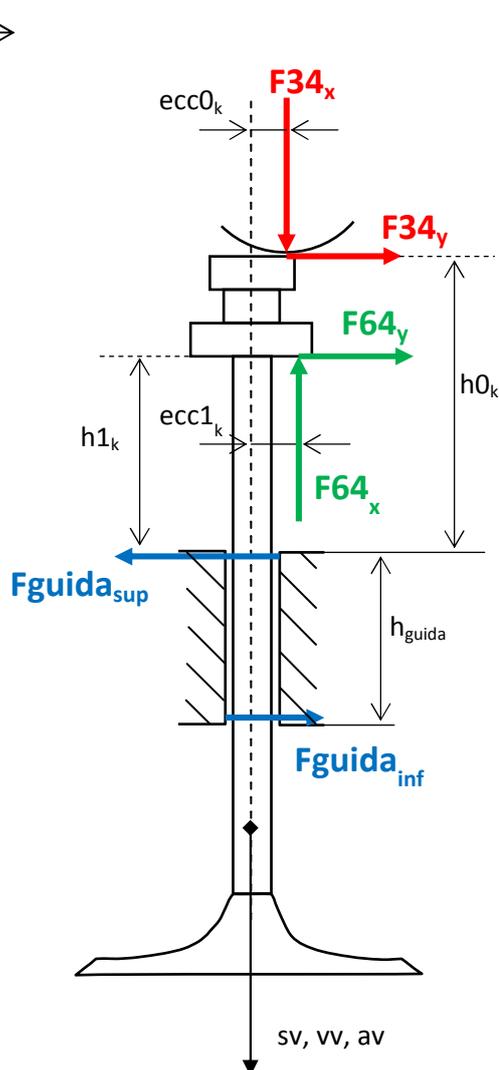


Figura 5.2: Diagramma di corpo libero della valvola

Vengono ora analizzate le sollecitazioni sul meccanismo negli intervalli in cui è attiva la camma e il relativo bilanciante di apertura.

L'equilibrio dinamico delle forze agenti lungo l'asse valvola è molto semplice:

$$F34x_k = (m_V + m_R) \cdot av_k$$

Indicato con  $\mu$  il coefficiente di attrito, il modulo della componente di  $F34$  dovuta allo strisciamento vale:

$$F34y_k = \mu \cdot F34x_k$$

Mentre il suo verso è opposto alla velocità relativa tra registro e pattino. Per come è stato calcolato precedentemente, il parametro  $vel\_rel\_r0$  è invece la velocità relativa del pattino rispetto al registro, ed è diretta anch'essa in direzione opposta alla velocità relativa del registro rispetto il pattino bilanciato.  $F34y_k$  pertanto ha lo stesso verso della  $vel\_rel\_r0$  come precedentemente calcolata.

Posta ora l'equazione che descrive l'equilibrio alla traslazione orizzontale:

$$Fguida_{sup} = F34y_k + Fguida_{inf}$$

E l'equazione di equilibrio alla rotazione rispetto ad un polo posto sull'asse valvola all'altezza della sommità della guida valvola:

$$F34_x \cdot ecc0_k + F34_y \cdot h0_k = Fguida_{inf} \cdot h_{guida}$$

Si ricava:

$$Fguida_{sup} = F34_x \cdot \left( \frac{ecc0_k}{h_{guida}} \pm \mu \frac{h0_k}{h_{guida}} \pm \mu \right)$$

$$Fguida_{inf} = F34_x \cdot \left( \frac{ecc0_k}{h_{guida}} \pm \mu \frac{h0_k}{h_{guida}} \right)$$

Dove vale il segno + se  $vel\_rel\_r0 > 0$  e il segno - se  $vel\_rel\_r0 < 0$ .

Analogamente si possono ripercorrere le stesse relazioni per gli istanti in cui è attivo il bilanciato di chiusura, che sono quelli in cui  $av_k < 0$ . Per comodità nella visualizzazione del risultato si assegna segno positivo a  $F64x$  se diretta verso l'alto, come in figura:

$$F64x_k = -(m_V + m_R) \cdot av_k$$

Il modulo della componente di  $F64$  dovuta allo strisciamento vale:

$$F64y_k = \mu \cdot F64x_k$$

Mentre il suo verso è opposto alla velocità relativa tra registro e pattino. Poste ora le equazioni che descrivono l'equilibrio alla traslazione orizzontale e alla rotazione, sempre prendendo lo stesso polo:

$$Fguida_{sup} = F64_y + Fguida_{inf}$$

$$F64_x \cdot ecc1_k + F64_y \cdot h1_k = Fguida_{inf} \cdot h_{guida}$$

Si ricava:

$$Fguida_{sup} = F64_x \cdot \left( \frac{ecc1_k}{h_{guida}} \pm \mu \frac{h1_k}{h_{guida}} \pm \mu \right)$$

$$F_{guida_{inf}} = F_{64_x} \cdot \left( \frac{ecc1_k}{h_{guida}} \pm \mu \frac{h1_k}{h_{guida}} \right)$$

Dove vale il segno + se  $vel_{rel\_r0} > 0$  e il segno - se  $vel_{rel\_r0} < 0$ .

### Equilibrio dei bilancieri

Passiamo ora all'analisi delle equazioni che descrivono l'equilibrio dinamico del bilanciere, per determinare le forze agenti su di esso. Esse sono:

- $F_{13_k}$  = Forza esercitata dalla camma positiva sul bilanciere di apertura;
- $F_{43_k}$  = forza esercitata dalla valvola sul bilanciere di apertura;
- $F_{26_k}$  = forza esercitata dalla camma negativa sul bilanciere di chiusura;
- $F_{46_k}$  = forza esercitata dalla valvola sul bilanciere di chiusura.

Nella risoluzione dell'equilibrio dei bilancieri sono state trascurate le componenti dovute all'attrito tra camma e bilanciere e tra pacco registri e bilanciere. Similmente a quelle sulle guide valvola sono un ordine di grandezza inferiori alle altre e hanno bracci parimenti inferiori.

Come la valvola, la geometria e il moto del bilanciere sono noti e sono stati risolti nella precedentemente nella sintesi cinematica. In particolare le grandezze di interesse sono:

- $\vartheta$  = posizione angolare assoluta del bilanciere;
- $\dot{\vartheta}$  = velocità di rotazione del bilanciere;
- $\ddot{\vartheta}$  = accelerazione angolare del bilanciere;
- $bra\_b$  = braccio della forza esercitata dalla camma sul bilanciere rispetto il suo centro di rotazione;
- $bra\_r$  = braccio della forza esercitata sul bilanciere dalla valvola rispetto il suo centro di rotazione.

Si procede ora alla risoluzione per il meccanismo di apertura, partendo dal diagramma di corpo libero.

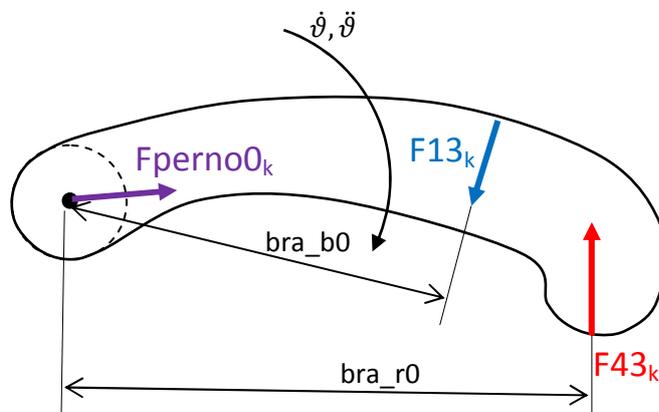


Figura 5.3: Diagramma di corpo libero del bilanciere di apertura

Per il terzo principio della dinamica, la forza esercitata sul bilanciere dalla valvola ( $F_{43_k}$ ) ha la stessa intensità di quella che il bilanciere scambia con la valvola, precedentemente calcolata:

$$|F_{43_k}| = |F_{34_k}| = (m_V + m_R) \cdot av_k$$

L'equilibrio dinamico alla rotazione rispetto al centro di rotazione del bilanciere può essere scritto come:

$$F_{13_k} \cdot bra_{b0_k} - F_{43_k} \cdot bra_{r0_k} = J_P \cdot \ddot{\vartheta}_{0_k}$$

$\ddot{\vartheta}$  si ottiene esprimendo l'accelerazione della valvola in funzione della rotazione del bilanciere. Posti  $a_t$  l'accelerazione tangenziale del centro di curvatura del pattino e  $a_n$  quella centripeta, ricordando che

$$bra_{r0_k} = Rb \cos(\vartheta_{0_k})$$

si ha:

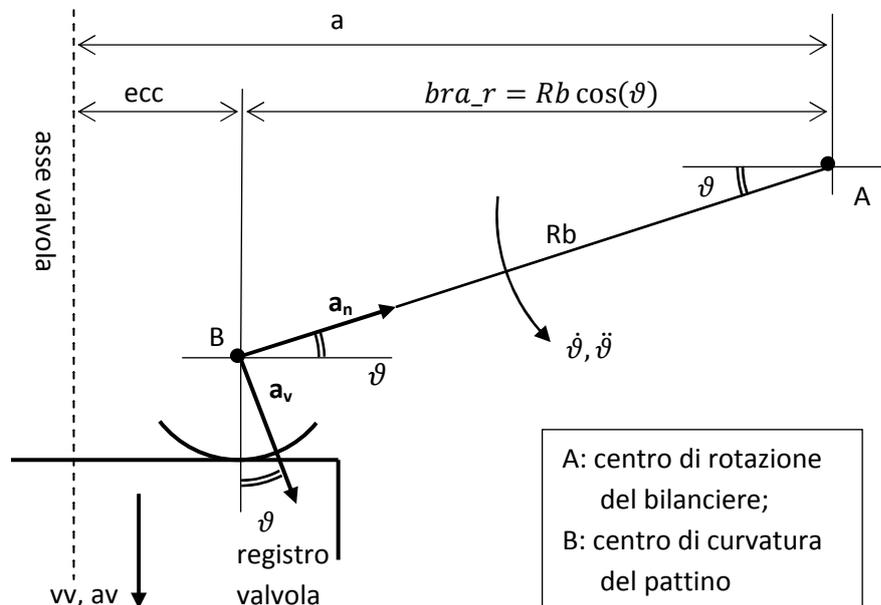


Figura 5.4: Accelerazioni

$$av = a_t \cos(\vartheta) - a_n \sin(\vartheta)$$

$$a_t = \ddot{\vartheta} Rb$$

$$a_n = \dot{\vartheta}^2 Rb$$

$$av = \ddot{\vartheta} Rb \cos(\vartheta) - \dot{\vartheta}^2 Rb \sin(\vartheta)$$

$$\ddot{\vartheta} = \frac{av}{bra_r} + \dot{\vartheta}^2 \tan(\vartheta)$$

Sostituendo  $\ddot{\vartheta}$  e  $F_{43_k}$  appena trovata, e posto

$$J_{P0} = m_{eq\ bil\ ap} a0^2$$

si ottiene:

$$F13_k = (m_V + m_R) \cdot av0_k \cdot \frac{bra\_r0_k}{bra\_b0_k} + \frac{m_{eq\ bil\ ap} \cdot av0_k \cdot a0^2}{bra\_b0_k \cdot bra\_r0_k} + \frac{m_{eq\ bil\ ap} \cdot a0^2 \cdot \vartheta0^2 \cdot \tan \vartheta0}{bra\_b0_k}$$

Per alcune implementazioni al calcolatore si può utilizzare una formula approssimata e più snella: posti  $\ddot{\theta} \approx av / bra\_r0_k$  e  $a0 = bra\_r0_k$ , trascurando cioè l'eccentricità, si ottiene:

$$F13_k \cdot bra\_b0_k - F43_k \cdot bra\_r0_k = \frac{m_{eq\ bil\ ap} \cdot a0^2 \cdot av_k}{bra\_r0_k}$$

$$F13_k = \frac{(m_V + m_R) \cdot av0_k \cdot bra\_r0_k}{bra\_b0_k} + \frac{m_{eq\ bil\ ap} \cdot av0_k \cdot bra\_r0_k}{bra\_b0_k}$$

$$F13_k = (m_V + m_R + m_{eq\ bil\ ap}) \cdot av0_k \cdot \frac{bra\_r0_k}{bra\_b0_k}$$

Nelle applicazioni di questo elaborato è stata comunque sempre utilizzata la formula esatta presentata precedentemente.

La forza agente sul perno,  $Fperno0_k$ , è la somma vettoriale di  $F13_k$  e di  $F43_k$ . Siccome  $F43_k$  è diretta come l'asse valvola, l'angolo tra esse è l'angolo  $\pi\text{-}gamma\_a$  precedentemente calcolato. Sfruttando il teorema dei coseni si ottiene:

$$Fperno0_k = \sqrt{F13_k^2 + F43_k^2 - 2 \cdot F13_k \cdot F43_k \cdot \cos (gamma\_a)}$$

Il suo angolo, gamma, vale:

$$gamma0 = \arcsen \left( \frac{F13 \cdot \sin(gamma\_a)}{Fperno0_k} \right)$$

Alternativamente, si può procedere scomponendo le forze e impostando le equazioni di equilibrio nelle direzioni x e y:

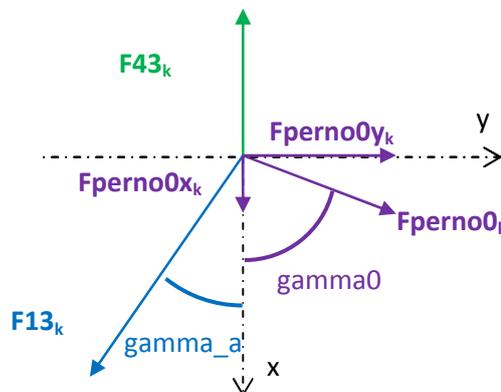


Figura 5.5: Angoli gamma0 e gamma\_a

$$F_{perno0x_k} = F_{43_k} - F_{13_k} \cdot \cos(\gamma_a)$$

$$F_{perno0y_k} = F_{13_k} \cdot \sin(\gamma_a)$$

$$F_{perno0_k} = \sqrt{F_{perno0x_k}^2 + F_{perno0y_k}^2}$$

$$\gamma_0 = \tan^{-1} \left( \frac{F_{perno0y_k}}{F_{perno0x_k}} \right)$$

Per il meccanismo di chiusura la risoluzione è analoga:

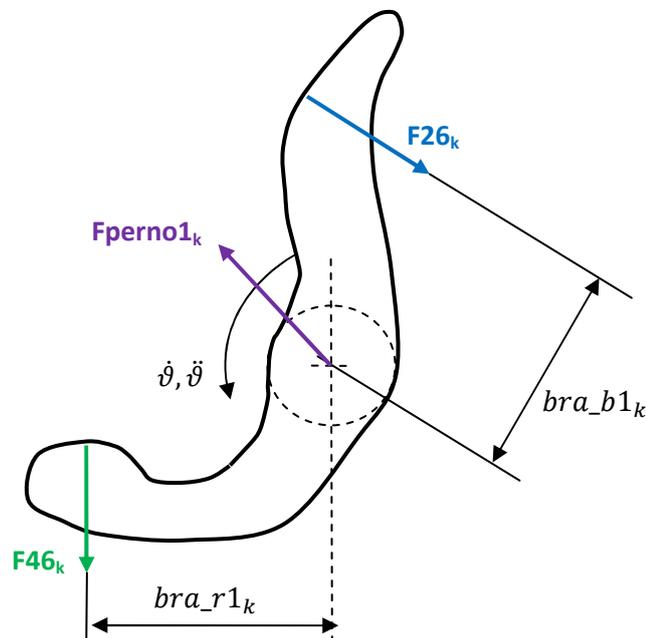


Figura 5.6: Diagramma di corpo libero del bilanciere di chiusura

$F_{46_k}$  è ricavata come:

$$|F_{46_k}| = |F_{64x_k}| = -(m_V + m_R) \cdot av_k$$

L'equilibrio dinamico alla rotazione rispetto al centro di rotazione del bilanciere può essere scritto come:

$$F_{26_k} \cdot bra_{b1_k} - F_{46_k} \cdot bra_{r1_k} - J_{P1} \cdot \ddot{\vartheta}_1 = 0$$

Sostituendo

$$J_{P1} = m_{eq\ bil\ ch} a^2$$

$$\ddot{\vartheta}_1 = \frac{av_k}{bra_{r1_k}} + \dot{\vartheta}_1^2 \tan(\vartheta_1)$$

Si ottiene:

$$F26_k = -(m_V + m_R) \cdot av1_k \cdot \frac{bra\_r1_k}{bra\_b1_k} - \frac{m_{eq\ bil\ ch} \cdot av1_k \cdot a1^2}{bra\_b1_k \cdot bra\_r1_k} + \frac{m_{eq\ bil\ ch} \cdot a1^2 \cdot \dot{\vartheta}1_k^2 \cdot \tan \vartheta1_k}{bra\_b1_k}$$

Occorre ricordare che il bilanciare di chiusura è attivo quando  $av1_k < 0$ , questo spiega i segni "-" che compaiono davanti ai primi due termini nell'ultima equazione.

Con le stesse approssimazioni del bilanciare di apertura si può giungere ad una forma approssimata:

$$F26_k = -(m_V + m_R + m_{eq\ bil\ ch}) \cdot av1_k \cdot \frac{bra\_r1_k}{bra\_b1_k}$$

Nelle applicazioni di questo elaborato è stata comunque sempre utilizzata la formula esatta presentata precedentemente.

Sommando vettorialmente  $F26_k$  e  $F46_k$  ci si riconduce alla forza che si scarica sul perno. L'angolo assoluto della  $F26_k$  è ora  $gamma\_c$ , calcolato nel capitolo dedicato alla sintesi cinematica.

$$Fperno1_k = \sqrt{F26_k^2 + F46_k^2 - 2 \cdot F26_k \cdot F46_k \cdot \cos(gamma\_c)}$$

$$gamma1 = \arcsen\left(\frac{F26_k \cdot \sen(gamma\_c)}{Fperno1_k}\right)$$

$$Fperno1x_k = F46_k - F26_k \cdot \cos(gamma\_c)$$

$$Fperno1y_k = F26_k \cdot \sen(gamma\_c)$$

## Equilibrio delle camme

Analizziamo ora l'equilibrio della camma.

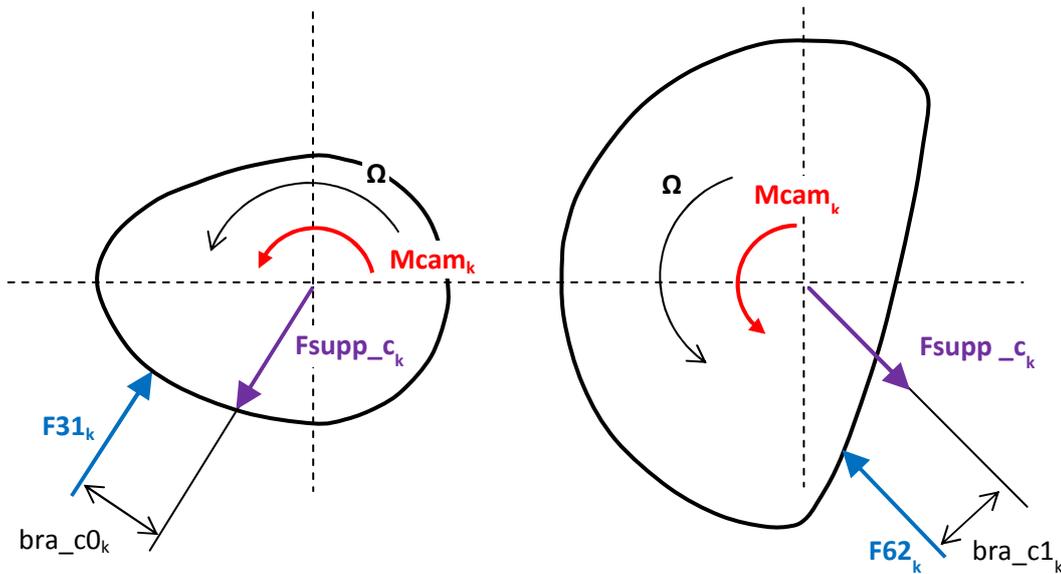


Figura 5.7: Diagrammi di corpo libero delle camme

L'albero a camme ruota a velocità costante e pari a  $\Omega$ , in senso antiorario visto dal lato pulegge.

Sulle due camme agiscono le forze scambiate nel contatto con i due bilancieri di apertura e chiusura, e la reazione vincolare esercitata dai supporti sull'albero a camme. È presente anche il momento fornito dalla cinghia collegata all'albero motore. Come per la valvola, le forze scambiate dai due bilancieri non agiscono mai contemporaneamente, ma si alternano a seconda del segno dell'accelerazione della valvola  $av_k$ . Di conseguenza anche le altre azioni hanno diverse espressioni a seconda di quale parte del meccanismo sia attiva in quel momento. Come per i bilancieri, in questa trattazione sono state trascurate le componenti dovute all'attrito causato dal movimento reciproco tra i membri.

La notazione con cui sono state indicate le varie grandezze è la seguente:

- $bra_{c0_k}$  = braccio della forza bilanciere-camma di apertura rispetto il centro di rotazione della camma;
- $bra_{c1_k}$  = braccio della forza bilanciere-camma di chiusura rispetto il centro di rotazione della camma;
- $F_{31_k}$  = forza scambiata dal bilanciere di apertura sulla camma positiva;
- $F_{62_k}$  = forza esercitata dal bilanciere di chiusura sulla camma negativa;
- $F_{s\text{upp\_}c_k}$  = forza scambiata dai supporti sull'albero a camme;
- $M_{cam_k}$  = momento motore fornito dalla cinghia all'albero a camme.

Le forze esercitate dal bilanciere sulla camma sono ovviamente pari ed opposte a quelle esercitate sulla camma dal bilanciere:

$$|F_{31_k}| = |F_{13_k}|$$

$$|F_{62_k}| = |F_{26_k}|$$

Data la presenza di due sole forze alla volta, l'equilibrio allo spostamento del corpo è dato dalle seguenti relazioni.

Se  $av_k > 0$ :

$$\bar{F}31_k = -\bar{F}supp\_c_k$$

Se  $av_k < 0$ :

$$\bar{F}62_k = -\bar{F}supp\_c_k$$

Da cui è immediato ricavare, se  $av_k > 0$ :

$$|Fsupp\_c_k| = |F31_k| = |F13_k|$$

Se  $av_k < 0$ :

$$|Fsupp\_c_k| = |F62_k| = |F26_k|$$

Posto ora il bilancio alla rotazione intorno al centro, ci si ricava immediatamente il momento sull'albero a camme.

Se  $av_k > 0$ :

$$Mcam_k = F31_k \cdot bra\_c0_k$$

Se  $av_k < 0$ :

$$Mcam_k = F62_k \cdot bra\_c1_k$$

In questo modo sono state definite tutte le forze e i momenti agenti sui diversi membri del cinematismo. Note le forze è possibile calcolare altri parametri di interesse come la potenza dissipata, le pressioni Hertziane di contatto, il momento agente sullo stelo valvola. Nei paragrafi seguenti sono discussi ad uno ad uno.

## Potenze dissipate

Le potenze dissipate sono dovute agli attriti tra i vari membri del cinematismo in moto relativo tra di loro, che non è mai di rotolamento puro. È sempre presente una componente di strisciamento che genera gli sforzi di attrito responsabili della dissipazione di potenza.

### Velocità relative

Più nel dettaglio, si ha moto relativo di strisciamento in questi punti del meccanismo:

1. Tra stelo valvola e guida valvola. La guida è ferma mentre la valvola si muove in maniera rettilinea con velocità pari a  $vv_k$ , che è stata ottenuta derivando la legge di alzata della valvola espressa dalla grandezza  $sv_k$ .
2. Tra i pattini bilancieri e i registri valvola con cui sono a contatto. Il punto di contatto tra bilanciere e registro non si mantiene ovviamente fisso durante il moto di salita e discesa della valvola ma spazza un segmento dato dall'eccentricità. La velocità relativa tra il pattino bilanciere e il registro è stata precedentemente determinata durante la sintesi cinematica ed è espressa dai parametri  $vel\_rel\_r0_k$  e  $vel\_rel\_r1_k$ , rispettivamente per il contatto sul registro dei bilancieri di apertura e di chiusura.
3. Tra i bilancieri di apertura e di chiusura ed il relativo perno sul quale sono infulcrati. Questa velocità si ottiene moltiplicando la velocità angolare di rotazione del bilanciere stesso per il raggio del perno. La velocità di rotazione del bilanciere è data dai parametri  $\dot{\theta}0_k$  e  $\dot{\theta}1_k$ , rispettivamente per il bilanciere di apertura e per quello di chiusura.
4. Tra camme e bilancieri nel loro punto di contatto. Lo strisciamento tra questi due membri è stato anch'esso calcolato durante la sintesi cinematica del meccanismo ed è espresso da  $vel\_rel\_c0_k$  per il contatto camma-bilanciere di apertura e da  $vel\_rel\_c1_k$  per quello tra camma e bilanciere di chiusura.
5. Tra l'albero a camme ed i supporti all'interno dei quali esso ruota. Può essere ricavata moltiplicando il raggio della sezione dove sono presenti i supporti per la velocità di rotazione  $\Omega$  dell'albero a camme. Quest'ultima è supposta costante.

Ricapitolando, le velocità relative già calcolate durante la sintesi cinematica del meccanismo sono:

$vv_k$  = velocità relativa tra valvola e guida;

$vel\_rel\_r0_k$  = velocità relativa bilanciere-registro di apertura;

$vel\_rel\_r1_k$  = velocità relativa bilanciere-registro di chiusura;

$vel\_rel\_c0_k$  = velocità relativa camma-bilanciere di apertura;

$vel\_rel\_c1_k$  = velocità relativa camma-bilanciere di chiusura.

In seguito si presentano le relazioni per calcolare quelle ancora non note. La velocità relativa tra albero a camme e supporti è pari a:

$$vel\_rel\_cam = \frac{\Omega \cdot r\_supp\_cam}{1000}$$

Dove  $r\_supp\_cam$  è il raggio del supporto dell'albero a camme espresso in mm, mentre la velocità è espressa in m/s.  $\Omega$  è in rad/s.

Lo strisciamento tra bilanciere e perno è calcolato come:

$$vel\_rel\_perno0_k = \frac{\dot{\vartheta}0_k \cdot r\_pernobil0}{1000}$$

$$vel\_rel\_perno1_k = \frac{\dot{\vartheta}1_k \cdot r\_pernobil1}{1000}$$

Rispettivamente per il bilanciere di apertura e per quello di chiusura.  $r\_pernobil0$  e  $r\_pernobil1$  sono i raggi dei perni dei due bilancieri, espressi in mm.  $\dot{\vartheta}0$  e  $\dot{\vartheta}1$  sono in rad/s, mentre la velocità relativa in m/s.

Sono ora note tutte le velocità di strisciamento necessarie.

### Calcolo delle potenze dissipate

La potenza dissipata dalle forze d'attrito si può calcolare come il prodotto scalare fra il vettore della forza stessa e la velocità di strisciamento tra i due membri. Poiché questi due vettori sono paralleli tra loro si può esprimere la generica potenza dissipata come:

$$W_{diss} = F_{attr} \cdot v_{rel}$$

Le forze d'attrito posso essere immediatamente ricavate da quelle di contatto tra i membri precedentemente calcolate.

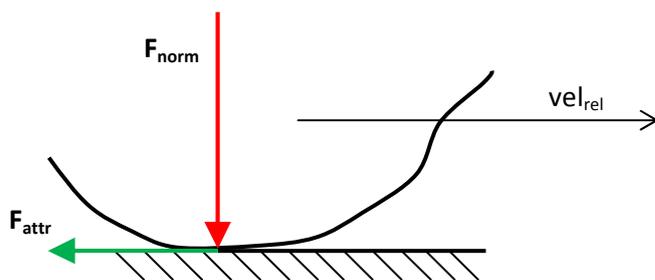


Figura 5.8: Strisciamento tra due corpi

Queste sono perpendicolari al punto di contatto, quindi le forze d'attrito risulteranno, generalmente:

$$F_{attr} = \mu \cdot F_{norm}$$

Dove  $\mu$  è il coefficiente di attrito. A seconda dei membri a contatto, è opportuno distinguere tra due diversi coefficienti d'attrito, uno di tipo "secco" dove il contatto tra i membri è

diretto, e uno di tipo “idrodinamico” dove vi è un lubrificante che media il contatto tra i due corpi. Indichiamo quindi:

$\mu_S$  = coefficiente di attrito secco;

$\mu_H$  = coefficiente di attrito idrodinamico.

Così come le forze, anche le potenze dissipate sono diverse a seconda del segno dell’accelerazione della valvola  $av_k$ . Quando alla valvola vengono impartite accelerazioni positive è attivo solamente il cinematismo costituito dai membri di apertura, e pertanto sono scambiate solo le forze ad esso relative. Analogamente nei tratti della legge di moto dove le accelerazioni sono negative sono scambiate le forze solamente tra i membri costituenti il meccanismo di chiusura. Questo si riflette direttamente sulle potenze dissipate, che seguono l’attività o meno dei membri che le generano.

Presentiamo ora le relazioni che esprimono la potenza dissipata nei singoli contatti precedentemente menzionati. La notazione utilizzata è la seguente, il pedice k indica sia che la relazione è valida per un generico istante k che per il campionamento k-esimo:

- $W13cam_k$  = pot. diss. dalla rotazione dell’albero a camme sui supporti quando è attivo il meccanismo di apertura;
- $W26cam_k$  = pot. diss. dalla rotazione dell’albero a camme sui supporti quando è attivo il meccanismo di chiusura;
- $W13_k$  = pot. diss. nel contatto tra camma e bilanciere di apertura;
- $W26_k$  = pot. diss. nel contatto tra camma e bilanciere di chiusura;
- $W34_k$  = pot. diss. nel contatto tra registro valvola e bilanciere di apertura;
- $W46_k$  = pot. diss. nel contatto tra registro valvola e bilanciere di chiusura;
- $Wperno0_k$  = potenza dissipata dalla rotazione del bilanciere di aperture sul suo perno;
- $Wperno1_k$  = potenza dissipata dalla rotazione del bilanciere di chiusura sul suo perno;
- $Wguida_k$  = potenza dissipata dal contatto tra stelo valvola e guida.

L’albero a camme, ruotando sul suo supporto, nei meccanismi di apertura e chiusura dissipa la potenza:

$$W13cam_k = F13_k \cdot \mu_H \cdot vel\_rel\_cam$$

$$W26cam_k = F26_k \cdot \mu_H \cdot vel\_rel\_cam$$

La potenza dissipata nel contatto camma-bilanciere si esprime come:

$$W13_k = F13_k \cdot \mu_S \cdot vel\_rel\_c0_k$$

$$W26_k = F26_k \cdot \mu_S \cdot vel\_rel\_c1_k$$

Analogamente nel contatto bilanciere-registri si dissipa, rispettivamente per i meccanismi di apertura e chiusura:

$$W34_k = F34_k \cdot \mu_S \cdot vel\_rel\_r0_k$$

$$W46_k = F46_k \cdot \mu_S \cdot vel\_rel\_r1_k$$

Il bilanciare, ruotando sul suo perno, dissipa anch'esso una certa potenza.

$$W_{perno0_k} = F_{perno0_k} \cdot \mu_S \cdot vel_{rel\_perno0_k}$$

$$W_{perno1_k} = F_{perno1_k} \cdot \mu_S \cdot vel_{rel\_perno1_k}$$

Lo strisciamento della valvola sulla guida dissipa:

$$W_{guida_k} = (F_{guida_{sup}} + F_{guida_{inf}}) \cdot \mu_S \cdot vv_k$$

La potenza dissipata nell'intero cinematismo sarà dunque:

$$W_{tot_k} = W_{13cam_k} + W_{26cam_k} + W_{13_k} + W_{26_k} + W_{34_k} + W_{46_k} + \\ + W_{perno0_k} + W_{perno1_k} + W_{guida_k}$$

Questa potenza è espressa in maniera puntuale, istante per istante. Nel passaggio al calcolatore è dunque la potenza dissipata nel passo di campionamento k-esimo. Il lavoro dissipato dalle forze di attrito nel passo di campionamento sarà quindi:

$$L_{passo_k} = W_{tot_k} \cdot tc$$

In un giro composto da  $n$  campionamenti il lavoro dissipato sarà dunque:

$$L_{giro} = \sum_{k=1}^n L_{passo_k}$$

Si può calcolare la potenza media dissipata nel giro come:

$$W_{media} = \frac{\sum_{k=1}^n W_{tot_k}}{n}$$

Il lavoro dissipato in un giro può essere alternativamente calcolato come:

$$L_{giro} = W_{media} \cdot tc \cdot n$$

## Pressioni Hertziane

### Teoria delle pressioni di contatto

Note le forze di contatto tra i corpi, le loro caratteristiche fisiche e geometriche è possibile risalire alla pressione di contatto agente su di essi secondo la teoria di Hertz.

Essa enuncia che due corpi a contatto sotto carico si deformano secondo un rettangolo nel caso di contatto tra linee, e secondo un'ellisse qualora siano a contatto due punti. Tramite delle equazioni presentate successivamente è possibile determinare dimensione e pressione delle superfici di compressione.

Queste sono applicabili, a rigor di termini, solo in presenza delle seguenti condizioni:

- materiali omogenei;
- assenza di sforzi residui;
- deformazione puramente elastica, vale a dire dimensioni della superficie di contatto piccole rispetto alle dimensioni dei corpi cilindrici;

- superfici geometriche ideali senza differenze di forma o rugosità;
- nel caso di contatto di linee, corpi volventi infinitamente larghi;
- assenza di sollecitazione tangenziale della superficie di compressione
- contatto a secco, senza lubrificazione.

Il caso di interesse per lo studio delle pressioni di contatto tra i membri della distribuzione desmodromica è quello del contatto di due corpi cilindrici lungo una linea.

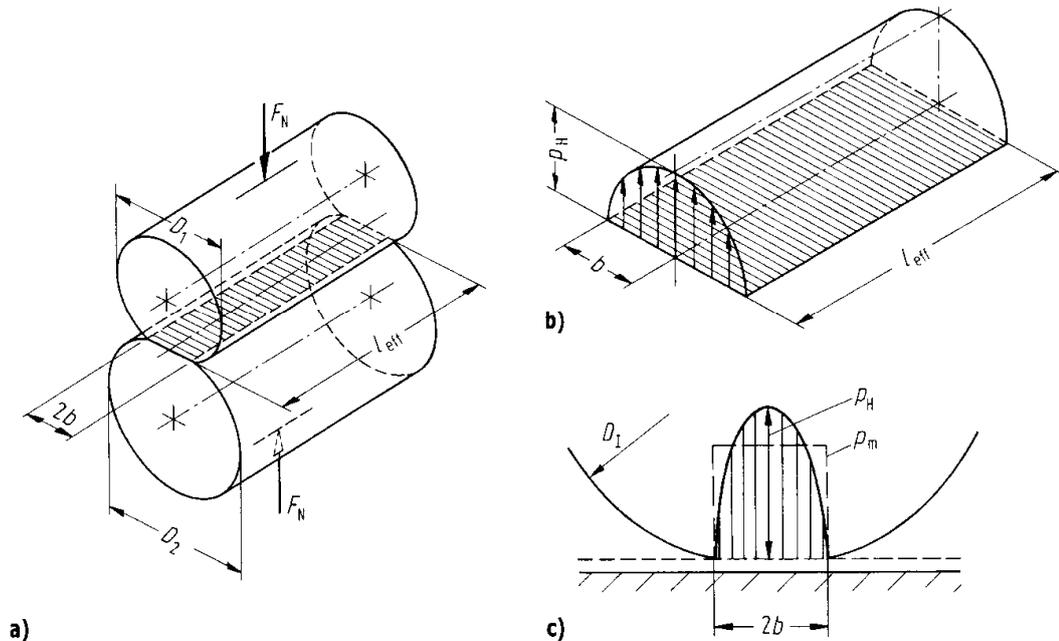


Figura 5.9: a) schiacciamento tra due corpi cilindrici b) distribuzione delle pressioni c) confronto fra pressione di Hertz e pressione media

La notazione utilizzata in figura è questa:

- $D_1, D_2$  = diametri di curvatura dei due corpi;
- $b$  = semi-larghezza di contatto;
- $l_{eff}$  = lunghezza effettiva di contatto;
- $F_N$  = Forza di contatto, normale allo stesso;
- $p_H$  = pressione Hertziana di contatto
- $p_m$  = pressione media di contatto

Partendo dai diametri dei corpi  $D_1$  e  $D_2$  si definisce pertanto un diametro equivalente  $D_I$ . Questo, in presenza di pressione specifica su di un piano, presenta la stessa pressione di contatto Hertziana e distribuzione della stessa come nel caso della pressione specifica dei due cilindri a contatto  $D_1$  e  $D_2$ .

$$D_I = \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2}$$

Nel caso di curvatura concava il centro di curvatura si trova all'esterno del corpo cilindrico interessato e deve essere definito negativamente.

Inoltre occorre realizzare un modulo elastico equivalente  $E'$  in base a quelli dei due corpi cilindrici  $E_1$  ed  $E_2$ , secondo la legge delle due molle collegate in serie:

$$E' = \frac{1}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}$$

La pressione media risulta quindi definita come:

$$p_M = \frac{F_N}{2b \cdot l_{eff}} = \sqrt{\frac{F_N \cdot E' \cdot \pi}{l_{eff} \cdot D_I \cdot 16}}$$

La pressione Hertziana di contatto, che è la pressione massima, vale:

$$p_H = \frac{4}{\pi} \cdot p_M = \sqrt{\frac{F_N \cdot E'}{l_{eff} \cdot D_I \cdot \pi}}$$

Le tensioni tangenziali presenti sotto la superficie per effetto della compressione del materiale hanno il loro massimo pari a:

$$\tau_H = 0.304 p_H$$

Tuttavia in questa analisi non sono calcolate esplicitamente, in quanto direttamente proporzionali alla pressione Hertziana che è dunque sufficiente come parametro di valutazione.

### Applicazione al Desmo

Applicando queste formule alla distribuzione desmodromica, si possono calcolare i moduli elastici equivalenti tra camma, bilanciere e registri per i membri di apertura e chiusura:

$$E_{cam\_bil0} = \frac{1}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_{cam}^2}{E_{cam}} + \frac{1 - \nu_{bil0}^2}{E_{bil0}} \right)}$$

$$E_{cam\_bil1} = \frac{1}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_{cam}^2}{E_{cam}} + \frac{1 - \nu_{bil1}^2}{E_{bil1}} \right)}$$

$$E_{bil\_reg0} = \frac{1}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_{reg}^2}{E_{reg}} + \frac{1 - \nu_{bil0}^2}{E_{bil0}} \right)}$$

$$E_{bil\_reg1} = \frac{1}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_{reg}^2}{E_{reg}} + \frac{1 - \nu_{bil1}^2}{E_{bil1}} \right)}$$

I diametri equivalenti del contatto tra le camme e i bilancieri sono calcolati come segue, rispettivamente per i membri di apertura e per quelli di chiusura:

$$D_{cam\_bil0_k} = 2 \frac{\rho_{0_k} \cdot rc0}{\rho_{0_k} + rc0}$$

$$D_{cam\_bil1_k} = 2 \frac{\rho_{1_k} \cdot rc1}{\rho_{1_k} + rc1}$$

Nel caso di contatto bilanciere-registro valvola, uno dei due membri ha raggio di curvatura infinito e la formula per il diametro equivalente si semplifica:

$$D_{bil\_reg0} = 2 rb0$$

$$D_{bil\_reg1} = 2 rb1$$

Le pressioni Hertziane nel contatto tra le camme e i bilancieri sono dunque calcolate così, rispettivamente per il bilanciere di apertura e per quello di chiusura:

$$ph13_k = \sqrt{\frac{F13_k \cdot E_{cam\_bil0}}{lc\_bilcam0 \cdot D_{cam\_bil0_k} \cdot \pi}}$$

$$ph26_k = \sqrt{\frac{F26_k \cdot E_{cam\_bil1}}{lc\_bilcam1 \cdot D_{cam\_bil1_k} \cdot \pi}}$$

Mentre quelle presenti nel contatto tra bilancieri e registri sono espresse dalle relazioni:

$$ph34_k = \sqrt{\frac{F34x_k \cdot E_{cam\_bil0}}{lc\_bilcam0 \cdot D_{cam\_bil0_k} \cdot \pi}}$$

$$ph46_k = \sqrt{\frac{F46x_k \cdot E_{cam\_bil1}}{lc\_bilcam1 \cdot D_{cam\_bil1_k} \cdot \pi}}$$



## *Capitolo 6: Approfondimenti*

---

In questo capitolo sono presentati alcuni approfondimenti legati a degli aspetti che nei capitoli precedenti non hanno potuto trovare un'adeguata trattazione poiché non strettamente collegati alle tematiche trattate. Sono temi non legati immediatamente riconducibili a quelli trattati dalla cinematica e dalla cineto-statica in senso stretto, come il funzionamento del meccanismo in presenza di giochi o considerazioni sulla legge d'alzata legate ad effetti dinamici del sistema. Essi sono però indispensabili per poter comprendere al meglio i risultati ottenuti in seguito.

### **Funzionamento del meccanismo in presenza di giochi**

L'analisi cinematica, quella cineto-statica e le loro implementazioni nel programma DesmoLab non tengono conto della presenza dei giochi tra i membri del meccanismo, fornendo un'analisi della "a giochi zero". Per comprendere meglio alcuni tratti caratteristici delle leggi d'alzata è però opportuno conoscere il funzionamento del meccanismo in presenza di giochi, come effettivamente accade nella realtà.

I giochi sono sempre presenti e sono necessari al funzionamento del meccanismo stesso, per evitarne il grippaggio e compensare le dilatazioni termiche dello stesso durante il funzionamento, evitando contatti iperstatici. Sono anche richiesti per permettere il montaggio del meccanismo stesso.

I giochi sono stabiliti fisicamente nella fase di montaggio dei membri del meccanismo, scegliendo dei registri valvola più bassi di quelli teorici di una certa quantità (alcuni centesimi di millimetro sia per quello a contatto col bilanciere di apertura, che per quello di chiusura). In questo modo influenzano direttamente tutta la legge di alzata.

In seguito è presentata una descrizione del moto dei vari membri del meccanismo comprendente anche i giochi. Occorre ricordare che sul bilanciere di chiusura agisce una piccola molla con il solo compito di richiamare il bilanciere, mantenendolo continuamente in contatto con il suo registro.

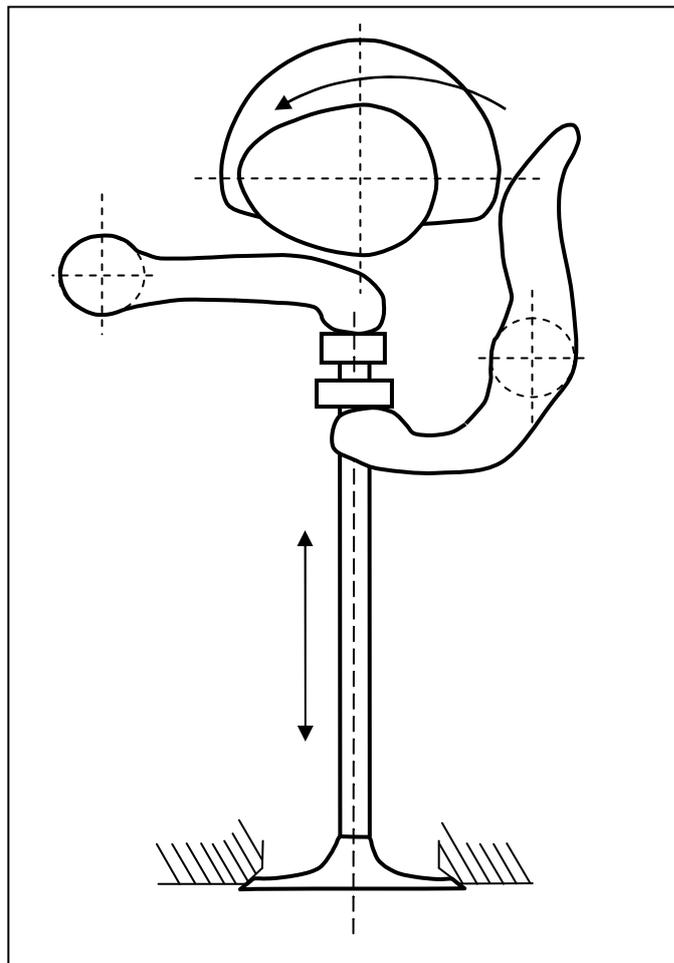


Figura 6.1: Schema del cinametismo

All'istante zero la valvola è a contatto con la sede, sostenuta dalla molla del bilanciante di chiusura, che è quindi a contatto con il pacco registri. La posizione esatta del bilanciante di apertura è invece incognita, generalmente lo si suppone anch'esso a contatto con i registri valvola per gravità. Il profilo delle camme è ancora pari al loro raggio base. Il gioco iniziale è quindi presente tra le due camme e i rispettivi bilanciari. Chiameremo gioco di apertura ( $g_{ap}$ ) il gioco presente tra la camma di apertura e il suo bilanciante, gioco di chiusura ( $g_{ch}$ ) quello tra camma e bilanciante di chiusura.

Proseguendo nel suo moto, la camma positiva sia avvicina al bilanciante che resta fermo. Quando la camma ha recuperato il gioco di apertura, si ha il contatto tra i due membri e l'inizio dell'alzata vera e propria. A causa di questo, l'alzata reale della valvola non è uguale a quella teorica data dalla legge con cui è stato realizzato il profilo della camma, ma è la stessa traslata verso il basso di una quota pari al gioco di apertura tra i due membri. Questo perché il recupero del gioco da parte della camma provoca una mancata apertura, quindi un'alzata minore. La camma di chiusura aumenta invece il suo gioco, allontanando il suo profilo dal corrispondente bilanciante. Al contatto il gioco tra i due membri sarà pari alla somma tra gioco di apertura e gioco di chiusura, che è chiamata gioco totale.

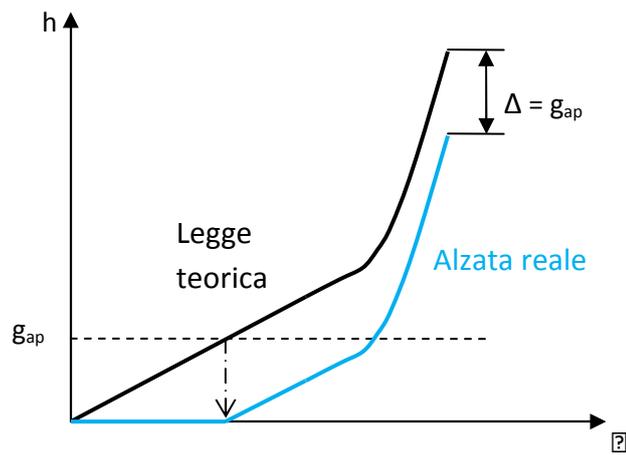


Figura 6.2: Recupero del gioco di apertura

Dal contatto in poi la valvola segue la legge d'alzata, con il contatto e lo scambio di forze tra la camma di apertura, il suo bilanciere e il registro valvola, mentre il bilanciere di chiusura è mantenuto a pacco dalla molla e dalla sua inerzia. Durante la fase di salita camma e bilanciere di chiusura seguono il movimento del meccanismo mantenendo invariato il gioco totale tra di loro: il bilanciere è mosso dalla valvola e per la sua forma ad L si avvicina alla camma negativa che invece "scappa". Poiché i profili sono coniugati i due movimenti sono identici e non si modifica la distanza tra i due membri.

Il momento del cambio camma si ha quando l'accelerazione inverte il segno, passando da positiva a negativa. Si perde la trasmissione di forza tra camma e bilanciere di apertura, mentre si recupera il gioco tra i membri di chiusura, pari ora alla somma di  $g_{ap} + g_{ch}$ , detta gioco totale. In quest'intervallo la valvola non è guidata, e prosegue la sua traiettoria a velocità costante insieme al bilanciere di chiusura, che è mantenuto a pacco dalla molla e dalla sua inerzia, perché spinto dalla valvola. Il profilo della camma segue invece la legge teorica, che diminuisce la sua velocità a causa delle accelerazioni di segno negativo. Questa differenza di velocità permette al bilanciere di chiusura di raggiungere la camma e recuperare i giochi e il contatto. Quest'intervallo è detto periodo di volo e il tempo impiegato a percorrerlo è chiamato tempo di volo. La sua distanza è pari alla somma dei giochi:

$$d_{volo} = g_{ap} + g_{ch}$$

Il gioco di chiusura comporta una mancata chiusura e conseguentemente una maggiore alzata della valvola: quando sono attivi questi membri il moto della valvola segue quindi una curva data dalla traslazione verso l'alto della legge di moto data dal profilo camma.

Proseguendo nel movimento, la camma negativa rallenta l'alzata della valvola fino al punto di massima alzata, per poi invertirne il moto mantenendo il contatto fino al successivo cambio camma. La camma positiva segue l'andamento della legge d'alzata, mentre la posizione esatta del bilanciere di apertura è ignota, non essendoci su di esso scambi di forze da parte di altri membri del cinematismo se non quelle dovute agli urti o all'inerzia. Nella fase di discesa, mentre la valvola ritorna in sede, si può supporre che per inerzia sia a contatto con il registro valvola che lo spinge mediante il suo moto in direzione delle camme.

Al secondo cambio camma si ha il passaggio del contatto tra i membri di chiusura e quelli di apertura, con un secondo periodo di volo. specularmente al precedente, valvola e bilanciere di apertura recuperano il gioco totale raggiungendo la camma positiva, mentre la camma negativa perde il contatto e torna ad essere un membro passivo che segue il movimento senza scambio di forze.

Nelle ultime fasi del moto la camma positiva rallenta la corsa della valvola verso la sede, seguendo un'alzata reale pari a quella teorica abbassata della quota di  $g_{ap}$ . Quando la valvola giunge alla sede si perde il contatto e la camma positiva recupera il gioco di apertura. Successivamente i due profili delle camme ritornano a seguire i raggi base, fino al completamento di un giro dell'albero a camme.

Di seguito un'esemplificazione grafica dell'effetto dei giochi su di una legge di alzata. L'immagine non è in scala per esigenze di rappresentazione. Sono rappresentati la legge teorica, le sue traslazioni verticali dovute al gioco di apertura  $g_{ap}$  (sotto) e a quello di chiusura  $g_{ch}$  (sopra) e infine il moto effettivo seguito dalla valvola.

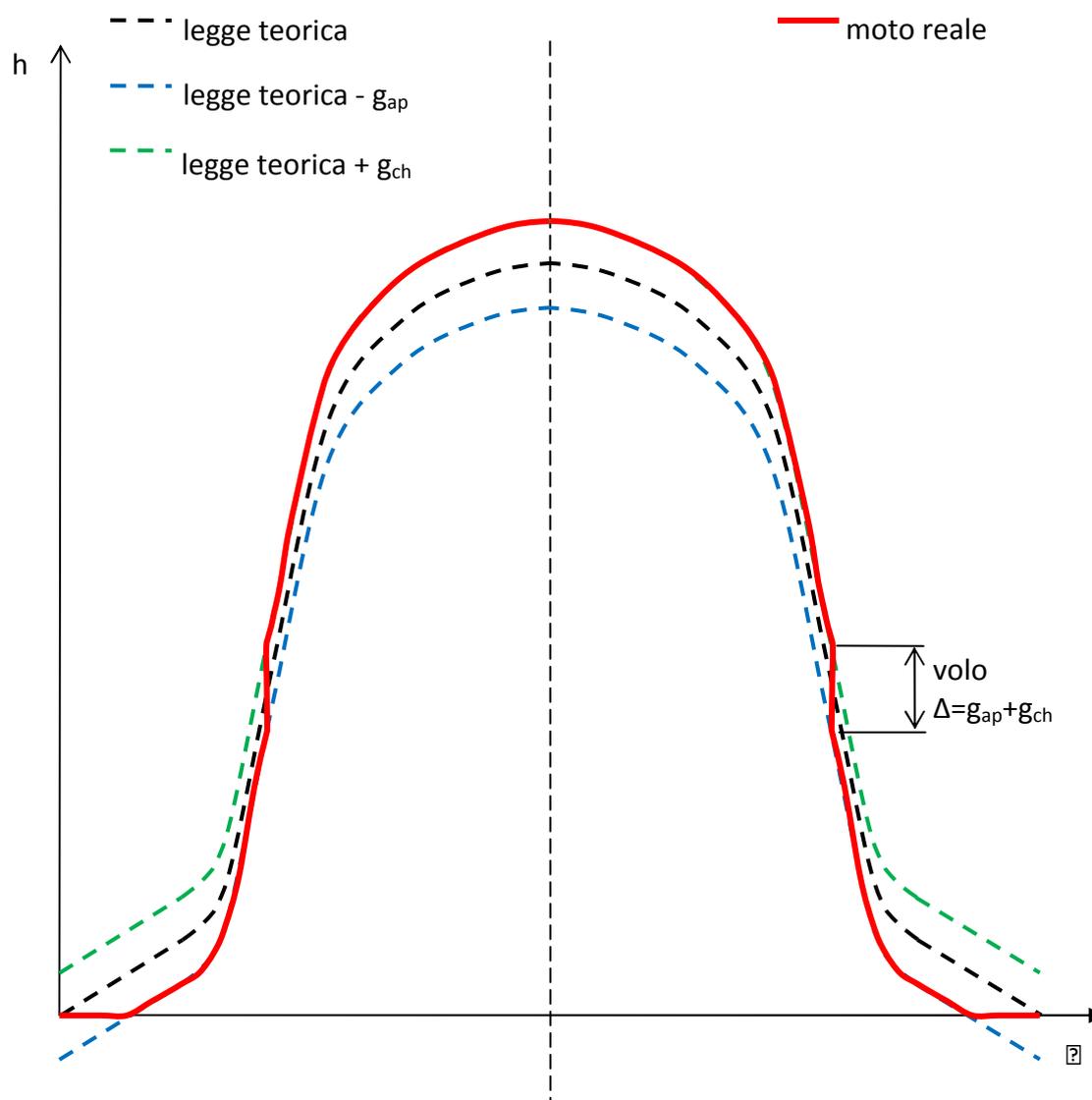


Figura 6.3: Confronto tra moto reale della valvola e teorico

## Il recupero giochi

Per diminuire il tempo di volo e conseguentemente il tratto dove il moto della valvola non è guidato, è stata introdotta una modifica sulla legge di alzata. Le considerazioni precedenti sono state fatte assumendo una legge d'alzata identica per il profilo della camma di apertura e per quella di chiusura, condizione necessaria perché esse siano perfettamente coniugate. Si può però modificare la legge di una sola delle due camme, in particolare quella di chiusura. Questa legge viene abbassata già in fase di progettazione del profilo di una quota fissa (0.15 mm) detta appunto "recupero giochi",  $rg$ . In questo modo si introduce una traslazione verticale della legge teorica di chiusura che va a diminuire la distanza di volo, pur mantenendo i due cinematismi tra loro coniugati.

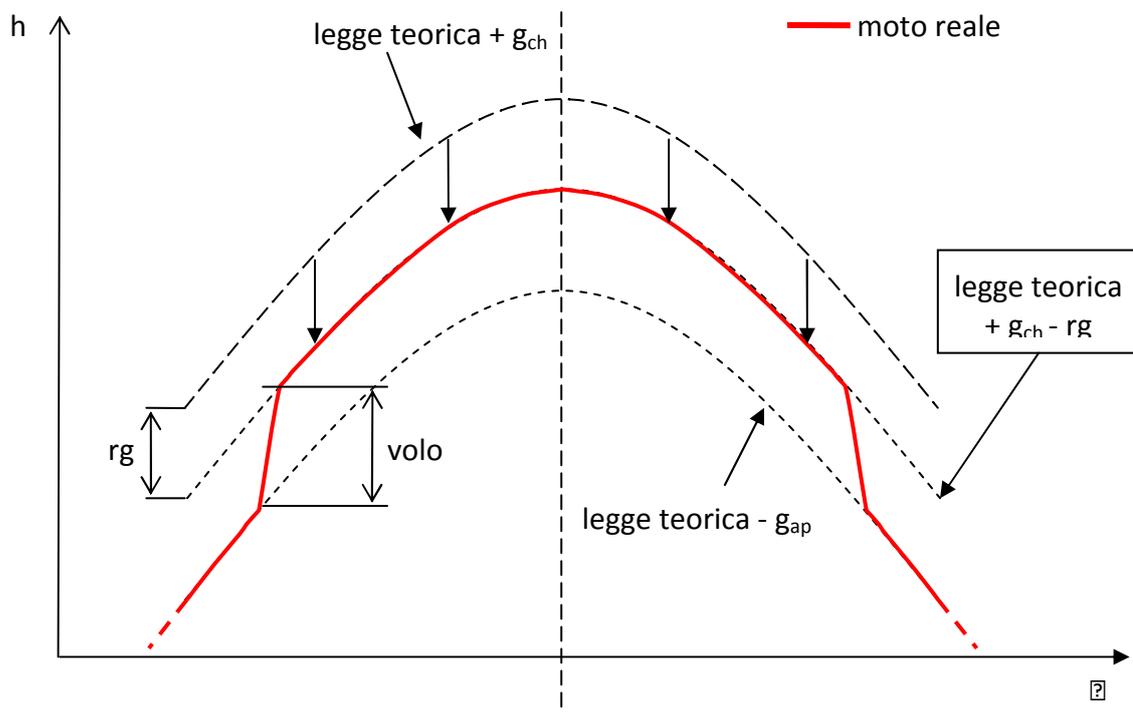


Figura 6.4: Effetto del recupero giochi

Passando ad una schematizzazione matematica, indicando con:

- $h_t$  = alzata teorica sulla camma di apertura;
- $h'_r$  = alzata reale quando è attivo il meccanismo di apertura;
- $h''_r$  = alzata reale mentre è attivo il meccanismo di chiusura,

Si possono scrivere le relazioni:

$$h'_r = h_t - g_{ap}$$

$$h''_r = h_t + g_{ch} - rg$$

$$d_{volo} = h''_r - h'_r = g_{ap} + g_{ch} - rg$$

Si osserva così che il recupero giochi  $rg$  riduce direttamente la distanza di volo.

È opportuno ricordare ora la differenza sostanziale tra i giochi di apertura/chiusura e il recupero giochi. I giochi sono quantità fisiche introdotte in fase di montaggio del

meccanismo, per consentirne il funzionamento a caldo e il montaggio stesso: non sono considerati al calcolo quando viene realizzata la legge di alzata, e non influenzano pertanto il profilo delle camme. Inoltre non sono eliminabili completamente. Il recupero giochi invece è presente già dalla fase di progettazione, andando a modificare effettivamente il profilo della camma di chiusura.

Si potrebbe pensare di annullare la distanza di volo ponendo  $rg = g_{ap} + g_{ch}$ . Questo non è possibile perché l'entità dei giochi non è costante durante il funzionamento del meccanismo, ma è fortemente influenzata dalle dilatazioni termiche dei membri. A caldo tendenzialmente i giochi di apertura si restringono, mentre quelli di chiusura aumentano leggermente. Non si modificano però in maniera proporzionale, a causa dei rapporti di leva e degli spostamenti che interessano anche i centri di rotazione di camme e bilancieri. Inoltre questi effetti sono chiaramente fortemente differenti tra il meccanismo di aspirazione e quello di scarico, in più sono dipendenti dalle condizioni di funzionamento, dal materiale utilizzato per la realizzazione della valvola: ciò impedisce di conoscere con esattezza i giochi reali presenti nel meccanismo. Conseguentemente, risulta impossibile stabilire in fase di progetto un valore tale da annullare completamente il tempo di volo, che pertanto viene solamente ridotto.

## I Blocchetti

Con il termine "blocchetti" si indicano due particolari tratti della legge d'alzata, presenti nei punti di inversione quando il contatto attivo tra i membri passa dalla camma di apertura a quella di chiusura e viceversa.

Si riconoscono facilmente nel diagramma delle accelerazioni poiché presentano un tratto di accelerazione di segno opposto alla fase precedente, seguito da un secondo tratto ad accelerazione nulla, come è possibile riconoscere in figura.

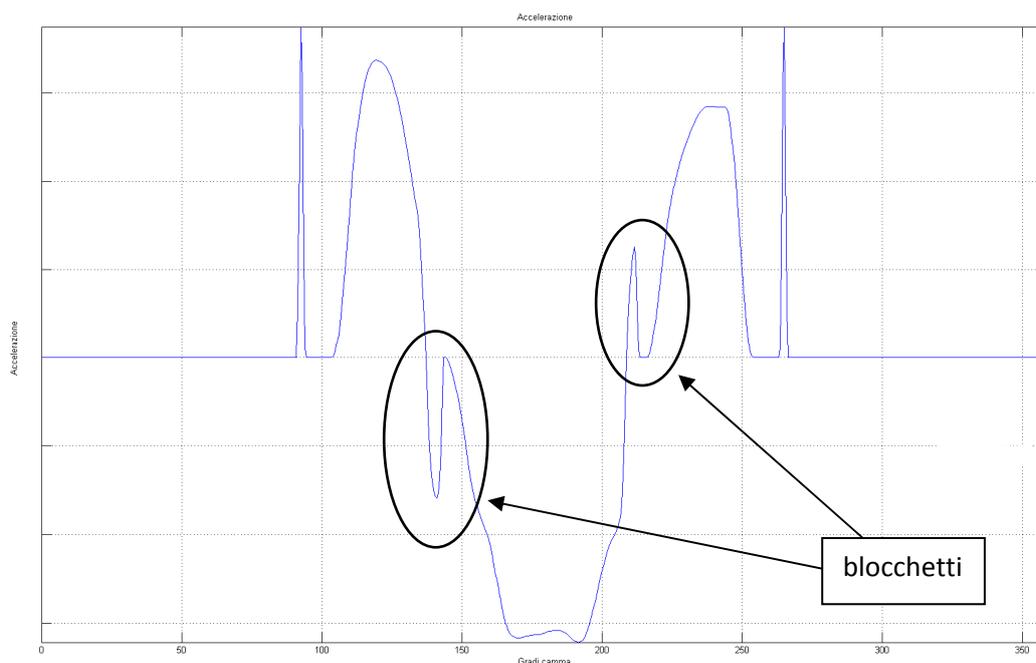


Figura 6.5: Collocazione dei blocchetti

I blocchetti sono stati introdotti nella progettazione delle camme Ducati per risolvere alcuni problemi di cedimento meccanico cui erano soggetti i bilancieri, e migliorare il comportamento dinamico del sistema.

Analizziamo ora più in dettaglio il moto dei membri in questa particolare fase del moto, prendendo in esame il blocchetto presente nella fase di salita. Le considerazioni effettuate sono tuttavia estendibili anche all'altro blocchetto.

Per definizione, il blocchetto ha inizio quando l'accelerazione cambia segno, passando da positiva a negativa. In quell'istante la camma positiva perde il contatto con il bilanciere e la valvola, che inizia il suo periodo di volo e non è più guidata dal profilo della camma. Quest'ultimo invece continua a seguire la legge di moto con cui è stato realizzato.

Si hanno così due moti distinti, che fino all'istante prima procedevano in maniera accoppiata. Il primo è il moto reale della valvola, che procede a velocità costante perché non è più sottoposto a nessuna azione esterna. Il secondo è un moto fittizio, quello teorico che la valvola seguirebbe se continuasse a rimanere fedele alla legge di alzata imposta attraverso il profilo delle due camme. Questo moto fittizio prosegue dopo il punto di inversione con accelerazione negativa, riducendo la sua velocità. La differenza di velocità tra di esso e il moto reale della valvola permette al bilanciere di chiusura di recuperare i giochi presenti con la camma negativa, ritornando ad un moto guidato dopo un piccolo urto.

Per chiarire il concetto con un'immagine si può arrischiare un paragone ludico. Immaginiamo che il bilanciere di chiusura e la camma negativa giochino a guardie e ladri: nella prima fase della legge d'alzata il bilanciere (guardia) rincorre la camma (ladro). Il moto del bilanciere è imposto dalla camma di apertura, che è coniugata con quella di chiusura: la guardia rincorre il ladro alla sua stessa velocità e non riesce quindi a diminuire la distanza che lo separa dalla camma, cioè i giochi. All'inversione il bilanciere continua a rincorrere la camma con velocità costante, mentre questa rallenta la sua corsa finché il bilanciere non l'acciuffa, riportando il moto della valvola ad essere guidato.

Nelle figure successive è rappresentato l'andamento della velocità della valvola nel caso in cui sia o non sia presente il blocchetto. Sono rappresentati sia l'andamento reale del moto della valvola che quello teorico che avrebbe luogo nel caso in cui la valvola seguisse perfettamente la legge di moto imposta dal profilo delle camme. La presenza o meno del blocchetto è riconoscibile dalle differenze presenti nella legge di alzata teorica. Nel caso in cui esso non sia presente l'andamento della velocità presenta un massimo per poi scendere in maniera regolare; se invece è presente il blocchetto immediatamente dopo il massimo la velocità scende per presentare poi un flesso ed un tratto a velocità costante prima di tornare a scendere nuovamente con concavità negativa.

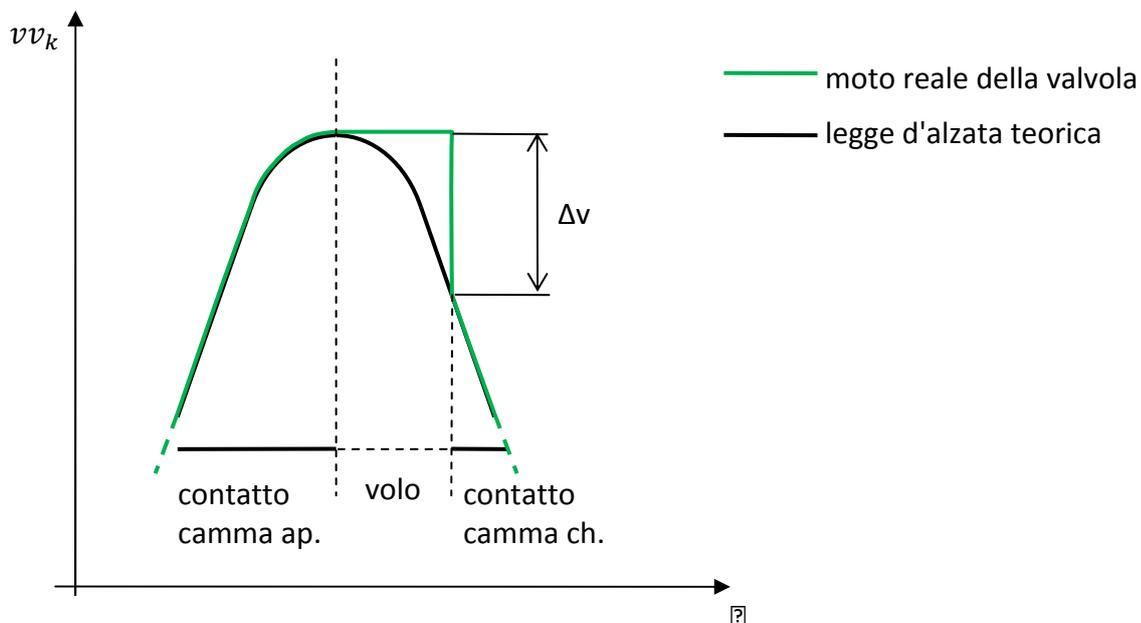


Figura 6.6: Confronto alzata reale e fittizia

In mancanza del blocchetto la differenza di velocità fra il bilanciere di chiusura, che è solidale alla valvola, e la camma negativa aumenta in maniera molto rapida. Un divario ampio tra le due velocità porta, oltre ad un recupero veloce del gioco, anche la conseguenza di un urto eccessivo nel contatto tra la camma e il bilanciere di chiusura.

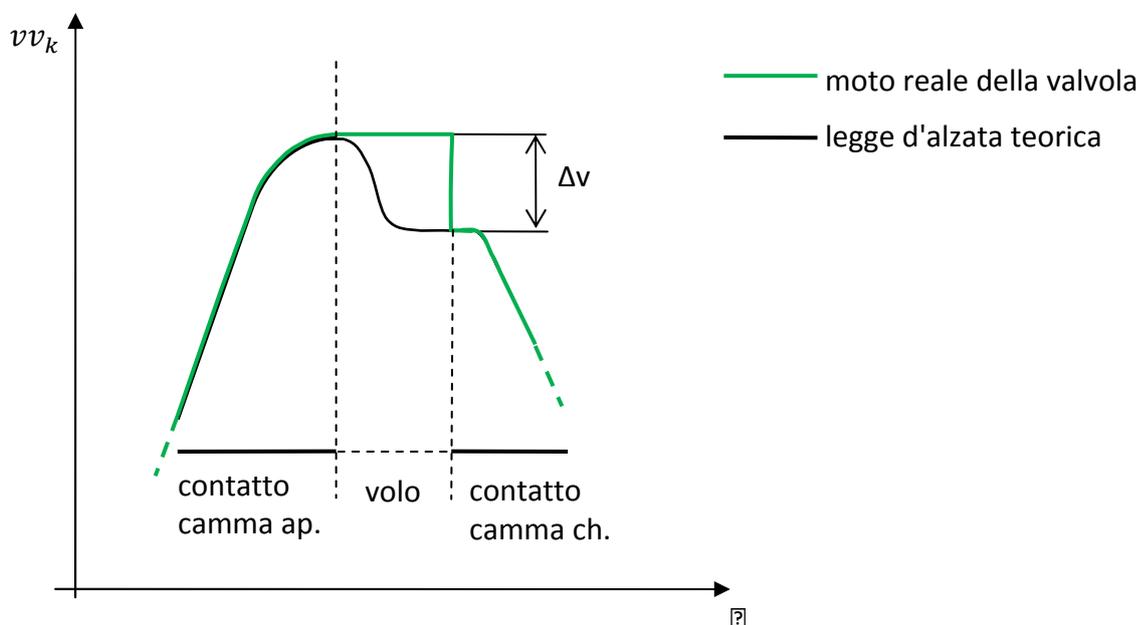


Figura 6.7: Confronto alzata reale e fittizia - con i blocchetti

Mediante l'utilizzo dei blocchetti si pone rimedio a questa criticità, sacrificando alcuni gradi di profilo camma per gestire e controllare l'urto tra i due membri. La prima parte del blocchetto presenta ancora accelerazioni negative, e dunque permette l'instaurarsi di quella

differenza di velocità tra camma e bilanciere che è necessaria per il recupero del gioco. La seconda parte del blocchetto è infatti ad accelerazione nulla, che si riflette sul diagramma delle velocità in un tratto dove essa è costante. Questo tratto permette di imporre a progetto una differenza di velocità tra i due membri, in maniera tale da evitare urti eccessivi tra i due. I blocchetti portano con sé dei piccoli svantaggi: si perdono alcuni gradi camma dove al meccanismo non vengono impartite forti accelerazioni, e a parità di giochi tra i membri del cinematismo il tempo di volo aumenta leggermente rispetto ad una legge priva di blocchetti, aumentando pertanto il tratto dove il moto della valvola non è guidato. tuttavia questa modifica alla legge di alzata si è resa necessaria per evitare cedimenti meccanici a cui erano sottoposti i bilancieri. Ovviamente questa modifica ha senso se il contatto tra la camma negativa e il bilanciere di chiusura avviene all'interno della seconda parte del blocchetto, dove la velocità è costante. Si può pensare che questa condizione sia rispettata se l'angolo

$$\vartheta_k : \int_{\vartheta_{v_{max}}}^{\vartheta_k} (v_{v_{max}} - v_k) d\vartheta = g_{tot}$$

è compreso nell'intervallo dove l'accelerazione è nulla.

Le stesse considerazioni valgono per il blocchetto successivo, collocato nel secondo punto di inversione, dove la camma negativa lascia il contatto attivo con il bilanciere di chiusura e quella positiva recupera il gioco totale che la separava dal bilanciere di apertura.

Fatte queste considerazioni, è possibile riconoscere diversi parametri che permettono di caratterizzare un blocchetto.

- *Ampiezza del blocchetto*: è la distanza angolare, in gradi camma, tra l'inizio e la fine del blocchetto. Per definizione il blocchetto ha inizio quando l'accelerazione cambia segno, passando da positiva a negativa, mentre termina quando essa ritorna a valori sempre più negativi dopo il tratto con accelerazione nulla;
- *Altezza del blocchetto*: è data dal valore della minima accelerazione presente nella prima parte del blocchetto. Esprime quanto si spinga sulla camma per favorire il recupero dei giochi;
- *Differenza di velocità* tra la legge teorica di alzata e il moto reale della valvola. È calcolato facendo la differenza tra il valore della velocità nel suo punto di massimo e quello della stessa nel tratto pianeggiante del blocchetto. È un parametro importante perché indica sia quanto velocemente viene recuperato il gioco e dunque il tempo di volo, ma consente anche di stimare l'ordine di grandezza dell'urto tra i membri del cinematismo che prendono contatto in quel momento.

## Blocchetti a farfalla

Niente vieta di modificare la seconda parte del blocchetto, costituita generalmente da accelerazioni nulle, imponendo un tratto dove l'accelerazione ha segno contrario alla prima parte del blocchetto, cioè positivo per quello presente nel moto di salita della valvola e negativo per quello presente nel moto di discesa. In questo modo si va a ridurre ancor di più la differenza di velocità tra i due membri, addolcendo in questa maniera l'urto tra di essi. Come notato già in precedenza, questo porta ad un allungamento del tempo di volo, a meno che non si "spinga" fortemente nella prima parte del blocchetto, dove sono presenti le accelerazioni che agiscono in maniera tale da favorire il recupero dei giochi.

I blocchetti dove la seconda parte non è ad accelerazione nulla ma di segno opposto alla prima vengono detti pertanto "blocchetti a farfalla", a causa della loro particolare conformazione.

## Le rampe

La parte iniziale e finale della legge d'alzata è costituita dalle rampe. Le rampe sono dei tratti a velocità costante utilizzati nelle leggi d'alzata per controllare il recupero dei giochi e il contatto della valvola nella sede al termine della chiusura. Nelle figure è indicata la rampa nel diagramma dello spostamento valvola, e il suo tratto tipico in quello della velocità.

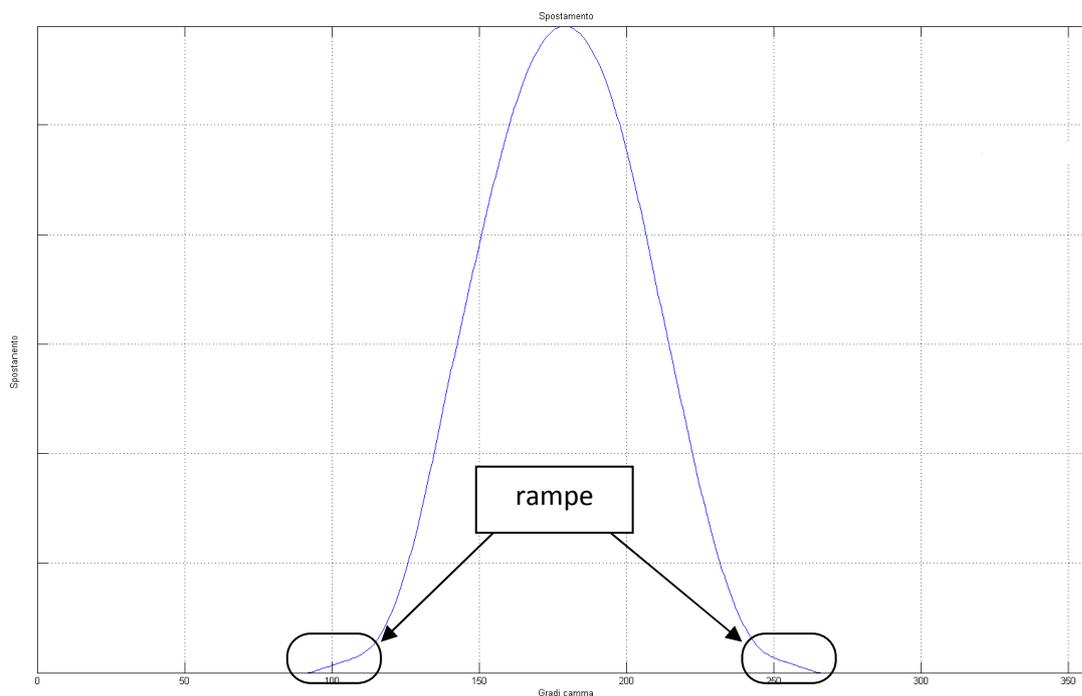


Figura 6.8: Collocazione delle rampe

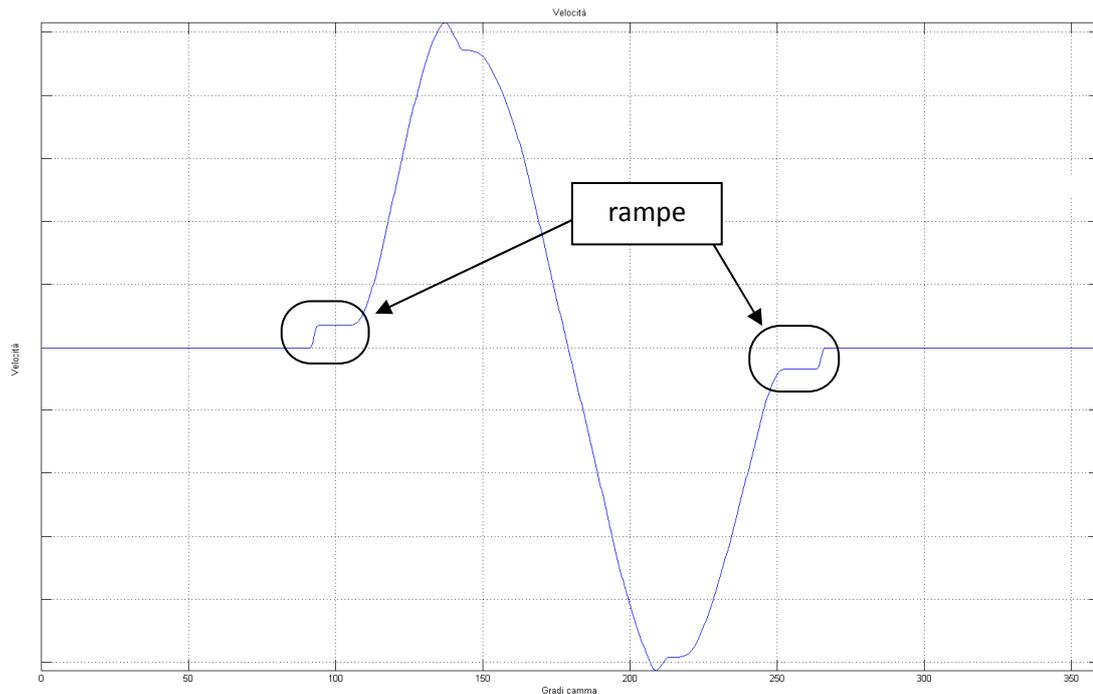


Figura 6.9: Effetti delle rampe sulla velocità

Le rampe sono caratterizzate da due parametri: la loro velocità e l'altezza. La velocità di una rampa è il valore della velocità valvola nel tratto dove questa è costante. L'altezza è il valore della legge di alzata (in mm) al termine della rampa per quella in salita, mentre per la rampa di discesa l'altezza si ricava dal valore dell'alzata all'inizio della rampa stessa. Per la rampa in salita, la fine della rampa è data dall'ultimo istante a velocità costante, mentre per quella in discesa l'inizio è riconosciuto con l'inizio del tratto con velocità costante.

*L'importanza delle rampe.*

Le rampe sono necessarie per il meccanismo in quanto servono a controllare gli urti nelle primissime e ultimissime fasi dell'alzata. All'inizio della fase di salita si ha il recupero dei giochi di apertura al contatto tra camma e bilanciere di apertura, che si suppone fermo e appoggiato ai registri valvola. Se la velocità di avvicinamento della camma è eccessiva lo è anche il conseguente urto, che a lungo andare può portare a rotture e malfunzionamenti. Si vuole dunque che il contatto avvenga all'interno della rampa, dove la velocità è costante e scelta dal progettista compatibilmente con la resistenza dei membri. Perché ciò avvenga occorre che l'altezza della rampa sia superiore al gioco previsto in apertura, sia a freddo che a caldo. Alla fine della fase di discesa la valvola sta tornando verso la sede, rallentata dalla camma positiva. Quando termina il profilo attivo la camma riprende il gioco con il bilanciere: la valvola ha un tratto di volo verso la sede con velocità pari a quella dell'ultimo istante con moto guidato. Anche qui è importante che l'altezza della rampa sia superiore al gioco, affinché questo istante cada al suo interno, dove la velocità è stabilita dal progettista. Le due rampe non presentano la stessa criticità, perché cambiano i membri che vengono in contatto tra di loro. In salita vengono a contatto camma e bilanciere, elementi piuttosto tozzi e rigidi che presentano una resistenza maggiore. In discesa invece si ha l'arrivo della valvola sulla sede, che è più problematico: si cerca di evitare assolutamente un urto tra i due, perché la

valvola è chiaramente il membro meno rigido che sente maggiormente i carichi derivanti da un urto a velocità eccessiva.

### Aspetti numerici

Al calcolatore esse si possono riconoscere con certezza sfruttando l'accelerazione, che è nulla nei tratti delle rampe. Pertanto la fine della rampa di salita è definita dall'ultimo campionamento con accelerazione nulla, e l'inizio di quella di discesa dal primo campionamento con accelerazione nulla. Ovviamente in questo tratto sono presenti delle piccolissime fluttuazioni intorno allo 0 dovute alla doppia derivazione della legge d'alzata: è dunque necessario inserire un valore di filtro sotto il quale considerare un'accelerazione come nulla, per non incontrare errori dovuti ad un errato riconoscimento del fine/inizio rampa. Il valore di filtro deve essere sufficientemente alto da evitare le fluttuazioni ma anche sufficientemente basso da non scavalcare il primo valore di accelerazione effettivamente non nulla. Inoltre esso deve essere robusto ed adattarsi al cambiamento della velocità di rotazione, che influenza direttamente la derivazione di velocità e accelerazione modificandone sensibilmente gli ordini di grandezza. Si è scelto di rendere pertanto il valore del filtro funzione della velocità di rotazione dell'albero a camme e pari a:

$$filtro = \frac{ncr^2}{700000}$$

Affinando il valore già presente nel codice DesmoLab.

## Simmetria della legge di moto

È interessante definire un parametro di simmetria per una data legge di alzata.

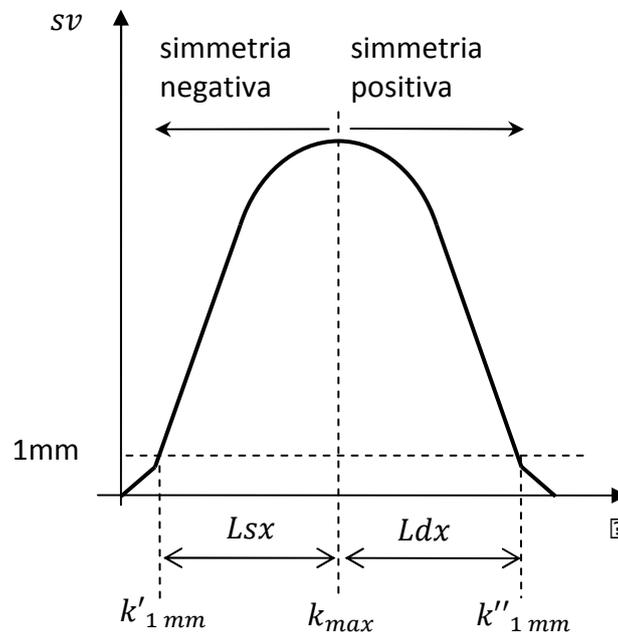


Figura 6.10: Fattore di simmetria

Posti i tre punti:

- $k_{max}$  = campionamento di alzata massima;
- $k'_{1mm}$  = campionamento per  $sv = 1mm$  nella fase di salita;
- $k''_{1mm}$  = campionamento per  $sv = 1mm$  nella fase di salita;

e le lunghezze:

$$Lsx = k_{max} - k'_{1mm}$$

$$Ldx = k'_{1mm} - k_{max}$$

Possiamo definire il grado di simmetria lineare come

$$simm_{lin} = \frac{Lsx - Ldx}{Lsx + Ldx}$$

È possibile definire anche un grado di simmetria integrale dato dalla relazione:

$$simm_{int} = \frac{\int_{\theta'_{1mm}}^{\theta_{kmax}} sv(\vartheta) d\vartheta - \int_{\theta'_{1mm}}^{\theta''_{1mm}} sv(\vartheta) d\vartheta}{\int_{\theta'_{1mm}}^{\theta''_{1mm}} sv(\vartheta) d\vartheta}$$

Entrambi questi parametri di simmetria sono positivi se la gobba della legge d'alzata è spostata verso destra.



## **Lo strumento utilizzato**

Viene descritto ora lo strumento utilizzato in questo lavoro per l'analisi, il calcolo e la raccolta dei dati che sono poi serviti per il confronto dei diversi modelli di distribuzione desmodromica in esame.

### *Il programma DesmoLab*

Parte del lavoro di tesi è consistito nell'implementare l'analisi cineto-statica nel software utilizzato in Ducati per la progettazione e l'analisi cinematica delle camme, DesmoLab.

DesmoLab è un applicativo sviluppato in ambiente Matlab in collaborazione con l'università degli studi di Bologna dedicato appunto alla progettazione delle camme per la distribuzione desmodromica Ducati. Una presentazione completa e dettagliata del programma in tutti i suoi aspetti esula dagli scopi di questa tesi, ci si limita pertanto ad una descrizione più sommaria del programma nel suo complesso per concentrarsi solamente sugli aspetti salienti da un punto di vista del lavoro svolto.

DesmoLab consente di operare secondo due macro-aree: una dedicata alla creazione di un profilo d'alzata e l'altra dedicata all'elaborazione di un profilo già noto.

La parte dedicata alla creazione comprende le seguenti funzioni, tutte dedicate alle diverse fasi della progettazione di una nuova legge d'alzata, dagli studi preliminari alle modifiche finali:

- Creazione profilo limite
- Creazione profilo generico
- Legge assemblata
- Ritocco.

La prima è preposta alla creazione di un profilo che segua esattamente i limiti cinematici, per dare un'idea al progettista di quale sia la legge d'alzata più ripida per la geometria data. "Creazione profilo generico", invece, genera una legge d'alzata che seguendo il più possibile i limiti cinematici realizza delle condizioni al contorno imposte, come alzata massima, rampe, ampiezza. Legge assemblata permette la creazione di un diagramma di accelerazione (e quindi di alzata) per la valvola assemblando tra di loro diversi tratti in un'unica legge continua. Ritocco, infine, permette di modificare una legge d'alzata nei suoi singoli campionamenti.

Le funzioni dedicate all'elaborazione sono invece:

- Elaborazione alzate;
- Geometria;
- DesmoDyn;
- Passaggio valvola;
- Confronta alzate;

DesmoDyn richiama un secondo applicativo, sviluppato in ambiente Simulink, per la simulazione dinamica del comportamento di una distribuzione desmodromica. "Passaggio

valvola" è dedicata a risolvere l'andamento della distanza tra valvola e pistone, all'interno del cilindro, per evitare urti. Geometria permette di caricare una geometria all'interno di DesmoLab, sia inserendo manualmente i valori che caricandoli da apposito file .geo. Vediamo ora le due funzioni maggiormente utilizzate in questo lavoro.

### Confronta alzate

Confronta alzate è una funzione dedicata al confronto tra più leggi d'alzata, svincolato però dalla geometria che ne permette la realizzazione. Essa permette di caricare più leggi d'alzata, definite mediante un apposito file con estensione .alz, ne effettua la derivazione e ne rappresenta gli andamenti di spostamento, velocità, accelerazione, jerk,  $VxA$ , ogni parametro in un grafico separato dove sono sovrapposti gli andamenti delle singole leggi d'alzata.

Mediante un menù è possibile scegliere varie opzioni:

- aggiungere un'alzata;
- toglierne una o tutte le alzate;
- modificare il regime con cui esse vengono derivate;
- scegliere l'allineamento secondo il quale sono rappresentate: allineate al centro, a sinistra, a destra;
- ritornare alla schermata principale di DesmoLab.

La funzione Confronta alzate è stata rivista e ampliata, allo scopo di poterne ricavare anche valori numerici utili ad un confronto quantitativo le diverse distribuzioni che sono state confrontate tra di loro.

A puro scopo di curiosità, ecco come appare l'andamento del  $VxA$  per tutti i modelli presi in esame contemporaneamente:

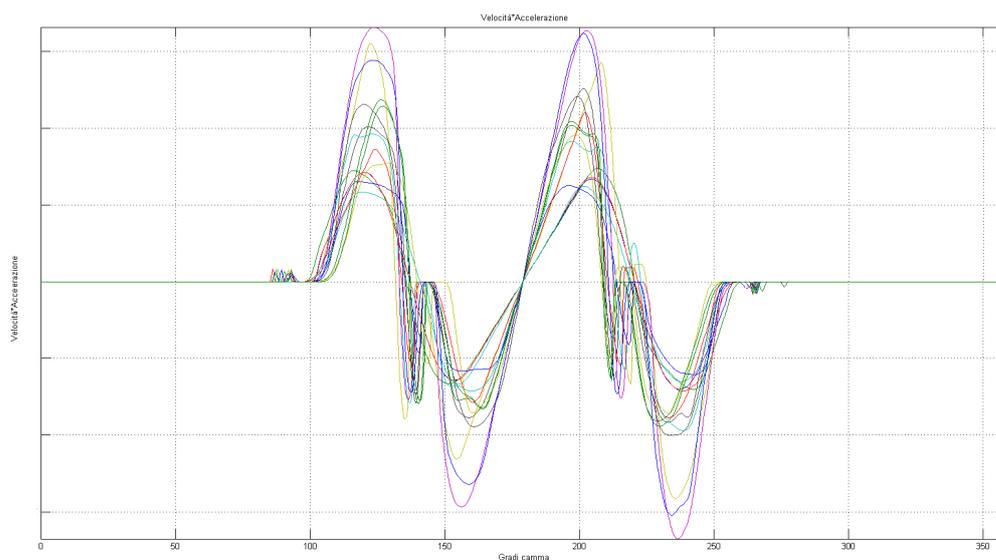


Figura 6.11: andamento del  $VxA$

Similmente si presentano gli altri grafici. Appare dunque evidente la necessità di risalire a valori numerici utili e significativi per il confronto.

Un primo passo è stata la caratterizzazione di rampe e blocchetti. Sono stati così sviluppati due function interne al programma, `info_rampa` e `info_blocchetti`.

`Info_rampa` permette di risalire a:

- altezza delle rampe di salita e discesa;
- velocità delle rampe di salita e discesa;
- campionamenti di inizio e fine delle rampe di salita e discesa.

`Info_blocchetti` restituisce invece come output:

- ampiezza dei blocchetti;
- massime accelerazioni positive e negative;
- campionamenti di inizio e fine blocchetto.

Questo sia per i blocchetti collocati in salita che per quelli in discesa.

Successivamente per ogni legge d'alzata sono stati riconosciuti i seguenti parametri:

- alzata massima;
- ampiezza ad 1mm di alzata;
- rapporto  $H/\sigma^2$ ;
- simmetria lineare e integrale;
- Accelerazioni massime e minime, sia nella fase di salita che di discesa.

Infine è stata sviluppata un'ulteriore function dedicata alla caratterizzazione del jerk, `info_jerk`. Grazie alle informazioni sui campionamenti di inizio/fine di rampe e blocchetti fornite da `info_rampa` e `info_blocchetti`, l'andamento del Jerk viene filtrato escludendo proprio i tratti propri di rampe e blocchetti, perché li presenta degli spike non significativi in quanto mancanti di senso fisico, perché posti in zone dove non c'è contatto tra i membri. E' possibile ricavare sei valori di Jerk:

1. Jerk massimo delle accelerazioni positive in fase di salita;
2. Jerk minimo delle accelerazioni positive in fase di salita;
3. Jerk minimo delle accelerazioni negative in fase di salita;
4. Jerk massimo delle accelerazioni negative in fase di discesa;
5. Jerk massimo delle accelerazioni positive in fase di discesa;
6. Jerk minimo delle accelerazioni positive in fase di discesa.

A titolo di esempio ecco come risulta un grafico del Jerk così filtrato:

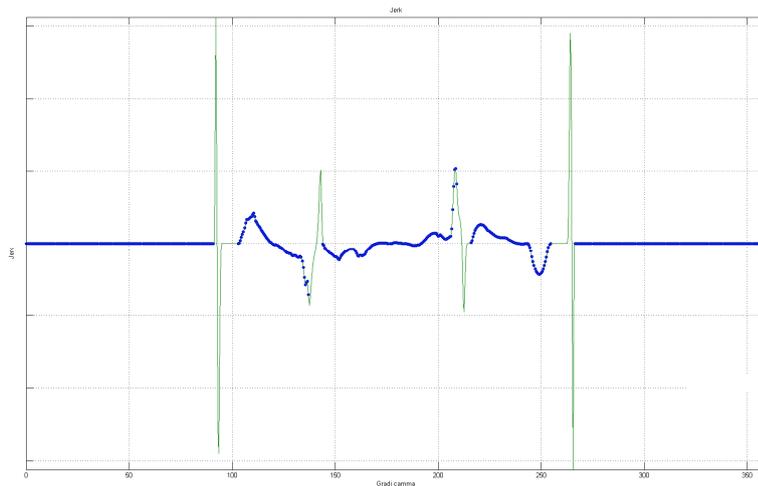


Figura 6.12: Andamento del Jerk, filtrato e non

Dove la linea continua verde rappresenta l'andamento totale e i puntini blu i campionamenti utili.

Dopo che tutti questi parametri sono stati calcolati viene mostrata una finestra di informazioni aggiuntiva ai diversi grafici, dove sono riportati in tabella contenente tutti i modelli presi in esame.

È stata modificato il disegno dei grafici, aggiungendo dei marker nei punti salienti:

- inizio e fine rampe;
- inizio e fine blocchetti;
- accelerazioni massime e minime;
- jerk massimi e minimi.

Infine è stata aggiunta la possibilità di salvare la stessa tabella sotto forma di foglio di calcolo Excel.

### Elaborazione dati alzate

Questa funzione di DesmoLab è accessibile solamente dopo l'inserimento di una geometria. Una volta richiamata, richiede il caricamento di una legge d'alzata (file con estensione .alz), la scelta del verso di rotazione e del tipo di derivazione (differenze finite, secondo ordine, decimo ordine). E' richiesto anche l'inserimento di alcuni dati non presenti nella geometria, come il raggio della fresa, del tastatore e i raggi base delle camme.

Noti tutti i dati, viene elaborata la sintesi cinematica del capitolo, come vista al capitolo 3, e presentata un'interfaccia grafica che permette la scelta di quale grandezza visualizzare. È presente anche una seconda finestra con delle informazioni aggiuntive sui valori di alcuni parametri espressi da grandezze scalari.

È possibile visualizzare l'andamento delle seguenti grandezze, sia per i membri di apertura che per quelli di chiusura:

- spostamento della valvola;
- velocità della valvola;
- accelerazione della valvola, compresa dei limiti cinematici;

- parametri del moto dei bilancieri ( $\vartheta, \dot{\vartheta}, \ddot{\vartheta}$ );
- bracci delle forze sulle camme e sui bilancieri;
- eccentricità;
- velocità relative tra camme e bilancieri;
- velocità relative tra bilancieri e registri;
- raggi di curvatura;
- angoli di pressione;
- profilo delle camme, viste dal lato pulegge;
- profilo del centro fresa;
- profilo del tastatore.

Inoltre è possibile salvare il profilo della legge d'alzata in vari formati per l'utilizzo con programmi esterni.

Su questa base già presente in Ducati è stata implementata l'analisi cineto-statica come mostrata al capitolo 5. Cliccando un tasto sull'interfaccia grafica si richiama la routine ad essa dedicata. Per effettuare quest'analisi sono necessari ulteriori parametri, richiamati tramite il caricamento di un apposito file con estensione .cin.

La struttura del file è la seguente:

```

Asp_TSE94_848EVO      Nomenclatura: Asp_GeometriaDesmo_Motore
*****
MASSE
m_eq_bil0= ###      [kg].Massa bilanciere di apertura ridotta all'asse valvola
m_eq_bil1= ###      [kg].Massa bilanciere di chiusura ridotta all'asse valvola
m_v= ###            [kg].Massa valvola compresa di registri
*****
Geometria supporti
h_guida= ###        [mm].Altezza guida a meno degli smussi
d_guida= ###        [mm].Distanza tra centro camma e sezione guida verso bilancieri
r_supp_cam= ###     [mm].Raggio nominale supporto albero camme
r_ernobil0= ###     [mm].Raggio perno bilanciere apertura
r_ernobil1= ###     [mm].Raggio perno bilanciere chiusura
lc_bilcam0= ###     [mm].Larghezza minima di contatto tra pattino di apertura e
camma
lc_bilcam1= ###     [mm].Larghezza minima di contatto tra pattino di chiusura e
camma
lc_bilreg0= ###     [mm].Larghezza minima di contatto tra pattino di apertura e
registro
lc_bilreg1= ###     [mm].Larghezza minima di contatto tra pattino di chiusura e
registro
*****
Caratteristiche Meccaniche Materiali
E_cam= ###          [MPa].Modulo elastico albero a camme
E_bil0= ###          [MPa].Modulo elastico bilanciere di apertura
E_bil1= ###          [MPa].Modulo elastico bilanciere di chiusura
E_reg= ###          [MPa].Modulo elastico registro
ni_cam= ###         [-].Modulo Poisson albero a camme
ni_bil0= ###         [-].Modulo Poisson bilanciere apertura
ni_bil1= ###         [-].Modulo Poisson bilanciere chiusura
ni_reg= ###         [-].Modulo Poisson registro
*****
Parametri Lubrificazione
mu_s= ###           [-]. Coefficiente d'attrito al contatto a secco
mu_h= ###           [-]. Coefficiente d'attrito al contatto lubrificato

```

Una volta che sono stati caricati gli ultimi parametri necessari, viene calcolata l'analisi cinetostatica e si ritorna all'interfaccia grafica, dove sono stati resi attivi i bottoni per la visualizzazione degli andamenti di:

- forze sui membri del meccanismo;
- pressioni hertziane;
- momento sullo stelo valvola;
- potenze dissipate.

Viene inoltre data la possibilità di salvare questi dati, insieme a quelli della cinetostatica, su foglio di calcolo. Sono creati due file, uno con tutti i valori puntuali campionamento per campionamento, ed un secondo file dove sono stati raccolti solamente i valori massimi/minimi.

Nell'occasione sono state apportate altre piccole migliorie, come:

- è stata aggiunta la possibilità di cambiare il file d'alzata senza dover ritornare alla schermata principale di DesmoLab;
- introdotta la possibilità per l'utente di scegliere la visualizzazione di tutti i limiti cinematici o solamente di quelli globali quando è visualizzato l'andamento dell'accelerazione della valvola;
- aggiunto il grafico dell'andamento del  $V \times A$
- è stato introdotto un secondo profilo delle camme espresso in un sistema di coordinate polari, non più riferito alla chiavetta dell'albero a camme ma concorde con gli altri grafici finora presentati, per risalire con facilità al punto del profilo camma una volta noto l'angolo camma in cui si verifica un certo fenomeno, ad esempio le forze massime.

## Capitolo 7: Confronto delle leggi d'alzata

---

In questo capitolo i risultati precedentemente ottenuti nel campo della sintesi cinematica e dell'analisi cineto-statica vengono utilizzati per confrontare tra di loro alcuni modelli di distribuzione Desmodromica progettati negli ultimi anni, allo scopo di avere uno sguardo d'insieme sulla recente evoluzione del meccanismo negli ultimi anni.

Per motivazioni di riservatezza sui dati aziendali, nei grafici non saranno mostrati i valori numerici sull'asse delle ordinate. Restano tuttavia valide le considerazioni di massima che si possono ricavare da essi.

### I modelli presi in esame

Sono stati presi in esame sia alcuni modelli con geometria a due valvole che a quattro. Nel caso di esemplari ancora in via di sviluppo è stato utilizzato un nome fittizio, per gli stessi motivi di riservatezza citati sopra. Tra i motori a quattro valvole si può effettuare un'ulteriore suddivisione, a seconda della loro destinazione d'uso e della loro cilindrata. Possono essere divisi in:

- Motori "superbike" con cilindrata superiore ai 1000cc. In questa categoria rientrano i modelli 1098, 1098R, 1198, 1199Panigale e 1205.
- Motori "superbike" con cilindrata inferiori ai 1000cc. In questa categoria sono compresi i modelli 848, 848EVO, 848SF, 898.
- Motori "turistici". Tra questi troviamo i modelli 821HYM, MTS-DVL 1200 e 1009.

I motori 1098, 1098R, 1198, 848, 848EVO, 848SF, 821HYM, 1009 e MTS-DVL 1200 appartengono alla famiglia dei TestaStretta Evoluzione, mentre 1199 Panigale, 1205 e 898 sono costruiti con geometrie appartenenti alla famiglia Xtreme, l'ultima ad essere stata sviluppata.

Un primo confronto può essere fatto già a partire dalle sole leggi d'alzata con cui sono realizzati i profili delle camme del meccanismo, prescindendo dunque dalla successiva geometria (raggi base delle camme, posizione dei centri, dimensioni dei bilancieri) che è deputata a trasmettere il moto alla valvola.

Nota la legge di moto progettata per il meccanismo, derivandola una, due, e tre volte è possibile risalire rispettivamente agli andamenti della velocità, dell'accelerazione e del jerk che si impongono al cedente. Su queste funzioni è possibile fare già delle prime considerazioni, cercandone i valori di massima o altri indicatori di punti salienti come i blocchetti e le rampe.

Tutti i confronti sono fatti a parità di velocità di rotazione dell'albero a camme, pari a 6500 rpm.

In questo capitolo sono presentati in particolare i risultati ottenuti relativi ad:

- Alzate massime;
- Rapporto di forma;
- Forza media;
- Rampe;
- Blocchetti;
- Simmetria della legge d'alzata;
- Accelerazioni massime positive e minime negative
- Jerk;
- VxA.

## Andamento di Spostamento, Velocità, Accelerazione, Jerk.

Prima di passare alla descrizione dei risultati ottenuti è opportuno mostrare almeno una volta i grafici relativi a velocità, accelerazione, jerk di uno dei modelli presi in esame.

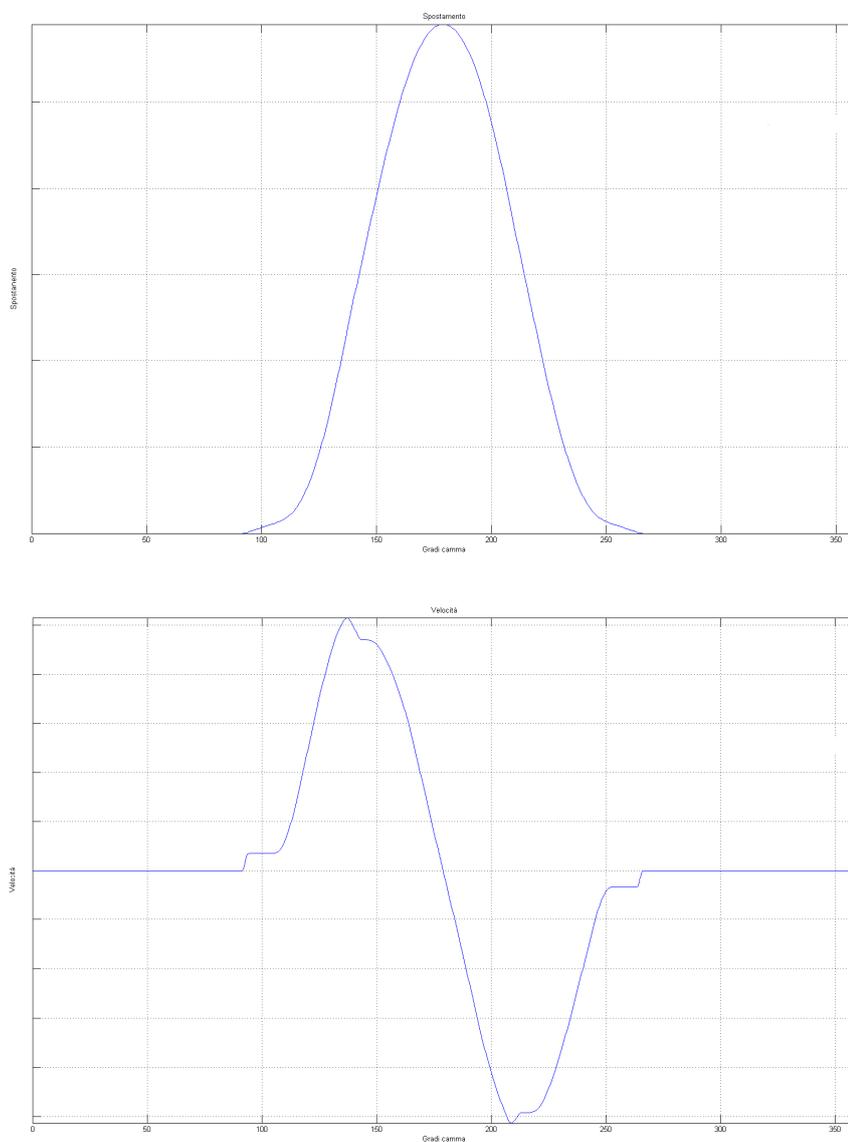


Figura 7.1: Spostamento (sopra) e velocità valvola (sotto)

Oltre al diagramma dell'accelerazione sono rappresentati anche i limiti cinematici globali. I due picchi all'inizio e alla fine sono caratteristici della rampa.

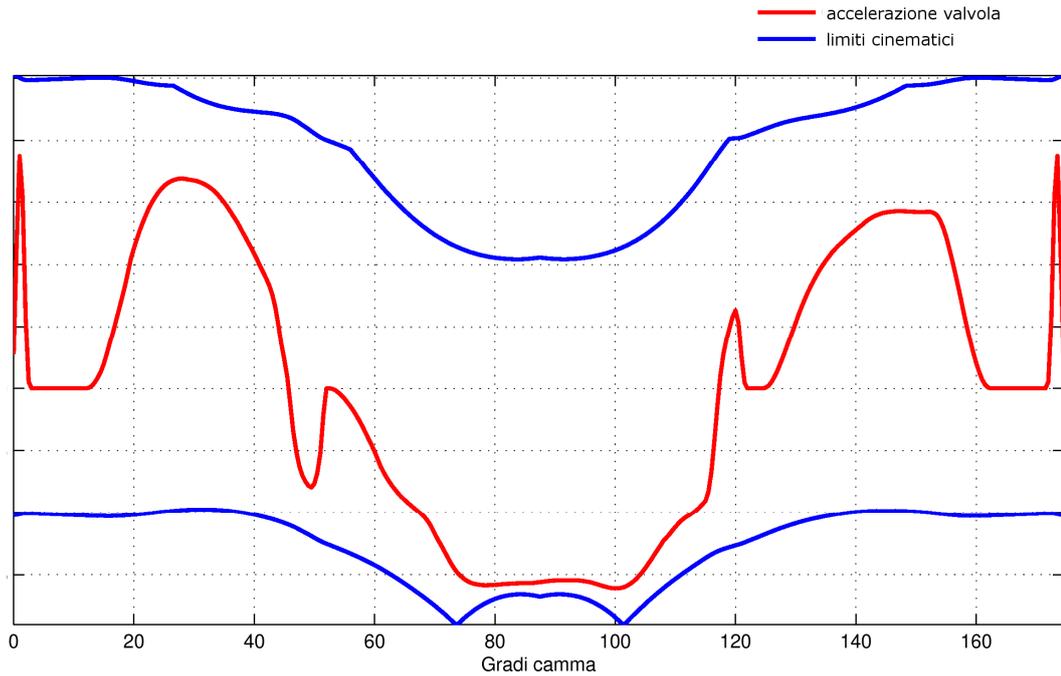


Figura 7.2: Accelerazione valvola con limiti cinematici

Jerk. Il valore del Jerk è rappresentato filtrato (pallini blu), escludendo i campionamenti relativi a rampe e blocchetti, in verde. Questo perché non avendo contatto in quegli intervalli gli spike nel Jerk che essi presentano sono privi di senso fisico.

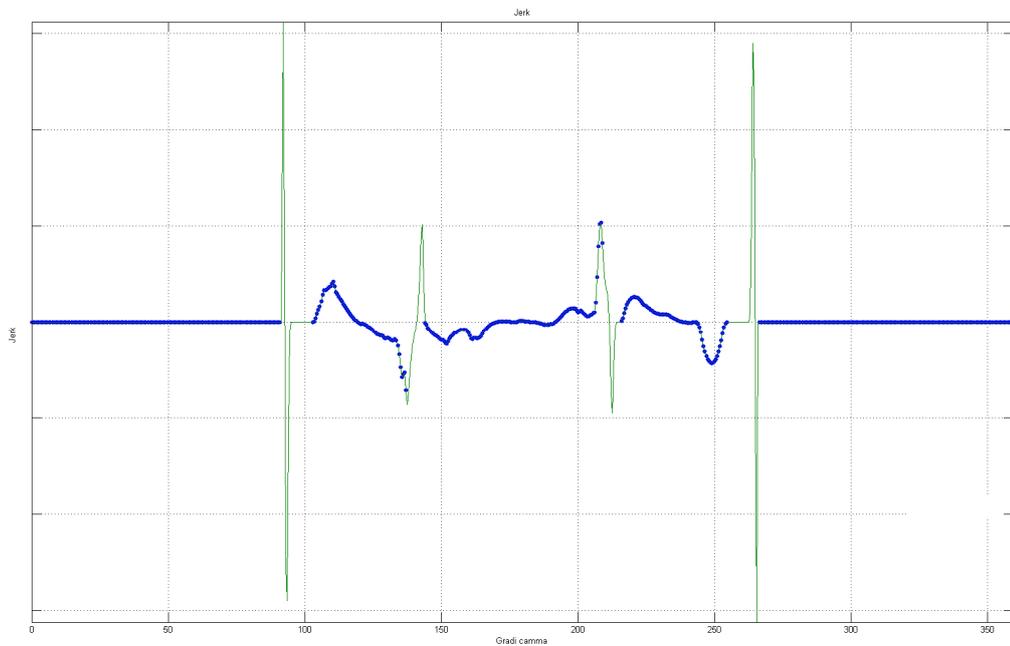
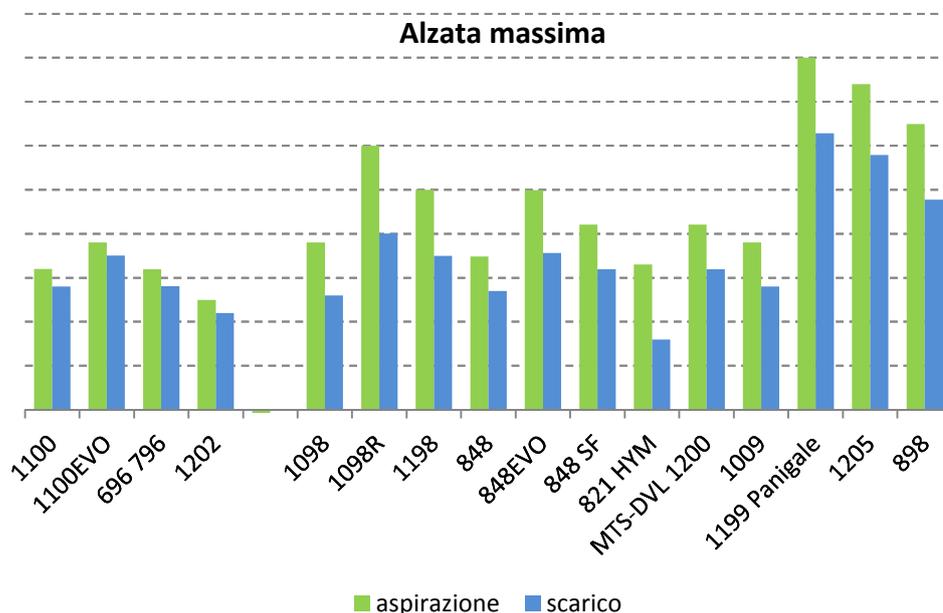


Figura 7.3: Jerk (filtrato e non)

## Alzate massime

Per una migliore visualizzazione dei risultati l'origine dell'asse delle ordinate nel grafico non è posto a 0.



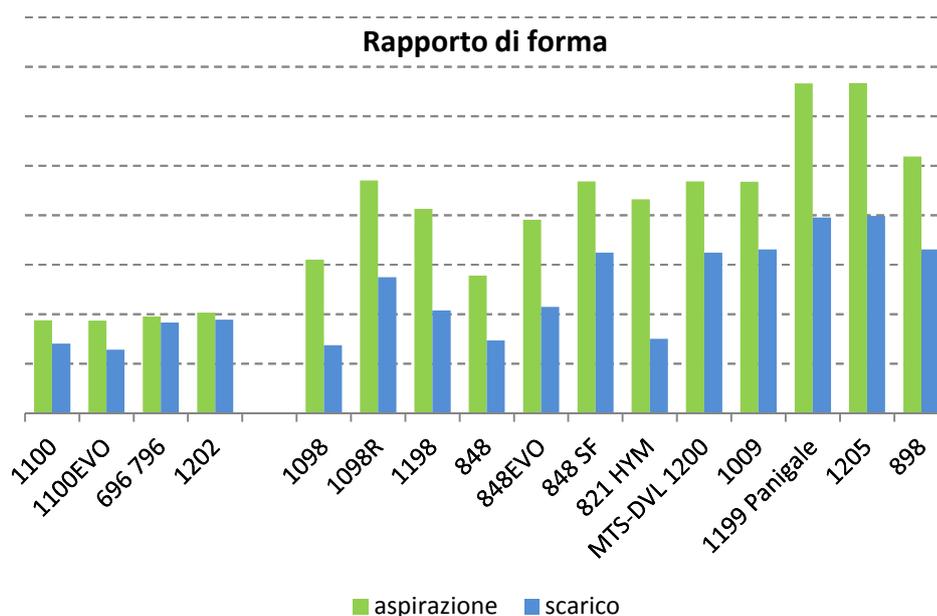
Analizzando le alzate massime si notano, nei 2V, pochi cambiamenti sostanziali, mentre nei 4V è presente un progressivo aumento dell'alzata, alla ricerca di prestazioni sempre maggiori di introduzione del fluido in camera di combustione. Alzate maggiori sono state ricercate sia per aumentare le prestazioni a parità di geometria utilizzata rispetto al modello precedente (1100EVO, 1098R, 848EVO) sia quando l'aumento di prestazioni è stato accompagnato da un aumento della cilindrata. Per similitudine, infatti, motori con un alesaggio maggiore richiedono alzate proporzionalmente maggiori.

Allo scarico le alzate sono inferiori, questo perché in questo meccanismo non si cerca tanto di massimizzare la prestazione assoluta quanto di contenere le sollecitazioni sullo stesso, che sono più critiche in quanto gravate da un'escursione termica maggiore.

## Rapporti di forma

Tuttavia la sola alzata non è un indicatore affidabile di quanto sia spinta una legge d'alzata, perché essa va rapportata all'ampiezza della camma necessaria ad attuarla. In Ducati si utilizza pertanto un parametro chiamato "rapporto di forma" e calcolato come  $H/\vartheta^2$ .

Dove H è l'alzata massima e  $\vartheta$  è l'ampiezza della legge d'alzata, espressa in gradi motore e misurata ad 1mm di alzata. Ne risulta una specie di "accelerazione media", adimensionalizzata rispetto alla velocità di rotazione. Nota: Per una migliore visualizzazione dei risultati l'origine dell'asse delle ordinate nel grafico non è posto a 0.



Questo parametro è un buon indice di quanto una distribuzione sia spinta in termini di accelerazione impartita alla valvola. Si può notare come inizialmente ci sia mossi verso rapporti di forma sempre più spinti, per poi arrivare negli ultimi modelli ad un valore limite, si veda ad esempio l'uguaglianza tra 1199 Panigale e 1205. Questo perché il cinematismo sta raggiungendo i suoi limiti strutturali di resistenza dei membri, come si potrà osservare meglio nell'analisi delle forze.

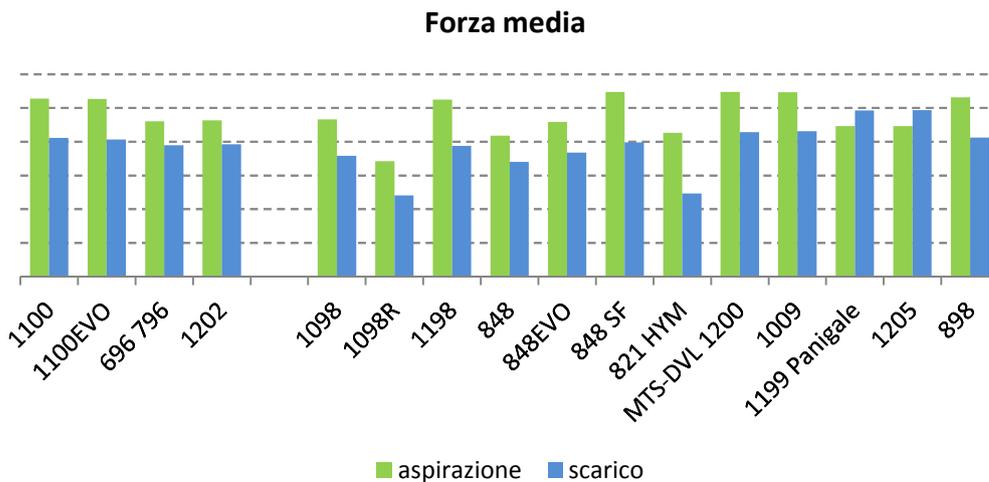
Alla generale tendenza di incremento si oppone solamente il modello 1198 che ha accelerazioni ed alzate inferiori rispetto il predecessore, il 1098R. Quest'ultimo è infatti un modello "fuori serie" prodotto in pochi esemplari, mentre la 1198 è una moto dalla produzione più ampia e quindi deve essere vista come un'evoluzione della 1098.

## Forza media

Un parametro indice degli sforzi trasmessi dai membri del meccanismo si può ottenere moltiplicando il rapporto di forma per la massa della valvola:

$$F_{media} = m_{valv} \cdot \frac{H}{g^2}$$

Chiamiamo questo parametro "forza media" anche se dimensionalmente non è esatto. Come per il rapporto di forma, per ricondursi effettivamente ad una forza occorrerebbe moltiplicare il tutto per la velocità di rotazione (in rad/s) elevata al quadrato. Questo non toglie tuttavia validità alle analisi che si possono trarre.



Si nota immediatamente come ora i valori relativi alle geometrie 2V siano confrontabili con quelli dei 4V, mentre per il rapporto di forma erano sensibilmente inferiori. Questo è dovuto alla maggiore massa delle valvole: nei meccanismi a 4V il flusso d'aria, sia in aspirazione che in scarico, è suddiviso in due valvole mentre nei 2V c'è un'unica valvola che pertanto si ritrova ad essere più massiccia. Questo si traduce in forze medie maggiori a parità di rapporto di forma, e viceversa.

Specialmente per lo scarico si può osservare come ben presto si sia giunti nell'intorno degli sforzi massimi ammissibili dai membri del meccanismo, con forze leggermente inferiori giusto nei modelli realizzati da più tempo tra quelli presi in esame (1098, 848).

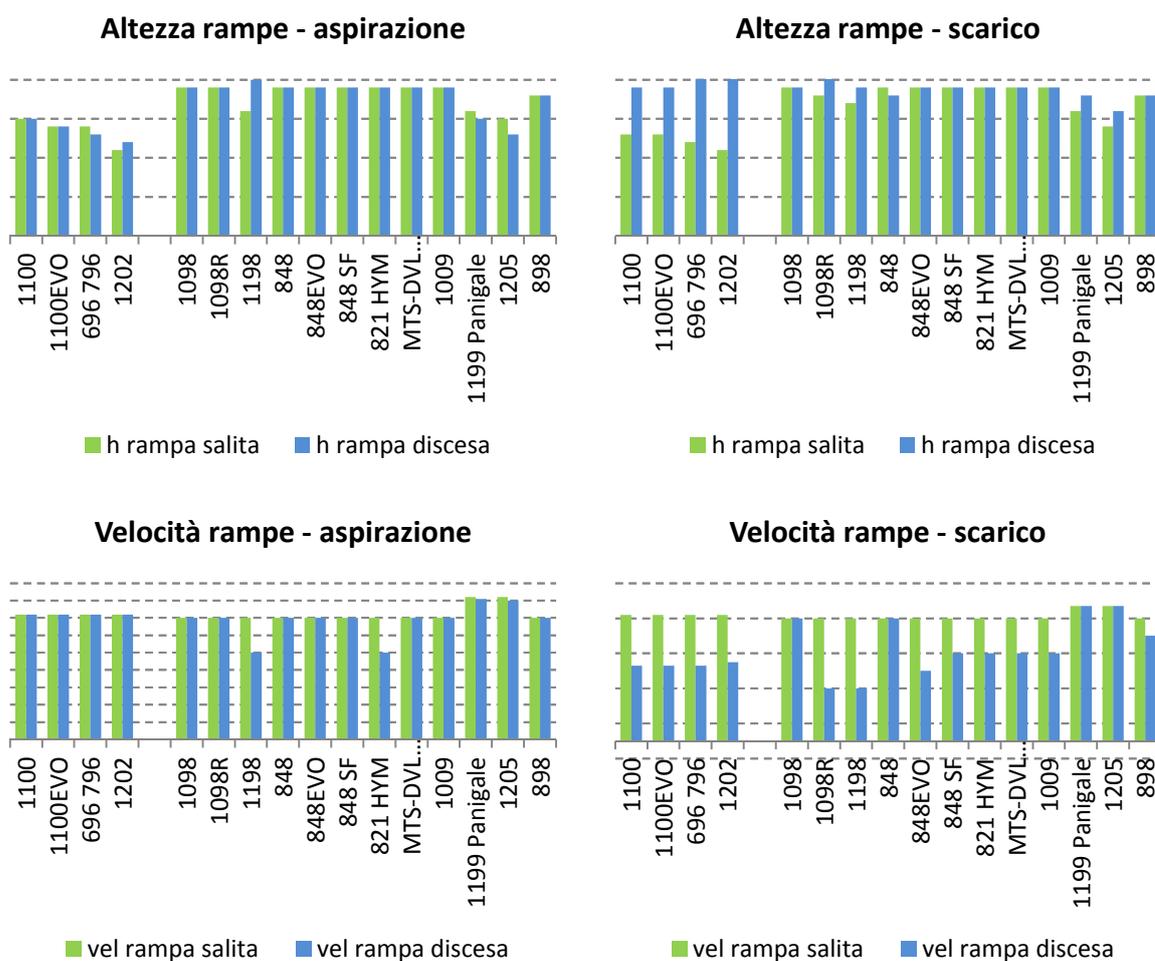
Ulteriori particolarità sono riscontrabili nel confronto tra 1098R e 1198, che sembrano invertire la tendenza nel passaggio dalle accelerazioni alle forze: le prime sono maggiori nella 1098R, mentre le forze sono maggiori nella 1198, ben del 35%. La motivazione è data da una differenza tecnologica: nella 1098R sono state montate delle valvole in titanio sia in aspirazione che allo scarico, che sono più leggere rispetto a quelle in acciaio. Questo accorgimento permette di imprimere alla valvola accelerazioni maggiori senza tuttavia aumentare ulteriormente le forze scambiate. Anche 1199 Panigale e 1205 montano, solamente per l'aspirazione, delle valvole in titanio. Qui si può notare come la minor massa della valvola ha permesso accelerazioni più spinte mantenendo comunque le forze su valori compatibili con la resistenza meccanica dei membri. Allo scarico invece le valvole sono in

acciaio, questo spiega come mai in questi due modelli vi siano sforzi maggiori che non in aspirazione.

## Rampe

Come visto nel precedente capitolo le rampe regolano gli urti all'inizio e alla fine del moto della valvola e sono caratterizzate da un'altezza e da una velocità.

Questi parametri sono di seguito riportati, suddivisi per aspirazione e scarico e per la rampa di aspirazione e discesa. La scala tra i grafici di aspirazione e scarico è la stessa.



Analizzando l'altezza delle rampe di aspirazione, si può notare come queste siano quasi tutte simmetriche, cioè con lo stesso valore di altezza tra salita e discesa. Per quasi tutti i modelli della famiglia TestaStretta Evoluzione l'altezza delle rampe di aspirazione è un valore costante. Questo non deve stupire perché condividendo la stessa architettura di base sono simili anche i giochi, pertanto trovato un valore di ottimo per il primo modello è possibile riportarlo per i successivi. L'eccezione è data dalla 1198 che presenta una rampa minore in salita e maggiore in discesa. Nei motori Xtreme, invece, le rampe sono state modificate ribassandole leggermente, pur rimanendo al di sopra di valori tali da consentire il recupero del gioco all'interno della rampa.

Allo scarico le considerazioni restano simili, pur evidenziando rampe in discesa molto elevate per i 2V, che nel caso di 696 796 e 1202 escono dai limiti del grafico così tanto da non poterle visualizzare senza stravolgere la lettura delle altre quantità.

Più interessanti sono i diagrammi di confronto della velocità delle rampe. Ricordiamo che se la rampa è correttamente dimensionata la velocità relativa tra i membri all'urto è quella della rampa, stabilita dal progettista affinché sia compatibile con la resistenza meccanica dei membri. Si osserva come il valore in salita sia "storico" sia per aspirazione che per lo scarico, con l'unica eccezione della 1199 Panigale e di 1205. Questo valore negli ultimi anni non è stato modificato, poiché non sono emerse problematiche nell'urto tra camma e bilanciere di apertura, che avviene appunto all'interno della rampa di salita.

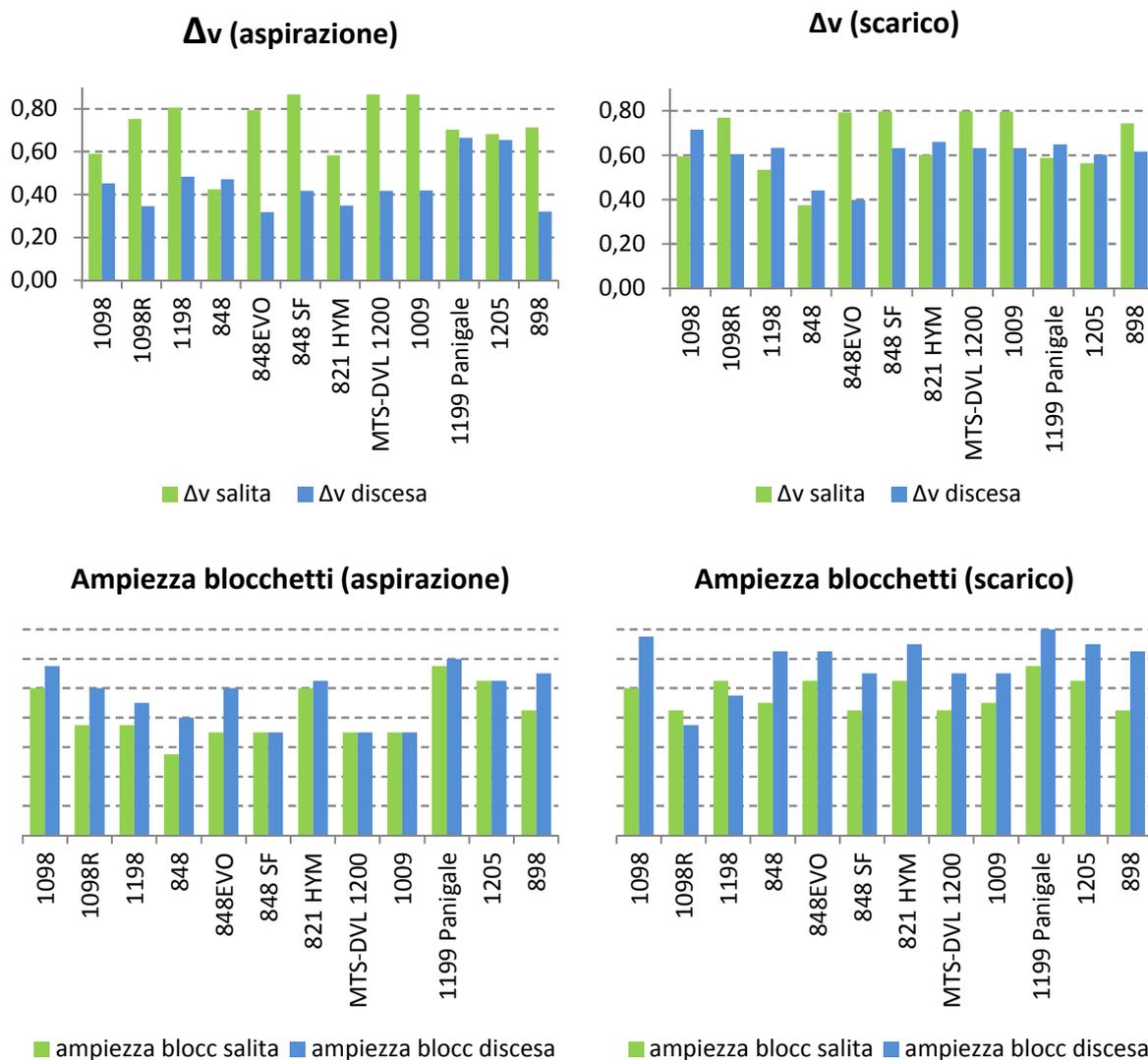
Più delicata è la rampa di discesa, specialmente allo scarico: durante essa si ha l'urto della valvola sulla sede, molto più critico rispetto all'altro per la conformazione dei membri che vengono a contatto e per la presenza di rimbalzi e vibrazioni eccessive se non correttamente dimensionato. Lo scarico è molto più sensibile a questo fattore rispetto all'aspirazione a causa delle alte temperature cui lavorano i suoi componenti, specialmente il piattello della valvola, che ne riducono le caratteristiche meccaniche.

Per ridurre queste problematiche la rampa di discesa allo scarico ha una velocità molto inferiore a quella del tratto in salita, affinché il contatto tra valvola e sede avvenga dolcemente. Il progettista ha scelto di applicare questa strategia anche a due meccanismi che servono l'aspirazione, il 1198 e il 821HYM.

## Blocchetti

Come visto nel capitolo precedente i blocchetti sono dei tratti particolari della legge d'alzata riconoscibili nel diagramma di accelerazione, presenti nei punti di inversione (detti anche di cambio camma) con lo scopo di ridurre gli urti tra camme e bilancieri dopo il volo ed il recupero dei giochi. Essi sono caratterizzati da un'ampiezza, che esprime i gradi camma della legge di alzata dedicati al blocchetto, e da un  $\Delta v$  che è indice sia del tempo di volo dove il moto della valvola non è guidato, sia dell'entità dell'urto che avviene al termine dello stesso quando si riprende il contatto.

I blocchetti sono una caratteristica esclusiva delle leggi d'alzata dei meccanismi con geometria a 4V.



I grafici relativi allo stesso parametro hanno la stessa scala tra aspirazione e scarico.

Analizzando gli andamenti del  $\Delta v$ , non si riscontra una tendenza temporale precisa. Infatti questo parametro non è direttamente imponibile a progetto ma è il risultato della conformazione del blocchetto, che può subire diversi ritocchi durante la progettazione degli stessi. Il valore massimo, inoltre, è simile per i diversi modelli, a conferma che il limite anche qui è dato dalla resistenza meccanica dei membri. Alti  $\Delta v$  infatti sono indice di urti maggiori.

Specialmente nell'aspirazione si può notare che il blocchetto nella fase di salita presenta un maggiore  $\Delta v$  rispetto a quello di discesa: in questo tratto della corsa della valvola è importante recuperare in fretta il gioco, a scapito magari di urti leggermente più severi.

Se si tenta di stilare una "classifica" in base alle differenze di velocità ci si accorge che non è possibile riconoscere un modello dove generalmente i blocchetti sono più gravosi riguardo agli urti: modelli che presentano  $\Delta v$  maggiori in salita rispetto agli altri possono risultare meno spinti in discesa, e altrettanto vale tra aspirazione e scarico.

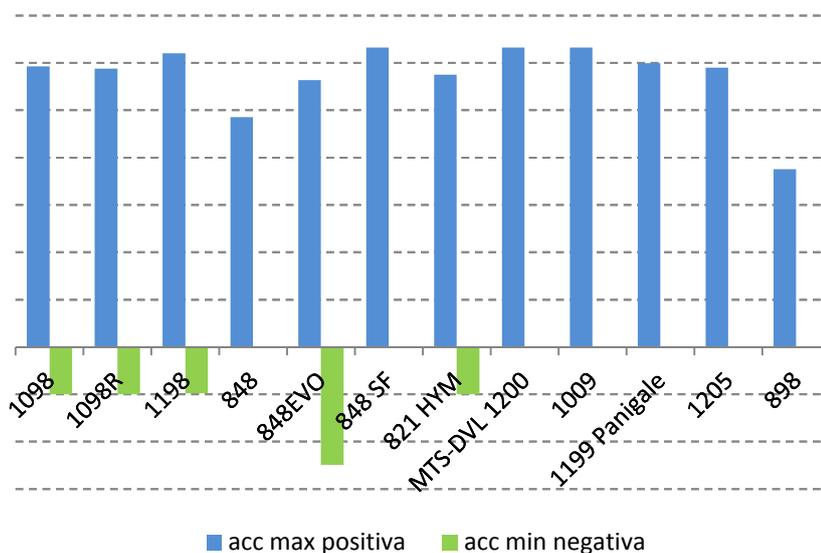
Focalizzando l'attenzione sui blocchetti della fase di salita dei meccanismi che servono il condotto di aspirazione, è possibile notare un legame tra il  $\Delta v$  e l'ampiezza del blocchetto. I meccanismi con blocchetti più ampi presentano dei  $\Delta v$  meno pronunciati, e l'opposto per quelli la cui ampiezza è più ristretta. La relazione tra le due grandezze è corretta: più si riduce la differenza di velocità che determina il recupero dei giochi, maggiore sarà il tempo di volo della valvola. Perché la ripresa di contatto avvenga all'interno della seconda parte del blocchetto occorre che questo sia perciò più ampio in presenza di piccoli  $\Delta v$ . Al contrario, maggiori differenze di velocità permettono l'utilizzo di blocchetti più stretti, perché il tempo di volo è minore.

L'unico meccanismo in controtendenza, dove si ha un basso  $\Delta v$  e un blocchetto ristretto, è l'848. Questo porta con sé il rischio che il blocchetto venga saltato, vanificando la sua funzione di controllo degli urti.

La stessa tendenza si mantiene per i blocchetti di discesa delle camme di aspirazione, anche se in maniera più blanda e meno evidente. Allo scarico, invece, questa correlazione tra ampiezza e velocità si perde ulteriormente, specialmente nella fase di discesa. Questo probabilmente è dovuto agli effetti che il maggior riscaldamento del meccanismo ha sui giochi, che rendono meno valide delle considerazioni valide a temperatura ambiente con i giochi "a freddo".

È da notare come nella fase di discesa il  $\Delta v$  dei blocchetti allo scarico si sia attestato su valori molto simili anche in modelli piuttosto differenti l'uno dall'altro.

### Accelerazioni blocchetto in discesa, aspirazione

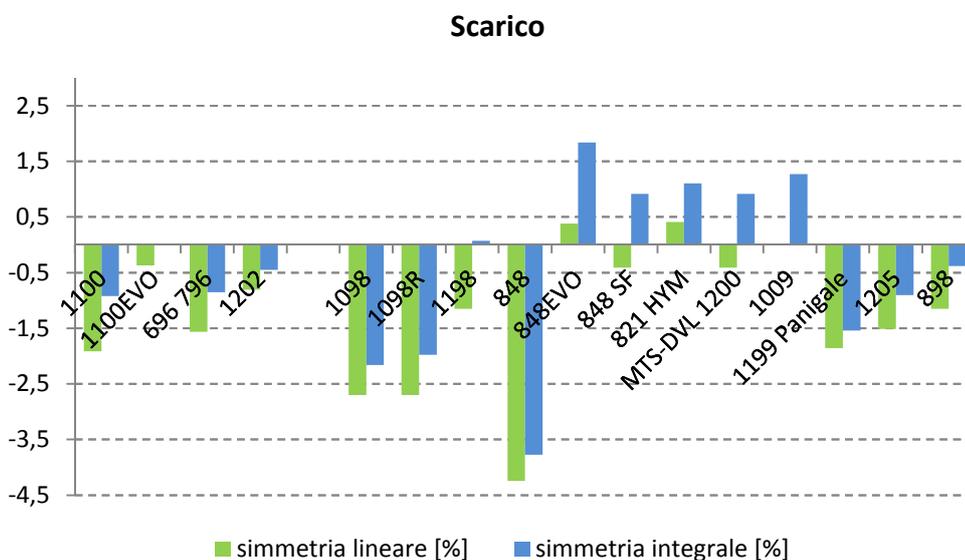
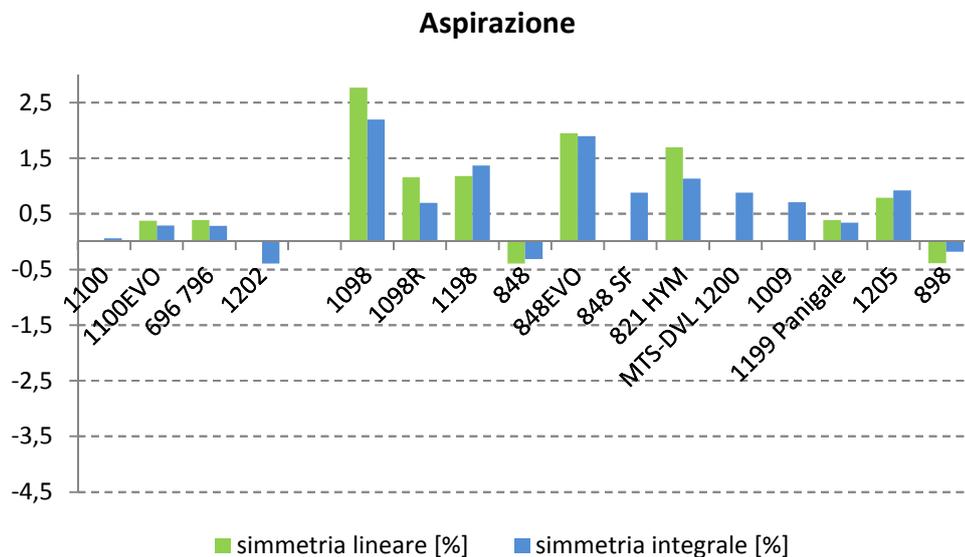


Nel grafico soprastante sono rappresentate le accelerazioni massime e minime dei blocchetti della fase di discesa, meccanismi di aspirazione. Si può notare come nei motori superbike delle geometrie TestaStretta Evoluzione siano presenti dei blocchetti a farfalla, dove cioè successivamente al primo tratto con accelerazione positiva il secondo non è ad accelerazione nulla ma negativa, per ridurre ulteriormente la differenza di velocità tra camme bilanciere di apertura al momento dell'impatto. Infatti questo valore è generalmente contenuto, e il suo minimo si ha per l'848EVO, che presenta appunto il blocchetto a farfalla più evidente. Allo scarico e nella fase di salita non sono invece presenti blocchetti a farfalla.

## Simmetria

Per come è stato definito, il grado di simmetria è positivo se il massimo della legge d'alzata del profilo camma è spostato verso destra (simmetria lineare), oppure se lo è la "gobba" dello stesso (simmetria integrale).

Sono di seguito presentati i grafici per aspirazione e scarico.



Generalmente i diversi meccanismi sono abbastanza simmetrici, a parte alcune eccezioni (1098 aspirazione, 848 scarico).

Le leggi d'alzata in aspirazione sono quasi tutte simmetriche positivamente, cioè verso destra. Quest'andamento si giustifica con considerazioni di tipo fluidodinamico, dove è più sentita l'esigenza di mantenere aperta la valvola nella seconda parte del moto, quando il fluido ha raggiunto velocità elevate e le portate sono maggiori.

Particolare è il caso di alcuni modelli (848SF, MTS-DVL 1200, 1009) che presentano l'alzata massima esattamente a mezz'ora del diagramma degli spostamenti, mentre presentano una maggiore area sulla destra.

Allo scarico invece l'esigenza di massimizzare la carica di fluido fresco nel cilindro non è presente e si assiste ad un comportamento misto, con alcuni modelli simmetrici positivamente e altri negativamente. È opportuno far presente che nella progettazione delle camme Ducati oltre alle considerazioni di tipo fluidodinamico, che influenzano la legge dello spostamento, si opera anche andando ad affinare (anche manualmente) il diagramma delle accelerazioni per restare all'interno dei limiti cinematici e intervenire sulle sollecitazioni agenti sul meccanismo affinché non superino la resistenza meccanica dello stesso. Allo scarico questa problematica è più sentita a causa dell'elevato riscaldamento dei membri che lo compongono, pertanto le modifiche locali sul diagramma delle accelerazioni si ripercuotono sul grado di simmetria, che è meno regolare quanto alla tendenza generale rispetto all'aspirazione.

## Accelerazioni massime

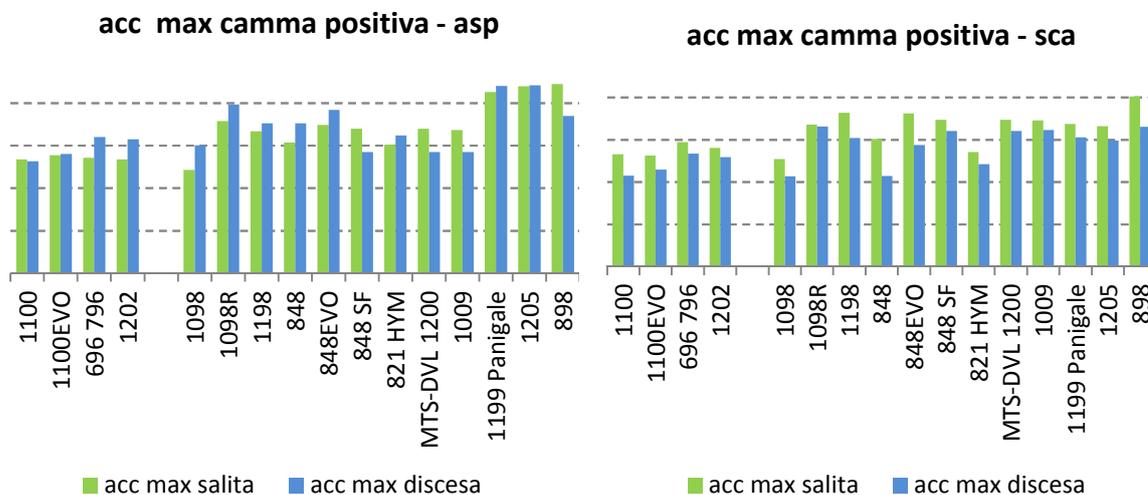
Per ogni legge d'alzata è possibile riconoscere fino a quattro accelerazioni significative, due per la fase di salita e due per la fase di discesa, due positive e una o due negative:

- accelerazione massima positiva nella fase di salita (acc max salita);
- accelerazione minima negativa nella fase di salita (acc min salita);
- accelerazione minima negativa nella fase di discesa (acc max discesa);
- accelerazione massima positiva nella fase di discesa (acc min discesa).

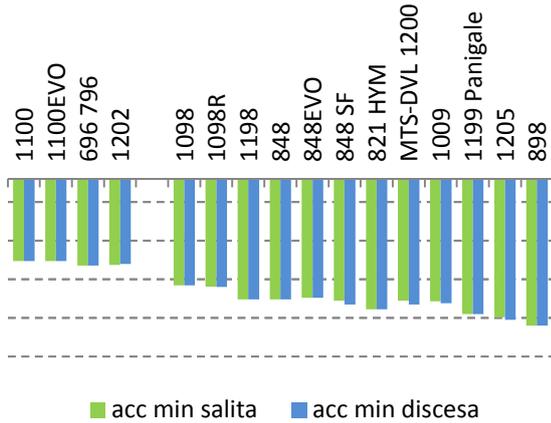
Mentre la camma positiva ha due picchi di accelerazione ben distinti e riconoscibili, divisi da un ampio tratto con accelerazioni negative, per queste ultime non è così immediato riconoscere due accelerazioni significative, una per la fase di salita e una per la fase di discesa.

In alcuni casi il diagramma delle accelerazioni presenta due minimi negativi separati, uno in salita e l'altro in discesa. In tal caso sono state definite due diverse accelerazioni negative salienti. In altri è presente un solo punto di minimo, che è assoluto e può trovarsi o in salita o in discesa. In tal caso è stato preso il minimo valore di accelerazione negativa e riferito ad entrambe le due accelerazioni. Rientrano in questa casistica i diagrammi di accelerazione che presentano un lungo tratto ad accelerazione costante nella zona di massima alzata, come ad esempio le geometrie 2V.

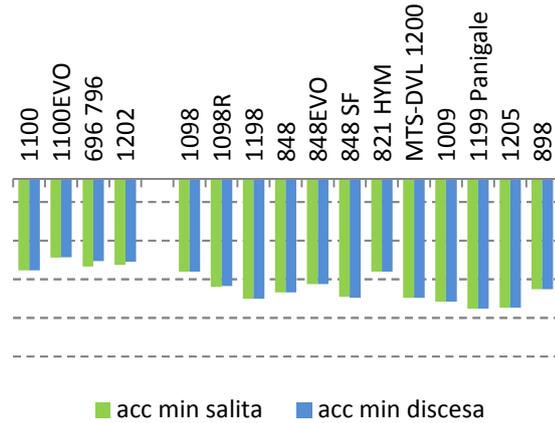
Da questi grafici si può notare come la ricerca di alzate sempre più spinte ha portato alla realizzazione di cinematismi con accelerazioni via via sempre più estreme.



acc min camma negativa - asp

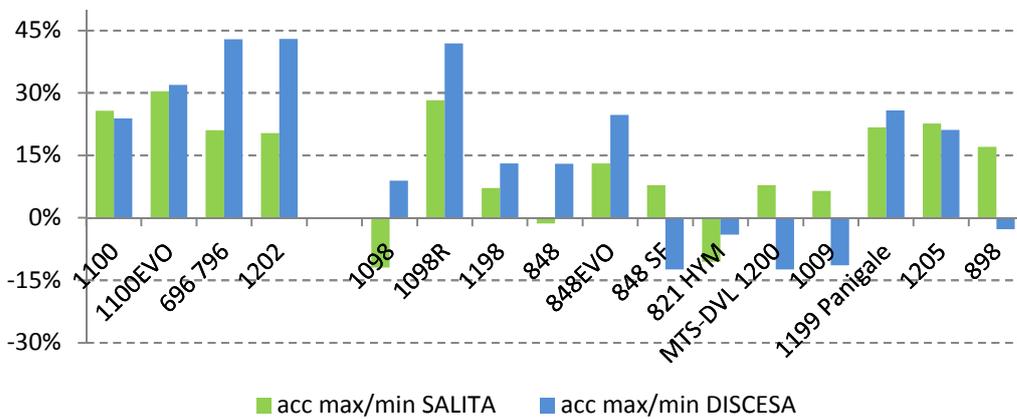


acc min camma negativa - sca

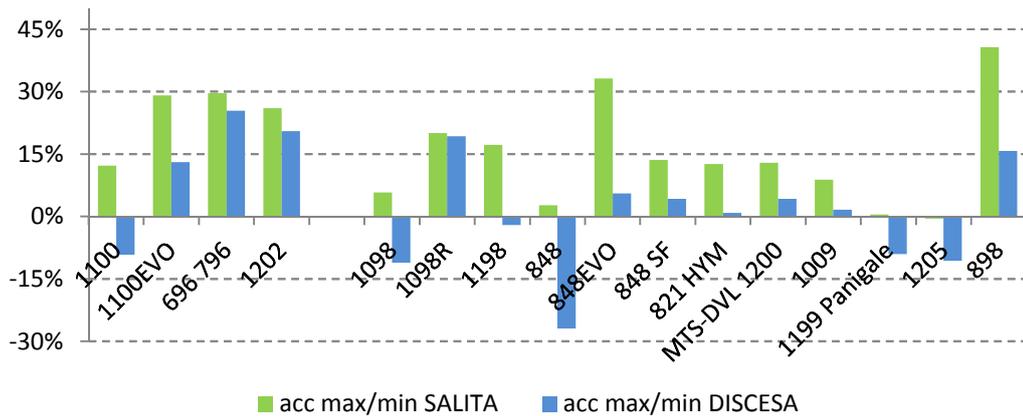


Nella maggioranza dei meccanismi di aspirazione è maggiore l'accelerazione in fase di discesa, perché occorre chiudere rapidamente dopo che ci si è attardati nell'apertura per facilitare l'ingresso della carica fresca all'interno del cilindro. Questo si riflette anche in un parametro di simmetria spostato verso destra. Allo scarico invece le accelerazioni massime positive sono generalmente molto simili tra loro, nelle due grandi famiglie dei 2V e dei 4V. a differenza dell'aspirazione sono maggiori le accelerazioni positive della fase di salita. È interessante anche confrontare diversi rapporti tra le accelerazioni massime positive e minime negative, sia per la fase di salita che per quella di discesa.

Rapporto MAX/MIN - aspirazione



### Rapporto MAX/MIN - scarico



Anche se in questi due grafici è difficile riconoscere una progressione netta nell'evoluzione temporale dei vari modelli, possono comunque essere fatte alcune considerazioni.

In aspirazione i due valvole hanno delle accelerazioni positive più elevate rispetto a quelle negative, specialmente nella fase di discesa. Tra i 4V solamente 1098R, 1199 Panigale e 1205 sono paragonabili ad essi, mentre gli altri presentano accelerazioni positive e negative molto simili tra loro come valore assoluto, sia in salita che in discesa. Sono addirittura presenti modelli dove è preponderante, in tutta o in parte della legge d'alzata, l'accelerazione negativa conferita alla valvola. Si può qui riconoscere uno dei "marchi di fabbrica" della distribuzione desmodromica, che consente appunto di conferire al cedente accelerazioni più spinte rispetto ad una tradizionale distribuzione a molla, ma anche più bilanciate tra le loro componenti positive e negative. Anche nei cinematismi dove la differenza è più marcata essa arriva solamente al 40%, mantenendosi inoltre su valori molto minori per la maggior parte dei modelli presi in esame in questa analisi.

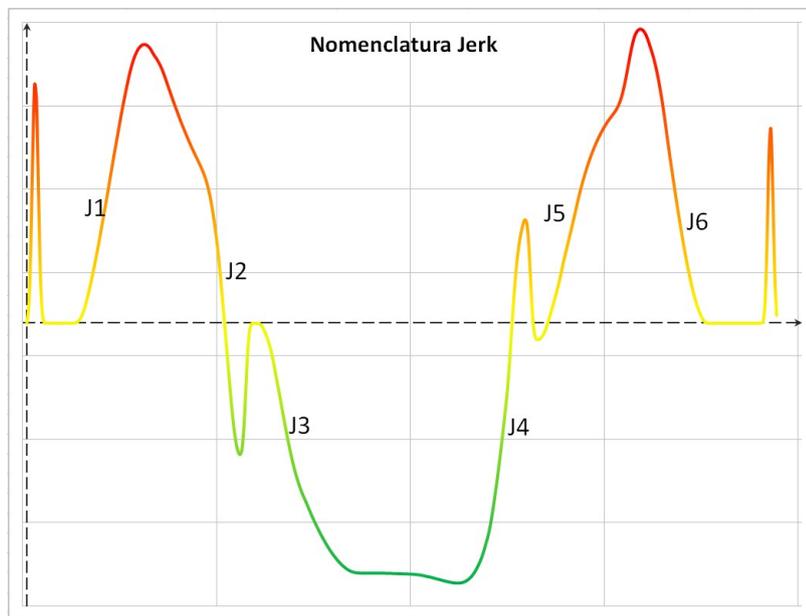
Allo scarico le considerazioni sono analoghe, con una tendenza ancora più accentuata a presentare accelerazioni "bilanciate" tra positive e negative.

## Jerk

Il jerk è la derivata dell'accelerazione ed è collegato all'impulso che le varie forze esercitano sui membri del meccanismo con la loro applicazione. In questa analisi sono stati individuati 6 valori di jerk significativi:

1. il jerk massimo delle accelerazioni positive nella fase di salita;
2. il jerk minimo delle accelerazioni positive nella fase di salita;
3. il jerk minimo delle accelerazioni negative della fase di salita;
4. il jerk massimo delle accelerazioni negative della fase di discesa;
5. il jerk massimo delle accelerazioni positive della fase di discesa;
6. il jerk minimo delle accelerazioni positive della fase di discesa.

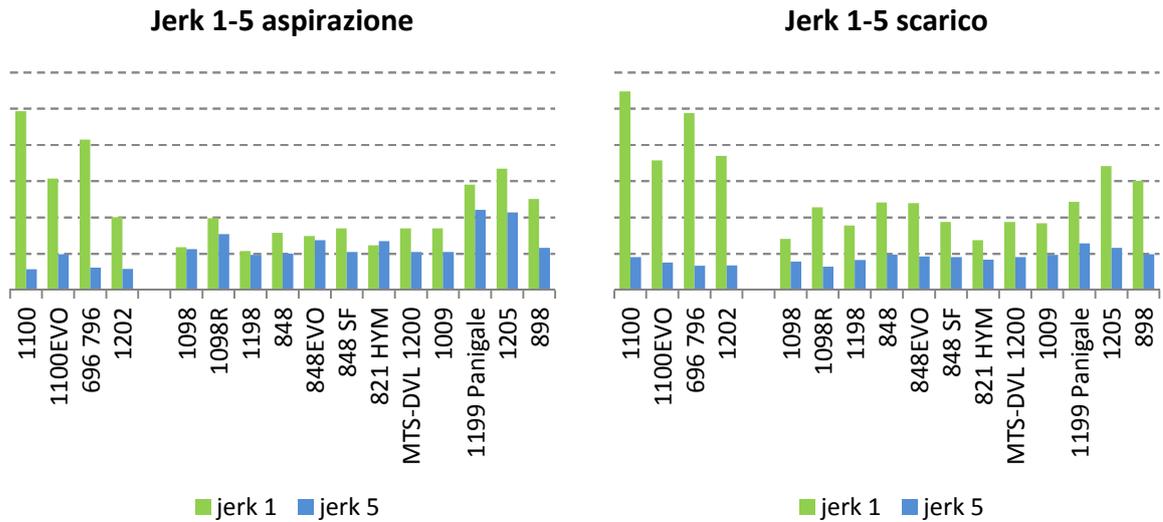
Per comodità saranno successivamente indicati con le sigle J1, J2, J3, J4, J5, J6, rispettivamente con l'ordine con cui sono stati appena presentati. Per maggiore chiarezza, questi punti sono stati indicati nel grafico delle accelerazioni:



Confrontare contemporaneamente tutti e sei i jerk tra di loro in un solo grafico ha poco senso, perché la complessità che ne risulterebbe andrebbe a scapito della comprensibilità e della facilità di analisi. Si è scelto dunque di confrontare i jerk a due a due, in valore assoluto, o al massimo a tre a tre, scegliendo di presentare qui le coppie più opportune per il confronto l'una con l'altra. I grafici sono comunque tutti con la stessa scala tra di loro, e nulla vieta di effettuare ulteriori confronti non presentati direttamente in questa analisi.

I valori di jerk ritenuti significativi sono stati ottenuti filtrando l'andamento del jerk di tutta la legge d'alzata della camma dai campionamenti relativi alle rampe e ai blocchetti di chiusura, che presentano dei notevoli picchi nel grafico del jerk. Questi valori sono stati ritenuti non significativi perché all'interno di essi generalmente non si ha il contatto tra i membri, pertanto perde di significato fare considerazioni. Un'analisi che comprendesse anche il contributo di rampe e blocchetti richiederebbe, per forza di cose, un'analisi dinamica che esula dagli scopi di questo lavoro.

## ★ J1 vs J5



J1 e J5 sono i jerk massimi in occorrenza delle due prese di contatto tra camma e bilanciere di apertura, dopo il recupero del gioco di apertura in rampa (J1) e dopo il recupero del gioco totale dopo il blocchetto di discesa (J5).

J1 è il jerk relativo alla primissima fase della salita della valvola, quando la camma positiva spinge per realizzare appunto l'apertura. J5 invece interviene dopo il secondo cambio camma, quando il bilanciere di apertura inizia a rallentare il moto di discesa della valvola.

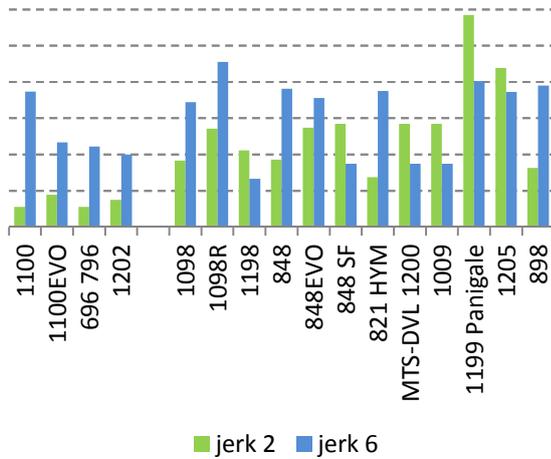
È immediato notare come nei 2V J1 sia molto maggiore rispetto sia a J5 che a J1 stesso relativo alle geometrie 4V. In queste ultime i jerk maggiori sono presenti negli ultimi modelli sviluppati, quelli della famiglia Xtreme.

Sia nei 2V che nei 4V è maggiore J1. Confrontando le relative accelerazioni, a prima vista potrebbe sembrare un'incongruenza che sia sempre maggiore J1 di J5. In alcuni modelli (MTS-DVL 1200, 1009, 1205, 898) l'accelerazione positiva massima è quella di salita, e altrettanto lo è il jerk. Nei modelli restanti (1098, 1098R, 1198, 848, 848EVO, 821HYM, 1199 Panigale) invece il massimo di accelerazione si ha per la fase di discesa, mentre il massimo del jerk resta J1 che è in salita.

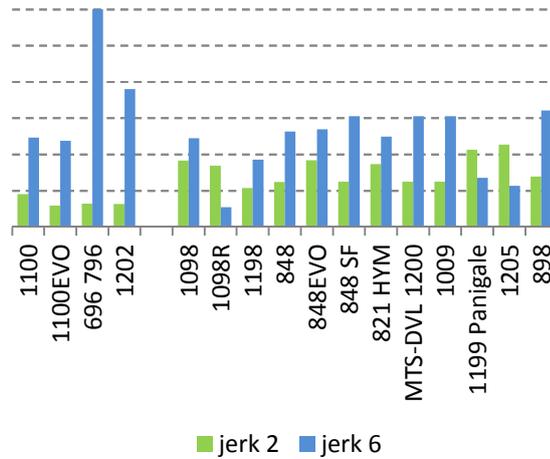
Oltre a considerazioni di carattere fluidodinamico occorre tenere presente in quale punto della legge d'alzata i due si trovano, in particolare in riferimento ai limiti cinematici. J1 si trova nella prima parte del diagramma delle accelerazioni, dove i limiti cinematici sono molto distanti dall'accelerazione imposta alla valvola, che è piuttosto limitata da considerazioni sulla resistenza meccanica dei membri. J5, invece, si trova in una zona dove l'accelerazione è limitata superiormente proprio dai limiti cinematici.

★ J2 vs J6

**Jerk 2-6 aspirazione**



**Jerk 2-6 scarico**



J2 e J6 sono i punti di jerk massimo dove si perde il contatto tra i membri del cinematismo di apertura. In particolare J2 è molto prossimo al blocchetto di salita.

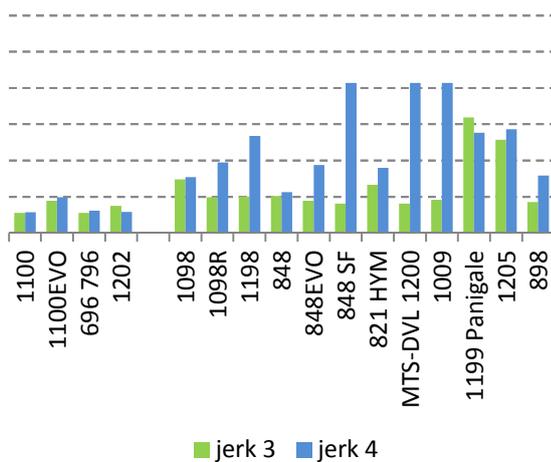
In valore assoluto sono generalmente i jerk maggiori dell'intero cinematismo, insieme a J4.

A parte alcuni casi (J6 in 696, 1202, 848SF, MTS-DVL 1200 e 1009) i loro valori allo scarico sono inferiori, ad ulteriore conferma che le limitazioni sono date dalla resistenza dei membri sottoposti ad un notevole stress termico.

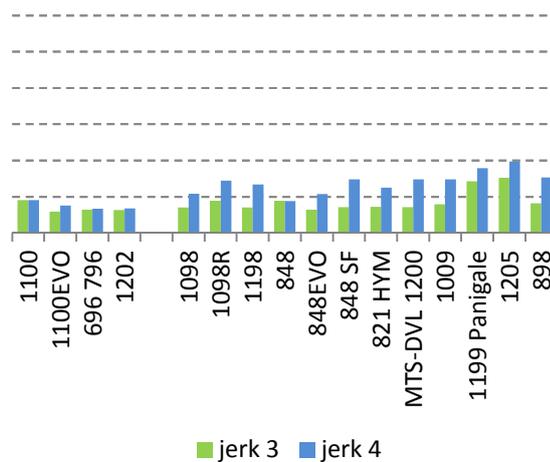
Più frequentemente è maggiore J6: in corrispondenza di J2 i limiti cinematici sono vicini al diagramma delle accelerazioni, limitando appunto il loro andamento. In J6 invece i limiti non sono di nessun ostacolo.

★ J3 vs J4

**Jerk 3-4 aspirazione**



**Jerk 3-4 scarico**

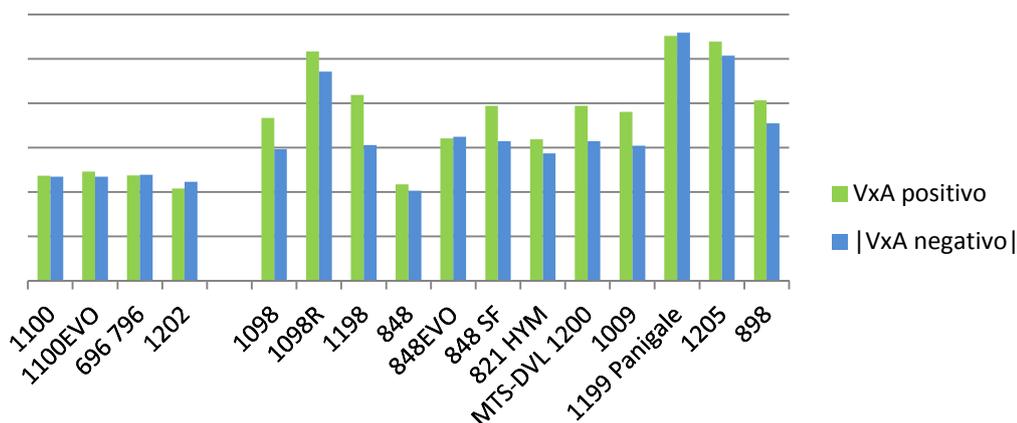


J3 e J4 sono quelli relativi al meccanismo di chiusura, J3 per la presa di contatto dopo il blocchetto di salita e J4 per il distacco prima di quello di discesa. Entrambi sono generalmente più bassi degli altri jerk, anche perché frequentemente nelle loro vicinanze intervengono i limiti cinematici che impediscono accelerazioni più spinte.

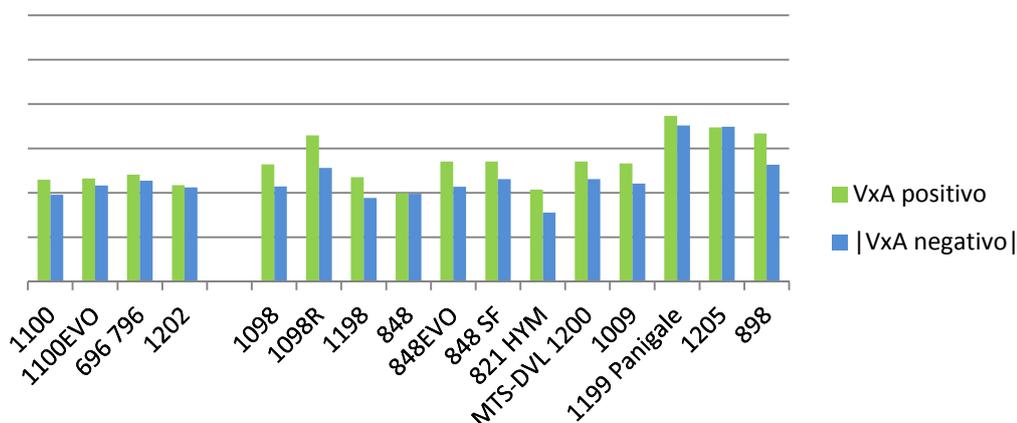
## VxA

Con il nome "VxA" si intende il prodotto tra i valori puntuali di velocità ed accelerazione, per ogni istante della legge di moto. Questo prodotto è un parametro "cinematico" interessante per valutare, e confrontare tra più leggi di alzata, la potenza richiesta per movimentare la valvola, e quindi la potenza istantanea assorbita. Nei seguenti grafici, uno per l'aspirazione e uno per lo scarico, la scala è la stessa.

V x A - aspirazione



V x A - scarico



All'aspirazione si può riconoscere come generalmente i 2V hanno dei valori inferiori ai corrispettivi 4V, a volte anche della metà. Un altro dato caratteristico è come nel confronto tra distribuzioni coeve ma destinate a diverse cilindrata (1098 e 848, 1198 e 898) emerge che il V x A è inferiore in motori di cilindrata inferiore, com'è lecito aspettarsi.

La diversità tra accelerazioni positive e negative presente in alcuni modelli si rispecchia anche sul parametro VxA, che presenta differenze tra il valore positivo e quello negativo anche del 20% (1098, 1198, 848SF, MTS-DVL 1200, 1009).

Analizzando lo scarico, ci si accorge di come i 2V presentino valori sostanzialmente identici all'aspirazione, mentre i 4V valori piuttosto inferiori.

## Un caso particolare: 1198

Osservando i modelli superbike di produzione (1098, 1198 e 1199 Panigale) ci si accorge di come il  $V \times A$  sia andato aumentando solo in maniera leggera, non proporzionale ad altri parametri come l'alzata o l'rapporto di forma, a vantaggio delle potenze dissipate. Questo nonostante il continuo incremento di prestazioni cinematiche richieste alle diverse distribuzioni, che comportano valori di accelerazione sempre maggiori.

Si può notare addirittura nel passaggio tra 1098 e 1198 allo scarico il  $V \times A$  è diminuito nei suoi valori massimi, nonostante il secondo meccanismo sia più spinto del primo quanto ad accelerazioni e a velocità!

Per dare una risposta esauriente a questa particolarità occorre confrontare i valori delle grandezze cinematiche puntuali, e non solamente quelli massimi.

Confrontando in uno stesso grafico i due andamenti di accelerazione si può notare come il 1198 presenti picchi di accelerazione più elevati rispetto al 1098, tuttavia il suo diagramma prosegue con un calo più repentino dopo il massimo presente nel tratto di accelerazioni positive in salita. In tal modo si abbassa il valore dell'accelerazione proprio in quel tratto dove la velocità giunge vicino al suo massimo, che è dunque più critico per l'effetto di leva che ha su  $V \times A$ . Identicamente per gli altri punti critici, quelli precedenti e successivi al primo picco negativo e prima del secondo picco positivo di accelerazione, quello posto nella fase di discesa:

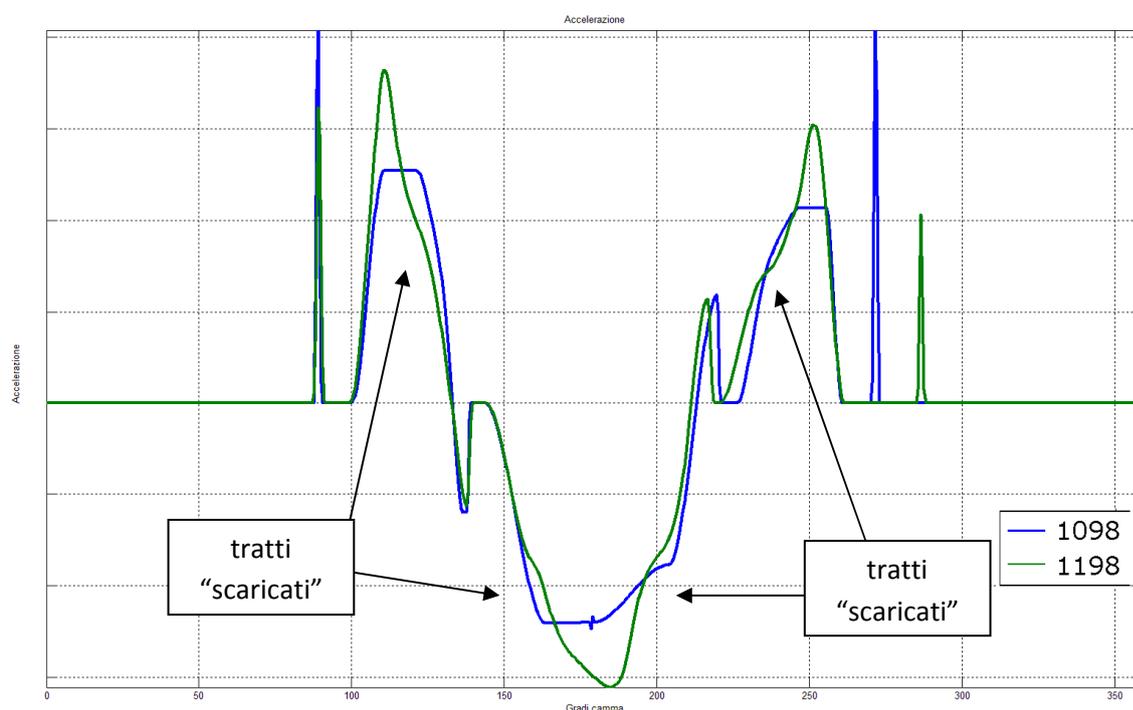


Figura 7.4: confronto accelerazioni 1098 e 1198

Questo è stato possibile mediante una più accurata progettazione del diagramma delle accelerazioni, dove l'esperienza del progettista ha permesso di trovare un ottimo compromesso tra prestazioni assolute del meccanismo e potenza dissipata, andando a limare, è proprio il caso di dirlo, il diagramma delle accelerazioni nei suoi punti più critici.

Ciò si nota in Figura 7.4, dove il diagramma di accelerazione della 1198 è stato confrontato con quello del modello precedente, la 1098. Sono indicati i punti dove esso è stato "scaricato" in occasione dei picchi del jerk.

Questo si può notare confrontando i due andamenti rappresentati con quello del jerk, rappresentato nella figura sottostante:

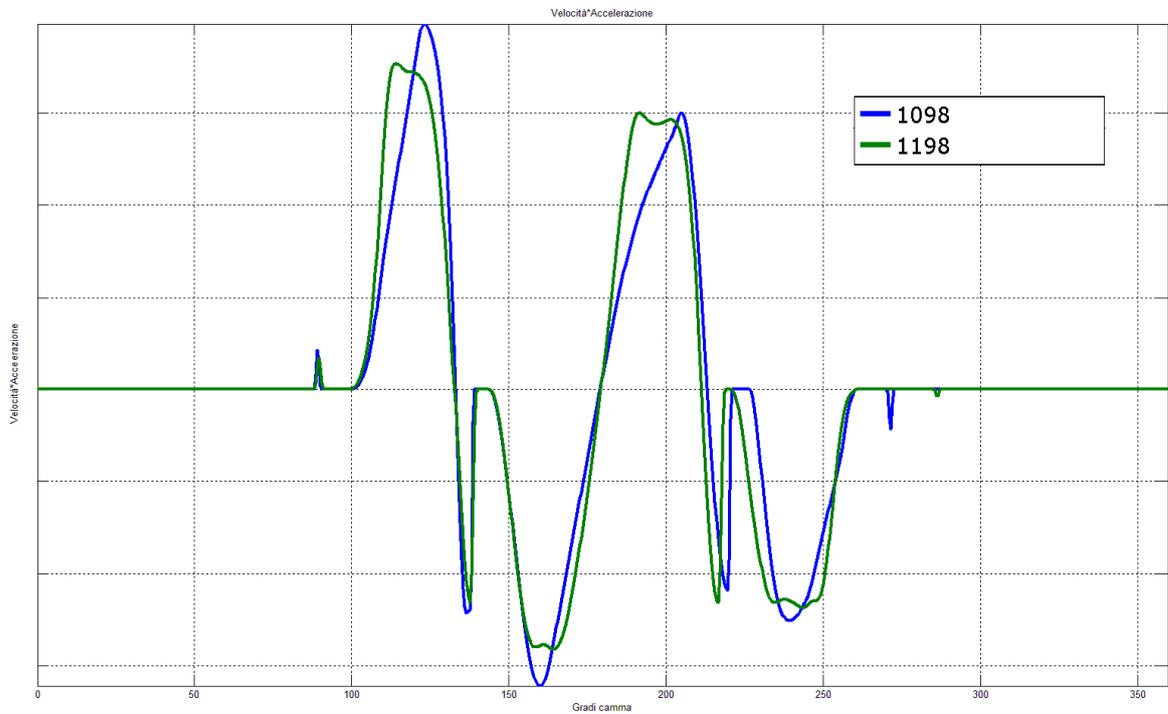


Figura 7.5: confronto jerk 1098 vs 1198



## *Capitolo 8: I risultati dell'analisi cineto-statica*

---

In questo capitolo si prosegue l'esposizione ed il commento dei risultati ottenuti, presentando quelli derivanti dall'analisi cinematica e cineto-statica. I modelli presi in esame sono gli stessi per cui sono stati presentati i risultati ottenuti dall'analisi delle leggi di alzata. Nel precedente capitolo erano state analizzate solamente le leggi di moto della valvola, separate da tutto il cinematismo atto alla loro realizzazione. Perché sia possibile definire il cinematismo e realizzarne la sintesi cinematica oltre alla legge d'alzata voluta è necessario conoscere quella che viene definita la "geometria", cioè:

- la posizione dei centri di rotazione dell'albero a camme e dei bilancieri;
- i parametri geometrici caratteristici di questi ultimi;
- i raggi base delle camme.

Per poter successivamente effettuare l'analisi cineto-statica e risalire alle forze scambiate tra di essi e con i loro supporti sono necessari ulteriori parametri:

- le masse e/o i momenti d'inerzia polare dei componenti;
- le loro caratteristiche fisiche: il modulo di elasticità e il coefficiente di Poisson;
- le caratteristiche geometriche dei supporti di albero a camme, bilancieri e la guida valvola;
- un'ulteriore caratteristica geometrica dei membri del cinematismo non necessaria per l'analisi cinematica, la larghezza di contatto tra di essi.

Solo disponendo di tutte queste informazioni si può caratterizzare il meccanismo nella sua interezza.

Le funzioni da cui sono stati ricavati i massimi ed i minimi dei parametri presentati successivamente sono state filtrate in base ai campionamenti dove il meccanismo è attivo, per un confronto più sensato. Può accadere infatti che il massimo di una grandezza cada in un istante dove il meccanismo, di apertura o di chiusura, non sia attivo e non scambi forze con gli altri membri.

Sono ora presentati i risultati relativi ai seguenti parametri:

- Eccentricità;
- Velocità relative tra i membri del cinematismo;
- Forze scambiate;
- Pressioni di contatto Hertziano;
- Momento sullo stelo valvola;
- Potenze dissipate.

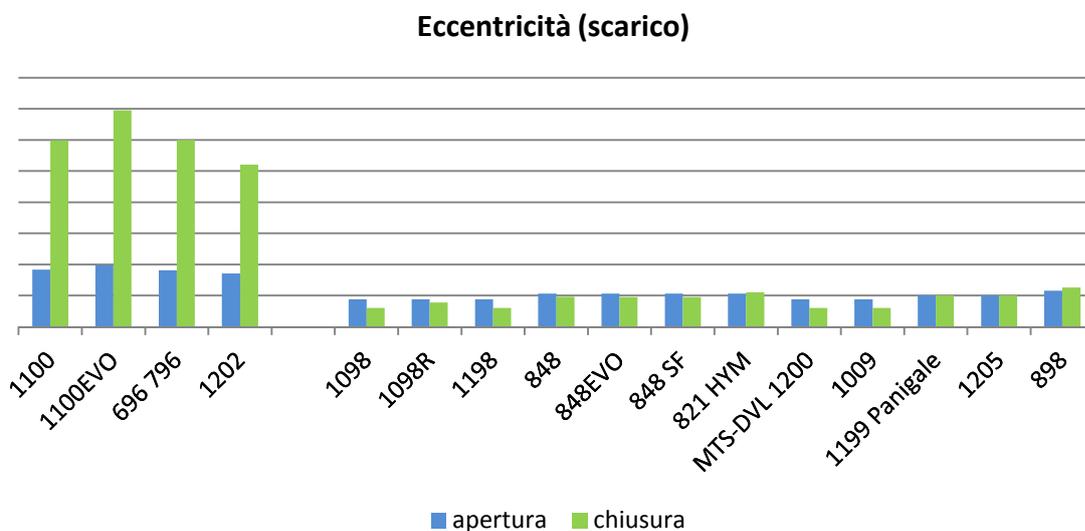
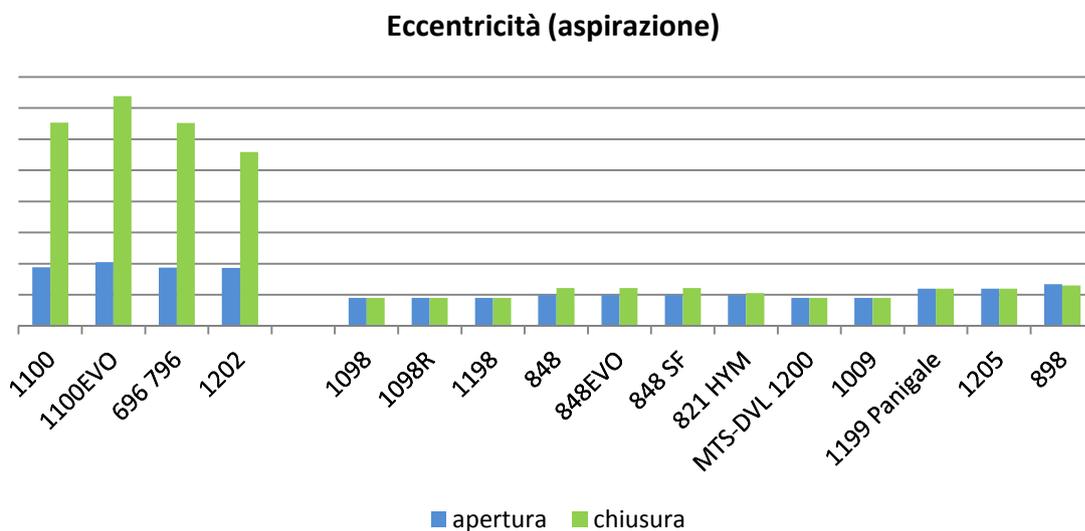
Per tutti questi parametri sono stati confrontati i valori di massimo, eccetto la potenza dissipata che è quella media in un giro del cinematismo.

Dato il buon numero di modelli confrontati tra di loro un'analisi grafica degli andamenti puntuali di queste grandezze si è rivelata poco intuitiva, presentando figure eccessivamente

"affollate". Ecco perché si è così scelto di confrontare tra di loro il valore massimo per ogni singolo meccanismo.

## Eccentricità

L'eccentricità è la distanza del punto di contatto tra bilanciere e registro rispetto all'asse valvola. È un parametro che durante la fase di progettazione è tenuto sotto osservazione, perché responsabile di parte del momento agente sullo stelo valvola.

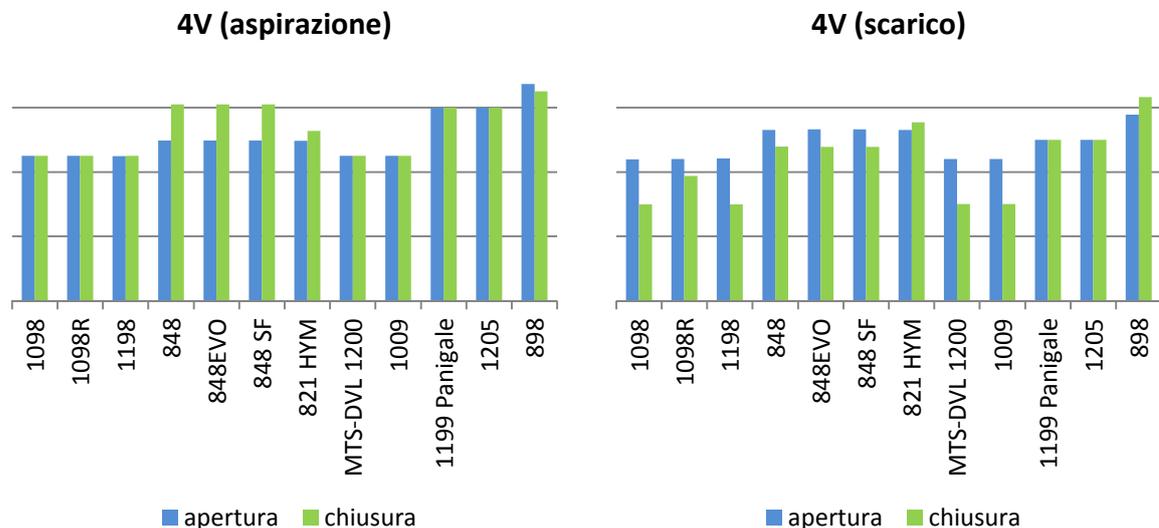


Sui meccanismi a 2V sono presenti eccentricità molto maggiori rispetto ai 4V, specialmente nel contatto tra registro e camma di chiusura. Questo è dovuto ad un braccio generalmente più corto in questi meccanismi, che porta quindi ad un maggiore scuotimento del bilanciere nel suo moto e da questo una maggiore eccentricità. Sempre nei 2V è possibile notare una riduzione dell'eccentricità nell'ultimo modello sviluppato, il 1202.

Per una visualizzazione più immediata riportiamo nuovamente i valori, limitati però ai soli 4V. In tutti i modelli le eccentricità sono modeste, indice del buon lavoro fatto in fase di progettazione della geometria della testata. Si riscontrano modelli con valori praticamente uguali tra di loro, ad esempio 1098, 1098R, 1198, 1200, 1009; oppure 1199 Panigale e 1205;

848, 848EVO e 848SF; a sé la 898. Questi quattro gruppi sono formati da modelli che condividono la stessa geometria ma montano delle camme con profili diversi.

Si può così riconoscere come per il parametro dell'eccentricità si influenzato in massima parte dalla geometria del meccanismo, e solo in minor parte dalla legge d'alzata con cui essa è accoppiata.



Negli ultimissimi modelli l'eccentricità è aumentata, anche del 30%. Questo è un effetto della ricerca di alzate sempre maggiori, che porta a un maggiore scuotimento dei bilancieri, con ricadute negative proprio sull'eccentricità. Inoltre è da tenere presente come le quote del meccanismo di distribuzione desmodromica hanno dei forti limiti dati dagli altri componenti della testata del motore. In particolare le posizioni dei centri dei bilancieri di apertura sono molto vicine ai due condotti, di aspirazione e scarico, che ad ogni evoluzione della testata si cerca di rendere sempre meno tortuosi, per facilitare l'ingresso della carica fresca nel cilindro. Il "raddrizzamento" dei condotti porta però a ridurre lo spazio a disposizione per il bilanciere di apertura. Il bilanciere di chiusura invece ha il suo perno di rotazione molto vicino alla sede della candela. Questo fatto si rivela critico quando occorre scalare una geometria per renderla adatta al servizio di alesaggi (e dunque cilindrate) minori, perché l'ingombro della candela resta invece costante interferendo con la posizione dei centri di rotazione dei bilancieri di chiusura, che occorre pertanto risistemare spostandoli magari dalla posizione di miglior compromesso trovata per i modelli di origine. Questo si può riconoscere confrontando i modelli di cilindrata inferiore con quelli da cui derivano: 848 e 1098, 898 e 1199. In entrambi i casi i modelli con cilindrate e dimensioni inferiori presentano eccentricità più marcate.

Allo scarico le eccentricità sono spesso inferiori, specialmente per il meccanismo di chiusura. Questo accade per la presenza di meccanismi che realizzano alzate minori, quindi con minore scuotimento dei bilancieri.

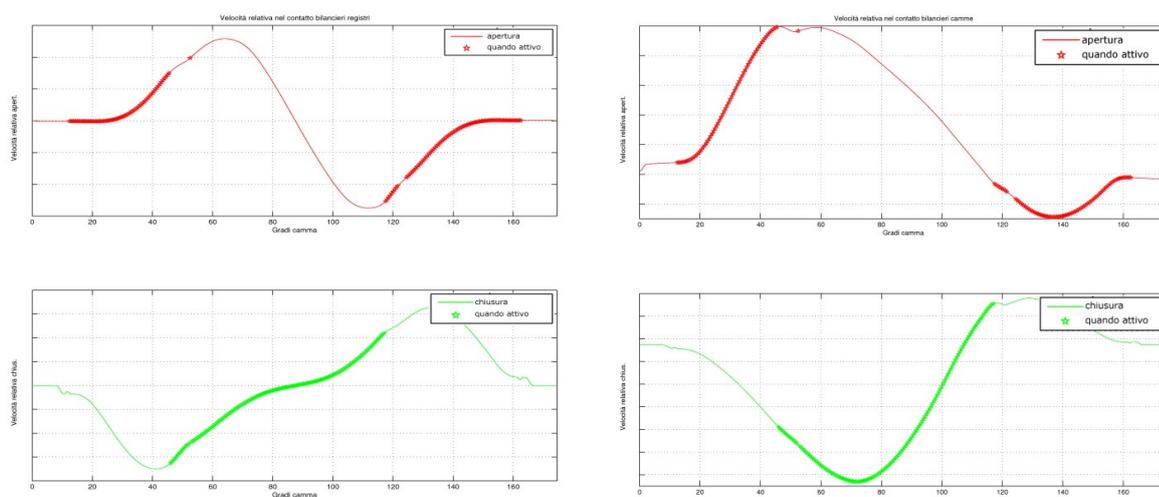
## Velocità relative

Sono state oggetto di indagine anche le velocità relative massime tra la camma e il bilanciere e quelle tra il pattino del bilanciere e il registro valvola, sia per i membri di apertura che per quelli di chiusura.

Le velocità relative sono importanti perché direttamente proporzionali alle potenze dissipate tra i due membri nel loro contatto.

Vengono di seguito rappresentati, a titolo di esempio, gli andamenti delle velocità relative tra camme e bilancieri e tra bilancieri e registri per i membri di apertura e di chiusura.

I campionamenti evidenziati con i marker a forma di stella sono quelli dove il meccanismo in questione è attivo.

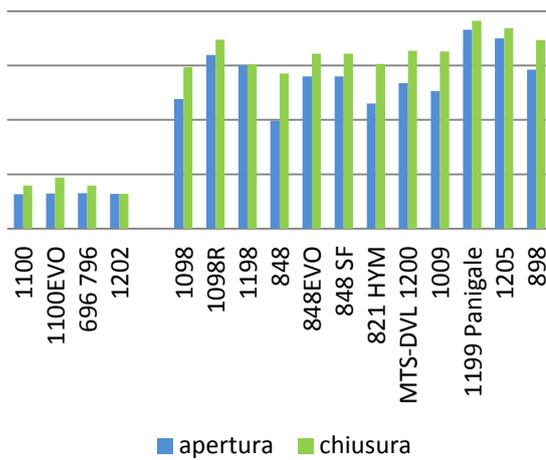


Per motivi di praticità nella visualizzazione le quattro figure successive non hanno tutte la stessa scala tra di loro, ma solo tra aspirazione e scarico. Questo perché è presente una grande disparità. Le velocità relative tra il bilanciere e i registri valvola sono infatti un ordine di grandezza inferiore a quelle presenti nel contatto tra camme e bilancieri, sia in apertura che in chiusura e per entrambe le distribuzioni di aspirazione e scarico.

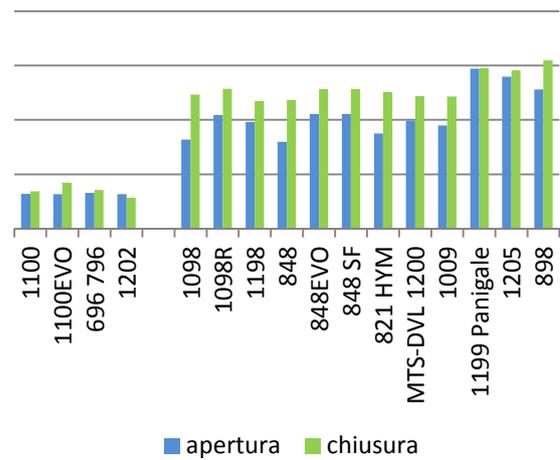
I valori sui registri dei meccanismi a 2V sono ancora inferiori rispetto a quelli già piccoli dei 4V, arrivando quasi a scomparire se rapportati ai massimi presenti nel cinematismo nel suo complesso.

Si può riconoscere come generalmente lo strisciamento maggiore accada sui membri di chiusura.

**Vel. rel. registro-pattino (asp)**

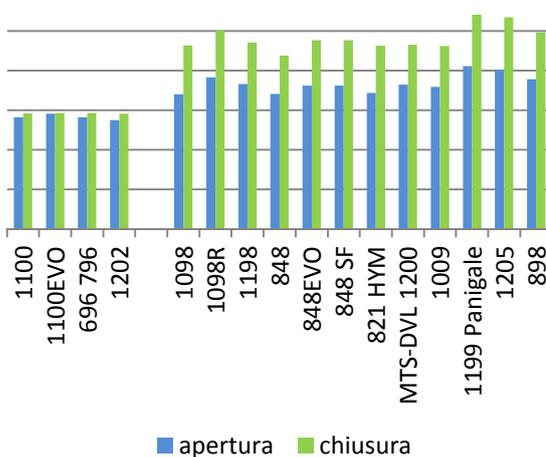


**Vel. rel. registro-pattino (sca)**

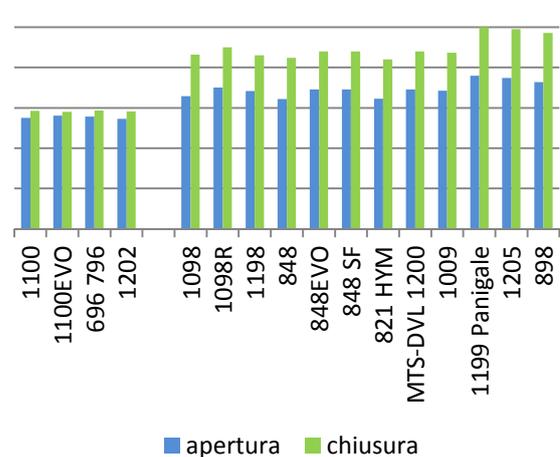


Analizzando ora le velocità relative massime tra le camme e i bilancieri si può riconoscere come la differenza tra meccanismi a 2V e 4V sia molto meno marcata quanto ad ordine di grandezza. Riguardo al rapporto tra i membri di apertura e quelli di chiusura si nota come i 2V presentino velocità relative praticamente identiche tra i due membri, mentre i 4V presentino velocità più marcate tra la camma negativa e il bilanciere di chiusura. Ciò è riconducibile alla differente disposizione dei perni bilancieri: nei 2V sono disposti tra la camma e l'asse valvola, mentre nei 4V sono più lontani e posti esternamente.

**Vel. rel. camma-bilanciere (asp)**



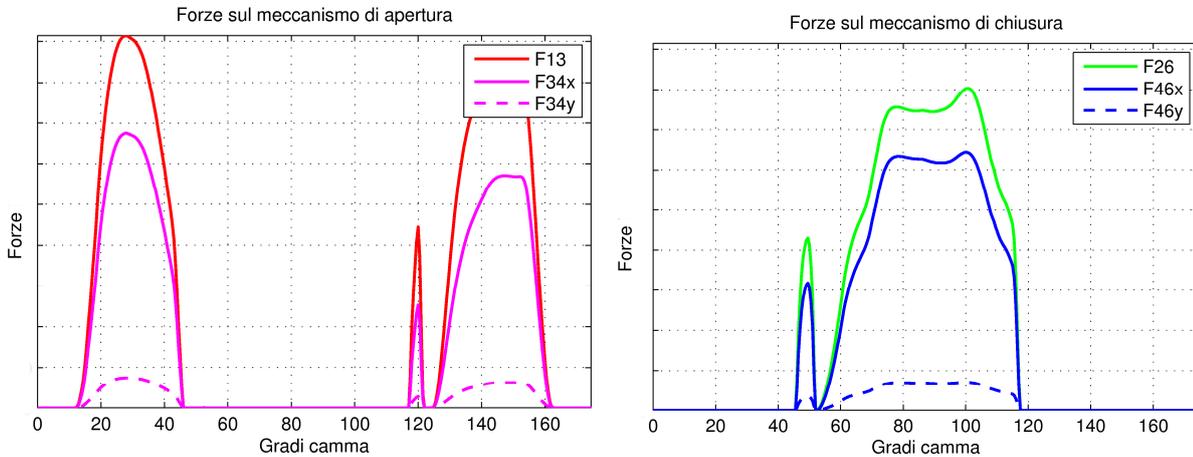
**Vel. rel. camma-bilanciere (sca)**



Allo scarico si possono ripetere le considerazioni appena fatte. Si può notare nelle distribuzioni a 4V come le velocità relative siano leggermente inferiori, a motivo delle dimensioni leggermente inferiori del cinematismo stesso rispetto a quello di aspirazione.

## Forze

Nelle figure sottostanti è mostrato l'andamento delle forze, sul meccanismo di apertura e su quello di chiusura, per uno dei modelli presi in esame in quest'elaborato. La notazione, solamente per queste due figure, è la stessa presentata nel capitolo 5.

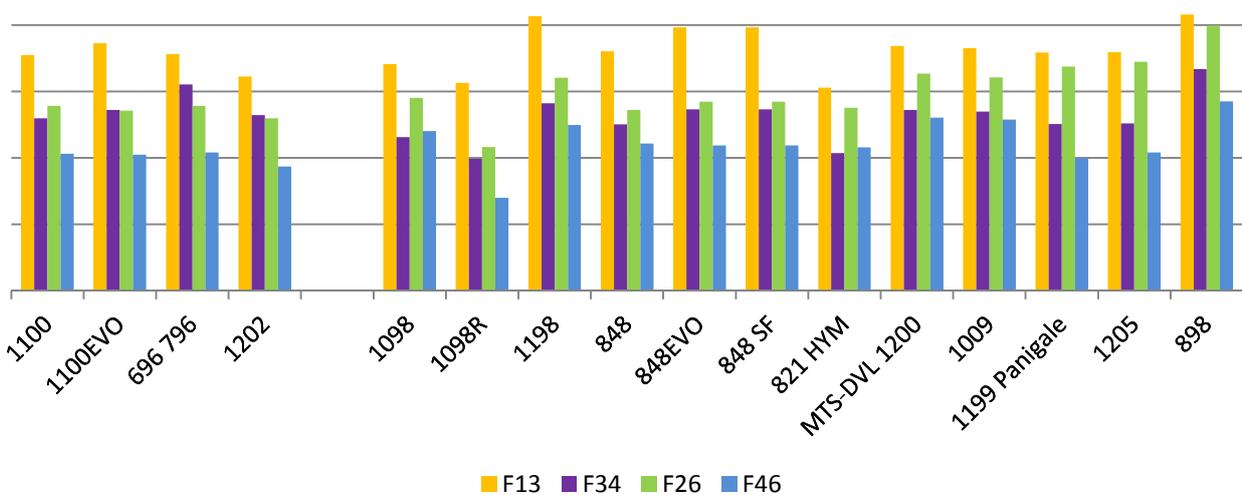


Sono presentati ora i risultati relativi alle forze scambiate tra i diversi membri del cinematismo.

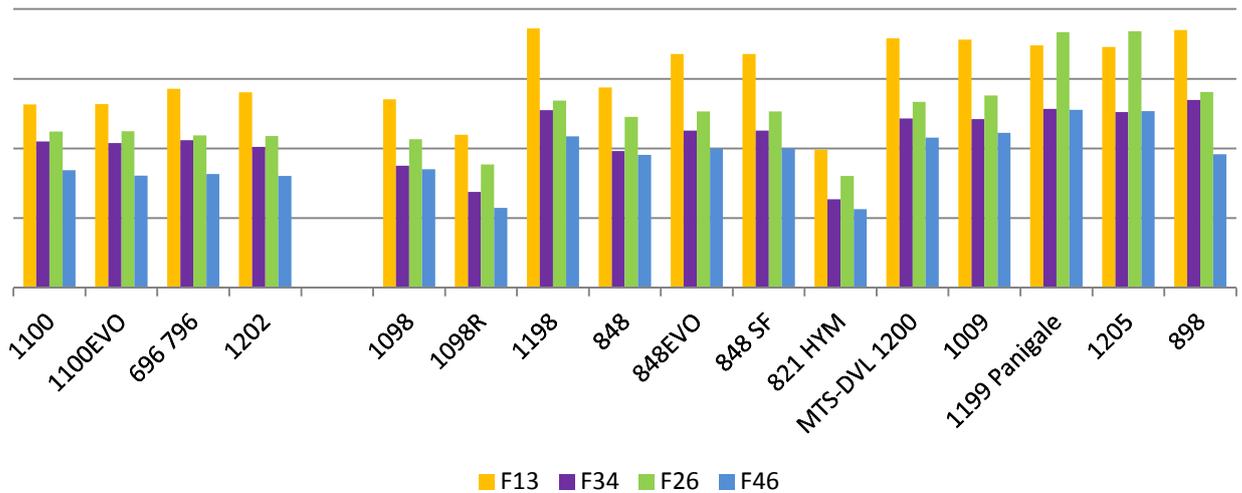
Richiamiamo le notazioni utilizzate nell'indicarle:

- F13: forza scambiata tra camma e bilanciere di apertura;
- F26: forza scambiata tra camma e bilanciere di chiusura;
- F34: forza scambiata tra bilanciere di apertura e registro valvola;
- F46: forza scambiata tra bilanciere di chiusura e registro valvola.

### Forze massime (aspirazione)



## Forze massime (scarico)



Partendo da un'analisi generale, sulla distribuzione di aspirazione si può notare come non emerga un cinematismo con sforzi massimi nettamente superiori agli altri. Il limite infatti non è dato dalle prestazioni cinematiche della distribuzione, quanto dalla resistenza meccanica dei membri della stessa. Quest'ultima non si è modificata significativamente nei modelli analizzati, da qui gli andamenti simili.

Questo vale anche per i 2V, che presentano valori molto simili tra di loro. Si ha qui la conferma di quanto visto nel precedentemente capitolo nell'analisi della "Forza media": nonostante accelerazioni inferiori alle distribuzioni a quattro valvole per cilindro, i due valvole presentano sforzi simili ai quattro, dovuti alle maggiori masse che è necessario mettere in movimento.

Tra i quattro valvole si possono riconoscere alcuni meccanismi che sono sollecitati da sforzi inferiori rispetto agli altri. Due di essi sono il 1098 e il 848, che sono i primi ad essere stati progettati tra quelli presi in esame. Questo ci permette di riconoscere una piccola evoluzione temporale, la quale tuttavia ha raggiunto già da qualche modello i limiti strutturali. Prendendo ad esempio i modelli 848, 848EVO e 848SF, si riconosce come nel primo passaggio si sia realizzato un meccanismo più spinto del precedente anche quanto agli sforzi agenti sui membri dello stesso, mentre nella progettazione dell'848SF non ci si sia potuti spingere oltre a causa dei limiti strutturali.

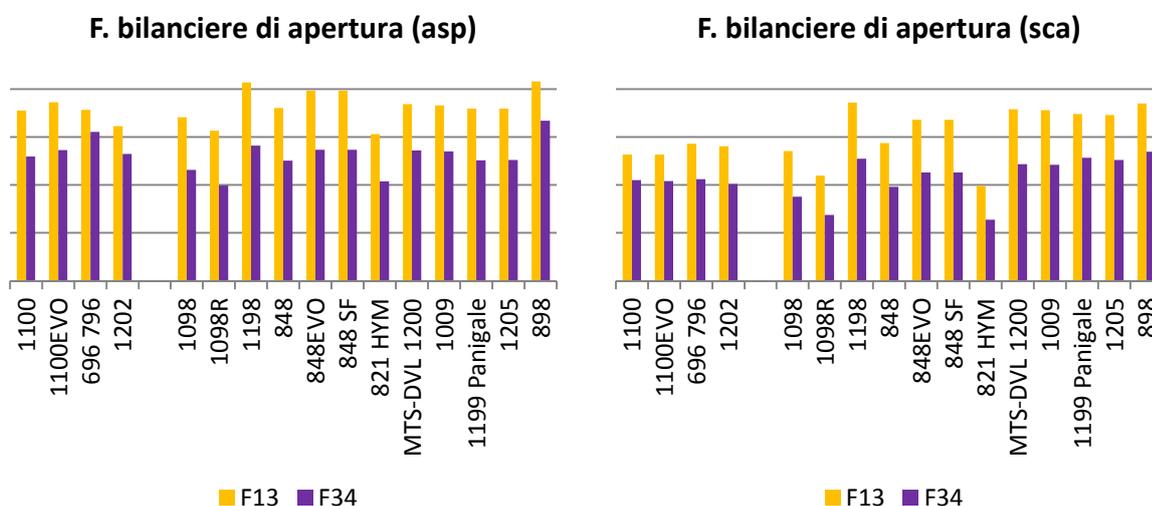
Le sollecitazioni minori tra tutti i meccanismi analizzati sono proprie dell'821HYM. Questo motore ha una cilindrata inferiore rispetto agli altri, con una geometria ed una legge alzata riviste ad hoc per il meccanismo stesso. Sono minori sia la massa della valvola che le accelerazioni, portando quindi a degli sforzi massimi minori sul meccanismo, specialmente allo scarico.

Infine l'ultimo modello con valori nettamente inferiori alla media è la 1098R. Essa è stata la prima distribuzione a beneficiare della valvola in titanio, che è più leggera di oltre il 30% circa rispetto alla controparte in acciaio e riduce così le forze scambiate a parità di accelerazione. Gli sforzi sui membri mostrano che ci sarebbe stato un ulteriore margine prima di giungere ai limiti di resistenza meccanica, ma essendo la prima implementazione dei componenti in titanio su motori destinati alla vendita al consumatore si è giustamente adottato un

approccio più conservativo. I modelli successivi ad aver utilizzato valvole in titanio (ma solo in aspirazione) sono la 1199 Panigale e la 1205. In questo caso il know-how acquisito ha permesso di spingersi su accelerazioni ancora più estreme, ritornando ai limiti strutturali del meccanismo. Il picco di forza massimo è invece appartenente alla 1198. In questo modello si è aumentata la cilindrata rispetto al precedente (1098), e con essa la massa della valvola e di conseguenza le forze. I modelli successivi di pari cilindrata non presentano valori così alti perché realizzano leggi d'alzata meno spinte (MTS-DVL 1200 e 1009), oppure perché sono state introdotte le valvole in titanio (1199 Panigale e 1205).

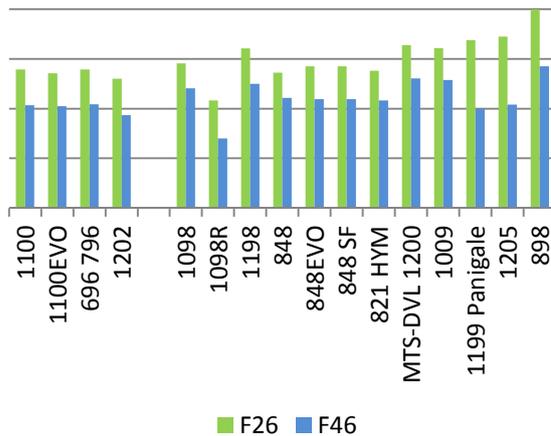
Per lo scarico sono valide tutte le considerazioni fatte finora. A causa della maggiore sollecitazione termica dei membri del meccanismo i picchi di forza massimi sono minori rispetto all'aspirazione.

### ★ Forze sui bilancieri

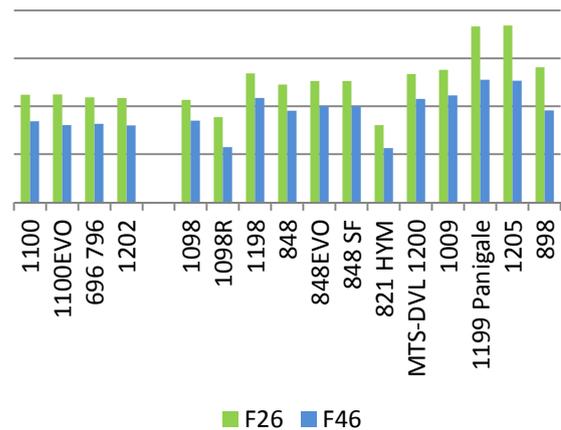


Osservando le forze sui bilancieri, si riconosce come la forza ricevuta dalla camma sia maggiore di quella trasmessa alla valvola anche del 25%. Le cause sono due, il rapporto di leva presente tra i due bracci delle forze e la necessità di vincere l'inerzia del bilanciere stesso.

**F. bilanciere di chiusura (asp)**

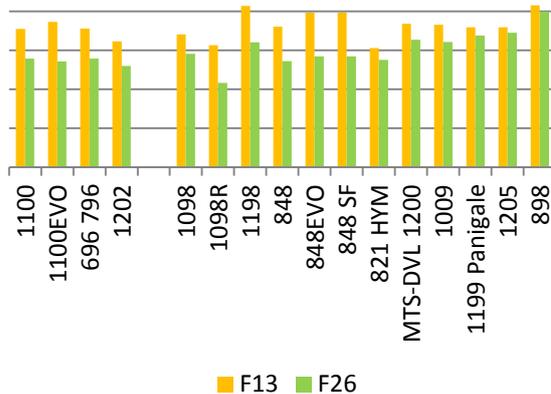


**F. bilanciere di chiusura (sca)**

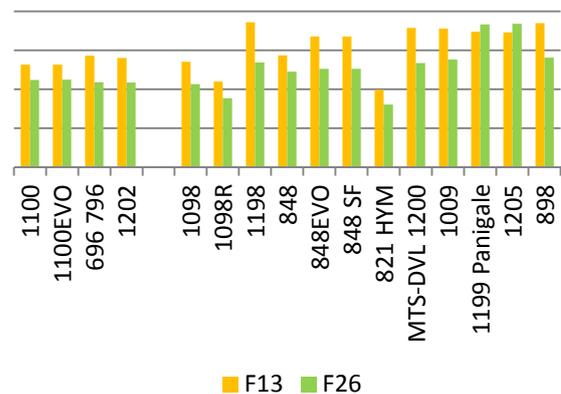


**\* Forze sulle camme**

**Forze sulle camme (aspirazione)**

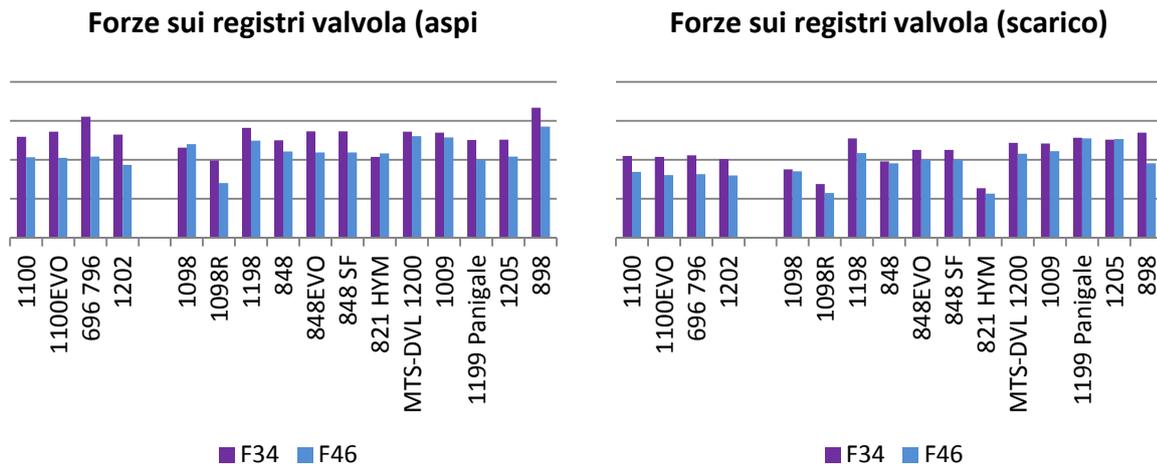


**Forze sulle camme (scarico)**



Analizzando le forze massime agenti sulle camme si nota come quasi sempre le forze maggiori siano quelle scambiate dalla camma positiva sul bilanciare di apertura. Questo rispecchia il rapporto che c'è tra le accelerazioni massime positive e negative, solitamente a favore delle prime. Mediamente le forze sulla camma di apertura sono maggiori del 16% sulle camme appartenenti alla distribuzione di aspirazione e del 18% su quelle dello scarico. Negli ultimi modelli si osserva come, specialmente per l'aspirazione, le forze scambiate sulle due parti del cinematismo siano andate via via convergendo.

## \* Forze sui registri



Le forze sui registri sono le minori scambiate dal meccanismo, come visto sopra. Generalmente sono maggiori quelle ricevute dal bilanciante di apertura, con le sole eccezioni di 1098 e 821Hym (entrambi aspirazione) dove sono leggermente maggiori quelle sui membri di chiusura e lo scarico di 1199 Panigale e 1205, dove sono praticamente uguali l'una con l'altra.

Allo scarico si può notare come, a parte alcune eccezioni, le forze assumano valori massimi molto simili tra di loro, con una minore varianza rispetto all'aspirazione. Sulla valvola, infatti, è ancor più sentito il limite strutturale dato dalle alte temperature della stessa, poiché è il membro del cinematismo a diretto contatto con i gas di scarico.

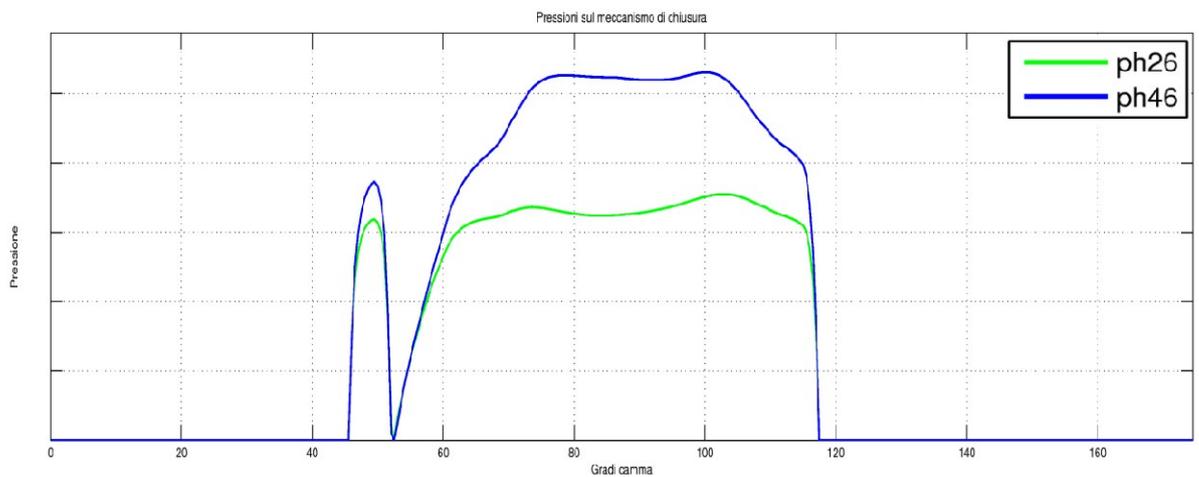
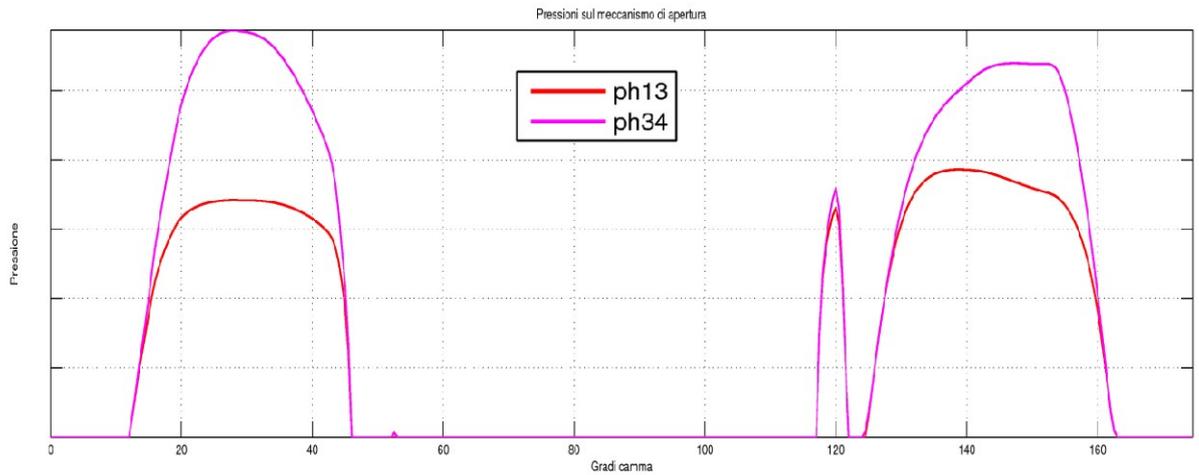
## Pressioni Hertziane

Le pressioni di contatto tra i membri sono un parametro molto significativo di cui si serve il progettista nella realizzazione; esse vengono controllate accuratamente durante le fasi di verifica mediante simulazioni dinamiche.

Richiamiamo le notazioni utilizzate nell'indicarele:

- ph13: pressione di contatto tra camma e bilanciante di apertura;
- ph26: pressione di contatto tra camma e bilanciante di chiusura;
- ph34: pressione di contatto tra bilanciante di apertura e registro valvola;
- ph46: pressione di contatto tra bilanciante di chiusura e registro valvola.

A titolo esemplificativo, sono riportati di seguito gli andamenti delle pressioni agenti sui diversi membri del cinematismo per uno dei modelli presi in esame.



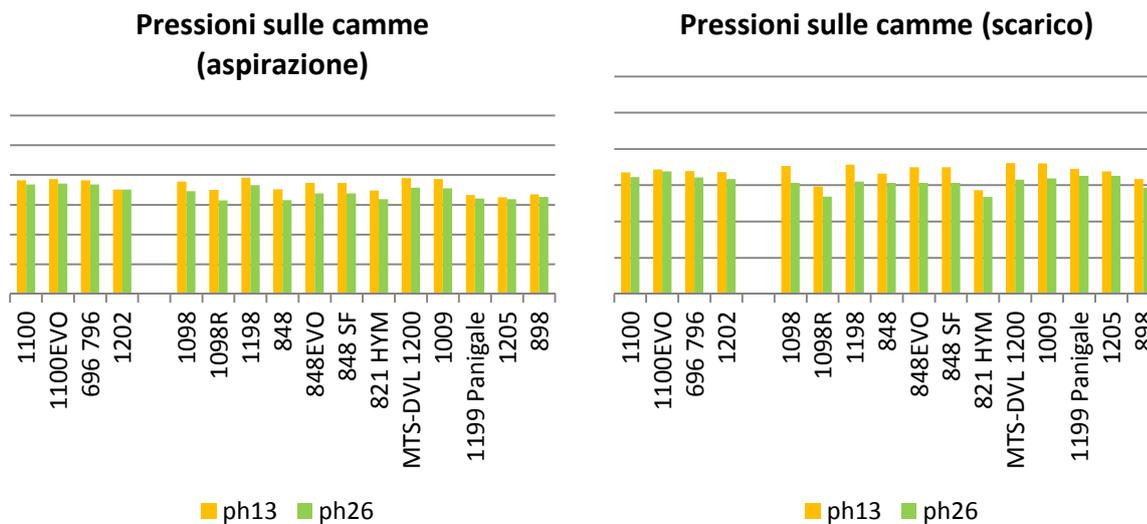
Passando all'analisi comparata tra i diversi modelli, generalmente le pressioni di contatto presentano minori variazioni tra un modello e l'altro rispetto alle forze, rispetto alle quali sono proporzionali alla radice quadrata come espresso dalla formula:

$$\frac{P}{F} = \frac{1}{\sqrt{E \cdot d_e \cdot l_e}}$$

Dove  $E$  e  $d_e$  sono rispettivamente il modulo elastico e il diametro equivalente e  $l_e$  è la lunghezza effettiva di contatto.

Anche in questo caso i grafici sono tutti con la stessa scala, per permettere un confronto diretto tra gli stessi.

## ★ Pressioni sulle camme



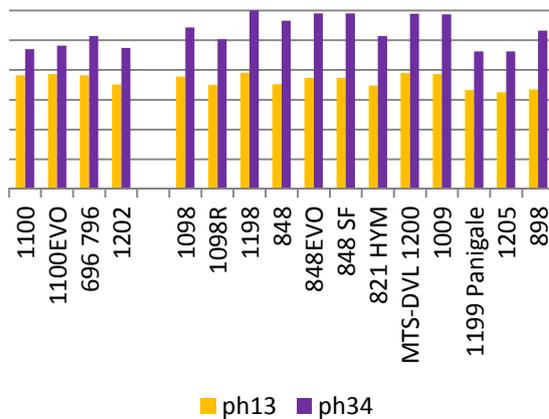
Le pressioni agenti sulle camme hanno un andamento con una scarsa varianza, pur continuando a rispecchiare i rapporti tra le forze dei diversi modelli.

Specialmente per l'aspirazione si hanno valori inferiori alla media per gli ultimi modelli sviluppati, 1199 Panigale, 1205, 898, mentre era lecito aspettarsi valori pari se non superiori a quelli delle altre distribuzioni prese in esame, perché si è visto precedentemente come questi modelli presentino delle forze che invece sono superiori alla media, specialmente sui membri di chiusura e per la 898.

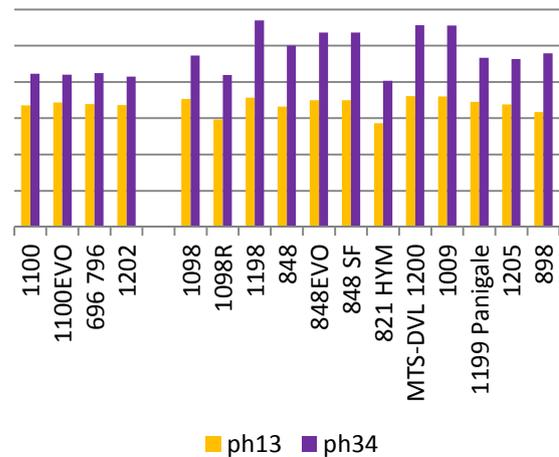
Ciò si spiega ricordando che negli ultimi modelli di desmo Ducati la ricerca di prestazioni sempre più elevate ha portato alla fabbricazione di camme in cui sono presenti tratti con raggio di curva negativo, che come visto in precedenza portano ad accelerazioni, positive e negative, più spinte. In questo caso la ricerca di accelerazioni più spinte ha un effetto positivo su di un parametro legato alla resistenza meccanica dei membri. Infatti le pressioni di contatto Hertziane massime sono generalmente in concomitanza con le forze massime, e dunque con le accelerazioni massime. L'aumento di queste ultime porta il bilanciamento attivo in quel momento ad assumere raggi di curvatura sempre più elevati, fino a giungere a valori negativi. In questo modo aumenta anche il diametro equivalente tra i membri a contatto, portando ad una riduzione delle pressioni Hertziane.

★ Pressioni sui bilancieri

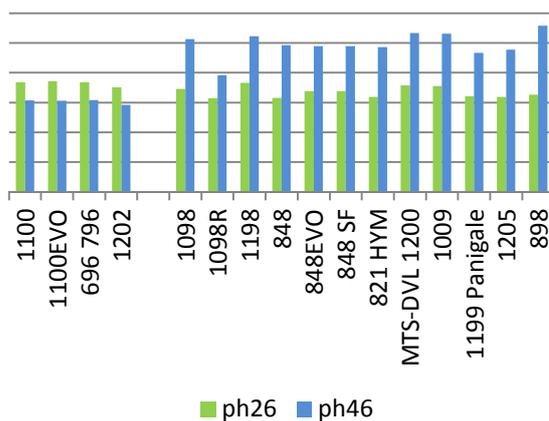
**P. bilanciere di apertura (aspirazione)**



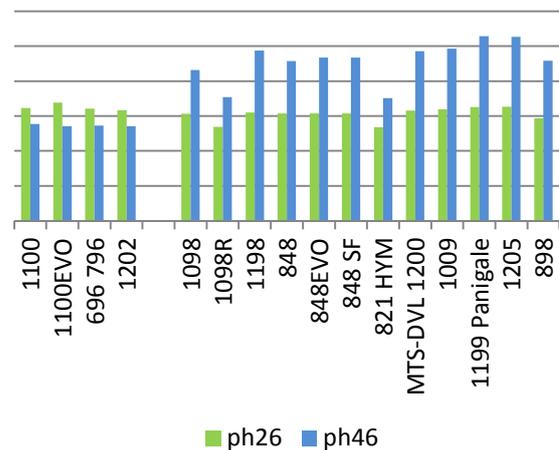
**P. bilanciere di apertura (scarico)**



**P. bilanciere di chiusura (aspirazione)**



**P. bilanciere di chiusura (scarico)**



Confrontando le pressioni agenti sui bilancieri, una agente nel contatto con la camma e l'altra in quello con i registri, si riconosce come le pressioni maggiori abbiano luogo generalmente tra il bilanciere e il registro valvola, con una notevole differenza rispetto a quelle agenti tra camma e bilanciere.

Anche in questo caso il rapporto tra quelle relative il meccanismo di apertura e quelle di chiusura è opposto a quello presente tra le forze, e la motivazione è data sempre dall'andamento del diametro equivalente. Rappresentando anch'esso in grafico, si nota come i diametri equivalenti maggiori siano quelli tra camma e bilanciere, pari anche a tre volte quelli tra bilanciere e registri valvola. Questa grande differenza tra i diametri equivalenti supera quella tra le forze, invertendo la tendenza nel passaggio alle pressioni Hertziane. A conferma di ciò, è opportuno osservare i membri del bilanciere di chiusura per le geometrie a 2V. Essi hanno diametri equivalenti massimi confrontabili tra di loro, questo si rispecchia nelle pressioni che tornano a ricalcare il rapporto relativo tra le forze.

Appare evidente dunque sulle pressioni Hertziane oltre alle forze scambiate tra i membri agisce una potente leva che è il diametro equivalente. Esso è più critico nel contatto tra bilanciere e registro che non in quello tra camma e bilanciere.

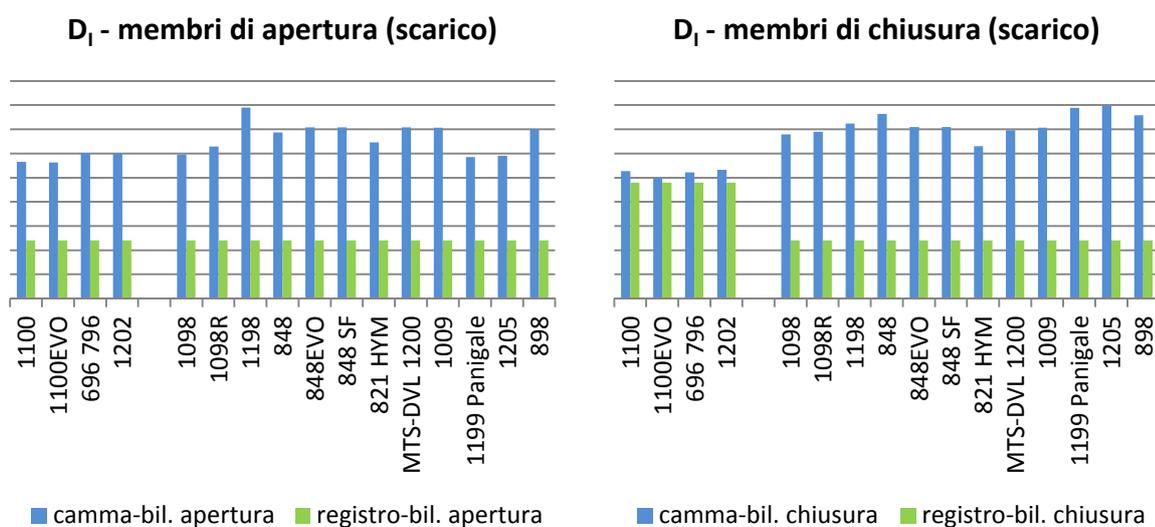
Mentre quest'ultimo ha un andamento variabile e dipende sia dal raggio di curvatura del pattino bilanciere che da quello del profilo camma, il diametro equivalente tra registro valvola e pattino bilanciere è uguale al diametro di curvatura del pattino, poiché il registro è piatto.

Pertanto le pressioni di contatto massime sono influenzate in maniera diretta da un parametro geometrico del bilanciere, il suo raggio di curvatura a contatto con i registri,  $r_c$ .

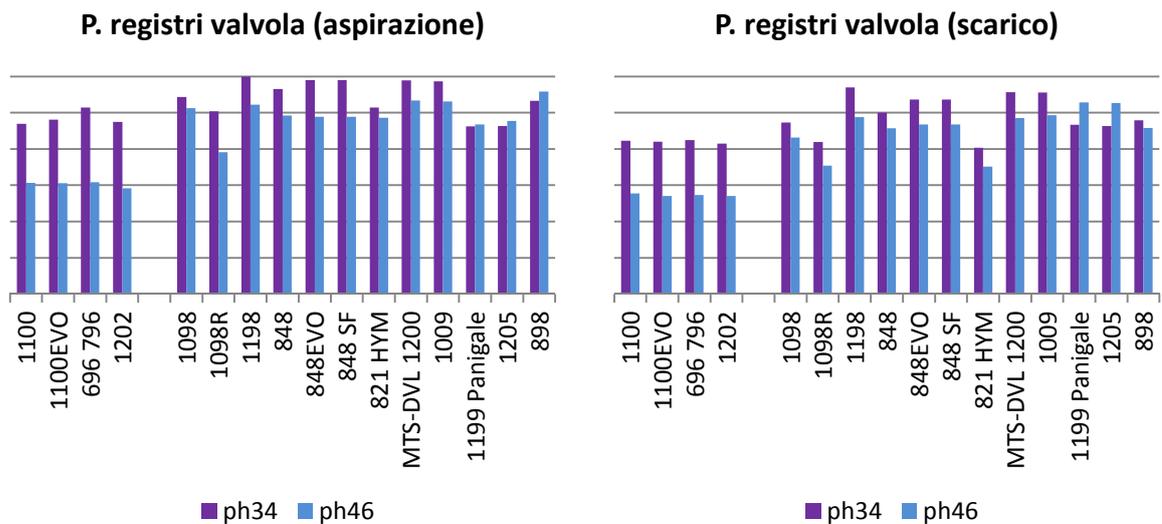
Questo parametro è rimasto immutato nelle distribuzioni prese in esame, ed una sua modifica avrebbe effetti diretti sulle pressioni Hertziane massime, riducendo la loro intensità qualora venisse aumentato.

Naturalmente in caso di modifica di  $r_c$  occorrerebbe rivedere anche le interazioni nel moto tra i diversi membri, ad esempio l'arrivo del bilanciere di chiusura ad una distanza minima dalla guida valvola in condizioni di alzata massima. Niente però vieta, in fase di progettazione di una nuova geometria, di prendere in considerazione la modifica di tale parametro.

Di seguito la rappresentazione dei diametri equivalenti massimi, solamente per lo scarico:



★ Pressioni sui registri



Analizzando le pressioni di contatto sui registri, si nota come i 2V abbiano pressioni molto diverse tra i membri di apertura e quelli di chiusura, dovute ad un raddoppio del diametro equivalente nel passaggio tra l'una e l'altra.

Generalmente seguono i rapporti presenti tra le forze, in maniera meno evidente perché proporzionali alla radice quadrata delle stesse. Sempre in analogia con le forze si può riconoscere come gli ultimi modelli presentino pressioni di contatto più bilanciate tra apertura e chiusura rispetto a quelli precedenti. Seppure in maniera inferiore anche nelle pressioni Hertziane è evidente l'effetto del titanio, nella 1098R e nella 1199Panigale (solo all'aspirazione). Nei 4V non è presente l'influsso del diametro equivalente, perché questo è costante tra tutti i modelli presi in esame. Nel caso dello scarico di 1199 Panigale e 1205 la tendenza è invertita, come lo è sull'aspirazione dell'898

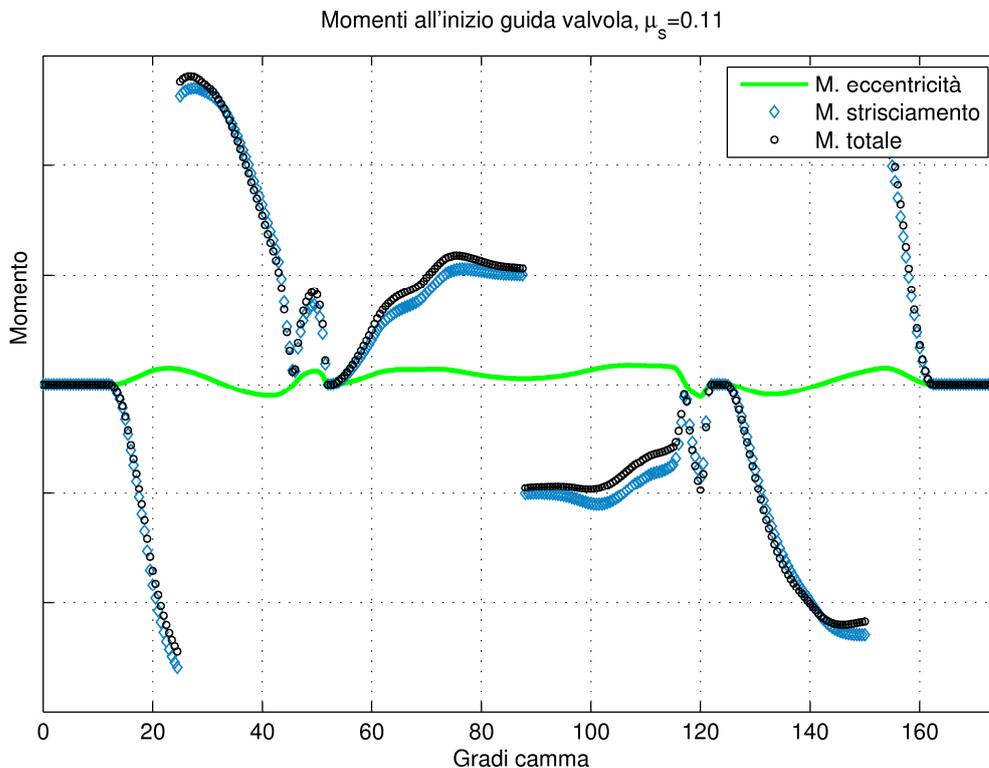
## Momento sullo stelo valvola

Anche il momento sullo stelo valvola, calcolato ad inizio guida, è un parametro di interesse perché esprime la sollecitazione agente sulla valvola stessa. In passato per causa sua si giunse anche alla rottura delle guide valvola nel tratto in cui sporgono all'interno dei condotti e non sono più incastrate nella testata. Questo momento è generato sostanzialmente da due componenti distinte. La prima è l'eccentricità presente nel contatto tra bilanciere e registri, che fa da braccio per la forza necessaria a movimentare la valvola, parallela all'asse della stessa, generando così una coppia. La seconda componente del momento sullo stelo valvola è generata dalla forza di attrito presente tra bilanciere e registri, perpendicolare all'asse valvola. Il braccio è dato dalla distanza tra la superficie del registro a contatto con il bilanciere e l'inizio della guida valvola. Il verso della forza di attrito, e quindi della sua coppia, è dato dal segno della velocità relativa tra bilanciere e registro: a seconda della geometria è possibile che essa si sommi o si sottragga al primo contributo, in maniera non identica per tutti i meccanismi.

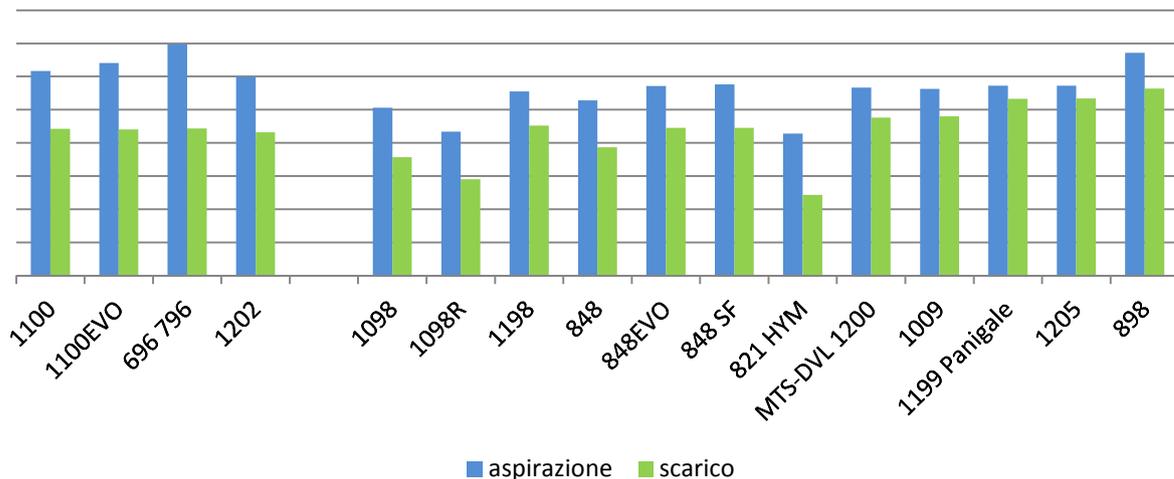
Si può quindi parlare di una componente "di eccentricità" del momento sullo stelo valvola e una componente "di attrito" o "di strisciamento".

Nel grafico sottostante è riportato l'andamento del momento sullo stelo valvola, calcolato all'inizio della guida. Oltre a quello totale sono rappresentati anche i due contributi di eccentricità e di strisciamento. La brusca inversione di segno di quest'ultimo è dovuta al cambio di segno della velocità relativa tra i bilanciere e registro, portando ad un'inversione del verso della forza di attrito.

Come si può facilmente notare la componente predominante è quella data dallo strisciamento, che ha un braccio molto maggiore dell'eccentricità.



Sono presentati di seguito i valori massimi del momento totale agente sullo stelo valvola:



Da un'analisi di insieme per le distribuzioni di aspirazione si riconosce come, a parte i momenti della 898, i momenti presenti sulle geometrie 2V siano leggermente maggiori rispetto quelli presenti sui 4V nonostante le forze maggiori siano scambiate su questi ultimi. Si riconosce qui il contributo dell'eccentricità, che come visto in precedenza è molto maggiore per i meccanismi a 2V.

Analizzando i quattro valvole, ci si accorge come il momento sullo stelo valvola sia stato mantenuto costante, a parte alcune eccezioni. Come visto in precedenza la 1098R presenta forze inferiori alla media grazie all'utilizzo di valvole in titanio, e quindi momenti minori; altrettanto si ha per l'821HYM che presenta forze minori sia per la valvola più piccola data dalla cilindrata inferiore, sia per le accelerazioni meno spinte con cui è stata progettata. Questo ha permesso di contenere notevolmente il momento sullo stelo valvola.

Anche la 1098 presenta un momento leggermente inferiore, mentre l'898 presenta i valori più elevati tra i 4V, dovuti sia a forze che ad eccentricità leggermente maggiori rispetto i modelli precedenti. Essendo questi i modelli più "anziano" e più recente tra quelli analizzati si può riconoscere come nel tempo ci sia stato un effettivo aumento del momento sullo stelo valvola, nonostante questo abbia raggiunto ben presto valori vicini ai limiti strutturali dei membri del cinematismo.

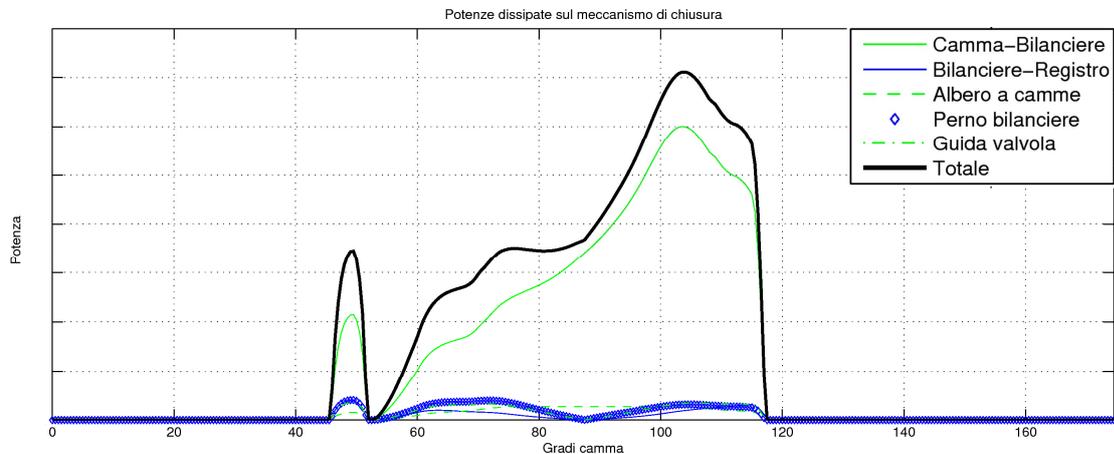
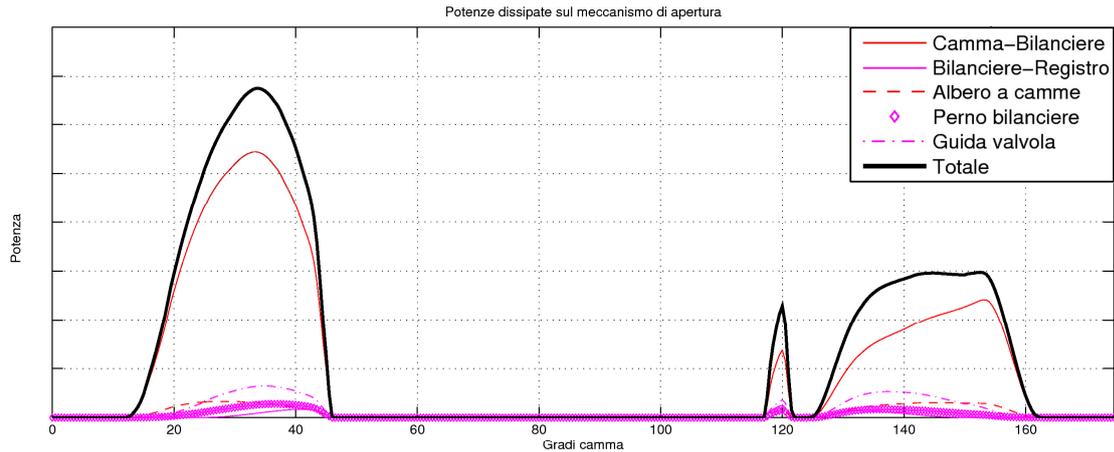
Allo scarico i valori sono inferiori rispetto ai corrispettivi presenti in aspirazione, a causa del maggiore stress termico a cui è sottoposto che riduce i limiti imposti dalla resistenza al cedimento meccanico dei membri. Restringendo l'analisi ai modelli superbike, ed escludendo i modelli a sé come la 1098R, nello scarico è possibile riconoscere in maniera chiara andamenti comuni ai modelli progettati in uno stesso periodo e che si possono pensare come concettualmente simili:

- 1098 e 848;
- 1198, 848EVO, 848SF;
- 1199 Panigale, 1205.

Dove tra una famiglia e l'altra le maggiori azioni richieste ai membri per la movimentazione della valvola secondo leggi più spinte ha costretto ad accettare momenti via via maggiori sullo stelo valvola, seppur con un incremento contenuto.

## Potenze dissipate

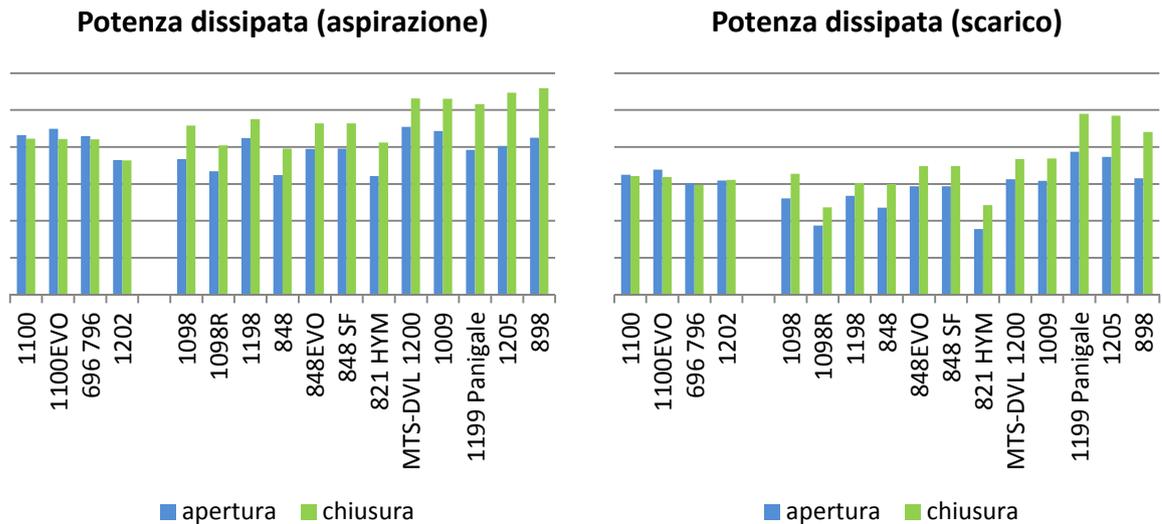
L'analisi della potenza dissipata dal meccanismo di distribuzione è un parametro utilizzato dai progettisti in fase di realizzazione di una distribuzione quando occorre scegliere tra diverse soluzioni disponibili. Infatti non è sufficiente realizzare meccanismi più spinti cinematicamente o con migliori prestazioni fluidodinamiche per aumentare la potenza che il motore è in grado di fornire. Occorre infatti tenere in considerazione la potenza dissipata negli attriti interni al cinematismo stesso, che aumentano in presenza di leggi più spinte, per non vanificare un eventuale aumento di potenza ottenuto.



In figura è riportato, a scopo informativo, l'andamento delle potenze dissipate nelle due anime del cinematismo, apertura e chiusura, suddiviso nelle sue singole componenti.

La componente maggioritaria nella formazione della potenza dissipata è sicuramente quella dovuta all'attrito tra camma e bilanciere. Oltre a presentare forze alte, essa è gravata anche da un'alta velocità nel moto di strisciamento tra i due corpi.

Sono confrontate ora le potenze medie dissipate dal cinematismo in un ciclo.



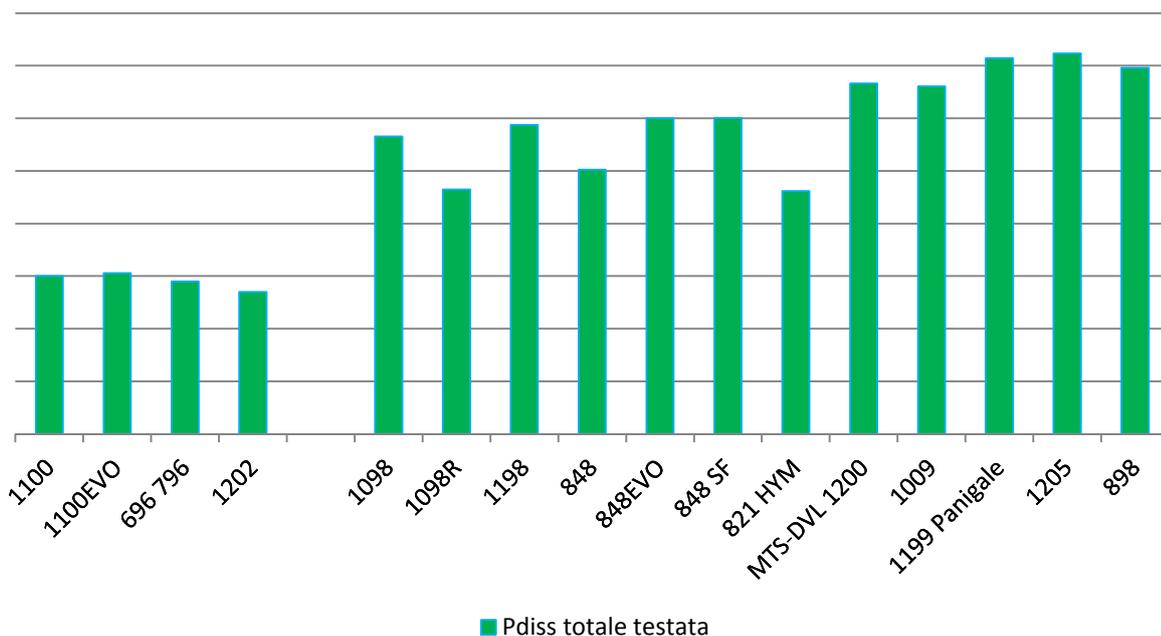
Confrontando tra di loro le distribuzioni di aspirazione si può osservare come sia presente un comportamento molto diverso tra due e quattro valvole. I primi non presentano grandi differenze tra i membri di apertura e di chiusura, che dissipano approssimativamente la stessa potenza. Nei secondi invece i membri di chiusura presentano una dissipazione di potenza per attrito superiore del 20% a quelli di apertura, nonostante presentino generalmente delle forze inferiori agenti su di essi.

Questa caratteristica è riconducibile alle differenze tra le velocità relative presenti tra camme e bilancieri, che presentano lo stesso andamento visto ora nelle potenze dissipate: valori molto simili tra i membri positivi e quelli negativi per i due valvole, e una predominanza da parte dei membri di chiusura nei quattro valvole.

Allo scarico sono valide le stesse considerazioni fatte per l'aspirazione. Come già visto per altri parametri legati alle forze i valori sono inferiori rispetto all'aspirazione, poiché a causa dei limiti di resistenza più ridotti a causa delle alte temperature di esercizio i meccanismi sono leggermente più piccoli e meno spinti, presentando quindi sia minori velocità di strisciamento sia forze scambiate minori, che si traducono in una riduzione della potenza dissipata.

Note le potenze dissipate sia in aspirazione che in scarico, è possibile calcolare la potenza dissipata dall'intera testata, tenendo conto del numero di valvole presenti (2 o 4) tra aspirazione e scarico.

## Potenza dissipata (totale testata)



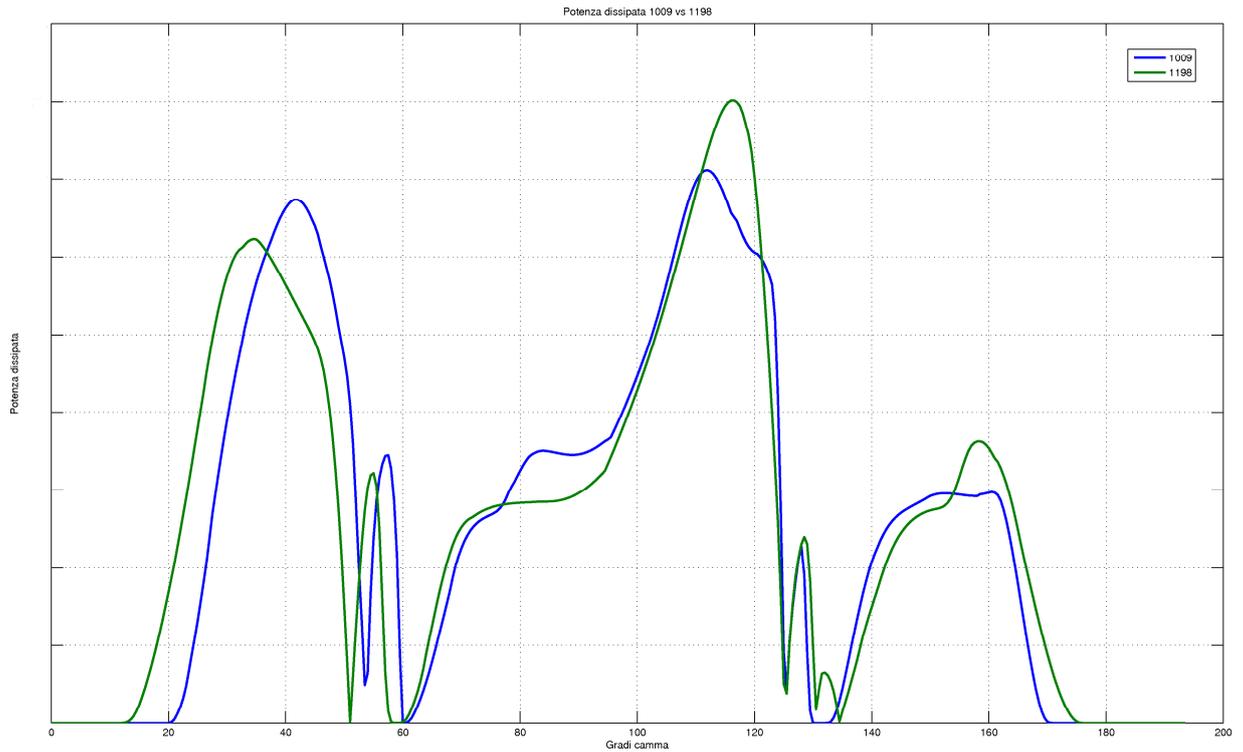
A causa del numero dimezzato di componenti, i due valvole sono caratterizzati da potenze dissipate proporzionalmente inferiori. Nonostante i valori siano molto simili tra di loro, è possibile riconoscere una leggera diminuzione delle dissipazioni nei modelli più recenti.

Prendendo in esame invece i meccanismi a quattro valvole, si possono notare andamenti simili a quelli visti in precedenza per gli altri parametri.

1098R e 821HYM presentano ancora valori più contenuti rispetto agli altri meccanismi, dovuti alle azioni minori agenti al loro interno. In particolare la 1098R mostra i benefici evidenti delle valvole in titanio, che hanno permesso di ridurre la potenza dissipata del 18% nei confronti del modello precedente, la 1098, nonostante l'aumento prestazionale di alzata (+19% sempre rispetto alla 1098) e di accelerazione media.

Escluse queste particolarità si può ricostruire l'andamento temporale, in cui la ricerca di prestazioni sempre più spinte ha portato ad ammettere potenze dissipate sempre maggiori. In particolare la 1199 Panigale e la 1205 presentano i valori massimi di potenze dissipate, dovute alle maggiori velocità relative tra i membri necessarie alla realizzazione di moti valvola sempre più spinti.

È curioso notare come i modelli MTS-DVL 1200 e 1009 presentino potenze dissipate maggiori rispetto alla 1198, con cui condividono la geometria della testata. A prima vista quest'andamento sembra in controtendenza rispetto a quanto visto finora: la 1198 ha forze massime sui membri maggiori e anche velocità di strisciamento maggiori, specialmente in aspirazione. Per capire la motivazione di questo paradosso apparente occorre confrontare l'andamento puntuale delle due potenze dissipate.



Il grafico della 1198 presenta i picchi di massimo superiore agli altri due meccanismi, a parte il primo picco del meccanismo di apertura.

Gli altri due meccanismi presentano invece una distribuzione più uniforme della potenza dissipata nei vari istanti dell'alzata valvola. In questo modo la somma di tanti piccoli contributi riesce a vincere quello dato dai valori massimi, portando ad una maggiore dissipazione di potenza.



## *Conclusioni*

---

Con il tempo si è resa necessaria una ristrutturazione e una sistemazione delle conoscenze legate alla cinematica della distribuzione desmodromica Ducati, conoscenze certamente già note ma che magari erano frammentate in più lavori precedenti. Con questo lavoro si è cercato di riorganizzarle e consolidarle per poi estenderle.

In particolare è stata rivista la sintesi cinematica per le diverse geometrie utilizzate nei motori a due e quattro valvole, che permette di definire il profilo delle camme e il moto di ciascun membro del meccanismo, nota una legge d'alzata desiderata da imporre alla valvola.

Sono state anche analizzate le relazioni che esprimono le massime accelerazioni imponibili alla valvola in base ai limiti cinematici del sistema, per poter realizzare le camme senza incorrere in effetti di sottotaglio.

È stata poi definita per la prima volta in maniera rigorosa l'analisi cineto-statica del meccanismo, che permette di risalire alle azioni scambiate tra i membri nel loro moto partendo dalla conoscenza dello stesso. Grazie ad esse è possibile poi ricavare tutta una serie di altre grandezze di interesse progettuale, come le pressioni di contatto e la potenza dissipata dal meccanismo durante il suo moto.

Dopo aver approfondito queste conoscenze teoriche, esse sono state implementate all'interno di DesmoLab, applicativo in ambiente Matlab dedicato alla risoluzione cinematica della distribuzione desmodromica. Ad esso sono state aggiunte diverse funzioni relative al confronto di diverse leggi di moto della valvola tra di loro ed è stata implementata l'analisi cineto-statica, prima completamente assente.

Inoltre è stato reso possibile il salvataggio su file dei nuovi dati calcolati, per permetterne una rappresentazione più comoda e un utilizzo esterno all'ambiente Matlab.

DesmoLab era già presente e validato prima di questo lavoro di tesi, si è comunque approfittato dell'occasione per effettuare piccoli miglioramenti che nell'uso quotidiano erano emersi dalle richieste dei progettisti.

Grazie agli strumenti così messi a punto è stato possibile confrontare tra di loro alcuni degli ultimi modelli di distribuzione desmodromica Ducati realizzati negli ultimi anni, per poterne fare un'analisi a posteriori e d'insieme. Sono state scelte sia distribuzioni che sono equipaggiate da modelli di grande cilindrata che di media, dallo spirito più agonistico o dalla caratterizzazione più turistica.

Questi modelli sono stati confrontati tra di loro sulla base di parametri significativi ottenuti dall'andamento delle diverse grandezze che sono state ricavate dalla sintesi cinematica e dall'analisi cineto-statica sopra descritte.

Grazie all'analisi comparata tra i diversi modelli, è stato possibile riconoscere l'evoluzione temporale di alcuni parametri. In particolare si è notato come la ricerca di prestazioni sempre maggiori abbia portato alla realizzazione di meccanismi dalle accelerazioni sempre più spinte che hanno portato il cinematismo stesso sempre più vicino ai suoi limiti strutturali. Da questo punto di vista si è notato come l'introduzione di valvole realizzate in titanio abbia portato indubbi benefici, andando a diminuire notevolmente gli sforzi agenti sui membri e permettendo la ricerca di prestazioni sempre più spinte.

Sono state anche evidenziate le strategie utilizzate per ottimizzare il recupero dei giochi durante il moto del meccanismo, in maniera tale da minimizzare gli urti che ne derivano mediante l'utilizzo nella legge di alzata dei "blocchetti".

Sempre attraverso la comparazione è stato possibile mettere in luce i risultati ottenuti dalle strategie di riduzione della potenza richiesta per la movimentazione del meccanismo, grazie ad una progettazione più attenta del diagramma delle accelerazioni; è stato così notato come queste strategie si siano rivelate efficaci.

L'analisi cineto-statica ha permesso inoltre di risalire ai contributi maggiori che concorrono alla dissipazione di potenza nel moto del meccanismo. È emerso come sia presente una componente fortemente preponderante, quella relativa allo strisciamento tra camma e bilanciere.

L'analisi rigorosa degli sforzi agenti sullo stelo della valvola ha permesso poi di riconoscere le diverse componenti dello stesso e di presentare una proposta di ottimizzazione basata su uno studio più attento della geometria del cinematismo.

Infine, un altro contributo messo in luce è stato quello dell'influenza della geometria dei membri sulle pressioni che si esercitano a contatto tra di essi. In particolare si è notato come la presenza di raggi di curvatura negativi sulle camme vada a vantaggio sia delle prestazioni cinematiche che delle pressioni Hertziane.

Queste analisi e considerazioni sono ora a disposizione dell'azienda e dei progettisti, dalle quali essi possono attingere in occasione di future evoluzioni della famosa distribuzione desmodromica Ducati, mentre gli strumenti realizzati restano utili per le future fasi di progettazione.

## *Bibliografia*

---

- [1] A. Carlini - tesi di laurea - "Analisi e progettazione cinematica e dinamica della distribuzione desmodromica Ducati" - 1999
- [2] A. Carlini - tesi di dottorato - "Studio di una distribuzione desmodromica: progettazione cinematica, simulazione elastodinamica e verifica sperimentale" - 2003
- [3] E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti - "Meccanica applicata alle macchine", vol I, Pàtron Editore, Bologna 2009
- [4] E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti - "Meccanica applicata alle macchine", vol II, Pàtron Editore, Bologna 2009
- [5] G. Niemann, H. Winter, B-R Hohn - "Manuale degli organi delle macchine", Tecniche nuove
- [6] G. Bocchi - "Motori a quattro tempi", Hoepli editore

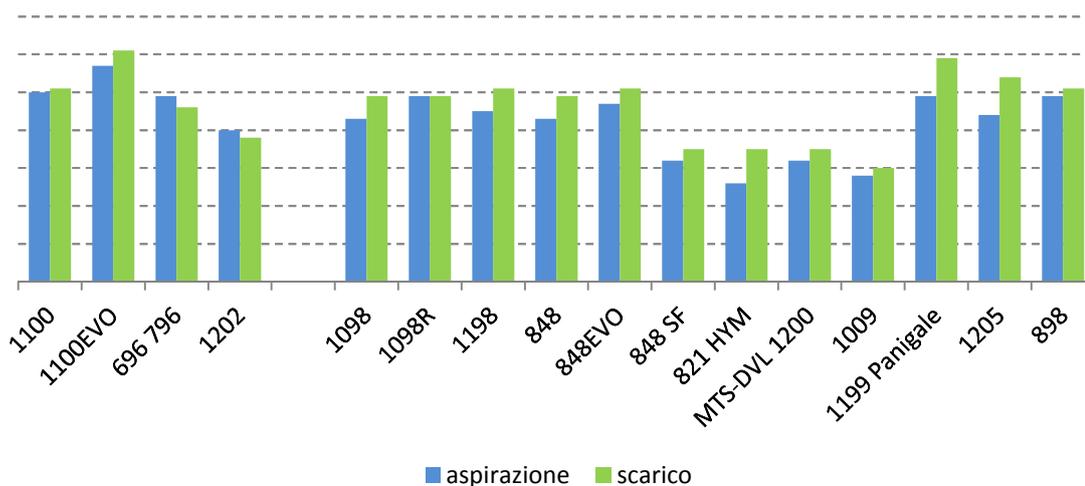


## Appendice

Per completezza, in quest'appendice sono presentati le tabelle che non sono state riportate nei capitoli dedicati al confronto dei diversi modelli, per non appesantire troppo l'esposizione.

### Ampiezza

Si definisce "ampiezza" la distanza tra i due punti della legge di moto con alzata pari ad 1mm, espressa in gradi camma.

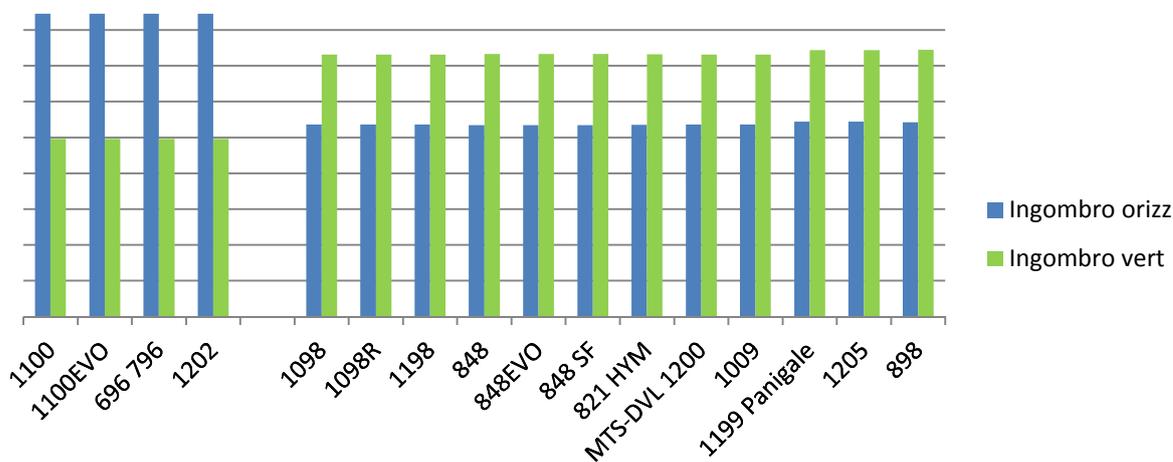


### Ingombro

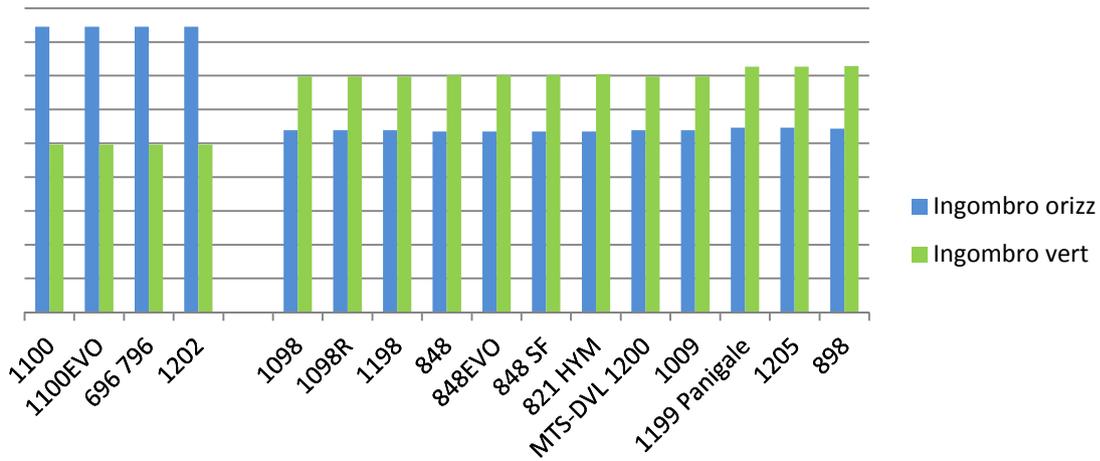
Il parametro di ingombro esprime lo spazio occupato dal solo cinematismo, senza includere la valvola. Per "ingombro orizzontale" si intende quello diretto come l'asse y del sistema di riferimento presentato nel capitolo 2, mentre l' "ingombro verticale" è quello lungo l'asse x dello stesso sistema di riferimento.

La scala tre i primi due grafici è la stessa.

#### Ingombro - aspirazione

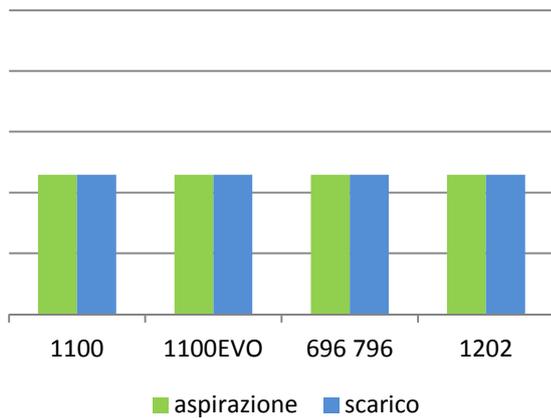


### Ingombro - scarico

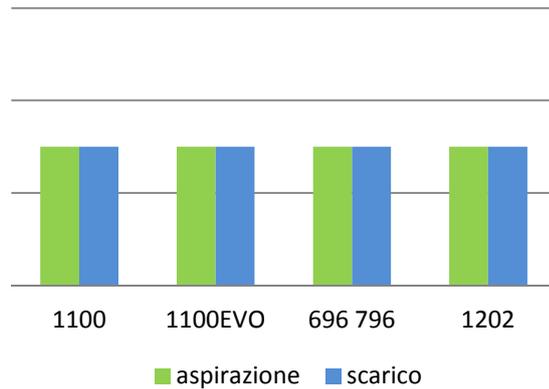


I seguenti grafici invece non sono in scala tra loro, e l'origine dell'asse delle ordinate non è posto a 0 per poter meglio apprezzare le differenze tra i diversi modelli.

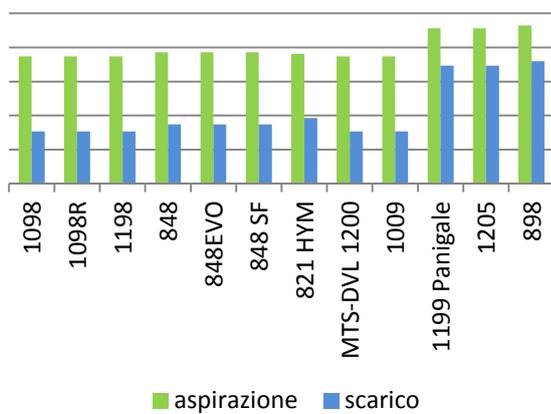
### Ingombro verticale 2V



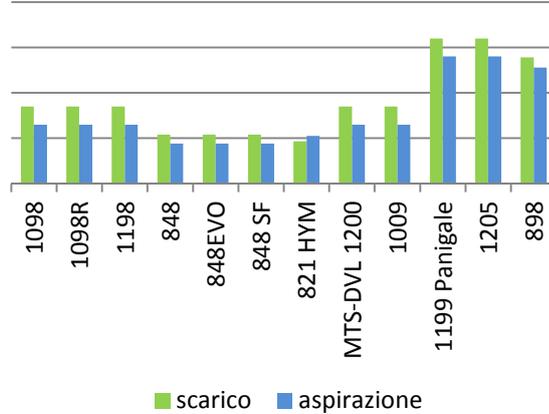
### Ingombro orizzontale 2V



### Ingombro verticale 4V



### Ingombro orizzontale 4V



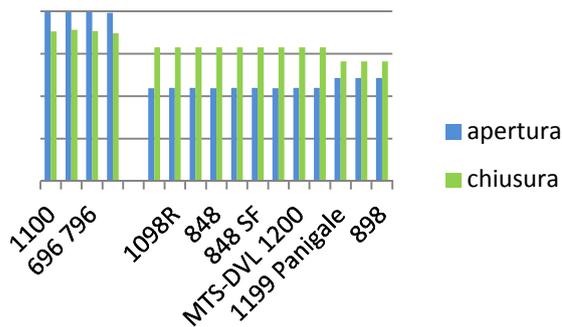
## Bracci delle forze

Quelli di seguito rappresentati sono i valori massimi dei bracci delle forze scambiate tra camma e bilanciere, rispettivamente rispetto al centro di rotazione del bilanciere e a quello della camma.

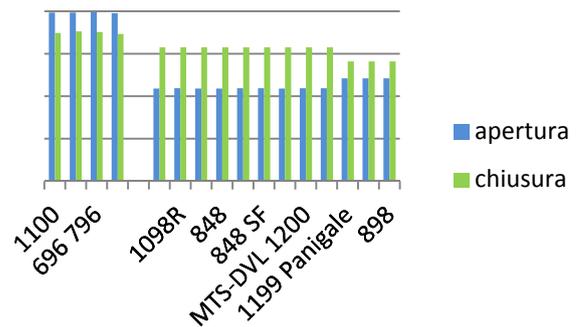
Il braccio della forza scambiata tra valvola e bilanciere rispetto il centro di rotazione del bilanciere non è rappresentato perché è complementare all'eccentricità.

I grafici hanno la stessa scala relativa.

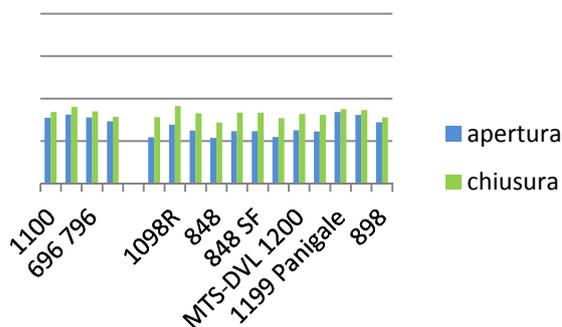
**bracci F sul bilanciere (aspirazione)**



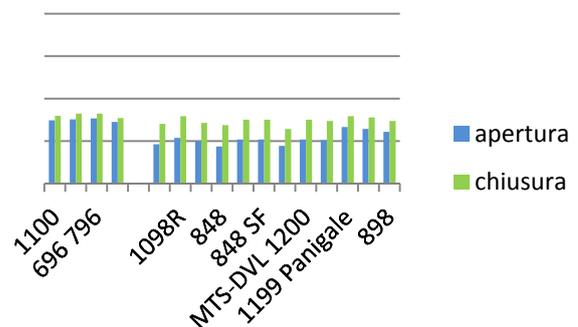
**braccio F sul bilanciere (scarico)**



**bracci F sulle camme (aspirazione)**



**bracci F sulle camme (scarico)**



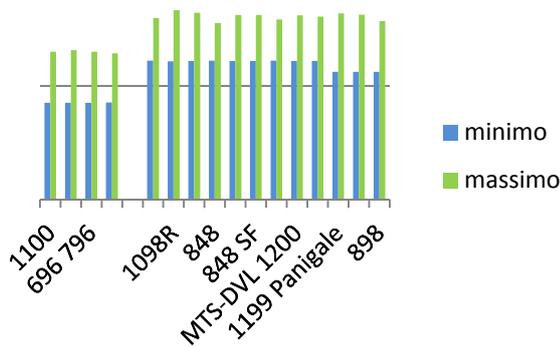
## Rapporto di leva bilanciere

Il rapporto di leva è definito come:

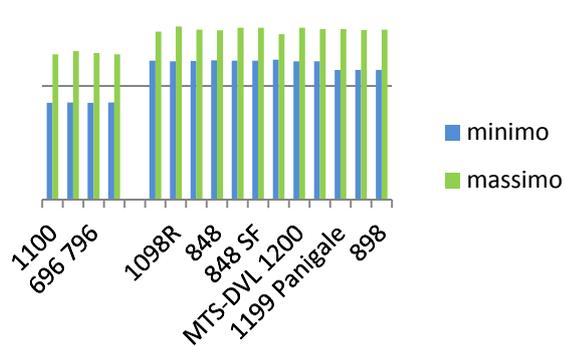
$$r_{leva} = \frac{bra_r}{bra_b} = \frac{braccio\ F\ valvola}{braccio\ F\ camma}$$

La scala tra i diversi grafici è la stessa, e la riga mezzana è in corrispondenza di un rapporto di leva unitario.

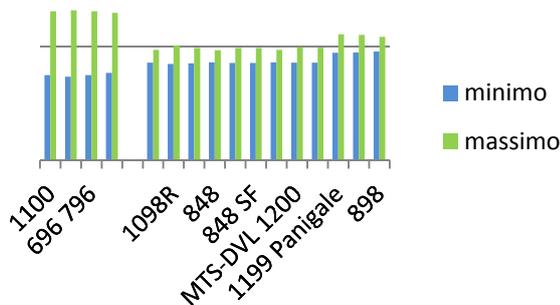
**rapp di leva bilanciare di apertura  
(aspirazione)**



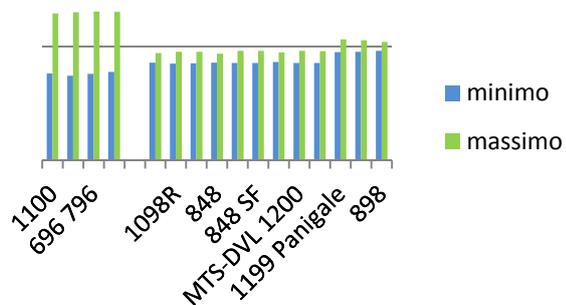
**rapp di leva bilanciare di apertura  
(scarico)**



**rapp di leva bilanciare di chiusura  
(aspirazione)**



**rapp di leva bilanciare di chiusura  
(scarico)**

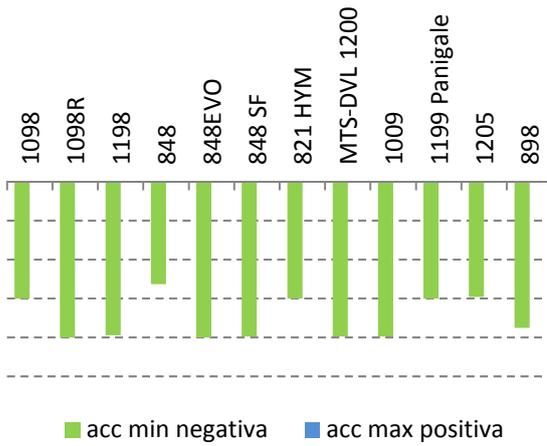


## Accelerazione blocchetti

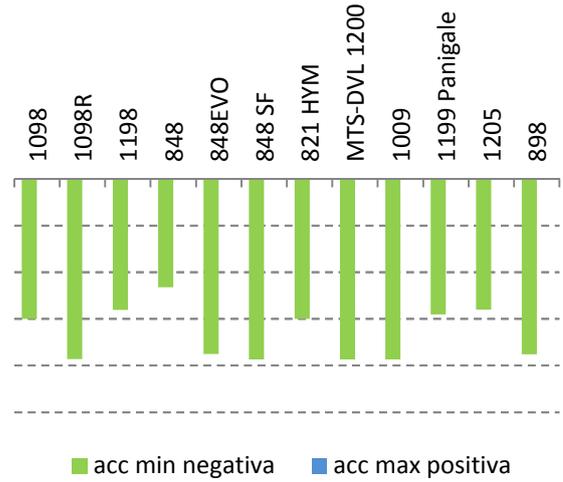
Tra i parametri che concorrono alla definizione di un blocchetto c'è la sua altezza, cioè la somma dei moduli dei valori massimi e minimi delle accelerazioni positiva e negativa interne al blocchetto. Nel caso il blocchetto non sia a farfalla, la sua altezza è definita solamente dal valore del picco di accelerazione al suo interno.

Sono presentati di seguito i grafici con i valori delle accelerazioni massime (o minime) all'interno dei blocchetti dei meccanismi presi in esame:

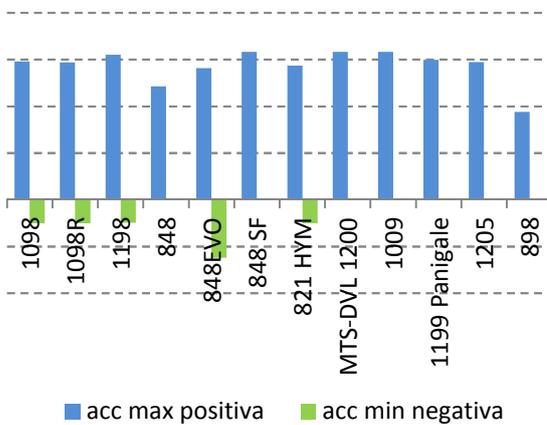
**acc blocchetto in salita - aspirazione**



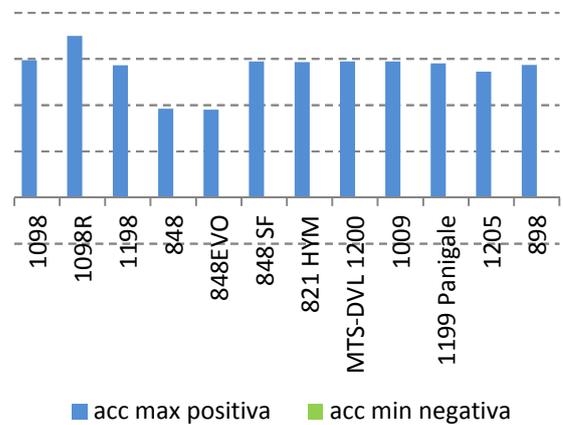
**acc blocchetto in salita - scarico**



**acc blocchetto in discesa - asp**

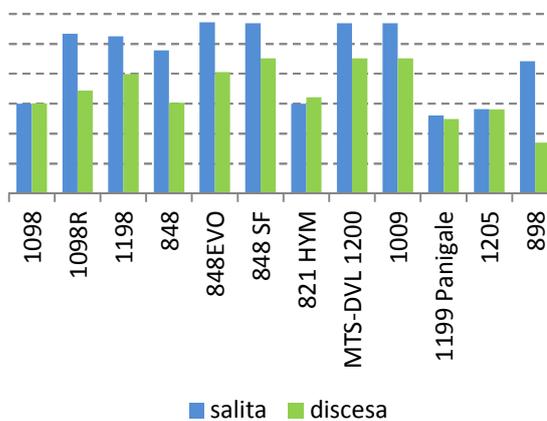


**acc blocchetto in discesa - scarico**

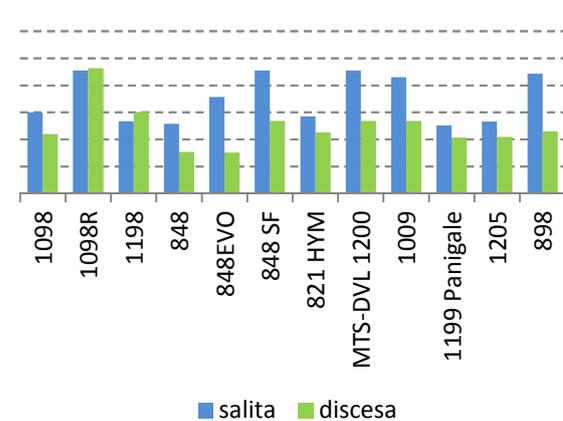


Viene invece definito il "coefficiente di forma" come il rapporto tra l'altezza del blocchetto e l'ampiezza dello stesso. È un parametro interessante per vedere se un blocchetto è stretto ed alto, oppure se più basso e più alto.

**coefficiente di forma - aspirazione**

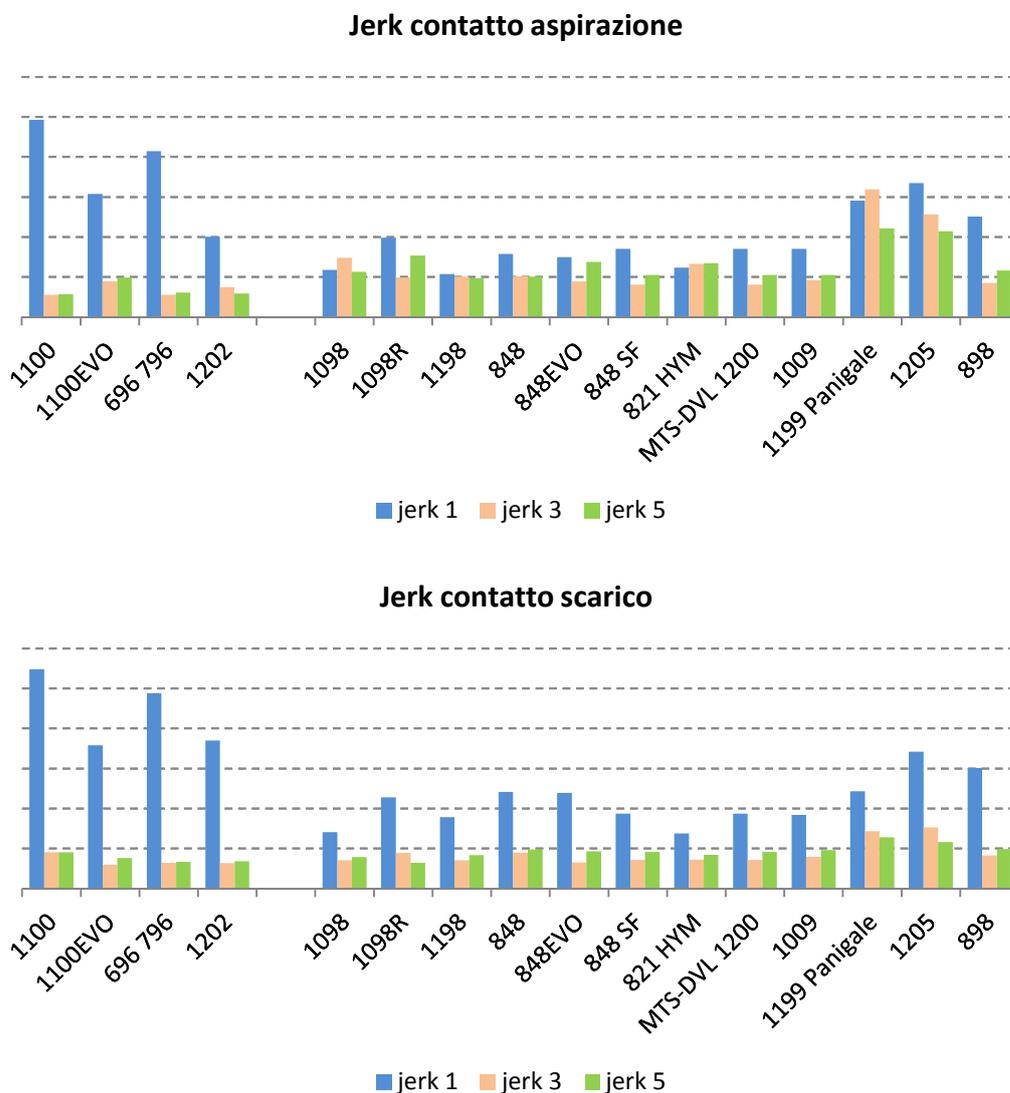


**coefficiente di forma - scarico**



## Uno sguardo d'insieme sul Jerk

Per uno sguardo d'insieme sul Jerk, confrontiamo i tre jerk relativi alle prese di contatto, J1, J3 e J5



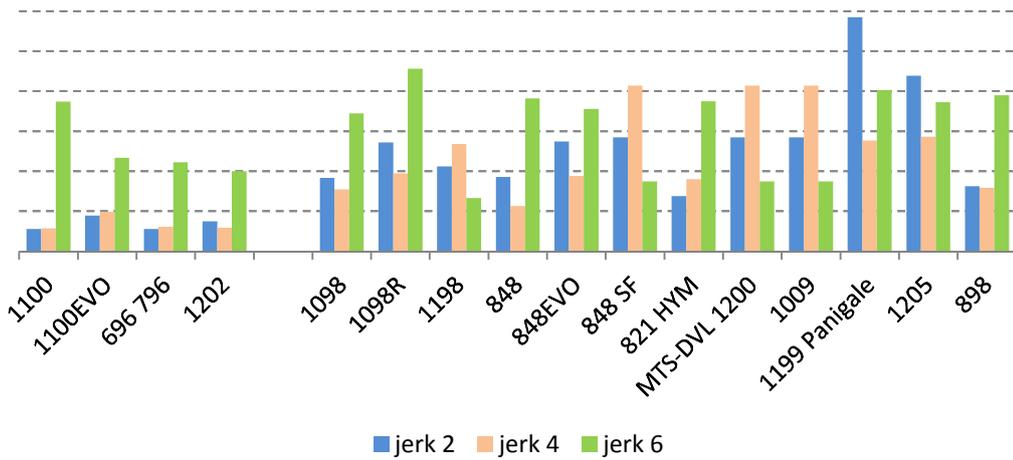
Dal confronto si può osservare come siano molto differenti tra 2 e 4V, specialmente in aspirazione. I 2V presentano dei Jerk molto spinti alle estremità della legge d'alzata, J1 e J6, mentre all'interno il passaggio tra accelerazioni positive e negative è più dolce.

Nei 4V si può osservare una tendenza all'aumento del jerk negli ultimi modelli, anche se non bisogna dimenticare che alcuni tra i modelli presentano la valvola in titanio, che con la sua massa inferiore riduce le forze e gli urti derivanti da leggi più spinte.

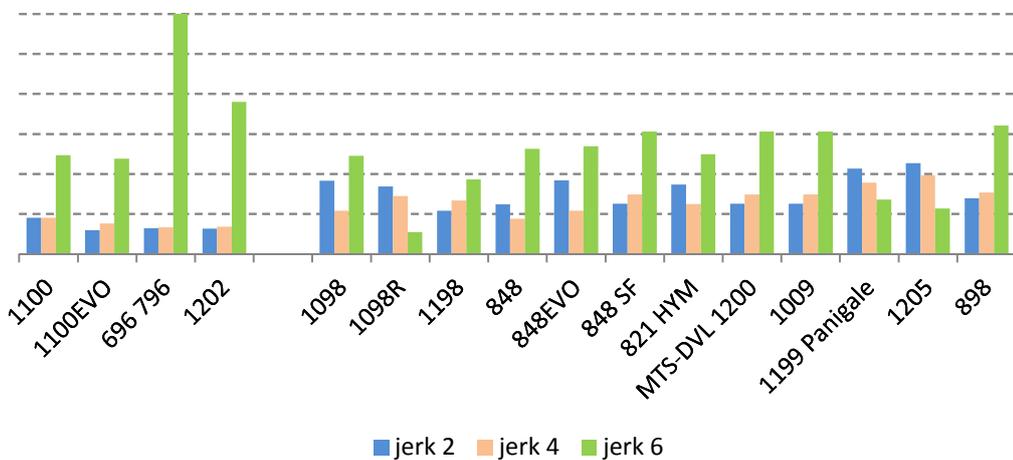
È da notare come allo scarico i picchi di J1 siano maggiori rispetto all'aspirazione.

Presentiamo ora il confronto tra i jerk relativi al distacco tra i membri, J2, J4, J6:

### Jerk distacco aspirazione



### Jerk distacco scarico



Si nota immediatamente come, in media, nei 4V i valori di jerk siano superiori a quelli relativi alle prese di contatto. Ovviamente al distacco un jerk elevato è meno critico, perché al massimo può risultare, ad un'analisi dinamica, in tanti piccoli voli della valvola dati da un rapido calo della forza che prima la spingeva, mentre i jerk relativi ai contatti sono più critici perché proporzionali all'impulso scambiato tra i membri



## *Ringraziamenti*

---

Arrivati ad un traguardo importante, è bello vedere come nel cammino non si è stati soli, ed è altrettanto giusto saper ringraziare chi ne ha condiviso un tratto, non importa quanto lungo.

Per primi vorrei ringraziare i miei genitori, per la pazienza portata in questi anni, per aver dimostrato in tanti modi l'affetto che nutrono per me. Insieme a loro il pensiero va a mio fratello e mia sorella: anche se da tempo hanno messo su la loro famiglia ho sempre sentito come mi siano stati vicini, insieme a Simona e Mirco. Non credo che leggeranno mai queste righe ma non posso dimenticare i miei nipoti, che con la loro innocenza hanno rallegrato tante giornate del loro zio: Matteo, Ilaria, Giada, Lorenzo.

C'è un'altra persona che sa rallegrare le mie giornate con il suo sorriso, e mi è stata accanto nei momenti belli e in quelli cupi. È Manuela, per cui un semplice "grazie" sembra non bastare mai. Dovrò trovare di meglio!

Nella famiglia ci sono altre persone che mi hanno accompagnato e che meritano un grande grazie: Carlo, Valerio, Roberta, Loredana, Elisabetta, Cacio. È bello avervi "tra i parenti".

Ringrazio Seba, il mio grande Amico, con cui ho condiviso sciocchezze, dolori, gioie... l'ho conosciuto che questo percorso cominciava, e sono davvero contento per questi anni passati insieme, con la speranza che il futuro ci riservi ancora un po' di avventure!

Grazie Stefano e grazie Matteo, la nostra amicizia risale a tanti, tanti anni fa, tante cose sono cambiate, ma è sempre bello trovarci. Grazie Matteo per tutta la nostra adolescenza vissuta assieme coi nostri giri in motore, grazie Stefano per gli anni in cui abbiam suonato in coppia: per sgangherati che fossimo, per me sono un tesoro prezioso.

Grazie "The Things", Gloria, Gianni, Fabri, per la vostra amicizia... quanto mi manca cantare con voi!

Grazie a Loris e Lorenzo. Anche se siete arrivati nel gruppo un po' dopo, la nostra amicizia è cresciuta diventando profonda. Un ringraziamento a tutto S. Angelo per le risate, le spensieratezze, le feste: Milena, Laura, Stino, Federica, Andrea, Ema, Arianna, Ilaria, Ilaria, Sara, Jeanne Pierre, Giulia, Giulia, Giulia, Davide, Fakky, Fabiola, Arianna, Michelone, Christian, Manuel, Massa, Menghi...

Un grande grazie va ai miei fratelli di fede del "Ristorante Cucinotto" a Longiano... le esperienze fatte assieme sono tra le più profonde che abbia mai vissuto e restano indelebili.

Grazie Stefi, son fortunato ad averti come cugina, grazie Roi e Massi per le tante risate che sapete suscitare, grazie Gloria per averci scombuscolato tutti con il tuo arrivo, grazie Capo, la tua determinazione mi è stata di grande esempio, grazie Ros... stimo la tua forza, grazie Giulia, coraggio! Grazie Ely perché anche le lacrime son state un dono, grazie Lety per le torte, grazie Ale grazie Salva, anche se è tanto che non ci si prende.

Un grande grazie a Vince, condividere con lui il servizio civile è stato il più grande dono di quell'anno.

Non ci si vede quasi mai, ma non vorrei dimenticare i ragazzi del bar, con tante estati e tanti carri passati insieme: Barto, Berna, Stefano, Cinghio, Bagno, Doz, Capitano... e le ragazze: Vale, Chiara, Fra, Lilly, la Ciaca...

Un grazie agli amici di Crocetta, per i tanti anni passati assieme, le cose fatte, gli spettacoli, i centri estivi, dove ci ho lasciato il cuore. Grazie Willy, è stato bello scoprirvi come amici, grazie Betty, Tella, Roberto, Davide, Stefania, Giovanna... con voi a Crocetta ho trovato una casa e una comunità. Mi mancavate come non mai.

Qualcuno che oggi mi manca più di voi c'è, e sono quei piccoli angeli (che però raramente sono angelici...) nati nel 2002 a cui son stato catechista: Alberto, Carlotta, Federico, Ilenia, Alex, Michele, Linda, Michael, Mattia, Suami, Francesco, Pietro, Ines, Lorenza. Mi avete fatto davvero mettere in gioco, e insegnato così tante cose!

Un grazie anche ai ragazzi che sempre a Crocetta venivano al gruppo giovani e negli anni sono stati animatori al centro estivo, chi per tanto chi per poco... tra tutti ringrazio Matteo, l'amicizia che negli anni è cresciuta è per me una perla preziosa.

Ci sono anche amici che ho conosciuto più di recente, ma che mi hanno fatto riflettere tanto con il loro impegno, e sono gli amici del Radar. Impossibile citarli tutti! Dade, Alessandra, Ghea, Sara, Ile, Vale, Gioele, Michelangelo, Angelica, Aurora, Albi, Gianna, Giovanna, Stefano, Monica... giusto per dirne alcuni.

Tra gli "alcuni" c'è un "qualcuno" che merita un posto speciale, per l'amicizia sincera, le provocazioni profonde, la vita vera che mi ha donato... grazie Chiara!

Degli amici che ora vedo meno ma che negli anni abbiamo condiviso tante cose sono quelli degli "anni d'oro" della zona pastorale: Tiberio, Giacomo, Giovanni, Marco, Michele, Lorenzo, Alice, Bicio, Lele, Chiara, Matteo... Ed è bello come da quell'esperienza siano nate amicizie che invece ancora oggi camminano vicine: Serena, Andrea, Marco, Lycia, Grilla, Silvia... un grande grazie a tutti voi.

Grazie ad Elena, amicizia antica ma sempre nuova e riscoperta! È bello mettersi in gioco insieme a te!

Un'altra persona che merita un grazie tutto speciale è Francesca di Mezzano. Grazie per i momenti indimenticabili trascorsi assieme, e grazie soprattutto per la comunione profonda che è nata proprio quando quei momenti sono venuti a mancare. Grazie per aiutarmi a non perdere mai la speranza e il coraggio! Sempre a Mezzano vorrei che giungesse il mio ringraziamento all'Elisabetta... un'altra amicizia mai venuta meno.

Un po' là e un po' qua il pensiero corre ai primi compagni del gruppo fidanzati, per l'anno di cammino che è stato un grande dono in un momento difficile: Andrea, Lucia, Marco, Claudia, Emmanuele, Cinzia, Francesco, Saba, Paola, Roberto, Alberto, Nicola. Sono fortunato ad avervi incontrati!

Tornando a Longiano, grazie alla comunità presente e passata dei frati e delle suore... Fabio, Valerio, Luca, Antonio, Mauro, Salva, Julian, Rosa, Emilia, Anna, Adele, Antonia, Patricia... sono stati tanti i vostri doni.

Grazie a Mirko, amico e guida in anni difficili. E grazie a Lidio, perché se i frati prima o poi passano lui resta.

Grazie agli amici della saletta e ai suoi ragazzi, che mi hanno tanto aperto il cuore in questi anni.

Grazie anche agli amici del forum Photo4u, pure questa passione mi ha arricchito.

Un'altra persona che vorrei ringraziare davvero tanto per l'amicizia, semplice ma duratura, è Igno.

Come lui, ci sono altre persone che hanno condiviso la mia adolescenza, e che porto sempre nel cuore: la comunità del seminario minore, don Pier Giulio, don Gian Piero, don Filippo, Michael, Bosi, Matteo, Giovanni, Daniele. Con voi ho trascorso gli anni più belli della vita!

Anche i compagni delle superiori mi son rimasti nel cuore da quegli anni... Korra, Gas, Tomas, Solfri, Vinci, Della, Betta, Clod, Luca...

Due amici che più che nel cuore mi son rimasti in testa... Olly e Piernicola. Grazie amici filosofi!

Son passati dieci anni, ma grazie ai compagni degli incontri dalle Suore della Sacra Famiglia: hanno dato sale alla mia adolescenza. Grazie alle mie tre sorellone: Nadia, Iaia, Agnese. Il tempo mi ha mostrato come sia stato fortunato ad incontrarvi.

Grazie agli amici con cui ho condiviso gli studi: Candu, Mic, Luca, Giacomo, Filo, Josè, Debora, Skizzo...

Grazie alla Ikaros, a Pana, ad Alan, Roberta, Silvia, Katerina, Paul. Questa laurea la devo anche a voi... e non solo quella.

Grazie al professor Rivola... se non me l'avesse proposta lui, non mi sarei mai buttato in quest'avventura!

Grazie ai ragazzi di Ducati, Stefano e David, per avermi seguito in questi mesi. Ma anche all'ufficio calcoli, per la simpatia che ha allietato tante giornate: il Verza, Elvis, il Merc, Mazziotta, Ricci, Leo, Antonio.

Tra i ringraziamenti più grandi sono rimaste alcune persone che oggi non ci sono più, alle quali vorrei dedicare questa laurea. Le prime sono i miei nonni, Egisto, Maria, Guerrino, Rosina... mi piacerebbe poter vedere il vostro sorriso oggi. L'altra persona è don Sisto, da te ho imparato quello che nella vita ha davvero valore.

Marcello