



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea magistrale in ingegneria mecatronica

**Modellazione e simulazione delle prestazioni e dell'usura di un motore
motociclistico: analisi dell'impatto di diverse formulazioni di olio
lubrificante tramite GT-Suite**

**Modeling and Simulation of Performance and Wear in a Motorcycle
Engine: Analyzing the Impact of Various Lubricant Formulations using
GT-Suite**

Relatore: Chiar.ma

Tesi di Laurea di:

Prof.ssa Rita di Gioia

Tommaso Gara

Correlatore

Ing. Fabio Diz Filgueira

A.A. 2025/2026

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Il ruolo della lubrificazione nei moderni propulsori endotermici...	1
1.2	Contesto normativo antinquinamento.....	3
1.3	Il centro di ricerca CINTECX e il contesto del tirocinio	6
2	Obiettivo della tesi	9
3	Fondamenti Teorici e Tribologici.....	10
3.1	Fondamenti di attrito e il diagramma di Stribeck	10
3.2	Reologia dei lubrificanti e il modello di Carreau-Yasuda	15
3.3	Modello di contatto Greenwood-Tripp	17
3.4	Spessore dello strato fluido: parametri MOFT e SOFT.....	20
3.5	Distribuzione delle perdite per attrito nel motore endotermico .	24
4	Materiali e metodi	29
4.1	Il caso di studio: Motore Honda Africa Twin 1100cc	29
4.2	Caratterizzazione topografica delle superfici	32
4.3	Post-processing dei dati e calcolo dei parametri tribologici	36
4.4	Classificazione reologica e caratterizzazione di un olio motore...	46
4.4.1	Viscosità Cinematica.....	46
4.4.2	Viscosità Dinamica e parametro HTHS	47
4.4.3	Viscosità CCS (Cold Cranking Simulator)	48
4.4.4	Indice di Viscosità	50
4.4.5	La volatilità Noack	51
4.5	Metodologie standardizzate per la misurazione della viscosità...	53
4.5.1	Determinazione della viscosità cinematica (ASTM D445)	53
4.5.2	Determinazione della viscosità HTHS (ASTM D4683).....	55
4.5.3	Valutazione della viscosità CCS (ASTM D5293)	57

4.5.4	Valutazione della volatilità Noack (ASTM D5800)	59
4.6	Le formulazioni dei lubrificanti Repsol in esame	61
5	Modellazione e Simulazione in ambiente GT-Suite	67
5.1	Introduzione al Digital Twin	67
5.2	Il modello termodinamico di combustione e la sua validazione ..	68
5.2.1	Parametrizzazione del gruppo termico	69
5.3	Modellazione del gruppo pistone segmenti cilindro	71
5.3.1	Discretizzazione topologica dei componenti	72
5.3.2	Fisica delle connessioni	72
5.3.3	Risoluzione del contatto e output tribologico	73
5.4	Modellazione tribologica dei cuscinetti e dei perni di banco	74
5.4.1	Architettura del circuito idraulico	74
5.4.2	Il circuito di lubrificazione a parametri distribuiti	75
5.4.3	Il ruolo delle curve di Carreau-Yasuda e l'usura	76
5.5	Impostazione del modello in regime transitorio	77
5.5.1	Implementazione del ciclo WMTC	80
6	Discussione e analisi dei risultati	82
6.1	Analisi comparativa tra le sette formulazioni di olio	82
6.2	Valutazione delle metriche di usura sui componenti critici	87
6.2.1	Comparativa tra le formulazioni di olio – SOFT	89
6.2.2	Condizioni di lubrificazione dei cuscinetti di banco	98
7	Conclusioni e sviluppi futuri	102
	Bibliografia e Sitografia	106
	Articoli di Divulgazione, Normative e Stampa	106
	Fonti Corporate e Case Automobilistiche	107
	Tribologia, Lubrificanti e Ingegneria Meccanica	107

Documentazione Accademica e Testi Universitari	109
Indice delle figure	111

1 Introduzione

1.1 Il ruolo della lubrificazione nei moderni propulsori endotermici

Negli ultimi anni, l'Unione Europea ha intrapreso un percorso per il progressivo abbattimento delle emissioni derivanti dall'impiego di combustibili fossili, con l'obiettivo di migliorare la qualità dell'aria e promuovere una transizione ecologica supportata dalle fonti di energia rinnovabile.

L'introduzione di normative sempre più stringenti sui limiti di emissione di gas nocivi ha imposto a molteplici settori industriali un profondo e rapido adeguamento tecnologico.

Tra questi, il settore automotive rappresenta uno dei comparti maggiormente coinvolti da questa transizione e costituisce il contesto di riferimento del presente progetto di tesi.

La necessità di raggiungere in tempi brevi la neutralità carbonica nel settore automobilistico e di ridurre le emissioni nel comparto motociclistico ha fortemente accelerato le attività di ricerca e sviluppo delle case costruttrici. Tale scenario ha reso indispensabile lo studio di nuove soluzioni ingegneristiche e la continua ottimizzazione dei sistemi propulsivi per soddisfare i nuovi e rigorosi requisiti omologativi.

Una quota significativa dell'energia introdotta con il carburante viene infatti dissipata a causa degli attriti meccanici interni, localizzati principalmente nel gruppo pistone fasce cilindro, nei cuscinetti di banco e di biella e nel sistema di distribuzione; perciò, minimizzare tali perdite rappresenta una delle principali priorità ingegneristiche.

In questo scenario, l'olio lubrificante non viene considerato solo un semplice fluido di servizio, ma diventa a tutti gli effetti un vero e proprio componente strutturale e di progetto del motore.

L'attuale tendenza dell'industria dei lubrificanti è rivolta allo sviluppo di oli a bassa viscosità per minimizzare l'attrito e ridurre i consumi di carburante. Tuttavia, questa scelta comporta un assottigliamento del film lubrificante protettivo, esponendo i componenti del motore a un maggior rischio di usura meccanica.

La comprensione di questo delicato compromesso rappresenta il fulcro del presente elaborato, frutto del mio tirocinio svolto in Erasmus presso il centro di ricerca CINTECX dell'Università di Vigo (Spagna), in collaborazione con l'azienda Repsol.

1.2 Contesto normativo antinquinamento

La normativa Euro 5 per il mondo motociclistico rappresenta un passo tecnologico fondamentale nell'evoluzione ingegneristica dei motocicli.

Entrata in vigore in via definitiva a partire dal 1° gennaio 2020, tale direttiva ha imposto una revisione sostanziale dei parametri progettuali, allineando i cicli di omologazione e i limiti emissivi a standard prossimi a quelli del comparto automobilistico.

Dal punto di vista prettamente chimico e quantitativo, lo standard Euro 5 ha decretato un drastico abbattimento dei limiti di concentrazione dei principali inquinanti rispetto alla normativa Euro 4.

Nello specifico, la soglia massima consentita per le emissioni di monossido di carbonio (CO) è stata fissata a 1 g/km.

Parallelamente, le emissioni di idrocarburi totali incombusti (THC) hanno subito una contrazione di quasi il cinquanta per cento, attestandosi a 0.1 g/km.

Un'innovazione introdotta dal legislatore è stata la definizione, per la prima volta nel settore motociclistico, di un limite distinto per gli idrocarburi non metanici (NMHC), quantificato in 0.068 g/km.

Questa specifica restrizione è mirata ad arginare con maggior efficacia la dispersione dei principali precursori dello smog fotochimico.

Altrettanto severa è stata la stretta sugli ossidi di azoto (NOx), il cui limite è stato ridotto a 0.06 g/km.

Un ulteriore pilastro normativo dell'Euro 5 è costituito dall'introduzione obbligatoria della diagnostica di bordo OBD.

Questo protocollo impone il monitoraggio continuo dell'integrità dei circuiti elettrici e della coerenza dei segnali provenienti dai sensori per le emissioni, tra cui le sonde lambda, i sensori di pressione assoluta nei collettori e i sensori di temperatura del fluido di raffreddamento e dell'aria aspirata.

Qualora la centralina rilevi un'anomalia, un'interruzione di circuito o un malfunzionamento in grado di alterare il corretto controllo delle emissioni, il sistema è tenuto per legge a registrare un codice di guasto diagnostico e

a segnalare l'avaria al conducente tramite l'accensione di un'apposita spia sul quadro strumenti.

Infine, la direttiva ha richiesto interventi significativi anche sul fronte delle emissioni acustiche.

Lo studio ingegneristico si è incentrato nell'ottimizzare la fluidodinamica e l'acustica dei condotti di aspirazione tramite airbox dotati di risonatori e paratie interne, al fine di silenziare le onde di pressione generate dai flussi d'aria.

Congiuntamente, è stato necessario incrementare gli spessori e le proprietà fonoassorbenti dei carter motore per mitigare la dispersione delle frequenze sonore di origine puramente meccanica.

A partire dal 1° gennaio 2025, è entrato in vigore lo standard euro 5+, obbligatorio per i nuovi veicoli, le modifiche sono principalmente incentrate sulla misurazione degli inquinanti che vengono rilasciati dalla combustione. Ora è obbligatorio avere due sonde lambda, una prima e una dopo il catalizzatore.

Il secondo punto è incentrato sulla durabilità prestazionale del motore, ovvero in passato, per omologare una moto, un costruttore misurava le emissioni a veicolo nuovo e poi applicava una formula matematica stabilita dalla legge per stimare l'usura dello scarico dopo anni di utilizzo.

Con l'Euro 5+ questo calcolo matematico è vietato.

I costruttori devono dimostrare la durabilità reale.

Significa far girare il motore realmente per decine di migliaia di chilometri (fino a 35.000 km per le maximoto), per vedere il reale degrado del catalizzatore, al fine di rientrare dopo questo lungo test, all'interno dei limiti di legge.

Il terzo punto riguarda il livello di rumorosità della moto, l'Euro 5+ introduce lo standard ASEP.

I test ora vengono eseguiti a marce, velocità e regimi variabili, creando una vera e propria mappa acustica.

La moto non deve superare i limiti di decibel in quasi nessuna condizione di guida stradale.

Complessivamente, l'omologazione Euro 5 ha sancito l'obbligo ingegneristico di progettare propulsori non più prettamente meccanici, ma avvolti da un complesso sistema elettronico che in ogni istante del suo funzionamento possa controllare i parametri delle emissioni.

Tabella 1: Normative Europee contro le emissioni di polveri sottili

Normativa	Anno di introduzione	CO (g/km)	HC / THC (g/km)	NMHC (g/km)	NOx (g/km)
Euro 1	1999	13,00	3,00	-	0,30
Euro 2	2003 / 2004	5,50	1,00	-	0,30
Euro 3	2006	2,00	0,30	-	0,15
Euro 4	2016	1,14	0,17	-	0,09
Euro 5	2020	1,00	0,10	0,068	0,06
Euro 5+	2024 / 2025	1,00	0,10	0,068	0,06

1.3 Il centro di ricerca CINTECX e il contesto del tirocinio

Il presente lavoro di tesi si inserisce nel contesto di un duplice periodo di mobilità internazionale svolto attraverso il programma Erasmus+ presso l'Università di Vigo, situata nella regione della Galizia, in Spagna.

La scelta di questa specifica meta accademica, maturata nell'aprile del 2024 su approvazione dell'Università Politecnica delle Marche, è stata fortemente motivata dal contesto industriale della città.

Vigo rappresenta infatti un punto di riferimento per il settore automotive europeo, trainato dalla presenza dello storico stabilimento produttivo del gruppo Stellantis.

L'indotto generato da questa realtà industriale ha favorito la nascita di un ecosistema di aziende e centri di ricerca che collaborano a stretto contatto con l'ateneo locale, il quale offre percorsi di laurea magistrale altamente specializzati nell'ingegneria dell'autoveicolo.

Il primo periodo di mobilità, iniziato nel settembre 2024, ha permesso di consolidare le conoscenze tecniche seguendo corsi avanzati quali Industria dell'Automobilismo, Motori Termici, Progettazione e Simulazione Numerica, Automobilismo e Ferrovie, e Carrozzeria e Finiture.

In questo semestre, il forte interesse personale verso il mondo dei propulsori ha trovato un fondamentale riscontro accademico grazie all'incontro con il Professor Jacobo Porteiro Fresco, titolare del corso di Motori Termici e responsabile del gruppo di ricerca GTE (Grupo de Tecnología Energética).

L'approccio didattico e il livello della ricerca condotta dal suo gruppo hanno rappresentato lo stimolo principale per pianificare una seconda esperienza all'estero.

Rientrato in Italia nel febbraio 2025, insieme all'università, si è deciso di strutturare il successivo semestre autunnale per svolgere l'attività di tirocinio e la stesura della tesi magistrale nuovamente a Vigo.

A partire da settembre, sotto la supervisione del Professor Porteiro, è avvenuto l'inserimento ufficiale all'interno del centro di ricerca CINTECX.

In questa fase iniziale, è stato fondamentale l'affiancamento da parte dell'ingegnere Fabio Diz Filgueira, ricercatore già attivo sul progetto, il cui supporto ha permesso di acquisire competenze pratiche avanzate nell'ambito della tribologia dei motori e di padroneggiare l'utilizzo del software GT-Suite per la modellazione e la simulazione di sistemi propulsivi virtuali.



Figura 1: Centro di ricerca CINTECX

Il centro di ricerca CINTECX rappresenta un polo tecnologico di eccellenza nello studio dei sistemi energetici, della termofluidodinamica e dei motori termici.

L'ambiente di lavoro, fortemente internazionale e improntato all'innovazione, ha offerto il contesto ideale per condurre un progetto complesso, perfettamente in linea con il percorso di studi in Ingegneria Meccatronica.

Un elemento di assoluto rilievo che caratterizza le attività del CINTECX è la consolidata partnership decennale con l'azienda petrolifera Repsol e la casa motociclistica Honda.

Nata originariamente per supportare l'ottimizzazione tribologica dei propulsori impiegati nel campionato mondiale di MotoGP, questa sinergia si è estesa allo studio dei veicoli di serie ad alte prestazioni.

Avere l'opportunità di integrarsi in questo filone di ricerca ha permesso di operare su un caso studio di altissimo profilo, potendo contare su un vasto database metrologico e avendo accesso a formulazioni di lubrificanti sperimentali strettamente derivate dal know how del motorsport.

2 Obiettivo della tesi

Il presente lavoro di tesi si pone come obiettivo principale la valutazione dell'impatto di differenti formulazioni di olio lubrificante, sviluppate dall'azienda Repsol, sulle prestazioni e sull'usura di un motore motociclistico di un Honda Africa Twin 1100cc.

Per raggiungere tale scopo, lo studio si avvale di un approccio predittivo basato sulla simulazione fluidodinamica e termodinamica monodimensionale tramite il software GT-Suite.

Questa metodologia permette di analizzare le dinamiche interne del propulsore riducendo i tempi e i costi tipicamente associati alle tradizionali campagne di test al banco prova.

Il lavoro di ricerca si articola in diversi obiettivi fondamentali consequenziali.

In primo luogo, prevede la creazione di un modello del motociclo affidabile, necessario per simulare accuratamente il comportamento virtuale del mezzo tenendo in considerazione tutti i parametri che ne influenzano le prestazioni e i consumi.

Successivamente, lo studio si concentra sullo sviluppo di modelli di dettaglio dedicati specificamente al gruppo pistone fasce e alle bronzine; questo passaggio risulta fondamentale per isolare e quantificare le perdite per attrito e valutare l'usura nelle zone a maggiore criticità del motore.

Un ulteriore obiettivo consiste nell'estensione delle simulazioni dal classico regime stazionario a condizioni di funzionamento transitorio, allo scopo di valutare il comportamento dei diversi lubrificanti durante le repentine variazioni di carico e di regime, replicando così le reali condizioni di utilizzo della motocicletta.

Infine, la ricerca si conclude in un confronto dei dati ottenuti, al fine di individuare quale tipo di olio offra il bilanciamento ottimale tra la massima efficienza energetica e la garanzia di affidabilità meccanica nel tempo.

3 Fondamenti Teorici e Tribologici

3.1 Fondamenti di attrito e il diagramma di Stribeck

Lo studio dell'interazione fisica tra superfici in moto relativo costituisce il dominio della tribologia, una disciplina che in ambito motoristico assume una rilevanza cruciale per la massimizzazione dell'efficienza meccanica e la garanzia dell'affidabilità strutturale.

L'attrito, definito come la forza dissipativa che si oppone allo scorrimento relativo di due corpi a contatto, non rappresenta una proprietà dei materiali, bensì una risposta del sistema fortemente dipendente dalle condizioni operative e dalla presenza di un fluido interposto.

Mentre l'attrito secco è descrivibile attraverso le classiche leggi di Coulomb, all'interno di un propulsore endotermico la quasi totalità degli accoppiamenti cinematici opera in regime lubrificato.

In tale contesto, l'interposizione di un fluido altera radicalmente la natura del contatto, trasferendo parte o la totalità degli sforzi di taglio dal componente metallico al fluido stesso.

Il comportamento tribologico di un accoppiamento lubrificato è descritto in figura 2 dalla curva di Stribeck.

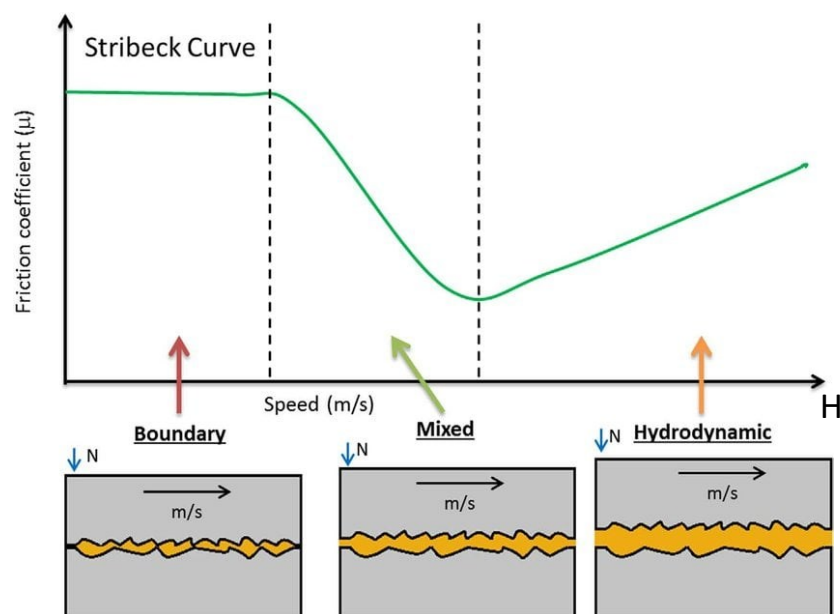


Figura 2: Curva di Stribeck

Questa illustrazione correla il coefficiente di attrito globale del sistema, indicato con f , a un valore adimensionale noto come parametro di Hersey. Tale parametro, indicato con H , esprime il rapporto tra le forze viscosi e le forze di pressione ed è definito dalla relazione:

$$H = \frac{\eta \cdot N}{P}$$

(3. 1. 1)

η rappresenta la viscosità dinamica del lubrificante [Pa·s]

N è la velocità relativa di strisciamento tra le superfici [m/s]

P indica la pressione nominale di contatto [N/m]

L'analisi dell'andamento del coefficiente di attrito in funzione del parametro H permette di classificare il funzionamento del contatto tribologico in tre distinti regimi fisici.

Il primo dominio è il regime di lubrificazione limite, che si instaura in condizioni di basse velocità di strisciamento o di carichi specifici estremamente elevati.

In questa fase, che si verifica tipicamente in corrispondenza dell'inversione del moto del pistone ai punti morti, la pressione idrodinamica generata dal fluido è del tutto insufficiente a sostenere il carico.

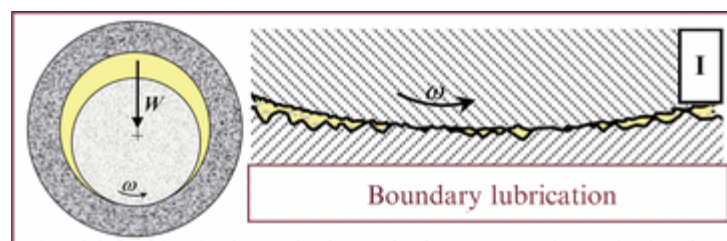


Figura 3: Lubrificazione limite

La pellicola di lubrificante si assottiglia fino a raggiungere dimensioni inferiori a quelle della rugosità superficiale, portando al contatto fisico tra le micro-asperità metalliche contrapposte.

In tale regime, il coefficiente di attrito raggiunge i suoi valori massimi e la dissipazione energetica è dominata dalle forze di taglio alla base delle

asperità, con un conseguente innesco di fenomeni di usura adesiva e abrasiva.

All'aumentare della velocità N o al diminuire del carico P , il sistema transita nel regime di lubrificazione mista.

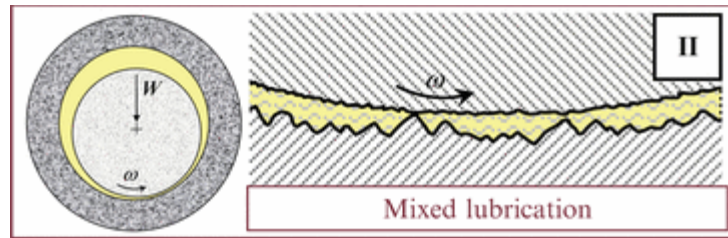


Figura 4: Lubrificazione mista

In questa zona instabile della curva di Stribeck, il carico normale applicato viene ripartito: una frazione inizia ad essere bilanciata dal campo di pressioni idrodinamiche generato nel fluido per effetto del moto relativo, mentre la restante parte è ancora supportata dal contatto diretto tra le creste delle asperità più prominenti.

Questa fase è caratterizzata da una diminuzione del coefficiente di attrito all'aumentare del parametro H , poiché la progressiva separazione delle superfici riduce le interazioni superficiali.

Infine, incrementando ulteriormente il parametro di Hersey, si accede al regime di lubrificazione idrodinamica, condizione operativa di progetto per la maggior parte dei cuscinetti di banco e di biella.

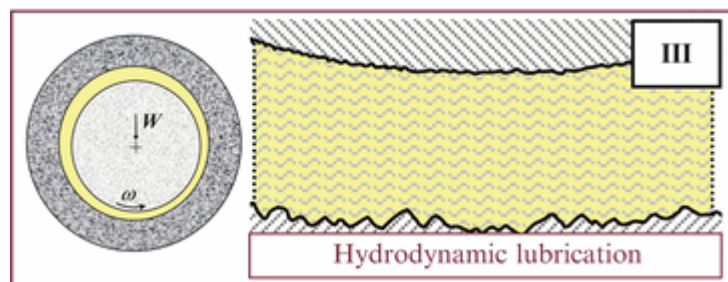


Figura 5: Lubrificazione idrodinamica

In questo scenario, le due superfici risultano fisicamente separate da uno strato di olio continuo e in pressione.

Il contatto metallico diventa trascurabile, riducendo drasticamente l'usura meccanica.

La resistenza al moto è imputabile solamente all'attrito viscoso, generato dallo scorrimento relativo dei piani di fluido, il cui valore tende a risalire

linearmente con l'aumento della velocità a causa delle crescenti perdite per dissipazione viscosa.

Per preservare l'integrità strutturale dei componenti propulsivi, i moderni motori endotermici operano in regime di attrito lubrificato.

L'introduzione di un fluido lubrificante, tipicamente olio a base minerale o sintetica, nell'interfaccia di contatto altera profondamente la fisica del sistema.

In condizioni di separazione totale, l'attrito solido viene interamente sostituito dall'attrito fluido, la cui resistenza è governata dalla legge di Newton sulla viscosità:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}$$

(3.1.2)

τ = sforzo tangenziale di taglio [N/m]

η = viscosità dinamica del lubrificante [Pa·s]

$\dot{\gamma}$ = velocità di taglio o shear rate [s^{-1}]

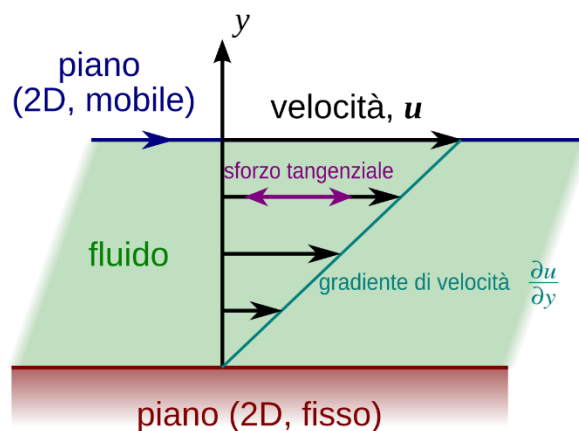


Figura 6: Sforzo di taglio all'interno di un fluido

Da un punto di vista cinematico, il fluido lubrificante può essere schematizzato come una sovrapposizione di strati fluidi infinitesimali interposti tra due superfici.

Il moto relativo delle pareti metalliche induce uno scorrimento continuo, definito sforzo di taglio, tra questi strati.

Per effetto della condizione di aderenza, le particelle di fluido a diretto contatto con la superficie in movimento acquisiscono la stessa velocità, mentre quelle a contatto con la superficie fissa rimangono in quiete; tale differenza cinematica genera un preciso profilo di velocità lungo lo spessore del fluido.

Dal punto di vista della tribologia, le implicazioni di questa legge sono di primaria importanza.

Essa stabilisce che, a parità di fluido, l'attrito idrodinamico all'interno di un organo meccanico cresce in modo direttamente proporzionale all'aumentare della velocità di strisciamento e al diminuire dello spessore del film lubrificante poiché uno strato più sottile innalza drasticamente il gradiente $\dot{\gamma}$.

Moltiplicando lo sforzo di taglio τ per la velocità di strisciamento e per l'area di contatto, si ottiene la potenza meccanica dissipata in calore per puro attrito viscoso.

$$P = \tau \cdot A \cdot v$$

(3. 1. 3)

3.2 Reologia dei lubrificanti e il modello di Carreau-Yasuda

Come anticipato nell'analisi dell'attrito idrodinamico, la proporzionalità lineare descritta dalla legge di Newton risulta un'approssimazione valida unicamente per fluidi semplici.

I moderni lubrificanti formulati per l'impiego in propulsori ad alte prestazioni, come le miscele sintetiche Repsol oggetto del presente studio, presentano un'architettura chimica complessa.

Essi sono tipicamente classificabili come oli multigrado, arricchiti con speciali additivi polimerici chiamati modificatori di viscosità.

Queste molecole, slegandosi o aggrovigliandosi in funzione della temperatura e degli sforzi meccanici, inducono nel fluido un comportamento non newtoniano di tipo pseudoplastico.

In termini reologici, ciò significa che la viscosità dinamica η del fluido non è una costante, ma decresce progressivamente all'aumentare del tasso di deformazione a taglio $\dot{\gamma}$, un fenomeno noto in letteratura come “shear thinning”.

Negli spazi ristretti di un motore endotermico, in particolare tra il mantello del pistone e il cilindro o all'interno delle bronzine, l'olio è sottoposto a gradienti di velocità estremi, che possono superare i 10^6 s^{-1} .

Per catturare fedelmente questa non linearità si ricorre a modelli matematici empirici avanzati.

Tra le formulazioni più precise e universalmente adottate spicca il modello di Carreau-Yasuda, il quale esprime la viscosità dinamica istantanea attraverso la seguente relazione:

$$\eta = \eta_{\infty} + (\eta_0 - \eta_{\infty}) [1 + (\lambda \dot{\gamma})^a]^{\frac{n-1}{a}} \quad (3.2.1)$$

In questa equazione, il comportamento del fluido è definito da cinque parametri fondamentali:

μ = Viscosità asintotica a bassissimo shear rate (plateau newtoniano inferiore)

μ_{∞} = Viscosità asintotica ad altissimo shear rate (plateau newtoniano superiore) limite oltre il quale i polimeri risultano completamente allineati alla direzione del flusso e il fluido torna a comportarsi in modo lineare.

λ = tempo di rilassamento caratteristico della miscela che determina il valore di shear rate in corrispondenza del quale inizia il fenomeno di assottigliamento.

n = indice di comportamento del flusso, è strettamente minore di 1 per i fluidi pseudoplastici e quantifica la pendenza della curva nella regione di shear-thinning.

a = ampiezza della regione di transizione tra il plateau iniziale e la zona di decadimento viscoso.

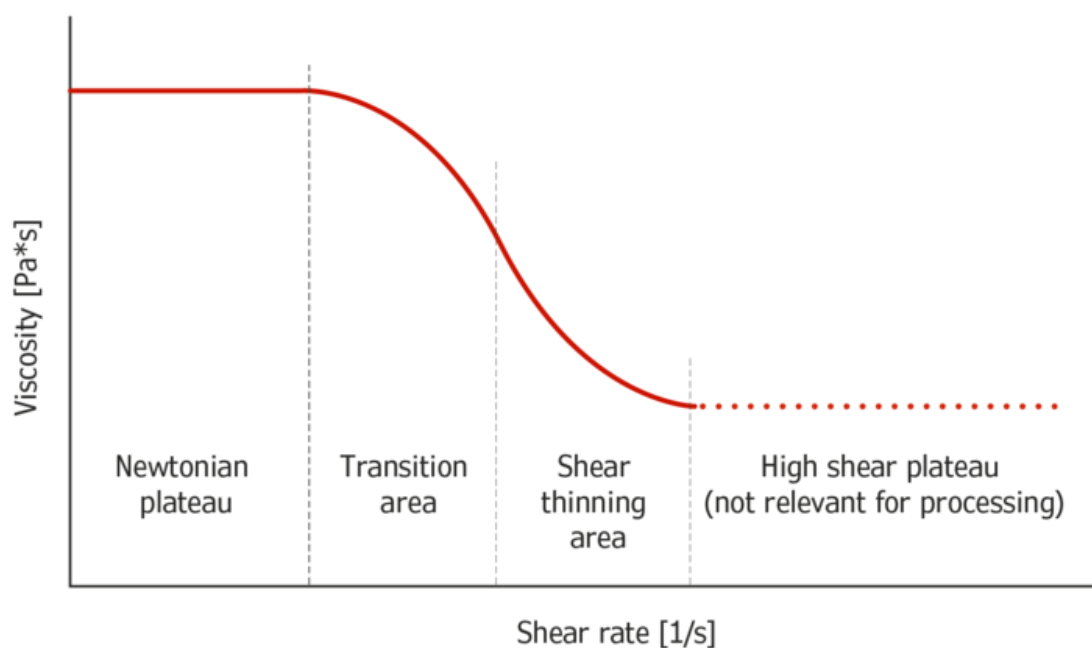


Figura 7: Modello di Carreau-Yasuda

L'implementazione di questo modello all'interno dell'ambiente di simulazione consente di calcolare istante per istante l'esatta resistenza viscosa opposta dal lubrificante, garantendo un'elevatissima fedeltà predittiva del modello tribologico.

3.3 Modello di contatto Greenwood-Tripp

Quando le condizioni operative del propulsore, come carichi elevati o basse velocità di strisciamento, inducono un assottigliamento critico dello strato idrodinamico, la pellicola di lubrificante perde la sua continuità.

In tale scenario si innesca il contatto meccanico diretto tra le micro-asperità delle due superfici contrapposte.

Per quantificare matematicamente le pressioni di contatto e le conseguenti forze di attrito in regime di lubrificazione mista e limite, la tribologia computazionale si affida a modelli di contatto stocastico.

Una delle formulazioni analitiche più utilizzate nei sistemi di calcolo predittivo, tra cui l'ambiente GT-Suite, è il modello formulato da Greenwood e Tripp.

Il principio matematico alla base del modello consiste nel ridurre questo complesso problema a un sistema equivalente: il contatto tra le due superfici reali viene modellato dinamicamente come l'interazione tra un piano liscio infinitamente rigido e un'unica superficie scabra equivalente.

Le proprietà di questa superficie fittizia derivano dalla combinazione statistica dei parametri topografici dei due corpi originari.

Il modello si fonda su precise ipotesi geometriche e statistiche.

A livello microscopico, le asperità superficiali vengono schematizzate come microscopiche calotte sferiche.

L'architettura del modello richiede tre parametri descrittivi fondamentali, che governano interamente le equazioni di contatto:

1. La densità areale delle asperità (η), ovvero il numero di picchi rilevabili per unità di superficie.
2. Il raggio di curvatura medio dei picchi (β), assunto costante per l'intera quantità di asperità equivalenti.
3. La deviazione standard delle altezze delle asperità (σ), che definisce la dispersione statistica dei picchi rispetto alla linea media del profilo, la cui distribuzione è assunta come gaussiana.

L'interazione meccanica della singola asperità viene risolta applicando le classiche equazioni di Hertz per il contatto elastico.

Tuttavia, la forza totale supportata dal contatto solido non deriva da un singolo urto, ma dall'integrazione dei contributi di tutti i picchi che si trovano in stato di interferenza.

A tale scopo, si definisce l'altezza standardizzata dell'asperità $s = \frac{z}{\sigma}$ e il parametro di separazione standardizzato $H_s = \frac{h}{\sigma}$, dove h rappresenta la distanza nominale tra i piani medi delle superfici.

Il modello matematico si appoggia su una famiglia di funzioni integrali definite come:

$$F_n(H_s) = \int_{H_s}^{\infty} (s - H_s)^n \phi^*(s) ds$$

(3. 3. 1)

dove $\phi^*(s)$ è la funzione di densità di probabilità standardizzata delle altezze delle asperità.

Risolvendo questi integrali per specifici valori dell'esponente n , è possibile determinare le grandezze macroscopiche del contatto.

L'area reale di contatto A_c , che risulta essere di ordini di grandezza inferiore all'area nominale apparente A , è calcolata attraverso la relazione:

$$A_c = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 A F_2(H_s)$$

(3. 3. 2)

In fine si ottiene la pressione nominale di contatto P_c generata dalle asperità che viene calcolata attraverso una complessa integrazione statistica:

$$P_c = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{5/2}(H)$$

(3. 3. 3)

- E' rappresenta il modulo di elasticità equivalente dei due materiali a contatto
- $F_{5/2}(H)$ è l'integrale statistico della distribuzione gaussiana delle altezze che superano la distanza di separazione H

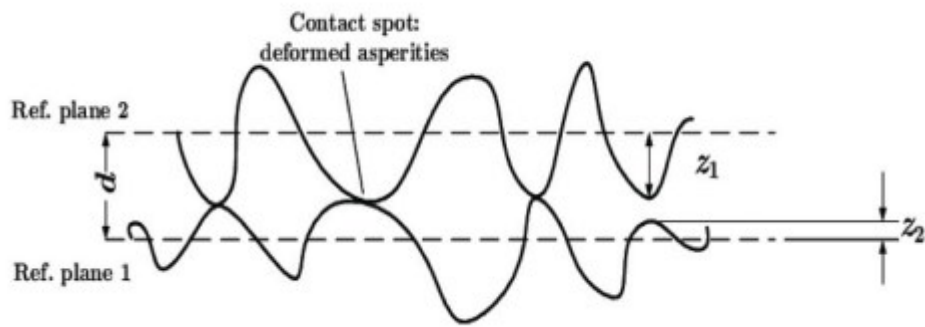


Figura 8: Contatto microscopico tra due superfici

La determinazione della pressione P_c è il fulcro della simulazione tribologica, in quanto essa genera direttamente lo sforzo di taglio responsabile dell'attrito in regime limite.

3.4 Spessore dello strato fluido: parametri MOFT e SOFT

Una corretta lubrificazione è fondamentale per garantire che i componenti interni al motore operino in condizioni ottimali, con basso attrito e usura ridotta tra i componenti mobili in contatto.

Per valutare le condizioni e i regimi di lubrificazione, lo spessore del film lubrificante rappresenta l'indice più importante e maggiormente utilizzato. All'interno dei programmi di calcolo che risolvono le equazioni dei fluidi, il parametro fondamentale calcolato istante per istante, tipicamente per ogni frazione di grado di rotazione dell'albero motore, è il MOFT (Minimum Oil Film Thickness).

Esso rappresenta lo spessore minimo della pellicola di lubrificante che separa due superfici cinematicamente accoppiate.

Il MOFT non è una grandezza statica, ma varia attraverso l'equazione differenziale di Reynolds.

Il film di olio lubrificante è spesso molto sottile ed è influenzato da molteplici variabili, tra cui il tipo di lubrificante, le condizioni operative, la rugosità, la morfologia delle due superfici a contatto e la temperatura.

Durante un intero ciclo operativo del motore, il MOFT subisce fluttuazioni elevate: raggiunge i suoi valori massimi a metà della corsa del pistone, dove l'alta velocità genera una forte portanza idrodinamica, per poi crollare a valori minimi in corrispondenza dei punti morti, a causa dell'annullamento della velocità e degli altissimi carichi di inversione del moto.

Sebbene il MOFT fornisca un'indicazione fondamentale sulla portanza idrodinamica del sistema, il calcolo del solo valore non è sufficiente a prevedere con certezza l'instaurarsi di un contatto metallico.

Un film d'olio di un micrometro potrebbe infatti risultare abbondantemente protettivo per due superfici lappate a specchio, ma del tutto inadeguato per componenti con un'elevata scabrezza residua dovuta alle lavorazioni meccaniche.

Per superare questo limite concettuale e correlare lo spessore idrodinamico teorico alla rugosità effettiva delle superfici interagenti, si introduce un parametro adimensionale importante: il SOFT (Specific Oil Film Thickness).

Universalmente noto nella letteratura anche come parametro di film di Tallian ed espresso con la lettera greca Λ , il SOFT quantifica matematicamente la gravità dell'interferenza tra le asperità.

Esso è definito come il rapporto tra lo spessore minimo del film d'olio calcolato (h_{min}) e la rugosità quadratica media combinata delle due superfici a contatto (σ_{comp}), secondo la relazione:

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sigma_{comp}} = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}}$$

(3. 4. 1)

σ_1, σ_2 = deviazioni standard delle altezze delle asperità dei due corpi, calcolate attraverso il profilometro

Il parametro di Tallian funge da indicatore del regime di lubrificazione istantaneo, ricollegandosi direttamente alle transizioni della curva di Stribeck.

Da un punto di vista ingegneristico, l'analisi del valore di Λ permette di classificare il contatto in tre scenari operativi distinti:

Regime Idrodinamico ($\Lambda > 3$): In questa condizione, lo spessore del film d'olio è oltre tre volte superiore alla dispersione statistica delle asperità. La probabilità di un contatto metallico è pressoché nulla; le superfici sono completamente separate e il sistema opera in condizione di usura trascurabile, dissipando energia esclusivamente per attrito viscoso.

Regime di Lubrificazione Mista ($1 < \Lambda < 3$): lo strato d'olio inizia ad assottigliarsi al punto che i picchi più prominenti delle due superfici iniziano a toccarsi, trasferendo una frazione del carico dalla pressione del fluido al contatto solido.

In questa fase di transizione, il coefficiente di attrito inizia a risalire e la protezione dall'usura viene progressivamente affidata all'azione chimica degli additivi antiusura presenti nella formulazione dell'olio.

Regime di Lubrificazione Limite ($\Lambda < 1$): Il sistema si trova in una condizione di criticità.

Lo spessore del fluido scende al di sotto della rugosità media, determinando un contatto diffuso e severo delle asperità metalliche.

In questo stato, tipico degli istanti di accensione e delle fasi di altissimo carico a bassi giri, l'attrito raggiunge i valori massimi.

Le dinamiche di contatto sono interamente governate dalle equazioni di Greenwood-Tripp, mentre mediante la legge di Archard, il software GT-Suite quantifica il tasso di usura delle superfici a contatto.

Attraverso il modello di Greenwood-Tripp si va a calcolare l'entità della forza di contatto tra le asperità sotto il regime di lubrificazione limite o mista, mentre attraverso la legge di Archard si valuta il volume di materiale asportato durante lo sfregamento.

La seguente formula prende il nome dall'ingegnere britannico John F. Archard, che la formulò negli anni '50:

$$V = K \frac{F \cdot s}{H}$$

(3. 4. 2)

V = Volume di materiale asportato durante il contatto [m³]

F = Carico normale che agisce sulle asperità a contatto [N]

s = Distanza di strisciamento durante il moto cinematico [m]

H = Durezza superficiale del materiale più tenero tra quelli a contatto [Pa]

K = Coefficiente di usura

Il valore di K viene determinato per via sperimentale e considera tutti i parametri chimico-fisici non esplicitati nell'equazione, quali la compatibilità metallurgica dei materiali, la reattività della superficie e, in particolar modo, l'efficacia protettiva degli additivi antiusura (AW) ed estrema pressione (EP) formulati all'interno del lubrificante.

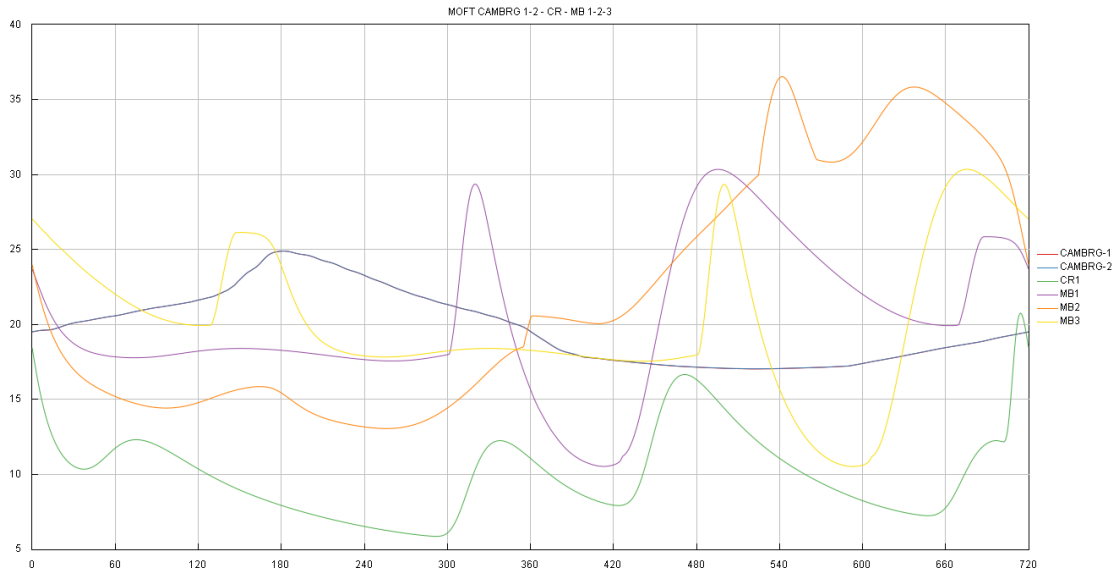


Figura 9: MOFT tra le bronzine presenti nel motore

Nel grafico in figura 9 è riportato il confronto tra le bronzine presenti all'interno del motore andando a rilevare lo spessore minimo di olio durante un ciclo termico.

I componenti in esame sono: Le due bronzine dell'albero a camme, la bronzina di biella (è stata considerata una sola bronzina di biella, poiché durante la simulazione è stata abilitata esclusivamente la visualizzazione della bronzina numero 1, per valutare anche la seconda si sarebbe dovuta lanciare una nuova simulazione, la quale avrebbe impiegato diversi giorni per ottenere i risultati) e le 3 bronzine di banco.

Dall'analisi emerge che il componente a maggior rischio di usura è la bronzina di biella, ovvero tra la bronzina e la sua sede nella biella, lo strato d'olio minimo risulta intorno ai 6 micron.

Questo valore di MOFT attualmente non dice nulla riguardo il reale contatto tra le asperità, per conoscere l'effettivo strisciamento tra i componenti dobbiamo calcolare il SOFT che vedremo alla fine del documento tra i risultati ottenuti.

3.5 Distribuzione delle perdite per attrito nel motore endotermico

L'applicazione dei modelli teorici di lubrificazione all'architettura complessa di un motore a combustione interna permette di quantificare e localizzare con precisione le dissipazioni energetiche.

Come definito dal bilancio energetico globale, le perdite meccaniche per attrito rappresentano il termine sottrattivo fondamentale che declassa il lavoro indicato (IMEP – Indicated Mean Effective Pressure) in lavoro utile all'albero (BMEP – Break Mean Effective Pressure).

Per intendere come viene dissipata l'energia all'interno del motore partiamo nel valutare il lavoro prodotto dalla miscela aria carburante all'interno della camera di combustione.

Dal punto di vista analitico, il lavoro indicato W_i è l'integrale ciclico della pressione istantanea p rispetto al volume istantaneo V .

Poiché nei sistemi di acquisizione la variabile indipendente non è il volume ma l'angolo di manovella θ , l'equazione dell'IMEP assume questa forma differenziale:

$$IMEP = \frac{1}{V_d} \oint p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} d\theta \quad [Pa] \quad (3.5.1)$$

V = cilindrata del motore [m^3]

$p(\theta)$ = Pressione in camera di combustione al variare dell'angolo di manovella [Pa]

θ = Angolo di rotazione del motore [deg]

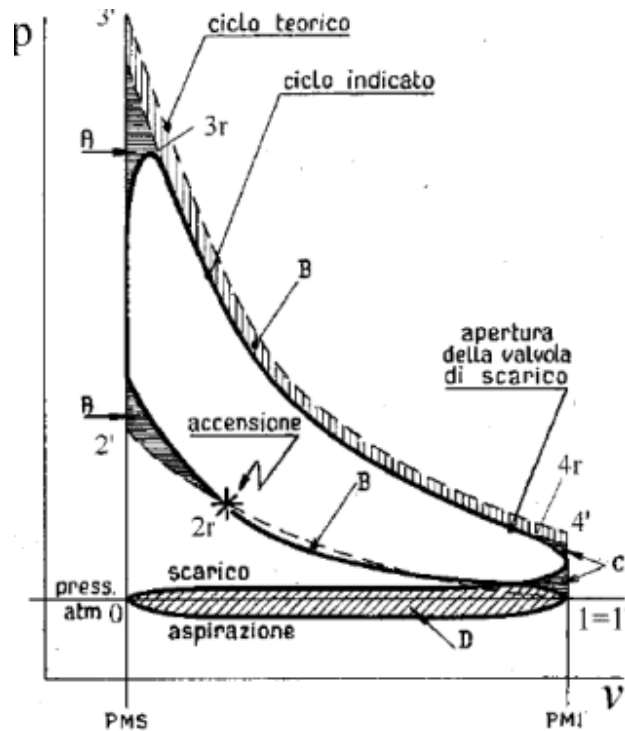


Figura 10: Ciclo reale di un motore 4T benzina

Nei motori aspirati a quattro tempi, come il propulsore in esame, è importante suddividere ulteriormente questo parametro per isolare le perdite termofluidodinamiche.

Si distingue l'IMEP lordo (IMEP_g) e la Pressione Media Effettiva di Pompaggio (PMEP), che quantifica l'energia dissipata per espellere i gas di scarico e aspirare la carica fresca.

La differenza tra questi due valori restituisce l'IMEP netto, ovvero l'energia effettivamente disponibile sul pistone al netto dello scambio dei gas.

$$\text{IMEP}_n = \text{IMEP}_g - \text{PMEP}$$

(3.5.2)

Tuttavia, l'energia indicata netta non si trasferisce integralmente al volano. Durante la trasmissione del moto attraverso il manovellismo (pistone, biella, albero motore) e il trascinamento degli organi ausiliari (distribuzione, pompe), una frazione significativa di questa potenza viene dissipata sotto forma di calore a causa delle resistenze passive.

Queste ultime, come trattato nel proseguo, sono indicate sotto il nome di FMEP (Friction Mean Effective Pressure).

Il bilancio energetico fondamentale del motore si riassume quindi nella seguente equazione:

$$BMEP = IMEP_{net} - FMEP$$

(3. 5. 3)

BMEP (Brake Mean Effective Pressure) = Pressione Media Effettiva Utile, ovvero l'energia meccanica netta misurabile all'albero motore tramite banco prova.

Come definito dal bilancio energetico globale, le perdite meccaniche rappresentano il termine sottrattivo fondamentale che declassa il lavoro indicato in lavoro utile all'albero.

Il rapporto tra queste due grandezze definisce l'efficienza meccanica (η_m) del propulsore:

$$\eta_m = \frac{BMEP}{IMEP}$$

(3. 5. 4)

In un moderno motore a combustione interna a benzina, operante in condizioni di pieno carico, l'efficienza meccanica si attesta tipicamente su valori prossimi allo 0.9, ovvero il 90% dell'energia generata in camera di combustione raggiunge l'albero motore, mentre il restante 10% viene dissipato.

La totalità di queste dissipazioni viene accorpata nel parametro TFMEP (Total Friction Mean Effective Pressure).

Per prevedere l'andamento degli attriti al variare del regime di rotazione del motore, la letteratura motoristica si affida a modelli empirici di natura polinomiale.

L'equazione fondamentale esprime la TFMEP come una funzione quadratica della velocità di rotazione dell'albero motore (N):

$$TFMEP = C_1 + C_2 \cdot N + C_3 \cdot N^2$$

(3. 5. 5)

Il termine costante (C_1): Rappresenta l'attrito in condizioni di lubrificazione limite e mista.

È indipendente dalla velocità del componente ed è generato dal contatto diretto tra le micro-asperità metalliche, si verifica nelle condizioni di alto carico e bassi regimi e nei punti morti dove il pistone inverte il moto.

Il termine lineare ($C_2 \cdot N$): Quantifica l'attrito viscoso idrodinamico.

Essendo direttamente proporzionale alla velocità di scorrimento, deriva dalla resistenza al taglio del film di lubrificante.

Il termine quadratico ($C_3 \cdot N^2$): Rappresenta le dissipazioni dovute alle turbolenze dei fluidi, come lo sbattimento dell'albero motore nella coppa dell'olio e le perdite aerodinamiche dei flussi interni.

Variando con il quadrato della velocità, diventa la voce predominante agli alti regimi.

All'interno del valore di TFMEP di un motore ad accensione comandata naturalmente aspirato, una quota fondamentale della dissipazione è imputabile al lavoro di pompaggio (PMEP).

A causa della presenza della valvola a farfalla che parzialmente ostruisce il condotto di aspirazione ai carichi parziali, il propulsore compie un notevole lavoro negativo per "vincere" questa strozzatura, rendendo il pompaggio la fonte di perdita prevalente a bassi regimi.

Distribuzione relativa delle perdite all'interno di un motore benzina naturalmente aspirato:

Tabella 2: Distribuzione delle perdite in un motore NA

Componente	Percentuale di perdita
Lavoro di pompaggio (Aspirazione e Scarico)	30%
Gruppo Pistone e Biella	23%
Albero a camme (Distribuzione)	20%
Albero a gomiti e relative bronzine	11%
Pompa dell'olio	10%
Pompa dell'acqua	6%
	100%

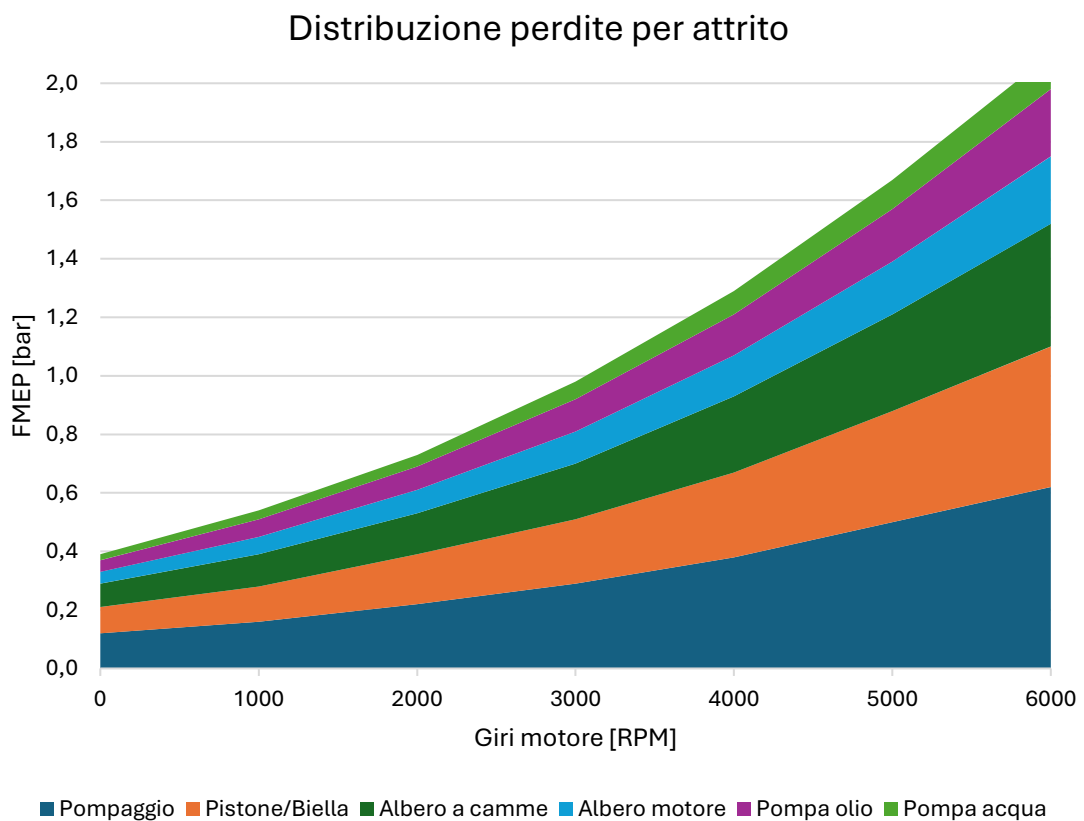


Figura 11: Distribuzione perdite per attrito in un motore 4T benzina

4 Materiali e metodi

4.1 Il caso di studio: Motore Honda Africa Twin 1100cc

Il propulsore oggetto di studio nel presente lavoro di tesi è il motore endotermico che equipaggia la moto Honda CRF1100L Africa Twin, modello anno 2023.

La scelta di questo specifico propulsore non è casuale, ma si basa sulla consolidata partnership tra il centro di ricerca CINTECX e l'azienda petrolifera Repsol.

Tale collaborazione, nata in principio per lo studio tribologico e lo sviluppo avanzato dei propulsori Honda impiegati nel campionato mondiale MotoGP, si è progressivamente estesa all'ambito dei veicoli di serie ad alte prestazioni.

In questo contesto, l'Africa Twin rappresenta un banco di prova ideale e un anello di congiunzione per trasferire le conoscenze acquisite nelle competizioni all'analisi dei lubrificanti commerciali di ultima generazione.

Il motore in esame è un bicilindrico parallelo a quattro tempi, raffreddato a liquido, con una cilindrata di 1.084 centimetri cubi.

A livello di prestazioni, eroga una potenza massima di 102 cavalli a 7.500 giri al minuto e una coppia di 105 Nm a 6.250 giri.

Rispetta la normativa Euro 5 e presenta un rapporto di compressione di 10.1:1.

Una delle caratteristiche principali di questo propulsore è la fasatura dell'albero motore a 270°, una soluzione progettuale che garantisce un ordine di accensione irregolare, replicando le doti di trazione e l'erogazione tipiche di un motore con architettura a V, ma mantenendo la compattezza e la centralizzazione delle masse di un motore in linea.

La distribuzione è affidata al sistema proprietario Honda Unicam, che impiega un singolo albero a camme in testa a quattro valvole per cilindro. Questa soluzione permette di ridurre gli ingombri verticali della testata e le masse in movimento rispetto a un tradizionale sistema a doppio albero a camme, influenzando direttamente le dinamiche di attrito nel sistema di distribuzione.

La conoscenza dettagliata di queste specifiche geometriche e termodinamiche costituisce il dato di input per la realizzazione del modello virtuale affinché si avvicini di più al modello reale.

Tabella 3: Caratteristiche del motore del Honda Africa Twin

Caratteristiche motore	
Tipo	Bicilindrico parallelo, raffreddato a liquido, con manovellismo a 270°, distribuzione Unicam a 4 valvole per cilindro, Euro5
Cilindrata	1.084 cc
Alesaggio x Corsa	92 x 81,5mm
Rapp. di compressione	10.1 : 1
Potenza max	102 CV (75 kW) @ 7.500 giri/min
Coppia max	105 Nm @ 6.250 giri/min
Capacità olio	4,8 totale / 4,3 al cambio olio
ALIMENTAZIONE	
Carburazione	Iniezione elettronica Honda PGM-FI
Capacità serbatoio	18,8 l
Emissioni CO₂	112 g/km
Consumi	20,4 km/l
TRASMISSIONE	
Tipo frizione	Multidisco in bagno d'olio, assistita con antisaltellamento
Cambio	Manuale a sei rapporti sempre in presa

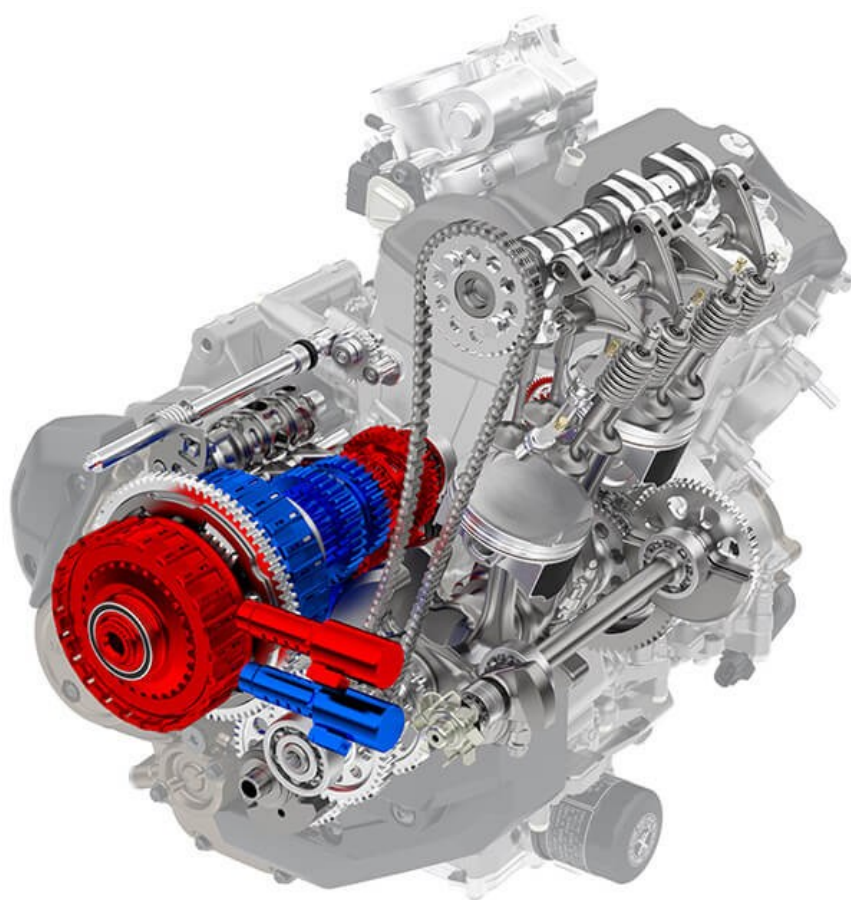


Figura 12: Motore Honda 4T 1100cc 2 cilindri in parallelo

4.2 Caratterizzazione topografica delle superfici

Per garantire un'elevata fedeltà predittiva ai modelli tribologici implementati in GT-Suite, si è resa necessaria un'accurata caratterizzazione delle superfici a contatto.

All'avvio del presente lavoro di tesi, era già disponibile un database di partenza strutturato dai precedenti ricercatori del progetto presso il centro CINTECX.

Tale archivio comprendeva i parametri di rugosità fondamentali per la modellazione del contatto; nello specifico la densità areale delle asperità (η), il raggio di curvatura medio (β) e la deviazione standard delle altezze (σ) per quei componenti causa di perdite per attrito.

Tra gli elementi già catalogati e validati figuravano l'albero motore, i perni di banco e di biella, lo spinotto, la canna del cilindro, i cuscinetti, l'intero pacco dei segmenti elastici e i vari elementi del sistema di distribuzione.

Tuttavia, con la volontà di apportare un contributo sperimentale originale al progetto e di acquisire competenze pratiche dirette nell'ambito della metrologia di precisione, si è scelto di eseguire una nuova campagna di misurazioni.

L'attenzione si è concentrata su un componente chiave: la superficie laterale del pistone.



Figura 13: Mantello del pistone del Honda Africa Twin

L'interazione tra quest'area specifica e la canna del cilindro rappresenta infatti una delle fonti di attrito e usura all'interno del motopropulsore, il fenomeno in questione si chiama ribaltamento laterale del pistone o scampanamento.

Questo problema si verifica a causa dell'inclinazione assunta dalla biella durante la rotazione dell'albero motore.

L'istante più critico si verifica in prossimità del punto morto superiore all'inizio della fase di espansione.

In questo frangente, la forza dei gas raggiunge il suo picco massimo e di conseguenza la biella inverte la sua inclinazione.

Questa inversione costringe il pistone a traslare trasversalmente e a ruotare attorno all'asse dello spinotto, impattando il mantello contro la superficie interna della canna del cilindro.

Dal punto di vista tribologico, questo fenomeno rappresenta uno stress elevato per il lubrificante.

L'urto laterale genera un rapido avvicinamento delle superfici metalliche, che deve essere ammortizzato dallo strato d'olio interposto.

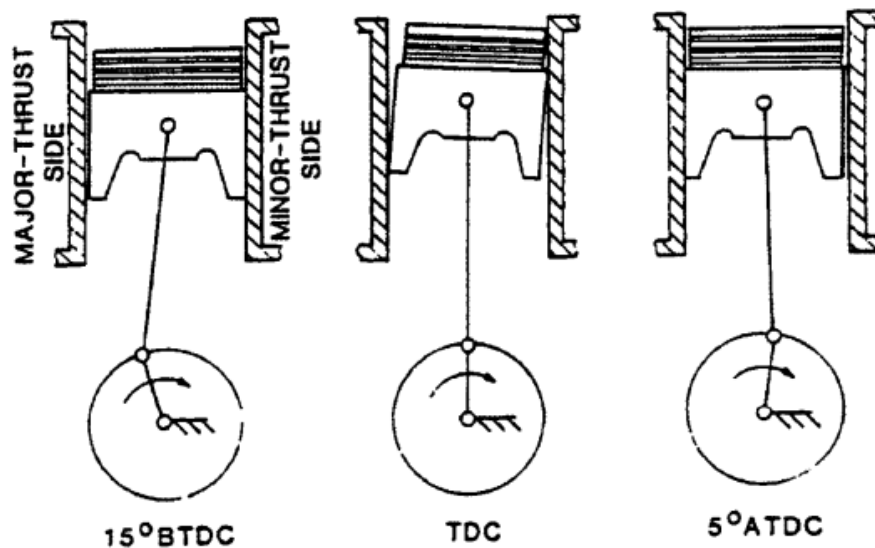


Figura 14: Effetto dello scampanamento del pistone

Se la viscosità dinamica del lubrificante e la velocità di avvicinamento non riescono a generare una pressione idrodinamica sufficiente a sostenere

l'impatto, il sistema transita istantaneamente da un regime di lubrificazione idrodinamica a uno di lubrificazione mista o limite in tempi brevissimi.

Per prevenire fenomeni di usura e per allungare la vita del pistone, come si nota dalla figura 13, il mantello è rivestito da uno strato più scuro, solitamente bisolfito di molibdeno che permette di abbassare l'attrito quando il pistone entra in contatto con il cilindro.

Per calcolare le pressioni di contatto tramite il modello di Greenwood-Tripp e valutare l'andamento del parametro SOFT, il software richiede in input l'esatta conformazione geometrica della superficie.

Perciò l'acquisizione di questi dati topografici è stata condotta personalmente presso i laboratori del centro di ricerca utilizzando un profilometro ottico 3D Sensofar.

Per consentire l'analisi al microscopio, il pistone è stato preventivamente sezionato al fine di poter alloggiare la porzione curva del mantello sul tavolino portaoggetti dello strumento.

Per garantire il perfetto livellamento orizzontale e la stabilità del campione durante la scansione ottica, il pezzo è stato posizionato e vincolato avvalendosi di supporti.

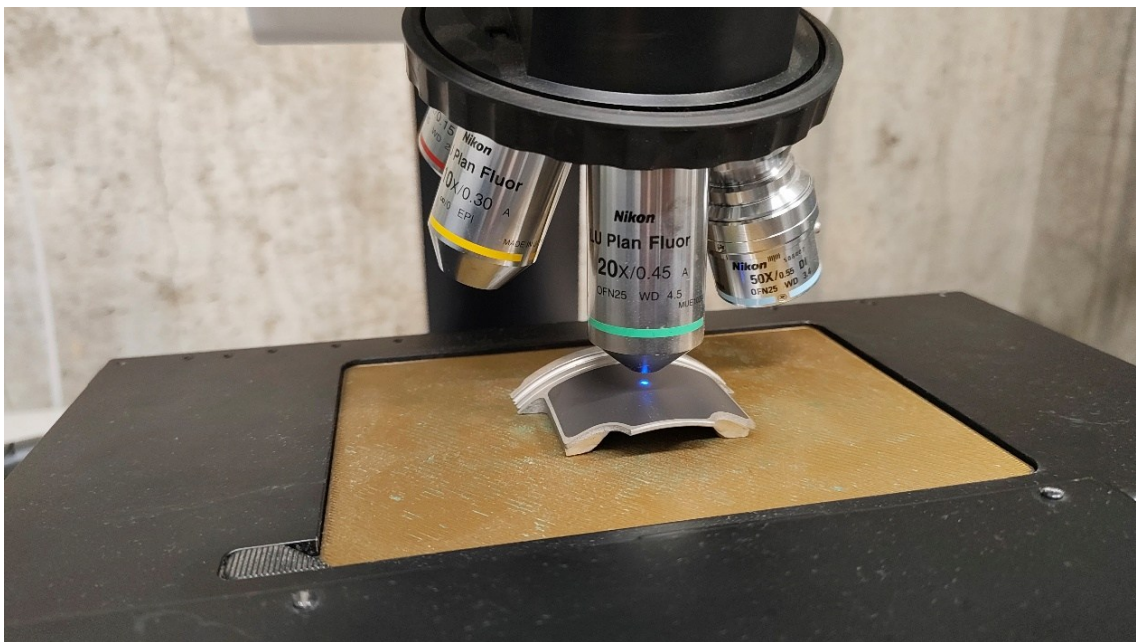


Figura 15: Rilevazione della rugosità tramite profilometro laser

Il rilievo topografico è stato effettuato impiegando un obiettivo Nikon LU Plan Fluor con ingrandimento 20X (EPI 20X-N).

Attraverso il software di acquisizione SensoSCAN, è stata impostata una misurazione di tipo topografico esteso.

Data la necessità di analizzare un'area sufficientemente ampia e rappresentativa della superficie del mantello, è stata sfruttata la funzione di stitching, ovvero l'unione di più immagini adiacenti, ottenendo un'area di scansione utile pari a $1.72 \times 1.29 \text{ mm}^2$.

La scansione verticale lungo l'asse Z ha previsto l'acquisizione di 473 piani focali con un passo di avanzamento di $1 \text{ }\mu\text{m}$, garantendo così un'elevata risoluzione altimetrica.

Questo processo di misurazione ha generato una mappa tridimensionale caratterizzata da una risoluzione di livello nanometrico, fornendo la base dati per la successiva fase di elaborazione computazionale e per il calcolo finale dei parametri tribologici.

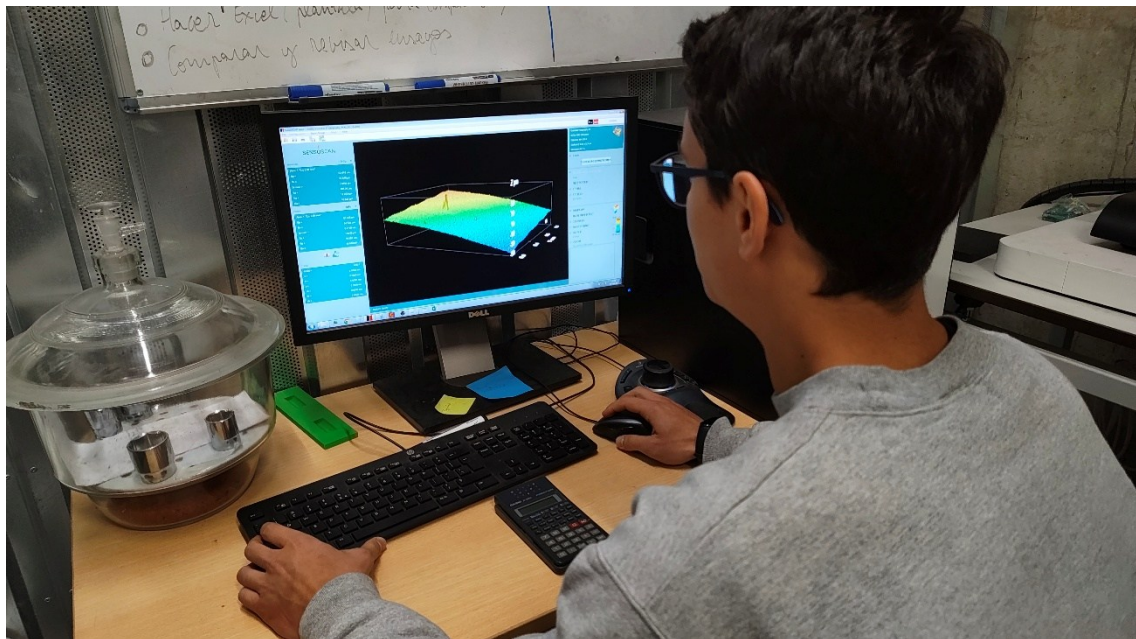


Figura 16: Visualizzazione dei dati acquisiti dal profilometro

4.3 Post-processing dei dati e calcolo dei parametri tribologici

Una volta concluse le operazioni di scansione ottica, i dati esportati dal software si presentavano sotto forma di file dati grezzi, contenenti le matrici di altezze della superficie esaminata.

Poiché i sotto modelli di attrito si fondano su teorie di contatto stocastico come quella di Greenwood-Tripp, essi non possono elaborare direttamente tali nuvole di punti, ma richiedono in ingresso grandezze statistiche ben definite.

Per estrarre i parametri (η , β , σ), è stato sviluppato un algoritmo Python che ha il compito di prendere in ingresso il dataset realizzato dal profilometro, elaborare i dati e di restituire i valori necessari per il modello di Greenwood. Al fine di garantire la massima efficienza e robustezza, il codice è stato strutturato secondo un'architettura modulare, suddividendo il processo in fasi logiche consequenziali.

Il flusso di elaborazione ha inizio con l'importazione dei dati grezzi; perciò, è stata sviluppata una funzione incaricata di leggere il file originario, decodificare l'intestazione e generare la matrice bidimensionale delle quote altimetriche.

```
import pandas as pd
import os

def load_data(file_path):
    if not os.path.exists(file_path):
        print(f"ERRORE: Il file non esiste al percorso: {file_path}")
        return None

    try:
        df = pd.read_csv(
            file_path,
            sep='\s+',
            names=['Coordinate_X', 'Coordinate_Y', 'Coordinate_Z'],
            header=None,
            on_bad_lines='skip'
        )
        overall_rows = len(df)
        print(f"numero totale di righe lette: {overall_rows}")
        return df
    except Exception as e:
        print(f"Errore imprevisto: {e}")
```

Figura 17: Codice per la lettura del file contenente di dati

Una volta strutturati, i dati grezzi vengono elaborati dal primo filtro di pulizia.

Durante l'acquisizione con profilometri ottici, possono infatti verificarsi errori di lettura puntuali, spesso dovuti ad impurità o riflessi anomali del raggio luminoso, che generano picchi indesiderati.

L'algoritmo analizza i gradienti locali della matrice, identifica i valori che si discostano eccessivamente dalla deviazione standard dell'intorno e li neutralizza mediante interpolazione spaziale, ripristinando l'integrità del segnale.

In questa funzione si è eliminato lo 0.5% dei punti più bassi in assoluto e allo stesso modo lo 0.5% dei punti più alti in assoluto, così facendo si rimuovono quei falsi valori, errori di misura.

La funzione restituisce un nuovo dataset con i valori della coordinata Z compresi tra il valore minimo e massimo definito in precedenza.

```
def remove_outliers(df, lower_q=0.005, upper_q=0.995):  
    "Rimuove i picchi anomali (outliers) tagliando le estremità dell  
    z = df['Coordinate_Z']  
  
    lower_limit = z.quantile(lower_q)  
    upper_limit = z.quantile(upper_q)  
  
    df_clean = df[(z >= lower_limit) & (z <= upper_limit)]  
  
    removed = len(df) - len(df_clean)  
    print(f"Punti rimossi: {removed} ({removed/len(df)*100:.2f}%)")  
  
    return df_clean
```

Figura 18: Codice per l'eliminazione degli errori di misura

La funzione “remove_cylindrical_form” ha il compito di estrarre e aggiustare la geometria nominale del componente.

Il mantello del pistone è assimilabile a una porzione di superficie cilindrica; pertanto, il rilievo ottico presenta una marcata curvatura.

Per appiattire questa geometria, l'algoritmo implementa un'ottimizzazione non lineare ai minimi quadrati tramite la funzione “least_squares” della libreria SciPy.

L'obiettivo è individuare i parametri (centro x_c, z_c e raggio R) del cilindro osculatore che minimizzano la funzione dei residui rispetto ai punti acquisiti:

$$\text{Residuo} = \sqrt{(x - x_c)^2 + (z - z_c)^2} - R$$

(4. 3. 1)

Una volta calcolata la superficie cilindrica ideale interpolante, questa viene sottratta dalle coordinate Z originarie, restituendo un profilo da cui è stata eliminata la curvatura del pistone.

```
def remove_cylindrical_form(x,y,z):

    def residuals(params, x, z):
        xc, zc, R = params
        return np.sqrt((x - xc)**2 + (z - zc)**2) - R

    # stima iniziale
    xc0 = np.mean(x)
    zc0 = np.mean(z)

    R0 = (np.max(x) - np.min(x))**2 / (8 * (np.max(z) - np.min(z)))

    #trova il cerchio perfetto che passa attraverso la nuvola di pun
    res = least_squares(residuals, [xc0, zc0, R0], args=(x, z))
    xc, zc, R = res.x

    z_form = zc + np.sqrt(R**2 - (x - xc)**2)
    z_detrended = z - z_form

    return z_detrended, z_form, R
```

Figura 19: Codice per l'eliminazione della curvatura del pistone

Successivamente, interviene la funzione “remove_tilt”.

Sebbene la superficie sia ora priva di curvatura, essa risulta affetta da un errore di piazzamento.

Tale errore deriva dall'impossibilità fisica di allineare il campione metallico sezionato in modo perfettamente ortogonale all'asse ottico dello strumento di misura.

Per compensare questa problematica, è stato definito un piano medio interpolante nello spazio tridimensionale, descritto dall'equazione lineare:

$$z = C_0 \cdot x + C_1 \cdot y + C_2$$

(4. 3. 2)

I coefficienti del piano (C_0, C_1, C_2) vengono calcolati risolvendo un sistema sovradeterminato mediante regressione lineare multipla.

Il piano calcolato rappresenta l'inclinazione del campione e viene sottratto punto per punto dalla matrice topografica.

La sequenza di queste due operazioni spaziali (sottrazione della forma cilindrica e successivo livellamento del piano di base) garantisce che la matrice finale contenga esclusivamente le coordinate Z delle asperità rispetto a un piano orizzontale a media nulla ($Z=0$).

```
def remove_tilt(df):  
    """rimuove l'inclinazione (tilt) da una superficie rappresentata da  
    x = df['Coordinate_X'].values  
    y = df['Coordinate_Y'].values  
    z = df['Coordinate_Z'].values  
  
    A = np.c_[x, y, np.ones(x.shape[0])]   
    C, _, _, _ = np.linalg.lstsq(A, z, rcond=None)  
  
    z_plane = C[0]*x + C[1]*y + C[2]  
    z_corrected = z - z_plane  
  
    df_new = df.copy()  
    df_new['Coordinate_Z'] = z_corrected  
    return df_new
```

Figura 20: Codice per distribuire i dati attorno a un piano medio

Completata la fase di pulizia e livellamento del segnale, la nuvola di punti topografica si presenta come un dataset di coordinate spaziali asimmetriche.

Tuttavia, per poter applicare gli operatori differenziali necessari al calcolo delle curvature, è indispensabile mappare tali coordinate su una griglia strutturata regolare.

La funzione “calculate_greenwood_tripp_full” gestisce questa transizione.

```

def calculate_greenwood_tripp_full(df):
    """Calcola i parametri di Greenwood-Tripp ( $\bar{H}$ ,  $\beta$ ,  $\eta$ )"""
    # converto la lista di dati che ho in una matrice in modo da realizzare una mappa per visuali

    try:
        df_grid = df.copy()
        df_grid['X_snap'] = df_grid['Coordinate_X']
        df_grid['Y_snap'] = df_grid['Coordinate_Y']

        # CONTROLLO DUPLICATI
        # A volte, arrotondando, due punti vicinissimi finiscono nella stessa casella.
        # Se succede, facciamo la media (aggfunc='mean').
        Z_matrix = df_grid.pivot_table(
            index='Y_snap',
            columns='X_snap',
            values='Coordinate_Z',
            aggfunc='mean'
        ).values

        # STEP C: RISOLVIAMO LA CAUSA 2 (Buchi da Outliers / Mancanti)
        # Contiamo quanti NaN ci sono (sono i punti che hai rimosso o che mancavano)
        nan_count = np.isnan(Z_matrix).sum()

        if nan_count > 0:
            print(f"Info: Trovati {nan_count} punti mancanti (NaN) nella griglia.")

        # Calcolo la risoluzione (passo griglia) basato sui dati reali
        # Prendiamo i valori unici di X e Y e calcoliamo la distanza minima tra essi
        x_unique = np.sort(df_grid['X_snap'].unique())
        y_unique = np.sort(df_grid['Y_snap'].unique())
    
```

Figura 21: Codice per il calcolo dei parametri di Greenwood

Inizialmente, l'algoritmo discretizza i dati vettoriali trasformandoli in una matrice bidimensionale (tramite il metodo `pivot_table` della libreria Pandas).

Durante questa operazione, il codice calcola i passi di campionamento effettivi lungo gli assi orizzontali (dx e dy) e gestisce eventuali sovrapposizioni di coordinate imputabili ad approssimazioni di lettura, mediando i valori dell'asse Z ricadenti nel medesimo "pixel" spaziale.

```

# Calcolo la risoluzione (passo griglia) basato sui dati reali
# Prendiamo i valori unici di X e Y e calcoliamo la distanza minima tra essi
x_unique = np.sort(df_grid['X_snap'].unique())
y_unique = np.sort(df_grid['Y_snap'].unique())

# Calcoliamo il delta medio tra i punti x
dx_vals = np.diff(x_unique)
dx = np.mean(dx_vals)

# Calcoliamo il delta medio tra i punti y
dy_vals = np.diff(y_unique)
dy = np.mean(dy_vals)

```

Figura 22: Calcolo dei passi di campionamento lungo x e y

Ottenuta una matrice topografica, il codice procede all'estrazione sequenziale della terna stocastica di Greenwood-Tripp:

Calcolo della deviazione standard delle asperità (σ)

Il parametro σ viene calcolato applicando l'operatore statistico “np.nanstd” sull'intera matrice Z.

Questo valore descrive la dispersione globale delle altezze rispetto al piano medio.

Un punto viene matematicamente definito picco se la sua altezza risulta strettamente maggiore di quella di tutti i punti a esso adiacenti.

Il codice implementa un filtro spaziale vettorizzato basato sull'intorno di Moore: la matrice originaria viene traslata e confrontata simultaneamente in otto direzioni (Nord, Sud, Est, Ovest e le quattro diagonali).

```
"""CALCOLO SI SIGMA ( $\sigma$ ) che rappresenta la deviazione standard della distribuzione delle asperi
sigma_surface = np.nanstd(Z_matrix)

with warnings.catch_warnings():
    warnings.simplefilter("ignore")

#RILEVAMENTO PICCHI (PEAK DETECTION)
Z = Z_matrix
Z_center = Z[1:-1, 1:-1]

# Confronto vettoriale con gli 8 vicini
is_peak = (
    (Z_center > Z[0:-2, 1:-1]) & # Nord
    (Z_center > Z[2:, 1:-1]) & # Sud
    (Z_center > Z[1:-1, 0:-2]) & # Ovest
    (Z_center > Z[1:-1, 2:]) & # Est
    (Z_center > Z[0:-2, 0:-2]) & # NW
    (Z_center > Z[0:-2, 2:]) & # NE
    (Z_center > Z[2:, 0:-2]) & # SW
    (Z_center > Z[2:, 2:]) & # SE
)

valid_peak_mask = is_peak & (~np.isnan(Z_center))

# Estraiamo le altezze
peak_heights = Z_center[valid_peak_mask]
num_peaks = len(peak_heights)

print(f" Trovati {num_peaks} picchi (asperità) su {Z_matrix.size} punti totali.")

if num_peaks == 0:
    print(" NESSUN PICCO TROVATO. Impossibile calcolare Beta/Eta.")
    return 0, 0, 0

if sigma_surface > 0.05 * min(dx, dy):
    print("⚠ Attenzione:  $\sigma$  non è piccola rispetto alla risoluzione spaziale.")
```

Figura 23: Calcolo della deviazione standard delle asperità

Questa operazione booleana genera una maschera logica “valid_peak_mask” che identifica esclusivamente i pixel corrispondenti alle vette delle asperità, permettendo di conteggiarne il numero totale (N_{peaks}).

Calcolo della densità superficiale (η)

Identificato il numero totale di vette, il calcolo della densità risulta immediato.

Il prodotto dei passi di griglia ($dx \cdot dy$) moltiplicato per l'estensione della matrice definisce l'area di scansione effettiva.

Il rapporto tra il numero di picchi rilevati e l'area, opportunamente convertito, restituisce il parametro η espresso in $\frac{\text{picchi}}{\text{mm}^2}$.

```
"""CALCOLO ETA ( $\eta$ )"""  
#Eta è il numero di asperità per unità di area. Densità picchi [picchi/mm^2]  
  
area_um2 = ((Z_matrix.shape[1]-2) * dx) * ((Z_matrix.shape[0]-2) * dy)  
  
if area_um2 <= 0:  
    area_um2 = 1e-9  
  
eta = num_peaks / (area_um2 / 1_000_000)
```

Figura 24: Calcolo della densità superficiale

Calcolo del raggio di curvatura medio (β)

Per quantificare la geometria della sommità di ciascuna asperità (il raggio β), è necessario calcolare la curvatura locale (κ).

Non disponendo di una funzione analitica continua, l'algoritmo approssima la derivata seconda della superficie utilizzando il metodo numerico delle differenze finite:

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \approx \frac{z_{Est} - 2z_{Centro} + z_{Ovest}}{dx^2} \quad (4.3.3)$$

$$\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \approx \frac{z_{Nord} - 2z_{Centro} + z_{Sud}}{dy^2} \quad (4.3.4)$$

La curvatura media per ogni singolo picco viene quindi valutata come la semisomma delle derivate seconde direzionali.

Poiché le asperità sono fisicamente convesse verso l'alto (con derivata seconda negativa), il codice inverte il segno per ottenere un valore di curvatura positivo.

Infine, il raggio di curvatura del singolo picco si ottiene come reciproco della curvatura ($r = k^{-1}$).

La media di tutti i raggi validi calcolati costituisce il parametro di output β , espresso in micron.

```

"""CALCOLO BETA (β)"""
#Beta è il raggio di curvatura medio delle asperità [μm]

# Prendiamo i vicini a croce (Nord, Sud, Est, Ovest) solo dove ci sono i picchi
z_c = Z_center[valid_peak_mask] # Altezza picco
z_n = Z[0:-2, 1:-1][valid_peak_mask] # Nord
z_s = Z[2:, 1:-1][valid_peak_mask] # Sud
z_w = Z[1:-1, 0:-2][valid_peak_mask] # Ovest
z_e = Z[1:-1, 2: ][valid_peak_mask] # Est

# Derivata seconda (Differenza finita centrale)
d2z_dx2 = (z_e - 2*z_c + z_w) / (dx**2)
d2z_dy2 = (z_n - 2*z_c + z_s) / (dy**2)

mean_curvature = -(d2z_dx2 + d2z_dy2) / 2.0

with warnings.catch_warnings():
    warnings.simplefilter("ignore")
    valid_curvature = mean_curvature[mean_curvature > 0]

if len(valid_curvature) > 0:
    radii = 1.0 / valid_curvature
    beta = np.nanmean(radii)
else:
    beta = 0
    print(" Avviso: Impossibile calcolare curvatura valida.")

```

Figura 25: Calcolo del raggio di curvatura medio

Nella tabella 4 si possono osservare i tre parametri ottenuti eseguendo il codice, insieme a questi dati si possono osservare anche i due grafici che rappresentano il mantello del pistone a livello macroscopico, ovvero come risulta nel dettaglio.

Si possono notare molto bene dei picchi evidenziati in rosso e delle valli evidenziate in verde.

Il pistone ha questa conformazione geometrica a causa delle lavorazioni meccaniche subite, possiamo intendere che ha subito una lavorazione di tornitura e quindi l'alternarsi di picchi e valli sono dovute alle passate dell'utensile.

Possiamo vedere dalla mappa che in alcune zone ci sono dei buchi bianchi, questo fenomeno è dovuto dalla rimozione di falsi valori che sono stati soggetti a errori di misura.

Tabella 4: Parametri di rugosità del pistone

Parametro	Valore	u/m
σ	1.2728	μm
β	9.2547	μm
η	11442.13	$\frac{\text{picchi}}{\text{mm}^2}$

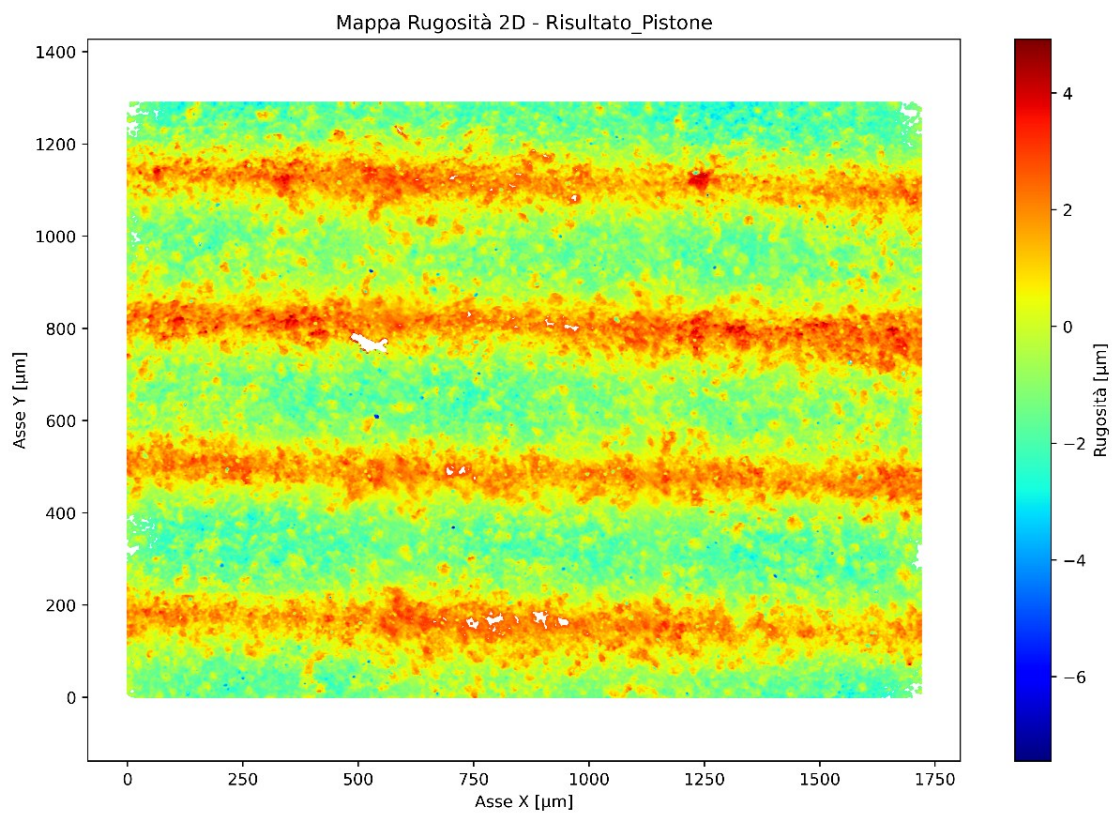


Figura 26: Visualizzazione grafica della superficie del pistone

Vista 3D (Z scalata x1)

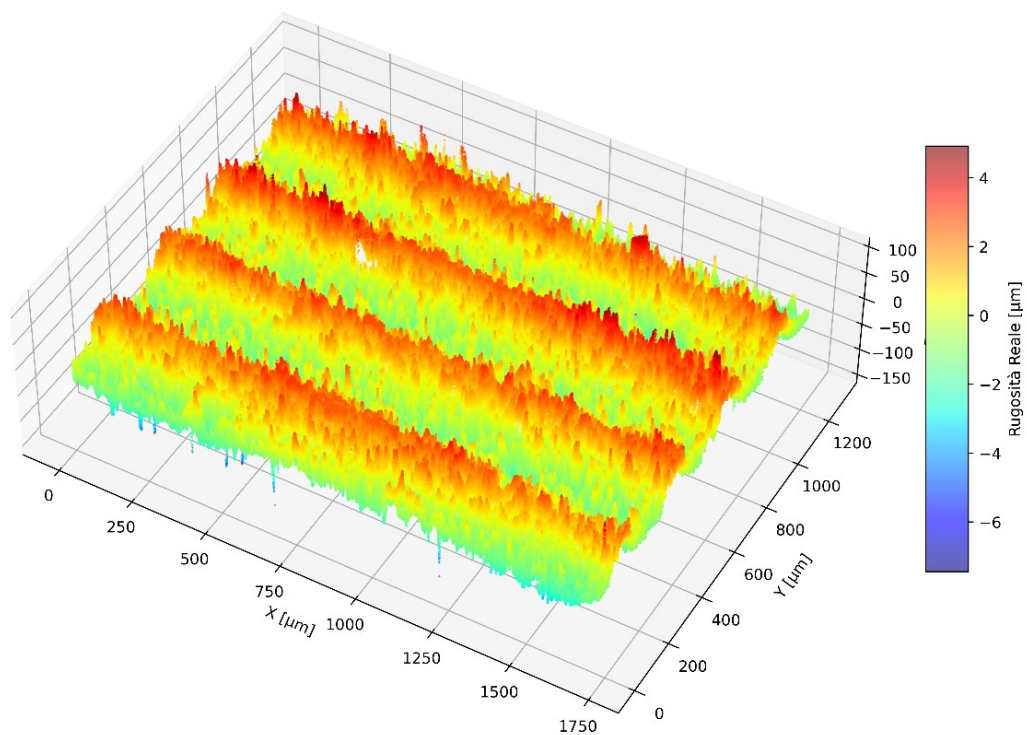


Figura 27: Visualizzazione della rugosità superficiale del pistone

4.4 Classificazione reologica e caratterizzazione di un olio motore

Il comportamento di un lubrificante all'interno di un motore ad alte prestazioni non può essere descritto da un singolo valore.

A causa della natura delle basi sintetiche e dell'intervento degli additivi, l'olio si comporta in maniera differente in funzione del gradiente di velocità, della pressione e della temperatura.

Per caratterizzare le formulazioni in esame, lo studio si avvale dei cinque parametri reologici e termodinamici fondamentali previsti dalle normative internazionali (ASTM e SAE J300):

4.4.1 Viscosità Cinematica

La viscosità cinematica v misura la resistenza di un fluido a scorrere sotto la forza di gravità.

Da un punto di vista matematico e fluidodinamico, essa è definita come il rapporto tra la viscosità dinamica (η , che quantifica l'attrito interno tra i piani di fluido sovrapposti) e la densità volumetrica del fluido (ρ) alla medesima temperatura:

$$v = \frac{\eta}{\rho}$$

(4. 4. 1. 1)

A livello dimensionale, la viscosità cinematica si esprime nel Sistema Internazionale in $[m^2/s]$.

La misurazione standardizzata a livello globale avviene secondo la normativa ASTM D445.

Per classificare un olio motore, il test viene condotto a due temperature di riferimento fondamentali per la termodinamica del propulsore:

- **KV40** (Viscosità a 40°C)

È un parametro critico per la fase di riscaldamento del motore.

Un valore di KV40 basso si traduce in una minore resistenza al pompaggio a motore freddo, riducendo significativamente il lavoro richiesto alla pompa dell'olio e favorendo una circolazione più rapida verso la testata nei primi minuti di funzionamento, che statisticamente coincidono con il momento di maggior usura.

- **KV100** (Viscosità a 100°C)

Simula la temperatura media di esercizio dell'olio nella coppa e nelle gallerie principali a regime termico stabilizzato.

Su questo valore si basa lo standard SAE J300 per assegnare il grado a caldo del lubrificante (es. il "40" di un 10W-40).

4.4.2 Viscosità Dinamica e parametro HTHS

Dal punto di vista tribologico, la capacità portante dello strato d'olio non è governata dalla viscosità cinematica, bensì dalla viscosità dinamica, indicata con la lettera greca η .

Secondo la legge di Newton sull'attrito interno dei fluidi, essa rappresenta la costante di proporzionalità tra lo sforzo di taglio tangenziale applicato al fluido e il conseguente gradiente di velocità che si instaura tra gli strati fluidi in moto relativo:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} = \eta \cdot \dot{\gamma}$$

(4. 4. 2. 1)

Espressa dimensionalmente in $[\text{Pa} \cdot \text{s}]$, la viscosità dinamica di un moderno lubrificante multigrado non è una costante.

A causa della presenza dei polimeri ad alto peso molecolare che migliorano l'indice di viscosità, l'olio motore possiede un comportamento non-newtoniano di tipo pseudo-plastico: all'aumentare dello sforzo di taglio, le catene polimeriche si allineano nella direzione del flusso, provocando un abbassamento della viscosità.

Per tenere conto di questa complessa reologia, l'industria automobilistica adotta il parametro HTHS (High-Temperature High-Shear), normato dallo standard ASTM D4683.

Questo test misura la viscosità dinamica apparente sottoponendo il lubrificante a condizioni estreme, pensate per replicare esattamente il comportamento dell'olio a regimi elevati all'interno del motore:

- **Temperatura di 150°C:**

Simula l'elevato carico termico presente nei supporti di banco e sulla canna del cilindro.

- **Velocità di taglio di 10^6 s^{-1} :**

Riproduce l'altissimo sforzo di taglio indotto dalle elevatissime velocità di scorrimento e dalle ridotte tolleranze degli accoppiamenti cinematici.

4.4.3 Viscosità CCS (Cold Cranking Simulator)

La viscosità CCS determina l'attitudine all'avviamento del motore in condizioni climatiche rigide.

A differenza della viscosità cinematica misurata a caduta per gravità, la viscosità CCS è una viscosità apparente valutata in condizioni di alto sforzo di taglio e a basse temperature.

La misurazione standardizzata (secondo la normativa ASTM D5293) impiega un viscosimetro rotativo costituito da un rotore e uno statore raffreddati termoeletttricamente a temperature sotto lo zero da -10°C fino a -35°C, in funzione del grado SAE testato.

L'obiettivo è simulare l'elevata resistenza viscosa che l'olio oppone in particolare nelle bronzine di banco e nell'accoppiamento pistone-cilindro, quando il motorino di avviamento tenta di vincere l'inerzia dei componenti interni del motore.

Questi tipi di oli lubrificanti devono rispettare dei valori di viscosità ben precisi perché altrimenti se a freddo con temperature troppo basse l'olio risulta troppo viscoso, il motore andrebbe incontro a una forza resistente troppo elevata e quindi avrebbe problemi nell'accendersi.

Al contrario se l'olio risulta troppo fluido impiegherà troppo tempo a raggiungere le zone da lubrificare come ad esempio la testata e le punterie; perciò, i primi secondi di rotazione del motore avverranno in condizioni di lubrificazione limite e quindi i componenti subiranno un'usura troppo elevata.

La letteratura tribologica concorda nell'affermare che l'usura generata durante queste fasi transitorie di avviamento a freddo costituisce oltre il

70% dell'usura totale accumulata dal motore nel corso del suo intero ciclo di vita.

Tabella 5: Caratteristiche del Grado SAE per oli motore

Grado SAE	Viscosità CCS Min @ Temp [cP]	Viscosità CCS Max @ Temp [cP]	Viscosità Cinematica a 100°C Min. (cSt)	Viscosità Cinematica a 100°C Max. (cSt)	Viscosità Dinamica HTHS a 150°C Min. (cP)
0	-	6200 @ -35°C	3.8	-	-
5W	6201 @ -35°C	6600 @ -30°C	3.8	-	-
10W	6601 @ -30°C	7000 @ -25°C	4.1	-	-
15W	7001 @ -25°C	7000 @ -20°C	5.6	-	-
20W	7001 @ -20°C	9500 @ -15°C	5.6	-	-
25W	9501 @ -15°C	13000 @ -10°C	9.3	-	-
8	-	-	4.0	< 6.1	> 1.7
12	-	-	5.0	< 7.1	> 2.0
16	-	-	6.1	< 8.2	> 2.3
20	-	-	6.9	< 9.3	> 2.6
30	-	-	9.3	< 12.5	2.9
40	-	-	12.5	< 16.3	3.5 (gradi 0W/5W/10W-40)

4.4.4 Indice di Viscosità

L'Indice di Viscosità è un numero che consente di valutare la variazione della viscosità del lubrificante al variare della temperatura.

È definito e calcolato secondo la normativa ASTM D2270, l'IV è un parametro empirico e adimensionale che quantifica la pendenza della curva cinematica viscosità-temperatura.

Un IV basso denota un fluido la cui viscosità decade in modo repentino all'aumentare della temperatura.

Un IV elevato identifica un fluido estremamente stabile, capace di mantenere una viscosità adeguata alle alte temperature senza risultare eccessivamente denso a freddo, ciò significa che anche quando la temperatura del motore subisce variazioni importanti, l'olio riesce a conservare valori accettabili di viscosità.

Per innalzare l'Indice di Viscosità e ottenere ampie gradazioni multigrado (es. 0W-30 o 5W-40), la chimica dei lubrificanti Repsol si avvale dell'aggiunta di Miglioratori dell'Indice di Viscosità (VII - Viscosity Index Improvers).

Si tratta di polimeri ad alto peso molecolare le cui catene si presentano raggomitolate a freddo (minimizzando l'impatto sulla viscosità CCS) e si srotolano all'aumentare della temperatura, compensando il naturale assottigliamento della base fluida.

Tuttavia, dal punto di vista tribologico, l'uso massiccio di questi polimeri introduce una criticità nota come perdita di viscosità per taglio.

Sotto l'azione delle forze di taglio presenti tra gli ingranaggi, tra le bronzine e tra pistone e cilindro, le lunghe catene polimeriche possono subire una frammentazione meccanica irreversibile.

Questo fenomeno comporta un calo permanente dell'Indice di Viscosità e del grado a caldo dell'olio durante il suo ciclo di vita.

Pertanto, l'obiettivo delle miscele Repsol in esame non è solo massimizzare il IV iniziale, ma garantire un'altissima stabilità al taglio per mantenere inalterata la protezione dello strato fluido fino al momento della sostituzione.

4.4.5 La volatilità Noack

Nella progettazione di lubrificanti a bassissima viscosità, il controllo dell'evaporazione rappresenta uno delle condizioni più critiche.

La tendenza di un olio a perdere massa per evaporazione ad alte temperature è quantificata dal parametro di Volatilità Noack, misurato secondo lo standard ASTM D5800.

Un'elevata Volatilità Noack innesca tre distinte criticità capaci di compromettere l'affidabilità e l'efficienza globale del propulsore: consumo anomalo di lubrificante, addensamento, e incrostazione delle valvole di aspirazione e di scarico.

Le frazioni volatili d'olio che evaporano in camera di manovella si miscelano ai gas di blow-by, cioè i gas prodotti dalla combustione attraverso la tenuta non stagna delle fasce del pistone, passano e arrivano nel basamento del motore e nella coppa dell'olio.

È proprio a causa di questo fenomeno che i costruttori hanno dovuto introdurre la valvola PCV (valvola di ventilazione positiva).

1. Turbocompressore
2. Tubo di aspirazione
3. Gas di scarico
4. Separatore olio con valvola PCV
5. Gas di sfiato
6. Tubi di sfiato

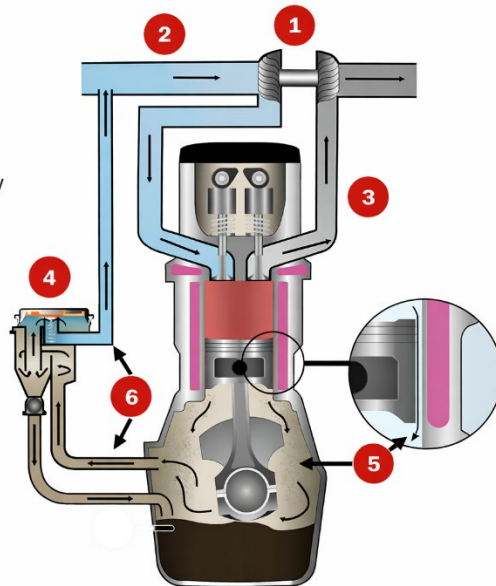


Figura 28: Circuito di filtraggio dell'olio motore

Poiché non si possono scaricare i gas di blow-by inquinanti nell'atmosfera, il sistema di recupero vapori aspira questa miscela composta da gas di combustione fuoriusciti dalle fasce e vapori d'olio reintroducendola nei collettori per essere bruciata.

A causa delle alte temperature in camera di combustione, quando questo flusso attraversa gli steli e i funghi delle valvole di aspirazione e di scarico, la nube lubrificante subisce un elevato aumento della temperatura.

L'olio si ossida e brucia a contatto con il metallo rovente, generando incrostazioni che, accumulandosi, impediscono la perfetta chiusura ermetica delle valvole, compromettendo la tenuta idraulica e la compressione del cilindro.

Inoltre, questa dinamica innesca un'ulteriore e pericolosa problematica.

Le goccioline d'olio e i depositi carboniosi incandescenti che riescono a penetrare in camera di scoppio possono comportarsi come punti di innesco involontari.

Sottoposte alle elevate pressioni e temperature della fase di compressione, queste particelle causano l'auto accensione anticipata e incontrollata della miscela aria carburante prima dello scoccare della scintilla.

Questo fenomeno, noto in letteratura come LSPI (preaccensione a basso regime), genera picchi di pressione anomali e distruttivi che sottopongono il cielo del pistone e le bronzine di biella a stress meccanici elevati.

Perciò la perdita di olio costringe non solo a frequenti rabbocchi, ma una minore quantità di fluido in circolazione possiede un'inerzia termica inferiore, portando l'olio residuo a lavorare a temperature medie più elevate, accelerandone il naturale processo di ossidazione e degradazione.

4.5 Metodologie standardizzate per la misurazione della viscosità

4.5.1 Determinazione della viscosità cinematica (ASTM D445)

Lo standard ASTM D445, sviluppato dall'American Society for Testing and Materials (ASTM), fornisce un metodo per determinare la viscosità cinematica dei prodotti petroliferi liquidi, sia trasparenti che opachi, misurando il tempo di scorrimento di un volume liquido per gravità attraverso un calibrato viscosimetro a capillare di vetro.

Per calcolare la viscosità cinematica, il tempo di scorrimento viene moltiplicato per la costante del capillare, la quale si ottiene attraverso la misurazione di un materiale di riferimento certificato per la viscosità.

Si tratta di una determinazione indiretta, poiché la viscosità cinematica viene calcolata in base al tempo di scorrimento.

La misurazione avviene immergendo completamente il capillare in un bagno termostatico liquido, la cui temperatura deve essere mantenuta costante con tolleranze ($\pm 0,02$ °C per un intervallo compreso tra 15 °C e 100 °C, al di fuori di questo intervallo, il limite è di $\pm 0,05$ °C) poiché anche minime oscillazioni termiche altererebbero significativamente la densità e lo scorrimento del fluido.

Il test consiste nel cronometrare il tempo impiegato dal menisco di un volume noto di lubrificante per transitare tra due marcature incise sul vetro. Secondo la norma ASTM D445, devono essere utilizzati dispositivi di temporizzazione con una precisione di $\pm 0,07$ % e una risoluzione di registrazione di 0,1 s.

In regime di moto laminare e a basso gradiente di taglio (fluido approssimabile a newtoniano), la viscosità cinematica ν si ottiene moltiplicando il tempo di efflusso per la costante di calibrazione dello specifico strumento C , espressa in $\frac{mm^2}{s^2}$:

$$\nu = C \cdot t$$

(4. 5. 1. 1)



Figura 29: Viscosimetro per il calcolo della viscosità cinematica

4.5.2 Determinazione della viscosità HTHS (ASTM D4683)

Lo standard internazionale ASTM D4683 prescrive a tale scopo l'utilizzo del TBS (Tapered Bearing Simulator), un viscosimetro rotazionale ad altissima precisione.

Dal punto di vista costruttivo, la cella di misura del TBS è composta da un accoppiamento rotoidale:

- Uno statore cilindrico esterno, circondato da un blocco in alluminio riscaldato elettricamente, che garantisce il mantenimento della temperatura di test a 150°C con tolleranze di $\pm 0,1^\circ\text{C}$
- Un rotore interno la cui geometria non è perfettamente cilindrica, bensì conica.

Il principio di funzionamento si basa sulla legge di Newton per l'attrito fluido.

Un motore elettrico porta il rotore a una velocità angolare (ω) molto elevata.

Conoscendo il raggio medio del rotore (R) e lo spessore del condotto (h), la macchina viene calibrata affinché il fluido subisca un gradiente di velocità (shear rate) esatto pari a:

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega \cdot R}{h} = 10^6 \text{ s}^{-1}$$

(4. 5. 2. 1)

In queste condizioni estreme, il film d'olio genera una resistenza viscosa che si oppone alla rotazione.

Lo statore, che non è fisso ma montato su cuscinetti ad attrito quasi nullo, tende a essere trascinato dal fluido.

Una cella di carico ad alta sensibilità vincola lo statore e ne misura istantaneamente il momento torcente (M_t).

Integrando la tensione tangenziale (τ) sull'intera area laterale bagnata del rotore (A), l'algoritmo dello strumento risale direttamente alla viscosità dinamica (η) del fluido:

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = \frac{M_t}{R \cdot A \cdot \dot{\gamma}}$$

(4. 5. 2. 2)

Il valore restituito, espresso in $\text{mPa} \cdot \text{s}$, rappresenta il valore di viscosità HTHS.

Oggi i produttori di lubrificanti puntano sempre di più su oli super-fluidi (ovvero con valori di viscosità HTHS molto bassi, come gli 0W-20 o gli 0W-16).

L'obiettivo è creare meno resistenza ai movimenti interni del motore, abbassando i consumi di carburante e le emissioni.

Tuttavia, c'è un rovescio della medaglia importante.

Un olio meno viscoso crea un cuscinetto protettivo molto più sottile tra i componenti in movimento.

Se questo strato diventa troppo sottile, le superfici metalliche rischiano di toccarsi, aumentando drasticamente l'usura e il pericolo di grippaggi nelle zone sottoposte a maggiore sforzo.

Per questo motivo, ogni motore ha uno specifico olio da utilizzare indicato nel libretto di uso e manutenzione dell'auto o della moto.



Figura 30: Viscosimetro per la misura della viscosità HTHS

4.5.3 Valutazione della viscosità CCS (ASTM D5293)

La misurazione della viscosità apparente a basse temperature, necessaria per la determinazione del grado invernale "W" secondo la specifica SAE J300, non può essere affidata a misurazioni cinematiche per caduta.

A temperature sotto lo zero termico, la precipitazione degli additivi e l'estremo raggomitamento delle catene polimeriche conferiscono all'olio una natura non-newtoniana, richiedendo l'applicazione di un elevato sforzo di taglio per innescare lo scorrimento.

La normativa internazionale ASTM D5293 impone l'impiego del CCS (Cold Cranking Simulator), un viscosimetro rotazionale a cilindri coassiali progettato specificamente per replicare l'interazione tra le bronzine di banco e l'albero motore durante l'azionamento del motorino di avviamento.

Dal punto di vista elettromeccanico, l'architettura dello strumento di misura è composta da:

- Uno statore in rame, che funge da blocco termico.
È accoppiato a un sofisticato sistema di raffreddamento termoelettrico a stato solido o a circolazione di metanolo, capace di abbattere e stabilizzare la temperatura del campione con una precisione di $\pm 0,005^{\circ}\text{C}$.
- Un rotore cilindrico in alluminio, accoppiato coassialmente all'interno dello statore, che definisce un'intercapedine radiale di tolleranza infinitesimale, simulando il gioco tra albero e bronzine, all'interno della quale viene iniettato un volume esatto di lubrificante (tipicamente 5ml).

Il principio di misurazione del CCS si basa sul rotore che è trascinato da un motore a corrente continua a cui viene fornita una potenza elettrica costante.

Quando il motore DC viene attivato, la velocità angolare (ω) che il rotore riesce a raggiungere dipende esclusivamente dalla resistenza viscosa offerta dallo strato d'olio interposto.

Minore è la temperatura, maggiore sarà lo sforzo di taglio (τ) necessario per vincere l'attrito interno del fluido e, conseguentemente, minore sarà la velocità di rotazione registrata.

In queste condizioni, il lubrificante è sottoposto a gradienti di velocità ($\dot{\gamma}$) compresi tipicamente tra 10^4 e 10^5 s^{-1} .

La determinazione della viscosità apparente (η_{CCS}) non avviene per calcolo analitico diretto, ma per interpolazione matematica.

Il sistema viene preventivamente calibrato tracciando una curva di riferimento (velocità del rotore in funzione della viscosità) ottenuta testando una serie di fluidi standard newtoniani certificati.

Registrando la velocità angolare assunta dal rotore con il lubrificante in esame, il microprocessore dello strumento incrocia il dato con l'equazione della curva di calibrazione, restituendo il valore di viscosità espresso in $\text{mPa} \cdot \text{s}$.



Figura 31: Viscosimetro per il calcolo della viscosità CCS

4.5.4 Valutazione della volatilità Noack (ASTM D5800)

La misurazione della Volatilità Noack ha lo scopo di certificare l'integrità strutturale del fluido quando sottoposto a un severo e prolungato stress termico.

La determinazione oggettiva della perdita di massa per evaporazione è normata dallo standard internazionale ASTM D5800.

L'apparecchiatura per valutare la volatilità di questi oli di lubrificazione si compone di:

- Un blocco riscaldante termostatico in lega di alluminio a riscaldamento elettrico.

Il sistema è progettato per portare e mantenere il campione alla temperatura di 250°C con una deviazione massima consentita di $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

- Un crogiolo di evaporazione, ovvero un recipiente metallico standardizzato in cui viene versata una quantità esatta di lubrificante, tipicamente pesata con l'ausilio di una bilancia analitica di altissima precisione ($m_{\text{iniziale}} \approx 65\text{g}$).

- Un sistema di estrazione dei vapori costituito da una pompa a vuoto dotata di un manometro differenziale ad alta sensibilità.

Il sistema è tarato per mantenere all'interno del crogiolo una depressione costante di circa -196Pa rispetto alla pressione atmosferica.

Questo flusso d'aria aspirata ha il duplice scopo di rimuovere continuamente i vapori generati, impedendone la ricondensazione nel campione, e di fornire l'ossigeno necessario per innescare i naturali processi di ossidazione termica.

La procedura del test è temporizzata.

Il campione viene inserito nel blocco riscaldante e sottoposto al flusso estrattivo per la durata di 60 minuti.

Al termine del ciclo, il crogiolo viene estratto, fatto raffreddare a temperatura ambiente e pesato nuovamente per registrare la massa residua (m_{finale}).

La volatilità Noack si calcola analiticamente come la perdita percentuale in peso rispetto alla massa originaria:

$$\text{Volatilità Noack (\%)} = \frac{m_{\text{iniziale}} - m_{\text{finale}}}{m_{\text{iniziale}}} \cdot 100$$

(4. 5. 4. 1)

Un valore di evaporazione contenuto (tipicamente $\leq 10 - 13\%$ per gli oli ad alte prestazioni) garantisce che le miscele sintetiche non subiscano una severa deriva viscosimetrica causata dalla perdita delle frazioni leggere.

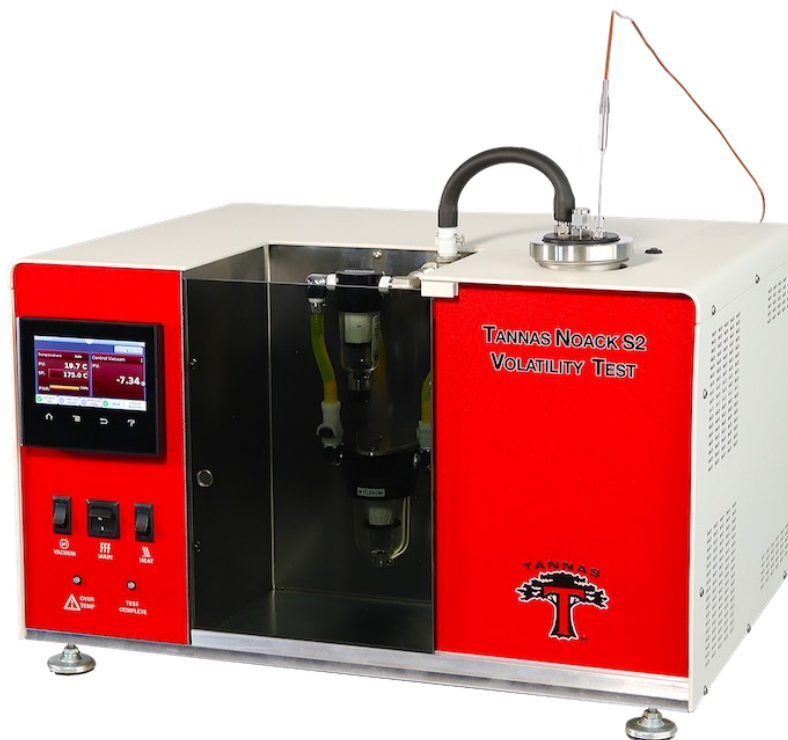


Figura 32: Viscosimetro per il calcolo della volatilità Noack

4.6 Le formulazioni dei lubrificanti Repsol in esame

L'indagine tribologica oggetto di questo elaborato non si limita a un semplice confronto, ma si articola in una vasta campagna di simulazione indetta dai laboratori di ricerca e sviluppo Repsol.

L'obiettivo è quantificare l'impatto termodinamico e meccanico derivante da variazioni nella composizione chimica dei lubrificanti applicati nel propulsore della Honda CRF1100L Africa Twin.

La matrice di test comprende 7 distinte formulazioni, nominate per ragioni di riservatezza industriale come Olio 1, Olio 2, Olio 3, Olio 4, Olio 5, Olio 10 e Olio 11.

La particolarità di questa selezione risiede nel fatto che, ad eccezione del primo candidato, l'intero gruppo di prototipi appartiene alla stessa classe viscosimetrica SAE 10W-40.

Nello specifico il test si articola come segue:

- **Olio 1** (SAE 5W-40)
- **Olio 2, 3, 4, 5, 10, 11** (SAE 10W-40)

Condividendo l'etichetta commerciale 10W-40, questi sei prototipi differiscono dall'olio numero 1 per avere una viscosità a freddo maggiore.

Trattandosi di prototipi sperimentali non ancora immessi sul mercato e dotati di componenti chimici innovativi, le esatte formulazioni e le loro caratteristiche sono soggette a vincoli di segreto industriale imposti dai laboratori di ricerca e sviluppo Repsol.

Ai fini della presente trattazione, è possibile divulgare in forma numerica esclusivamente i valori di Viscosità Cinematica a 40°C e 100°C (KV40 e KV100), i quali fungono da indicatori per confermare l'appartenenza alle rispettive classi SAE J300.

Tabella 6: Caratteristiche Oli in esame

Parametro Fisico	Olio 1	Olio 2	Olio 3	Olio 4	Olio 5	Olio 10	Olio 11
Grado SAE	5W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40
KV40 [mm ² /s]	85.74	78.47	95.19	86.73	88.24	89.88	86.14
KV100 [mm ² /s]	13.54	12.63	14.00	13.44	13.99	13.61	13.19

Tuttavia, per poter implementare una simulazione accurata nel software GT-Suite, la conoscenza di due soli punti termici risulta insufficiente.

Il codice di calcolo richiede infatti la mappatura completa del comportamento reologico e termodinamico del fluido sull'intero dominio operativo del motore.

Per rispettare questa necessità senza violare gli accordi di riservatezza, Repsol ha fornito le curve caratteristiche di benchmarking dei sette prototipi.

Questa mappatura grafica, ben più ricca di un singolo dato tabellare, costituisce l'effettivo database di input per il modello virtuale dell'Africa Twin, e si articola su quattro analisi fondamentali:

Viscosità Cinematica e Temperatura

Il grafico in figura 33 evidenzia il classico decadimento esponenziale della resistenza allo scorrimento per gravità al crescere del carico termico.

Si nota come le curve, pur partendo da valori diversi a freddo, tendano a convergere in un range molto ristretto avvicinandosi alla soglia dei 100°C, rispettando i limiti normativi della classe 40.

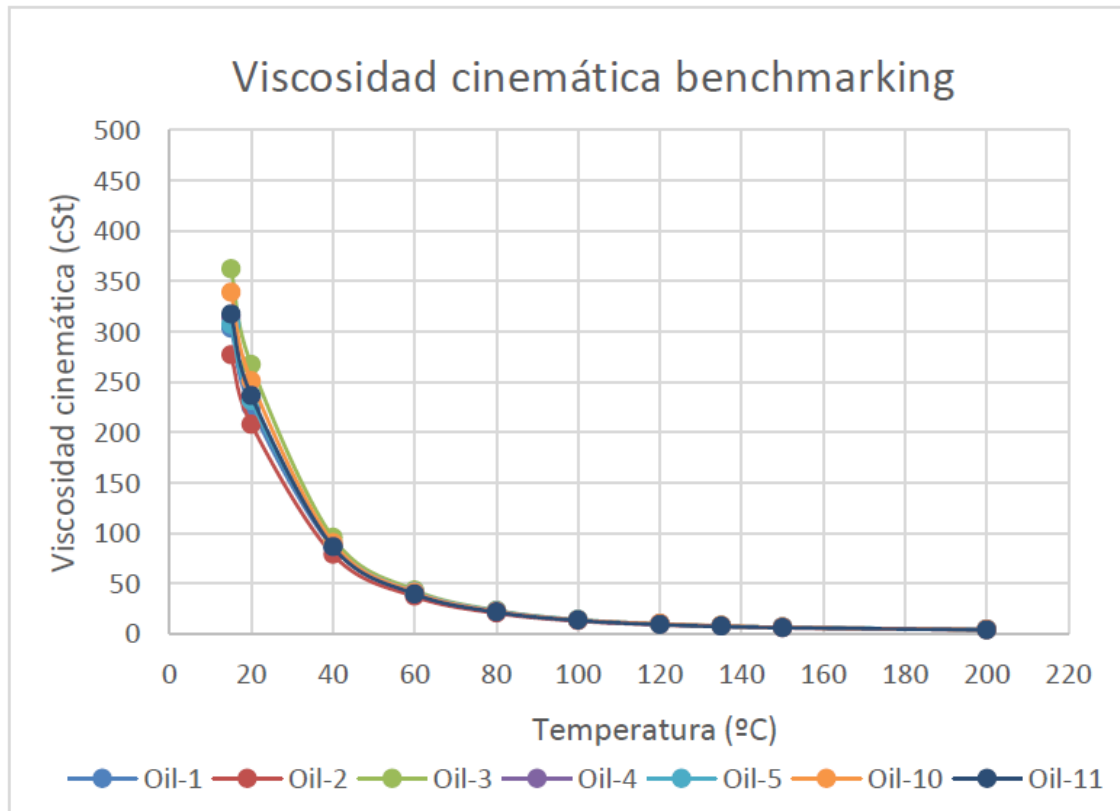


Figura 33: Grafico comparativo della viscosità cinematica tra i diversi oli

Viscosità Dinamica e Temperatura

Simile per andamento alla curva cinematica, questa mappatura tiene però conto della densità locale del fluido in ogni istante termico.

La viscosità dinamica è il parametro direttamente responsabile dell'entità delle forze di attrito viscoso generate all'interno dei cuscinetti di banco e di biella.

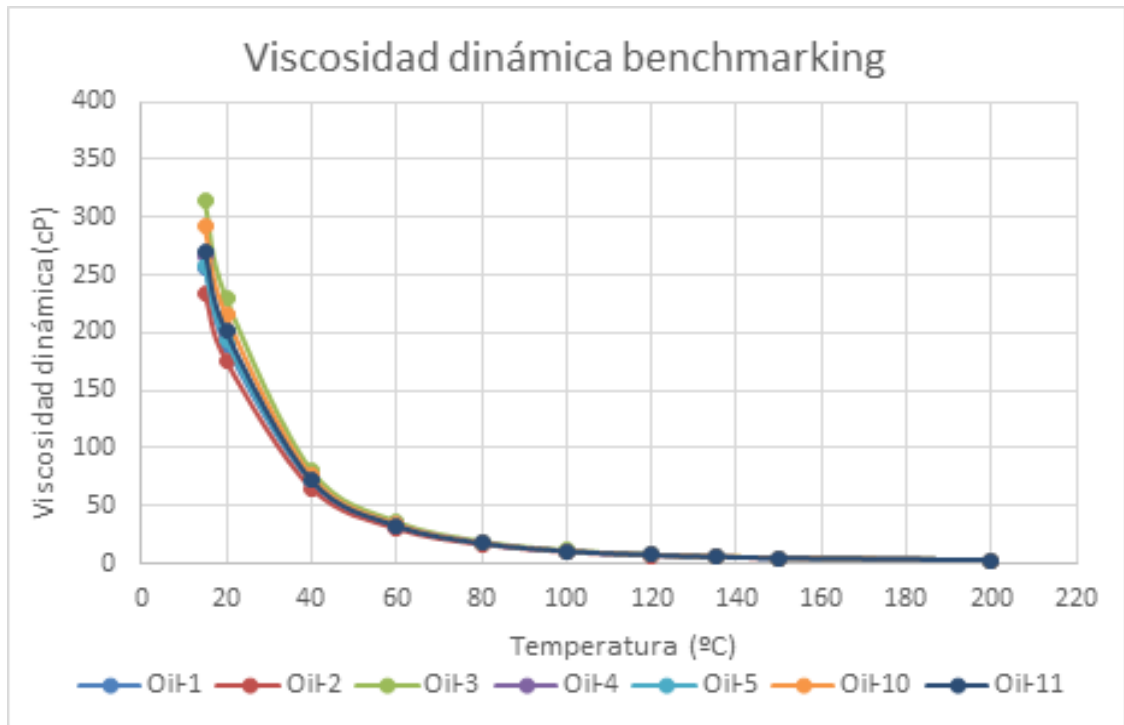


Figura 34: Grafico comparativo della viscosità dinamica

Densità e Temperatura

Il grafico in figura 35 mostra un andamento decrescente perfettamente lineare per tutti i fluidi.

Si evidenzia una marcata differenza tra i prototipi con l'Olio-3 che si attesta come il più denso e l'Olio-5 come il più leggero a parità di temperatura.

L'inserimento di queste pendenze lineari in GT-Suite è fondamentale per la corretta risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, influenzando il calcolo delle portate massiche fornite dalla pompa dell'olio e l'energia dissipata sottoforma di attrito.

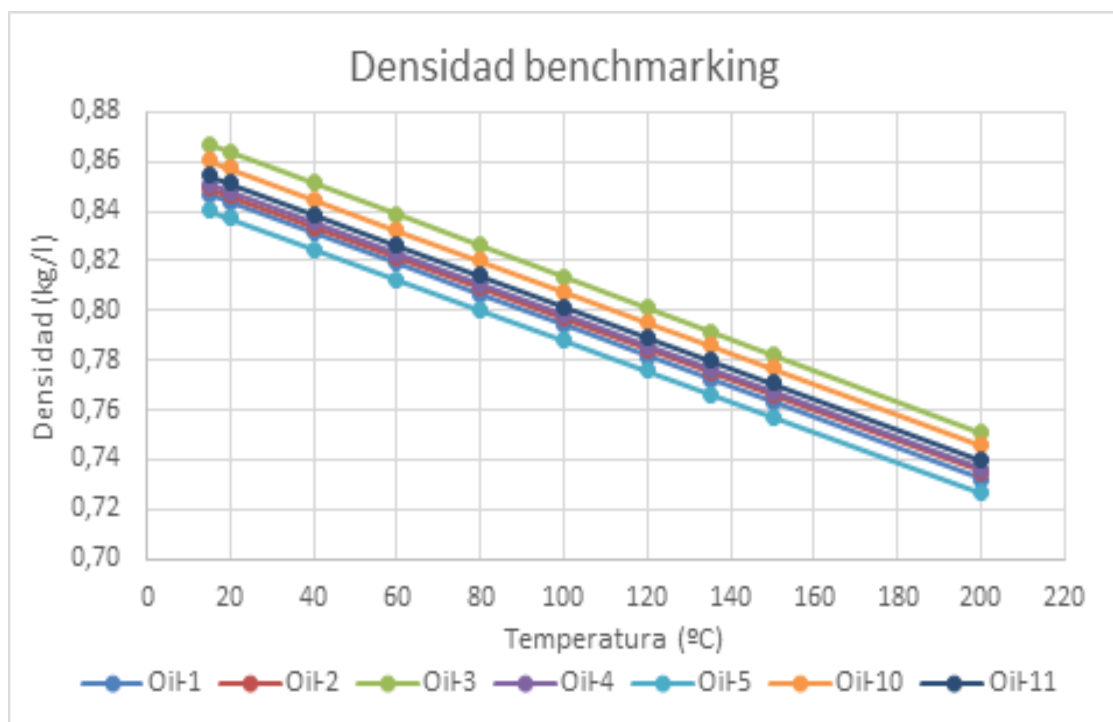


Figura 35: Grafico comparativo tra le diverse densità degli oli

Modello reologico di Carreau-Yasuda (Viscosità Dinamica e Sforzo di Taglio)

Invece di limitarsi a un singolo valore HTHS a 10^6 s^{-1} , le curve di Carreau-Yasuda descrivono l'intera transizione non-newtoniana dei fluidi a 150°C .

Il grafico mostra chiaramente un primo plateau newtoniano a bassi sforzi di taglio, seguito dalla regione di shear-thinning in cui le catene polimeriche si allineano abbattendo bruscamente la viscosità (tra 10^4 e 10^6 s^{-1}), per poi stabilizzarsi su un secondo plateau newtoniano ad altissimi regimi di taglio.

Si può osservare che la composizione numero 2 parte da una viscosità dinamica minore rispetto alle altre, per poi attestarsi come quella con la viscosità dinamica maggiore all'aumentare della frequenza di taglio.

Mentre l'olio 10 è quello che a frequenze di taglio elevate assume una viscosità dinamica minore rispetto a tutte le altre.

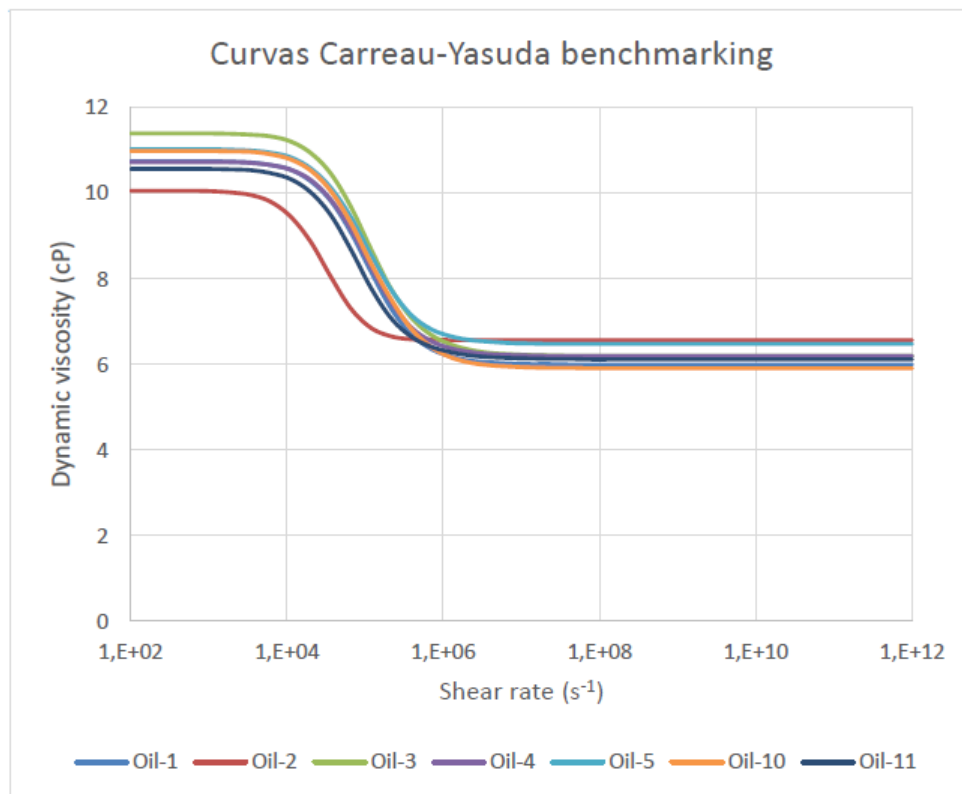


Figura 36: Curve comparative di Carreau-Yasuda

5 Modellazione e Simulazione in ambiente GT-Suite

5.1 Introduzione al Digital Twin

La progettazione e lo sviluppo di un modello digitale completo di un motoveicolo e del suo intero propulsore rappresentano un processo ingegneristico lungo, oneroso e complesso.

Al momento del mio inserimento all'interno del gruppo di ricerca Repsol per lo sviluppo del presente elaborato, l'architettura globale del modello in ambiente GT-Suite era già stata strutturata, consolidando il risultato di oltre due anni di lavoro di calibrazione e validazione da parte del gruppo di ricerca e sviluppo.

L'ingresso in un progetto di tale caratura ha richiesto, in una prima fase, un profondo studio dell'ambiente di simulazione.

Per poter fornire il mio contributo e per implementare i sotto modelli tribologici oggetto di questa tesi, è stato necessario analizzare la quasi totalità dei parametri di calcolo messi a disposizione dal solutore.

Il presente capitolo ha dunque lo scopo di descrivere l'architettura generale del formato digitale della Honda Africa Twin e la modellazione di dettaglio del suo manovellismo.

Verranno illustrate le metodologie di impostazione, la scelta dei vincoli cinematici e l'implementazione dei modelli di contatto stocastico per i lubrificanti, tracciando il percorso metodologico che dai parametri fisici di input condurrà alla generazione dei risultati grafici finali.

5.2 Il modello termodinamico di combustione e la sua validazione

Una volta definita l'architettura di base all'interno dell'ambiente GT-Suite, la prima fase dello sviluppo si è concentrata sulla modellazione della combustione del motore del Honda CRF1100L.

Un'accurata modellazione di questa sezione risulta importante per il corretto svolgimento dell'indagine tribologica: la pressione dei gas all'interno della camera di combustione rappresenta, di fatto, la principale forzante dinamica del sistema.

Tale forza, elaborata attraverso la cinematica del manovellismo di spinta, si traduce nella coppia motrice all'albero, la quale viene successivamente trasferita alla trasmissione e in ultimo alla ruota.

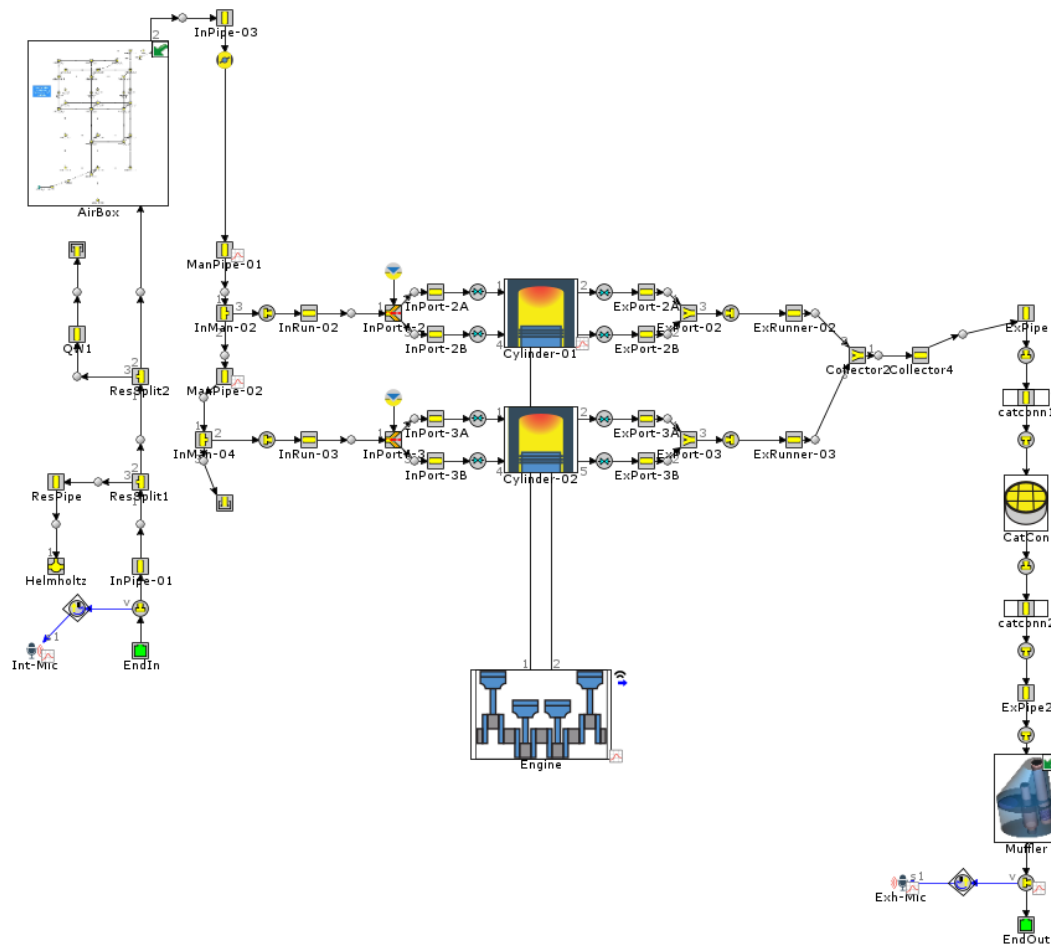


Figura 37: Modello di combustione

5.2.1 Parametrizzazione del gruppo termico

Il blocco motore virtuale è stato realizzato implementando i dati geometrici e costruttivi del bicilindrico Honda.

Sono stati implementati le quote caratteristiche (alesaggio, corsa, lunghezza biella, disassamento dello spinotto), il rapporto di compressione, i profili di alzata delle valvole e le mappe termodinamiche relative all'anticipo di accensione e al rapporto stechiometrico impostate dalla centralina per ogni punto di funzionamento.

All'interno dei cilindri virtuali è stato implementato un modello capace di calcolare istante per istante la frazione di massa bruciata, lo scambio termico con le pareti e l'evoluzione della pressione in funzione dell'angolo di manovella.

L'obiettivo primario di questo sotto modello non è lo studio diretto del lubrificante, bensì la validazione dell'intero impianto di calcolo.

Il programma è stato avviato in modalità a regime stazionario, eseguendo un'analisi sull'intero arco di erogazione del propulsore.

Per ogni ciclo di rotazione, GT-Suite ha integrato la curva di pressione in camera di combustione, ricavando la coppia motrice e la potenza all'albero. Queste curve simulate sono state comparate con i dati sperimentali al banco prova forniti dal produttore del motore.

La bontà della calibrazione termodinamica è dimostrata nel grafico comparativo di validazione nella Figura 38, che mette a confronto l'erogazione virtuale calcolata dal software con i dati ufficiali di targa forniti dal costruttore.

Nel grafico, l'asse delle ascisse riporta il regime di rotazione del motore (RPM), mentre le ordinate riportano rispettivamente la Coppia (in linea rossa) e la Potenza (in linea blu).

Le linee tratteggiate rappresentano i dati reali, mentre le linee continue tracciano l'output del modello virtuale.

Come si evince dall'analisi delle curve, la sovrapposizione risulta eccellente lungo la quasi totalità dell'arco di erogazione, divenendo pressoché perfetta nell'area di massimo rendimento volumetrico e termodinamico (tra i 4000

e i 7500 RPM), dove il propulsore registra i picchi di circa 100 Nm di coppia e prossimi ai 90CV di potenza.

Questo scarto minimo certifica il successo della modellazione gasdinamica: garantisce che la pressione media effettiva e le forze trasmesse al manovellismo nei successivi sotto modelli meccanici rispecchino fedelmente le reali condizioni di carico tribologico a cui saranno sottoposti gli oli.

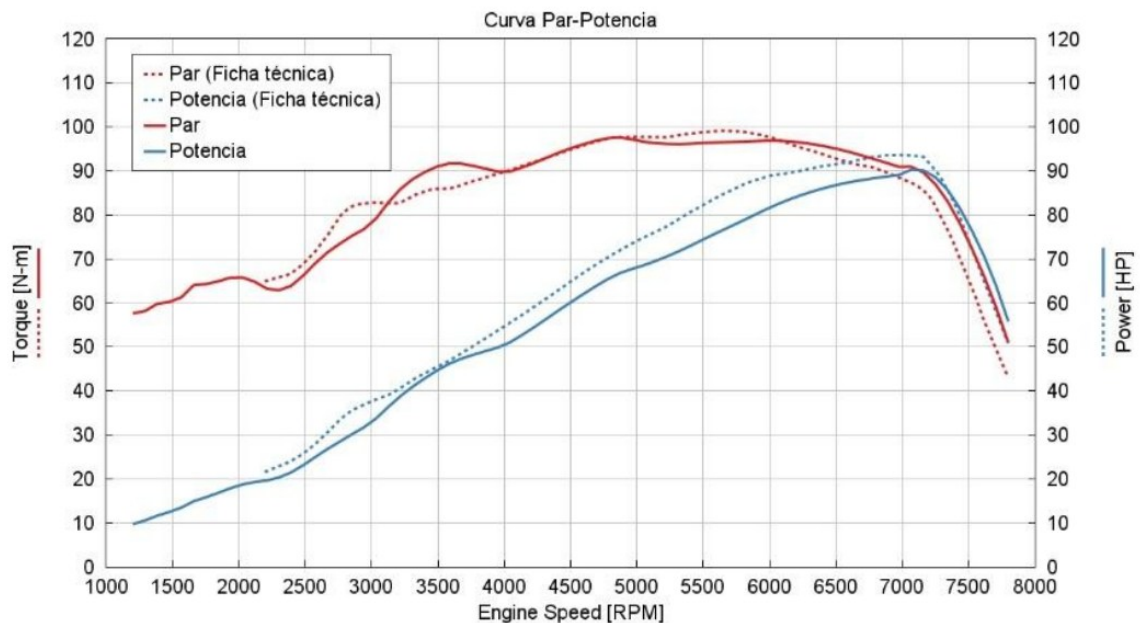


Figura 38: Confronto tra coppia e potenza tra modello e reale

5.3 Modellazione del gruppo pistone segmenti cilindro

Il sotto modello dedicato alla cinematica e alla tribologia del pistone, denominato “PistonMapping”, rappresenta l'ambiente di calcolo a più alta risoluzione dell'intera simulazione.

Il gruppo pistone segmenti cilindro è il componente più critico dal punto di vista dissipativo, essendo responsabile di una quota del 40% delle perdite meccaniche totali del propulsore, nonché il luogo primario di usura per contatto adesivo.

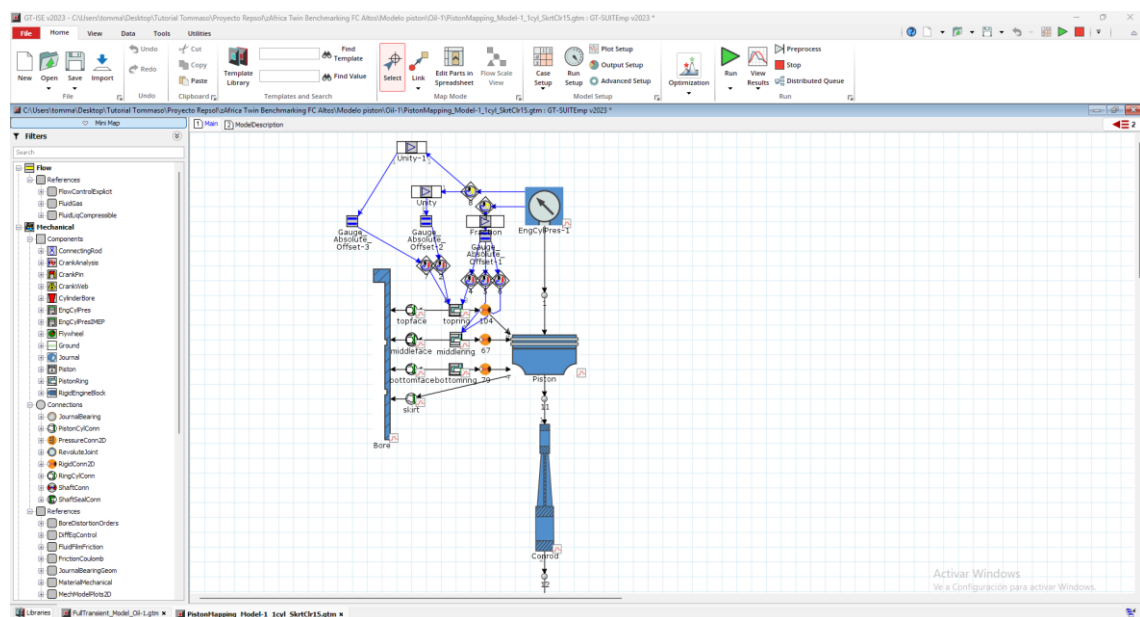


Figura 39: Modello del pistone

5.3.1 Discretizzazione topologica dei componenti

Osservando la topologia della rete all'interno di GT-Suite, emerge come il pistone non sia stato modellato come un'unica massa rigida, bensì discretizzato nei suoi elementi tribologici fondamentali per catturarne le dinamiche.

L'architettura comprende:

- L'elemento principale (Pistone), che riceve la spinta inerziale dalla biella.
- Il mantello del pistone, componente fondamentale per lo studio dell'inclinazione e dell'impatto trasversale.
- Il pacco fasce, suddiviso in tre elementi distinti: anello di tenuta superiore, anello intermedio e anello raschiaolio, dotati delle rispettive facce di interfaccia.

Tutti questi elementi si interfacciano dinamicamente con la parete del cilindro.

5.3.2 Fisica delle connessioni

Come descritto dalle direttive di setup del modello, i tradizionali vincoli di scorrimento prismatico sono stati scartati in favore di connessioni più elaborate.

Il blocco riceve come input primario la pressione dei gas combusti tramite il nodo "EngCylPres-1".

È all'interno delle connessioni avanzate come la variabile "PistonCylConn" che avviene la sintesi dei dati calcolati nei capitoli precedenti di questo elaborato:

1. **Dati Topografici:** Nei sottomenù dedicati all'analisi delle superfici, sono stati implementati i parametri stocastici di rugosità (σ , β , η) estratti matematicamente tramite lo script Python.
2. **Dati Reologici:** Nei sottomenù dedicati all'idrodinamica, sono state caricate le curve di viscosità di Carreau-Yasuda, i parametri di viscosità e i coefficienti di densità termica dei sette prototipi Repsol in esame. Questo definisce la portanza dello strato d'olio.

5.3.3 Risoluzione del contatto e output tribologico

Durante l'esecuzione, il programma valuta l'equilibrio delle forze e i momenti di ribaltamento sul perno del pistone.

Risolvendo spazialmente e temporalmente l'equazione di Reynolds in 2D lungo il profilo del mantello, il software calcola istante per istante lo Spessore Minimo del Film d'Olio.

Nei momenti critici del ciclo, in particolare in prossimità dei punti morti, dove la velocità di strisciamento si annulla bloccando il trascinamento idrodinamico, e dove la biella raggiunge la massima angolazione spingendo il mantello contro la canna, il MOFT subisce un drastico assottigliamento. Se il velo d'olio calcolato scende al di sotto del limite di rugosità σ , il parametro relativo al contatto tra pistone e cilindro attiva le equazioni del modello di Greenwood-Tripp, quantificando l'energia dissipata per attrito limite e l'entità dell'usura meccanica delle asperità.

5.4 Modellazione tribologica dei cuscinetti e dei perni di banco

Il modello che descrive il motore dal punto di vista delle bronzine e dei cuscinetti è fondamentale per l'accuratezza della simulazione: è proprio in questi punti, infatti, che le sollecitazioni meccaniche sono le più elevate e dove si verificano le condizioni più critiche dal punto di vista della lubrificazione.

La capacità dell'olio di mantenere separate le superfici rotanti sotto carichi impulsivi è il fattore determinante per la vita utile del motore.

Per studiare questi fenomeni, all'interno del sotto modello "BearingMapping", è stato riprodotto integralmente il circuito di lubrificazione.

La rete idraulica è stata modellata per seguire il percorso del fluido che, partendo dalla coppa, raggiunge ogni componente critico: le bronzine di banco, le bronzine di biella e le camme nella distribuzione.

5.4.1 Architettura del circuito idraulico

Il sistema riflette fedelmente l'hardware reale della Honda Africa Twin e comprende:

- **La Pompa dell'Olio:** Modellata come componente volumetrico trainato direttamente dall'albero motore.
La sua velocità di rotazione è vincolata ai giri del motore, permettendo di valutare quanto la coppia resistente della pompa vari in funzione della viscosità degli oli.
- **Filtro e Scambiatori:** Il relativo filtro dell'olio e i sistemi di raffreddamento sono stati inseriti come perdite di carico concentrate, fondamentali per determinare la pressione effettiva disponibile a valle.
- **Condotti di lubrificazione:** Tutti i passaggi interni al basamento e le canalizzazioni verso la testata sono stati discretizzati per simulare il tempo di raggiungimento a regime, specialmente nelle fasi critiche di avviamento a freddo.

5.4.2 Il circuito di lubrificazione a parametri distribuiti

La sezione fluidodinamica del modello (rappresentata in giallo dai condotti visibili a sinistra e al centro dello schema) mappa l'intero percorso del lubrificante all'interno del basamento.

L'olio viene aspirato dalla coppa "SumpEnv" e messo in pressione da una pompa volumetrica "OilPump".

Il flusso attraversa i filtri e le perdite di carico concentrate "OilFilter/Loss" per poi diramarsi attraverso la galleria principale "PipeRound" fino a raggiungere i volumi di accumulo anulari dei cuscinetti, denominati "BearingGrooveVolume", ovvero sono quelle scanalature realizzate sull'anello interno o esterno della bronzina che permettono all'olio di entrare e di distribuirsi uniformemente tra le due superfici.

Le variazioni di viscosità cinematica e densità in funzione della temperatura determinano sia le perdite di carico lungo le tubazioni, sia soprattutto l'assorbimento di potenza della pompa.

L'impiego di formulazioni come l'Olio 1 mostrerà il suo vantaggio primario proprio in questa fase, abbattendo la coppia resistente richiesta per il pompaggio a freddo rispetto alle basi 10W-40 tradizionali.

La porzione meccanica del modello schematizza l'albero motore del bicilindrico Honda, discretizzandolo in volano, bracci di manovella e perni. In corrispondenza di ogni supporto di banco e di ogni perno di biella, i giunti cinematici sono stati sostituiti dal modello delle bronzine.

Sottoposto agli elevati carichi impulsivi derivanti dalla combustione e dalle forze di inerzia delle masse alterne, il perno si sposta all'interno del gioco radiale della bronzina assumendo un asse eccentrico.

Questo spostamento crea uno spostamento in cui il lubrificante viene trascinato ad altissimo gradiente di taglio, generando il picco di pressione necessario a separare le superfici metalliche.

5.4.3 Il ruolo delle curve di Carreau-Yasuda e l'usura

All'interno delle bronzine, i lubrificanti sono sottoposti agli sforzi di taglio più severi dell'intero propulsore.

È qui che il modello impiega le curve reologiche di Carreau-Yasuda (analizzate nel Capitolo 4).

Il programma modella la perdita temporanea di viscosità dovuta all'allineamento delle catene polimeriche calcolando in tempo reale lo spessore minimo del film d'olio.

Se, a causa di un carico estremo o dell'utilizzo di un olio eccessivamente fluido, il MOFT dovesse assottigliarsi fino a scendere sotto la soglia di rugosità delle superfici, il software è configurato per innescare le logiche di contatto limite.

In questo scenario transitorio, il modello registra un picco di attrito solido e un incremento dell'usura dei cuscinetti, permettendo di quantificare la reale capacità protettiva degli additivi chimici antiusura impiegati nei prototipi sperimentali.

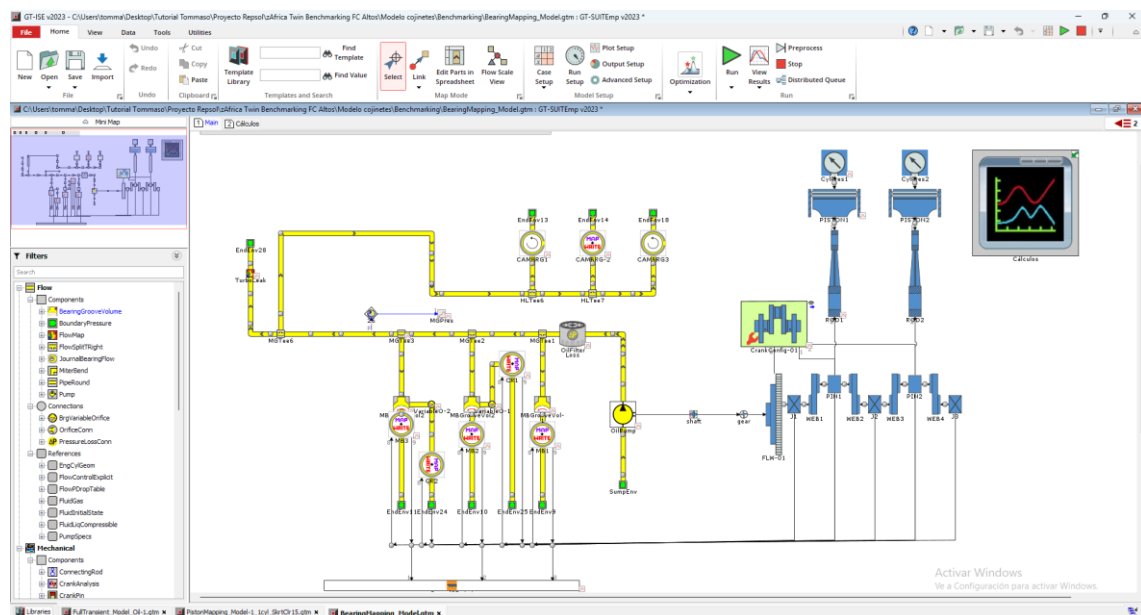


Figura 40: Modello del circuito dell'olio

5.5 Impostazione del modello in regime transitorio

L'ultimo passo realizzato in ambiente GT-Suite è rappresentato dal modello transitorio.

Questo modello è stato realizzato con lo scopo di simulare fedelmente il comportamento del veicolo e del motore lungo un percorso reale, valutandone le prestazioni e le dissipazioni energetiche in funzione del tempo.

Le indagini e le simulazioni descritte fino a questo punto dell'elaborato sono state condotte in condizioni stazionarie.

I parametri, infatti, sono stati valutati in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero motore, ma calcolati solamente per specifici valori di regime di rotazione e per una data temperatura dell'olio motore.

Ne consegue che le grandezze ottenute nei capitoli precedenti non dipendevano dalla variabile temporale, ma costituivano un'analisi parametrica svolta per casi di studio discreti.

Per consentire al software di interpolare i dati durante una guida dinamica dove acceleratore, giri e temperature variano in ogni istante è stato necessario mappare il propulsore realizzando un Design of Experiments (DoE).

Nello specifico, la mappatura è stata strutturata generando una matrice tridimensionale basata su tre vettori fondamentali che coprono l'intero spettro di funzionamento della Honda Africa Twin:

Tabella 7: Parametri caratteristici per la realizzazione della mappatura del motore

Temperatura olio [°C]	30	50	90	120	150		
Apertura farfalla [°]	0	5	18	36	54	72	90
Giri motore [rpm]	1200	2200	3200	4200	5200	6200	7800

La risoluzione di questa matrice ha generato una griglia di 245 punti come visualizzato in figura 41.

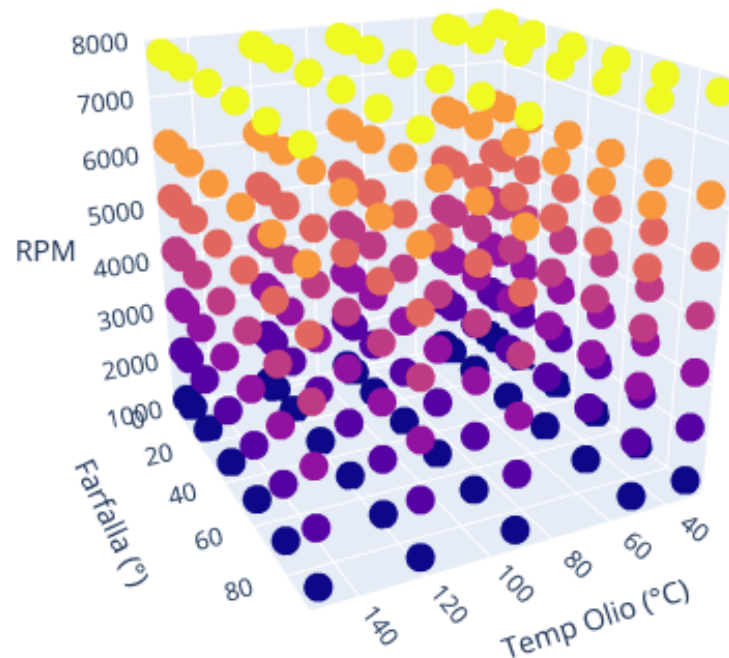


Figura 41: Visualizzazione grafica della mappatura motore

Come si evince dalla schermata del modello transitorio (Figura 42), il sistema non si limita più al solo gruppo termico, ma integra una serie di macro-blocchi che collaborano tra di loro:

Motore e lubrificazione

Includono il motore precedentemente validato e il circuito idraulico dettagliato.

In questa configurazione, le temperature dell'olio non sono più imposte come valori fissi, ma evolvono dinamicamente in base al carico e allo scambio termico con l'ambiente.

Trasmissione e veicolo

La coppia prodotta dal manovellismo viene trasmessa attraverso il gruppo frizione e il cambio (caratterizzato dai reali rapporti di trasmissione della Honda Africa Twin) fino alla ruota posteriore.

Il blocco veicolo tiene conto della massa totale, della presenza del pilota, della resistenza aerodinamica e della resistenza al rotolamento.

Controllori e centraline

Il sistema è governato ad anello chiuso da un pilota virtuale che agisce sui comandi (acceleratore e cambio) per seguire un profilo di guida prestabilito, interfacciandosi con le logiche di controllo della centralina motore.

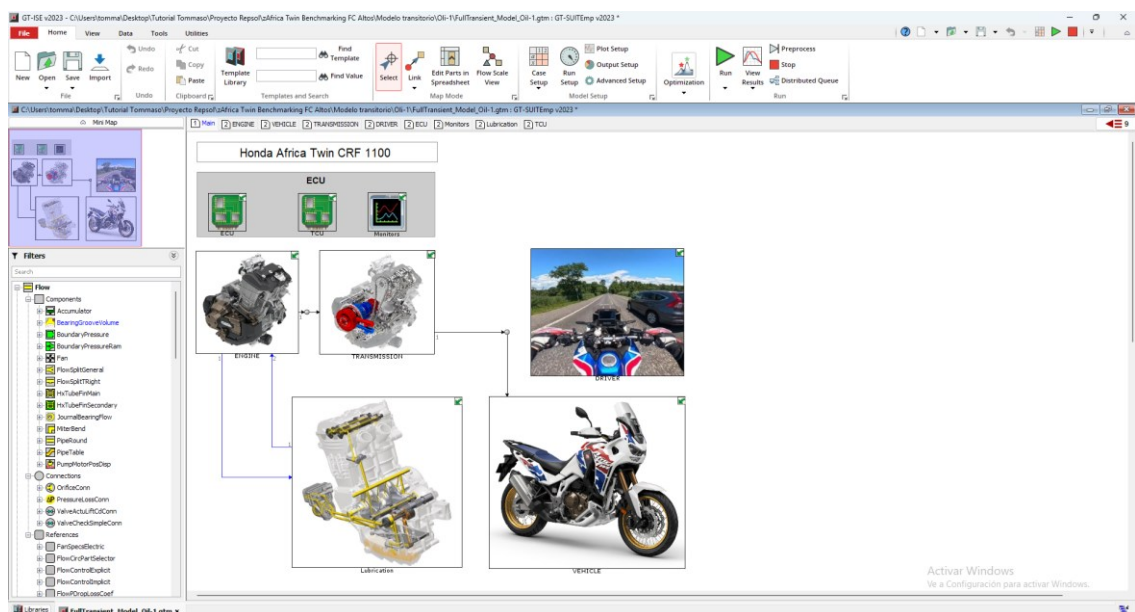


Figura 42: Modello transitorio

5.5.1 Implementazione del ciclo WMTC

Per rendere la comparazione tra i 7 oli prototipi Repsol oggettiva e conforme agli standard industriali, il modello è stato programmato per eseguire il WMTC (World Harmonized Motorcycle Test Cycle).

Si tratta del ciclo di omologazione internazionale che riproduce un profilo di guida realistico suddiviso in tre fasi: urbana, extraurbana e autostradale. Il ciclo è composto da 3 fasi da 10 minuti (600sec), la velocità media è di 24.4 km/h nella fase urbana, 54.7km/h in quella extraurbana e 94.4km/h in quella autostradale.

Per il calcolo delle emissioni si apporta un peso del 25% nella fase 1 e 3, mentre per la fase 2 si applica un coefficiente pari al 50%.

La moto deve avere una temperatura di 23°C e il ciclo viene avviato a freddo.

Nella tabella 8 sono riassunti i parametri caratteristici della prova.

Tabella 8: Parametri caratteristici della prova WMTC

	Fase 1	Fase 2	Fase 3	WMTC
Durata [sec]	600	600	600	1800
Distanza [km]	4.1	9.1	15.7	28.9
Velocità media [km/h]	24.4	54.7	94.4	57.8
Coefficiente	0.25	0.5	0.25	-

L'utilizzo del ciclo WMTC è fondamentale per questa ricerca per due ragioni principali:

Valutazione del Cold Start

Permette di quantificare il vantaggio dei lubrificanti con grado invernale basso, ovvero l'olio numero 1, nei primi minuti di funzionamento, dove la bassa viscosità riduce le perdite per pompaggio e l'attrito viscoso.

Transitori di carico e usura

Durante le accelerazioni previste dal ciclo, il modello di contatto stocastico valuta istante per istante la tenuta dello strato d'olio.

Questo permette di stabilire la diversa efficacia degli additivi presenti in questi oli sperimentali nel proteggere le superfici quando il velo idrodinamico si assottiglia a causa dei carichi impulsivi.

L'output finale di questo sotto modello fornisce il dato più importante della tesi: il consumo specifico di carburante (km/l) e il tasso di usura accumulata per ciascuno degli oli in esame, permettendo di decretare quale formulazione offra il miglior bilanciamento tra efficienza energetica e longevità meccanica.

6 Discussione e analisi dei risultati

6.1 Analisi comparativa tra le sette formulazioni di olio

Il presente capitolo illustra l'analisi comparativa condotta sulle sette formulazioni di olio lubrificante in esame.

Per valutare il comportamento del propulsore su un intervallo di utilizzo realistico e a regime termico stabilizzato, e per ottenere un consumo di carburante più realistico e affidabile, la simulazione è stata impostata prevedendo la ripetizione consecutiva di tre cicli di omologazione WMTC, estendendo così il dominio temporale dell'analisi a 5400 secondi complessivi.

Dall'elaborazione dei dati forniti dal programma GT-Suite si sono ricavati i profili caratteristici delle principali grandezze termodinamiche e prestazionali.

Nelle sezioni a seguire verranno presentati e discussi i grafici relativi, in ordine, a: consumo di carburante, energia meccanica totale dissipata, perdite meccaniche per attrito istantanee (FMEP), perdite per attrito cumulate e andamento della temperatura media dell'olio.

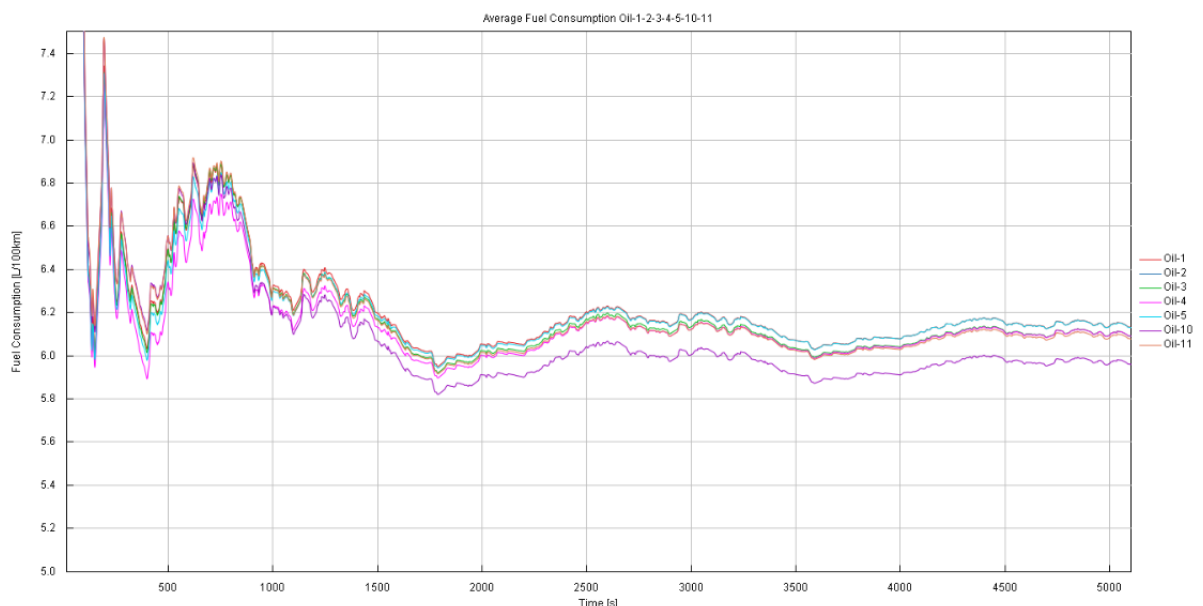


Figura 43: Grafico comparativo del consumo medio di carburante

Dall'osservazione della Figura 43 emerge chiaramente che l'Olio 10 rappresenta la formulazione ottimale in termini di risparmio carburante per il propulsore in esame.

Pur in assenza dei dati chimici di base, essendo la composizione un brevetto industriale Repsol, le metriche di consumo validate sul ciclo simulato forniscono un'indicazione progettuale chiara.

Questa specifica composizione si dimostra la più promettente per ridurre le dissipazioni interne e minimizzare i consumi in un contesto di utilizzo tipico.

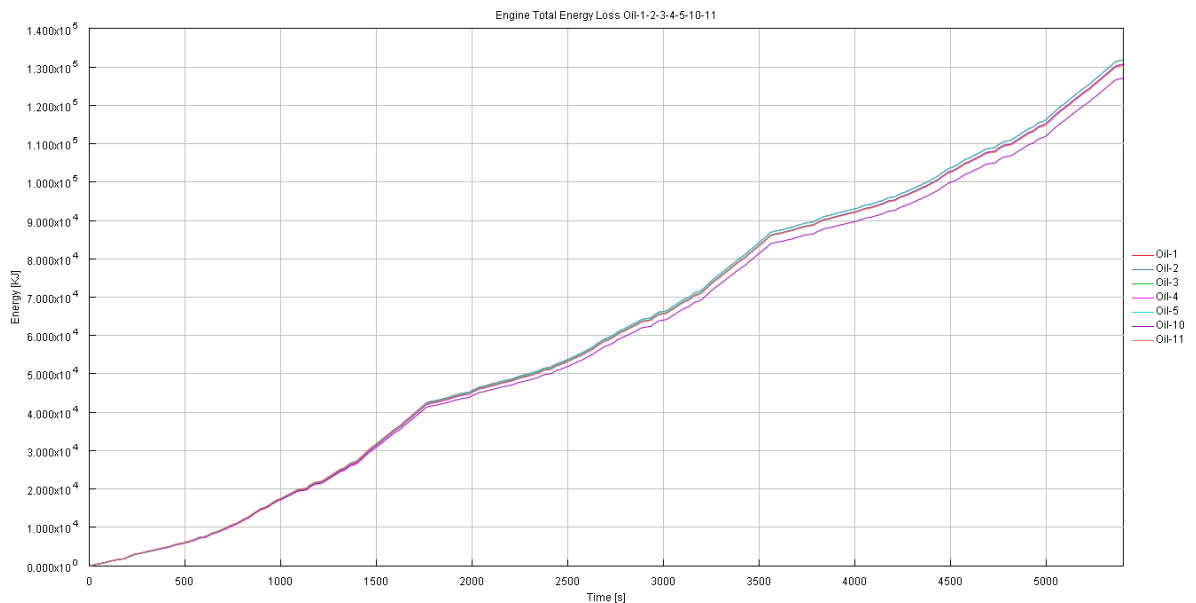


Figura 44: Grafico comparativo delle perdite totali interne del motore

L'analisi della Figura 44 evidenzia come le curve relative all'energia totale dissipata dal motore tendano a raggrupparsi per la maggior parte dei lubrificanti, discostandosi in modo evidente solo nel caso dell'Olio 10. Quest'ultimo si dimostra la formulazione più efficace nel contenere gli attriti globali, rispondendo alle moderne esigenze costruttive volte a minimizzare il consumo di carburante.

L'osservazione dei grafici rivela un comportamento simile per tutte le miscele durante l'intero arco del primo ciclo WMTC.

La divergenza si innesca dal secondo ciclo in poi: con l'innalzamento delle temperature, l'Olio 10 limita notevolmente l'accumulo delle perdite energetiche, suggerendo una relazione viscosità-temperatura

specificamente ottimizzata per ridurre l'attrito viscoso all'interno dei cinematismi.

L'aspetto critico che verrà analizzato nelle prossime pagine, in risposta a questa elevata efficienza fluidodinamica, è la protezione meccanica dei componenti.

Una viscosità ridotta comporta un inevitabile assottigliamento del cuscinetto idrodinamico interposto tra le superfici.

Sarà quindi necessario valutare attentamente se questo strato si dimostri strutturalmente sufficiente a sostenere i carichi senza innescare fenomeni di usura abrasiva o adesiva.

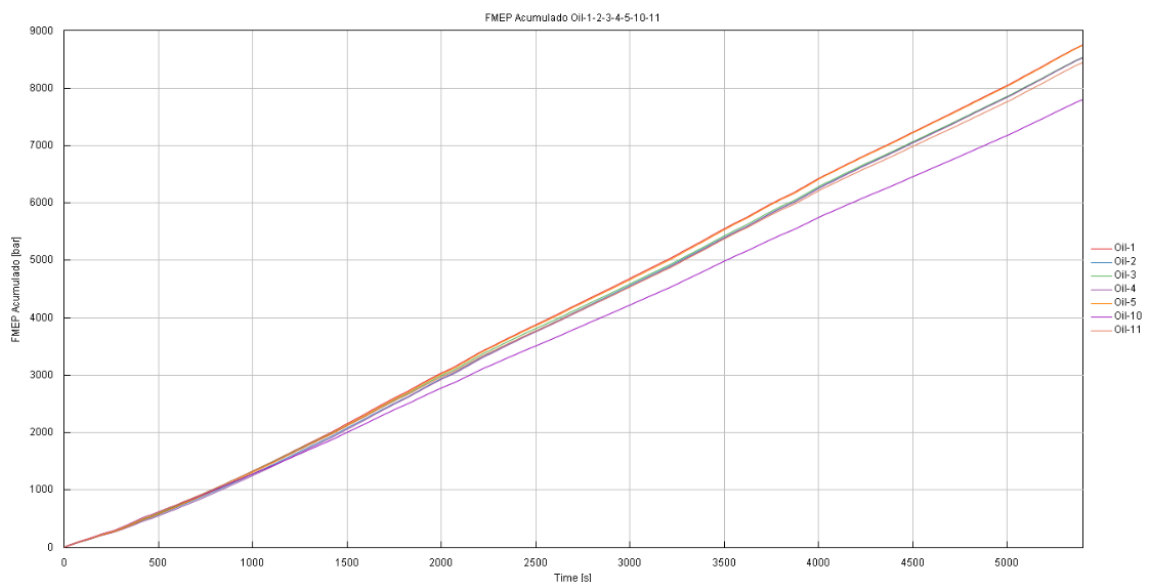


Figura 45: Grafico comparativo delle perdite per attrito compressive

Il grafico riportato in Figura 45 propone un'analisi comparativa dell'accumulo globale delle perdite per attrito per le sette miscele in esame. Anche in questo frangente, la formulazione identificata come Olio 10 si distingue per la sua efficienza.

Osservando le curve, si nota come tutti i fluidi mantengano un tasso di crescita omogeneo fino al secondo numero 1500.

Oltre questo limite temporale, l'Olio 10 registra un incremento delle perdite significativamente rallentato rispetto al resto del campione testato.

Questo comportamento descrive l'impiego di una specifica architettura chimica degli additivi, capace di minimizzare gli effetti dell'attrito viscoso una volta raggiunte le temperature di esercizio.

La motivazione fisica alla base di questa netta separazione risiede nella non linearità del profilo viscosità-temperatura del fluido, una dinamica che trova ulteriore riscontro anche nell'analisi della Figura 44.

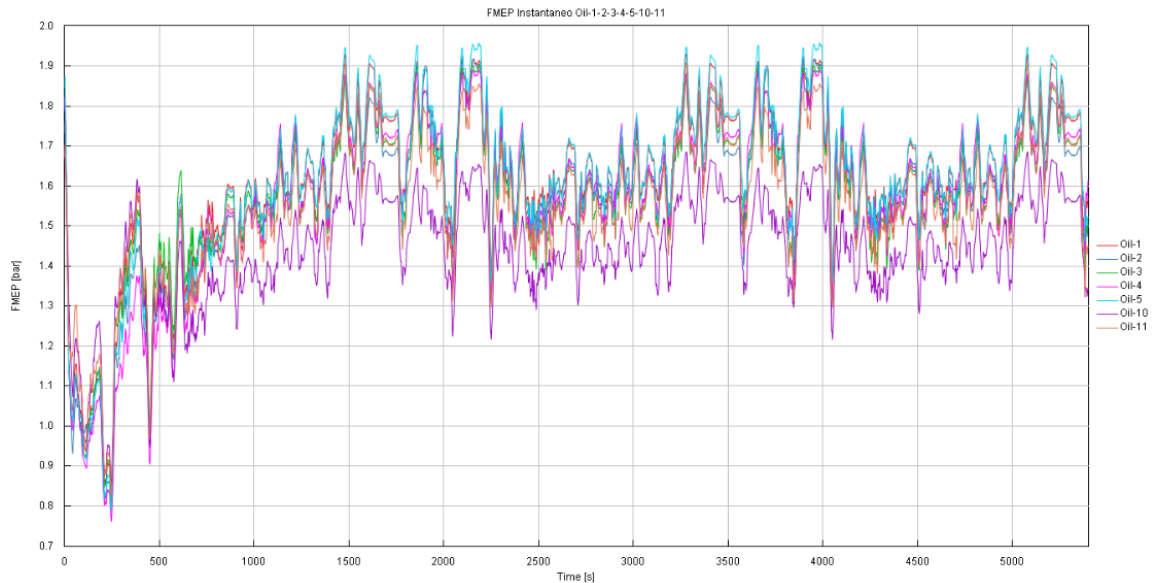


Figura 46: Grafico comparativo delle perdite istantanee per attrito

La Figura 46 propone una visualizzazione istante per istante delle perdite per attrito (FMEP), offrendo una prospettiva complementare rispetto all'analisi del dato cumulato.

Risulta evidente come le dissipazioni meccaniche non dipendano esclusivamente dalla finitura superficiale dei componenti, ma siano fortemente influenzate dalla natura del lubrificante.

Se il fluido interposto tra gli elementi in moto relativo presenta un'elevata resistenza interna, il propulsore è costretto a dissipare una maggiore quantità di energia per mantenere il moto.

L'analisi dei transitori evidenzia come l'Olio dieci garantisca la massima efficienza meccanica.

Mantenendo i valori istantanei di FMEP costantemente al di sotto di quelli delle altre miscele, specialmente in corrispondenza dei picchi di carico del ciclo WMTC, questa formulazione limita notevolmente le perdite globali.

Tale comportamento suggerisce una calibrazione ottimizzata del pacchetto additivi, capace di modulare la viscosità operativa in modo da minimizzare la resistenza fluidodinamica e massimizzare il lavoro utile all'albero.

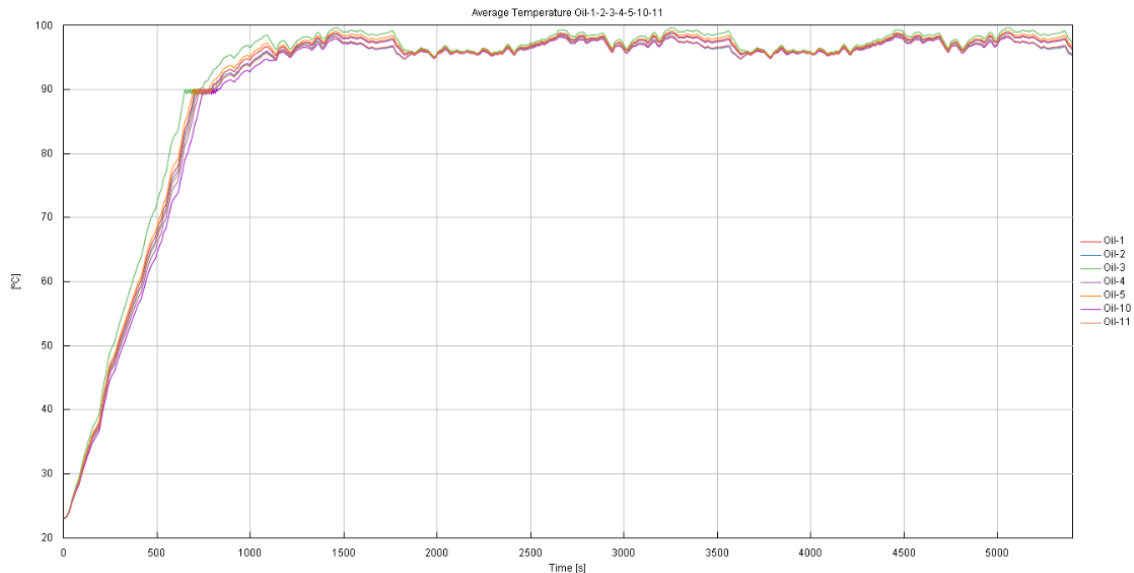


Figura 47: Grafico comparativo delle temperature medie degli oli

La Figura 47 illustra l'evoluzione della temperatura media delle diverse formulazioni lubrificanti durante l'intero ciclo WMTC.

L'analisi termica evidenzia un comportamento particolare per la formulazione identificata come Olio 3, la cui curva presenta una pendenza iniziale nettamente superiore rispetto al resto del campione, mantenendosi su valori termici stabilizzati più elevati per tutta la durata del test.

Tale fenomeno indica una maggiore sensibilità del fluido all'accumulo di energia termica, derivante probabilmente da un superiore attrito viscoso interno.

Il principale rischio associato a tale profilo termico risiede nella degradazione della viscosità: un incremento eccessivo della temperatura comporta una riduzione del grado viscosimetrico, assottigliando lo strato idrodinamico e aumentando la probabilità di contatto tra le asperità superficiali, con conseguente riduzione della protezione antiusura.

Al contrario, le restanti formulazioni mostrano una marcata omogeneità, con curve pressoché sovrapposte.

In scenari specifici, l'Olio 4 si distingue come la soluzione con il minore accumulo termico, mantenendo così una viscosità cinematica più stabile e potenzialmente più efficace nel preservare l'integrità dei componenti soggetti a strisciamento.

6.2 Valutazione delle metriche di usura sui componenti critici

La sola valutazione delle grandezze energetiche del motore (svolta nel paragrafo 6.1) non è sufficiente a definire l'efficacia di una formulazione lubrificante.

Nel campo della tribologia motoristica, un incremento dell'efficienza termodinamica o una riduzione dei consumi non devono mai verificarsi a scapito dell'integrità strutturale degli organi meccanici.

Pertanto, in questo capitolo si va ad analizzare specificamente lo strato d'olio che le formulazioni in esame riescono a realizzare separando i componenti del motore maggiormente sottoposti a usura.

L'indagine si focalizza sulla risposta tribologica della bronzina di testa di biella, dei cuscinetti di banco e delle bronzine dell'albero a camme.

Per quanto riguarda il gruppo cilindro fasce pistone, l'analisi esamina accuratamente l'evoluzione del film d'olio interposto tra le tre fasce elastiche e la canna del cilindro, oltre a quello presente tra il mantello del pistone e la parete interna del cilindro stesso.

Tutti gli elementi appena descritti rappresentano i componenti critici che hanno bisogno di una lubrificazione ottimale: le forze accoppiate in gioco risultano estremamente elevate, rendendo i regimi di strisciamento e rotazione altamente pericolosi per l'usura e il consumo delle superfici a contatto.

È fondamentale sottolineare che i parametri analizzati per valutare la severità del contatto e la capacità protettiva dei sette oli, ovvero lo spessore specifico del film d'olio (SOFT) e lo spessore minimo (MOFT), vengono calcolati in modo dinamico a partire dalle condizioni imposte dal ciclo WMTC che la moto compie.

Perciò, il calcolo della lubrificazione abbandona la logica stazionaria per svilupparsi lungo un dominio del tempo corrispondente all'intera durata della simulazione transitoria, ovvero 5400 secondi.

Durante questo tempo di guida virtuale, i modelli all'interno di GT-Suite calcolano le grandezze locali accoppiando la risoluzione dell'equazione di Reynolds bidimensionale per la portanza fluida con il modello di contatto stocastico di Greenwood-Tripp per l'attrito.

Quest'ultimo, istruito con i parametri di rugosità superficiale (σ, β, η) calcolati tramite lo script Python, si attiva non appena il film d'olio si assottiglia al di sotto della soglia limite della rugosità degli elementi metallici, permettendo di quantificare, per ogni singolo istante del percorso, lo strato d'olio interposto tra i componenti.

Di seguito viene presentata l'analisi dettagliata per le sette formulazioni in esame.

6.2.1 Comparativa tra le formulazioni di olio – SOFT

Per comprendere a fondo le dinamiche di usura e la capacità portante dei singoli oli, l'analisi si concentra sullo Spessore Specifico del Film d'Olio (SOFT).

Questo parametro adimensionale, calcolato come rapporto tra lo spessore minimo del film e la rugosità superficiale, è l'indicatore principale per determinare il regime di lubrificazione in cui opera un componente.

Tramite l'ambiente di simulazione è stato estrapolato il valore di SOFT medio per i quattro accoppiamenti tribologici più critici del propulsore (bronzine di biella, bronzine di banco, bronzine della distribuzione e gruppo pistone-fasce) ed è stata quantificata la percentuale del tempo totale di simulazione che i componenti trascorrono in condizioni di lubrificazione idrodinamica o mista.

I dati estratti per le sette formulazioni di olio sono raggruppati e sintetizzati nella Tabella 9.

Si ricorda che un valore di SOFT minore di 1 comporta una condizione di lubrificazione limite e quindi contatto tra le superfici, tra 1 e 3 si sta operando in condizione di lubrificazione mista, le punte delle asperità entrano in contatto e superiore a 3 ci si trova in condizione di lubrificazione idrodinamica e quindi perfetta separazione tra le superfici.

Di seguito si riportano i grafici che illustrano la percentuale di tempo trascorsa dai componenti in esame in corrispondenza dei diversi valori di SOFT.

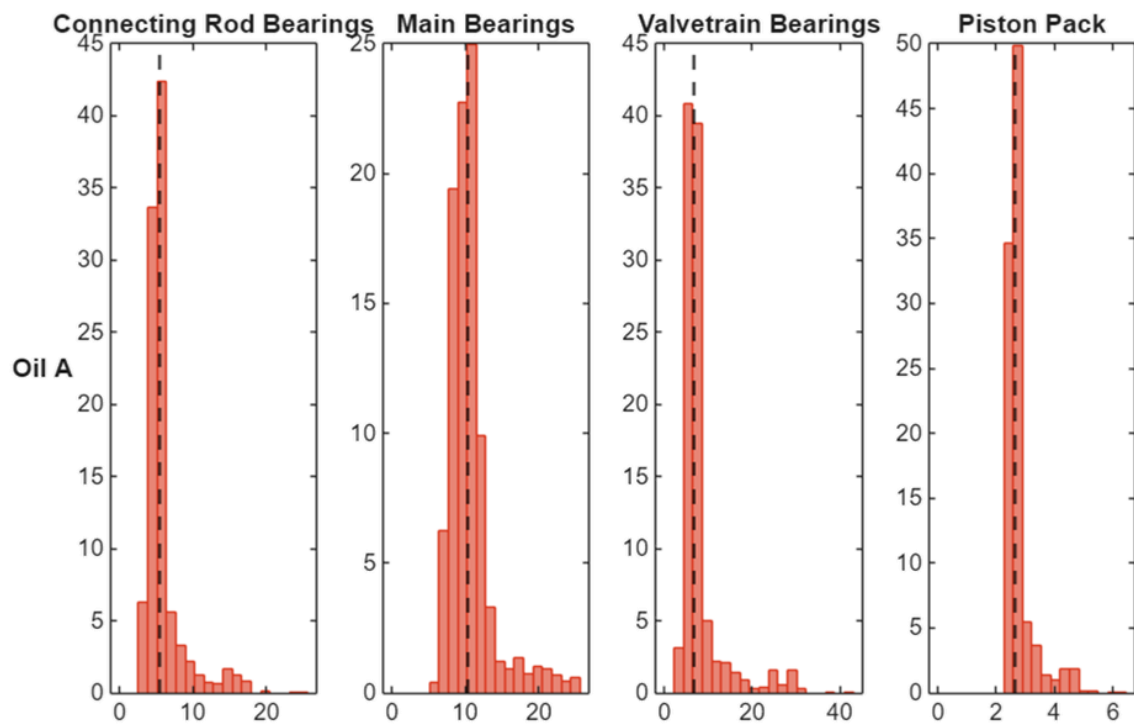


Figura 4848: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 1

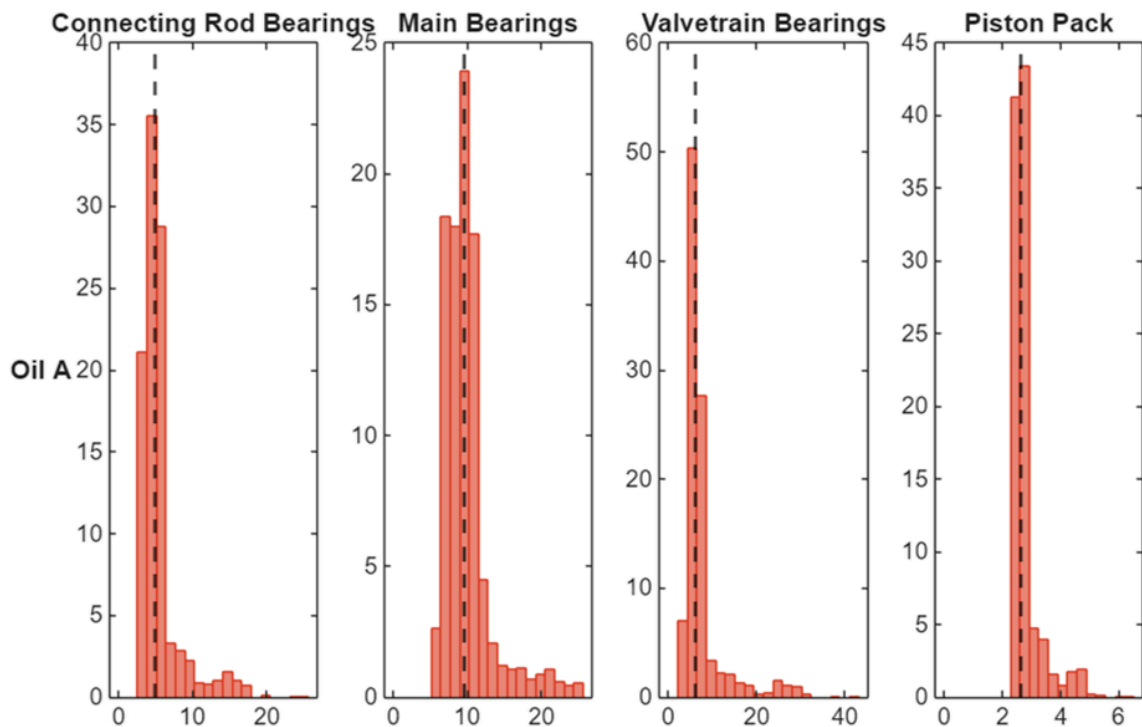


Figura 4949: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 2

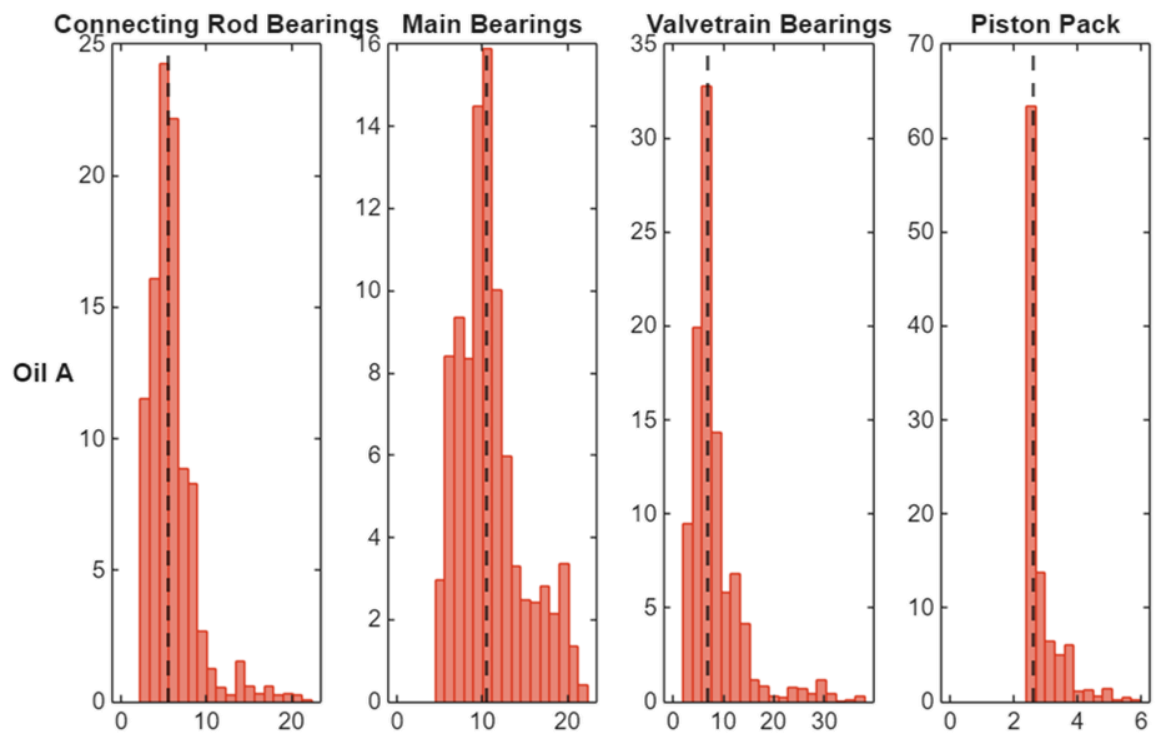


Figura 50: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 3

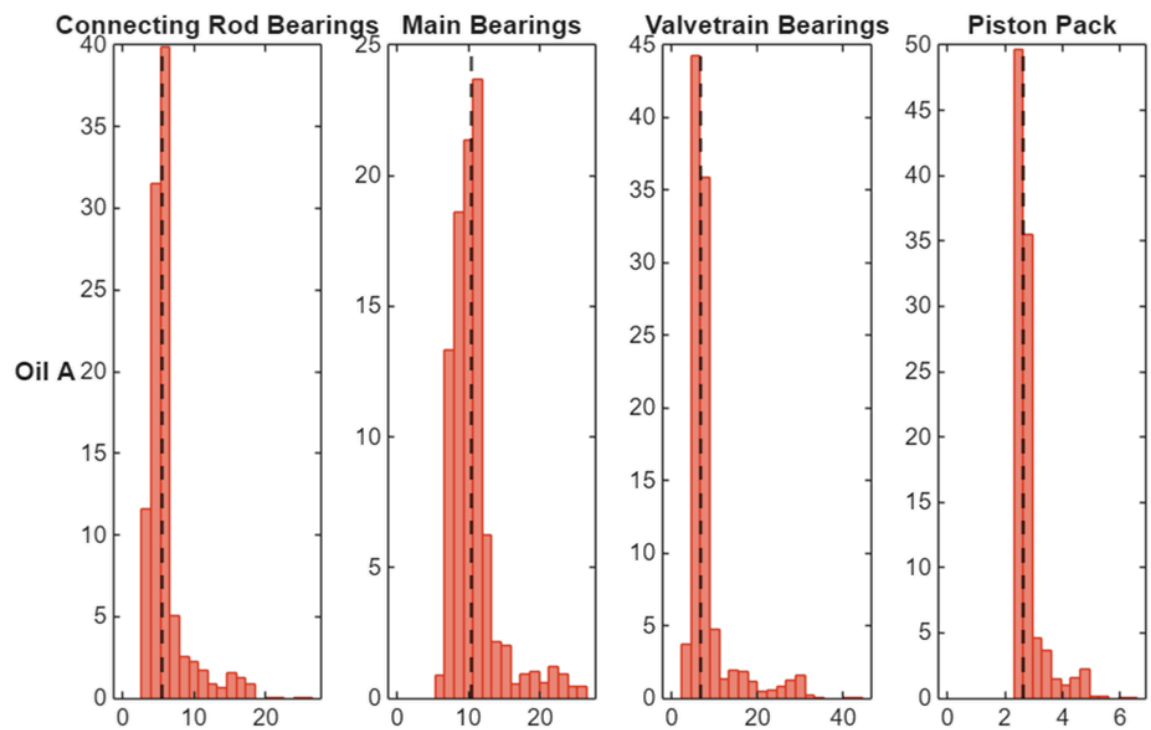


Figura 51: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 4

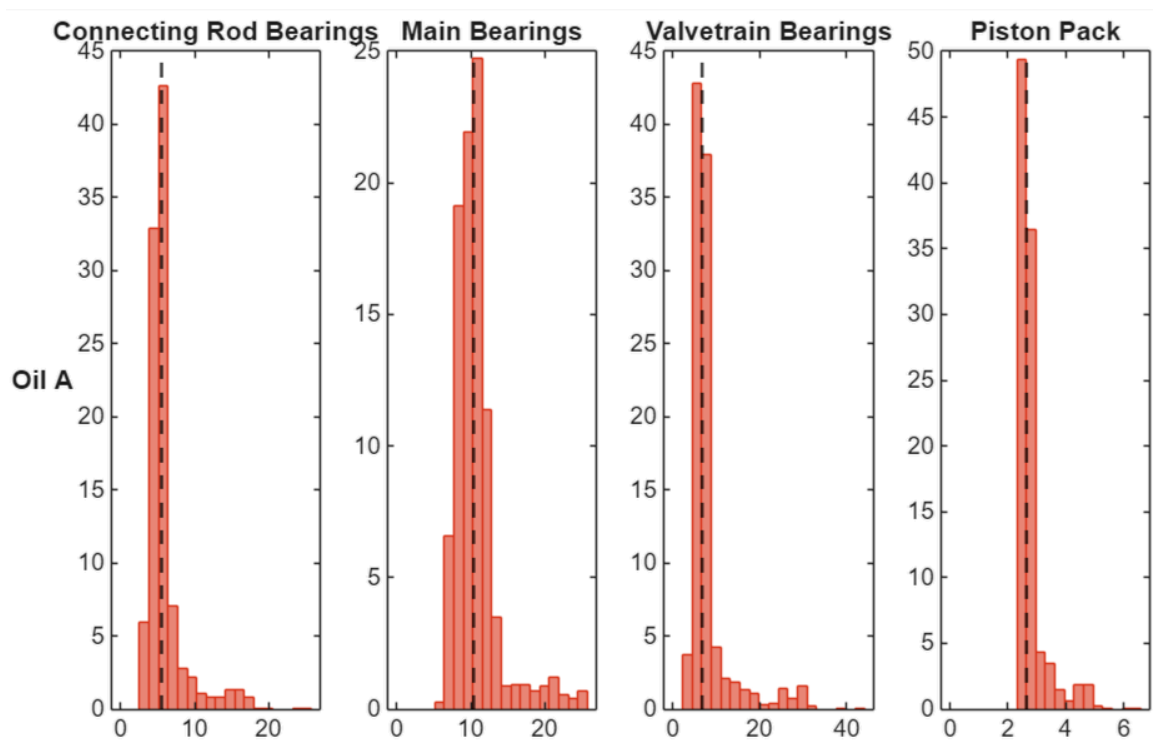


Figura 52: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 5

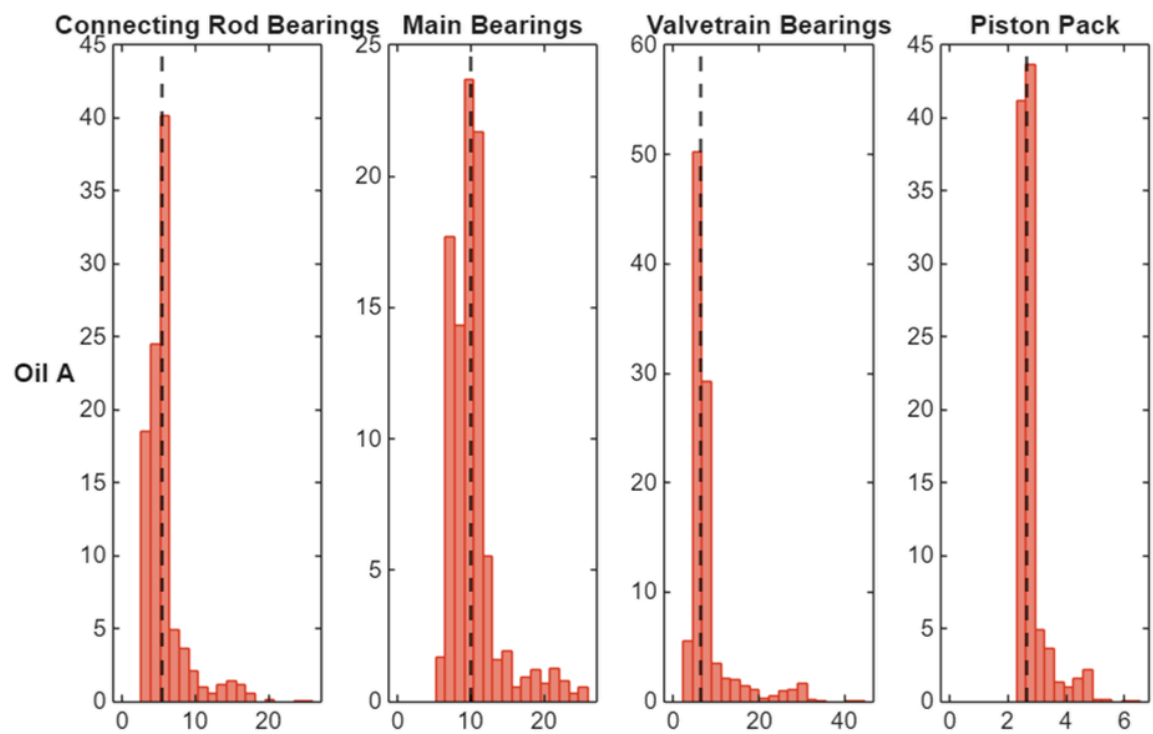


Figura 53: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 10

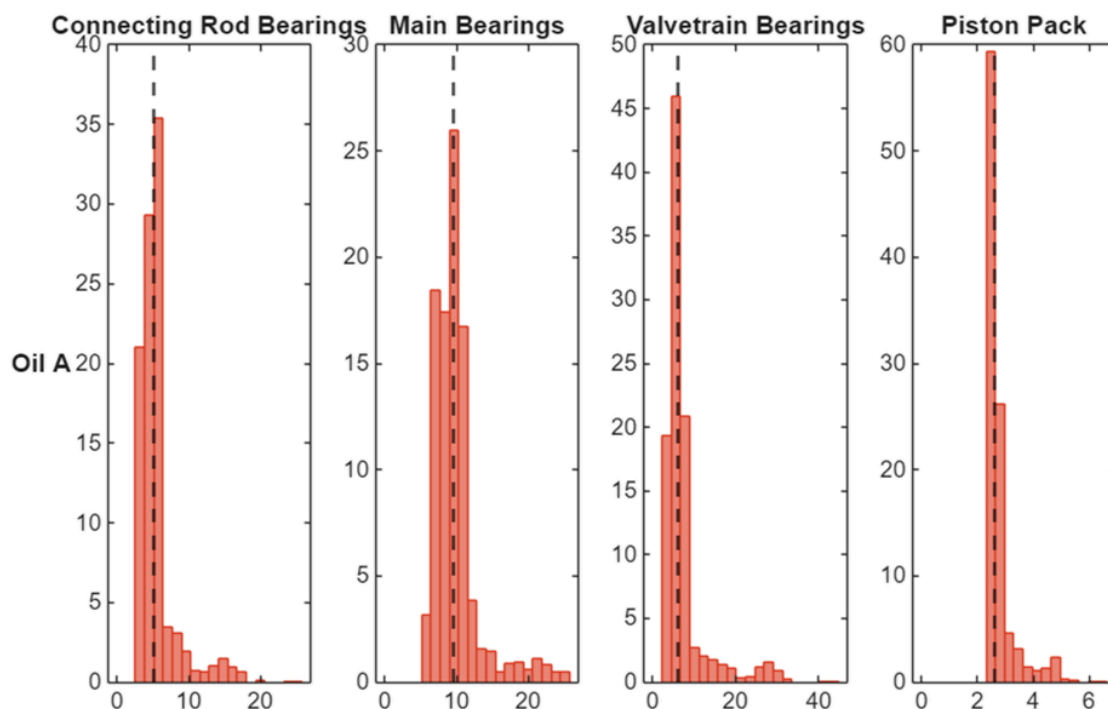


Figura 54: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 11

L'analisi dei dati riportati in Tabella 9 permette di stabilire una descrizione precisa dello stress tribologico all'interno del motore:

Bronzine di banco

Si confermano i componenti meno critici dal punto di vista dell'usura limite. Tutte le formulazioni garantiscono un SOFT medio eccellente e nessuna di esse entra mai in regime di lubrificazione mista.

L'albero motore lavora in un regime di completa portanza idrodinamica e in totale sicurezza per l'intero arco della simulazione.

Bronzine di biella

Sottoposte a carichi impulsivi ben più severi, mostrano differenze marcate tra i fluidi.

L'**Olio 3** spicca per il maggior spessore relativo (SOFT medio pari a 6.0), mentre gli **Oli 1** e **5** si distinguono per la massima capacità di minimizzare il contatto, limitando la lubrificazione mista a un trascurabile 6% del tempo. Al contrario, le formulazioni **2** e **11** mostrano evidenti segni di cedimento dello strato fluido, permanendo nel regime misto per il 21% del ciclo transitorio.

Bronzine albero a camme

In questa sede, l'**Olio 11** manifesta il peggior comportamento, esponendo i supporti a usura mista per il 19% del tempo.

Gli **Oli 1, 4 e 5** si rivelano i più efficaci in questa zona, mantenendo tale percentuale al 4%.

Gruppo pistone-fasce

Come prevedibile dalla letteratura tribologica, l'interfaccia cilindro-pistone rappresenta l'area più gravosa del propulsore.

Il SOFT medio si attesta al 2.6 per tutte le formulazioni, indicando un assottigliamento dello strato d'olio dovuto alle alte temperature e alle pressioni dei gas.

In questo dominio dominato dall'attrito, l'**Olio 3** si comporta marginalmente meglio, limitando il tempo sotto la soglia critica di 3 al 77%. Le formulazioni **2** e **11** si confermano le meno protettive, permettendo il contatto metallico per l'88% del tempo operativo.

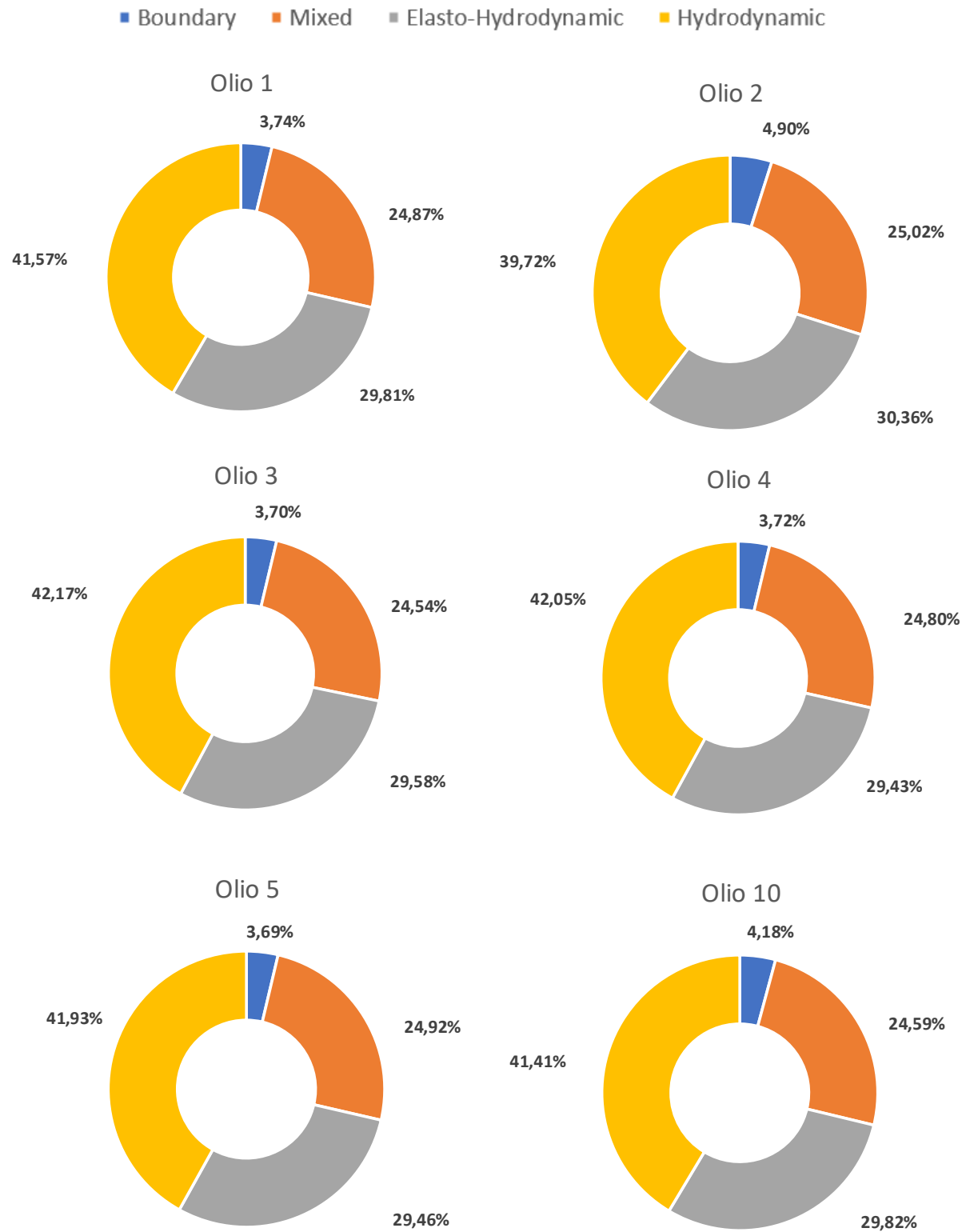
Tabella 9: Valori medi di SOFT e percentuali di permanenza nei regimi di lubrificazione per i componenti critici

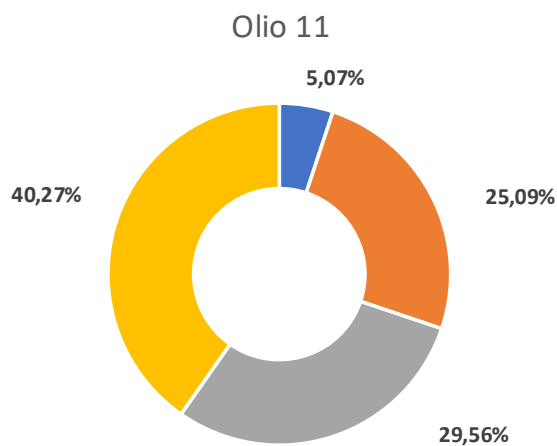
Formulazione	Componente	SOFT Medio	%Tempo lubrificazione idrodinamica (sotto media)	%Tempo Lubrificazione Mista
Olio 1	Cuscinetti di biella	5.0	40%	6%
	Cuscinetti di banco	10.1	48%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	7.5	44%	4%
	Pistone-Fasce	2.6	16%	84%
Olio 2	Cuscinetti di biella	5.0	57%	21%
	Cuscinetti di banco	9.9	38%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	6.0	58%	8%
	Pistone-Fasce	2.6	12%	88%
Olio 3	Cuscinetti di biella	6.0	59%	12%
	Cuscinetti di banco	10.2	43%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	7.5	60%	9%
	Pistone-Fasce	2.6	23%	77%

Formulazione	Componente	SOFT Medio	%Tempo lubrificazione idrodinamica (sotto media)	%Tempo Lubrificazione Mista
Olio 4	Cuscinetti di biella	5.0	44%	12%
	Cuscinetti di banco	10.1	55%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	6.3	48%	4%
	Pistone-Fasce	2.6	15%	85%
Olio 5	Cuscinetti di biella	5.0	39%	6%
	Cuscinetti di banco	10.0	48%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	7.7	47%	4%
	Pistone-Fasce	2.6	15%	85%
Olio 10	Cuscinetti di biella	5.0	38%	18%
	Cuscinetti di banco	10.0	33%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	7.0	55%	5%
	Pistone-Fasce	2.6	15%	85%

Formulazione	Componente	SOFT Medio	%Tempo lubrificazione idrodinamica (sotto media)	%Tempo Lubrificazione Mista
Olio 11	Cuscinetti di biella	5.0	50%	21%
	Cuscinetti di banco	9.9	39%	0%
	Cuscinetti della distribuzione	7.7	64%	19%
	Pistone-Fasce	2.6	12%	88%

6.2.2 Condizioni di lubrificazione dei cuscinetti di banco





L'analisi dei grafici posti anteriormente fornisce la validazione finale allo studio tribologico emerso dalle simulazioni.

La formulazione Olio 10, pur confermandosi la scelta ingegneristicamente superiore per la riduzione degli attriti e la diminuzione dei consumi, manifesta uno spostamento percentuale del funzionamento verso il regime di attrito limite (4,18%).

Al contrario, miscele più viscosi come l'Olio 3, pur minimizzando il contatto tra le asperità superficiali (limite al 3,70% e regime idrodinamico al 42,17%), generano dissipazioni termiche e meccaniche incompatibili con gli attuali target di efficienza globale.

Si deduce pertanto che la calibrazione dell'**Olio 10** rappresenta il compromesso reologico più promettente, a patto di supportare la minore viscosità di base con un'adeguata additivazione chimica di estrema pressione per salvaguardare l'affidabilità dei componenti critici.

Spostando il focus analitico sulla pura massimizzazione della vita utile dei componenti, l'esame dei dati elegge l'**Olio 5** come la formulazione in grado di garantire la migliore protezione meccanica, in particolare per le bronzine di banco.

Tale miscela confina infatti il funzionamento nel regime di attrito limite a un modesto 3,69% del tempo totale di simulazione.

Evitare questa specifica condizione è fondamentale a livello progettuale: l'assenza o l'assottigliamento del film lubrificante comporta il contatto

diretto tra le asperità superficiali in moto relativo, innescando severi fenomeni di usura abrasiva e incrementando drasticamente il rischio di grippaggio localizzato.

Le eccellenti proprietà antiusura dell'Olio 5 sono ulteriormente verificate dal suo mantenimento prolungato (41,93%) in regime puramente idrodinamico, scenario ottimale in cui l'albero motore e la bronzina risultano perfettamente e costantemente separati dallo strato fluido.

All'estremo opposto delle performance si colloca infine l'Olio 11, che si posiziona all'ultimo posto di questa valutazione tribologica.

Accumulando un critico 5,07% del tempo operativo nella pericolosa condizione di attrito limite e presentando valori peggiori in tutte le fasi di transizione della curva di Stribeck rispetto al resto del campione, tale fluido dimostra pesanti limiti formulativi.

Tali risultati decretano l'Olio 11 come una formulazione di bassa qualità, tribologicamente non idonea a preservare l'integrità del motore in esame.

Tabella 10: Tabella riassuntiva comparativa

	Olio 1	Olio 2	Olio 3	Olio 4	Olio 5	Olio 10	Olio 11
Grado SAE	5W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40
KV40 [mm ² /s]	85.74	78.47	95.19	95.19	88.24	89.88	86.14
KV100 [mm ² /s]	13.54	12.63	14.00	13.44	13.99	13.61	13.19
Consumo medio carburante	6.130	6.130	6.093	6.093	6.093	5.987	6.080
Energia totale dissipata	131875	131875	130313	130313	130000	123750	129375
FMEP totale	8791.66	8583.33	8583.33	8583.33	8791.66	7833.33	8458.33
Temperatura media	96.54	95.27	97.45	95.45	96.72	96.36	96.54
SOFT Medio cuscinetti di biella	5.0	5.0	6.0	5.0	5.0	5.0	5.0
SOFT Medio cuscinetti di banco	10.1	9.9	10.2	10.1	10.0	10.0	9.9
SOFT Medio cuscinetti della distribuzione	7.5	6.0	7.5	6.3	7.7	7.0	7.7
Soft Medio pistone e fasce	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6

7 Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi ha riguardato lo sviluppo, l'implementazione e la validazione di una metodologia di simulazione predittiva avanzata in ambiente GT-Suite, finalizzata allo studio e all'analisi di sette formulazioni di olio motore Repsol implementate all'interno del motore della Honda CRF1100L Africa Twin, attraverso la creazione di un vero e proprio modello digitale.

L'elemento di forte innovazione dell'approccio metodologico adottato risiede nel superamento della classica analisi in condizioni stazionarie.

Il comportamento dei fluidi è stato infatti valutato lungo il dominio temporale corrispondente all'intero ciclo transitorio di omologazione internazionale WMTC.

L'integrazione nel solutore dell'equazione di Reynolds bidimensionale e del modello di contatto stocastico di Greenwood-Tripp, istruito con i parametri di rugosità superficiale (σ, β, η) calcolati mediante algoritmi in ambiente Python, ha consentito di monitorare istante per istante lo Spessore specifico del film d'olio e la pressione media effettiva di attrito nei punti più sollecitati del manovellismo e della distribuzione.

L'elaborazione e la discussione dei risultati dettagliati, presentate nel Capitolo 6, hanno permesso di trarre conclusioni definitive dal punto di vista ingegneristico, che possono essere sintetizzate nei seguenti punti principali:

Ottimizzazione dell'Efficienza Energetica Globale

Sotto il profilo macroscopico dei consumi di carburante e della dissipazione energetica globale, l'**Olio 10** si è dimostrato il punto di riferimento.

Grazie a un'eccellente stabilità reologica, questo fluido ha esibito una spiccata resistenza allo sforzo di taglio termico e meccanico, minimizzando le perdite parassite per pompaggio e scorrimento e consentendo di abbassare la curva dei consumi medi stabilizzati al di sotto della soglia dei 6.0 L/100km nella seconda metà del ciclo WMTC.

Valutazione della Protezione Meccanica

L'analisi effettuata sull'angolo di manovella ha svelato la complessa natura del contatto tribologico, evidenziando il fenomeno per la quale la formulazione migliore dal punto di vista dei consumi abbia un risvolto negativo riguardo la protezione dei componenti interni.

Sebbene l'Olio 10 sia stato il migliore sul piano dell'efficienza e della portanza idrodinamica, l'indagine sulle bronzine di banco ha eletto l'**Olio 5** come la formulazione più protettiva in quella specifica sede.

L'Olio 5 è riuscito a limitare il regime di lubrificazione limite ad appena il 3,69% del tempo totale della simulazione, garantendo una condizione di separazione idrodinamica perfetta per il 41,93% del ciclo.

Identificazione delle Formulazioni Critiche

La metodologia predittiva ha definito inoltre quali sono le combinazioni chimiche inadeguate.

L'**Olio 11** è stato il peggiore, essendosi posizionato all'ultimo posto in tutti i valori fondamentali analizzati.

Questo fluido ha mostrato una precoce rottura dello strato idrodinamico, costringendo le bronzine di banco in regime limite per il 5,07% del tempo e facendo registrare i tassi di usura cumulativa e di FMEP istantanea più penalizzanti dell'intera simulazione.

In conclusione, la ricerca ha dimostrato che l'ingegnerizzazione di un lubrificante moderno per applicazioni motociclistiche deve considerare dei compromessi.

La riduzione della viscosità volta al risparmio energetico deve essere bilanciata da un pacchetto di additivi di protezione superficiale (modificatori di attrito ed elementi anti usura), capace di creare strati protettivi dove i carichi impulsivi di combustione annullano la portanza dello strato d'olio.

Sviluppi Futuri

I risultati ottenuti aprono la strada a importanti estensioni del lavoro di ricerca, sia sul piano della modellazione numerica sia su quello della validazione sperimentale:

Sviluppo di due linee di prodotti

Le evidenze emerse dal presente studio pongono le basi ingegneristiche per la definizione di due distinte traiettorie di ricerca e sviluppo in ambito commerciale, ciascuna ottimizzata per uno specifico target prestazionale: la minimizzazione dei consumi del motore e l'estensione del ciclo di vita utile del propulsore.

Da un lato, si suggerisce di adottare le proprietà dell'Olio 10 come base di partenza per lo sviluppo di lubrificanti ad altissima efficienza. L'ottimizzazione futura dovrà mirare a minimizzare ulteriormente l'attrito viscoso interno per abbattere i consumi e le emissioni inquinanti.

Tuttavia, per rendere questa formulazione strutturalmente sicura, sarà indispensabile implementare un pacchetto avanzato di additivi antiusura capaci di compensare l'assottigliamento del cuscinetto idrodinamico.

Parallelamente, la formulazione identificata come Olio 5 rappresenta la base chimica ideale per lo sviluppo di un prodotto commerciale orientato all'affidabilità.

Tale linea sarà specificamente destinata a scenari applicativi che richiedono la massima preservazione dell'integrità dei cinematismi interni.

Questa formulazione si rivela ottimale per quei motociclisti amanti dell'affidabilità che desiderano un motore con poca manutenzione.

Validazione sperimentale su banco prova

Il passo successivo per il completamento di questo studio risiede nel trasferimento dei risultati dall'ambiente virtuale al banco prova.

Risulterà fondamentale sottoporre le formulazioni ottimali a test sperimentali direttamente sul motore Honda, al fine di confrontare empiricamente i dati ottenuti tramite simulazione.

Pur affrontando le lunghe tempistiche e i costi legati ai test di laboratorio, il vantaggio derivante da questa analisi numerica preventiva è l'ottimizzazione delle risorse industriali: avendo già escluso le miscele inefficaci, il processo di validazione fisica si concentrerà esclusivamente sulle formulazioni migliori, diminuendo i costi e i tempi di sviluppo per le nuove gamme Repsol.

Bibliografia e Sitografia

Articoli di Divulgazione, Normative e Stampa

[1] La Gazzetta dello Sport, "Euro 5+ emissioni: cosa cambia per i motociclisti dal 1° Gennaio 2025," Gazzetta.it, 12 dicembre 2024.

[Online]. Disponibile: <https://www.gazzetta.it/motori/la-mia-moto/12-12-2024/euro-5-emissioni-cosa-cambia-per-i-motociclisti-dal-1-gennaio-2025.shtml>.

(Accesso: 15 marzo 2026).

[2] MotoSpia, "Euro 5: da oggi è in vigore la nuova omologazione," Motospia.it.

[Online]. Disponibile: <https://motospia.it/euro-5-da-oggi-e-in-vigore-la-nuova-omologazione/>.

(Accesso: 31 marzo 2026).

[3] Telepass Moveo, "Euro 5 Plus: nuove norme moto 2025," Moveo.telepass.com.

[Online]. Disponibile: <https://moveo.telepass.com/euro-5-plus-nuove-norme-moto-2025/>.

(Accesso: 12 febbraio 2026).

[4] MotoTaller, "Normativas Euro: la Euro 5 (settima parte)," Mototaller.info.

[Online]. Disponibile: <https://mototaller.info/normativas-euro-la-euro-5-7a-parte/>.

(Accesso: 15 marzo 2026).

[5] Innovation City, "Euro 5 e Euro 7: le novità in arrivo per auto e moto," Innovationcity.it.

[Online]. Disponibile: <https://www.innovationcity.it/news/3396/euro-5-e-euro-7-le-novita-in-arrivo-per-auto-e-moto.html>.

(Accesso: 20 marzo 2026).

Fonti Corporate e Case Automobilistiche

[6] Honda Motor Europe, "Honda CRF1100L Africa Twin 2023," Hondanews.eu (Press Release).

[Online].

Disponibile:

<https://hondanews.eu/it/it/motorcycles/media/pressreleases/408806/honda-crf1100l-africa-twin-2023>.

(Accesso: 9 marzo 2026).

[7] Stellantis, "Stellantis Pro One anuncia que la planta de Vigo ha fabricado 2 millones de unidades...", Media.stellantis.com (Press Release).

[Online]. Disponibile: <https://www.media.stellantis.com/es-es/corporate-communications/press/stellantis-pro-one-anuncia-que-la-planta-de-vigo-ha-fabricado-2-millones-de-unidades-de-la-ultima-generacion-de-vehiculos-comerciales-de-las-marcas-peugeot-citroen-opel-vauxhall-y-fiat-professional>. (Accesso: 17 marzo 2026).

[8] Sensofar, "Metrology," Sensofar.com.

[Online]. Disponibile: <https://www.sensofar.com/metrology>.

(Accesso: 11 febbraio 2026).

Tribologia, Lubrificanti e Ingegneria Meccanica

[9] ScienceDirect, "Oil Film Thickness," ScienceDirect Topics.

[Online].

Disponibile:

<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/oil-film-thickness>.

(Accesso: 31 marzo 2026).

[10] Pakelo Lubricants, "Viscosità olio motore SAE J300: aggiornamento 2024," Pakelo.com.

[Online]. Disponibile: <https://pakelo.com/it/magazine/oil-tech-academy/trend-settore/viscosita-olio-motore-sae-j300-aggiornamento-2024>.

(Accesso: 9 aprile 2026).

[11] Pakelo Lubricants, "Low HTHS oil: how does it affect fuel economy," Pakelo.com.

[Online]. Disponibile: <https://pakelo.com/en/magazine/articles/low-hths-oil-how-does-it-affect-fuel-economy>.

(Accesso: 11 aprile 2026).

[12] Nordtest, "Viscosità," Nordtest.it.

[Online]. Disponibile: <https://nordtest.it/viscosita/>.

(Accesso: 9 aprile 2026).

[13] FKV, "Analisi su lubrificante: indice di viscosità," Fkv.it, 11 maggio 2020.

[Online]. Disponibile: <https://fkv.it/strumentazioneDalaboratorio/2020/05/11/analisi-su-lubrificante-indice-di-viscosita/>.

(Accesso: 9 aprile 2026).

[14] Eurolab, "Determinazione della viscosità (ASTM D 445)," Eurolab.net.

[Online]. Disponibile: [https://www.eurolab.net/it/testler/malzeme-testleri/viskozite-tayini-\(astm-d-445\)/](https://www.eurolab.net/it/testler/malzeme-testleri/viskozite-tayini-(astm-d-445)/).

(Accesso: 9 aprile 2026).

[15] Chorus Lubricant Additive, "Engine oil CCS (Cold Cranking Simulator)," Chinalubeadditive.com.

[Online]. Disponibile: <https://it.chinalubeadditive.com/info/engine-oil-ccs-cold-cranking-simulator-visco-82524870.html>.

(Accesso: 9 aprile 2026).

[16] Gates TechZone, "Positive Crankcase Ventilation," Gatestechzone.com, giugno 2021.

[Online]. Disponibile: <https://www.gatestechzone.com/it/notizie/2021-06-positive-crankcase-ventilation>.

(Accesso: 9 aprile 2026).

Documentazione Accademica e Testi Universitari

[17] W. W. Pulkcrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.

[Online PDF]. Disponibile: <https://2k9meduettaxila.wordpress.com/wp-content/uploads/2012/09/engineering-fundamentals-of-the-internal-combustion-engine-2k9meduettaxila-wordpress-com.pdf>.

(Accesso: 19 gennaio 2026).

[18] David García-Rodiño, Javier Blanco-Rodríguez, Martí Cortada-García, Silvia Fernández, Jacobo Porteiro,

"A numerical procedure for calculating roughness parameters for the Greenwood-Tripp model of asperity contact based on 3D measurements," ScienceDirect, 2024.

DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.051.

[Online].

Disponibile:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X24009083>.

(Accesso: 31 marzo 2026).

[19] Serena Bariosco, " Nanoricoprimenti antiusura: realizzazione e analisi," Tesi di Laurea, Politecnico di Torino.

[Online]. Disponibile: <https://webthesis.biblio.polito.it/15426/1/tesi.pdf>.

(Accesso: 31 marzo 2026).

[20] MIT OpenCourseWare, "Lec. 19 Friction and tribology," Massachusetts Institute of Technology.

[Online].

Disponibile:

<https://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2019%20Friction%20and%20tribology.pdf>.

(Accesso: 1° aprile 2026).

[21] CINTECX, "Centro de Investigación en Tecnologías, Energía y Procesos Industriales," Universidade de Vigo.

[Online]. Disponibile: <https://cintecx.uvigo.es/es/>

(Accesso: 4 aprile 2026).

[22] aero.altervista.org, "Ciclo Otto indicato".

[Online].

Disponibile:

https://aero.altervista.org/propulsione/c1/ciclo_Otto_indicato.html

(Accesso: 1° aprile 2026).

[23] P. Bielaczyc, J. Woodburn e A. Szczotka, "Emissions of a Euro 5 Motorcycle over the world harmonized motorcycle test cycle (WMTC)," 2021.

[Online]

Disponibile:

https://www.researchgate.net/publication/352284878_Emissions_of_a_Euro_5_Motorcycle_over_the_world_harmonized_motorcycle_test_cycle_WMTC

(Accesso: 29 aprile 2026).

Indice delle figure

Figura 1: Centro di ricerca CINTECX	7
Figura 2: Curva di Stribeck	10
Figura 3: Lubrificazione limite.....	11
Figura 4: Lubrificazione mista	12
Figura 5: Lubrificazione idrodinamica	12
Figura 6: Sforzo di taglio all'interno di un fluido	13
Figura 7: Modello di Carreau-Yasuda.....	16
Figura 8: Contatto microscopico tra due superfici	19
Figura 9: MOFT tra le bronzine presenti nel motore.....	23
Figura 10: Ciclo reale di un motore 4T benzina.....	25
Figura 11: Distribuzione perdite per attrito in un motore 4T benzina.....	28
Figura 12: Motore Honda 4T 1100cc 2 cilindri in parallelo	31
Figura 13: Mantello del pistone del Honda Africa Twin	32
Figura 14: Effetto dello scampanamento del pistone	33
Figura 15: Rilevazione della rugosità tramite profilometro laser	34
Figura 16: Visualizzazione dei dati acquisiti dal profilometro	35
Figura 17: Codice per la lettura del file contenente di dati	36
Figura 18: Codice per l'eliminazione degli errori di misura	37
Figura 19: Codice per l'eliminazione della curvatura del pistone	38
Figura 20: Codice per distribuire i dati attorno a un piano medio	39
Figura 21: Codice per il calcolo dei parametri di Greenwood	40
Figura 22: Calcolo dei passi di campionamento lungo x e y	40
Figura 23: Calcolo della deviazione standard delle asperità	41
Figura 24: Calcolo della densità superficiale	42
Figura 25: Calcolo del raggio di curvatura medio.....	43
Figura 26: Visualizzazione grafica della superficie del pistone	44
Figura 27: Visualizzazione della rugosità superficiale del pistone	45
Figura 28: Circuito di filtraggio dell'olio motore	51
Figura 29: Viscosimetro per il calcolo della viscosità cinematica	54
Figura 30: Viscosimetro per la misura della viscosità HTHS	56
Figura 31: Viscosimetro per il calcolo della viscosità CCS	58
Figura 32: Viscosimetro per il calcolo della volatilità Noack	60

Figura 33: Grafico comparativo della viscosità cinematica tra i diversi oli	63
Figura 34: Grafico comparativo della viscosità dinamica	64
Figura 35: Grafico comparativo tra le diverse densità degli oli	65
Figura 36: Curve comparative di Carreau-Yasuda	66
Figura 37: Modello di combustione	68
Figura 38: Confronto tra coppia e potenza tra modello e reale	70
Figura 39: Modello del pistone	71
Figura 40: Modello del circuito dell'olio	76
Figura 41: Visualizzazione grafica della mappatura motore.....	78
Figura 42: Modello transitorio.....	79
Figura 43: Grafico comparativo del consumo medio di carburante	82
Figura 44: Grafico comparativo delle perdite totali interne del motore ...	83
Figura 45: Grafico comparativo delle perdite per attrito complessive	84
Figura 46: Grafico comparativo delle perdite istantanee per attrito	85
Figura 47: Grafico comparativo delle temperature medie degli oli.....	86
Figura 48: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 1	90
Figura 49: Tempo di permanenza riferito a valori di SOFT - OLIO 2	90