

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PISA**



**Facoltà di Ingegneria**  
**Corso di laurea in Ingegneria Meccanica**

Tesi di laurea

**Simulazione dinamica di un sistema motore completo di variatore tramite codice  
multibody**

Candidato

**Francesco L. Lassandro**

Relatori:

Prof. E. Vitale

Ing. F. Frenzo

Ing. R. Testi

23 Luglio 2004

Archivio tesi corso di laurea in Ingegneria Meccanica 71/04

Anno accademico 2003/2004

Consultazione consentita

# INDICE

<b>Introduzione</b> .....	1
0.1 Oggetto tesi.....	1
0.2 La cinghia del CVT.....	3
0.3 Albero motore e suoi supporti.....	5
0.4 La tecnica MBS (Multy Body System).....	8
0.5 Passi di svolgimento del lavoro.....	9
<b>1 Sollecitazioni del manovellismo di spinta</b> .....	10
1.1 Moto dello stantuffo e della biella.....	10
1.2 Masse dotate di moto alternato e masse rotanti.....	13
1.3 Forze alterne d'inerzia.....	14
1.4 Diagramma delle forze risultanti.....	15
1.5 Diagramma della coppia motrice.....	18
1.6Eccitazioni delle vibrazioni dell'albero a gomiti.....	20
<b>2 Descrizione del motore e sua modellazione</b> .....	22
2.1 Il software ADAMS/ENGINE.....	22
2.2 Modellazione del CVT.....	23
2.2.1 La cinghia.....	24
2.2.2 Determinazione delle caratteristiche del segmento equivalente.....	26
2.2.3 Fase d'avvolgimento della cinghia.....	31
2.2.4 Equilibrio statico.....	32
2.2.5 Impostazione del precarico finale $T_{of}$ .....	33
2.2.6 Convergenza dell'analisi statica.....	36
2.2.7 Calcolo di $T_{of}$ .....	36
2.2.8 Analisi dinamica dell'equilibrio della cinghia .....	39
2.2.9 La curva $T_{of}-T_{of}$ .....	41
2.2.10 Riepilogo della procedura.....	42
2.2.11 Applicazione della procedura di taratura ai casi in oggetto.....	43
2.2.12 Le pulegge.....	47
2.2.13 <i>Template</i> del CVT.....	50
2.2.14 <i>Subsystem</i> del CVT.....	51

2.3 Modellazione del manovellismo.....	52
2.3.1 <i>Crankshaft standard</i> .....	53
2.3.2 Crankshaft con <i>general part</i> .....	57
2.3.3 Vincoli.....	58
2.3.4 Realizzazione dell'albero flessibile.....	61
2.3.5 Creazione del file.mnf.....	62
2.3.6 Verifica del corpo flessibile importato in Adams.....	67
2.3.7 Inserimento delle parti flessibili nel modello.....	70
2.4 Assemblati.....	71
<b>3 Procedure di analisi ed analisi effettuate.....</b>	<b>76</b>
3.1 Analisi dei diagrammi delle pressioni.....	76
3.2 Azionamento del manovellismo.....	78
3.3 Ricerca della coppia resistente.....	79
3.4 Prove effettuate.....	80
<b>4 Analisi e critica dei risultati.....</b>	<b>83</b>
4.1 Analisi delle coppie motrici.....	83
4.2 Analisi delle coppie resistenti.....	87
4.3 Andamento della velocità alle pulegge.....	89
4.4 Carichi sulla biella.....	93
4.5 Carichi sul cilindro.....	99
4.6 Carichi sui perni di banco.....	101
4.7 Carichi sulle connessioni tra manovella e spinotto di biella.....	114
4.8 Sollecitazioni sull'attacco del volano.....	117
4.9 Sollecitazioni sulla gola di scarico.....	119
4.10 Sollecitazioni della cinghia.....	124
4.10.1 Andamento delle tensioni.....	128
4.10.2 Andamento della pressione laterale.....	136
4.10.3 Forza tangenziale sul segmento.....	139
4.10.4 Influenza del manovellismo ad albero rigido sulle sollecitazioni della cinghia...	140
4.10.5 Influenza del manovellismo ad albero flessibile sulle tensioni della cinghia.....	143
4.10.6 Influenza del manovellismo ad albero flessibile sulle tensioni laterali agenti sulla cinghia.....	146
4.10.7 Rendimenti della trasmissione.....	150
<b>Conclusioni.....</b>	<b>151</b>

<b>Ringraziamenti</b> .....	157
<b>Appendice A</b> .....	158
<b>Appendice B</b> .....	162
<b>Bibliografia</b> .....	179

## Simboli

- $b$  spessore totale della cinghia;
- $s$  spessore del dente;
- $c$  distanza del rinforzo dall'inizio del fianco;
- $h_d$  altezza del dente;
- $h_t$  altezza totale;
- $\alpha$  angolo di apertura dei fianchi;
- $m$  massa di ciascun segmento;
- $I_{xx}$  momento d'inerzia rispetto all'asse X del sistema di riferimento passante per il baricentro;
- $I_{yy}$  momento d'inerzia rispetto all'asse Y del sistema di riferimento passante per il baricentro;
- $I_{zz}$  momento d'inerzia rispetto all'asse Z del sistema di riferimento passante per il baricentro;
- $X$  coordinata X del centro di massa relativa al sistema di riferimento della parte;
- $Y$  coordinata Y del centro di massa relativa al sistema di riferimento della parte;
- $Z$  coordinata Z del centro di massa relativa al sistema di riferimento della parte;
- $E$  modulo di Young;
- $A$  area della sezione trasversale;
- $I$  momento d'inerzia dell'area trasversale del segmento di cinghia rispetto all'asse Z;
- $l$  lunghezza di ciascun segmento;
- $D$  rapporto di smorzamento (rapporto tra coefficiente di smorzamento e rigidità);
- $M$  massa pulegge;
- $R$  raggio di avvolgimento;
- $a$  interasse;
- $K_t$  rigidità totale sui due fianchi;
- $e$  esponente;
- $c_t$  smorzamento totale massimo sui due fianchi;
- $d$  profondità della penetrazione a cui si ha lo smorzamento massimo;
- $\mu_s$  coefficiente d'attrito statico;
- $\mu_d$  coefficiente d'attrito dinamico;
- $V_s$  velocità di transizione d'aderenza;
- $\omega$  velocità angolare pulegge;
- $C_r$  coppia resistente costante, applicata alla puleggia condotta.
- $c_{assiale}$  coefficiente di smorzamento in direzione parallela alla lunghezza del segmento di cinghia;
- $c_{trasversale}$  coefficiente di smorzamento per la flessione del segmento di cinghia;
-

## SIMBOLI ADOTTATI PER LA MODELLAZIONE IN A/ENGINE

---

- $c_{torsionale}$  coefficiente di smorzamento per la torsione di un segmento di cinghia;
- $N$  numero di segmenti della cinghia;
- $T_1$  tensione nel ramo teso della trasmissione;
- $T_2$  tensione nel ramo lento della trasmissione;
- $L$  lunghezza totale della cinghia;
- $L_p$  lunghezza del percorso geometrico della cinghia avvolta sulla trasmissione;
- $\vartheta$  angolo al centro corrispondente ad una corda pari alla lunghezza del segmento;
- $N_m$  numero di segmenti che si avvolgono su puleggia motrice;
- $N_c$  numero di segmenti che si avvolgono su puleggia condotta;
- $\varepsilon$  deformazione della cinghia;
- $F_n$  forza di contatto normale agente su un fianco del segmento;
- $F_r$  forza di contatto radiale totale agente sul segmento;
- $Y$  spostamento radiale del segmento nella gola della puleggia;
- $p$  penetrazione del segmento nella puleggia.

### **Pedici**

- $m$  indica la parte motrice della trasmissione;
- $c$  indica la parte condotta della trasmissione;
- $s$  segmento della cinghia.
-

## INTRODUZIONE

### 0.1 Oggetto tesi

Il presente lavoro si colloca in una attività di collaborazione tra Piaggio&C.s.p.a. e Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Nucleare dell'Università di Pisa, volta a valutare le sollecitazioni che si verificano durante il funzionamento di sottosistemi del gruppo motore e della trasmissione. Per raggiungere tali obiettivi si utilizzano tecniche di simulazione dinamica all'avanguardia, che mediante la prototipazione virtuale, presentano il notevole vantaggio di testare un prodotto in tutte le sue componenti e caratteristiche prima di realizzarlo.

In precedenza è già stata svolta una tesi [2] che, partendo da uno studio svolto in Piaggio, ha portato alla realizzazione di una procedura per la creazione di modello parametrico in Adams/Engine di una trasmissione a variazione continua (CVT), da utilizzare in fase di progetto. La prototipazione del CVT è realizzata in MBS(Multi – Body – System), con il software MDI (Mechanical Dynamics) Adams/Engine, uno tra i moduli Adams più recenti, che contiene al suo interno, un sottomodulo chiamato “Accessory Belt” in cui tale modellazione è agevolata e che consente lo studio della cinghia rappresentandola come costituita da una serie di segmenti rigidi con determinate caratteristiche inerziali. Il prototipo simula le condizioni d'esercizio stazionarie e consente di stimare i carichi dinamici e lo stato di sollecitazione cui la cinghia è sottoposta durante il suo esercizio.

Ovviamente lo studio sulla durata di una cinghia su di un semplice modello isolato di CVT, rappresenta un grosso vantaggio in tempi di calcolo e modellazione, ma può considerarsi efficace solo se l'introduzione nel sistema di ciò che è a monte della trasmissione non ne influenza sensibilmente i dati risultati.

Oggetto della presente tesi è la realizzazione di un modello con Adams/Engine di CVT accoppiato al manovellismo di spinta, relativo ad un motore quattro tempi da 850cc, in fase di sviluppo in Piaggio, di tipo bicilindrico a V di 90°.

### Obiettivi:

- analizzare di quanto l'accoppiamento del manovellismo al semplice modello di CVT, influenza le sollecitazioni della cinghia, soprattutto l'andamento della tensione e della pressione laterale della cinghia nell'arco d'avvolgimento, per valutarne l'impatto sulla durata in esercizio.
- valutare l'utilità di un modello virtuale di manovellismo di spinta nella progettazione di un motore. In particolare rilevare dal modello realizzato, quei carichi che in fase di progetto sono utili alla verifica strutturale di albero motore, cuscinetti, cilindro, e bielle.
- rilevare di quanto siano influenzati i carichi di interesse del manovellismo, dall'uso di modelli più o meno raffinati, cioè contenenti corpi flessibili, e di sistemi più o meno complessi, ossia accoppiati ad altri sottosistemi del veicolo, quali trasmissione.

L'ausilio di un ambiente virtuale per la verifica di un prodotto complesso come quello oggetto del presente studio, consente una rapida valutazione di varie alternative di progetto, ma ogni modello virtuale va avvalorato con riscontri sperimentali che ne convalidino i risultati. Tuttavia l'impiego di tali mezzi nella progettazione sta prendendo sempre più spazio, a conferma delle potenzialità di questi strumenti.

## 0.2 La cinghia del CVT

L'uso di trasmissioni a variazione continua del rapporto di trasmissione (Continuously Variable Transmission) nel campo della trazione, ha mostrato significativi vantaggi rispetto alle tradizionali trasmissioni per il comfort di guida, ciò ha fatto sì che il mercato degli scooter si ampliasse e portasse alla progettazione di motori più potenti, con cilindrata elevate.

La cinghia del CVT differisce dalle convenzionali cinghie trapezoidali, per la presenza di denti internamente ed esternamente al raggio di avvolgimento (fig.0.1), che consentono l'avvolgimento su raggi piccoli senza perdere in aderenza sui fianchi e quindi in trasmissione di coppia.

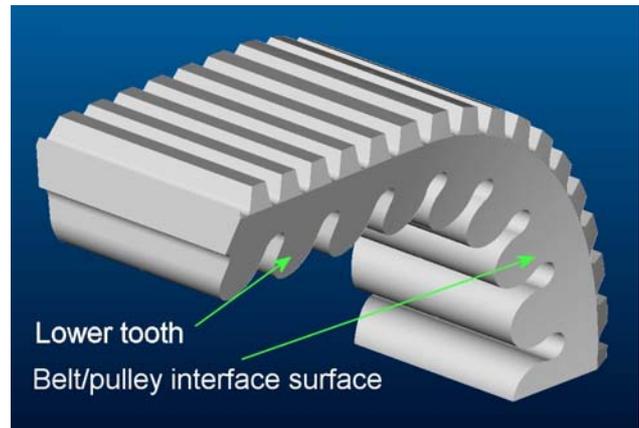


Fig.0.1:-Tratto di cinghia di CVT.

Strutturalmente le cinghie per variatori sono costituite, come le cinghie trapezoidali, da un nucleo resistente e da gomme cuscinetto inferiore e superiore, in materiale elastomerico rinforzato da fibre corte; tali gomme devono

possedere bassa isteresi, buona flessibilità e nello

stesso tempo rigidità sufficiente a contrastare in parte l'azione d'incuneamento cui è sottoposta la cinghia nella gola della puleggia, ed infine buona resistenza alla fatica. Il nucleo resistente, destinato a sopportare lo sforzo trasmittente, è costituito generalmente da uno strato di fibre di kevlar avvolte in una matrice di materiale elastomerico (fig.0.2).

La trasmissione di coppia è favorita dalla presenza di un involucro di tessuto esterno, costituito da una o più tele gommate, è dotato d'ottima resistenza all'abrasione e lacerazione ed un buon coefficiente d'attrito.

Normalmente, la verifica della cinghia per CVT viene fatta sulla base degli elementi riportati sui manuali dei produttori i quali forniscono uno schema di calcolo semplice ed efficace riferito ad una configurazione stazionaria del variatore, vale a dire ad un determinato rapporto di trasmissione

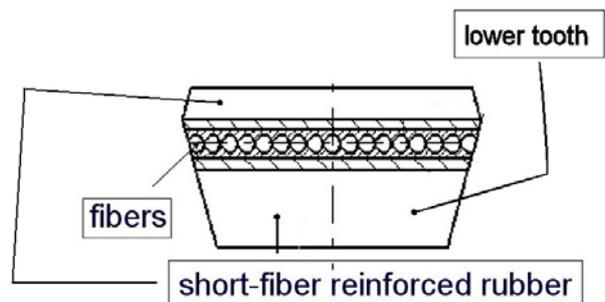


Fig.0.2:Sezione della cinghia.

in assenza di transitorio di cambiata (vedere allegato A).

Tali schemi di calcolo non tengono conto del comportamento anisotropo della cinghia, né della dinamica della trasmissione nel suo assieme, ma consentono comunque di ottenere buoni risultati in resistenza, capacità di coppia trasmessa, e durata. Le cinghie devono però soddisfare ad altri requisiti:

- consentire un buon rendimento della trasmissione;
- avere costo limitato;
- avere economia di manutenzione;
- garantire silenziosità.

L'ottenimento dei requisiti esposti, è subordinato ad una progettazione che tenga conto di prove su modelli più raffinati che non quelli che si ricollegano al calcolo delle normali cinghie trapezoidali.

Da uno studio sperimentale condotto da MITSUBOSHI BELTING LTD. su vari tipi di cinghia è emerso un legame pressoché inversamente proporzionale (fig0.3) tra il parametro pressione laterale media e durata della cinghia (avendo stabilito precisi criteri di durata).

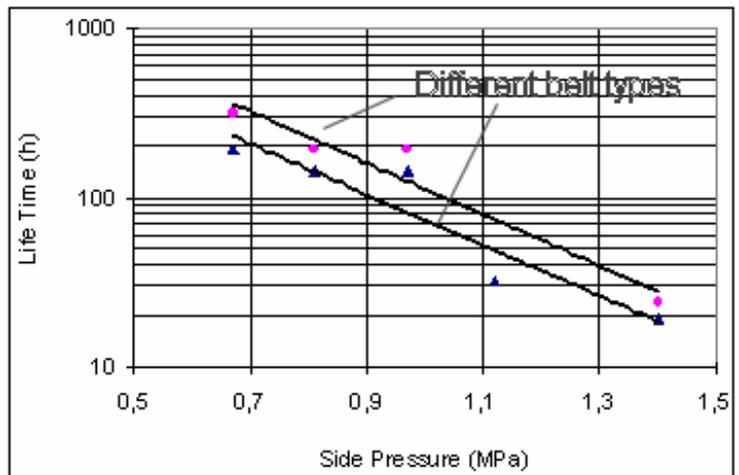


Fig.0.3:Durata della cinghia.

Ovviamente la pressione laterale è il parametro che influenza maggiormente l'usura dei fianchi della cinghia, ma rende anche ben conto della sollecitazione a cui sono sottoposti gli intagli alla radice dei denti inferiori. Considerando infatti la

forza d'attrito proporzionale alla pressione laterale  $p$ , risulta che maggiore è tale pressione e maggiore è l'azione di "strappo" che la forza d'attrito esercita su ogni dente. Tale azione di "strappo" si unisce alla sollecitazione derivante dal ciclo termico cui la cinghia è sottoposta. Il ciclo termico è dovuto ad un aumento globale di temperatura nell'arco di contatto con la puleggia, in cui si verifica uno scorrimento relativo e conseguente dissipazione, e successivo raffreddamento nei tratti rettilinei. Le due azioni sollecitanti, possono causare la nascita di "cricche" sul fianco dei denti in contatto, che, espandendosi progressivamente, ne causano il distacco, e la successiva rottura.

Il valore della pressione laterale della cinghia dipende da una serie di parametri, i più importanti ed evidenti dei quali sono:

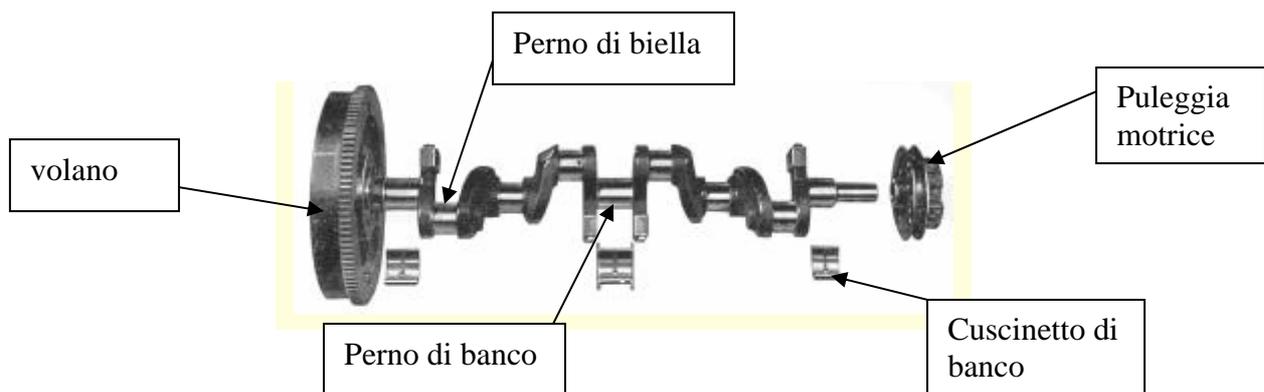
- coppia massima erogata dal motore;

- dimensioni della cinghia e sue proprietà elastiche;
- geometria della trasmissione (raggi d'avvolgimento, interasse).

Gli schemi di calcolo convenzionali, sopra citati, non forniscono indicazioni dettagliate sul valore della pressione laterale effettiva cui la cinghia è soggetta, né sul suo andamento nell'arco di contatto.

### 0.3 Albero motore e suoi supporti

L'albero motore è costituito da perni di banco, che ruotano nei supporti fissati al basamento, da perni di biella o bottoni di manovella, sui quali si articolano le teste delle bielle, e dai bracci di manovella che uniscono i perni di banco con i perni di biella.



*Fig.0.4:Albero motore con tre perni di banco e sei perni di biella.*

L'albero motore detto anche per la sua forma albero a gomiti, è costruito in acciaio di elevata resistenza (normalmente al carbonio e nei casi di maggior sollecitazione, acciaio al cromo-nichel o al cromo-molibdeno-vanadio) fucinato o stampato in un sol pezzo ed accuratamente lavorato. Nei motori di grandi dimensioni e nei motori con cuscinetti di biella e di banco su rulli o su sfere, è invece composto di vari elementi opportunamente collegati tra loro.

Esso è forato per tutta la sua lunghezza, compresi i bracci, per alleggerimento e per portare l'olio lubrificante ai perni.

L'albero a gomiti viene montato sui suoi supporti mediante interposizione di cuscinetti costituiti, come quelli delle teste di biella, da due gusci ricavati da un sottile tubo di acciaio o di bronzo o di lamiera, e rivestiti sulla superficie interna di metallo antifrizione. I due gusci devono combaciare

con esattezza con la sede dei supporti, perché, dati la loro sottigliezza, non subiscano deformazioni che potrebbero essere dannose al metallo antifrizione ed all'uniformità di contatto con i perni.

Un gioco eccessivo tra perni e cuscinetti produce:

1. cattiva lubrificazione;
2. battiti e vibrazioni;
3. fusione o rottura dei cuscinetti.

Considerando le forze applicate alle masse che le hanno generate, il perno di biella ed i suoi cuscinetti risentono delle forze alterne e della forza centrifuga generate dalla testa delle bielle e da circa un terzo del loro fuso, mentre sui cuscinetti di banco agiscono tutte le forze di inerzia e tutte le forze centrifughe.

I contrappesi applicati alle manovelle hanno lo scopo di annullare quelle forze che, durante la rotazione del motore, vengono a produrre vibrazioni. Essi fanno sì che in ogni istante le masse rotanti ed alterne siano nelle migliori condizioni di equilibrio, cioè consentono l'*equilibratura* dell'albero, con vantaggi sulla sua resistenza e sulle vibrazioni.

La misurazione dei perni dell'albero motore deve compiersi con la massima cura, osservandone l'ovalizzazione e la conicità.

Quando i cuscinetti sono sottoposti a carichi elevati si possono avere inconvenienti con il materiale antifrizione, specie se metallo bianco, quali ad esempio: fusioni premature, cristallizzazioni, screpolature, deformazioni del guscio di sostegno.

L'olio lubrificante spinto dalla pompa ad ingranaggi nelle tubazioni dirette alle bronzine di banco, assume una pressione maggiore se esso incontra resistenza ad introdursi nel sottilissimo spazio che esiste tra le bronzine ed i perni. Si deduce pertanto che quando le bronzine sono logore, l'olio esce più facilmente nelle zone laterali, facendo diminuire la pressione del lubrificante.

Risulta pertanto molto importante conoscere quali sono i carichi agenti sui cuscinetti per valutarne l'efficienza e procedere alla scelta di materiali antifrizione ad alta resistenza, caratterizzati da una temperatura di fusione sufficientemente elevata ed che garantiscano una struttura del cuscinetto abbastanza resistente.

Le variazioni di pressione è naturalmente anche influenzata dalla densità del lubrificante, dalla sua temperatura, e dallo stato di conservazione.

In linea generale comunque, le bronzine delle teste di biella possono fondere più facilmente che non le bronzine di banco. Ciò dipende dal fatto che siccome le pressioni di scoppio non sono mai contemporanee, ogni pressione di scoppio si suddivide su due bronzine di banco, mentre agisce su una sola testa di biella. Inoltre il lubrificante arriva prima alle bronzine di banco e successivamente

alle teste di biella. Le bronzine di biella sono in condizioni di lubrificazione nettamente meno favorevoli rispetto alle bronzine di banco.

Le deformazioni flessionali dell'albero provocano un non parallelismo tra questo ed il cuscinetto, questa condizione provoca lo spostamento assiale del picco di pressione del lubrificante. I metodi di analisi, sviluppatasi negli ultimi decenni, permettono l'approccio al problema della lubrificazione di questi cuscinetti, su livelli sempre più complessi. Il modello più grossolano, *metodo della mobilità* considera albero e supporto rigidi, e consente di ricavare lo spessore minimo del film, risolvendo l'equazione di Reynolds e tracciando la traiettoria del centro dell'albero. Conoscendo tale traiettoria, ed il diagramma polare dei carichi è possibile conoscere il campo di pressione in funzione della posizione angolare dell'albero.

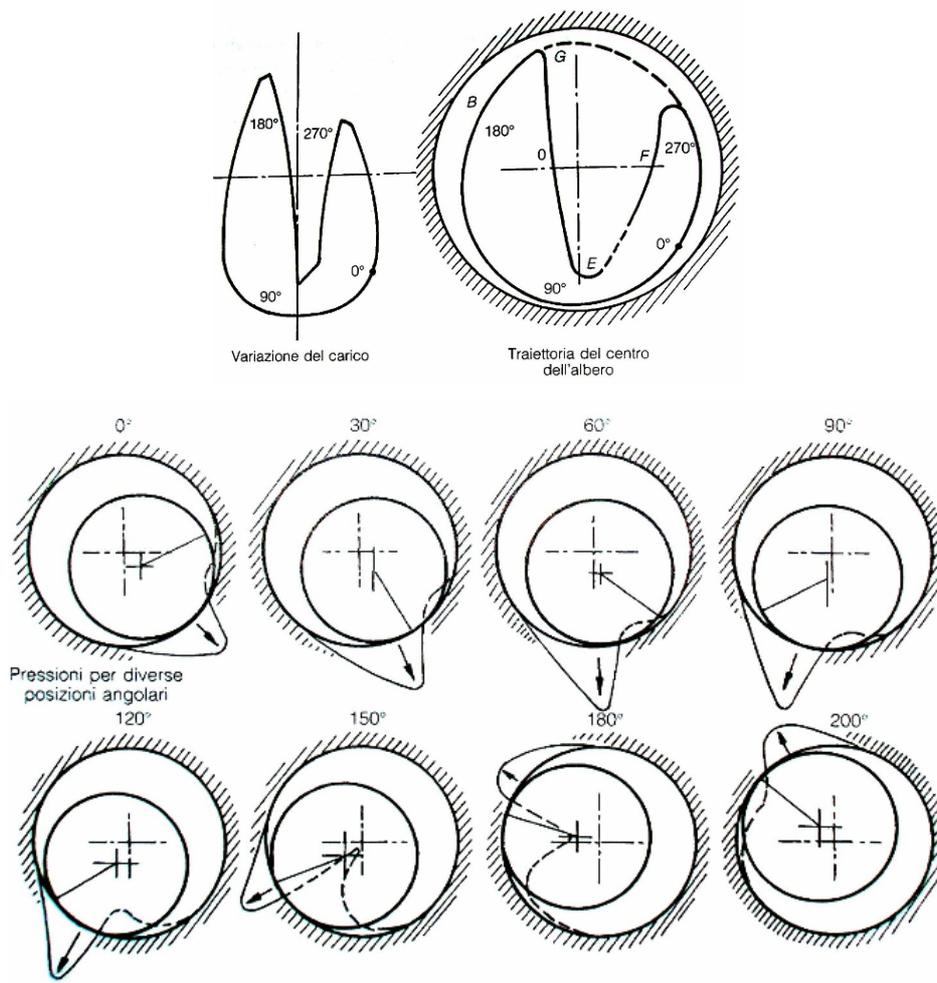


Fig.0.5: Distribuzione della pressione in un cuscinetto sottoposto a carico variabile. “Metodo della mobilità”, albero e supporto rigidi.

La coppia occhio di biella-spinotto è soggetta ad un moto oscillatorio con velocità relativa variabile, quindi anche in questo caso ai fine della progettazione dei cuscinetti e della loro corretta lubrificazione è indispensabile la conoscenza delle sollecitazioni nel tempo.

I limiti di resistenza dei cuscinetti sono nella maggior parte dei casi il più grande impedimento all'aumento di potenza di un motore, sono pertanto in studio materiali antifrizione che permettano di aumentare sempre più i carichi unitari e la velocità di strisciamento consentita.

#### **0.4 La tecnica MBS (Multy Body System)**

La tecnica MBS riguarda la simulazione di sistemi *Multi – Body* sottoposti a grandi spostamenti e rotazioni, soggetti a forze esterne le quali in generale hanno relazioni non lineari con i gradi di libertà del sistema.

Il metodo, applicabile sia a corpi rigidi sia a corpi flessibili, si basa sul computo dell'energia cinetica di ciascun corpo del sistema e la successiva integrazione numerica delle equazioni di Lagrange.

I vantaggi di un approccio di tipo *multibody* nella modellazione sono i seguenti:

- possibilità di studiare la completa dinamica della trasmissione e del contatto cinghia – puleggia, ed eventualmente ricavare informazioni sulle vibrazioni del sistema ed in particolare della cinghia;
- possibilità di ottenere una simulazione grafica del sistema, in quanto risolvendo il problema dinamico per ciascun corpo rigido, si ricava la sua posizione nello spazio in funzione del tempo;
- modularità del modello: ottenuto un modello stabile, esso può essere utilizzato come sottosistema di un modello ancora più complesso, che il sistema manovellismo – trasmissione, ad esempio aggiungendo il sistema di distribuzione, fino anche all'intera modellazione del veicolo;
- possibilità d'elaborazione dei risultati: altri risultati di notevole interesse possono essere ottenuti dal modello, come velocità di slittamento, spostamenti radiale, forze di frizione tra cinghia e puleggia, accelerazioni ecc.; Adams/Engine offre la possibilità di elaborare tali dati rendendo possibile il calcolo veloce di medie, somme, integrali ecc. delle curve ottenute, in un'apposita finestra di *postprocessing*.

## 0.5 Passi di svolgimento del lavoro

I passi seguiti nel lavoro qui presentato sono:

- studio del software Adams/Engine, in particolare del modulo *Accessory Belt* e *Cranktrain*, delle loro capacità e dei loro limiti, in considerazione del fatto che quest' ultimo modulo è stato utilizzato da Piaggio per la prima volta in questo lavoro;
- analisi delle caratteristiche e proprietà elastiche della cinghia;
- costruzione del modello di trasmissione CVT;
- taratura del modello per le configurazioni di rapporto corto e coppia massima;
- taratura del modello per le configurazioni di rapporto lungo e potenza massima;
- taratura del modello per le configurazioni di rapporto lungo fuorigiri;
- costruzione del modello di manovellismo con *standard part*;
- costruzione del modello di manovellismo con albero rigido realizzato con *general part*;
- realizzazione in ambiente Ansys del file.mnf dell'albero;
- verifica in Adams/View delle frequenze proprie del corpo flessibile;
- costruzione del modello di manovellismo con *flexbody*;
- accoppiamento dei sottosistemi;
- analisi comparativa dei risultati.