

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea
In Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Interfaccia di Input/Output per codice MATLAB di calcolo delle perdite per attrito motore



Relatori

Prof. Cristiana Delprete
Ing. Abbas Razavykia

Candidato

Luca Fontana

A.A. 2017/2018

Indice

Introduzione.....	2
Sistema Biella-Manovella	3
Cinematica	4
Dinamica	5
Stato dell'arte sulla valutazione degli attriti.....	12
Meccanismi di lubrificazione	12
Lubrificazione Idrodinamica ed elasto-idrodinamica	13
Lubrificazione al contorno e mista.....	24
Modelli empirici	33
Equazioni costitutive correnti del modello di lubrificazione di base	34
Modellazione dello spessore del meato d'olio nell'interfaccia ring-liner del pistone.....	38
GUI: Graphic User Interface	47
Introduzione	47
RING TRIBOLOG	48
Conclusioni.....	60
Ringraziamenti	61
Bibliografia.....	62

Introduzione

Nel corso degli anni, dalla seconda metà dell'800 in poi, cioè con l'inizio della seconda rivoluzione industriale e con il conseguente inizio dell'industrializzazione della società, i governi di tutto il mondo, in particolare di quelli dei paesi più industrializzati, hanno cominciato a guardare alle problematiche ambientali con un crescente interesse: l'aumento della temperatura media globale ed il conseguente scioglimento dei ghiacciai, le piogge acide ed i cambiamenti climatici in genere hanno portato l'umanità a riflettere sugli effetti che l'industrializzazione ha avuto sulla società. Infatti se è vero che da un lato il progresso tecnico e scientifico ha portato grossi miglioramenti nella vita di tutti i giorni, non si può non tenere in conto che il continuo progresso scientifico ha fatto anche alcuni danni come quelli sopracitati. Da qui la necessità di attuare politiche ambientali più stringenti nei confronti dell'inquinamento, soprattutto per quanto riguarda le emissioni dei veicoli a motore. Al giorno d'oggi il rendimento di un motore a combustione interna si aggira intorno a valori del 30-35% quindi se fatto 1 il combustibile, vuol dire che circa l'0,65 del combustibile viene trasformato in "spazzatura" e gettato via come fosse immondizia sotto forma di calore. Lasciando da parte per il momento i rendimenti termodinamici dei cicli, che siano Diesel o benzina, quel rendimento precedentemente citato ha un tale valore basso a causa anche di tutti gli attriti, dovuti alle parti del motore in movimento, che ahimè per quanto si possano ridurre sono ineliminabili in quanto parte intrinseca del processo di conversione dell'energia chimica del combustibile in energia meccanica, nella fattispecie cinetica, delle ruote del veicolo. Come ho precedentemente detto sono ineliminabili ma per fortuna nostra sono riducibili: negli ultimi anni i grandi costruttori di auto, ricorrendo anche a delle joint-venture tra loro, hanno portato avanti degli studi per ridurre il più possibile questi attriti aumentando di conseguenza il rendimento del motore e riducendo le emissioni ed il consumo di combustibile. Già perché proprio quel combustibile finirà tra un centinaio di anni (periodo di tempo che all'apparenza può sembrare grande ma che in realtà è un attimo se confrontato con la storia dell'umanità o meglio ancora dell'universo), quindi se l'umanità non vuole farsi trovare impreparata a quell'evento deve cominciare a pensare sin da ora a delle valide alternative che già si stanno sviluppando ma che purtroppo, al livello attuale, non hanno le stesse prestazioni dei veicoli motorizzati. Perciò in attesa che lo sviluppo tecnologico permetta alle auto ibride ed elettriche di avere le stesse prestazioni dei veicoli a motore a combustione la ricerca si sta focalizzando sulla possibilità di ridurre gli attriti, in particolare quelli all'interno della camera di combustione. Nella fattispecie il lavoro che è stato svolto in questa tesi è stato quello di creare un'interfaccia grafica di input e di output per un codice MATLAB che consente il calcolo della potenza persa per attrito all'interno di un motore a combustione interna. Questo codice riesce a calcolare sotto opportune condizioni le potenze perse per attrito a causa degli anelli del pistone.

Sistema Biella-Manovella

Il layout del sistema biella manovella può essere di due tipologie: centrato o con offset. Nella conformazione centrata del sistema biella-manovella, il cilindro interseca l'asse di rotazione dell'albero a gomiti e l'asse dello spinotto del pistone. Nella configurazione con offset, il cilindro non interseca nessuno dei due assi precedentemente citati. La configurazione offset è molto utile in quanto permette di ridurre la pressione che agisce sulla biella ed il fenomeno dello "slap piston". L'offset z_o è dato dalla somma di due contributi: l'offset dovuto al disallineamento rispetto all'asse dell'albero a gomiti $z_{o,c}$ e l'offset dovuto al disallineamento rispetto all'asse del pistone $z_{o,wp}$, cioè a dire $z_o = z_{o,c} + z_{o,wp}$.

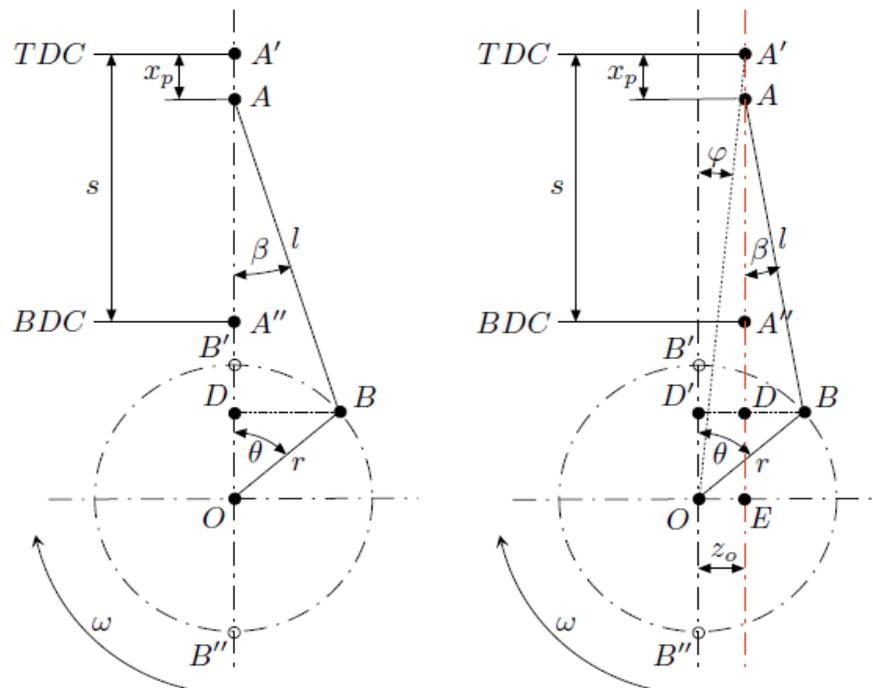


Figura 1 – rappresentazione schematica della configurazione centrata (a sinistrata) e con offset (a destra).

Cinematica

Partendo dalla geometria sopra descritta è possibile ricavare la cinematica del sistema biella-manovella: facendo solo considerazioni di tipo geometrico è possibile ricavare la posizione del pistone x_p rispetto ad alcuni parametri quali r , il raggio di manovella, $\Lambda = r/l$, il rapporto tra il raggio di manovella e la lunghezza della biella, cioè il cosiddetto rapporto di elongazione, e $\delta = z_0/l$, rapporto adimensionale di offset. Il tutto porta alla seguente espressione di x_p rispetto ai parametri precedentemente citati:

$$x_p = r \left[\left(1 + \frac{1}{\Lambda}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1 - \Lambda}\right)^2} - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2} - \cos \theta \right] \quad (1)$$

Derivando l'espressione sopracitata rispetto al tempo si ottiene la velocità v_p la quale è anch'essa, come lo spostamento, una funzione dei parametri Λ , r e δ :

$$v_p = \omega r \left[\sin \theta - \frac{\delta \cos \theta}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2}} + \frac{\Lambda}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2}} \right] \quad (2)$$

dove ω è la velocità angolare dell'albero a gomiti espressa in rad/s.

Derivando due volte lo spostamento x_p , cioè derivando una volta sola la velocità v_p , si ottiene l'accelerazione del pistone che è anch'essa, come le precedenti due grandezze, funzione di Λ , r e δ :

$$a_p = \omega^2 r \left[\cos \theta - \frac{\sin \theta (\Lambda \sin \theta - \delta)}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2 (\Lambda \sin \theta - \delta)^2}{\sqrt{(1 - (\Lambda \sin \theta - \delta)^2)^3}} \right] \quad (3)$$

Ovviamente ponendo $\delta = 0$, cioè considerando la configurazione centrata del sistema biella-manovella, si ottengono delle espressioni di spostamento x_p , di velocità v_p e di accelerazione a_p molto semplificate:

$$x_p = r \left[\left(1 + \frac{1}{\Lambda}\right) - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2} - \cos \theta \right] \quad (4)$$

$$v_p = \omega r \left[\sin \theta + \frac{\Lambda}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2}} \right] \quad (5)$$

$$a_p = \omega^2 r \left[\cos \theta - \frac{\sin \theta (\Lambda \sin \theta)}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2 (\Lambda \sin \theta)^2}{\sqrt{(1 - (\Lambda \sin \theta)^2)^3}} \right] \quad (6)$$

Conoscere il valore dell'accelerazione è molto importante in quanto tramite essa è possibile determinare le azioni inerziali che agiscono sul pistone e nella configurazione centrata l'accelerazione assume il valore massimo per angoli di manovella θ pari a 0° (posizione di TDC, cioè di punto morto superiore), cioè per $\cos \theta$ e $\cos 2\theta$ pari ad 1:

$$a_{p,max} = \omega^2 r (1 + \Lambda) \quad (7)$$

ed il valore minimo per θ pari a 180° (posizione di BDC, cioè di punto morto inferiore), cioè per $\cos\theta$ e $\cos 2\theta$ pari a -1:

$$a_{p,min} = -\omega^2 r(1 - \lambda) \quad (8)$$

Dinamica

Per quanto riguarda la dinamica del pistone possiamo suddividere le forze agenti sul pistone in due contributi: la forza dovuta alla pressione dei gas all'interno la camera di combustione e la forza dovuta all'inerzia delle parti che si muovono. La forza dovuta alla pressione dei gas è data da:

$$F_g = (p_g(\theta) - p_0) \frac{\pi D^2}{4} \quad (9)$$

dove D è il diametro del pistone, $p_g(\theta)$ la pressione dei gas funzione dell'angolo di manovella e p_0 la pressione all'interno del carter posta uguale alla pressione dell'ambiente esterno.

Le forze d'inerzia che agiscono sul sistema possono essere divise in forze di inerzia generate dalle masse in moto alternativo e quelle generate dalle masse rotanti. Per determinare tali forze si fa uso di un sistema a parametri concentrati (*lumped parameters method*): è possibile dimostrare che un sistema con una massa distribuita che è dotato di un moto planare di roto-traslazione può essere sostituito da un sistema di 3 masse concentrate poste in punti arbitrari allineati tra loro sul piano del moto la cui congiungente passa per il centro di massa del corpo. Questo sistema è in tutto e per tutto equivalente al sistema iniziale.

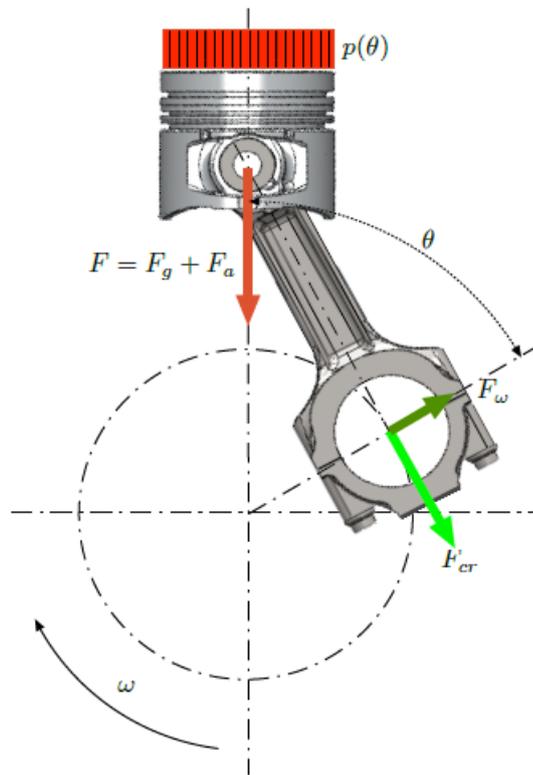


Figura 2 – Forze agenti sul sistema.

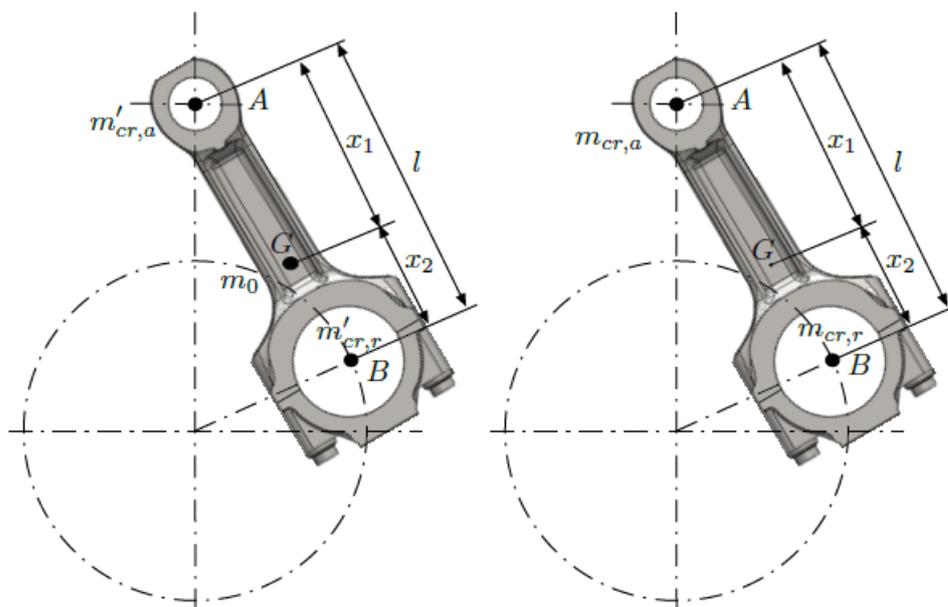


Figura 3 – Sistema equivalente con tre (a destra) e due (a sinistra) masse concentrate.

Le tre masse sono:

- m_0 massa del centro di gravità G;
- $m'_{cr,a}$ massa collocata nel centro dell'occhio piccolo di biella con moto alternativo;
- $m'_{cr,r}$ massa collocata nel centro dell'occhio grande di biella con moto rotativo.

Poiché questo metodo presenta il grandissimo svantaggio di dover calcolare il moto del centro di gravità G, di cui bisogna calcolare anche la forza di inerzia agente sulla massa m_0 , è più conveniente utilizzare un modello a 2 masse (a sinistra della precedente figura), $m_{cr,a}$ e $m_{cr,r}$, rispettivamente collocate nel centro dell'occhio piccolo di biella e nel centro dell'occhio grande di biella. Poiché questo sistema deve rispettare tutte le condizioni di conservazione richieste, è necessario introdurre un momento di inerzia addizionale J_0 che non ha alcun significato fisico ma serve solo allo scopo di calcolare l'energia cinetica del sistema:

$$m_{cr,a} + m_{cr,r} = m_{cr} \quad (10)$$

$$m_{cr,a}x_1 = m_{cr,r}x_2 \quad (11)$$

$$m_{cr,a}x_1^2 + m_{cr,r}x_2^2 + J_0 = J_{cr} \quad (12)$$

dove m_{cr} è la massa del sistema.

risolvendo il sistema precedente si ottiene:

$$m_{cr,a} = m_{cr} \frac{x_2}{l} \quad (13)$$

$$m_{cr,r} = m_{cr} \frac{x_1}{l} \quad (14)$$

$$J_0 = J_{cr} - m_{cr}x_1x_2 \quad (15)$$

da cui deriva che J_0 è sempre negativo.

Da queste considerazioni si può calcolare la forza di inerzia che agisce sul pistone:

$$F_a = -m_a a_p = -(m_p + m_{wr} + m_{cr,a})a_p \quad (16)$$

dove m_p è la massa del pistone, m_{wr} è la massa dello spinotto di biella e $m_{cr,a}$ è la massa concentrata nell'occhio grande di biella e a_p è l'accelerazione del pistone.

Con riferimento alla configurazione con offset, l'equazione di prima diventa:

$$F_p = -m_a \omega^2 r \left[\cos \theta - \frac{\sin \theta (\Lambda \sin \theta)}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2}{\sqrt{1 - (\Lambda \sin \theta)^2}} + \frac{\Lambda \cos \theta^2 (\Lambda \sin \theta)^2}{\sqrt{(1 - (\Lambda \sin \theta)^2)^3}} \right] \quad (17)$$

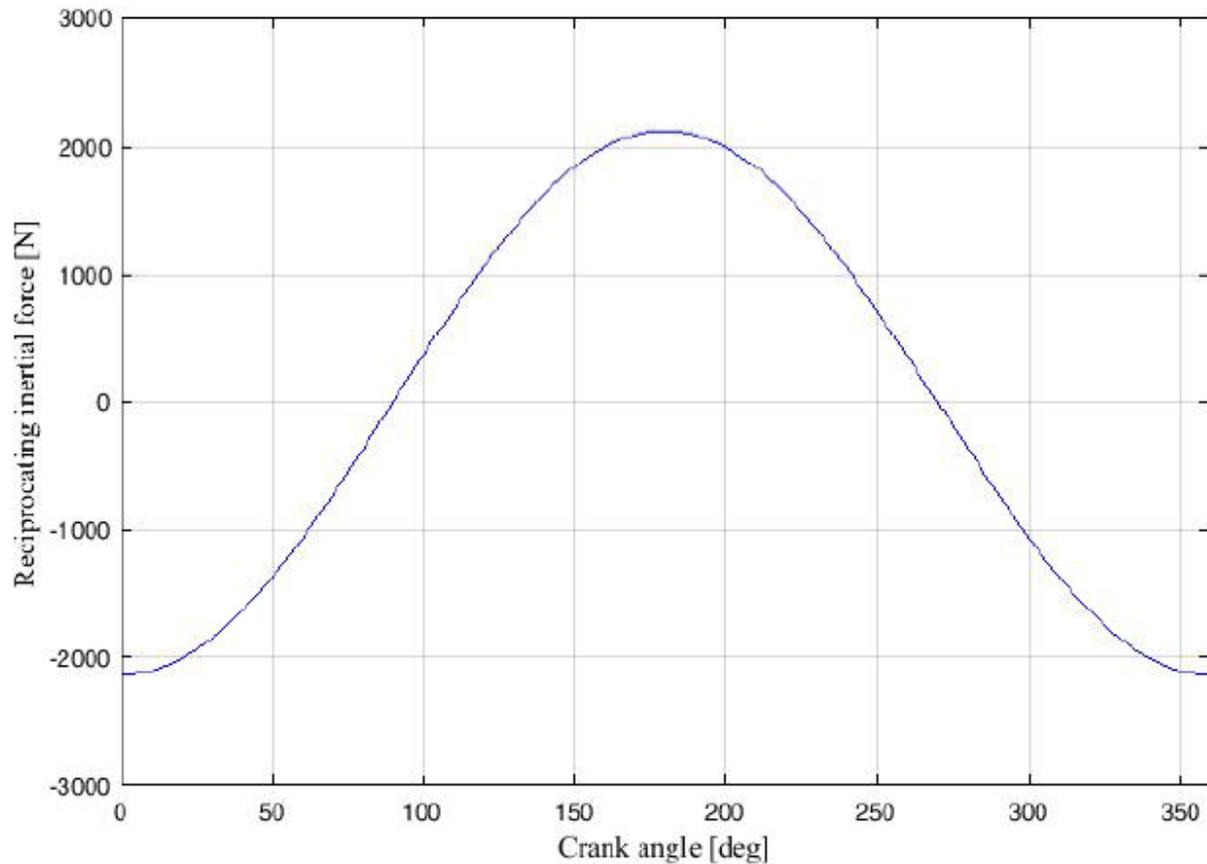


Figura 4 – Andamento rispetto all'angolo di manovella della forza di inerzia nella configurazione con offset.

Le parti rotanti sono soggette alla forza centrifuga:

$$F_{\omega} = m_r \omega^2 r \quad (18)$$

dove m_r è la massa totale delle parti rotanti, riferite al raggio dell'albero a gomiti: tutti gli elementi coinvolti nel moto di rotazione della massa m_r devono essere considerate poste nel raggio dell'albero a gomiti.

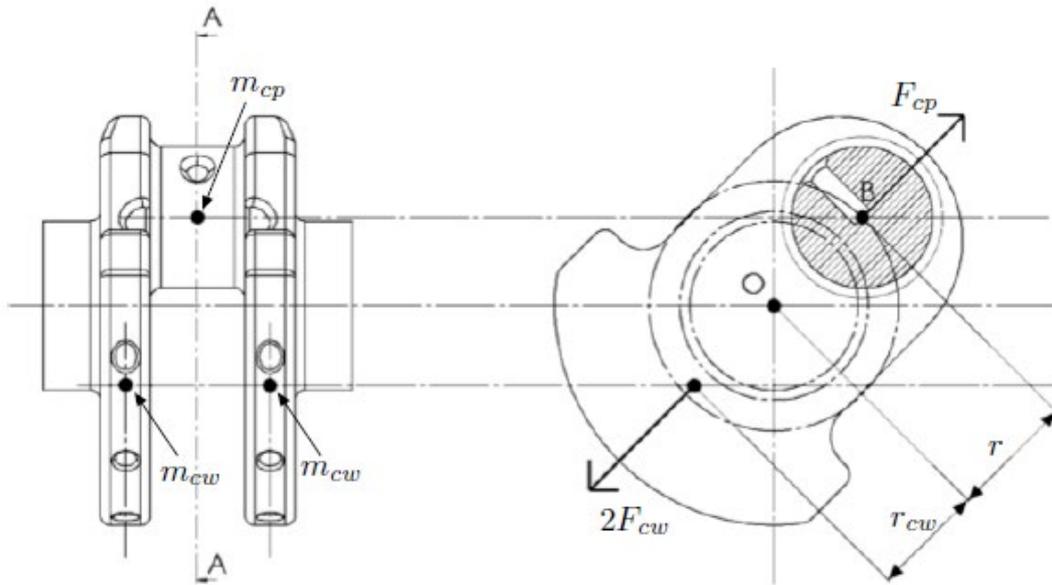


Figura 5 – Le masse dell'albero a gomiti e le relative forze agenti.

m_{cp} è la massa riferita allo spinotto dell'albero a gomiti, m_{cw} è la massa della manovella. Per quanto riguarda la m_{cp} , il suo centro di gravità è posto nell'asse dello spinotto di biella ed è sempre posto ad una distanza r . Invece per quanto riguarda la m_{cw} , è necessario effettuare un procedimento di trasposizione perché generalmente non è posto ad una distanza r dall'asse del albero a gomiti:

$$m_{cw,red} = m_{cw} \frac{r_{cw}}{r} \quad (19)$$

Quindi la massa totale delle parti rotanti, riferito al raggio di manovella, è:

$$m_r = m_{cp} + 2m_{cw} \frac{r_{cw}}{r} + m_{cr,r} \quad (20)$$

La forza F_ω è una forza rotante quindi può essere espressa in due componenti, una verticale $F_{\omega,h}$ ed una orizzontale $F_{\omega,v}$:

$$F_{\omega,h} = F_\omega \sin \theta \quad (21)$$

$$F_{\omega,v} = F_\omega \cos \theta \quad (22)$$

Quindi le masse che si muovono di moto alternato e rotativo sono pari a:

- le masse concentrate nel punto A: $m_a = m_p + m_{wp} + m_{cr,a}$
- le masse concentrate nel punto B: $m_r = m_{cp} + 2m_{cw}r_{cw}/r + m_{cr,r}$.

La forza risultante è la composizione istantanea di due forze: $F = F_g + F_a$, cioè della forza di inerzia dovuta alle parti in movimento e della forza dovuta alla pressione dei gas.

Ovviamente queste forze si scaricano sulla biella, quindi da un punto di vista strutturale è molto importante determinarne il valore, tuttavia non è argomento di questa tesi quindi a fini discorsivi riporterò solo i risultati:

$$F_{cr} = \frac{F}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta - \delta)^2}} \quad (23)$$

$$F_n = \frac{F(\lambda \sin \theta - \delta)}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta - \delta)^2}} \quad (24)$$

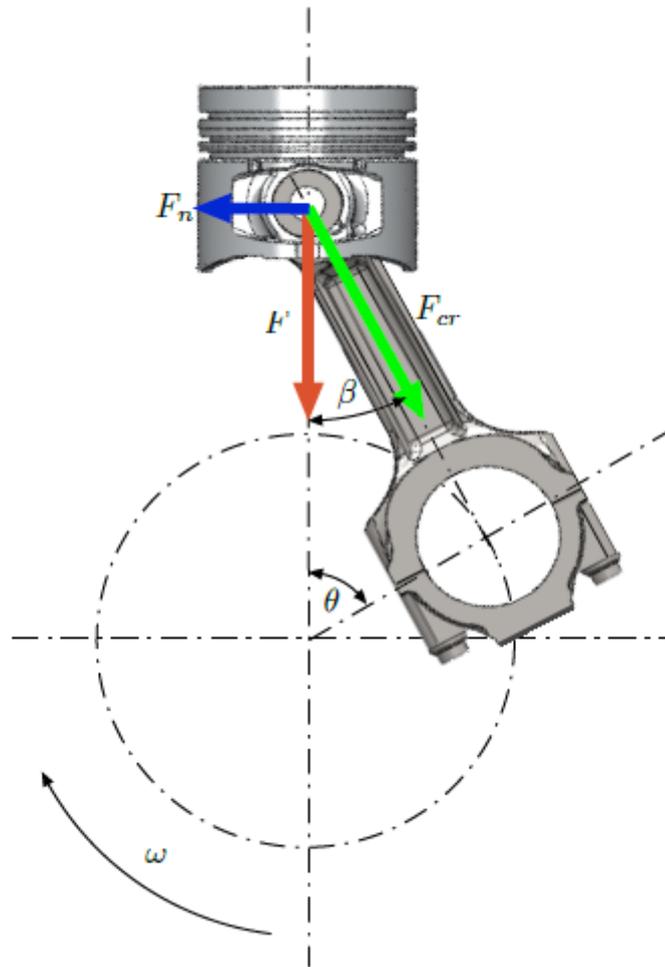


Figura 6 – Forze agenti sulla biella.

Per quanto riguarda il momento torcente agente sulla singola manovella esso è pari a:

$$M = Fr \left(\sin \theta + \frac{\cos \theta (\lambda \sin \theta - \delta)}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta - \delta)^2}} \right) \quad (25)$$

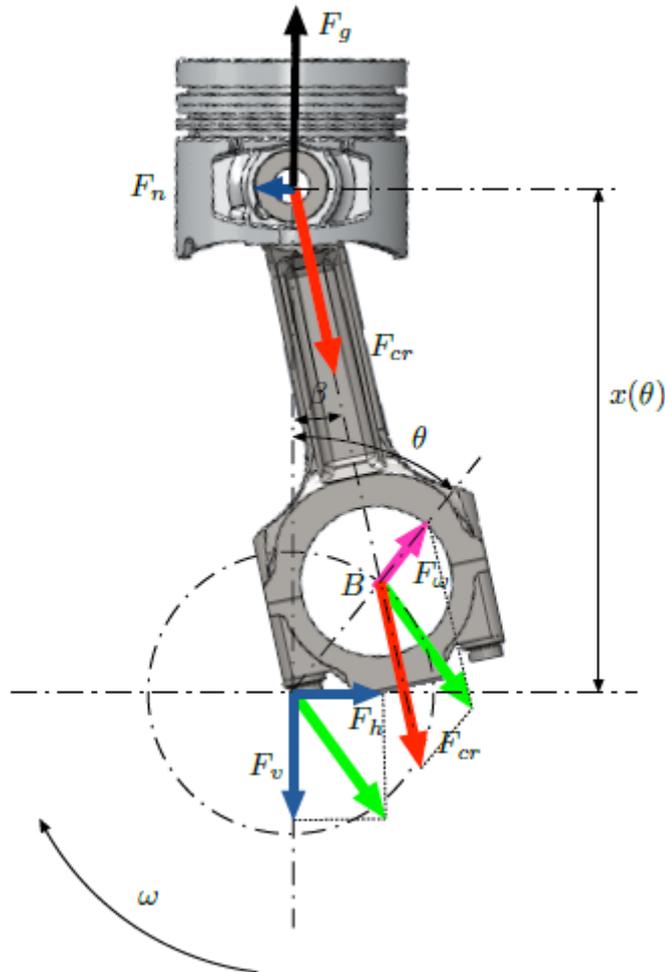


Figura 7 – Le forze che agiscono sul cilindro.

Dalle precedenti considerazioni è possibile ricavare tutte le forze che agiscono sugli elementi del sistema biella-manovella-cilindro:

$$F_h = F_{cr} \sin \beta + F_\omega \sin \theta \quad (26)$$

$$F_v = F_{cr} \cos \beta + F_\omega \cos \theta \quad (27)$$

$$F_H = F_h - F_n = F_\omega \sin \theta \quad (28)$$

$$F_V = F_v - F_g = F_\alpha - F_\omega \cos \theta \quad (29)$$

Dove F_H e F_V sono le forze che agiscono sulle singole manovelle dell'albero a gomiti.

$$M_e = F_n x(\theta) = F_n (l \cos \theta + r \sin \theta) = Fr (\lambda \sin \theta - \delta) \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{\cos \theta}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta - \delta)^2}} \right) \quad (30)$$

M_e è il momento risultante dovuto al sistema di forze sopra descritto [1].

Stato dell'arte sulla valutazione degli attriti

Tutti gli studi sui parametri tribologici che influenzano le fasce elastiche del pistone e la camera di combustione si basano su ipotesi semplificative che rendono sì la procedura più semplice ma d'altro canto fanno sì che il metodo porti con sé alcuni errori. Quindi nel corso degli anni si sono cercati metodi numerici che fossero il più possibile affidabili affinché le differenze tra il metodo empirico e numerico fossero le più esigue possibili. Generalmente la valutazione della tribologia del pacco anelli del pistone è stata portata avanti secondo due approcci: sviluppando modelli analitici e sviluppando modelli empirici i quali tengono conto delle interazioni tra i parametri che influenzano la tribologia considerando risultati sperimentali.

Meccanismi di lubrificazione

I meccanismi di lubrificazione tra parti in moto reciproco tra loro possono essere classificati secondo quanto segue:

- idrodinamico;
- di strato limite;
- lubrificazione mista.

Nella lubrificazione idrodinamica lo strato di lubrificante è sufficientemente spesso da sostenere i carichi e lo strisciamento tra le parti in moto reciproco è quasi nullo. Nella lubrificazione con strato limite lo spessore del lubrificante è poco spesso per sostenere il carico quindi quest'ultimo viene sostenuto parzialmente o completamente per contatto tra le parti in rotazione. Nella lubrificazione mista il carico viene sostenuto sia dallo strato di lubrificante sia dal contatto con la parete. La lubrificazione mista si ha quando c'è un carico molto alto, una velocità bassa oppure un abbassamento della viscosità dovuto alle alte temperature.

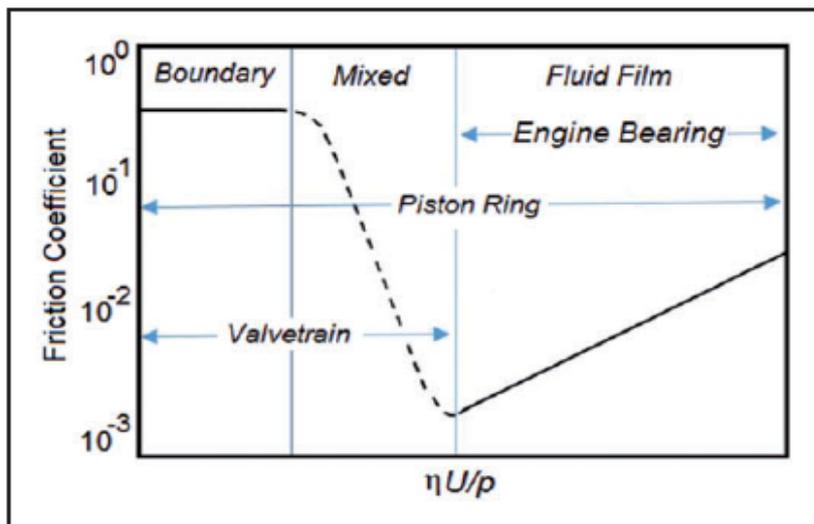


Figura 8 – La curva di Stribeck demarca le varie condizioni di lubrificazione dei componenti del motore.

Durante le fasi di lavoro del pistone, l'interfaccia tra gli anelli del pistone e la camera di combustione vi sono varie condizioni di lubrificazione [2] come mostrato nella figura precedente.

Lubrificazione Idrodinamica ed elasto-idrodinamica

Furhama ha applicato la teoria idrodinamica considerando la velocità e la variazione di carico per calcolare istante per istante lo spessore del fluido e la pressione idrodinamica [3] [4] [5]. L'espressione della pressione idrodinamica generata è ottenuta usando come ipotesi l'incomprimibilità del fluido e la variazione radiale della velocità:

$$V_1 - V_2 = dh/dt \quad (31)$$

Si assume che l'anello sia completamente immerso nell'olio lubrificante o che ci sia olio a sufficienza nella *liner* del pistone tale da ricoprire per intero l'anello. Per verificare l'affidabilità di questo modello, sono stati usati due approcci: il primo considera che il pistone sia fermo e la *liner* del pistone sia in moto reciproco rispetto ad esso in modo da considerare l'effetto della velocità, il carico e la temperatura usando un tubo funzionante da anodo; il secondo invece necessita che venga fatta la misurazione dello spessore d'olio, eseguita tramite l'ausilio di un circuito elettronico che valuta la resistenza elettrica tra la *liner* ed il pistone, il cosiddetto *ring end gap displacement*. I risultati hanno mostrato che il metodo analitico dà più o meno gli stessi risultati del metodo sperimentale.

Ting e Mayer [6] [7] hanno portato avanti una ricerca di tipo analitico per esaminare i modelli di usura del cilindro. Il loro modello considera l'analisi della pressione dei gas, l'analisi della lubrificazione e l'analisi della forza di spinta del pistone. La

lubrificazione anello-*liner* e la pressione idrodinamica generata sono ottenute usando la teoria basata sull'equazioni medie di Reynolds. I risultati sottolineano come lo strato d'olio sia influenzato dal profilo dell'anello, dalla pressione dei gas dietro l'anello e dalla viscosità dell'olio. Il modello può essere applicato a tutti i motori alternati. L'equazione di Reynolds è un'equazione differenziale alle derivate parziali che regolano il gradiente di pressione nello spessore di piccoli *meati* viscosi nella teoria della lubrificazione:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (32)$$

Dove h è lo spessore nominale d'olio, p è la pressione idrodinamica media, x e y le coordinate spaziali, η la viscosità dell'olio, U la velocità istantanea del pistone, ω la velocità angolare dell'albero a gomiti e θ l'angolo di manovella. Esiste una soluzione per cuscinetti con semplici geometrie e specifiche condizioni al contorno, ma per casi complessi l'equazione può essere risolta per via numerica. Perciò, in parecchie ricerche che riguardano la lubrificazione degli anelli dei pistoni, vengono adottati metodi numerici.

Dowson, Ruddy e Economou [8] hanno studiato numericamente la lubrificazione elasto-idrodinamica dell'anello del pistone, che considera la variazione della viscosità dell'olio al variare della temperatura e quella della pressione in funzione delle deformazioni elastiche del profilo del meato. Generalmente, si assume che la viscosità del lubrificante vari lungo la *liner* del pistone con la temperatura per prendere in considerazione anche l'effetto della pressione sulla viscosità. La relazione di Barus è stata usata e gli effetti della variazione della viscosità e della deformazione elastica sono stati incorporati nell'equazione di Reynolds. Si è concluso che lo spessore minimo del meato d'olio in condizioni di lubrificazione elasto-idrodinamica è più sottile che nella lubrificazione idrodinamica.

Invece del metodo di iterazione diretto sviluppato da Dowson [9] per l'analisi della lubrificazione elasto-idrodinamica, Chu-Jung e Cheng [10] hanno usato un sistema di equazioni algebriche non lineari che include le equazioni di equilibrio e di Reynolds. Uno schema agli elementi finiti basato sull'algoritmo di Newton-Raphson-Murty è stato usato per valutare le caratteristiche tribologiche dell'anello nelle sole condizioni di lubrificazione idrodinamica ed elasto-idrodinamica. Il modello può calcolare istante per istante la pressione idrodinamica e lo spessore minimo del meato d'olio per ogni angolo di manovella. I risultati hanno mostrato che la differenza tra lo spessore del meato in condizione di lubrificazione elasto-idrodinamica e in condizione di lubrificazione idrodinamica dipende dal carico e dalla velocità di scorrimento.

Jeng [11] ha sviluppato uno studio numerico completo sull'effetto e sull'interazione tra i parametri geometrici dell'anello, le caratteristiche elastiche dell'anello e le

condizioni di utilizzo per valutare le caratteristiche tribologiche del motore. Per esaminare l'effetto di questi parametri, è stato sviluppato un modello di lubrificazione *fully flooded* che tiene in considerazione il pistone e la camera di combustione entrambi assi-simmetrici. Un sistema di due equazioni differenziali non lineari che include l'equazione di Reynolds e l'equazione di continuità è stato usato per sviluppare questo modello. La larghezza dell'anello, l'altezza della corona e l'offset del profilo dell'anello sono stati presi in considerazione così come il profilo principale dell'anello. Il contributo della pressione dovuto alla pressione idrodinamica sul bordo posteriore è stato ignorato a causa della convergenza e divergenza del profilo dell'anello. Jeng [11] ha utilizzato l'effetto delle condizioni al contorno sullo spessore minimo d'olio considerando la condizione *starvation* in cui l'intera faccia dell'anello non è coperta dal lubrificante ed alcune parti dell'anello sono esposte ai gas.

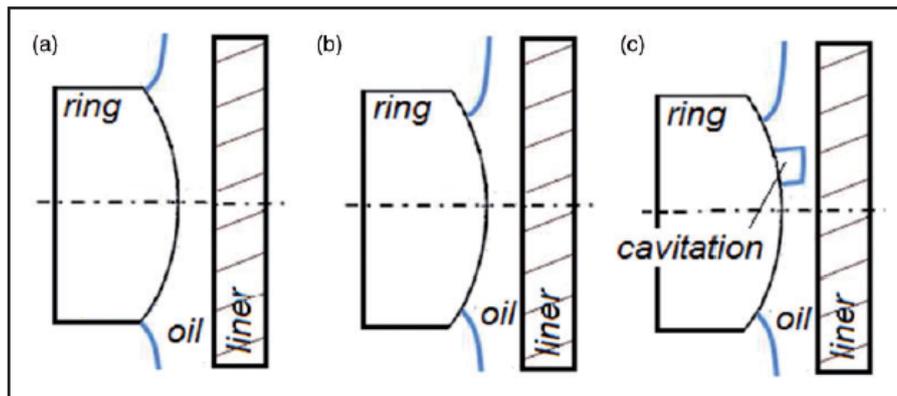


Figura 9 – Condizioni di lubrificazione: *fully flooded*, *starvation* e *cavitation*.

È noto che durante il ciclo operativo del motore, l'alimentazione di lubrificante non è sufficiente per una lubrificazione *fully flooded* a causa delle variazioni di carico e dell'impatto dell'anello sulla continuità del flusso d'olio. Perciò, questo modello incorpora [11] la condizione di lubrificazione *starvation* e la disponibilità d'olio, nel modello sviluppato successivamente per condizioni di *fully flooded*, in condizioni di lubrificazione idrodinamica [12]. Il paragone fra i risultati mette in evidenza che la lubrificazione *starvation* produce un'estrema riduzione per quanto riguarda lo spessore minimo di olio a metà corsa. Richardson e Borman [13] hanno realizzato una ricerca teorica e sperimentale per avere un'idea sulla lubrificazione dell'anello del pistone. Il gradiente di temperatura lungo il meato è considerato nullo e la temperatura della *liner* del pistone è stata assunta al fine di impedire che la variazione di temperatura influenzasse il calcolo dello spessore di meato. Si è concluso che le condizioni al contorno di Reynolds sono in completo accordo con i risultati sperimentali ed il modello analitico.

Wakuri Y, Hamatake T e Soejima M [14] hanno usato il modello dell'anello di pistone assi-simmetrico includendo *starvation* dell'olio e la viscosità dinamica per valutare la caratteristica tribologica dell'anello del pistone. Al contrario di altri studi i quali hanno

posto costante la viscosità del lubrificante, questa ipotesi tiene in conto la variazione assiale della viscosità dell'olio lungo la *liner* del pistone rispetto alla temperatura in due punti distinti. I risultati mettono in evidenza che le variazioni cicliche dello spessore del meato d'olio e della forza d'attrito sono influenzate dallo *starvation* dell'olio. Si è concluso che la differenza tra la misurazione dello spessore del meato e la sua valutazione analitica nell'intercapedine anello-*liner* è dovuto allo *starvation* dell'olio.

Poiché lo sviluppo di motori compatti ad alta efficienza è in progresso continuo, la forma dell'anello è divenuto un importante fattore che influenza le perdite per attrito ed il *blow-by*. Perciò, è di primaria importanza capire il meccanismo di lubrificazione e come gli attriti contribuiscono nell'usura dell'anello e della *liner*.

Chung Y, Schock H and Brombolich L. [15] Fire hanno sviluppato un modello di usura del pistone usando l'analisi dell'attrito dell'anello considerando lineare la relazione tra l'usura dell'anello e la forza d'attrito esercitata sulla faccia dell'anello. L'obiettivo principale di questa ipotesi era di valutare l'usura dell'anello causata dalla caratteristica tribologica del motore e di valutare l'effetto della potenza in uscita e la velocità del motore sul tasso di usura dell'anello. L'analisi del gas inter-anello e la valutazione della lubrificazione in condizione idrodinamica sono ricavate dall'equazione di Reynolds usando le condizioni al contorno di Smmerfield come prerequisito. L'analisi sulla pressione media effettiva indicata è stata portata avanti per ottenere la stessa potenza a differenti velocità.

Taylor RI, Brown MA e Thompson DM [16] [17] hanno eseguito uno studio sia numerico che sperimentale sulla reologia dei lubrificanti per vedere l'effetto della variazione di viscosità rispetto alla temperatura ed il tasso di deformazione. L'equazione di Reynolds lungo una direzione, negando l'effetto *schizzo*, è stata impiegata come equazione cardine. Lo *starvation* dell'olio è stato tenuto in conto usando delle condizioni al contorno di Reynolds modificate in cui non c'è né cavitazione né rottura del meato. La validazione del modello è stata portata avanti usando una fluorescenza indotta da un fascio laser per misurare lo spessore del meato. La cavitazione nel meato avviene quando il lubrificante non è in grado di sostenere una continua ed ampia pressione negativa dovuta alla formazione di bolle all'interno del meato.

Yang e Keith [18] hanno portato avanti uno studio numerico in condizioni di lubrificazione elasto-idrodinamica simile a quello condotto da Dowson [8] nel 1983, con la differenza che in questo caso la cavitazione viene presa in considerazione. Il modello permette di determinare le zone di cavitazione e di *pressure reformation* usando la conservazione della massa. L'algoritmo prende in considerazione l'effetto della viscosità dinamica e la deformazione elastica della superficie.

La maggior parte dei modelli considera il pistone/cilindro assi-simmetrico, ma in realtà il cilindro non è perfettamente *radiale*. Ma M, Smith EH and Sherrington I. [19] [20] hanno introdotto un modello per esaminare gli effetti della curvatura basato sulla teoria della lubrificazione in condizioni di lubrificazione idrodinamica usando il metodo alle differenze finite. La variazione assiale dello spessore del meato d'olio rispetto al profilo dell'anello e la variazione circonferenziale considerando la distorsione della *liner* sono state inserite nell'equazione per il calcolo dello spessore nominale del meato d'olio. Il modello include la pressione in camera di combustione, in riferimento alla pressione inter-anello e la variazione assiale della temperatura nella *liner*. I risultati sono stati confrontati con quelli ottenuti dal modello assi-simmetrico bidimensionale e i risultati sperimentali dei precedenti studi. Questo paragone ha mostrato che sotto le condizioni *fully flooded*, la precisione del modello può essere migliorata con ipotesi più realistiche per *starvation* e cavitazione.

Yang e Keit [21] [22] hanno introdotto un algoritmo elasto-idrodinamico non simmetrico per considerare la cavitazione e le caratteristiche dell'anello. L'anello è stato considerato sia deformabile sia rigido per considerare le caratteristiche elastiche dell'anello. L'equazione di Reynolds e la considerazione che la *liner* sia ellittica sono state applicate al fine di valutare il flusso di olio circonferenziale e assiale così come la distribuzione idrodinamica della pressione. I risultati hanno rivelato che lo spessore minimo di meato è più piccolo che nell'analisi assi-simmetrica a causa di una non uniforme pressione idrodinamica. In più, la variazione di pressione inter-anello ed il *blow-by* sono aumentati considerando l'anello elastico contrariamente a quanto succede considerando l'anello rigido.

Harigaya Y, Ichinose M and Suzuki M. [23] hanno applicato la lubrificazione termo-idrodinamica per valutare la congiunzione tra l'anello e la *liner* e le caratteristiche di lubrificazione. Basato sul fatto che la temperatura del meato d'olio è influenzata dalla temperatura dell'anello e della *liner* così come la dissipazione viscosa, la viscosità del lubrificante è trattata secondo la temperatura del meato d'olio e della *liner*. L'equazione di Reynolds e l'equazione dell'energia sono state applicate come equazioni cardini per considerare la temperatura del meato d'olio ed il calore generato per dissipazione viscosa.

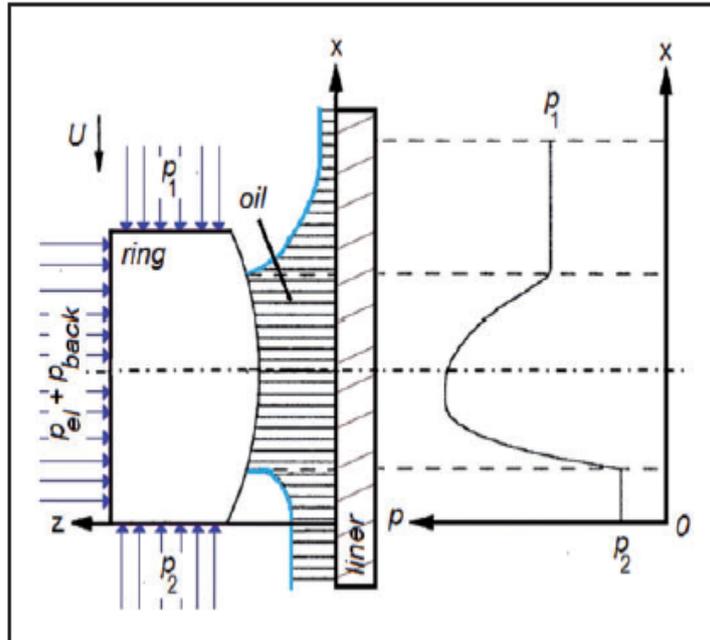


Figura 10 – Cavitazione aperta senza la riformazione delle condizioni al contorno.

Ma M, Sherrington I and Smith E. [24] hanno condotto uno studio sulla lubrificazione non assi-simmetrica considerando la condizione *starvation*, con un algoritmo basato sulla continuità della portata per valutare la lubrificazione anello-pistone. Per verificare l'affidabilità di questa ipotesi, è stata verificata la continuità del flusso di lubrificante sia in condizioni quasi statiche che dinamiche ed i risultati sono stati confrontati con la soluzione dell'equazione di Reynolds. È stato usato il metodo delle differenze finite per la costruzione del modello assumendo costante la viscosità e la densità del fluido lubrificante. Per rendere l'ipotesi più realistica è stato considerata la *open cavitation* senza il recupero delle condizioni al contorno come mostrato in Figura 10.

Brown ed Hamilton [25] hanno calcolato lo spessore minimo del meato d'olio sia numericamente che sperimentalmente. Il loro modello è stato sviluppato considerando la lubrificazione idrodinamica usando come condizioni la *fully flooded* e la *starved boundary*. Il paragone tra i valori calcolati per via numerica e quelli misurati sperimentalmente rivela che la differenza è dovuta all'*oil starvation*.

Ma M, Sherrington I and Smith E. [24] hanno realizzato un'analisi sulla lubrificazione dell'anello del pistone usando l'equazione di continuità considerando il profilo del pistone non perfettamente circolare e lo spessore del meato variabile. I risultati sottolineano che la distorsione del pistone riduce significativamente la potenza persa ed aumenta il consumo di carburante.

Ma M, Sherrington I, Smith EH [26] hanno sviluppato il modello [24]: partendo dal fatto che la pressione cambia rapidamente quando la pressione idrodinamica è generata, la pressione generata sullo spessore è minore della pressione ai bordi (sopra e sotto

l'anello) e la pressione minima è più alta della pressione di saturazione (pressione atmosferica) e secondo queste ipotesi non c'è né cavitazione né interruzione del meato d'olio come mostrato in Figura 11.

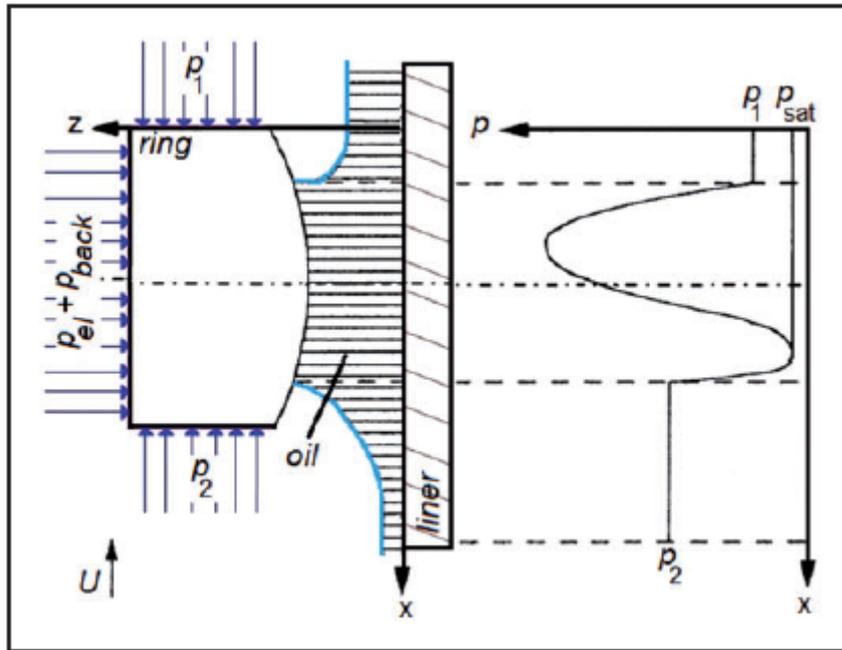


Figura 11 – Ipotesi *Oil starvation open-end*.

Han e Lee [27] analizzando la lubrificazione dell'anello del pistone usando l'ipotesi di *open-end boundary* (che soddisfa la continuità sia all'ingresso che all'uscita) hanno mostrato che lo spessore effettivo dell'anello si riduce di circa il 20-30% durante la stessa fase di lavoro motore.

Esfahanian M, Hamrock BJ and Elsharkawy AA [28] hanno usato uno schema numerico per il risolvere il sistema di due equazioni non lineari che includono sia l'equazione di Reynold che l'equazione di equilibrio considerando la lubrificazione idrodinamica nell'intercapedine anello-*liner* del pistone. Si è tenuto conto della cavitazione all'interno il meato d'olio per rendere il modello più realistico.

Stanley R, Taraza D and Henein N. [29] [30] hanno presentato un modello che, utilizzando la teoria della lubrificazione, valuta le prestazioni tribologiche dell'anello e della gonna del pistone.

La disponibilità di olio nell'interfaccia anello-*liner* dipende dalla presenza di olio nell'anello *raschia-olio* il quale previene il consumo eccessivo di olio prodotto dall'evaporazione dell'olio. Si può quindi concludere che per certi angoli di manovella, l'insufficienza di olio, in condizione *fully flooded*, è compensata dalla faccia dell'anello quindi le condizioni al contorno sono molto importanti.

Sawicki and Yu [31] hanno utilizzato un approccio [12] che considera la conservazione della massa per analizzare la lubrificazione dell'anello utilizzando le condizioni al contorno di Jakobsson–Floberg–Olsson [32] [33] per considerare la *enclosed cavitation* e per il calcolo più preciso dell'attrito, della potenza persa e della portata di fluido.

Tian [34] [35] ha studiato per via numerica il comportamento dell'anello ed il suo effetto sulla lubrificazione anello-*liner* considerando che l'anello che galleggi o urti la *liner* del pistone. Sono stati considerati le principali caratteristiche geometriche e meccaniche dell'anello e l'effetto del trasporto d'olio con particolare attenzione alla disponibilità d'olio nelle vicinanze del TDC.

Gamble R, Priest M and Taylor C. [36] hanno studiato un modello per l'analisi della disponibilità d'olio e del flusso nell'intercapedine anello-*liner*. La maggior parte degli studi sulla lubrificazione considerano solo il flusso d'olio attraverso l'interfaccia *ring-liner* del pistone, ma ci sono altri meccanismi che influenzano la disponibilità d'olio. Il modello tiene in considerazione il flusso d'olio addizionale ed il fenomeno del *blow-by*.

Kurbet S and Kumar RK. [37] hanno analizzato gli effetti del movimento assiale e radiale dell'anello, della torsione, della variazione del fine corsa dell'anello ed il movimento secondario del pistone dovuto alla loro importanza nelle prestazioni del motore applicando il metodo degli elementi finiti. Durante l'indagine l'albero motore, gli anelli ed il rivestimento sono stati considerati corpi deformabili ed il pistone come un corpo rigido. L'analisi è stata eseguita su due diversi tipi di motori, con uno o quattro cilindri. I risultati evidenziano che senza il movimento secondario del pistone l'anello si comporta come un corpo rigido e la dimensione del gap di estremità dell'anello rimane invariato. Inoltre, l'inclinazione ed il movimento laterale del pistone dipendono dal numero di cilindri.

Mufti RA, Priest M and Chittenden RJ [38] hanno studiato un modello di attrito del gruppo pistone e un banco di prova per calcolare l'attrito degli anelli di compressione e della gonna del pistone. Sono stati studiati in regime idrodinamico la rottura dello strato di olio ed il ritorno alle condizioni al contorno considerando la simmetria assiale e l'uniformità dello spessore del meato d'olio. Per l'anello di controllo olio il regime di lubrificazione limite è stato considerato nella condizione in cui il carico normale al rivestimento è imposto dalla tensione elastica dell'anello. Un sistema di equazioni di equilibrio e di Reynolds bidimensionali è stato usato per calcolare l'attrito della gonna del pistone.

Wong ed i suoi colleghi hanno effettuato uno studio usando test e modelli classici per considerare l'effetto dei macroscopici parametri operativi, anziché la progettazione dei componenti e le condizioni operative [39]. La dinamica dei componenti motore, la

portata di lubrificante, la composizione del lubrificante e la temperatura sono state considerate come fattori operativi macroscopici per valutare la disponibilità di olio. È stato esaminato l'effetto di questi parametri macroscopici sulle proprietà chimiche e reologiche dell'olio e, di conseguenza, sulla lubrificazione dei componenti e sulla velocità di usura.

Livanos G and Kyrtatos NP. [40] hanno condotto uno studio basato sulla teoria della lubrificazione considerando il *quasi-steady-state* per calcolare le perdite per attrito attribuite al *ring-pack*, alla gonna del pistone, ai cuscinetti di banco, ai cuscinetti di biella ed al *valvetrain*. Questo modello è in grado di calcolare anche l'attrito motore totale o per ciascun angolo di manovella o per ciascuna fase del ciclo motore tramite il calcolo della pressione effettiva media d'attrito (*Friction Mean Effective Pressure*, FMEP). Per studiare l'effetto del meato d'olio nell'interfaccia *ring-liner*, è stata considerata l'equazione di Reynolds considerando una geometria assi-simmetrica e fluido monodimensionale.

Sempre Livanos e Kyrtatos [41] hanno presentato un modello per valutare i componenti di attrito del motore in base alla teoria della lubrificazione tenendo in considerazione una geometria più precisa ed il moto del pistone. I contributi del *ring-pack* del pistone, della gonna del pistone e dell'attrito del cuscinetto dello spinotto sono stati presi in considerazione. È stata fatta l'ipotesi che il *ring-pack* possa essere assimilato a una serie di diversi anelli di compressione ed un anello di controllo olio a doppio binario, con ogni binario trattato come un singolo anello. In contrasto con gli studi precedenti che consideravano che le perdite di attrito maggiori fossero generate dal *ring-pack* del pistone, i risultati mostrano che la gonna del pistone è la principale fonte d'attrito seguito dal *ring-pack* del pistone.

Mishra P, Balakrishnan S e Rahnejat H. [42] hanno condotto un'analisi sulla lubrificazione dell'anello-pistone in regime elasto-idrodinamico utilizzando una precisione maggiore nel calcolo delle proprietà elastiche dell'anello e della pressione del gas dietro l'anello. Perciò è stato considerato un comportamento piezo-viscoso [43] per considerare la variazione di viscosità rispetto alla pressione:

$$\eta' = \frac{\eta}{\eta_0} = e^{5.1 \cdot 10^{-9} p (\ln \eta_0 + 9.67)} \quad (33)$$

Nello studio di Mishra P, Balakrishnan S e Rahnejat H. [42] la variazione dello spessore del meato d'olio a causa della deformazione elastica delle superfici del cuscinetto è stata incorporata nello spessore nominale del meato d'olio e nell'equazione di Reynolds.

In contrasto con molti modelli che sono basati sulla teoria della lubrificazione e sulla risoluzione dell'equazione di Reynolds, Felter [44] ha sviluppato un modello di superficie libera basato sulle equazioni di Navier-Stokes. Le equazioni di Navier-

Stokes a due dimensioni erano usate per studiare il fluido con viscosità dinamica. Lo svantaggio di questo modello è che la simulazione non considera la cavitazione e quindi è valido solo in sua assenza.

L'esaurimento di olio si verifica quando l'alimentazione di lubrificante non è adeguata o quando la velocità del pistone è troppo alta. Kumar R, Kumar P and Gupta M. [45] hanno esaminato l'effetto della mancanza di olio sul coefficiente di attrito e sullo spessore minimo del meato d'olio in condizioni elasto-idrodinamiche usando differenti combinazioni di carico e velocità. Questo metodo considera le variazioni di densità e di viscosità del lubrificante rispetto alla pressione e trascura l'effetto *schizzo* del meato d'olio.

I più comuni processi di finitura superficiale utilizzati come processi secondari durante la produzione del blocco cilindro sono l'alesatura, la rettifica e la lappatura. La lappatura della superficie ed il tratteggio incrociato servono a trattenere l'olio e a migliorare il processo di lubrificazione. La lappatura introduce superfici di plateau, dovute al processo, ma queste superfici possono essere controllate selezionando una punta levigatrice con un'adeguata rugosità. Spencer A, Almqvist A and Larsson R. [46] hanno mappato la struttura della superficie del *liner* e sviluppato un algoritmo per generare una struttura periodica ed artificiale per considerare la reale topografia della superficie. Per tenere in considerazione l'effetto di levigatura e la rugosità del *liner plateau*, è stata applicata la normalizzazione dell'equazione di Reynolds rispetto ai reali parametri del fluido che scorre sulla superficie reale. Gli autori credono che debba essere presa in considerazione la scala globale della struttura della superficie invece della rugosità media della texture superficiale, ma non esiste alcuna validazione sperimentale.

Etsion [47] ha sviluppato un modello numerico della lubrificazione dell'anello del pistone per valutare l'effetto della struttura della superficie. È stata usata la forma bidimensionale dell'equazione di Reynolds in condizioni quasi stazionarie come equazione risoltrice per considerare le proprietà geometriche delle irregolarità della superficie. È stata fatta un'ottimizzazione tramite parallelepipedi per le suddette irregolarità.

Styles G, Rahmani R, Rahnejat H tried [48] hanno cercato di determinare l'effetto della topografia della superficie e gli effetti del rivestimento superficiale sulla lubrificazione del pistone e dell'anello. Sono stati considerati l'effetto della struttura superficiale e l'alterazione delle proprietà meccaniche, dovuta al rivestimento con materiali duri e resistenti all'usura, sulle prestazioni di attrito delle superfici dei cuscinetti. L'equazione di Reynolds e il modello Greenwood e Tripp sono stati utilizzati per calcolare la pressione idrodinamica generata e l'attrito *ring-liner* totale dovuto ai picchi di pressione sulla superficie.

Bouassida H, Biboulet N, Sainsot P [49] hanno applicato l'equazione bidimensionale del transitorio di Reynolds per studiare l'effetto dei parametri di levigatura, supponendo che la superficie dell'anello fosse completamente coperta d'olio:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) - \frac{\partial(U\rho h)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 & (x, y) \in \Omega_1 \\ p(x, y) = 0 & (x, y) \in \Omega_2 \end{cases} \quad (34)$$

dove Ω_1 e Ω_2 sono rispettivamente la zona di pressione e la zona di cavitazione. Il modello di struttura sviluppato è completamente descritto dalla larghezza, dall'angolo e dalla profondità della scanalatura e la distanza tra i crossover, come mostrato nella Figura 12, sulla capacità di *load-carrying* (LCC).

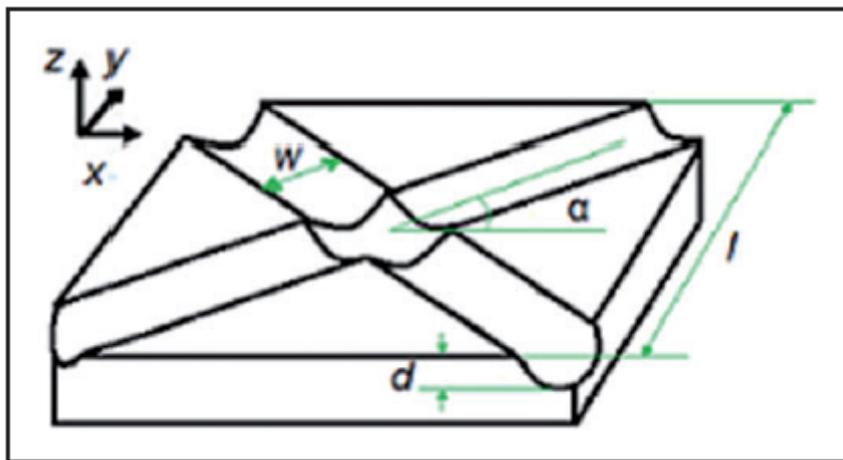


Figura 12 – Superficie lappata e parametri di tratteggio.

Biboulet N, Bouassida H, Cavoret J [50] hanno svolto un'indagine basata su procedure sperimentali e statiche per identificare i solchi prodotti dal tratteggio incrociato e per comprendere il meccanismo di lubrificazione dell'anello e del rivestimento del pistone. Lo scopo principale di questo studio era fornire uno strumento predittivo per scegliere una finitura superficiale adeguata rispetto alla geometria del solco.

Noutary, Biboulet N e Lubrecht A. [51] hanno applicato il codice basato sulle idee di Alcouffe per risolvere l'equazione di Reynolds transitoria bidimensionale. Sono stati esaminati l'effetto della forma e dell'angolo della scanalatura. I risultati hanno dimostrato che la densità e la profondità del solco giocano un ruolo importante rispetto alla forma del solco su LCC.

L'accurata valutazione dello spessore del meato d'olio con adeguate proprietà di lubrificazione determina una riduzione ottimale della viscosità dell'olio senza disturbare l'azione di lubrificazione. Taylor [52] ha svolto un'indagine basata sulla teoria della lubrificazione per studiare la dipendenza dello spessore del meato d'olio

sulle proprietà di lubrificazione come la viscosità dell'olio e la temperatura. Al fine di stimare con precisione lo spessore minimo del meato d'olio e le perdite per attrito limite, è stata considerata l'inclusione dell'effetto di compressione nel modello.

Lubrificazione al contorno e mista

Lo svantaggio principale delle teorie stocastiche che vengono applicate per determinare l'effetto della rugosità superficiale sulla lubrificazione parziale è che vanno ricercati nuovi metodi. Il vantaggio di quest'ultimi è che, con la distribuzione statistica delle asperità nota, è possibile analizzare qualsiasi tipo di superficie. Il principale problema associato alla teoria stocastica esistente è che i risultati sono limitati a specifiche strutture superficiali, generate da creste orientate longitudinalmente o trasversalmente, ed è difficile considerare la rugosità superficiale tridimensionale [53] [54] [55]. Gli approcci più popolari ed affidabili che considerano l'effetto della topografia della superficie sulla traiettoria e sull'usura delle superfici dei cuscinetti sono i modelli Greenwood-Tripp e Patir-Cheng, in base al fatto che il carico e l'area di contatto (crescita della giunzione) sono proporzionali indipendentemente dalla meccanica e dalle proprietà geometriche delle superfici di contatto. Contrariamente ai precedenti studi che presumevano che le asperità superficiali si trovassero solo su una delle superfici portanti, Greenwood e Tripp [56] hanno sviluppato un modello che considera le asperità su entrambe le superfici. La pressione sostenuta da entrambe le superfici di contatto è espressa come:

$$p_{asp}(z) = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma BN)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F(h(z)/\sigma) \quad (35)$$

dove $F(h(z)/\sigma)$ è la distribuzione di probabilità delle asperità (distribuzione gaussiana per la maggior parte degli studi) ed il modulo composito di Young è espresso come:

$$E = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad (36)$$

Patir e Cheng [57] hanno studiato per via numerica gli effetti della rugosità superficiale in condizioni di lubrificazione mista per definire l'equazione di Reynolds per superfici ruvide in termini di fattori di flusso di pressione e di taglio:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varphi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\varphi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} \sigma \frac{\partial \varphi_s}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (37)$$

dove σ è la rugosità combinata, φ_x e φ_y , funzioni di h/σ , sono i fattori di flusso di pressione che confrontano il flusso di pressione medio in un cuscinetto grezzo con un cuscinetto liscio, e φ_s è il fattore di scorrimento a taglio dovuto allo scorrimento in un cuscinetto grezzo.

Il vantaggio principale di questo metodo è che, con una distribuzione statistica delle asperità, è possibile analizzare qualsiasi tipo di superficie. Questo metodo è applicabile alle superfici isotropiche e alle superfici con motivi direzionali.

Dowson D, Economou P, Ruddy BL [9] hanno sviluppato un modello per calcolare lo spessore del meato d'olio, della forza di attrito e del trasporto di olio per un singolo anello ed un gruppo di anelli del pistone assumendo una lubrificazione mista con un coefficiente di attrito costante quando lo spessore del meato d'olio è inferiore ad un certo valore. Questo modello è stato modificato da Ruddy BL, Parsons B, Dowson D [58] considerando la torsione dell'anello e studiando gli effetti della distorsione della scanalatura dell'anello e della perdita di lubrificante negli anelli.

Rohde [59] ha svolto un'indagine per esaminare l'effetto della rugosità superficiale sulla lubrificazione degli anelli del pistone basata sull'approccio di Patir e Cheng. La teoria della lubrificazione è stata applicata per valutare le prestazioni di attrito di un gruppo di anelli del pistone in diverse condizioni operative. Si è concluso che la topografia superficiale ha un effetto significativo sull'attrito dell'anello del pistone in condizioni di lubrificazione mista.

Miltsios GK, Patterson DG e Papanastasiou TC. [60] hanno applicato il metodo agli elementi finiti per risolvere le equazioni alla base della lubrificazione e della forza di attrito per ogni anello. Sono state utilizzate condizioni al contorno *fully flooded* e l'equazione di Reynolds bidimensionale. La lubrificazione mista è stata presa in considerazione quando lo spessore del meato d'olio è sceso sotto un certo valore rispetto alla rugosità della superficie composita. L'alterazione del profilo dell'anello a causa dell'inclinazione dell'anello stesso nella scanalatura è stata tenuta in considerazione. I risultati dimostrano che negli anelli si verificano sia la lubrificazione idrodinamica che mista rispetto alle condizioni operative e ai parametri di progettazione. La lubrificazione idrodinamica domina quando l'attrito aumenta con la velocità del pistone.

Keribar R, Dursunkaya Z e Flemming MF [61] hanno effettuato una trattazione completa dei modelli di lubrificazione idrodinamica e *boundary* per valutare le prestazioni del gruppo degli anelli elastici. Il modello è un'analisi multiuso utilizzata per calcolare l'effetto della dinamica (assiale, radiale e torsionale), il *blow-by* del gas inter-anello, la rugosità della superficie ed il meccanismo di lubrificazione sullo spessore minimo del meato d'olio e l'attrito istantaneo. Il modello Greenwood-Tripp [56] è stato applicato per considerare l'effetto della rugosità superficiale e le asperità di

contatto con la distribuzione gaussiana delle altezze dei picchi considerando il raggio di curvatura di asperità fisso. Il metodo alle differenze finite è stato impiegato per risolvere l'equazione di Reynolds. I risultati forniscono la prova che le interazioni implementate nel codice influiscono sulle ipotesi.

Un'analisi di lubrificazione mista è stata effettuata da Sui e Ariga per studiare l'effetto della topologia della superficie dell'anello sulla tribologia degli anelli del pistone. Per convalidare l'affidabilità dell'approccio, è stato utilizzato un banco di prova mobile. Sono stati analizzati diversi tipi di orientamento della rugosità superficiale (trasversale, isotropico e longitudinale). I risultati dimostrano che la topologia superficiale è un parametro influente e che lo spessore e l'attrito del meato d'olio sono sensibili alla rugosità della superficie.

Hu Y, Cheng HS, Arai T [62] hanno modellato una lubrificazione dell'anello del pistone non assialmente simmetrica con una forma ad anello arbitraria quando si inserisce nel cilindro, come un problema complementare lineare (LCP). La soluzione LCP è stata incorporata con la teoria della lubrificazione per valutare lo spessore del meato d'olio ed il carico di contatto distribuito sulla circonferenza. Il modello tiene in conto l'effetto della distorsione statica del rivestimento, della variazione della pressione del gas e della carenza di lubrificante in caso di lubrificazione mista. La distorsione statica del rivestimento è favorita dall'espansione termica e dal serraggio delle viti della testata. La rugosità superficiale è stata incorporata tramite l'equazione di Reynolds media e la pressione di contatto per le asperità è stata calcolata utilizzando il modello di Greenwood-Tripp [56], che è stato applicato per calcolare la pressione media di contatto considerando una distribuzione gaussiana delle asperità. L'elasticità dell'anello, la distorsione statica del rivestimento e le variazioni della pressione del gas all'interno dello spazio tra gli anelli sono state integrate nel modello di lubrificazione misto.

Sulla base del fatto che dopo un periodo di rodaggio, la parete del rivestimento diventa più liscia, la superficie levigata può essere analizzata mediante l'uso di corrugazioni di opportuna ampiezza, direzione e frequenza spaziale. La modifica di questi parametri di levigatura genera superfici con diverse trame di superficie. Michail e Barber [63] hanno sviluppato un modello per incorporare la teoria della lubrificazione e valutare l'effetto di questi parametri sullo spessore del meato d'olio e sulle prestazioni tribologiche del motore. I fattori di flusso di pressione φ_x e φ_y e il fattore di flusso di taglio φ_s sono stati calcolati in funzione della rugosità superficiale da integrare con l'equazione di Reynolds per considerare l'effetto della rugosità superficiale.

È validato da diversi studi sperimentali che le superfici di plateau riducono il tempo di rodaggio, migliorano la conservazione dell'olio e la lubrificazione. Michail e Barber [64] hanno studiato l'effetto della rugosità superficiale usando il modello Patir-Cheng [57] per determinare i fattori di flusso. È stata considerata solo la rugosità del

rivestimento e si è ipotizzato che l'anello avesse una superficie liscia, quindi la rugosità combinata σ è uguale alla rugosità del rivestimento. I fattori di flusso sono stati incorporati con la teoria della lubrificazione per determinare la dipendenza dello spessore del meato d'olio su parametri superficiali e condizioni operative. I risultati forniscono la prova che, in determinate condizioni operative, lo spessore del meato d'olio è maggiore per le superfici orientate trasversalmente.

Priest M, Taylor RI, Dowson D [65] hanno applicato il modello per il gruppo anelli dei pistoni sviluppato da Dowson D, Economou P, Ruddy BL [9], per esaminare la sensibilità dell'analisi con condizioni al contorno differenti. Sono stati esaminati e confrontati con i risultati sperimentali l'effetto della cavitazione di Reynolds, le condizioni al contorno con riformazione e le condizioni al contorno di Reynolds modificate. Vale la pena menzionare che le indagini sperimentali non hanno potuto determinare quali condizioni al contorno siano più accurate e affidabili.

Knopf [66] ha effettuato un'indagine per determinare l'effetto della topografia della superficie del rivestimento sulla lubrificazione della congiunzione *ring-liner*. Con la modifica dell'angolo di levigatura è possibile trovare un buon compromesso tra il trasporto dell'olio e l'aumento della pressione idrodinamica. Il modello ha confermato che le superfici con distribuzione della densità di ampiezza asimmetrica e topografia orientata trasversalmente hanno un impatto positivo sul meccanismo di lubrificazione.

Gulwadi [67] ha provato uno studio numerico per determinare le interazioni tra i diversi regimi di lubrificazione (idrodinamica, mista e *boundary*), la disponibilità di olio e la dinamica dell'anello usando un algoritmo di conservazione della massa che considerava la cavitazione. Il modello migliora il calcolo dell'accumulo d'olio sui bordi d'entrata e d'uscita della fascia elastica per valutare il consumo d'olio stesso.

Priest M, Dowson D e Taylor C. [68] hanno sviluppato un modello che è un'estensione del modello di Priest [69] per calcolare la dinamica, la lubrificazione e l'usura delle fasce elastiche in modo interattivo. Il modello calcola in primo luogo la performance tribologica di anelli nuovi e usurati a velocità e carico costanti, per introdurre il fattore di usura al fine di considerare l'alterazione del profilo dell'anello. Il fattore di usura è una funzione delle proprietà del materiale, della topografia della superficie, del lubrificante e delle condizioni operative. Il modello integrato con il fattore di usura è stato applicato per valutare la lubrificazione e l'usura dell'anello di compressione superiore nello stesso motore.

Priest M, Dowson D e Taylor C. [70] hanno applicato una versione semplificata del modello [69] di lubrificazione del pistone per studiare la sensibilità del modello a diverse condizioni al contorno applicabili. Le condizioni al contorno adottate erano: Sommerfeld, cavitazione di Reynolds, separazione del flusso e separazione di Reynolds modificata. L'analisi assial-simmetrica è stata condotta su un singolo anello

di compressione con un profilo convesso. I risultati dimostrano che le diverse configurazioni di cavitazione nei modelli di lubrificazione del pistone influenzano il profilo di pressione idrodinamica, i confini del meato lubrificante, lo spessore del meato d'olio, il flusso d'olio e l'attrito.

Gulwadi [71] ha condotto un'indagine esauriente per valutare le prestazioni e le interazioni tra l'anello del pistone e il consumo d'olio, il *blow-by* e le perdite di potenza con lubrificazione mista. L'equilibrio di forza e l'equazione di Reynolds sono stati impiegati come equazioni di governo. Le perdite di potenza sono state espresse in termini di lubrificazione idrodinamica e *boundary*. Il consumo d'olio è influenzato dall'evaporazione dell'olio stesso considerando fattori influenti lo spessore del meato d'olio, la pressione e la temperatura del gas inter-anello, le proprietà termiche del rivestimento e la temperatura.

È noto che le superfici ingegneristiche hanno altezze di asperità dello stesso ordine o un ordine di grandezza maggiore dello spessore medio del meato d'olio nell'area di contatto. Quando lo spessore del meato è ridotto a un limite inferiore rispetto alla topografia delle due superfici, può provocare il contatto diretto tra le superfici, che è la ragione principale dei deterioramenti superficiali quali usura, strisciamento e vaiolatura. Da questo punto di vista, Hu e Zhu [72] hanno sviluppato un modello di lubrificazione mista per comprendere i meccanismi di contatto e prevedere la lubrificazione, oltre che migliorarne la progettazione e l'efficienza. Il modello divide l'area di contatto in due regioni distinte, la regione idrodinamica e la regione di contatto. Nella regione idrodinamica la pressione dell'olio è regolata dall'equazione di Reynolds. Per la lubrificazione mista in cui lo spessore del meato d'olio è nullo, è stata utilizzata una semplice descrizione matematica del problema del contatto a secco, invece dell'equazione di Reynolds:

$$U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (38)$$

Le proprietà superficiali quali la geometria, la rugosità superficiale e la deformazione superficiale sono state considerate implicitamente nell'espressione di spessore olio nominale.

Akalin e Newaz [73] [74] hanno applicato l'equazione di Reynolds media e il modello di contatto di asperità Greenwood-Tripp [56] per analizzare le prestazioni tribologiche di una fascia elastica. Sono state fatte alcune considerazioni per scegliere la condizione al contorno rispetto all'angolo di manovella e alla probabilità del verificarsi della cavitazione. Per alcuni angoli di manovella, specialmente nei punti morti in cui l'azione di schiacciamento domina e impedisce il verificarsi della cavitazione, è stata applicata una condizione al contorno *fully flooded* per trascurare la cavitazione all'interno dello spessore del meato d'olio. Per altri angoli di manovella, le condizioni al contorno di

Reynolds sono state utilizzate per considerare la cavitazione, ma questo approccio prende in considerazione solo la rottura del meato d'olio e non la riformazione dello stesso.

Basandosi sul fatto che il regime di lubrificazione dominante nell'anello del pistone è quello idrodinamico, la lubrificazione mista avviene in aree critiche, quelle vicino ai punti morti. Per considerare la lubrificazione mista, Wang W, HU YZ, Wang H [75] combinarono l'equazione di Reynolds media con il modello di contatto asperità per esaminare la dipendenza dello spessore del meato d'olio e le perdite per attrito sulla topografia di superficie. L'analisi numerica invece del modello sviluppato da Hu e Zhu [72] permette di calcolare le caratteristiche di contatto e di lubrificazione dell'anello del pistone in varie condizioni operative.

Il profilo del foro assiale influisce sul movimento radiale dell'anello nella scanalatura, sulla dimensione della distanza dell'estremità dell'anello, sulle condizioni di lubrificazione, sullo spessore del meato dell'olio, sul consumo di olio e sul *soffio*. L'entità di questi effetti può essere controllata dalla configurazione del *ring-pack*, dalle condizioni operative e dal profilo assiale del foro. Un modello di lubrificazione analitica con lubrificazione mista è stato utilizzato da Piao e Gulwadi [76] per tenere conto dell'effetto generato dall'inerzia dell'anello radiale dovuto al profilo assiale del foro. Gli effetti della velocità del motore, della tensione dell'anello e del profilo del foro sono stati studiati utilizzando lo strumento RINGPAK del software *Ricardo*. Per studiare l'effetto del profilo assiale del foro, nella simulazione sono state considerate tre diverse forme di alesaggio. I risultati della simulazione forniscono la prova che il gioco istantaneo del *liner* dell'anello di pistone è influenzato dal movimento radiale dell'anello, dalla torsione dell'anello all'interno della scanalatura e dal movimento secondario del pistone. Le differenze di spessore del meato dell'olio sono attribuite a molti fattori come la pressione nella scanalatura, la tensione dell'anello, il profilo della faccia dell'anello, la spaziatura assiale tra gli anelli e il profilo della *liner*.

Xu H, Bryant MD, Matthews RD [77] hanno eseguito due diversi studi numerici per calcolare l'attrito tra l'anello del pistone e il rivestimento. Nel primo modello, l'effetto della rugosità superficiale sotto lubrificazione mista è stato studiato utilizzando un sub-modello di contatto approssimativo stocastico. Un secondo modello è stato sviluppato per analizzare la rottura e la cavitazione del meato lubrificante considerando le topografie superficiali dell'anello e del rivestimento. I risultati ottenuti da entrambi gli approcci sono stati confrontati con i dati sperimentali. Si è concluso che l'anello di compressione superiore gode di lubrificazione idrodinamica, mista e al contorno durante tutto il ciclo del motore rispetto alle irregolarità della superficie.

Bolander NW, Steenwyk BD, Kumar A [78] hanno sviluppato un modello di lubrificazione mista che applica le condizioni al contorno di cavitazione di Elrod. Un approccio stocastico/deterministico è stato applicato per considerare il contatto di

asperità e i suoi effetti sui meccanismi di lubrificazione. In contrasto con gli studi precedenti che hanno utilizzato il modello di contatto di asperità Greenwood-Tripp [56] questo modello modifica il modello stocastico convenzionale per applicare la distribuzione gaussiana. Allo stesso tempo, un banco di prova è stato progettato per misurare lo spessore minimo del meato e le perdite per attrito. Gli effetti della velocità, del carico e della topografia della superficie sono stati esaminati analiticamente e sperimentalmente. Un confronto tra i risultati sperimentali e analitici mostra che i loro risultati erano concordanti.

Mistry [79] ha sviluppato uno studio numerico per valutare le perdite per attrito e calcolare lo spessore del meato d'olio applicando l'equazione di Reynolds modificata presentata da Patir e Cheng [57]. Sono stati esaminati gli effetti della velocità, della viscosità dell'olio e del profilo dell'anello sulle prestazioni tribologiche del *ring-pack* del pistone. I risultati forniscono la prova che lo spessore del meato d'olio raggiunge il suo valore più alto a metà corsa e le perdite per attrito diminuiscono quando aumenta la velocità.

È noto che le perdite per attrito nelle regioni critiche come TDC e BDC sono influenzate dal contatto viscoso e dalle asperità. Il meccanismo di lubrificazione più comune attorno ai punti morti è a regime misto e limitato a causa della riduzione dello spessore del meato d'olio e del dominio delle azioni di compressione. Al fine di determinare la correlazione tra *starvation* e cavitazione, l'algoritmo di Elrod è stato applicato da Chong WW, Teodorescu M e Vaughan ND [80]. Il carico radiale uniforme è stato preso in considerazione e il movimento secondario del pistone e la dinamica dell'anello sono stati trascurati. Il modello incorpora l'algoritmo di Elrod nell'equazione di Reynolds con l'ipotesi che l'olio possieda un flusso laminare. L'approccio considera la viscosità del lubrificante e la variazione di densità e tre diversi algoritmi (Reynolds transitorio, Elrod modificato allo stato stazionario e Elrod transitorio modificato) sono stati considerati. I risultati forniscono la prova che i Reynolds transitori e gli algoritmi di Elrod modificati allo stato stazionario sono alternative molto più veloci.

Elrod [81] ha proposto un algoritmo migliorato per l'approssimazione di Jakobsson-Floberg-Olsson, che semplifica la previsione del confine tra il meato intero e le regioni di cavitazione. È stato introdotto un parametro non dimensionale γ , che rappresenta la densità del lubrificante non dimensionale nella regione del meato intero e il contenuto del meato frazionario nel contenuto di cavitazione e del meato frazionale nella cavitazione:

$$\gamma = \begin{cases} \gamma = \rho/\rho_0, \gamma \geq 1, full\ film \\ p = \beta(\gamma - 1) + p_c, 1 < \gamma < 0, cavitation \end{cases} \quad (39)$$

Al fine di comprendere la sensibilità chimica degli attuali additivi lubrificanti nell'applicazione del motore, Roshan R, Priest M, Neville A [82] hanno sviluppato un

modello di prestazioni tribologiche in regime di lubrificazione limite. Sono stati utilizzati modelli empirici per definire la correlazione tra l'attrito e l'usura. Il tipo di additivo e la sua concentrazione, la temperatura, la velocità di scorrimento e la pressione si sono rivelati influenti.

Morris N, Rahmani R, Rahnejat H [83] hanno introdotto una soluzione per la lubrificazione isoterma mista dell'anello di compressione e del rivestimento utilizzando il modello di flusso medio Patir-Cheng. È stato considerato l'effetto del profilo della superficie dell'anello e l'usura per attrito. L'approccio prende in considerazione la *starvation* di olio ed il pistone ed il foro non assialsimmetrici.

Morris N, Rahmani R, Rahnejat H [84] hanno presentato un modello termico analitico e soluzioni numeriche per un modello di flusso medio. Si è concluso che le perdite per attrito sono apportate da cesoie viscosi in condizioni di bassa temperatura, ma le perdite per attrito al contorno prevalgono nelle condizioni operative ad alta temperatura. Il modello si basa sulla teoria della lubrificazione considerando la variazione della viscosità del lubrificante con la temperatura.

Guo Y, Lu X, Li W [85] hanno valutato, sia numericamente che sperimentalmente, le prestazioni tribologiche dell'anello del pistone in condizioni di lubrificazione mista. Il modello tiene conto della deformazione elastica ed elasto-plastica tra anello e rivestimento. La teoria della lubrificazione incorporata con il modello Greenwood-Tripp [56] viene applicata come equazione di riferimento. Questo modello ha la capacità di considerare condizioni di lubrificazione *fully flooded* e *starvation*. Oltre l'analisi analitica, è stato progettato un banco di prova per convalidare i risultati analitici.

Un modello è stato introdotto da Ahmed Ali MK, Xianjun H, Fiifi Turkson R [86] per valutare l'effetto della dinamica dell'anello del pistone sulla forza di attrito, le perdite per attrito e lo spessore del meato d'olio. Il modello esamina l'effetto della dinamica dell'anello sotto lubrificazione mista usando la teoria della lubrificazione integrata con il modello di contatto Greenwood-Tripp. Il software di analisi dinamica *Excite Designer* di AVL è stato usato per analizzare l'influenza dinamica degli anelli elastici. Il modello prende in considerazione le variazioni della viscosità del lubrificante rispetto alla temperatura utilizzando l'equazione di Vogel e il consumo d'olio. Sono stati studiati gli effetti della velocità del motore, i gradi di viscosità, la rugosità della superficie e la dinamica degli anelli sulla prestazione tribologica del gruppo anelli.

Baker C, Theodossiades S, Rahmani R [87] hanno eseguito un'analisi elasto-tribodinamica sull'anello di compressione e sulla parte superiore ed inferiore della scanalatura corrispondente. La dinamica dell'anello è stata considerata in termini di moto anulare fuori piano ed in piano considerando l'energia cinetica e potenziale del sistema. Il moto dell'anello fuori dal piano comporta lo spostamento assiale nella

scanalatura e la torsione dell'anello. Per analizzare la lubrificazione degli anelli, sono state applicate l'equazione di Reynolds e le condizioni al contorno *fully flooded* e, nel caso della topografia di superficie, è stato utilizzato il modello di Greenwood e Tripp [56]. I risultati sono in accordo con le misurazioni sperimentali eseguite da Takiguchi M, Sasaki R, Takahashi I [88] i quali hanno condotto una serie di indagini sperimentali per misurare lo spessore del meato d'olio per il pacco anelli. Le misurazioni considerano l'effetto del moto circolare, del moto secondario del pistone e delle condizioni operative, presi in considerazione anche da Baker [87].

Nella maggior parte delle indagini, si presume che la rugosità della superficiale segua una distribuzione gaussiana, ma a causa di un'ampia varietà di processi di lavorazione e condizioni di lavorazione corrispondenti, nonché delle tecniche di finitura superficiale, le superfici finali sono non-gaussiane. Leighton M, Morris N, Gore M [89] hanno eseguito una serie di test sperimentali per dimostrare che le superfici levigate a tratteggio incrociato sono non-gaussiane e piatte. Pertanto, è necessario modificare i modelli di contatto introdotti da Greenwood e Tripp [56] e Greenwood e Williamson [90] che consideravano la distribuzione gaussiana per la rugosità.

Modelli empirici

Rezeka e Henein [91] hanno sviluppato un modello empirico di nome $\rho\text{-}\omega$ che utilizza la regressione lineare e le correlazioni tra i singoli componenti di attrito motore. Le componenti di attrito sono classificate in due gruppi distinti: perdite di “assemblaggio” del pistone e le perdite di “montaggio” del basamento, e a queste due categorie comprendono diversi sottoinsiemi al fine di considerare tutte le componenti d’attrito. Questo approccio si basa sull’indagine sulla variazione istantanea della velocità angolare del volano causata dalla pressione istantanea del gas del cilindro, dalle forze di attrito e di inerzia. Un insieme di equazioni lineari è stato ideato per calcolare le componenti di attrito istantanee utilizzando la tecnica della regressione lineare. Il modello spinge verso una valutazione dei parametri di progettazione del motore tramite cui comprendere le correlazioni e gli effetti degli stessi parametri.

Patton KJ, Nitschke RC e Heywood JB [92] hanno calcolato la FMEP per delle componenti del motore come l’albero motore, il gruppo pistone ed il gruppo valvole e le perdite ausiliarie. Il modello sviluppato si basa sulle teorie della tribologia e della lubrificazione.

Ku e Patterson [93] hanno introdotto un modello semi-empirico usando il diagramma di Stribeck per calcolare le prestazioni tribologiche degli anelli. Il metodo a *manicotto fisso* è stato utilizzato per determinare le correlazioni tra il coefficiente di attrito ed altri parametri come il carico normale, la geometria dei componenti, la temperatura del *liner*, la velocità e la viscosità del lubrificante.

Lin e Patterson [94], utilizzando la pressione istantanea della camera di combustione insieme ai parametri calcolati e misurati, hanno spinto verso la valutazione dell’attrito e della FMEP per un’ampia gamma di condizioni operative.

Zweiri Y., Whidborne J. e Seneviratne L. [95] hanno sviluppato un modello per derivare l’attrito dei componenti del motore utilizzando la temperatura e le prestazioni tribologiche del motore durante una partenza a freddo. Il modello tiene conto sia dei regimi di lubrificazione idrodinamica che di quelli misti che si basano sull’equazione di Reynolds e sulla teoria della lubrificazione. Le incertezze e le differenze tra i risultati sperimentali e i risultati calcolati sono compensate introducendo alcuni coefficienti che possono essere stimati sperimentalmente.

Taraza D, Henein N e Bryzik W. [96] hanno introdotto un modello empirico considerando l’interazione tra la geometria e le condizioni operative per stimare le perdite totali per attrito del gruppo pistone, del gruppo valvole e dei cuscinetti. Per la modellizzazione dell’anello del pistone, la forza di attrito e il coefficiente di attrito sono stati stimati sia in regime di lubrificazione idrodinamica sia in regime di lubrificazione mista utilizzando il diagramma di Stribeck. L’attrito del *liner* del pistone viene

calcolato in base alla lubrificazione idrodinamica considerando la geometria del battistrada del pistone, la forza di spinta e le condizioni operative. Il modello del cuscinetto è stato sviluppato rispetto alla forza di pressione esercitata sul pistone, la forza di inerzia del pistone e la forza di spinta nell'interfaccia della gonna e del *liner* come input necessari.

Saad P, Kamo L. e Mekari M [97] hanno introdotto un metodo che utilizza l'indagine sperimentale e la correlazione tra parametri influenti e include la geometria dei componenti e le condizioni operative per esaminare l'effetto del carico, della velocità, della pressione di sovralimentazione e della temperatura del *liner*. Al fine di valutare questo metodo, sono stati valutati alcuni parametri tribologici del motore come lo spessore del meato d'olio, il coefficiente di attrito, la forza di attrito e la potenza, la velocità di taglio e la sollecitazione. La pressione del pistone, la temperatura del *liner* e lo spessore del meato d'olio sono stati misurati utilizzando il metodo della caduta di tensione. Altri parametri come il coefficiente di attrito, la potenza di attrito, la coppia di attrito e la pressione del pistone sono stati calcolati utilizzando modelli empirici.

Kamil M, Rahman M e Bakar RA. [98] hanno introdotto un modello empirico per valutare le perdite per attrito apportate dai componenti in moto alternativo e rotatorio del motore. Il modello calcola la FMEP in base alla relazione tra i componenti del motore e la loro geometria. Tutti i meccanismi di lubrificazione (lubrificazione limite, idrodinamica e mista) sono stati considerati per valutare le perdite per attrito.

Equazioni costitutive correnti del modello di lubrificazione di base

È comune fare alcune ipotesi durante le indagini numeriche e le simulazioni per semplificare i problemi. In generale, la maggior parte degli studi che valutano la tribologia del gruppo anelli pistone fanno le seguenti ipotesi:

- si presume che l'olio sia un fluido newtoniano e incomprimibile;
- non vi siano variazioni circonferenziali dello spessore del meato d'olio (simmetria circonferenziale), ma lo spessore del meato d'olio varia nella direzione del movimento dell'anello il che semplifica l'uso dell'equazione di Reynolds monodimensionale:
- il flusso d'olio è laminare;
- condizione di *no-slip* ai bordi;
- l'anello non si inclina o ruota durante il ciclo motore o potrebbe ruotare a una velocità molto bassa.

Secondo queste ipotesi, l'equazione di Reynolds tridimensionale viene ridotta alla seguente equazione di Reynolds monodimensionale:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (40)$$

dove il primo termine sul lato sinistro descrive la variazione di pressione nella direzione x (movimento del pistone). L'azione normale a cuneo e l'effetto di compressione sono rappresentati rispettivamente dal primo e dal secondo termine sul lato destro.

A causa del bilanciamento delle forze, il sollevamento dell'anello avviene assialmente nella scanalatura ma viene trascurato dalla maggior parte degli studi. Pertanto, la velocità dell'anello è considerata uguale alla velocità del pistone (espressione approssimata correlata a un layout del meccanismo a manovella centrato):

$$U \approx \omega R \left(\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right) \quad (41)$$

Lo spessore del meato in corrispondenza della posizione x ed il tempo t possono essere espressi in termini di spessore minimo del meato dell'olio h_{min} e del profilo della superficie dell'anello. Le indagini sperimentali e le misurazioni degli anelli usurati forniscono la prova che la forma parabolica è adeguata al profilo della superficie dell'anello [99]:

$$h(x, t) = h_{min}(t) + \frac{c}{\left(\frac{b}{2} + a\right)^2} (x - a)^2 \quad (42)$$

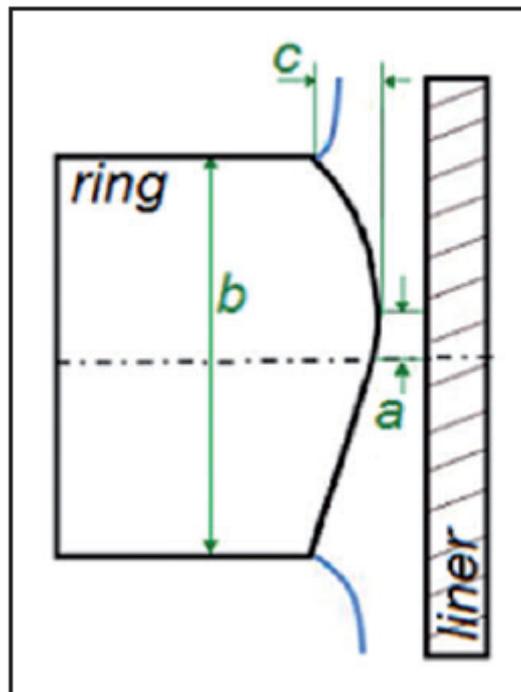


Figura 13 - Anello parabolico con profilo offset.

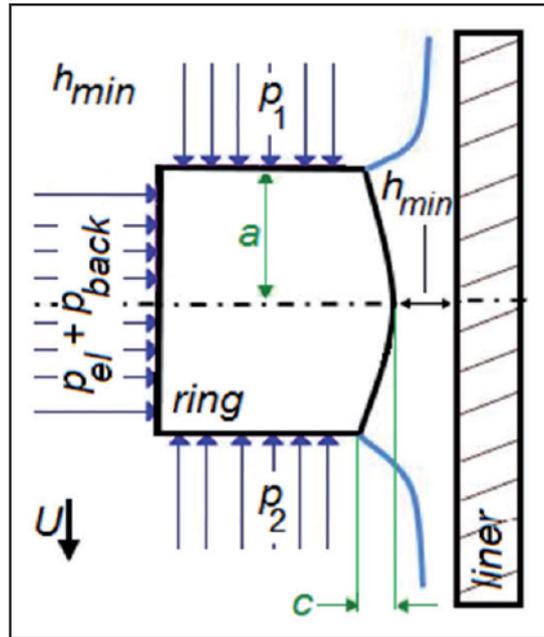


Figura 14 - Anello (profilo parabolico senza offset) e interfaccia *liner*.

Sostituendo l'equazione (42) nell'equazione (40) e integrando due volte l'equazione (40) si ottiene l'espressione della pressione idrodinamica generata all'interno dal meato d'olio:

$$p = -6\eta U \int \frac{1}{h^2} dx + 12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} \int \frac{x}{h^3} dx + C_1 \int \frac{1}{h^3} dx + C_2 \quad (43)$$

Per risolvere l'equazione (12), è necessario determinare le costanti di integrazione C_1 e C_2 utilizzando qualsiasi condizione al contorno applicabile. La soluzione più semplice per l'equazione di Reynolds presuppone che non vi sia cavitazione o rotture di olio. Pertanto, le pressioni del gas limite sulla regione di ingresso e di uscita (condizioni di Sommerfeld complete) sono adottate come condizioni al contorno, come mostrato nella figura 14.

Le incognite sono lo spessore minimo del meato d'olio h_{min} e la variazione dello spessore dell'olio rispetto al tempo (dh/dt) o all'angolo di rotazione ($dh/d\theta$). Il problema è risolto in *quasi-steady-state*. Pertanto, la pressione dell'olio in ogni momento è in equilibrio con i carichi imposti, la forza di tensione dell'anello e la pressione del gas dietro l'anello:

$$(p_{el} + p_{back})b = \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_{oil} dx \quad (44)$$

La pressione dietro l'anello è uguale alla pressione massima sul bordo superiore e inferiore dell'anello e la pressione elastica dell'anello può essere espressa come:

$$p_{el} = \frac{2T}{bD} \quad (45)$$

Una volta calcolato lo spessore minimo del meato di olio per ciascun angolo di manovella, la forza di attrito può essere ottenuta come segue:

$$F_f = \int_{x_{in}}^{x_{out}} \left(\frac{h}{2} \frac{dp}{dx} - \eta \frac{U}{h} \right) dx \quad (46)$$

Come indicato in Bedajangam e Jadhav [100], se la pressione idrodinamica generata nell'interfaccia *ring-liner* è grande abbastanza per separare le due superfici, non vi è alcun contatto di asperità, altrimenti la transizione dalla lubrificazione idrodinamica alla lubrificazione mista avviene quando $h/\sigma < 4$. Le perdite totali per attrito includono il contatto viscoso e asperità e possono essere espresse come:

$$F_f = \int_{x_{in}}^{x_{out}} \left(\frac{h}{2} \frac{dp}{dx} - \eta \frac{U}{h} \right) dx + \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_{asp} dx \quad (47)$$

La misurazione dell'attrito del pistone è preziosa per migliorare le prestazioni del motore, ma è difficile perché la forza di attrito è piccola rispetto alla pressione del gas e alle forze di inerzia. L'utilizzo di rivestimento mobile o galleggiante e l'applicazione di sensori possono essere tecniche disponibili e affidabili [101] [102] [103] [104].

Modellazione dello spessore del meato d'olio nell'interfaccia ring-liner del pistone

Le seguenti ipotesi sono state fatte durante la modellazione:

- L'anello è completamente immerso e non vi è alcuna cavità all'interno dello spessore del meato d'olio;
- Lo spessore del meato d'olio è uniforme nella direzione circonferenziale;
- Il lubrificante è un fluido newtoniano ed incomprimibile;
- Le deformazioni termica ed elastica dell'anello e del rivestimento sono trascurate;
- La viscosità e la densità dell'olio sono costanti.

L'anello del pistone è trattato come un cuscinetto caricato dinamicamente, considerando l'azione di scorrimento e compressione. L'equazione di Reynolds è stata utilizzata come equazione di riferimento per stimare la pressione idrodinamica generata nell'interfaccia *ring-liner* [105]. Lo scopo principale dell'anello di compressione è quello di fungere da guarnizione del gas per la camera di combustione e prevenire perdite. L'anello del pistone subisce variazioni di carico di pressione durante il ciclo motore. Gli anelli sono precaricati con una piccola forza elastica per spingere l'anello contro il rivestimento; la pressione del gas che agisce sulla faccia interna dell'anello aumenta sostanzialmente la forza elastica dell'anello. Si ipotizza che un sottile strato di olio separi gli anelli di compressione dal rivestimento e quindi l'equazione di Reynolds può essere utilizzata per determinare lo spessore del meato durante tutto il ciclo del motore [106].

È noto che il meccanismo di lubrificazione dei corpi mobili scorrevoli può essere classificato in tre categorie: lubrificazione idrodinamica, *boundary* e mista. Nella lubrificazione *fully flooded* (lubrificazione idrodinamica), il meato lubrificante è sufficientemente spesso per sostenere il carico e il contatto è trascurabile. La lubrificazione *boundary* riguarda la condizione in cui lo spessore del lubrificante è sottile e il carico è supportato principalmente o completamente per contatto. La lubrificazione mista è la regione di transizione tra i due precedenti regimi di lubrificazione menzionati e si riferisce a una condizione in cui il carico è sostenuto da un meato lubrificante e per contatto. La lubrificazione mista si verifica quando il carico è elevato, la velocità o la viscosità è bassa a causa dell'alta temperatura [107].

Per l'analisi della lubrificazione dell'anello del pistone e per risolvere l'equazione di Reynolds, è necessario determinare la forma della superficie dell'anello, la velocità di scorrimento dell'anello del pistone, la variazione ciclica del carico dell'anello e la viscosità dell'olio. Nel presente modello l'anello è stato considerato stazionario e che il

rivestimento scorra in direzione opposta per determinare i punti coordinati del lubrificante e di contatto dell'anello con lo stesso. Considerando una condizione assialsimmetrica tra pistone e rivestimento, l'equazione di Reynolds unidimensionale può essere applicata per esaminare la lubrificazione dell'interfaccia *ring-liner*:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (48)$$

dove h è lo spessore nominale del meato d'olio (m), x la coordinata spaziale (m) lungo l'asse del cilindro, t il tempo (s), p significa pressione idrodinamica (Pa), η viscosità dell'olio ($Pa \cdot s$) e U velocità istantanea del pistone (m/s).

Durante il ciclo di funzionamento del motore, potrebbe verificarsi un sollevamento dell'anello per soddisfare il bilanciamento della forza. A causa del movimento assiale trascurabile dell'anello nella scanalatura, per l'anello è stata considerata la stessa velocità del pistone.

Facendo riferimento a un layout del meccanismo a manovella centrato, la velocità dell'anello è:

$$U = \omega R \left(\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right) \quad (49)$$

dove R è raggio della manovella (m), ω la velocità angolare del motore (rad/s), θ l'angolo di manovella (rad), ed L la lunghezza della biella (m).

Si riconosce che qualsiasi forma della faccia dell'anello dopo il rodaggio subisce usura e diventa parabolica [108]. Un profilo generico dell'anello parabolico può essere espresso come:

$$h = \frac{c}{\left(\frac{b}{2} + o\right)^2} (x - o)^2 \quad (50)$$

dove c è l'altezza della corona dell'anello (m), b la larghezza dell'anello (m) e o l'offset della faccia dell'anello dal centro dell'anello (m).

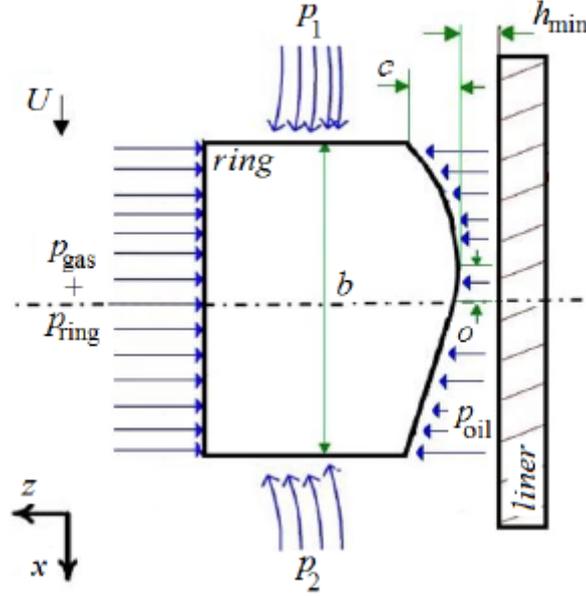


Figura 15 – Rappresentazione schematica dell'interfaccia *ring/liner* e la distribuzione di pressione al contorno.

Se l'offset della faccia dell'anello è verso la camera di combustione, o è positivo, altrimenti è negativo. Così come lo spessore minimo del meato di olio è una funzione del tempo, $h_{min} = h_{min}(t)$, la variazione dello spessore nominale del meato d'olio rispetto al tempo e al profilo della faccia dell'anello può essere espressa in funzione della posizione (x) e del tempo (t):

$$h(x, t) = h_{min}(t) + h = h_{min} + \frac{c}{\left(\frac{b}{2} + o\right)^2} (x - o)^2 \quad (51)$$

Considerando un offset del fronte di anello nullo ($o = 0$), (51) diventa:

$$h(x, t) = h_{min} + \frac{4c}{b^2} x^2 = h_{min} + Bx^2 \quad (52)$$

dove B è la curvatura del profilo dell'anello ($m-l$).

Sostituendo (52) in (48) e integrando due volte rispetto a x , la pressione idrodinamica è:

$$p = -6\eta UI_0(x) + 12\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + I_1(x) + CI_2(x) + D \quad (53)$$

dove $-I_0(x) = I_0(x)$, $-I_1(x) = I_1(-x)$, $-I_2(x) = I_2(-x)$ e:

$$I_0(x) = \frac{1}{2h_{min}\sqrt{Bh_{min}}} \tan^{-1} \left(x \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right) + \frac{x}{2h_{min}(h_{min} + Bx^2)}$$

$$I_1(x) = -\frac{1}{4B(h_{min} + Bx^2)^2}$$

$$I_2(x) = \frac{3}{8h_{min}^2\sqrt{Bh_{min}}}\tan^{-1}\left(x\sqrt{\frac{B}{h_{min}}}\right) + \frac{x}{4h_{min}(h_{min} + Bx^2)^2} + \frac{3x}{8h_{min}^2(h_{min} + Bx^2)}$$

Si possono considerare tre diversi scenari durante la modellazione analitica del meccanismo di lubrificazione tra la faccia dell'anello e il rivestimento; questi scenari sono classificati sulla base delle condizioni e delle ipotesi al contorno considerate.

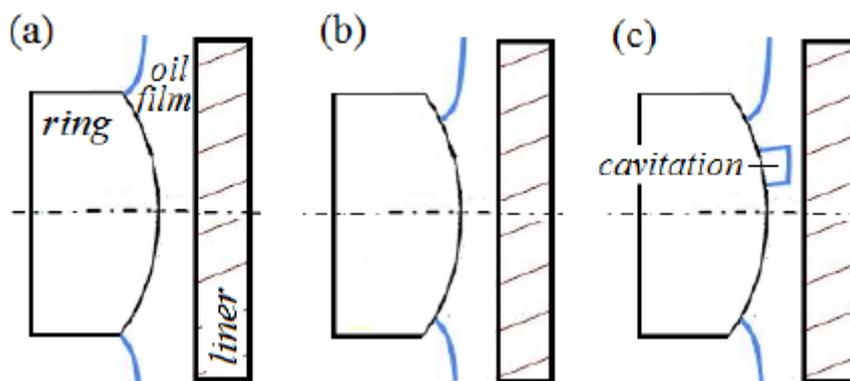


Figura 16 – Le possibili configurazioni dell'interfaccia *ring/liner*: (a) condizione *fully flooded*, (b) condizione *starvation* e (c) condizione di cavitazione.

Nella prima (figura 16 (a), condizione *fully flooded*) si ipotizza che sul rivestimento sia disponibile una quantità di olio sufficiente e che l'olio copra l'intera faccia dell'anello. Inoltre, non c'è cavitazione e rottura del meato di olio lubrificante. Nella seconda (figura 16 (b), condizione *starvation*) l'olio copre parzialmente la faccia dell'anello ed alcune aree della faccia dell'anello sono esposte al gas. In questo caso, il carico imposto dal gas dietro l'anello e la tensione dell'anello (rigidità) sono sostenuti dalla pressione idrodinamica generata e dalle pressioni del gas limite che agisce sulla parte scoperta della faccia dell'anello. Nell'ultima (figura 16 (c), condizione di cavitazione) l'olio non può sostenere una pressione negativa ampia e continua perché questo causa la cavitazione riconoscibile dalla formazione di bolle di gas disciolte all'interno del meato lubrificante. Questa situazione si verifica spesso se i componenti meccanici in movimento relativo sono separati da un meato lubrificante, come i cuscinetti di banco e il rivestimento dell'anello del pistone. Nell'interfaccia anello-*liner* del pistone, la cavitazione è causata da un'improvvisa riduzione della pressione del lubrificante sulla parte divergente della faccia dell'anello che provoca la transizione dell'olio dalla forma liquida alla miscela gas-liquido [70] [80].

Diverse condizioni al contorno possono essere applicate per considerare la *starvation* d'olio (quando l'olio non è sufficiente a coprire la superficie dell'anello), la cavitazione del gas (quando cavità o i gas disciolti nelle cavità compaiono all'interno del meato d'olio) e la condizione *fully flooded* (quando l'olio copre completamente la superficie dell'anello). La soluzione più semplice per determinare le costanti di integrazione C e D dell'equazione (53) si ottiene escludendo la condizione di cavitazione e supponendo che non vi sia una rottura del meato d'olio (quindi anche la condizione *starvation* è esclusa). Le uniche condizioni al contorno sono quindi la pressione del gas all'entrata e all'uscita (la cosiddetta condizione *fully flooded* è rappresentata in figura 17).

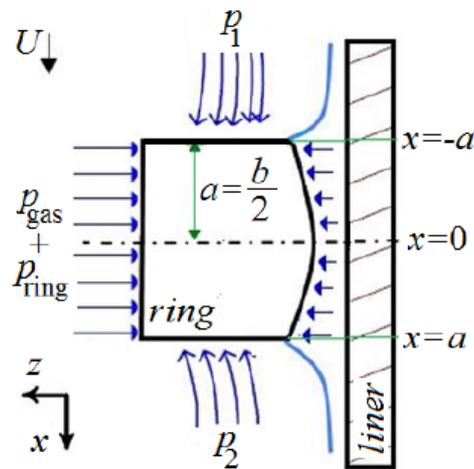


Figura 17 – Condizione *fully flooded*.

Pertanto, per il primo anello di compressione nella corsa verso l'alto, la pressione che agisce sul bordo anteriore è la pressione della camera di combustione e la pressione sul bordo posteriore è la pressione del gas tra il primo e il secondo anello di compressione. La figura mostra la distribuzione idrodinamica della pressione sulla faccia dell'anello, considerando le condizioni al contorno *fully flooded* durante la corsa di salita e di discesa del pistone:

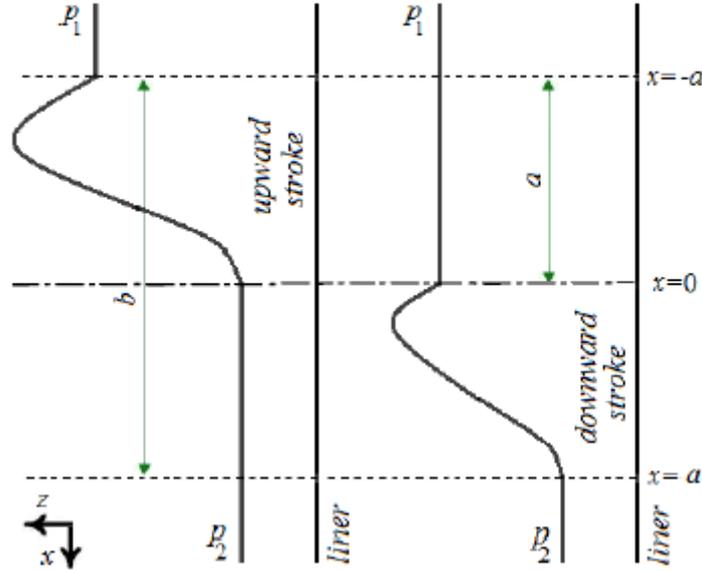


Figura 18 – Distribuzione della pressione sulla faccia dell'anello.

Le condizioni al contorno *fully flooded* sono espresse come:

$$-p(x = b/2) = p_2 \text{ e } p(x = 0) = p_1$$

durante la corsa verso il basso del pistone;

$$-p(x = -b/2) = p_1 \text{ e } p(x = 0) = p_2$$

durante la corsa verso l'alto del pistone. Sostituendo le condizioni in (6), le costanti di integrazione C e D per il colpo ascendente e discendente possono essere scritte come riportato da (54) a (56).

$$C_{up} = \frac{1}{\alpha + \beta + \gamma} \left\{ p_2 - p_1 + 6\eta\omega \left[\frac{a}{2h_{min}(h_{min} + Ba^2)} + \frac{1}{2h_{min}\sqrt{h_{min}B}} \tan^{-1} \left(a \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right) \right] + -12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} \left[\frac{1}{4B(h_{min} + Ba^2)} - \frac{1}{4h_{min}^2 B} \right] \right\} \quad (54)$$

$$D_{up} = p_2 + \frac{3\eta\omega}{Bh^2} \frac{dh}{d\theta} \quad (55)$$

$$C_{down} = \frac{1}{\alpha + \beta + \gamma} \left\{ p_2 - p_1 + 6\eta\omega \left[\frac{a}{2h_{min}(h_{min} + Ba^2)} + \frac{1}{2h_{min}\sqrt{h_{min}B}} \tan^{-1} \left(a \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right) \right] + 12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} \left[\frac{1}{4B(h_{min} + Ba^2)} - \frac{1}{4h_{min}^2 B} \right] \right\} \quad (56)$$

con

$$\alpha = \frac{a}{4h_{min}(h_{min} + Ba^2)^2}$$

$$\beta = \frac{3a}{8h_{min}^2(h_{min} + Ba^2)}$$

$$\gamma = \frac{3}{8h_{min}^2\sqrt{Bh_{min}}} \tan^{-1} \left(a \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right)$$

Facendo riferimento alla figura 17, la forza risultante $F_{ring, gas}$, apportata dall'elasticità dell'anello e dalla pressione del gas dietro l'anello, è:

$$F_{ring, gas}(t) = b(p_{ring} + p_{gas}) = b \left(\frac{2T}{bD} + p_{gas} \right) \quad (57)$$

dove p_{ring} è la pressione elastica dell'anello (Pa), p_{gas} la pressione del gas (Pa) dietro l'anello (si noti che $p_{gas} = p_1$ se $p_1 < p_2$, e $p_{gas} = p_2$ se $p_1 > p_2$), T la forza tangenziale dell'anello (N) e D il diametro del foro del cilindro (m). F_{oil} forza idrodinamica per unità di lunghezza (N/m) esercitata dall'olio sulla faccia dell'anello, è diversa nella corsa verso l'alto e verso il basso a causa della variazione ciclica dei carichi e della pressione:

$$F_{oil,up}(t) = \int_{-a}^0 p_{oil} dx + p_2 a \quad (58)$$

$$F_{oil,down}(t) = \int_0^a p_{oil} dx + p_1 a \quad (59)$$

Poiché il problema deve essere risolto in condizioni quasi-stazionarie, F_{ring} deve essere uguale a F_{oil} in qualsiasi istante, ad ogni angolo di manovella. L'integrazione di (58) e (59) può essere risolta analiticamente ottenendo:

$$F_{oil} = -6\eta\omega J_0(x) + 12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} J_1(x) + C J_2(x) + D x \quad (60)$$

dove $-J_0(x) = J_0(x)$, $-J_1(x) = J_1(-x)$, $-J_2(x) = J_2(-x)$ e:

$$J_0(x) = \frac{1}{2h_{min}\sqrt{Bh_{min}}} \tan^{-1} \left(x \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right)$$

$$J_1(x) = \frac{1}{8Bh_{min}\sqrt{Bh_{min}}} \tan^{-1} \left(x \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right) - \frac{x}{8Bh_{min}(h_{min} + Bx^2)}$$

$$J_2(x) = \frac{3}{8h_{min}^2\sqrt{Bh_{min}}} \tan^{-1} \left(x \sqrt{\frac{B}{h_{min}}} \right) + \frac{1}{8Bh_{min}(h_{min} + Bx^2)}$$

$$F_{oil,up}(t) = 6\eta\omega J_0(a) - 12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} J_1(a) + C_{up}[J_2(0) - J_2(a)] + D_{up} + p_2 a \quad (60)$$

$$F_{oil,down}(t) = -6\eta\omega J_0(a) - 12\eta\omega \frac{dh}{d\theta} J_1(a) + C_{up}[J_2(a) - J_2(0)] + D_{down} + p_1 a \quad (61)$$

Il metodo ben collaudato applicato per calcolare la variazione ciclica dello spessore del meato d'olio nell'interfaccia *ring-liner* del pistone è quello che considera la velocità radiale dell'anello $dh/d\theta$ e lo spessore minimo del meato d'olio h_{min} , ad incrementi selezionati dell'angolo di manovella tale che i carichi che agiscono sull'anello e forza radiale di reazione siano sotto controllo durante tutto il ciclo del motore. Questo induce verso una soluzione la più generale possibile [8].

Combinando (60) con (57) e (61) con (57), rispettivamente in direzione ascendente e discendente, si ottengono $dh/d\theta$ e h_{min} che sono incogniti. La variazione dello spessore del meato dell'olio rispetto alla variazione dell'angolo di manovella o della velocità radiale dell'anello $dh/d\theta$ può essere calcolata se è disponibile una stima di h_{min} rispetto ad un angolo di manovella, a cui ci si può aspettare che lo spessore del meato dell'olio cambi leggermente. Partendo dalla posizione di metà corsa, supposto θ_{i-1} come valore dell'angolo di manovella corrente e trascurando $dh/d\theta$, è possibile effettuare la stima di h_{min} ; all'angolo di manovella successivo θ_i , questa stima di h_{min} viene utilizzata per calcolare il valore di $dh/d\theta$. Ora, conoscendo h_{min} al precedente angolo di manovella e $dh/d\theta$ all'angolo di manovella corrente θ_i [100], h_{min} può essere aggiornato:

$$h_{min,i} = h_{min,i-1} + \Delta\theta \frac{dh}{d\theta}$$

dove $\Delta\theta$ è l'incremento dell'angolo di rotazione (rad).

Sulla base dello spessore minimo del meato d'olio calcolato e conoscendo la rugosità delle superfici dell'anello e del rivestimento è possibile identificare il meccanismo di lubrificazione esistente. In condizioni di lubrificazione idrodinamica, è disponibile una quantità sufficiente di olio per separare la faccia dell'anello e le superfici del rivestimento, in modo tale che non vi sia contatto loro. Il passaggio dalla lubrificazione idrodinamica pura alla lubrificazione mista avviene [15] quando sono soddisfatti i seguenti criteri:

$$\frac{h_{min}}{\sqrt{Ra_{ring}^2 + Ra_{liner}^2}} < 4$$

dove Ra_{ring} e Ra_{liner} sono rispettivamente la rugosità della superficie dell'anello e della superficie interna del rivestimento (m). La figura 19 illustra la procedura numerica per calcolare lo spessore minimo del meato d'olio.

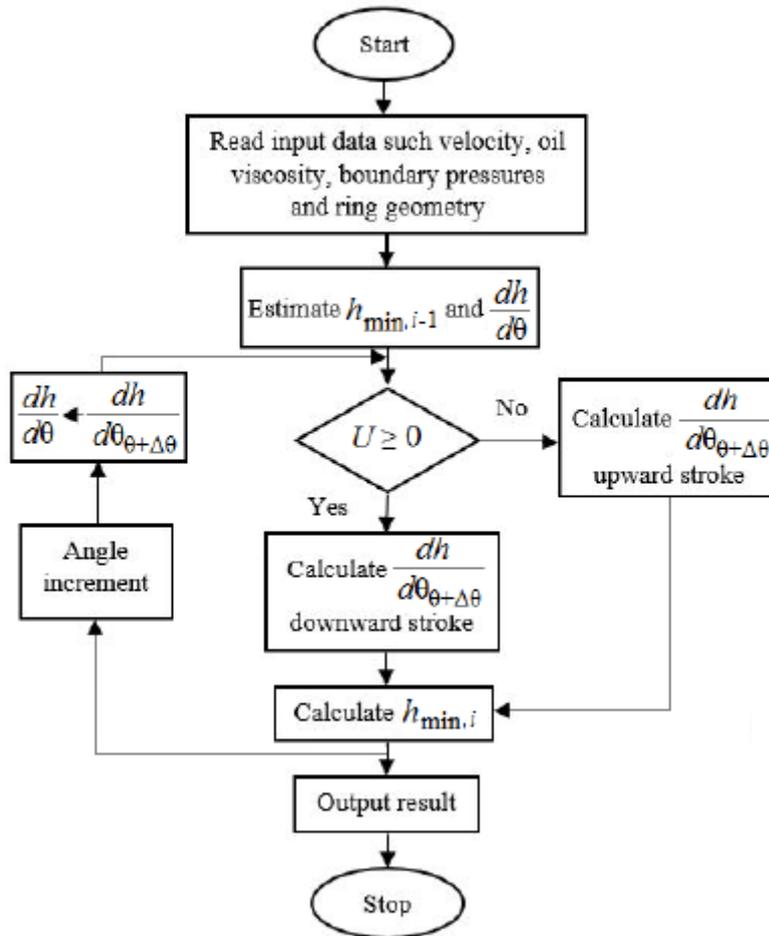


Figura 19 – Diagramma di flusso dello schema risolutivo.

GUI: Graphic User Interface

Introduzione

La *GUI*, acronimo di *Graphical User Interface*, ossia Interfaccia Grafica di Utente, è un applicativo software utilizzato per semplificare l'interazione uomo-macchina: tramite un semplicissimo click è possibile fare eseguire all'elaboratore o al programma operazioni che altrimenti necessiterebbero di lunghe righe di codice da inserire tramite *riga di comando*. Il modello classico di GUI si basa sul modello *WIMP* (*Window, Icon, Menu, Pointer*) cioè a dire un modello in cui vi è una finestra con dentro delle icone, che grazie ad un puntatore è possibile selezionare per far eseguire determinate azioni.

Il modello WIMP è alla base di quasi tutti i modelli di GUI presenti in quanto esso è il modello più semplice, personalizzabile e, soprattutto, intuitivo: esso permette di poter personalizzare la propria interfaccia grafica come meglio si crede e quindi di ottimizzarla in base alle proprie esigenze con l'immissione di liste, con l'introduzione di link che indirizzano per un sito WEB o con l'introduzione di caselle esclusive con logica XOR. Tuttavia il modello in questione non è solamente apprezzato dai programmatori ma anche dagli utenti (non necessariamente esperti di informatica) in quanto esso permette, anche senza essere a conoscenza delle principali tecniche di programmazione, di far "scrivere" all'applicativo GUI le righe di codice necessarie per far compiere all'elaboratore le azioni desiderate. Quindi, in pratica, la GUI funziona da intermediario tra l'uomo ed il computer: il computer è abituato a pensare secondo la logica binaria (attualmente si stanno studiando computer e sistemi operativi basati sulla logica "Fuzzy", cioè non con la logica bianco-nero, acceso-spento, si-no, ma "sfumata", parola che è per l'appunto la traduzione italiana della parola inglese Fuzzy), l'uomo invece è in grado di pensare fuori dagli schemi, trovare delle alternative per la soluzione dei più disparati problemi in base alla propria conoscenza pregressa.

La logica che ho utilizzato nel creare questa interfaccia grafica è stata quella della semplicità e della chiarezza poiché, compreso l'elevato potenziale del codice di cui ho sviluppato l'interfaccia grafica, questi due concetti sono alla base per un'eventuale commercializzazione in ambito industriale. Poiché il codice è stato sviluppato in linguaggio *Octave* in ambiente MATLAB, ho ritenuto opportuno per una migliore integrazione della GUI con il codice di utilizzare uno degli strumenti che MATLAB mette a disposizione dei programmatori per permettere loro di creare interfacce grafiche relative a codici di calcolo sviluppati in ambiente MATLAB. L'*App* in questione GUIDE, acronimo di Graphic User Interface Development Environment, (ambiente di sviluppo dell'interfaccia grafica di utente).

RING TRIBOLOG

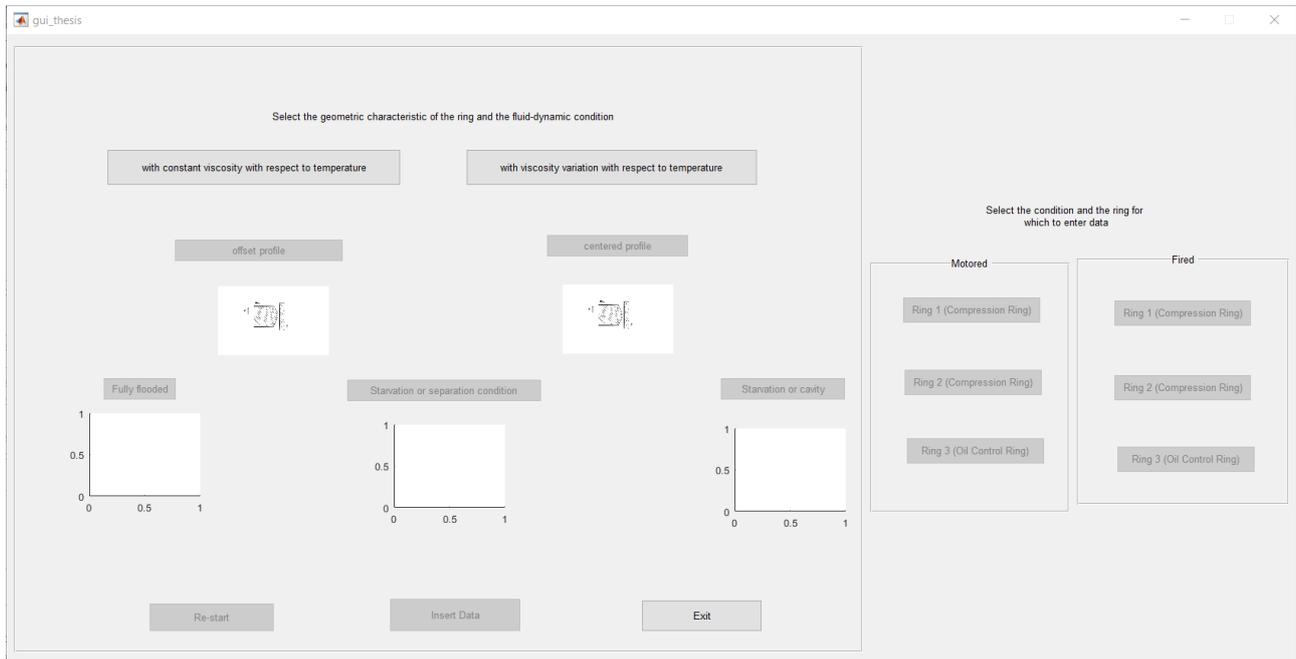


Figura 20 – Schermata iniziale della GUI.

Nella figura soprastante è mostrata la schermata iniziale della GUI oggetto di questo lavoro. Poiché l'obiettivo del codice MATLAB (di cui la GUI è l'interfaccia grafica) è quello di calcolare gli attriti motore e , di conseguenza, la potenza persa a causa di questi, questa prima schermata è incentrata soprattutto sugli elementi principali che sono causa di queste dissipazioni.

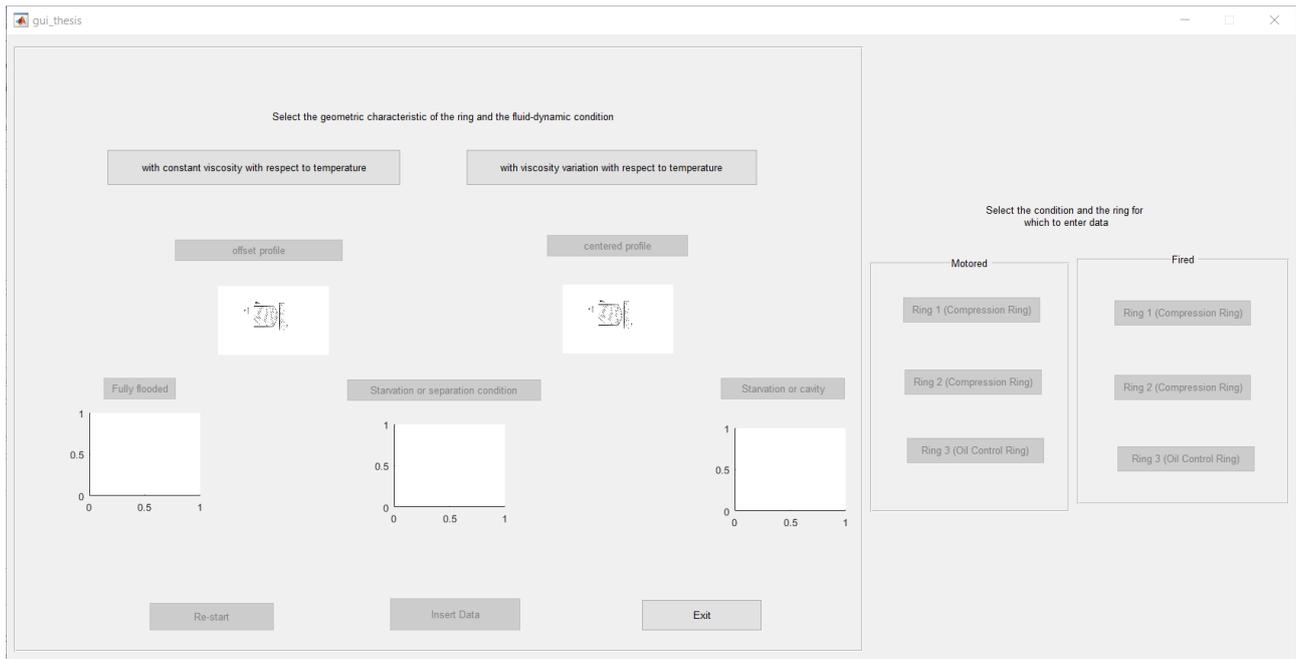


Figura 21 – Schermata GUI

Perciò il primo passo che l'utente dovrà compiere sarà la scelta delle caratteristiche reologiche del fluido lubrificante: il modello fisico che sta alla base dello studio del problema, quindi del codice, considera la viscosità o costante rispetto la temperatura (*with constant viscosity with respect to temperature*) o che varia rispetto la temperatura (*with viscosity variation with respect to temperature*). Il primo caso è un caso ideale in quanto è risaputo che la viscosità, anche se di qualche unità, varia con la temperatura. Tuttavia questa semplificazione permette di dare un'idea alquanto generale dei valori in gioco usando tempi di calcolo molto ridotti (si pensi che a volte per simulazioni sotto certe condizioni, anche molto semplificate, ci vogliono ore, se non addirittura giorni!). Quindi per una simulazione più precisa l'utente dovrà scegliere l'opzione *with viscosity variation with respect to temperature*.

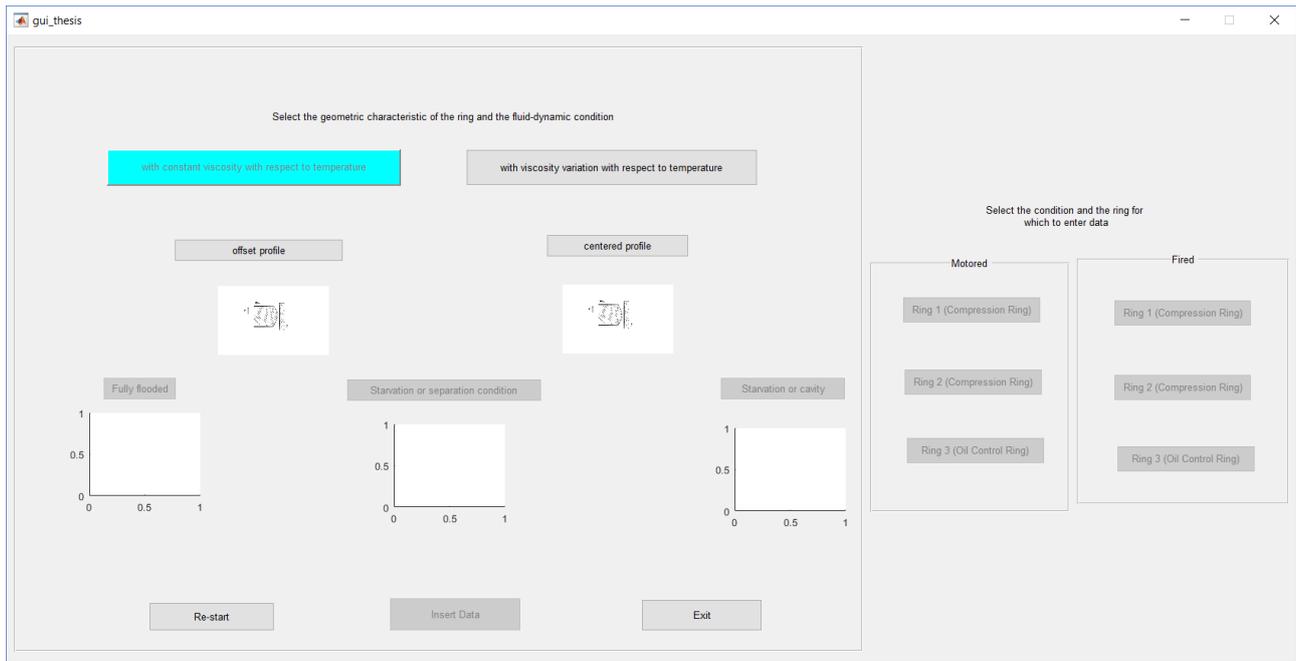


Figura 22 – Schermata GUI.

Una volta scelte le condizioni del lubrificante l'utente dovrà scegliere le caratteristiche geometriche dell'anello: come già accennato in precedenza la configurazione geometrica dell'anello potrà essere di due tipi: o con un profilo offset (*offset profile*) o con un profilo centrato (*centered profile*). A questo punto l'utente, secondo le proprie esigenze, dovrà scegliere tra questi due profili: secondo le proprie esigenze si dovranno scegliere opportunamente questi due profili in quanto ad ognuno di questi corrisponde una specifica formulazione matematica (già implementata nel codice) che è differente nei due casi:

$$h(x, t) = h_{min}(t) + \frac{c}{\left(\frac{b}{2} + a\right)^2} (x - a)^2 \quad (62)$$

$$h(x, t) = h_{min}(t) + \frac{4c}{b^2} x^2 \quad (63)$$

dove rispettivamente (62) e (63) sono le equazioni che rappresentano un anello con profilo parabolico con offset e centrato.

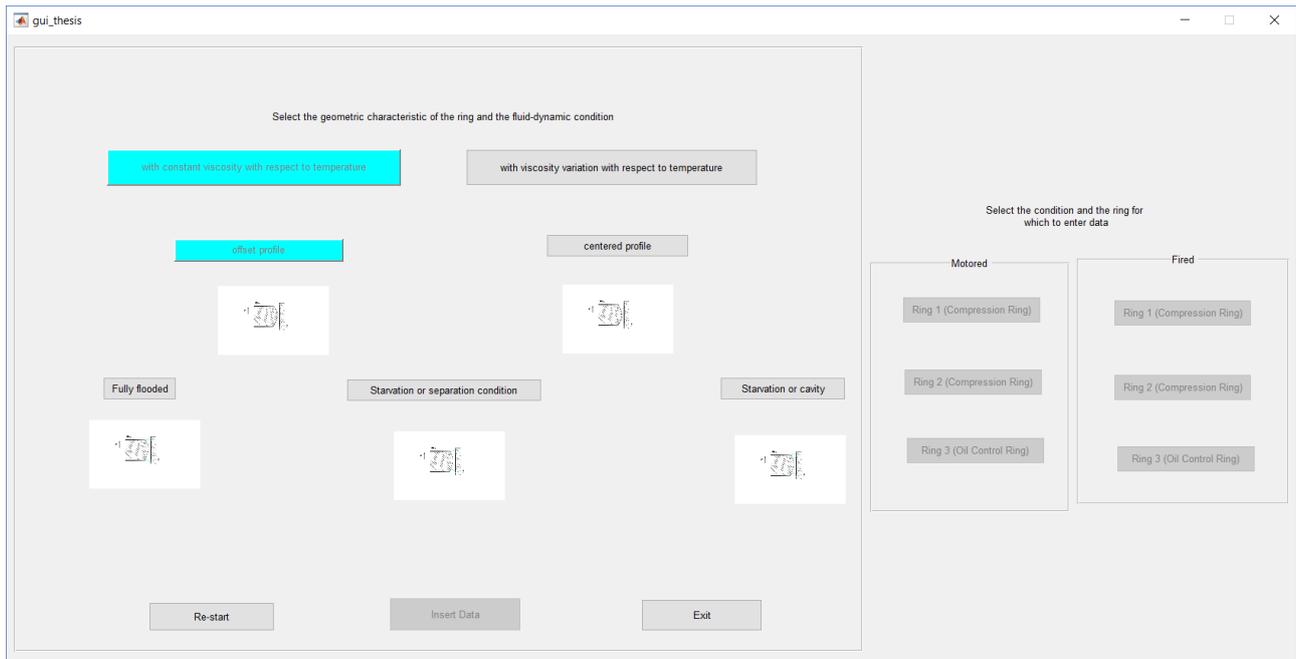


Figura 23 – Schermata GUI.

Scelto il profilo dell'anello l'utente dovrà scegliere le condizioni specifiche di lubrificazione: *fully flooded*, *starvation* o *cavity*. Ad ognuna di queste condizioni corrisponde un particolare tipo di lubrificazione, quindi un particolare modello matematico-fisico: in condizione *fully flooded* corrisponde la lubrificazione idrodinamica che si ha quando l'anello è completamente allagato nel fluido lubrificante (*fully flooded* è la traduzione inglese di completamente allagato). In questa condizione il carico è totalmente sostenuto dalla pressione idrodinamica generata dal moto relativo *ring-liner*; in condizione *starvation* si ha che, a differenza della condizione precedente, il fluido lubrificante non è sufficiente a ricoprire l'intera superficie dell'anello, ma ne copre solo una parte (nella fattispecie quella centrale) e quindi si ha contemporanea presenza di due tipi di lubrificazione: quella data dalla lubrificazione idrodinamica e quella data dalla lubrificazione per contatto, ossia dove l'anello non è ricoperto d'olio capita che urti le pareti della camera di combustione generando un contatto che difatti sorregge parte del carico gravante sull'anello; Infine abbiamo le condizioni *cavity*, cioè a dire abbiamo la formazione di bolle di cavitazione all'interno del meato d'olio dovuto all'abbassamento della pressione a livelli al di sotto della pressione di saturazione/evaporazione. Questa condizione generalmente si cerca di evitarla perché è noto che la formazione delle bolle di cavitazione sono molto pericolose per qualunque organo meccanico specie se è un organo meccanico in movimento.

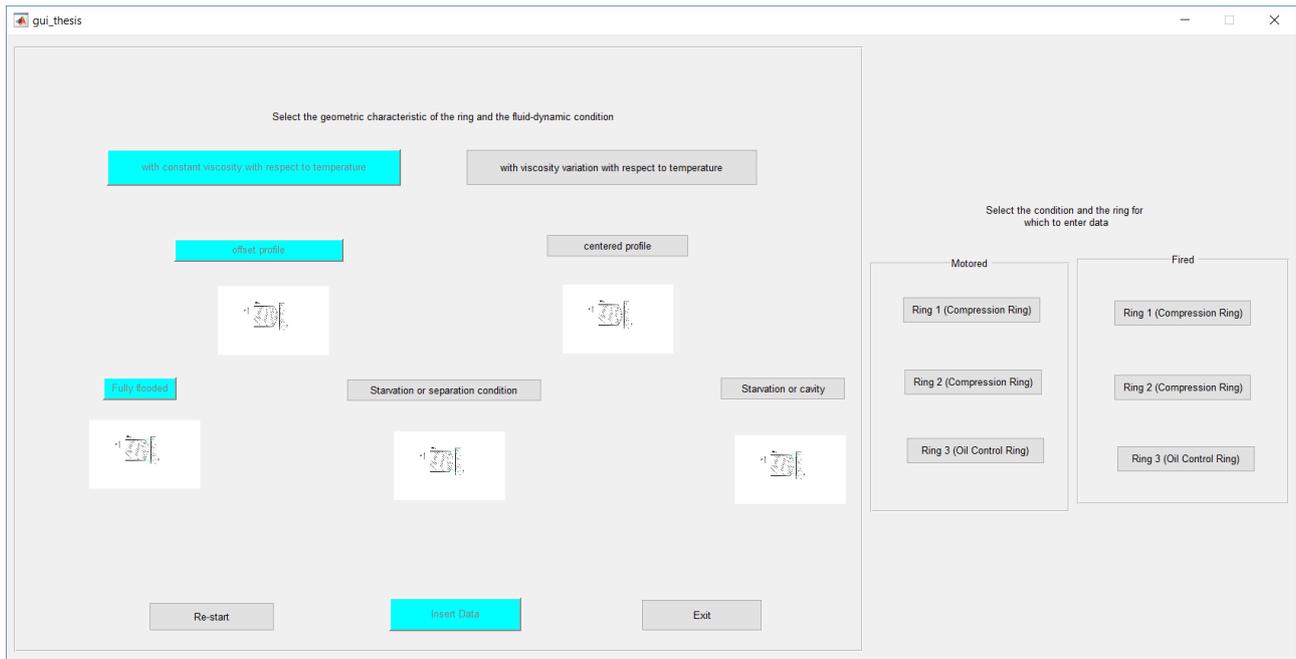


Figura 24 – Schermata GUI.

Giunto a questo punto, poiché per il calcolo degli attriti motore vengono eseguite alcune sperimentazioni empiriche preliminari volte all'acquisizione di dati quali la pressione in camera di combustione, l'ultimo passaggio da eseguire prima di procedere all'inserimento dei dati è scegliere la condizione operativa per la quale vengono fatte le suddette sperimentazioni, cioè a dire condizione *Motored* o condizione *Fired*: in condizione *Motored* il motore, quindi le camere di combustione dei singoli cilindri, vengono private delle rispettive testate per far sì che la pressione all'interno della camera di combustione sia quella atmosferica. Questo permette di semplificare parecchio l'analisi in quanto risulterebbe non poco semplice installare dei sensori di pressione all'interno della camera di combustione, ma se da un lato semplifica dall'altro non aderisce in maniera completa alla realtà. Pertanto è necessario eseguire le prove in condizione *Fired*: in questa condizione il motore viene fatto lavorare in condizioni di normale utilizzo, quindi con le pressioni in camera che sono quelle proprie del ciclo motore. Quindi questa serie di prove è molto più realistica di quelle svolte in condizione *Motored* ma per un certo senso sono anche quelle più costose. Una volta scelta la condizione, l'utente può procedere all'inserimento dei dati utili al calcolo degli attriti e della potenza persa per le condizioni scelte tramite i passi precedenti, scegliere nuove condizioni di calcolo o semplicemente uscire e chiudere la schermata.

Figura 25 – Schermata GUI – Inserimento dati.

Fatte le operazioni preliminari, l'utente a questo punto deve inserire tutti i dati utili al codice per il calcolo degli attriti e della relativa potenza persa. In particolare l'utente deve prestare attenzione ad inserire i valori secondo l'unità di misura indicata accanto ad ogni *campo inserimento valori*: infatti il codice è già stato programmato ad effettuare le opportune conversioni per ottenere i valori nelle unità di misura utilizzate abitualmente in campo automobilistico.

In particolare possiamo vedere che oltre ad alcuni parametri fluidodinamici quale la *Motored upper ring pressure*, ci sono anche altri valori geometrici come il diametro del pistone (*bore*) o il raggio di manovella (*crank radius*), ambedue espresse secondo l'unità di misura millimetri (mm).

Quindi una volta inseriti i dati, avendo cura di averli inseriti secondo i criteri precedentemente descritti, l'utente può premere il pulsante *Calculate* e quindi far partire il codice, che secondo le caratteristiche Hardware della macchina, ci impiegherà più o meno tempo.

Di seguito vengono riportati i principali grafici frutto dell'elaborazione eseguita dal codice di calcolo.

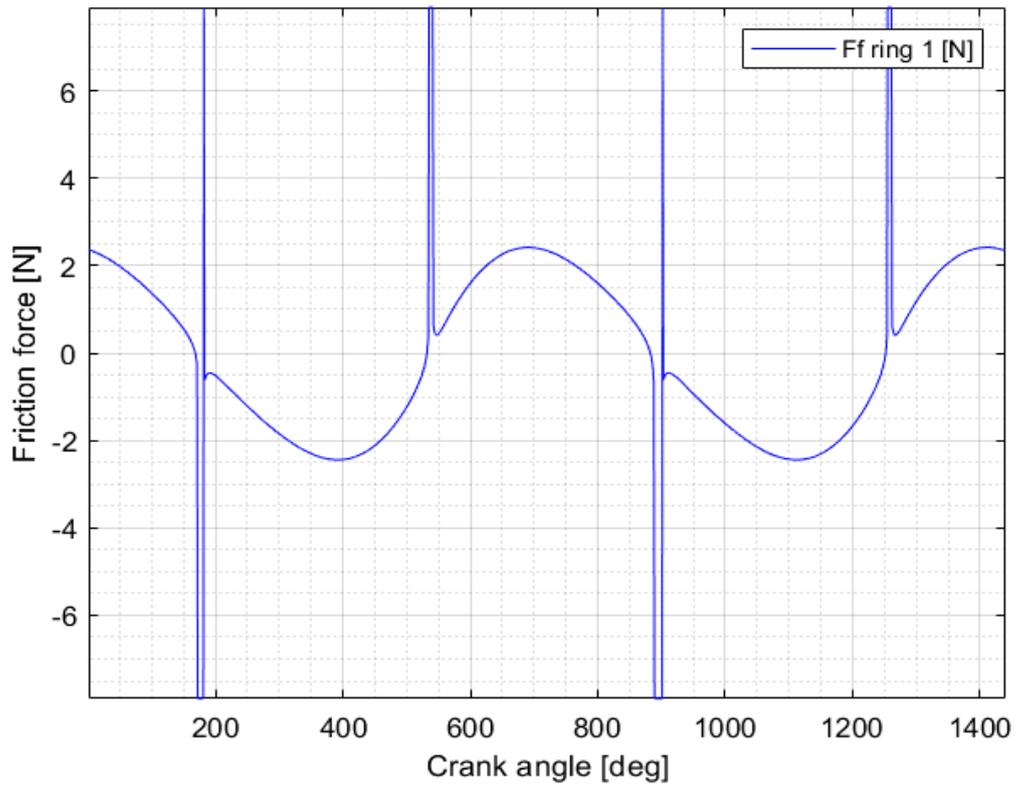


Figura 26 – Forza d'attrito generata in condizione *Motored*.

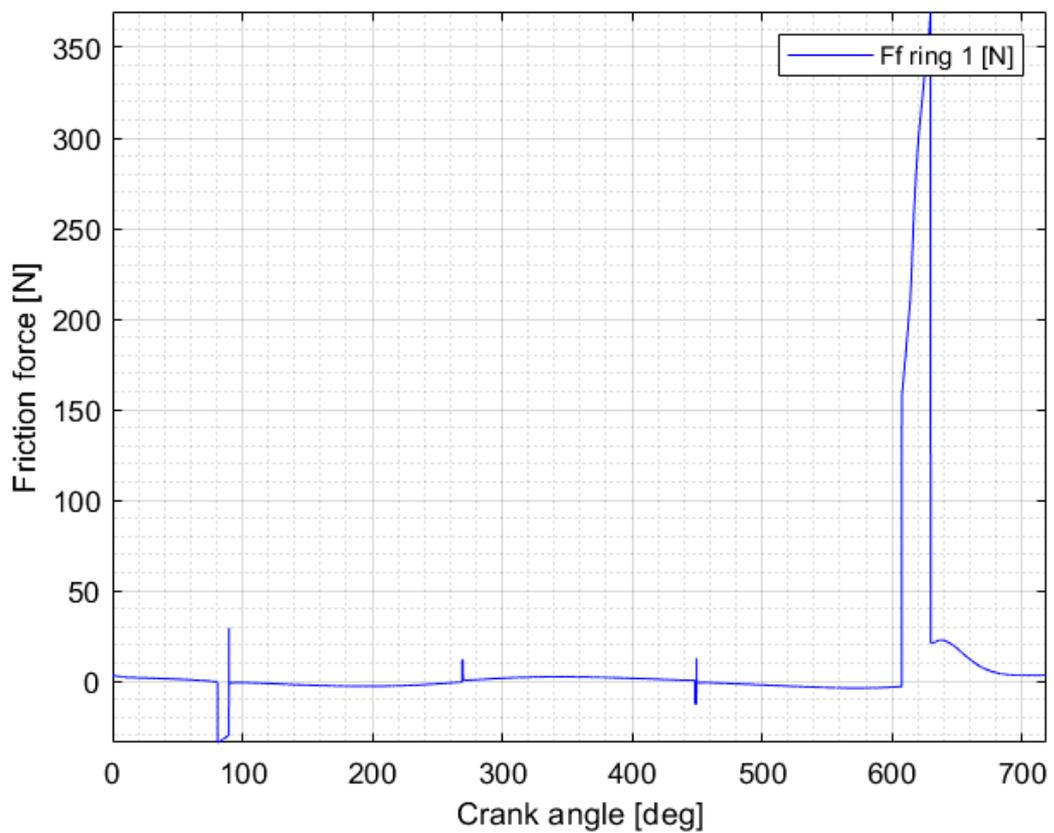


Figura 27 – Forza d'attrito generata in condizione *Fired*.

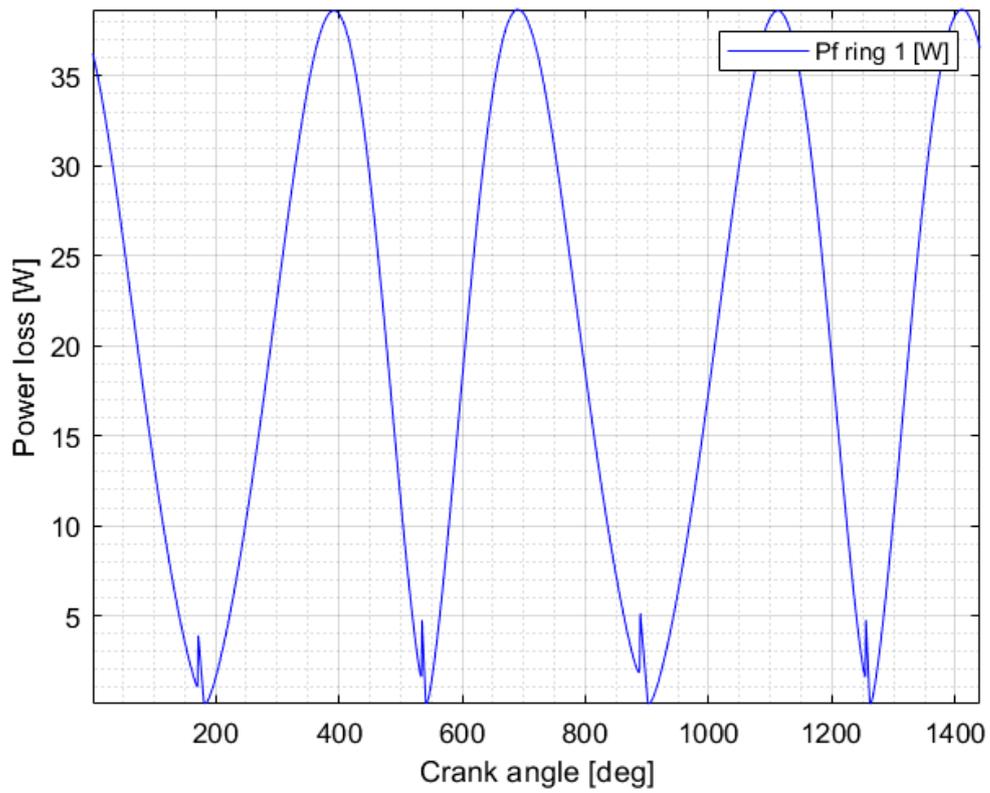


Figura 28 – Potenza persa per attrito in condizione *Motored*.

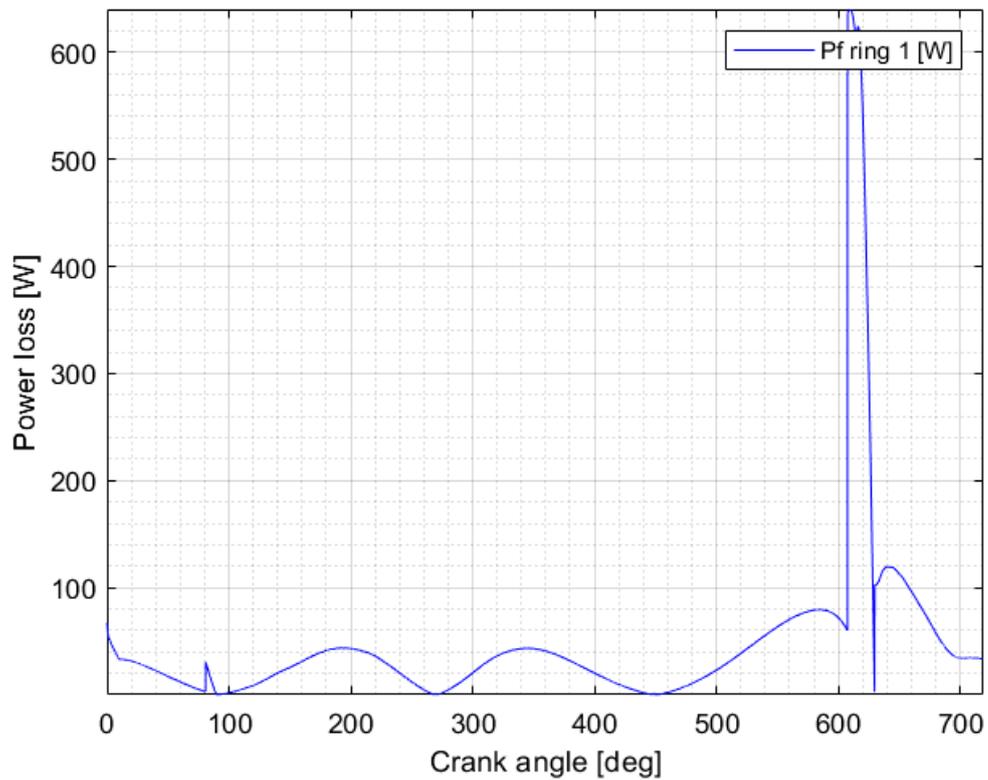


Figura 29 – Potenza persa per attrito in condizione *Fired*.

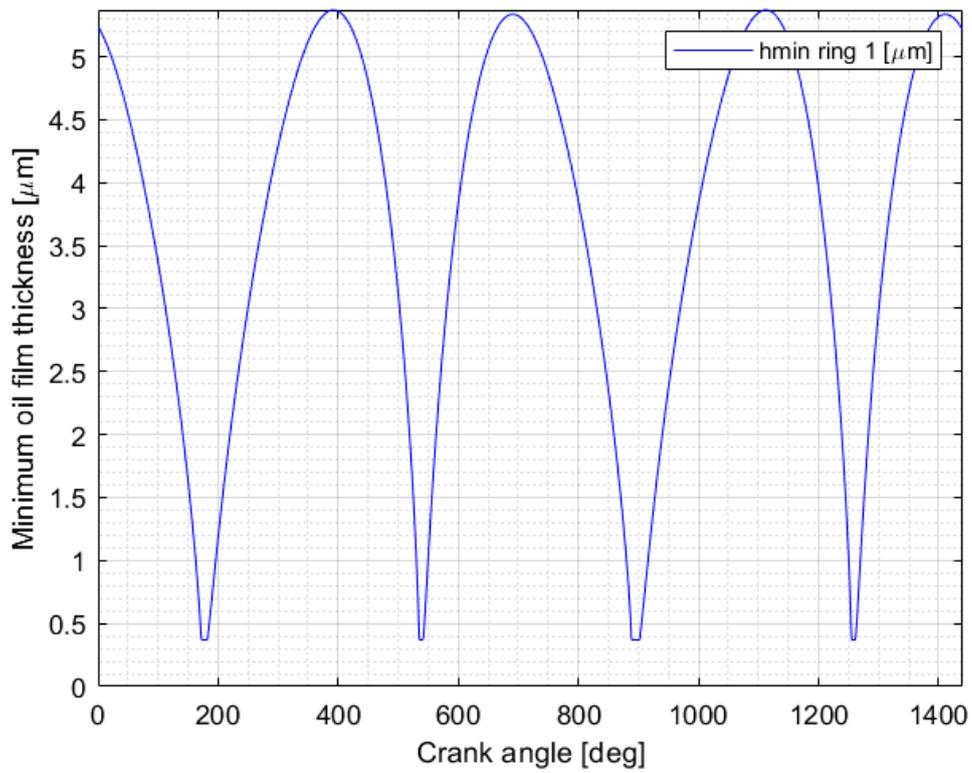


Figura 30 – Spessore minimo del meato d’olio – anello 1 in condizione *Motored*.

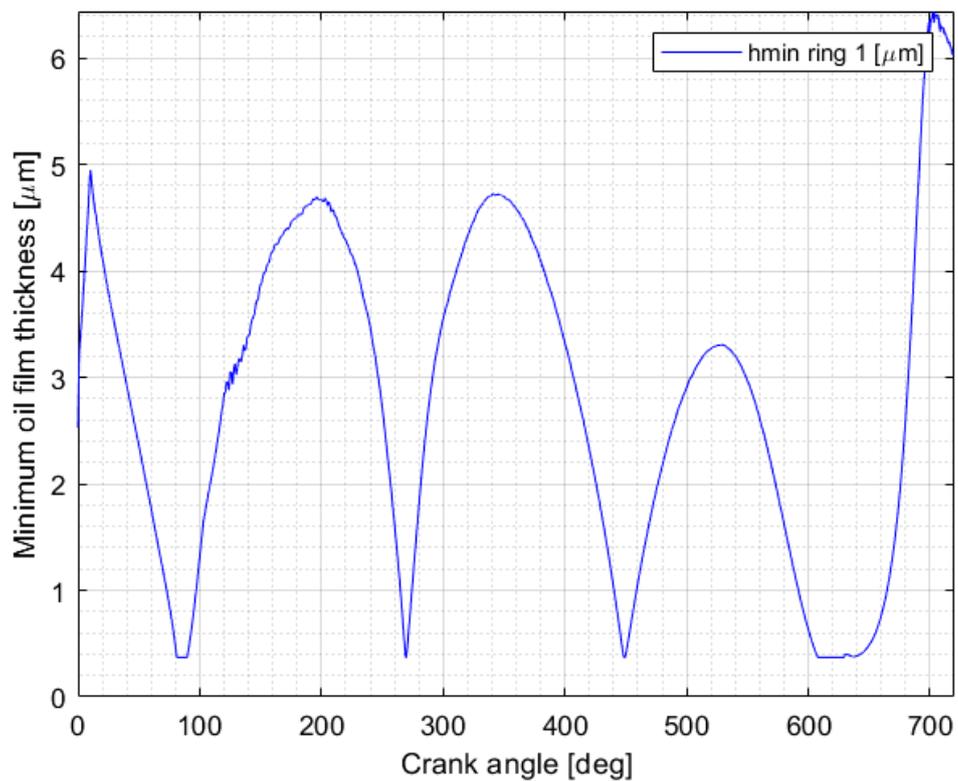


Figura 31 – Spessore minimo del meato d’olio – anello 1 in condizione *Fired*.

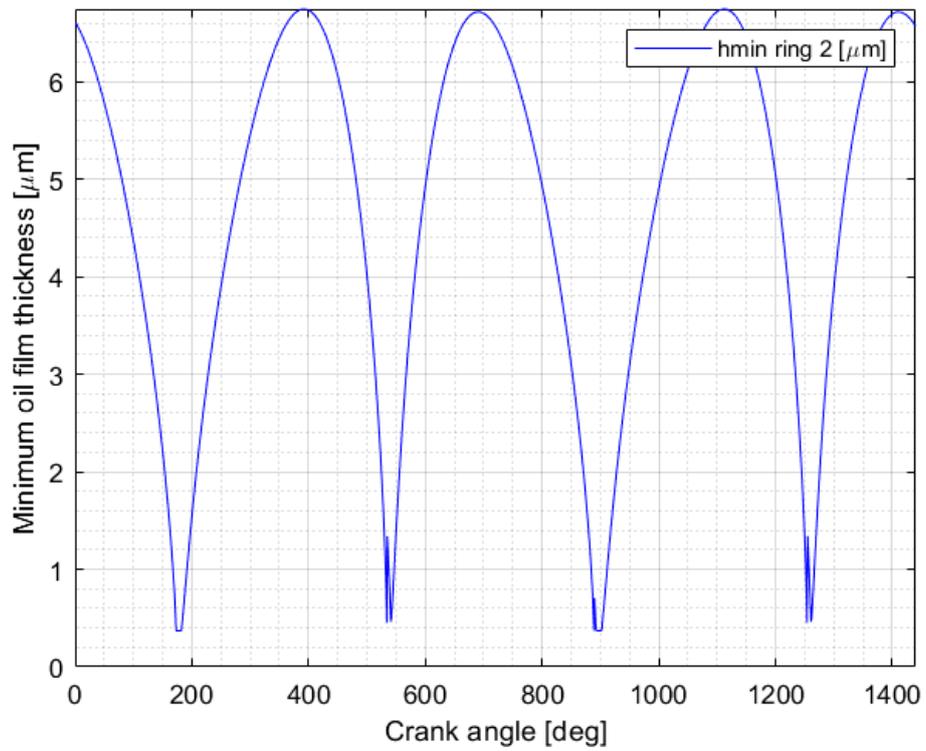


Figura 32 – Spessore minimo del meato d'olio – anello 2 in condizione *Motored*.

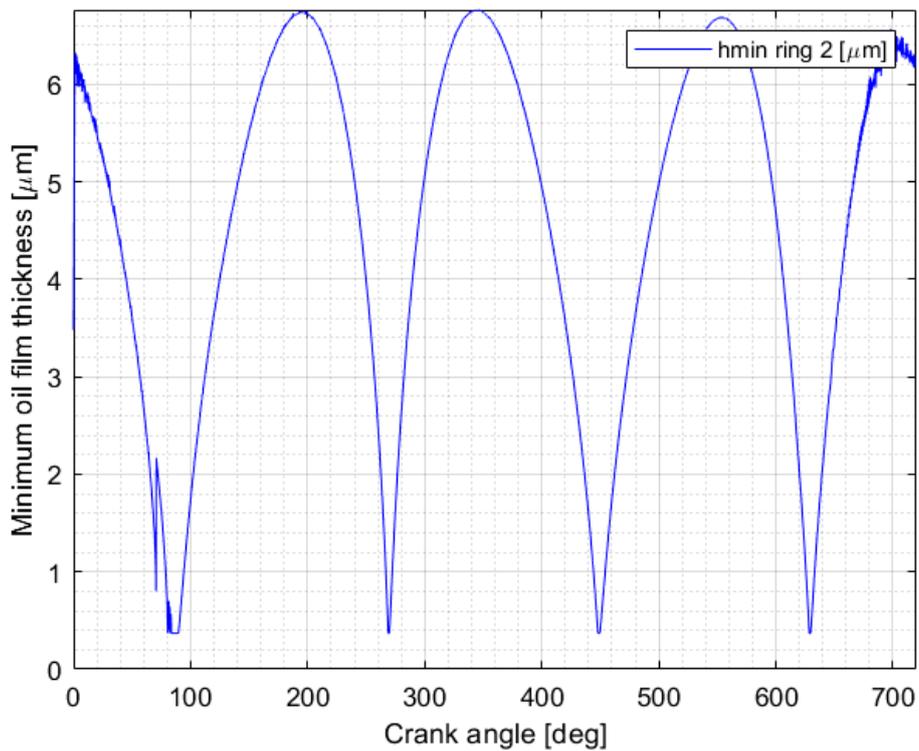


Figura 33 – Spessore minimo del meato d'olio – anello 2 in condizione *Fired*.

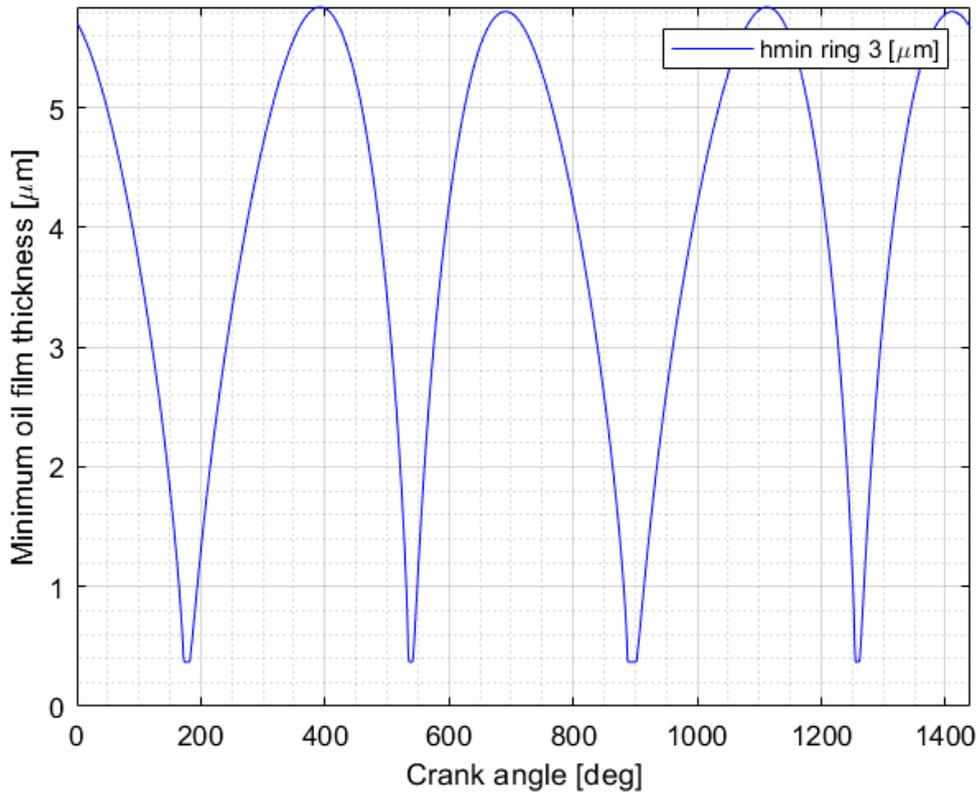


Figura 34 – Spessore minimo del meato d'olio – anello 3 in condizione *Motored*.

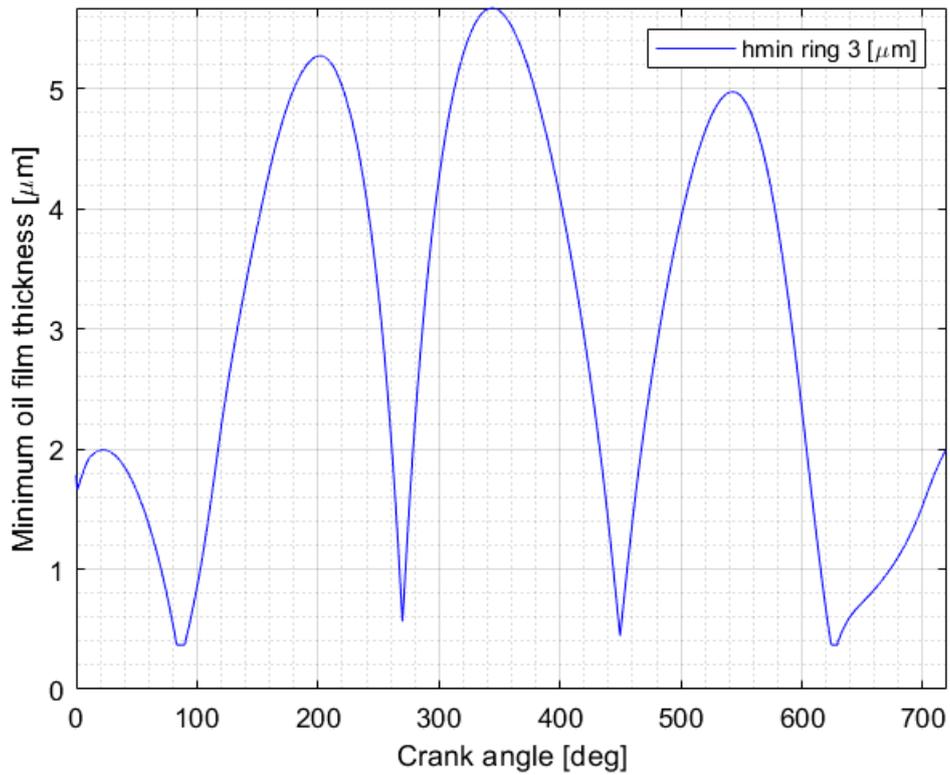


Figura 35 – Spessore minimo del meato d'olio – anello 3 in condizione *Fired*.

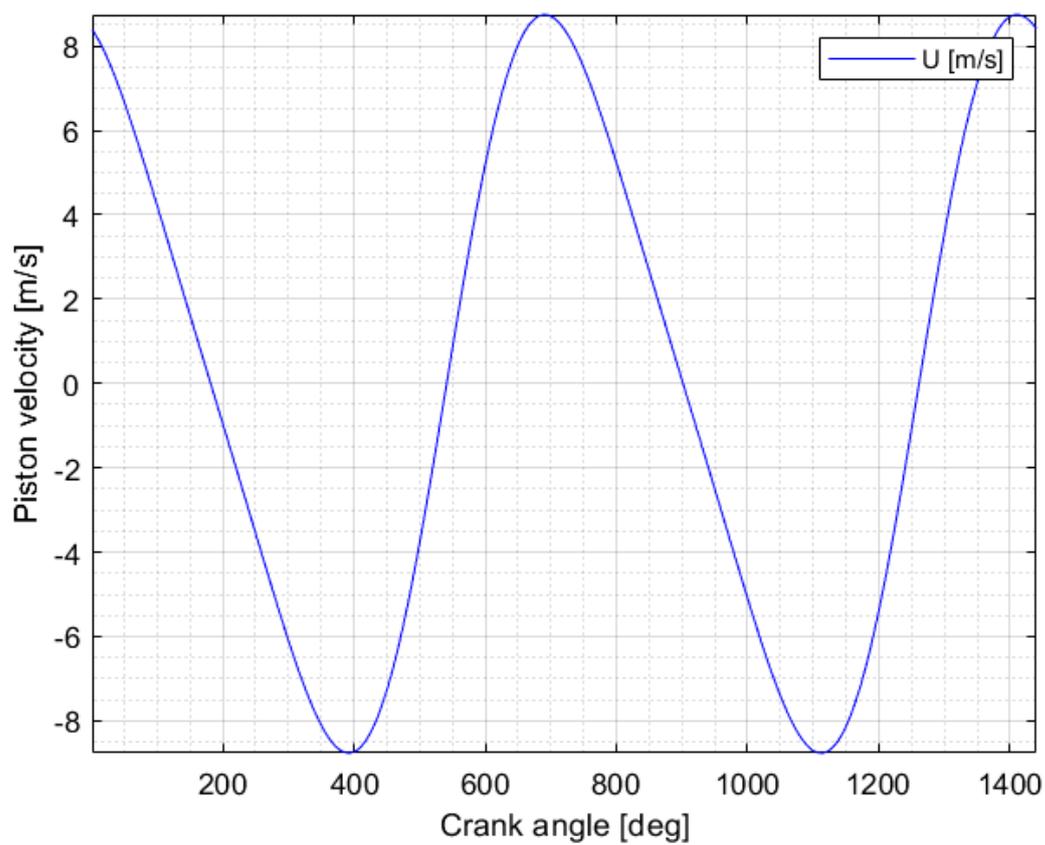


Figura 36 - Velocità del pistone.

Conclusioni

Questo studio valuta diversi modelli per la valutazione della lubrificazione delle guarnizioni e della fascia elastica e delle perdite per attrito. La revisione della letteratura indica che la lubrificazione dell'interfaccia del *ring-liner* del pistone è un fenomeno complesso, che ha un impatto significativo sul consumo di carburante e sulle perdite per attrito. I metodi analitici e numerici per esaminare le perdite sono stati oggetto di ampia attenzione da parte dei ricercatori, poiché il pacchetto di anelli elastici mostra comportamenti diversi in diverse situazioni.

I meccanismi di lubrificazione degli anelli del pistone devono essere completamente compresi per controllare il consumo di carburante, le perdite per attrito e la durata del motore, il che rende necessario condurre un'analisi completa.

La sintesi dei contributi tecnici per l'analisi della lubrificazione degli anelli del pistone mostra che si tiene in scarsa considerazione l'effetto della dinamica dell'anello, del sollevamento e dell'inclinazione, che hanno un profondo effetto sulle alterazioni del profilo dell'anello e sono direttamente legati allo spessore minimo del meato d'olio e alle perdite per attrito.

Una revisione degli studi precedenti ha fornito numerosi metodi per valutare i meccanismi di lubrificazione, alcuni dei quali possono essere ottenuti modificando i modelli sviluppati in letteratura per esaminare le prestazioni tribologiche dei componenti del motore.

Inoltre, è stato dimostrato che la modellazione analitica del *liner* del pistone può essere considerata come uno strumento applicabile per valutare le prestazioni tribologiche di un motore [104].

Infine per quanto concerne l'interfaccia grafica, è innegabile l'utilità che essa potrebbe avere in ambito industriale, non solo nel settore automotive ma anche in altri settori come quello energetico. Infatti essa permette di semplificare e rendere più veloce l'inserimento dei dati per il calcolo degli attriti e della potenza persa permettendo all'utente di velocizzare, anche se di poco, quest'attività: può sembrare trascurabile avere un risparmio di tempo di qualche decimo di secondo, ma se si sommasse tutto il tempo risparmiato potrebbe anche darsi che l'umanità vedrà un uomo poggiare piede su Marte prima di quanto possa pensare, d'altronde è possibile svuotare un oceano con un cucchiaino da caffè...

Ringraziamenti

A conclusione di questo lavoro, vorrei ringraziare innanzitutto i miei genitori, mia zia, mio fratello, la fidanzata di mio fratello e tutti i miei familiari che mi hanno sempre sostenuto sin da quando sono venuto a Torino per studiare.

Vorrei ringraziare anche la prof.ssa Cristiana Delprete e l'ing. Abbas Razavykia per avermi permesso di partecipare a questo lavoro.

Ringrazio Antonio, Angelo, Pasquale, Domenico, Pippo, Enzo, Ciccio e tutti miei amici che da Reggio, nonostante la lontananza, mi hanno supportato durante i periodi difficili della mia vita universitaria e dato forza coi loro consigli dati al bar, facendo una passeggiata sul lungomare con lo splendido panorama di Reggio sullo sfondo o seduti alle 4 del mattino su una staccionata di legno con alle spalle il riflesso della luna sul mare.

Un ringraziamento va anche a tutte le persone che ho incontrato e conosciuto durante tutto il mio percorso universitario.

Un ringraziamento speciale lo rivolgo a tutte le persone che ho conosciuto durante gli ultimi 3 anni che sono stato in residenza: senza di loro non so se sarei stato in grado di completare i miei studi.

Bibliografia

- [1] A. R. C. Delprete, «Predictive Friction Modeling – Part I,» 2017.
- [2] T. L., «A review of present information on piston ring tribology,» *SAE Technical Paper*, 1985.
- [3] F. S., «A dynamic theory of piston-ring lubrication: 1st report, calculation,» *Bull JSME*, 1959.
- [4] F. S., «A dynamic theory of piston-ring lubrication: 2nd report, experiment,» *Bull JSME*, 1960.
- [5] F. S. a. T. S., «A dynamic theory of piston-ring lubrication: 3rd report, measurement of oil film thickness.,» *Bull JSME*, 1961.
- [6] M. J. Ting L., «Piston ring lubrication anl cylinder bore wear analysis, Part I – Theory 1,» *J Lubricat*, pp. 96: 305-313, 1974.
- [7] M. J. Ting L., «Piston ring lubrication and cylinder bore wear analyses, Part II – theory verification.,» *J Lubricat Technol*, vol. 96, pp. 258-266, 1974.
- [8] R. B. a. E. P. Dowson D, «The elastohydrodynamic lubrication of piston rings.,» *Math Phys Eng Sci*, pp. 386: 409-430, 1983.
- [9] E. P. R. B. Dowson D., «Piston ring lubrication-Part II. Theoretical analysis of a single ring and a complete ring pack.,» *Fron Res Des*, pp. 2: 23-52, 1979.
- [10] C. W. Chu-Jung H., «Elastohydrodynamic lubrication of piston rings.,» *Wear*, p. 150: 203–215., 1991.
- [11] J. YR., «Theoretical analysis of piston-ring lubrication Part II-Starved lubrication and its application to a complete ring pack.,» *Tribol Trans*, pp. 35: 707-714, 1992.
- [12] Y. Jeng, «Theoretical analysis of piston-ring lubrication Part-I fully flooded lubrication,» *Tribol. Int.*, vol. 35, pp. 696-706, 1992.
- [13] B. G. Richardson DE., «Theoretical and experimental investigations of oil films for application to piston ring lubrication.,» *SAE Technical Paper*, 1992.
- [14] T. H. M. S. T. K. Y. Wakuri, «Piston ring friction in internal combustion engines,» *Tribol. Int.*, vol. 104, pp. 299-308, 1992.

- [15] S. H. B. L. Chung Y., «Fire ring wear analysis for a piston engine.,» *SAE Technical Paper*, 1993.
- [16] B. M. T. D. Taylor R., «Validation of a piston ring-pack lubrication model that includes realistic lubricant rheology.,» *Tribol Ser*, pp. 30: 345-354, 1995.
- [17] B. M. T. D. Taylor RI., «The influence of lubricant rheology on friction in the piston ring-pack.,» *SAE Technical Paper*, 1994.
- [18] K. J. T. Yang Q., «An elastohydrodynamic cavitation algorithm for piston ring lubrication.,» *Tribol Transact*, pp. 38: 97-107, 1995.
- [19] S. E. S. I. Ma M., «A three-dimensional analysis of piston ring lubrication Part 2: sensitivity analysis.,» *J Eng Tribol*, pp. 209: 15-27, 1995.
- [20] S. E. S. I. Ma M., «A threedimensional analysis of piston ring lubrication Part 1: Modelling.,» *J Eng Tribol*, pp. 209: 1-14, 1995.
- [21] K. J. T. Yang Q., «Two-dimensional piston ring lubrication – Part I: rigid ring and liner solution.,» *Tribol Transact*, pp. 39: 757-768, 1996.
- [22] K. J. T. Yang Q., «Two-dimensional piston ring lubrication-Part II: elastic ring consideration.,» *Tribol Transact*, pp. 39: 870-880, 1996.
- [23] I. M. S. M. Harigaya Y., «Effect of temperature on the lubrication characteristics between the piston ring and the cylinder liner of internal combustion engine.,» *ASME*, 1996.
- [24] S. I. S. E. Ma M., «Implementation of an algorithm to model the starved lubrication of a piston ring in distorted bores: prediction of oil flow and onset of gas blow-by.,» *J Eng Tribol*, pp. 210: 29-44, 1996.
- [25] H. G. Brown S., «The partially lubricated piston ring.,» *J Mech Eng Sci*, pp. 19: 81-89, 1977.
- [26] S. I. S. E. Ma M., «Development of a detailed model for piston-ring lubrication in IC engines with circular and non-circular cylinder bores.,» *Tribol Int*, pp. 30: 779-788, 1997.
- [27] L. J. Han DC., «Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition.,» *Tribol Int*, pp. 31: 753-760, 1998.
- [28] H. B. E. A. Esfahanian M., «On the hydrodynamic lubrication analysis of piston rings.,» *Lubricat Sci*, pp. 10: 265-286, 1998.

- [29] T. D. H. N. Stanley R., «A simplified piston ring assembly friction model.,» *ASME*, 1998.
- [30] T. D. H. N. Stanley R., «A simplified piston ring assembly friction model.,» *SAE Technical Paper*, 1999.
- [31] Y. B. Sawicki JT., «Analytical solution of piston ring lubrication using mass conserving cavitation algorithm.,» *Tribol Transact*, pp. 43: 587-594, 2000.
- [32] F. L. Jakobsson B., «The finite journal bearing, considering vaporization.,» *PhD Thesis, Chalmers Uni Tech*, 1957.
- [33] O. KO., «Cavitation in dynamically loaded bearings.,» *PhD Thesis, Chalmers University of Technol*, 1965.
- [34] T. TI., «Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport.,» *J Eng Tribol*, pp. 216: 209-228, 2002.
- [35] T. TI., «Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 2: oil transport, friction and wear of ring/liner interface and the effects of piston and ring dynamics.,» *J Eng Tribol*, pp. 216: 229-248, 2002.
- [36] P. M. T. C. Gamble R., «Detailed analysis of oil transport in the piston assembly of a gasoline engine.,» *Tribol Lett*, pp. 14: 147-156, 2003.
- [37] K. R. Kurbet S., «A finite element study of piston tilt effects on piston ring dynamics in internal combustion engines.,» *J Multi-body Dynam*, pp. 218: 107-117, 2004.
- [38] P. M. C. R. Mufti RA., «Experimental and theoretical study of instantaneous piston assembly friction in a gasoline engine.,» *ASME*, 2004.
- [39] T. B. W. S. Wong V., «Bridging macroscopic lubricant transport and surface tribochemical investigations in reciprocating engines.,» *J Eng Tribol*, pp. 221: 183-193, 2007.
- [40] K. N. Livanos G., «A model of the friction losses in diesel engines.,» *SAE Technical Paper*, 2006.
- [41] K. N. Livanos GA., «Friction model of a marine diesel engine piston assembly.,» *Tribol Int*, pp. 40: 1441-1453, 2007.

- [42] B. S. R. H. Mishra P., «Tribology of compression ring-to-cylinder contact at reversal.,» *J Eng Tribol*, pp. 222: 815-826, 2008.
- [43] R. CJA., «Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils.,» *PhD Thesis, Delft University of Technology*, 1966.
- [44] F. CL., «Numerical simulation of piston ring lubrication.,» *Tribol Int*, pp. 41: 914-919, 2008.
- [45] K. P. G. M. Kumar R., «Starvation effects in elasto-hydrodynamically lubricated line contacts.,» *Int J Adv Technol*, pp. 1: 73-84, 2010.
- [46] A. A. L. R. Spencer A., «A semideterministic texture-roughness model of the piston ring–cylinder liner contact.,» *J Eng Tribol*, pp. 225: 325-333, 2011.
- [47] E. I., «Modeling of surface texturing in hydro-dynamic ubrication.,» *Friction*, pp. 1: 195-209, 2013.
- [48] R. R. R. H. Styles G., «In-cycle and life-time friction transience in piston ring–liner conjunction under mixed regime of lubrication.,» *Int J Engine Res*, pp. 15: 862-876, 2014.
- [49] B. N. S. P. Bouassida H., «Piston ring load carrying capacity: Influence of cross-hatching parameters.,» *J Eng Tribol*, pp. 228: 642-648, 2014.
- [50] B. H. C. J. Biboulet N., «Determination of fundamental parameters for the cross-hatched cylinder liner micro-geometry.,» *J Eng Tribol*, pp. 231: 293-301, 2014.
- [51] B. N. L. A. Noutary MP., «A robust piston ring lubrication solver: Influence of liner groove shape, depth and density.,» *Tribol Int*, pp. 100: 35-40, 2016.
- [52] T. R., «Squeeze film lubrication in piston rings and reciprocating contacts.,» *J Eng Tribol*, pp. 229: 977-988, 2015.
- [53] C. H., «A theory of mixed lubrication.,» *Proc Inst Mech Eng*, pp. 186: 421-430, 1972.
- [54] E. H. Rhow SK., «Effects on bearing load-carrying capacity of two-sided striated roughness.,» *J Lubricat Tech*, pp. 96: 554-560, 1974.
- [55] C. H. Chow LS., «Influence of surface roughness and waviness on film thickness and pressure distribution in elastohydrodynamic contacts.,» 1976.

- [56] T. J. Greenwood J., «The contact of two nominally flat rough surfaces.,» *Proc Inst Mech Eng*, pp. 185: 625-633, 1970.
- [57] C. H. Patir N., «Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces.,» *J Lubricat Technol*, pp. 101: 220-229, 1978.
- [58] P. B. D. D. Ruddy BL., «The influence of thermal distortion and wear of piston ring grooves upon the lubrication of piston rings in diesel engines.,» *Mech Eng Pub*, 1980.
- [59] R. SM., «A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication.,» *1980*.
- [60] P. D. P. T. Miltsios GK., «Solution of the lubrication problem and calculation of the friction force on the piston rings.,» *J Tribol*, pp. 11: 635-641, 1989.
- [61] D. Z. F. M. Keribar R., «An integrated model of ring pack performance.,» *J Eng Gas Turbine Power*, pp. 113: 382-389, 1991.
- [62] C. H. A. T. Hu Y., «Numerical simulation of piston ring in mixed lubrication – a nonaxisymmetrical analysis.,» *J Tribol*, pp. 116: 470-478, 1994.
- [63] B. G. Michail S., «The effects of roughness on piston ring lubrication – Part I: Model development.,» *Tribol Transact*, pp. 38: 19-26, 1995.
- [64] B. G. Michail S., «The effects of roughness on piston ring lubrication-Part II: The relationship between cylinder wall surface topography and oil film thickness.,» *Tribol Transact*, pp. 38: 173-177, 1995.
- [65] T. R. D. D. Priest M., «Boundary conditions for Reynolds equation with particular reference to piston ring lubrication.,» *Tribol Ser*, pp. 31: 441-452, 1996.
- [66] E. C. M. G. Knopf M., «Calculation of unsteady hydrodynamic lubrication and surface contact at the piston-ring/cylinder-liner interface.,» *SAE Technical Paper*, 1998.
- [67] G. S., «A mixed lubrication and oil transport model for piston rings using a mass-conserving algorithm.,» *J Eng Gas Turbine Power*, pp. 120: 199-208, 1998.
- [68] D. D. T. C. Priest M., «Predictive wear modelling of lubricated piston rings in a diesel engine.,» *Wear*, pp. 231: 89-101, 1999.

- [69] P. M., «The wear and lubrication of piston rings.,» *PhD thesis, University of Leeds.*, 1996.
- [70] D. D. T. C. Priest M., «Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication.,» *J Mech Eng Sci*, pp. 214: 435-447, 2000.
- [71] G. SD., «Analysis of tribological performance of a piston ring pack.,» *Tribol Transact*, pp. 43: 151-162, 2000.
- [72] Z. D. Hu YZ., «A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts.,» *J Tribol*, pp. 122: 1-9, 2000.
- [73] N. G. Akalin O., «Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: Part I – analytical results.,» *J Tribol*, pp. 123: 211-218, 2001.
- [74] N. G. Akalin O., «Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: Part II – correlation with bench test data.,» *J Tribol*, pp. 123: 219-223, 2001.
- [75] H. Y. W. H. Wang W., «Numerical simulation of piston ring in the mixed lubrication.,» *Sci China Ser Math*, pp. 44: 34-39, 2001.
- [76] G. S. Piao Y., «Numerical investigation of the effects of axial cylinder bore profiles on piston ring radial dynamics.,» *ASME*, 2002.
- [77] B. M. M. R. Xu H., «Friction predictions for piston ring-cylinder liner lubrication.,» *ASME*, 2004.
- [78] S. B. K. A. Bolander NW., «Film thickness and friction measurement of piston ring cylinder liner contact with corresponding modeling including mixed lubrication.,» *ASME*, 2004.
- [79] M. K., «Simulation and modeling of friction force and oil film thickness in piston ring cylinder liner assembly of an IC engine.,» *Proceedings of the World Congress on Engineering.*, 2009.
- [80] T. M. V. N. Chong WW., «Cavitation induced starvation for piston-ring/liner tribological conjunction.,» *Tribol Int*, pp. 44: 483-497, 2011.
- [81] E. HG., «A cavitation algorithm.,» *J Lubricat Technol*, pp. 103: 350-354, 1981.

- [82] P. M. N. A. Roshan R., «Subscale tribofilm tribological modelling in boundary lubrication using multivariate analysis.,» *J Eng Tribol*, pp. 225: 58-71, 2011.
- [83] R. R. R. H. Morris N., «The influence of piston ring geometry and topography on friction.,» *J Eng Tribol*, pp. 227: 141-153, 2013.
- [84] R. R. R. H. Morris N., «Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal mixed regime of lubrication.,» *Tribol Int*, pp. 59: 248-258, 2013.
- [85] L. X. L. W. Guo Y., «A mixed-lubrication model considering elastoplastic contact for a piston ring and application to a ring pack.,» *J Auto Eng*, pp. 229: 174-188, 2015.
- [86] X. H. F. T. R. Ahmed Ali MK., «An analytical study of tribological parameters between piston ring and cylinder liner in internal combustion engines.,» *J Multi-body Dynam*, pp. 230: 329-349, 2016.
- [87] T. S. R. R. Baker C., «On the transient three dimensional tribodynamics of internal combustion engine top compression ring.,» *J Eng Gas Turbine Power*, 2016.
- [88] S. R. T. I. Takiguchi M., «Oil film thickness measurement and analysis of a three ring pack in an operating diesel engine.,» *SAE Technical Paper*, 2000.
- [89] M. N. G. M. Leighton M., «Boundary interactions of rough non-Gaussian surfaces.,» *J Eng Tribol*, pp. 230: 1359-1370, 2016.
- [90] W. J. Greenwood JA., «Contact of nominally flat surfaces.,» *Math Phys Eng Sci*, pp. 295: 300-319, 1966.
- [91] H. N. Rezeki SF., «A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines.,» *SAE Technical Paper*, 1984.
- [92] N. R. H. J. Patton KJ., «Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines.,» *SAE Technical paper*, 1989.
- [93] P. D. Ku YG., «Piston and ring friction by the fixed sleeve method.,» *SAE Technical Paper*, 1988.
- [94] P. D. Lin SS., «Piston-ring assembly friction modeling by similarity analysis.,» *SAE Technical Paper*, 1993.

- [95] W. J. S. L. Zweiri Y., «Instantaneous friction components model for transient engine operation.,» *J Auto Eng*, pp. 214: 809-824, 2000.
- [96] H. N. B. W. Taraza D, «Friction losses in multi-cylinder diesel engines.,» *SAE Technical Paper*, 2000.
- [97] K. L. M. M. Saad P., «Modeling and measurement of tribological parameters between piston rings and liner in turbocharged diesel engine.,» *SAE Technical Paper*, 2007.
- [98] R. M. B. R. Kamil M, «An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engines.,» *Int J Auto Mech Eng*, 2014.
- [99] D. D. E. P. Ruddy B, «A review of studies of piston ring lubrication.,» *Tribol Recip Eng*, 2013.
- [100] J. N. Bedajangam S., «Friction losses between piston ring-liner assembly of internal combustion engine: a review.,» *Int J Sci Res Public*, pp. 3: 1-3, 2013.
- [101] S. S. Furuhamas S., «New device for the measurement of piston frictional forces in small engines.,» *SAE Technical Paper*, 1983.
- [102] D. I. C. M. T. S. Littlefair B., «Transient tribo-dynamics of thermo-elastic compliant high-performance piston skirts.,» *Tribol Lett*, pp. 53: 51-70, 2014.
- [103] T. M. H.-S. S. Gore M., «Direct measurement of piston friction of internal-combustion engines using the floating-liner principle.,» *J Auto Eng*, pp. 228: 344-354, 2014.
- [104] A. R. C. Delprete, «Piston ring–liner lubrication and tribological performance evaluation: A review.,» *J Engineering Tribology*, pp. 1-17, 2017.
- [105] S. M. P. Nagar, «Friction between Piston and Cylinder of an IC Engine: a Review.,» *SAE Technical Paper*, 2011.
- [106] J. M. L. Ting, «Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, part I - theory.,» *J. Lub. Tech.*, vol. 96, pp. 305-313, 1974.
- [107] H. Rahnejat, *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends*, Elsevier, 2010.
- [108] J. YR., «Theoretical analysis of piston-ring lubrication Part I – fully flooded lubrication.,» *Tribol Trans*, pp. 35: 696-706, 1992.

- [109] H. T. S. M. Wakuri Y., «Piston ring friction in internal combustion engines,» *Tribol Int*, pp. 25: 299-308, 1992.
- [110] S. I. S. E. Ma M., «Analysis of lubrication and friction for a complete piston-ring pack with an improved oil availability model: Part 1: Circumferentially uniform film.,» *J Eng Tribol*, pp. 211: 1-15, 1997.
- [111] S. E. S. I. Ma M., «Analysis of lubrication and friction for a complete piston-ring pack with an improved oil availability model: Part 2: Circumferentially variable film.,» *J Eng Tribol*, pp. 211: 17-27, 1997.
- [112] H. D. Lee JS., «Analysis of ring pack lubrication.,» *KSME Int J*, pp. 14: 928-934, 2000.
- [113] A. S. Sui PC., «Piston ring pack friction and lubrication analysis of an automotive engine using a mixed lubrication model.,» *SAE Technical Paper*, 1993.
- [114] M. L. M. S. C. Tung, «Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future.,» *Tribol. Int.*, pp. 517-536, 2004.
- [115] S. M. R. H. A. E. D. F. Li, «An automotive piston lubrication model.,» *ASLE Trans.*, pp. 151-160, 1983.
- [116] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [117] D. D. A. B. P. Economou, «Piston Ring Lubrication- Part 1: The Historical Development of Piston Ring Technology,» *J. Lub. Tech.*, pp. 118-162, 1982.
- [118] C. M. Taylor, *Engine Tribology*, Elsevier, 1993.
- [119] E. H. Smith, «Optimising the design of a piston-ring pack using DoE methods,» *Tribol. Int.*, vol. 44, pp. 29-41, 2011.
- [120] D. D. C. M. T. M. Priest, «Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication,» *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 214, pp. 435-447, 2000.
- [121] M. T. N. D. V. W. F. Chong, «Cavitation induced starvation for piston-ring/liner tribological conjunction,» *Tribol. Int.*, vol. 44, pp. 483-497, 2011.
- [122] B. L. R. P. N. E. D. Dowson, «The elastohydrodynamic lubrication of piston rings,» *In Proceedings of The Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 386, pp. 409-430, 1983.

- [123] N. P. J. S. K. Bedajangam, «Friction losses between piston ring-liner assembly of internal combustion engine: a review,» *Int. J. Sci. and Res.*, vol. 3, pp. 1-3, 2013.
- [124] A. R. C. Delprete, «Modeling of Oil Film Thickness in Piston Ring/Liner Interface,» pp. 1-6.