

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO di INGEGNERIA INDUSTRIALE DIN

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

POWERTRAIN TESTING CALIBRATION & HOMOLOGATION

**Sviluppo di modelli real-time per la valutazione del massimo danno da
detonazione ammissibile per il pistone nell'ambito di strategie innovative per
l'incremento delle prestazioni in motori ad elevata potenza specifica**

CANDIDATO

Stefano Pausini

RELATORE

Chiar.mo Prof. Ing. Niccolò Cavina

CORRELATORI

Prof. Ing. Enrico Corti

Prof. Ing. Davide Moro

Ing. Francesco Boccia

Ing. Guillaume Sigaud De Bresc

Ing. Eleonora Balducci

Anno Accademico 2018/2019

Sessione III

- 1 Introduzione
- 2 La detonazione nei motori spark ignition
 - 2.1 Il fenomeno fisico
 - 2.2 Le motivazioni per utilizzare il motore in condizioni detonanti
 - 2.3 I metodi di indagine del knock
- 3 Il modello di danneggiamento del pistone
 - 3.1 La struttura del modello di danno e l'allestimento hardware
 - 3.2 Il Modello di temperatura pistone
 - 3.3 Il modello di danno
 - 3.4 Il controllo PI
- 4 Il danneggiamento da combustioni detonanti
 - 4.1 La localizzazione del danneggiamento
 - 4.2 L'erosione superficiale e il Polishing
 - 4.3 La perdita di durezza
 - 4.4 La chiusura della cava del primo anello elastico di tenuta
- 5 Le prove per la stima del danno ammissibile
 - 5.1 Le prove di durata su F154BE_UNIBO_01
 - 5.2 Le prove di durata su F154BE_UNIBO_02
- 6 La prova per la verifica del danno ammissibile
 - 6.1 La correlazione dei dati e prima stima del danno ammissibile
 - 6.2 La prova di durata completa su F154BE_UNIBO_04
- 7 Conclusione
- 8 Bibliografia

1 INTRODUZIONE

Il progetto sui cui è stato redatto questo lavoro di tesi, fa parte di una attività più ampia che è iniziata nel 2015 dalla collaborazione tra il reparto Sperimentazione Motopropulsori di FERRARI G.T. e il dipartimento di ingegneria industriale DIN dell'Università di Bologna.

Tale progetto ha come scopo principale lo sviluppo di un modello real-time per il calcolo del danneggiamento da detonazione in motori ad accensione comandata SI (Spark Ignition) ad alta potenza specifica. L'ipotesi fondamentale di tale modello è quella di controllare il livello di knock, così da poter lavorare in condizioni in cui si accumula danno, senza però arrivare alla perdita di funzionalità del motore. Questo poiché in condizioni detonanti oltre al danneggiamento si ha anche un aumento dell'efficienza di combustione e quindi delle performance.

La ragione principale per cui sviluppare tale sistema è legata alla necessità da parte di tutte le aziende produttrici di motori a combustione interna di mettere sul mercato propulsori con prestazioni sempre più elevate. Questo sia dal lato dei consumi per far fronte alle norme di omologazione sempre più stringenti, sia dal lato della potenza e della coppia prodotta, che di base vengono richieste per essere più appetibili sul mercato rispetto ai competitor.

Tale modello permette sulla carta di aumentare l'efficienza di combustione senza che vi sia bisogno di modifiche ai componenti del motore. Questo di per sé risulta estremamente vantaggioso visti i numerosi step necessari dalla progettazione di una parte alla sua messa in produzione. Basti pensare che oltre ai costi di realizzazione di un nuovo componente prototipale, solitamente sono necessarie centinaia di ore al banco prove prima di poter deliberare una nuova soluzione e quindi aggiornare i motori di serie. Oltre alla possibilità dell'aumento di performance senza modifiche di progetto, bisogna anche considerare che non è banale aumentare le prestazioni di un motore senza aumentarne anche i consumi o le emissioni. Pertanto il modello di danneggiamento da detonazione risulta una soluzione molto appetibile per lo sviluppo delle prestazioni.

Come già detto, il progetto ha avuto inizio nel 2015 e ad oggi ha già dato dei primi risultati parziali, che seppur non definitivi, risultano molto promettenti. All'inizio dell'attività è stato fondamentale indagare i principali tipi di danneggiamenti da knock visibili sui componenti del motore.

Per farlo è stato utilizzato un motore turbocompresso con iniezione diretta in camera, sul quale durante le prove al banco è stato mantenuto costante il livello di detonazione su base percentile. In questo modo è stato possibile iniziare a raccogliere dati sui danneggiamenti rilevati a seconda dell'intensità della detonazione. Per il motore in questione, dotato di pistoni in lega di alluminio silicio e canne in acciaio, si è notato che il componente più danneggiato è sempre stato il pistone. Per cui sull'attività relativa a questo lavoro di tesi, in cui è stato utilizzato un motore simile a quello dell'inizio dell'attività, si è continuato a considerare il pistone come parte più sensibile al danneggiamento da knock.



Figura 1 Pistone eroso in seguito a combustioni detonanti

In seguito a queste prime prove è stata realizzata una prima versione del modello di danno in cui a seconda della temperatura del pistone e dell'intensità di detonazione, è stato stimato un danneggiamento che durante la revisione del motore è stato confrontato con lo stato reale dei componenti. Successivamente per avere un riferimento real time all'interno del modello fra il danno calcolato e quello realmente attuato, è stata fatta una modifica alla struttura del controllo. In particolare è stato introdotto un blocco di conversione in modo che il danno accumulato fosse riferito allo stato fisico dei pistoni invece che ad un indice calcolato. Quindi per verificare la relazione fra il danneggiamento calcolato e quello reale,

sono stati testati diversi set di pistoni attuando di volta in volta un target di danneggiamento diverso per ogni set. In questo modo è stato possibile anche constatare la stabilità del modello di danno, verificando che a parità del livello di detonazione attuato, corrispondesse anche un danneggiamento di pari entità su pistoni diversi. Quindi per definire univocamente il danno accumulato è stato creato un ranking progressivo basato sull'analisi visiva delle zone danneggiate. Così è stato possibile valutare il danno riportato da campioni diversi indipendentemente dalla localizzazione o dalla concentrazione del danneggiamento.

Una volta sperimentata questa prima versione del controllo, l'obiettivo che ci si è preposti è stato quello di trovare il danno sostenibile dal motore utilizzato per questo lavoro di tesi. Le ragioni principali per la ricerca del limite funzionale sono due. La prima, dipende dalla possibilità di verificare la robustezza e la precisione del modello nel mantenere il target di danno imposto, durante una prova di durata. L'altra ragione, è data dalla possibilità di verificare la potenzialità del modello di danno in termini di aumento delle prestazioni. Infatti il limite superiore al miglioramento delle performance è dipendente prima di tutto dalla possibilità di avere più combustioni detonanti senza causare la perdita di funzionalità per i componenti del motore. Per queste ragioni, in questo lavoro di tesi verranno analizzati, fra gli altri, anche i componenti e i parametri operativi del motore per definire quale sia fra tutti l'elemento che determina il KO funzionale.

Indirettamente questo studio servirà anche per capire meglio i fenomeni di danneggiamento da detonazione che ad oggi, sotto molti aspetti, non sono ancora stati compresi a pieno. Oltre a questi temi che verranno trattati nei capitoli successivi, non è ancora chiaro se il danneggiamento arrecato con il modello attivo, rimanga stabile quando questo viene disattivato. Di conseguenza andrà appurato anche che il motore non abbia una precoce deriva funzionale con il modello disattivato, a causa del danneggiamento precedentemente accumulato. Per queste ragioni, durante l'attività, sono state fatte diverse prove di durata, e di seguito verranno analizzati e correlati, i dati raccolti al banco prova e allo smontaggio dei pistoni testati.

Per comprendere al meglio i dati analizzati durante le prove al banco e per completezza alla trattazione, è necessario approfondire alcuni dei sistemi che monta di serie il motore utilizzato per lo studio. Tale propulsore appartiene alla famiglia F154, sigla utilizzata dalla casa di Maranello per indicare i motori a 8 cilindri disposti a V di 90°. Il motore, avente un sistema di lubrificazione a coppa umida, dispone di una cilindrata di 3855cc, con 82mm di

corsa per 86.5mm di alesaggio, ed è sovralimentato da due turbocompressori, uno per bancata, in cui la turbina è di tipo Twin Scroll.



Figura 2 Motore Ferrari F154BE

Questo tipo di turbo si differenzia per la presenza di due canali e due ugelli, per l'ingresso dei gas di scarico sul lato turbina, invece del singolo ingresso del turbo single stage. I due ingressi in genere sono di dimensione diversa. Solitamente uno è più grande, con un angolo di ingresso piccolo per minimizzare le perdite a elevate portate, ed uno è più piccolo con angolo di ingresso più elevato per avere una risposta immediata lato compressore, così da minimizzare il turbo lag. La sovralimentazione con turbocompressore è stata adottata da Ferrari solo negli ultimi anni sui motori V8 di serie e di fatto ha permesso di aumentare le prestazioni sia in termini di potenza che efficienza. Questo miglioramento è dovuto ad un aumento della densità dell'aria aspirata ad ogni ciclo, che come si può vedere dalla formula sottostante influenza direttamente la potenza prodotta dal motore. Il vantaggio legato all'utilizzo di questo tipo sovralimentazione, sta nel recupero dell'energia contenuta in forma entalpica nei gas di scarico. Infatti tramite la turbina che viene calettata sullo stesso albero del compressore, è possibile mettere in rotazione la girante di quest'ultimo che comprimendo l'aria in ingresso al motore, ne aumenta anche la densità.

$$P_0 = \eta_{vol} V_d \rho_{air} K' \eta_{th} \eta_c \eta_i \eta_0 \frac{n}{2} \quad \text{con} \quad \left\{ \begin{array}{l} P_0 = \text{potenza netta} [kW] \\ V_d = \text{cilindrata} [m^3] \\ \rho_{air} = \text{densità aria aspirata} [Kg m^{-3}] \\ K' = \text{tonalità termica} [KJ Kg^{-1}] \\ \eta_{vol} = \text{redimento volumetrico} [-] \\ \eta_{th} = \text{redimento termodinamico} [-] \\ \eta_c = \text{redimento di combustione} [-] \\ \eta_i = \text{redimento indicato} [-] \\ \eta_0 = \text{redimento organico} [-] \\ n = \text{numero di giri} [s^{-1}] \end{array} \right.$$

Equazione 1 Potenza netta di un motore ad accensione comandata

I motori turbo, oltre all'angolo di apertura farfalla, dispongono anche di un altro parametro per la regolazione del carico. All'interno della cassa turbina è infatti presente una valvola, chiamata Wastegate, che aprendosi, crea una via preferenziale per i gas di scarico rispetto a quella del canale palare. Parzializzando l'apertura di tale valvola è quindi possibile decidere la quantità dei gas di scarico che vanno ad espandere in turbina mettendo in rotazione l'alberino del turbo. Regolando quindi la percentuale di chiusura della Wastegate è possibile regolare il numero di giri del compressore, a cui corrisponde una certa pressione di sovralimentazione. Quando la valvola è completamente chiusa invece, tutti i gas di scarico possono produrre lavoro, massimizzando la pressione di boost all'uscita del compressore.

Il motore è anche dotato del sistema di iniezione diretta in camera di combustione GDI (Gasoline Direct Injection). Questo sistema nato all'inizio degli anni 90' per risolvere il problema dell'inefficienza dei motori SI a bassi carichi, è oggi largamente diffuso anche sulle utilitarie con lo scopo di limitare i consumi. Infatti il sistema GDI sta andando a sostituire i tradizionali sistemi a iniezione indiretta PFI (Port Fuel Injection), grazie all'eliminazione di quello che è il fenomeno dell'adesione del film fluido di carburante alle pareti del collettore di aspirazione. Questo film a causa della dinamica di deposito ed evaporazione della benzina sulle pareti del condotto d'aspirazione, genera un errore sulle masse iniettate rispetto a quelle attuate dall'unità di controllo motore ECU (Engine Control Unit). Grazie a dei modelli predittivi, come il modello di Aquino, è possibile calcolare delle correzioni sulla quantità di carburante da iniettare per ogni ciclo. Tuttavia questi modelli non sono sufficienti a ridurre l'errore tanto da competere con i sistemi GDI, che iniettando il carburante direttamente in camera, non risentono di questo problema.

- 1 Activated-charcoal canister,
- 2 Check valve,
- 3 Canister-purge valve,
- 4 Intake-manifold pressure sensor,
- 5 Fuel rail/Injector,
- 6 Ignition coil/Spark plug,
- 7 Phase sensor,
- 8 Electric secondary-air injection pump,
- 9 Secondary-air injection valve,
- 10 Air-mass meter,
- 11 Throttle-valve assembly (ETC),
- 12 EGR valve,
- 13 Knock sensor,
- 14 RPM sensor,
- 15 Temperature sensor,
- 16 Lambda oxygen sensor,
- 17 Electronic control unit (ECU),
- 18 Diagnosis interface,
- 19 Diagnosis lamp,
- 20 Vehicle immobilizer,
- 21 Tank pressure sensor,
- 22 In-tank pump assembly,
- 23 Accelerator-pedal module,
- 24 Battery.

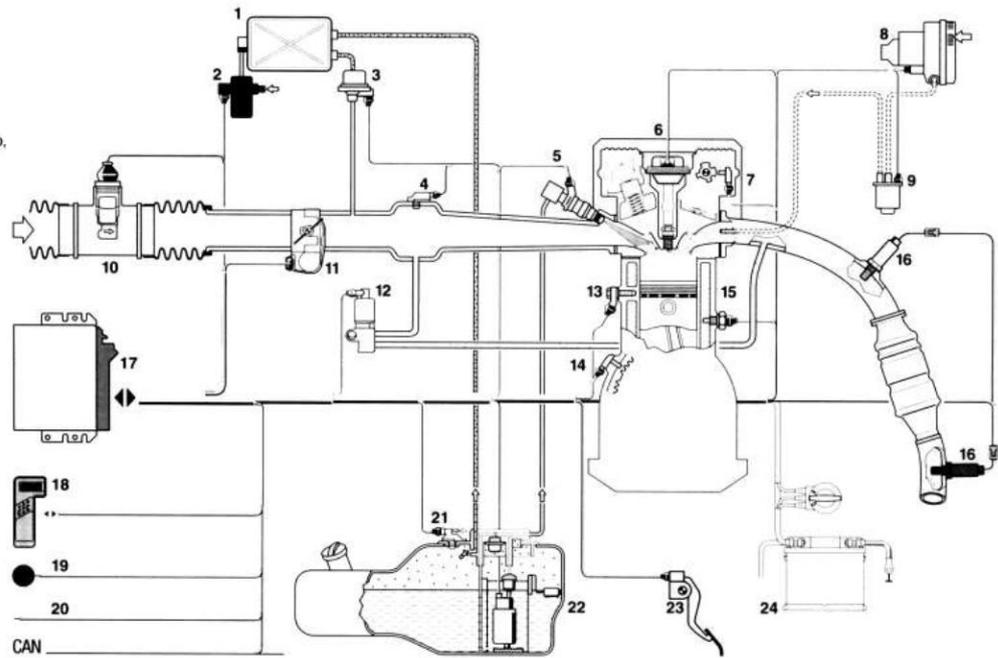


Figura 3 Schema di funzionamento GDI

Un'altra ragione per preferire i sistemi GDI ai tradizionali PFI è il tempo utile in cui la ECU calcola e attua l'iniezione di benzina in ogni cilindro ad ogni ciclo. Infatti nei sistemi PFI, dovendo immettere la benzina prima della chiusura della valvola di aspirazione IVC (Intake Valve Closing), è necessario che il calcolo della massa da iniettare sia completato con abbastanza anticipo da permettere anche l'iniezione del carburante stesso. Nei sistemi GDI invece, il momento in cui iniettare il carburante va dall' IVO (Intake Valve Opening), così da poter sfruttare la turbolenza dell'aria per fare avvenire l'evaporazione della benzina, fino allo scocco della scintilla.

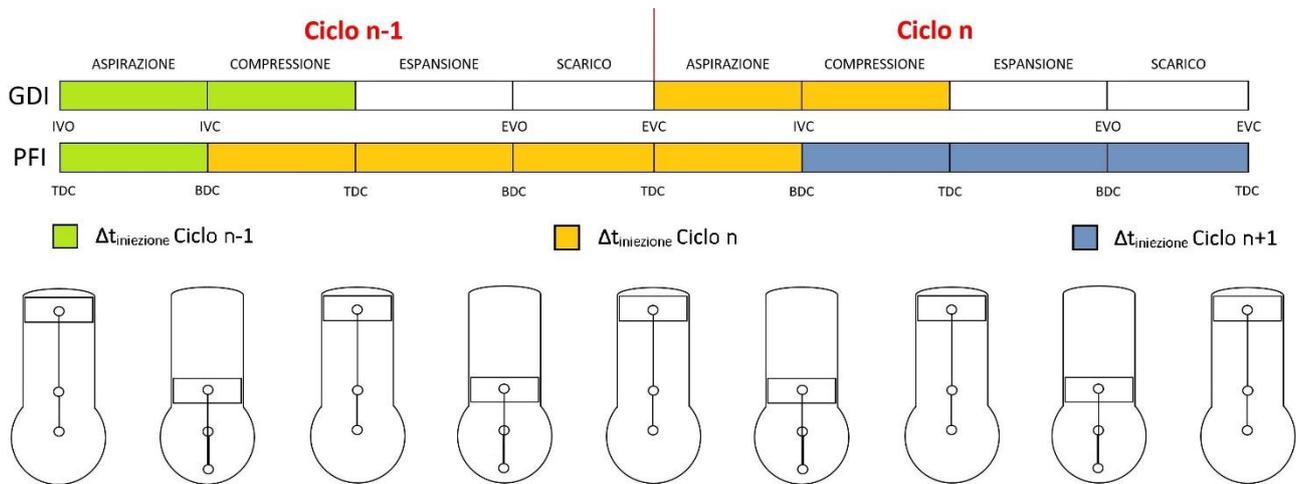


Figura 4 Confronto tempi di iniezione GDI vs PFI

Di conseguenza, soprattutto nei transitori, il sistema GDI permette alla ECU di effettuare il calcolo della massa da iniettare basandosi su dei dati più recenti. Infatti avendo a disposizione anche tutta la fase di compressione per effettuare l'iniezione, questo sistema intrinsecamente commette degli errori più bassi sul λ target. Tuttavia avendo un minor tempo disponibile per effettuare l'iniezione rispetto ai sistemi PFI, è necessario effettuare l'iniezione diretta in camera a pressione molto più elevata, in genere di due ordini di grandezza superiore.

Il motore utilizzato in questo studio ha un sistema di lubrificazione a coppa umida. Tale sistema normalmente utilizzato sulle vetture stradali, è composto da un circuito di lubrificazione motore con una sola pompa di mandata. Questa trascinata dall'albero motore, aspira l'olio dalla coppa che chiude inferiormente il sotto basamento, e lo mette alla pressione di mandata del circuito. Una volta in pressione, l'olio è raffreddato tramite uno scambiatore acqua-olio, quindi arrivando al filtro viene ripulito dai residui di metallo dovuti all'usura dei componenti. Dopo aver raffreddato e filtrato il lubrificante, vengono alimentate tramite un canale centrale le utenze principali del motore, ovvero le bronzine di banco e biella, i getti olio dei pistoni, le delle teste motore e i turbi. Oltre a queste utenze principali, vengono lubrificate a partire dal canale principale anche tutte le utenze secondarie, come ad esempio gli ausiliari, in modo che ogni componente possa ricevere la giusta quantità di olio.

Nei motori a combustione interna, uno dei parametri fondamentali che va sempre tenuto sotto osservazione, per monitorare lo stato di salute del motore è la portata di blow by. Questa portata consiste nei gas che normalmente trafilano dalla camera di combustione al basamento attraverso gli anelli di tenuta elastica del pistone, generando un aumento della pressione nel carter. Questo aumento di pressione se i gas non vengono fatti sfogare, porta alla perdita di prestazione, per l'aumento delle perdite di pompaggio che nella corsa di discesa, durante la fase di aspirazione ed espansione, costringono il pistone a dover vincere la resistenza generata dai gas. Inoltre, con la normale usura di canna, pistone e segmenti, queste portate tendono ad aumentare nel tempo, causando oltre a una perdita di performance, anche la perdita di funzionalità del motore.

Questo avviene quando si ha un importante aumento della portata di blowby che causa anche il sensibile aumento della pressione nel basamento che a sua volta può innescare l'esplosione di questi gas danneggiando i componenti e le guarnizioni del motore. Infatti i

gas di blowby essendo composti principalmente da vapori di benzina, residui della combustione e vapori di olio risultano pericolosamente infiammabili. Nei motori stradali, non potendo disperdere nell'ambiente i gas di blow by, è previsto un circuito dedicato che lavora congiuntamente al circuito di lubrificazione, per lo smaltimento di questi gas. In particolare, i gas scendono prima nel basamento durante la fase di combustione attraverso le fasce elastiche, per poi risalire fino al coperchio testa. Da qui vengono prelevati e mandati in un separatore, per fare ricondensare i vapori di olio. Una volta avvenuta la separazione i gas vengono mandati a monte del sistema di aspirazione, per poi essere bruciati in camera di combustione. Il passaggio del separatore risulta essere molto importante al fine di ridurre il consumo olio, dal momento che tutto l'olio che viene fatto ricondensare non viene bruciato, ma riportato in coppa dove può essere riaspirato dalla pompa di mandata.

Dopo aver introdotto l'attività su cui è incentrato questo lavoro di tesi ed esposto a livello teorico i principali sistemi presenti sul motore utilizzato in questo studio, nei capitoli seguenti verrà approfondito il fenomeno della detonazione nei motori SI. Successivamente verrà trattato il modello di danno nella sua struttura ed evoluzione, fino alla versione utilizzata per le prove di durata, andando a descrivere anche i principali danneggiamenti riscontrati nei casi in esame. Verranno quindi esposti i dati raccolti per la stima del danno ammissibile, sia dal lato acquisizioni al banco prova, che lato analisi sui campioni testati, andando poi a fare una prima stima del danno tollerabile senza avere la perdita di funzionalità. Infine verranno discussi i risultati della prova di durata completa fatta per la consuntivazione del danno massimo attuabile nella vita del motore.

2 LA DETONAZIONE NEI MOTORI SPARK IGNITION

2.1 Il fenomeno fisico

Nei motori ad accensione comandata una delle forme anomale di combustione è la detonazione, che di fatto pone dei limiti progettuali e operativi significativi. Questo fenomeno è direttamente collegato alle caratteristiche del combustibile e del motore. In particolare è direttamente influenzato dalla velocità del fronte di fiamma laminare, dal ritardo d'accensione e dai parametri geometrici e operativi della camera di combustione e del motore.



Figura 5 Il fenomeno fisico della detonazione

In condizioni normali allo scocco della scintilla, la massa di miscela vicino alla candela si innesca e il fronte di fiamma si muove andando a innescare a sua volta la miscela presente in tutta la camera di combustione. In assenza di anomalie si parla di fronte di fiamma laminare, a cui solitamente è associata una velocità per indicare la rapidità con cui avviene la combustione. Tale valore dipende dalla rapidità con cui viene scambiata massa ed energia nella zona adiacente al fronte di fiamma e alla rapidità con cui avvengono le reazioni chimiche. Quando si ha detonazione, succede che parte della miscela "fresca", ovvero che non è ancora stata raggiunta dal fronte di fiamma, raggiunge le condizioni di temperatura e pressione per innescarsi senza necessitare di una sorgente esterna di calore. In altri termini al diminuire della velocità del fronte di fiamma laminare, aumenta il tempo a disposizione per la miscela fresca per auto-innescarsi dando origine appunto ad un secondo fronte di fiamma. Una volta che il fronte di fiamma laminare, generato dalla candela, incontra quello

generato dalla massa fresca auto-innescata, si ha un brusco rilascio di energia che fa incrementare notevolmente la pressione. Questo perché il rilascio di calore, avviene a velocità molto elevata a causa del forte gradiente di pressione dovuto all'incontro dei due fronti di fiamma in un volume praticamente costante. Tale rilascio è talmente rapido che avviene a velocità superiore a quella della propagazione della pressione in camera. Basti pensare che di norma, il fronte fiamma che regola la velocità di rilascio dell'energia è dell'ordine di qualche decina di metri al secondo, mentre in questo caso la velocità è di almeno due ordini di grandezza superiore, andando quindi a superare anche la velocità del suono. Ciò comporta che in una combustione detonante, vi sia una pressione in camera disomogenea, che a differenza del caso di combustione laminare porta alla propagazione di più fronti d'onda in camera. Queste propagazioni estremamente più rapide delle normali combustioni, vanno ad eccitare le frequenze naturali delle pareti della camera. In altri termini, il rilascio di energia è talmente rapido da essere paragonabile ad un impulso che va ad eccitare la risposta libera della camera di combustione.

I modi di vibrare della camera possono essere radiali o circonferenziali, dal momento che quelli assiali risultano trascurabili essendo lo spazio praticamente piatto al TDC, quando avviene la detonazione. La frequenza di risonanza che viene eccitata cambia a seconda dei modi radiali (m) e dei modi circonferenziale (n) che vengono considerati, per cui teoricamente è possibile trovare la frequenza naturale di un cilindro conoscendone i modi e le caratteristiche geometriche.

$$f_{m,n} = x_{m,n} \frac{c_s}{\pi D}$$



Figura 6 Modi di vibrare della camera di combustione

Una delle altre variabili da prendere in considerazione nel momento in cui si vogliono stimare le frequenze naturali del cilindro, è la posizione del sensore di pressione. Infatti ponendosi in un nodo, si può essere in prossimità di uno dei modi di vibrare della camera, che nel caso fanno sì che alcune componenti in frequenza del segnale di pressione rimangano "invisibili" al sensore.

Come spiegato sopra, il fenomeno della detonazione è strettamente legato sia ai parametri geometrici del cilindro che a quelli operativi. In particolare rispetto alle caratteristiche geometriche, all'aumentare della distanza massima fra la candela ed un qualsiasi altro punto della camera aumenta sensibilmente la tendenza a detonare. Infatti maggiore sarà questa distanza, maggiore sarà il tempo necessario al fronte di fiamma per raggiungere la miscela fresca periferica, che quindi avrà più tempo per auto-innescarsi. Per questa ragione esiste un limite dato dal knock sull'alesaggio massimo del pistone, dal momento che all'aumentare del diametro del cilindro, aumenta anche la distanza massima dalla candela.

Un altro parametro geometrico che aumenta la tendenza a detonare è il rapporto di compressione (Compression Ratio r_c). Questo si definisce come il rapporto fra volume massimo del cilindro e quello minimo, ovvero il volume della sola camera di combustione. La relazione fra rapporto di compressione e detonazione, viene anche utilizzata per caratterizzare il potere antidetonante di un carburante attraverso delle prove eseguite su un motore 4 tempi che ha la caratteristica fondamentale di avere un r_c variabile. In particolare la tendenza a detonare della benzina è definita in base al numero di ottano che può essere ottenuto con il metodo RON (Research Octane Number). La prova consiste nel aumentare r_c , utilizzando il combustibile da caratterizzare fino a che non si arriva ad una certa intensità di detonazione. Quindi trovato r_c critico per cui si ha una certa intensità di knock, lo si mantiene costante e si alimenta il motore utilizzando altri due combustibili di cui è già noto il numero di ottano. Prima si utilizza l'isooctano (2,2,4-trimetilpentano) che ha RON 100, poi mantenendo sempre lo stesso r_c critico, si inizia ad aggiungere una percentuale nota di n-eptano che ha RON 0, fino a raggiungere lo stesso livello di detonazione raggiunto con il carburante da caratterizzare. Quindi conoscendo le percentuali di carburante a resistenza massima e minima alla detonazione, che portano alla stessa intensità di knock, a parità di r_c , è possibile determinare il numero di ottano con il metodo RON.

Oltre a questi parametri geometrici, anche le condizioni operative determinano l'intensità della detonazione. Infatti all'aumentare della temperatura e della pressione in camera di combustione si facilita il raggiungimento delle condizioni di auto-innesco della miscela fresca lontana dalla candela. Di conseguenza durante la fase di combustione, il fronte di fiamma laminare avrà meno tempo per innescare tutta la miscela fresca prima che questa detoni. In altri termini, man mano che la combustione diventa più calda e a pressione più elevata, sarà necessaria una velocità del fronte di fiamma laminare maggiore per non detonare. Vista la

dipendenza del knock da pressione e temperatura di combustione, è facilmente intuibile come, la pressione di sovralimentazione, il carico, la temperatura della miscela in ingresso e quella dell'olio siano intensificatori del knock. Infatti all'aumentare di tutti questi parametri si ha un chiaro aumento della tendenza ad avere combustioni detonanti. Per quanto riguarda invece il rapporto aria benzina della miscela, non si ha un comportamento monotono della tendenza a detonare. Infatti, seppure per motivi diversi, sia con una miscela magra, che con una molto grassa si ha una diminuzione della probabilità di avere knock. Nel primo caso, nonostante avere $\lambda > 1$ comporti di norma un aumento delle temperature di combustione, avendo una minor quantità di benzina in miscela, è necessaria anche una temperatura maggiore per fare avvenire l'auto-accensione. Nel secondo caso invece, a $\lambda \ll 1$, aumenta la quantità di calore necessaria per fare avvenire l'evaporazione della benzina, di conseguenza diminuisce anche la temperatura in camera, rendendo meno probabile una combustione detonante. Quando invece λ è leggermente inferiore a 1, quindi a combustione lievemente grassa, si hanno le condizioni ottimali per fare avvenire l'auto-accensione della miscela più lontana dalla candela, dando quindi origine al knock. Come l'AFR, anche il numero di giri non ha una influenza univoca sulla tendenza a detonare, e in genere questa tendenza varia anche a seconda del motore. Infatti a diversi RPM, l'aria in ingresso al motore va a riempire la camera di combustione in modo diverso. Quindi, al momento dell'iniezione della benzina, si avranno zone localmente più o meno miscelate, che daranno quindi origine a fenomeni detonanti più o meno intensi. Rispetto a tutti i parametri elencati fino ad ora che hanno un'influenza sul knock, ne esiste uno che sicuramente è più rilevante degli altri, ovvero l'anticipo di accensione. Questo parametro operativo, determina il momento in cui la candela scocca la scintilla innescando il fronte di fiamma laminare. A seconda di quando questo avviene, si avrà una certa velocità di combustione dettata dalla posizione del pistone rispetto al TDC. Tale posizione, infatti, identifica anche la distanza massima a cui si può trovare miscela fresca lontano dalla candela, ovvero determina anche il tempo minimo necessario perché venga bruciata tutta la carica di un ciclo. Perciò tanto più è lontano il pistone dal punto morto superiore, quando viene attuata la scintilla, tanto maggiore è il tempo che impiega il fronte di fiamma a raggiungere tutta la miscela in camera. Pertanto all'aumentare dell'anticipo, in termini di CA°_{BTDC} (Crankshaft Angle Before Top Death Centre), corrisponderà anche un aumento della tendenza a detonare. In genere questo parametro è anche il più utilizzato per controllare l'intensità di detonazione. Infatti, oltre ad essere direttamente correlato al knock, l'anticipo gode della caratteristica di essere una

attuazione facilmente controllabile, con una buona precisione, che all'occorrenza permette di effettuare anche manovre di protezione rapide ed efficaci.

2.2 Le motivazioni per utilizzare il motore in condizioni detonanti

Fino a pochi anni fa, vista la pericolosità del knock, tutti i produttori di motori SI, si sono sempre limitati a calibrare e mappare il motore in modo da non arrivare alle condizioni ideali per detonare. Infatti vista la variabilità ciclica della combustione non è possibile conoscere a priori con esattezza l'intensità e la frequenza dei fenomeni detonanti. Pertanto, volendo evitare che istantaneamente, venga liberata una quantità di energia incontrollata, ci si è sempre limitati a mappare punti motore in cui si ha probabilità praticamente nulla di detonare. Tuttavia visti i cicli di omologazione sempre più stringenti per i motori a combustione interna, le case produttrici hanno iniziato a spingersi sempre più vicine alle condizioni favorevoli al knock, cercando di aumentare le prestazioni, soprattutto in termini di consumi. Infatti, seppur tradizionalmente proibitive, le condizioni in cui si hanno combustioni detonanti, sono anche le stesse in cui aumenta l'efficienza dei propulsori ad accensione comandata.

Prendendo ad esempio l'ultimo parametro trattato nel paragrafo precedente, non sempre è possibile salire a piacimento con l'anticipo d'accensione. Solitamente viene eseguito uno spark sweep mantenendo costanti gli altri parametri, in modo da trovare l'anticipo che massimizza la coppia al freno. Infatti come si può vedere dalla formula sottostante, mantenendo costante la massa di combustibile iniettata ad ogni ciclo e il tipo di benzina, se variando l'anticipo, cambia anche la coppia al freno, allora questa viene modificata necessariamente da un aumento o da una diminuzione dell'efficienza totale del motore.

$$\eta_{tot} = \frac{L_0}{Q_{in}} = \frac{T_{brake} \cdot 4\pi}{m_{fuel} LHV} \quad \text{dove} \quad \left\{ \begin{array}{l} \eta_{tot} = \text{redimento totale} [-] \\ L_0 = \text{Lavoro netto} [kJ] \\ Q_{in} = \text{calore entrante} [kJ] \\ T_{brake} = \text{coppia al freno} [Nm] \\ m_{fuel} = \text{massa di benzina iniettata} [Kg] \\ LHV = \text{calore latente di vaporizzazione} \left[\frac{kJ}{Kg} \right] \end{array} \right.$$

Equazione 2 Rendimento totale del motore ad accensione comandata

Ne consegue che esiste un valore dell'anticipo che, massimizzando la coppia al freno, massimizza anche l'efficienza totale del motore. Tale valore è facilmente ricavabile da quella che viene detta curva a ombrello, che di fatto non è altro che la rappresentazione cartesiana della coppia netta al variare dell'anticipo, a parità delle altre condizioni operative. Tuttavia, a seconda anche delle condizioni operative, non è sempre possibile attuare questo valore ottimale, senza che venga dato il tempo alla miscela fresca lontano dalla candela di auto-innescarsi.

Un altro parametro che negli ultimi anni ha contribuito ad avvicinarsi sempre di più ai limiti operativi per non detonare è la pressione di sovralimentazione. Infatti per poter rendere sempre più efficienti i motori a combustione, si è andati ad aumentare sempre di più la pressione all'uscita del compressore. In questo modo raffreddando poi l'aria nell'intercooler, è possibile aumentare la densità della massa aspirata dal motore ad ogni ciclo, aumentando così la potenza specifica.

$$P_0 = \eta_{tot} \eta_{vol} V_d \rho_{air} K' \frac{n}{2}$$

$$\text{dove} \quad \rho_{air} = \frac{P_{pol}}{R \cdot T_{pol}} \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{pol} = \text{pressione aria in ingresso} [Pa] \\ T_{pol} = \text{temperatura aria in ingresso} [K] \\ R = \text{costante specifica dei gas} [JKg^{-1}K^{-1}] \end{array} \right.$$

Equazione 3 Densità dell'aria teoricamente aspirata ad ogni ciclo

Come già detto precedentemente, aumentando la pressione di boost, si ha un aumento anche della pressione in camera durante la fase di combustione, questa fa sì che sia favorita anche l'auto-accensione della miscela fresca in camera. Ne consegue che se si vogliono aumentare le performance del motore, con questa strada, si aumenta necessariamente anche la tendenza del motore a detonare. In altri termini, avendo la possibilità di detonare

senza avere il KO funzionale, si potrebbe aumentare la potenza prodotta dal motore salendo con la pressione di boost.

Allo stesso modo, l'aumento del rapporto di compressione determina un aumento della probabilità di fare lavorare il motore in condizioni detonanti. Tuttavia, guardando anche l'espressione sottostante, il rendimento termodinamico del ciclo dipende direttamente da r_c . Per cui volendo aumentare l'efficienza del motore, aumentando questo parametro, ci si pone in condizioni favorevoli alla detonazione.

$$\eta_{th} = \frac{T_{FC} - T_{IC}}{T_{FC}} = 1 - \frac{T_{IC}}{T_{FC}} = 1 - \frac{P_{IC}V_{IC}}{P_{FC}V_{FC}} = 1 - r_c^{-\gamma} r_c = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$$

essendo

$$P_{FC}V_{FC}^\gamma = P_{IC}V_{IC}^\gamma \Rightarrow \frac{P_{FC}}{P_{IC}} = \left(\frac{V_{IC}}{V_{FC}}\right)^\gamma \Rightarrow r_c^\gamma = \left(\frac{V_0 + V_{cc}}{V_0}\right)^\gamma = \left(\frac{V_{IC}}{V_{FC}}\right)^\gamma = \frac{P_{FC}}{P_{IC}}$$

$$PV = RT \Rightarrow T_{IC} = \frac{P_{IC}V_{IC}}{R} \quad \wedge \quad T_{FC} = \frac{P_{FC}V_{FC}}{R}$$

$$\text{con } \begin{cases} FC = \text{fine compressione} \\ IC = \text{inizio compressione} \end{cases}$$

Equazione 4 Rendimento termodinamico del motore a combustione in funzione del rapporto di compressione

Sui motori aspirati r_c solitamente è già al limite per non rischiare di fare toccare il cielo del pistone e la testa. Al contrario, sui motori turbo questo parametro viene solitamente tenuto più basso per evitare di avere condizioni favorevoli al knock. Infatti sui motori sovralimentati si ha già una pressione in camera durante la combustione più elevata, che di per sé favorisce la detonazione. Tollerando un determinato danno da knock, su questa categoria di motori sarebbe possibile salire con r_c così da aumentare l'efficienza termodinamica.

Un'altra motivazione per fare lavorare il motore in condizioni in cui si ha anche detonazione è legata al λ . Questo parametro si definisce come il rapporto fra AFR (Air Fuel Ratio) e AFR_s (Air Fuel Ratio Stoichiometric). Ovvero il rapporto fra la massa di aria per grammo di benzina introdotta in camera ad ogni ciclo, e la quantità di aria per grammo di benzina che rende la reazione chimica di combustione stechiometrica (AFR_s ≈ 14.6). In particolare all'aumentare del numero di giri, λ tende a diminuire andando quindi ad avere una miscela via via sempre più grassa. Questa strategia normalmente viene attuata perché salendo di giri, vengono

messi in crisi a livello di temperatura i componenti della linea di scarico del motore, come ad esempio la turbina sui motori sovralimentati ed in generale i catalizzatori. Questo aumento delle temperature, dipende in primo luogo dall'aumento della potenza sviluppata dalla combustione. Infatti aumentando il numero di giri, si ha un aumento della potenza termica prodotta dalla combustione e quindi anche un aumento della potenza che finisce nei gas di scarico. Di conseguenza per raffreddare i gas di scarico, si è costretti ad aumentare λ per permettere alla benzina che non partecipa alla miscela di evaporare sottraendo calore al sistema. Tuttavia, non è possibile diminuire a piacimento il rapporto aria benzina, visto che sotto un certo valore, sarebbe impossibile rispettare i limiti ai consumi imposti dal ciclo di omologazione. Dovendo quindi mantenere praticamente costante λ sopra un determinato numero di giri, è necessario ridurre la temperatura dei gas di scarico utilizzando un'altra strategia. Una delle strade possibili è quella di aumentare l'anticipo in modo aumentare il lavoro prodotto sul pistone, riducendo quindi l'entalpia dei gas di scarico e quindi la loro temperatura. Tuttavia all'aumentare dello SA, come già detto precedentemente, vengono anche favorite le condizioni ottimali per detonare. Per cui arrivati ad una certa condizione, per non detonare è necessario ridurre anche l'aria in ingresso al motore, riducendo così la pressione in camera a discapito della coppia che risulta quindi limitata.

Accettando invece di avere combustioni detonanti controllate, all'aumentare degli RPM è possibile in linea di principio continuare a salire con la portata di aria in ingresso al motore. Infatti, aumentando contemporaneamente anticipo e portata dell'aria, salendo di giri, si continua ad aumentare la potenza netta, senza la necessità di ingrassare per non fare aumentare le temperature allo scarico. Oppure, a parità di potenza al freno, e quindi di portata d'aria, è possibile andare a smagrire la miscela alzando l'anticipo per raffreddare la temperatura allo scarico, avendo quindi anche una riduzione dei consumi.

Da quanto detto fino ad ora, è facile intuire che la detonazione non è il solo limite legato all'aumento delle performance. Infatti, la temperatura allo scarico ad oggi è l'altro grande vincolo all'aumento delle prestazioni dei motori a combustione interna. Fra i componenti che non possono lavorare ad elevata temperatura, uno dei più critici per ragioni legate alla resistenza dei materiali è il catalizzatore. Questo, oltre al limite sulla temperatura massima, ha anche una temperatura minima da raggiungere per la messa in funzione. Lo scopo principale di questo sistema è l'abbattimento degli inquinanti contenuti nei gas di scarico, attraverso l'ossidazione degli idrocarburi incombusti H_mC_n e del monossido di carbonio CO

e la riduzione degli NO_x . Questo avviene grazie alla presenza nel catalizzatore di metalli nobili che intrappolano questi gas nocivi e del CeO_2 che permette le reazioni di ossidazione e di riduzione. In particolare viene trattenuto l'ossigeno, riducendo gli NO_x in N_2 per poter ossidare H_mC_n e CO ottenendo H_2O e CO_2 . Ne consegue che per fare funzionare correttamente questo dispositivo è necessario che alternativamente siano presenti nei gas di scarico sia gli elementi da ridurre che quelli da ossidare. Tuttavia gli NO_x vengono prodotti prevalentemente quando la combustione è magra, mentre H_mC_n e CO quando è prevalente grassa. È quindi facile capire che per ottimizzare il funzionamento del catalizzatore è necessaria l'alternanza di combustioni magre e grasse. Questa esigenza è rispettata involontariamente quando si impone $\lambda=1$, dal momento che il controllo del AFR arriva al target con un determinato errore portando a combustioni leggermente magre o grasse. Tuttavia se λ viene tenuto costantemente minore di 1 è necessario prevedere un flusso d'aria secondaria in ingresso al catalizzatore per avere l'ossigeno necessario per l'ossidazione.

Visto quanto detto finora, l'utilizzo di un modello di danneggiamento pistone per andare in condizioni operative in cui si ha detonazione, senza rischiare di fare perdere funzionalità, apre le porte a innumerevoli strategie per l'incremento delle performance. Tuttavia, è necessario tenere a mente che soprattutto su vetture stradali, l'affidabilità del motore, risulta essere il primo requisito per l'adozione di un modello di questo tipo. Pertanto nel corso di questo lavoro di tesi verranno indagati i danneggiamenti da knock, così da definire univocamente la soglia di danneggiamento necessaria per non accorciare o compromettere la vita del motore.

2.3 I metodi di indagine del knock

Il metodo di indagine più utilizzato per lo studio della detonazione è sicuramente quello tramite lo studio del segnale di pressione in camera di combustione. Questo segnale per lo studio del knock, viene di norma acquisito ad elevata frequenza, superiore di molto alla frequenza di combustione. Infatti per poter campionare le variazioni di pressione date dall'incontro dei due fronti di fiamma è necessario aumentare notevolmente la frequenza di campionamento, così da evitare problemi di aliasing. Questo segnale viene normalmente acquisito tramite sensori di pressione piezoelettrici, che si dividono in differenti tipologie a seconda della zona di installazione e della possibilità di essere raffreddati. Questi trasduttori di pressione in corrente elettrica, possono essere integrati nella candela o installati all'interno della camera di combustione attraverso dei fori ricavati sulla testa motore. Inoltre solo per quelli che richiedono un'installazione dedicata, è possibile prevedere un circuito di raffreddamento integrato al sensore, così da evitare problemi di shock termico. Il trasferimento del segnale di pressione in corrente è possibile grazie alla presenza di un elemento in quarzo che essendo un materiale piezoelettrico tende a disporre delle cariche sulle proprie facce in seguito ad una deformazione.

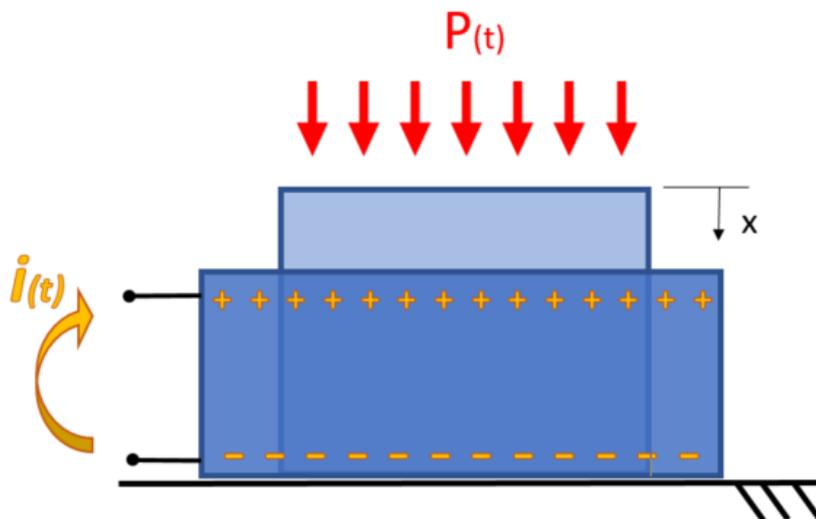


Figura 7 Schema di funzionamento del materiale piezoelettrico

Cortocircuitando le due facce, è possibile quindi fare lavorare l'elemento in quarzo come se fosse un generatore di corrente che al variare della pressione nel tempo, darà origine ad un segnale in Ampere. Dal momento che le cariche prodotte dipendono linearmente dalla

deformazione, e che questa è causata dalla pressione, si ha che a meno della rigidità del materiale, la corrente prodotta, dipende dalla pressione esercitata sulla faccia dell'elemento.

$$Q = K_{\varphi} x = K_P P_{Cyl} \Rightarrow i(t) = \frac{dQ}{dt} = K_P \left(\frac{dP_{Cyl}}{dt} \right)$$

$$\text{con} \begin{cases} Q = \text{carica sulle facce del piezoelettrico} \\ K_{\varphi} = \text{cost. lineare carica - deformazione} \\ x = \text{deformazione del piezoelettrico} \\ K_P = \text{cost. lineare carica - pressione} \\ P_{Cyl} = \text{pressione all'interno del cilindro} \\ i(t) = \text{corrente uscente dal sensore} \end{cases}$$

Equazione 5 Relazione fra carica generata sulla faccia del piezoelettrico e la pressione che causa la deformazione

Tuttavia le cariche prodotte dalla pressione sono in modulo esigue ($\approx 10^{-9}$ [Coulomb*Bar⁻¹] a 200°C), il che di fatto obbliga ad utilizzare un amplificatore di carica per aumentare l'ampiezza del segnale che altrimenti verrebbe coperto dal rumore di misura. L'introduzione di questo elemento tuttavia determina la perdita della componente media del segnale. Infatti l'amplificatore operazionale viene connesso in retroazione, generando la condizione di cortocircuito virtuale.

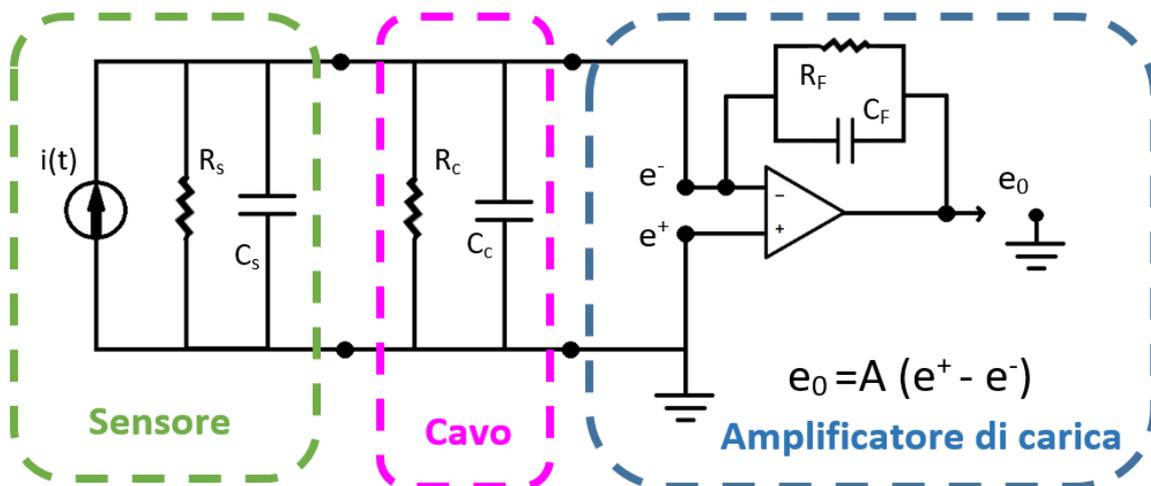


Figura 8 Schema del circuito equivalente per l'acquisizione del segnale di pressione in camera

Finché permane questa condizione, la differenza fra e^+ ed e^- è praticamente nulla, ovvero:

$$e^+ - e^- = \frac{e_0}{A} \approx 0 \quad \text{con } A = \text{caratteristica dell'amplificatore di carica}$$

Equazione 6 Condizione di cortocircuito virtuale

Ciò comporta anche che nel ramo con il parallelo di resistenza e capacità di sensore e cavo, la corrente sia praticamente nulla, il che significa che il circuito può essere ulteriormente semplificato.

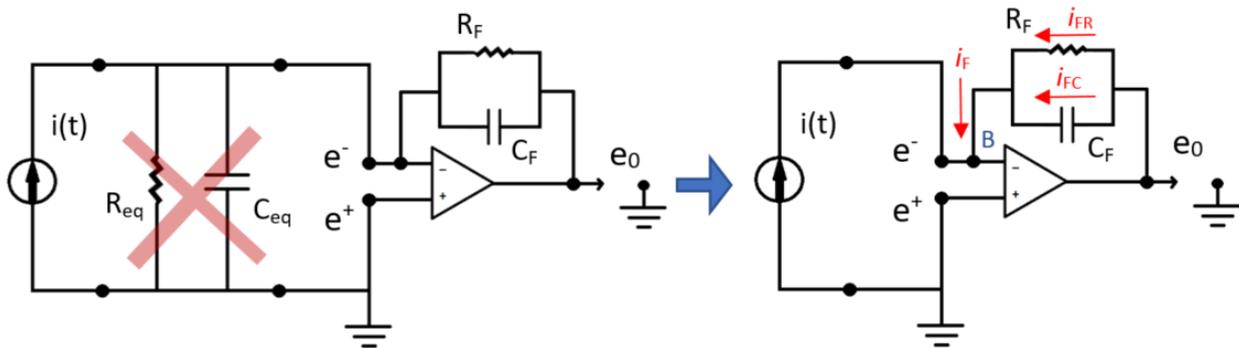


Figura 9 Schema del circuito semplificato per l'acquisizione del segnale di pressione in camera

Facendo poi l'equilibrio delle correnti sul nodo B, riportato in blu in figura, è possibile trovare la corrente in uscita all'amplificatore in funzione delle correnti sul ramo in retroazione.

$$i(t) + i_F = 0 \quad \text{con} \quad i_F = i_{FR} + i_{FC} \quad \begin{cases} i_{FR} = \frac{\Delta V}{R} = -\frac{e_0}{R_F} \\ i_{FC} = -C_F \frac{de_0}{dt} \end{cases}$$

Equazione 7 Equilibrio delle correnti sul nodo B

Dopo aver scritto il valore delle correnti sul ramo in retroazione, in funzione della resistenza e della capacità del ramo, si eguaglia il valore della corrente in uscita con quella della derivata della pressione che deforma il piezoelettrico per la costante K_P .

$$\Rightarrow i(t) = \frac{e_0}{R_F} + C_F \frac{de_0}{dt} = K_P \left(\frac{dP_{Cyl}}{dt} \right)$$

Equazione 8 Corrente in uscita dall'amplificatore di carica

Volendo quindi trovare la funzione di trasferimento fra pressione in ingresso al sensore e tensione d'uscita all'amplificatore è necessario trasformare questa equazione nel dominio di Fourier.

$$j\omega K_P P_{Cyl}(j\omega) = \frac{E_0(j\omega)}{R_F} + j\omega C_F E_0(j\omega)$$

$$P_{Cyl}(j\omega) = \left(\frac{1}{\frac{R_F}{j\omega K_P} + C_F} \right) E_0(j\omega) = \left(\frac{1 + j\omega C_F R_F}{j\omega K_P R_F} \right) E_0(j\omega)$$

$$\Rightarrow G(j\omega) = \frac{E_0(j\omega)}{P_{Cyl}(j\omega)} = \left(\frac{j\omega K_P R_F}{1 + j\omega C_F R_F} \right)$$

Equazione 9 Funzione di trasferimento dalla corrente misurata all'uscita dell'amplificatore di carica e la pressione in camera

Trovata la funzione di risposta in frequenza, si può osservare che ad ogni sinusoide dello spettro del segnale di pressione vengono applicati un guadagno e un delay dipendenti dallo zero e dal polo di $G(j\omega)$. Questo genera indirettamente un effetto di filtro passa-alto tale da eliminare la componente a frequenza nulla del segnale. Ne consegue che l'uscita di questa tipologia di sensore di pressione è priva della componente media del segnale, che andrà quindi ricavata attraverso un metodo indiretto.

Riportando la relazione nel dominio del tempo si può vedere che il segnale di pressione è formato da più parti:

$$\Rightarrow P_{Cyl}(t) = \underbrace{P_{Cyl}(0)}_{\text{Componente media}} + \underbrace{\frac{1}{K_P R_F} \int_0^t e_0 dt}_{\text{Compensazione integrale della tensione}} + \underbrace{\frac{C_F}{K_P} e_0}_{\text{Guadagno proporzionale della tensione}}$$

Equazione 10 Pressione in camera di combustione nel dominio del tempo

oltre alla componente media del segnale, si ha la compensazione integrale e il guadagno statico della tensione in uscita dall'amplificatore. Queste ultime due bastano a determinare un segnale che sul ciclo ha lo stesso andamento del segnale di pressione reale, avendo tuttavia valor medio nullo, non essendo presente la componente costante. Solitamente viene anche trascurata la compensazione integrale della tensione, dal momento che questa oltre a dare un contributo minimo al segnale di pressione, viene parzialmente persa con il cut-off del filtro passa alto dell'amplificatore. Per recuperare il valor medio del segnale di pressione, come già detto, esistono diversi metodi. Il più utilizzato è il recupero attraverso il metodo della politropica. Questo metodo si basa sulla considerazione che la fase di compressione del ciclo può essere ben approssimata da una trasformazione politropica, in cui si ha:

$$pV^n = \text{costante} \quad \text{dove} \quad n = \text{indice della politropica}$$

Equazione 11 trasformazione politropica

Per cui, misurando la pressione in due punti diversi della corsa fra IVC e lo scocco della scintilla, e conoscendo il volume del cilindro attraverso la funzione di manovellismo in quel momento, si può determinare la componente media della pressione. Infatti essendo il valore della pressione totale pari alla somma di $P_{Cyl}(t)$ e $P_{Cyl}(0)$, si può scrivere:

$$\begin{aligned} (P_{Cyl}(t_1) + P_{Cyl}(0)) (V_{Cyl}(t_1))^n &= (P_{Cyl}(t_2) + P_{Cyl}(0)) (V_{Cyl}(t_2))^n \\ \Rightarrow P_{Cyl}(0) &= \frac{(P_{Cyl}(t_2)) (V_{Cyl}(t_2))^n - (P_{Cyl}(t_1)) (V_{Cyl}(t_1))^n}{(V_{Cyl}(t_1))^n - (V_{Cyl}(t_2))^n} \end{aligned}$$

Equazione 12 Recupero della componente media della pressione con il metodo della politropica

Il vantaggio principale di questa tecnica è la possibilità di misurare più di due punti durante la fase di compressione, il che di fatto garantisce una maggior precisione nella stima della componente costante della pressione.

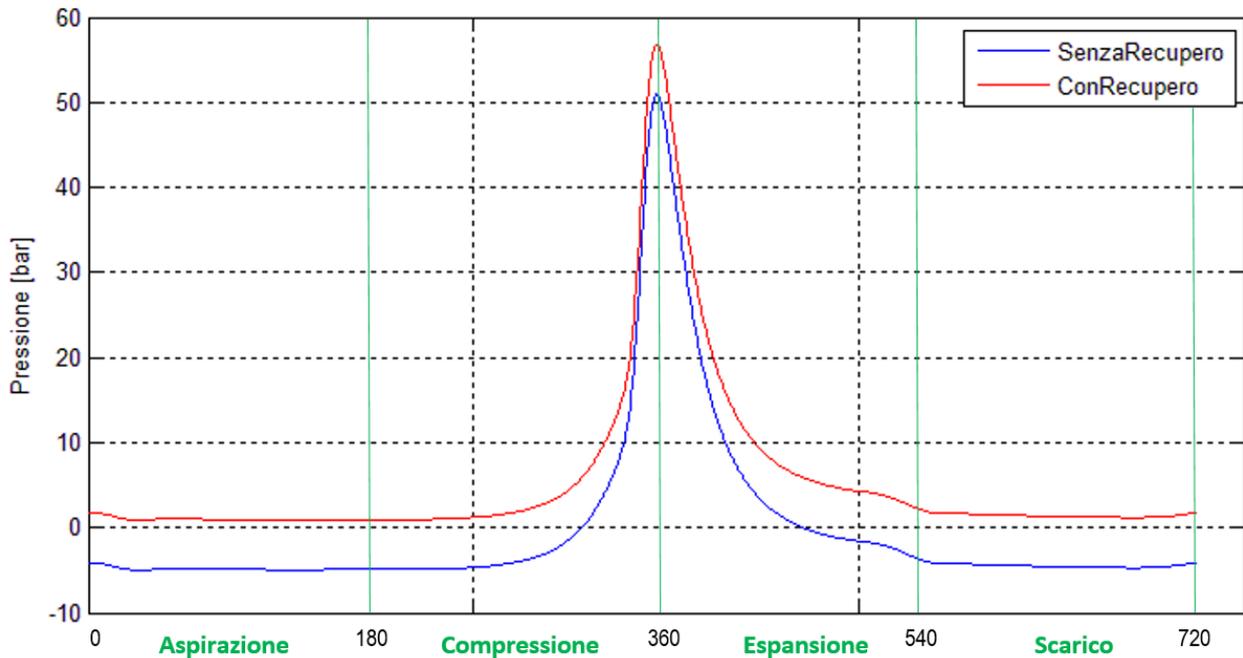


Figura 10 Grafico della pressione nel cilindro su un ciclo, con e senza il recupero della componente media

Dopo aver approfondito per completezza, lo strumento principale utilizzato per lo studio della detonazione, verrà trattata la procedura dell'analisi del segnale di pressione per valutare l'intensità del knock.

La detonazione, come è facilmente intuibile da quanto detto finora, è un fenomeno pesantemente sensibile alla variabilità ciclica della combustione. Pertanto si ha che a parità delle condizioni operative non è possibile prevedere con esattezza la frequenza e l'intensità degli eventi detonanti. Quindi è necessario adottare nei confronti di questo fenomeno un approccio statistico, contrario a quello degli altri parametri motore, trattati solitamente in modo deterministico.

Per lo studio della detonazione è prima di tutto necessario avere per ogni combustione il segnale di pressione in camera acquisito ad elevata frequenza. In genere la frequenza di campionamento per attività legate al knock, è dell'ordine dei 10^5 Hz, anche se questo valore cresce all'aumentare del numero di giri. Dopo aver campionato un certo numero di combustioni prestabilito, si converte la curva di pressione dal dominio temporale a quello dei cicli motore. Quindi, è necessario isolare il contributo della detonazione, da quello della normale combustione, dal momento che entrambi i contributi sono presenti nel segnale acquisito.

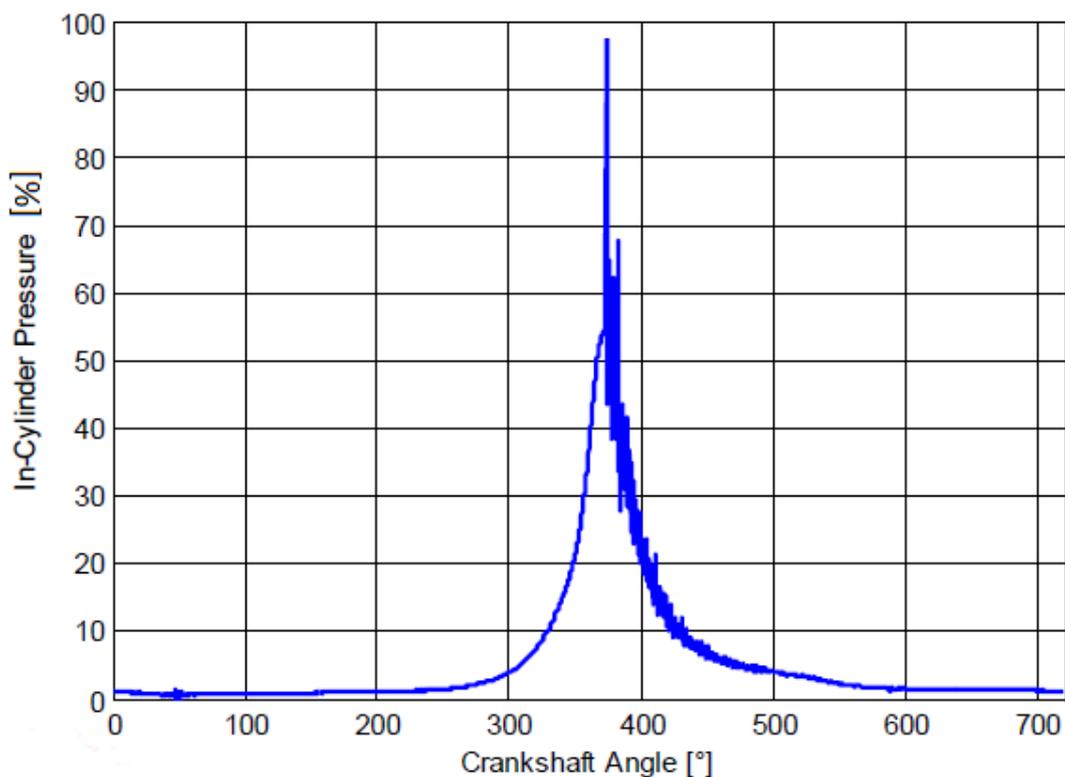


Figura 11 Grafico della pressione nel cilindro su un ciclo con detonazione

Il knock è un fenomeno legato alle frequenze naturali della camera di combustione, quindi è possibile vedere i suoi effetti sul segnale acquisito, solo nelle componenti più alte dello spettro. In altre parole è possibile attribuire il contributo della combustione alle componenti del segnale a bassa frequenza, mentre quello della detonazione alle componenti a frequenza più elevata. Di conseguenza per isolare il contributo del knock è sufficiente applicare al segnale un filtro passa-alto.

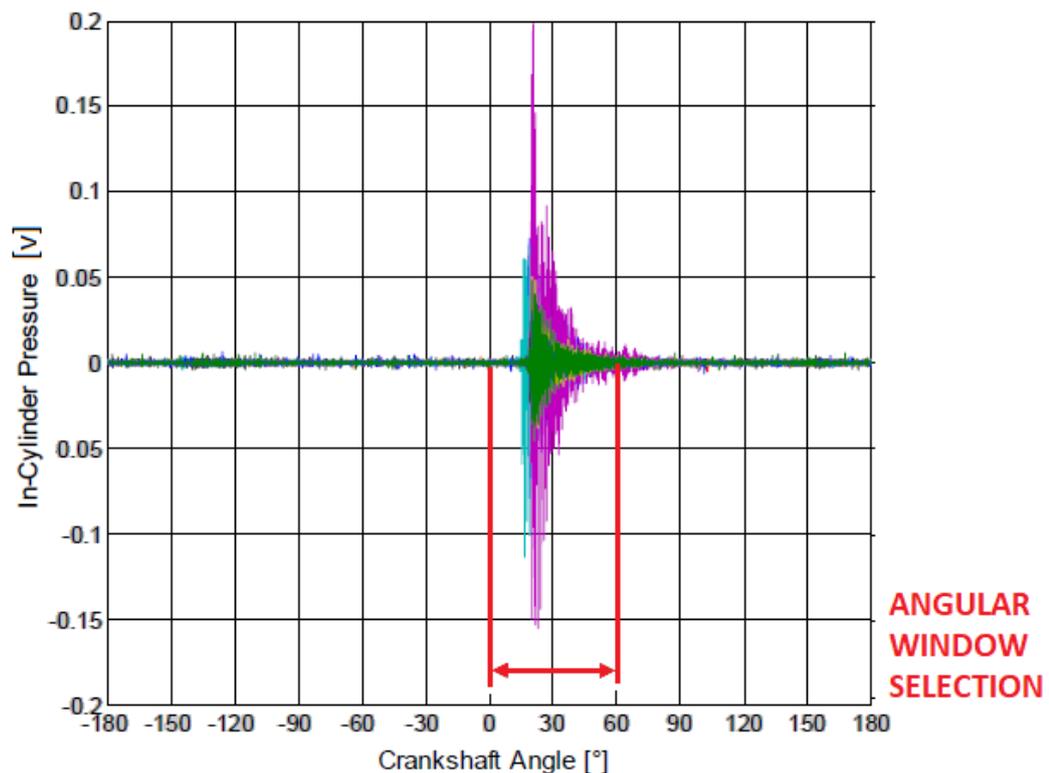


Figura 12 Grafico delle componenti ad alta frequenza della pressione in camera contenente le informazioni relative al knock

Una volta filtrato il segnale del ciclo di pressione, va effettuata la scelta della finestra angolare in cui si ha detonazione così da eliminare le parti del segnale che dopo il filtro risultano nulle. Dopo aver estrapolato le informazioni d'interesse, il segnale viene convertito nel dominio della frequenza, così per poter osservare le componenti spettrali del knock, per poter definire degli indici che caratterizzino l'intensità del fenomeno. Il più utilizzato fra questi risulta essere sicuramente il MAPO (Maximum Amplitude Pressure Oscillation) che viene definito come:

$$MAPO = \max(|P_{Cyl\ filtered}|)$$

Equazione 13 Definizione della Maximum Amplitude Pressure Oscillation

Questo indice rappresenta la massima ampiezza raggiunta dalla risposta libera generata dalla detonazione. Pertanto maggiore è il valore di MAPO tanto più risulta elevata l'intensità della detonazione. Oltre a questo indice ne esistono altri che determinano le caratteristiche della risposta libera data dall'incontro dei due fronti di fiamma. Tuttavia quest'ultimo risulta essere il più efficace fra gli indici in quanto meglio rappresentativo dell'intensità del knock. Inoltre il MAPO può essere utilizzato per controllare in feedback l'anticipo, così da fissare l'intensità di detonazione su base statistica. Una delle strategie possibili è quella di fissare la percentuale di cicli in cui viene superato un determinato valore di soglia. Per cui accettando di non poter controllare con precisione l'intensità del knock, si tollera che una certa percentuale di combustioni superi il valore limite. Nella pratica questo significa calibrare il motore in modo tale da avere un determinato MAPO percentile (solitamente 99.5 percentile), così da poter raggiungere le migliori performance possibili, senza danneggiare il motore.

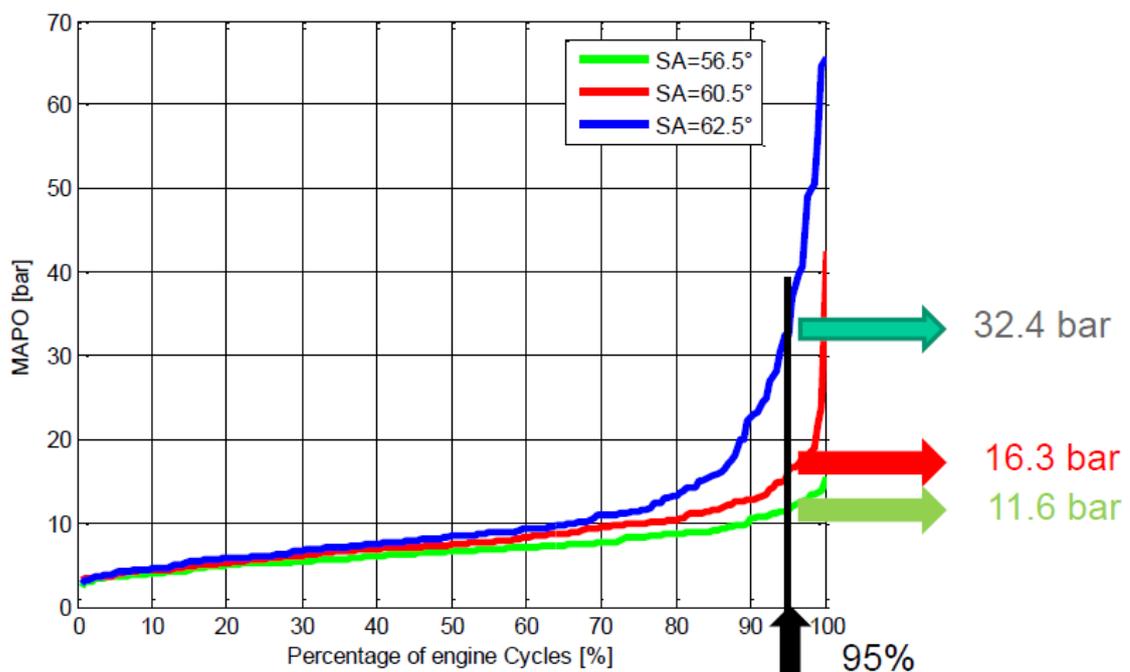


Figura 13 Grafico dell'analisi statistica del MAPO

Un altro parametro fondamentale nello studio del knock è la Pmax, infatti in presenza di combustioni detonati anche questo parametro risulta più elevato del normale. Questo avviene a causa dell'oscillazione della pressione che in seguito alla detonazione aumenta ben oltre i limiti di una combustione normale. Ne consegue che anche questo parametro in condizioni favorevoli al knock può essere utilizzato per controllare in retroazione l'anticipo. In questo modo è possibile mantenere su un determinato numero di cicli, la pressione

massima in percentuale sotto un determinato valore di soglia (solitamente *P*MAX90 percentile).

Dopo questa ulteriore introduzione al fenomeno della detonazione e alle metodologie per il suo studio, nei capitoli successivi verrà introdotto il modello di danneggiamento pistone utilizzato in questo progetto. In particolare, a partire dai concetti trattati precedentemente si andranno a spiegare la struttura dei blocchi che costituiscono il controllo e la logica con cui viene controllata la detonazione, così da andare ad attuare un determinato danno sui pistoni.

3 IL MODELLO DI DANNEGGIAMENTO DEL PISTONE

3.1 La struttura del modello di danno e l'allestimento hardware

Come già illustrato precedentemente, è possibile controllare solo su base percentile l'intensità della detonazione. Questo viene fatto attuando un determinato anticipo, così da avere solo una certa percentuale di combustioni con MAPO o Pmax sopra una certa soglia. Tuttavia la motivazione principale per cui ad oggi non si calibra il motore per lavorare in condizioni detonanti rimane sempre quella di non perdere la funzionalità e l'affidabilità. Pertanto lo scopo iniziale del progetto, è stato quello di determinare una quantità diversa dai soliti parametri fisici, che rappresentasse lo stato di salute del motore mentre questo lavora in condizioni detonanti.

Per fare ciò, inizialmente si è fatto lavorare un motore in condizioni favorevoli al knock, andando a variare l'anticipo per mantenere una certa intensità del fenomeno, così da fissare anche un determinato livello di danneggiamento. Appurato che per il motore in questione, il pistone fosse l'elemento più sensibile alla perdita di funzionalità, si è costruita una prima relazione fra i parametri che caratterizzano la detonazione e quello che è stato chiamato Indice di Danno. Questo indice è stato definito come una sommatoria di tutti i valori di MAPO che superano un determinato valore limite all'interno di un certo numero di combustioni (buffer mobile).

Per determinare il valore di soglia sopra il quale l'oscillazione della pressione genera danno ci si è basati su una considerazione. Ovvero che tanto più il pistone risulta caldo, tanto maggiore risulta essere il degrado delle sue proprietà meccaniche in esercizio. Infatti questi componenti in lega alluminio-silicio, accumulando ore di funzionamento ad elevata temperatura subiscono una sorta di trattamento termico che modifica la microstruttura del materiale. Questo porta ad una progressiva perdita di durezza, che favorisce il danneggiamento dei pistoni in seguito alla detonazione. Questo degrado è dovuto ad un processo diffusivo, pertanto dipendente da tempo e temperatura di esercizio. Si è quindi pensato di determinare il valore di soglia in base alla temperatura del pistone, visto che il fattore tempo viene già tenuto in considerazione per il calcolo dell'indice di danno sul buffer mobile. A sua volta la temperatura del pistone è influenzata direttamente dalle condizioni in cui avviene la combustione. Infatti a seconda dell'energia liberata in camera dalla miscela

innescata, varia anche il calore assorbito dal pistone per convezione. Inoltre da letteratura è noto che in presenza di combustioni detonanti il pistone raggiunge temperature ben più elevate. Questo è dovuto alla maggiore energia liberata in camera quando si ha l'incontro fra il fronte di fiamma principale e quello secondario auto innescatosi. Ne consegue che in condizioni detonanti il degrado delle proprietà meccanica della lega è più importante rispetto al caso standard.

Di conseguenza, già dalle prime versioni del modello di danneggiamento, sono stati utilizzati i parametri caratteristici del knock, come Pmax e MAPO, per calcolare la temperatura media del pistone. In base alla $T_{PISTONE}$, date le proprietà del materiale, il controllo è in grado di determinare un valore di MAPO soglia sopra il quale considerare una combustione detonante dannosa o meno. Sommando poi le differenze fra i valori che superano il limite determinato ad ogni ciclo, per un numero di cicli prestabilito, si trova quella che è la velocità di danneggiamento media. Infine con un controllo PID si vanno ad attuare delle correzioni di anticipo rispetto alla mappatura base, in modo tale da inseguire in retroazione una velocità di danneggiamento target decisa a priori.

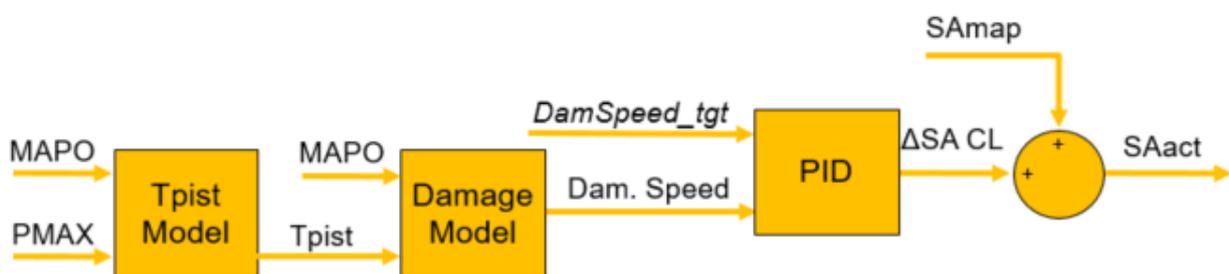


Figura 14 Struttura generale del modello di danneggiamento pistone

Come si può intuire dallo schema soprastante, il controllo è formato da tre blocchi principali. Oltre a questi si ha un operatore somma in cui vengono corretti i valori di anticipo della mappa standard. Il modello è pensato infatti per lavorare in parallelo alla logica del controllo motore pre esistente. In questo modo è possibile rispettare uno degli obiettivi principali del progetto, ovvero la possibilità di lavorare in maniera invisibile ed autonoma rispetto a tutta la componentistica e le strategie già presenti sul motore di serie.

Per poter fare questo, si è predisposta nelle prove fatte ad oggi, un'unità hardware dedicata su cui fare girare il SW del modello di danno, chiamata RCP (Rapid Control Prototype). Questa unità fisica ha il compito di calcolare a frequenza combustione le correzioni di anticipo da applicare, per poi comunicarle alla centralina motore che deve attuare l'anticipo

designato. Una volta che questa unità dedicata calcola le modifiche rispetto alla mappa base, per inseguire la velocità di danno target, le informazioni vengono sovrascritte sulla linea di comunicazione privata CAN.

Scendendo nello specifico, questo protocollo di comunicazione è utilizzato per pubblicare ai soli utenti della linea, moltissime informazioni indispensabili per il corretto funzionamento del motore e della vettura. Questo protocollo consiste in una matrice 8X8, contenente 64 bit, che viene pubblicata dagli utenti CAN e periodicamente aggiornata. In ogni riga o colonna della matrice e dei suoi minori, sono contenute le informazioni a disposizione degli utenti della linea che hanno le chiavi di lettura della matrice. In questo modo solo l'unità che necessita di una particolare informazione, conoscendo l'ubicazione dei singoli bit può accedervi. Inoltre, essendo questo tipo di comunicazione privata, viene predisposto un algoritmo di controllo che pubblica sull'ultima riga della matrice una combinazione di zeri ed uno tali da risultare la somma delle altre sette righe. In questo modo chi è autorizzato ad accedere alla CAN, può monitorare attraverso questo protocollo, chiamato CheckSum, che non siano vi siano state modifiche ai valori della matrice da utenti esterni. Dovendo quindi correggere l'informazione riguardante l'anticipo da attuare, mentre questa è pubblicata sulla CAN, è necessario conoscere l'ubicazione dei relativi bit scritti all'interno della matrice. Inoltre l'unità RCP che corregge questi bit deve anche prevedere un algoritmo che faccia rispettare il CheckSum, in modo che la comunicazione non vada in errore.

Il modello per calcolare le correzioni di anticipo, necessita come input di MAPO e Pmax ad ogni combustione. Questi due valori vengono ricavati a partire dal segnale di pressione acquisito tramite sensori piezoelettrici installati nella camera di combustione. Per poter disporre di questi due parametri in tempo reale a frequenza combustione, è tuttavia necessario utilizzare un altro dispositivo dedicato, chiamato OBI (On-Board Indicating). Infatti sebbene le operazioni per il calcolo del MAPO e della Pmax a partire dal segnale di pressione non siano eccessivamente complicate, è necessaria una discreta potenza di calcolo per avere queste informazioni disponibili a frequenza superiore a quella di combustione. Di conseguenza, visto lo stato attuale del progetto, che è ancora nella fase di ricerca del limite funzionale rispetto al danno da knock, è stato necessario aggiungere questa altra unità HW. Dopo il calcolo di questi due valori per passare le informazioni a RCP, viene sfruttata la comunicazione CAN andando ad occupare i bit che vengono aggiornati a frequenza combustione. In questo modo è possibile una comunicazione

abbastanza rapida da poter controllare in ogni cilindro, ciclo per ciclo, l'anticipo e raggiungere così la velocità di danneggiamento target.

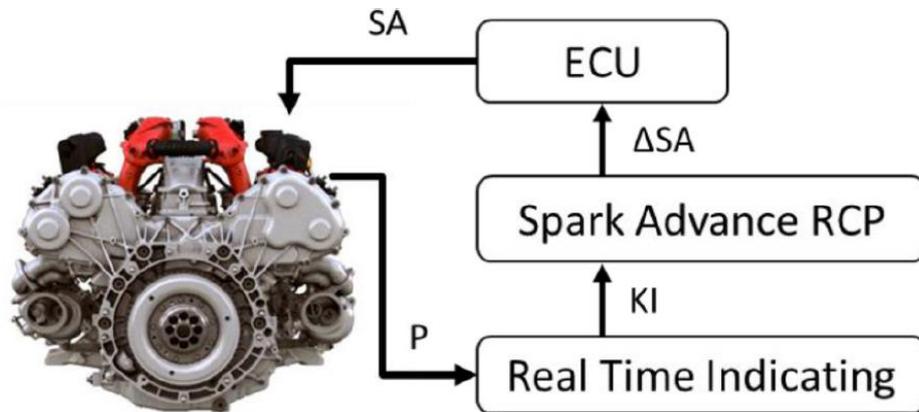


Figura 15 Allestimento Hardware, utilizzato per le prove con il modello di danneggiamento pistone

L'utilizzo di più unità HW per il calcolo e l'attuazione di un determinato danno, ad oggi è il vincolo maggiore per l'applicabilità di questo controllo per la produzione di serie. Infatti oltre all'ingombro di tutta la strumentazione, il costo di questo allestimento è giustificabile solo per le attività di calibrazione motore al banco prova.

3.2 Il Modello di temperatura pistone

Analizzando nello specifico i blocchi che compongono il modello di danneggiamento, si trova per primo quello per il calcolo della temperatura media del pistone. Questa parte del controllo è suddivisa in due parti diverse.

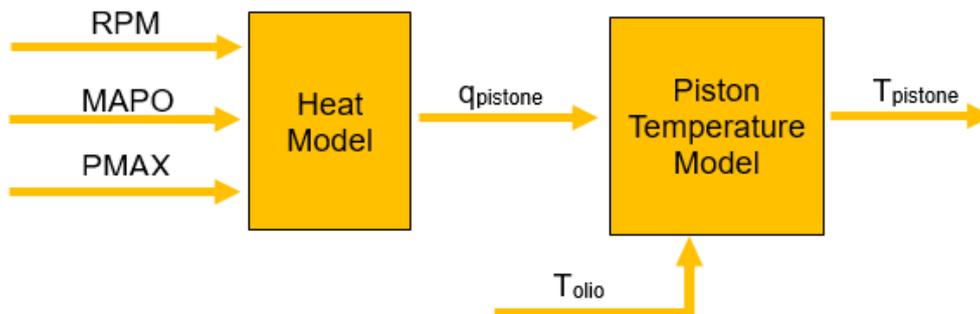
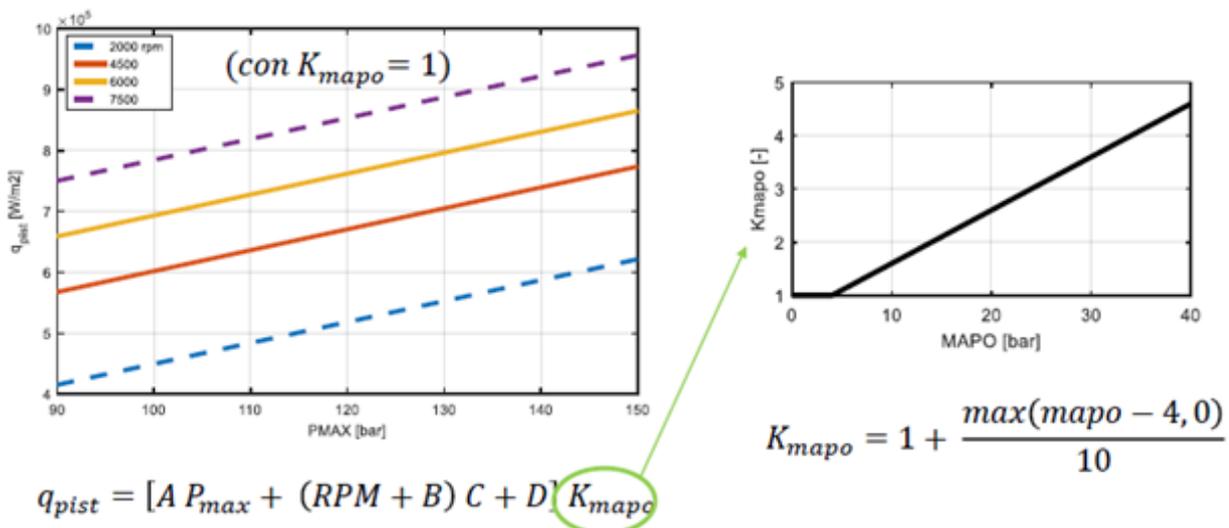


Figura 16 Modello di temperatura Pistone

La prima serve per determinare la quantità di calore che assorbe il pistone in seguito all'intensità di detonazione. La seconda è necessaria per calcolare la temperatura raggiunta dal pistone in base al calore scambiato.

Per calcolare il calore assorbito dal pistone sono stati considerati tre parametri fondamentali, il MAPO la Pmax e gli RPM. Di questi solo il numero di giri e la pressione massima contribuiscono in maniera diretta a determinare il calore scambiato. Per quanto riguarda l'oscillazione della pressione, invece, è stato adottato un coefficiente correttivo, chiamato K_{MAPO} , da applicare al calore calcolato. Infatti, a differenza degli altri due parametri, il MAPO può variare molto più rapidamente fra un ciclo e l'altro. Pertanto essendo questa una stima sul calore medio, si è pensato di attribuire all'oscillazione della pressione un peso minore, rispetto alla Pmax e agli RPM.



Equazione 14 Calcolo del calore assorbito dal pistone in funzione di MAPO, Pmax e RPM

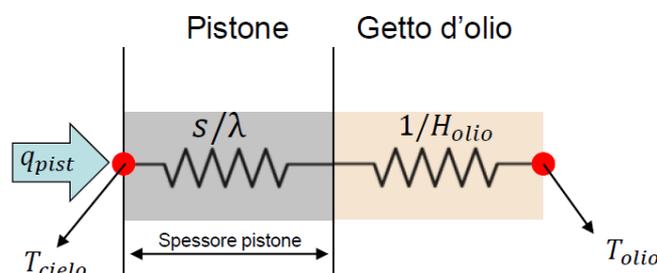
In figura soprastante è possibile vedere la formula utilizzata per determinare il calore assorbito. Si può notare come nell'espressione compaiano anche quattro costanti A, B, C, D, che sono proprie del pistone utilizzato in questo studio. Questi parametri, vengono infatti determinati a partire dai dati e dal CAD dei pistoni.

La seconda parte del blocco per il calcolo della temperatura del pistone ha subito più di un'evoluzione dall' inizio del progetto. Infatti nelle prime versioni del controllo è stato adottato un modello di scambio termico zero-dimensionale che non considerava quale fra i punti del pistone fosse effettivamente il più caldo. Dopo le prime prove svolte con il modello di danno, misurando la durezza residua sui pistoni testati, ci si è accorti che il lato verso le valvole di scarico era il più degradato. Questa maggiore perdita di durezza, vista la

caratteristica del materiale di cui sono costituiti i pistoni, è dovuta ad una maggiore temperatura media di esercizio sul lato scarico.

Appurata questa caratteristica del motore utilizzato in questo studio, si è andati a modificare il modello in modo che questo calcolasse la temperatura media sul lato del pistone più caldo. Questa decisione deriva dalla considerazione che il danno riportato dai pistoni dipende direttamente dalla maggiore temperatura che si ha con la detonazione, rispetto al caso standard. Pertanto volendo considerare la condizione peggiore per valutare la perdita di funzionalità, intendendo il danno accumulato come riduzione della vita utile del motore, si è voluto considerare la temperatura del pistone sul lato effettivamente più caldo.

Ipotizzando che tutta la potenza termica assorbita dal pistone finisca nel lubrificante, si ha che la temperatura sul cielo dipende dalla temperatura dell'olio spruzzato dai due getti di raffreddamento posti sul retro del pistone. Per cui lo scambio termico risulta in parte per conduzione attraverso il pistone stesso e in parte per convezione fra olio e pistone. Considerando quindi le due resistenze termiche equivalenti e il calore della combustione è possibile ricavare la differenza di temperatura fra cielo e lubrificante.



Problema Analitico:

$$\frac{\Delta T}{q_{pist}} = \left(\frac{1}{H_{olio}} + \frac{s}{\lambda} \right) \quad \text{dove} \quad \begin{cases} q_{pist} = f(P_{max}, RPM) \\ T_i = f(q_{pist}, q_{oil}, s_i, i) \end{cases}$$

Equazione 15 Problema analitico per determinare la temperatura media del pistone

Assumendo che la resistenza termica dell'olio sia funzione solo del coefficiente di scambio per convezione, il primo membro dell'equazione analitica che descrive il problema sarà funzione solo della resistenza per conduzione. Questa a sua volta è funzione di λ (coefficiente di scambio termico di conduzione) e della distanza s_i fra un punto del pistone e il più vicino getto olio.

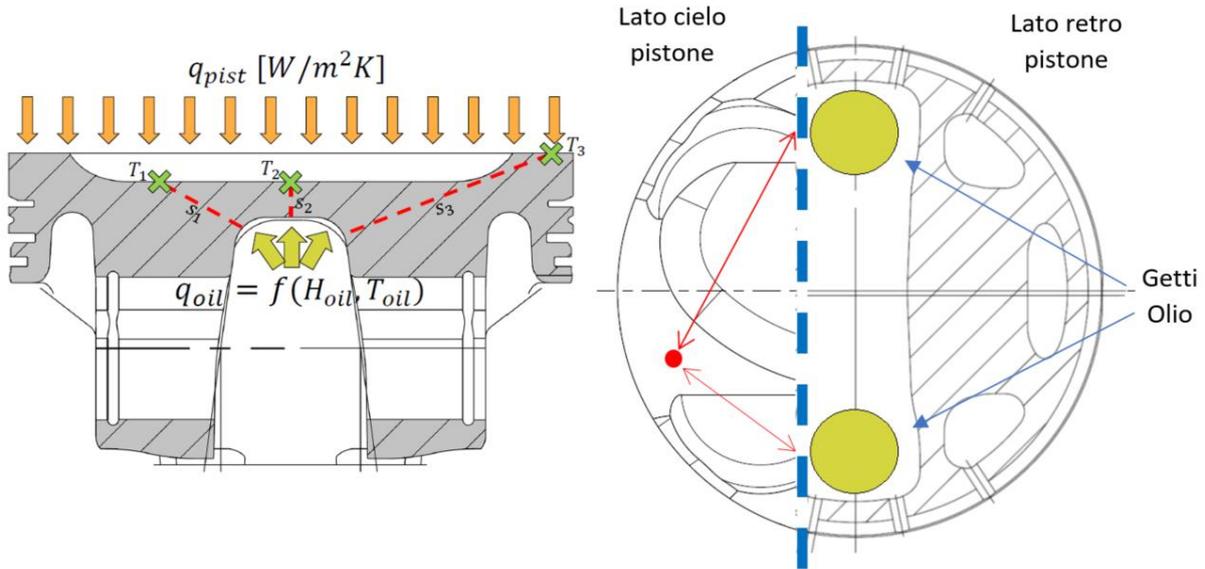
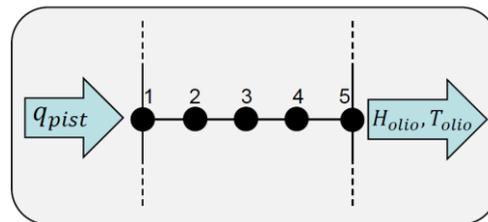


Figura 17 Schema per determinare la distanza di un punto del pistone dai getti olio

Tuttavia, un approccio di questo tipo risulterebbe semplificato, oltre che poco preciso nel determinare con esattezza la temperatura della zona effettivamente la più calda. Quindi dovendo calcolare la temperatura sul cielo a seconda della distanza dai getti olio, il modello si serve di un elemento finito mono-dimensionale a 5 nodi per la risoluzione del problema agli elementi finiti non stazionario. In questo modo è possibile valutare oltre alla temperatura agli estremi del pistone anche quella interna a quest'ultimo.

Problema agli elementi finiti:



$$T_t = MM \setminus FF \quad \text{dove} \quad \begin{cases} MM = \frac{MC}{ts} + \alpha(MK + MH) \\ FF = \left[\frac{MC}{ts} - (1 - \alpha)(MK + MH) \right] T_{t-1} + F \end{cases}$$

Equazione 16 Problema agli elementi finiti per determinare la temperatura media del pistone

Per avere un modello agli elementi finiti che commetta degli errori di approssimazione più piccoli rispetto al modello analitico, si è reso necessario utilizzare nuovamente dei dati rilasciati dal fornitore dei pistoni per trovare i coefficienti dei polinomi interpolanti delle funzioni di forma. Nello specifico, sono stati rilasciati dal produttore dei dati relativi a delle prove di caratterizzazione, in cui sono state utilizzate delle termocoppie annegate in

prototipi, uguali ai pistoni di serie. In questo modo mettendo i pistoni in esercizio, in una prova dedicata, è stata misurata la temperatura esatta in più zone note, e successivamente la si è correlata ai diversi punti motore della prova. Utilizzando questi dati per confrontare la temperatura calcolata a diversi regimi, con quella sperimentale è stato possibile calibrare correttamente i parametri del modello.

Inoltre andando a fare delle prove di durezza sul cielo del pistone è stato possibile verificare attraverso le curve di degrado, la temperatura media del pistone in esercizio. Nello specifico per calibrare e validare il modello sono state eseguite delle prove di micro durezza Vickers sul cielo del pistone. Parallelamente, utilizzando la temperatura calcolata si è andati a stimare la durezza residua attesa attraverso le curve di degrado del materiale. Infine per confrontare le durezze misurate con quelle calcolate si è andati a convertire i valori dalla scala HV a quella HB. In questo modo è stato possibile verificare la differenza fra il ciclo termico reale e quello calcolato dal modello di temperatura pistone.

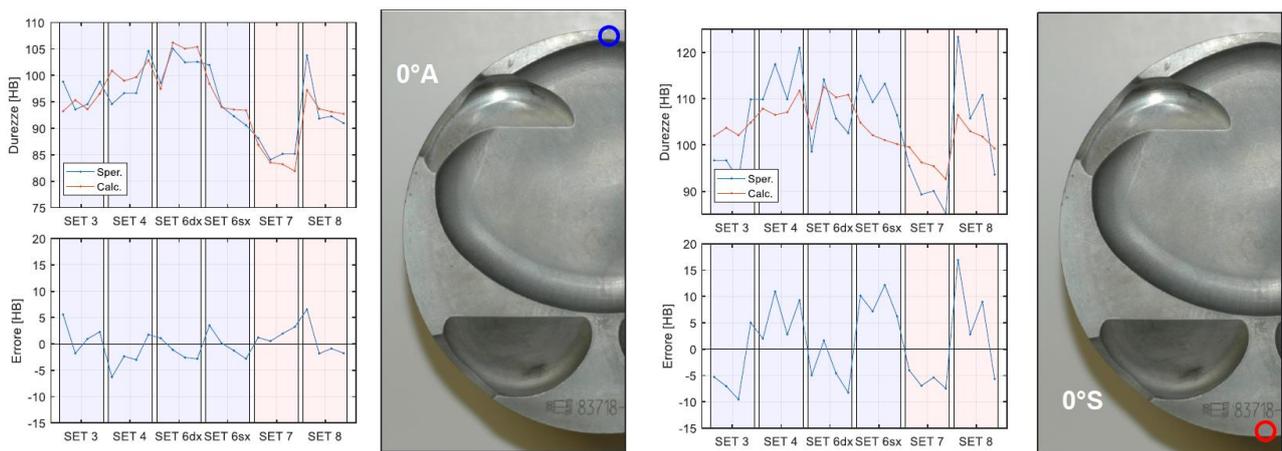


Figura 18 Errore sulla durezza misurata vs calcolata tramite modello di temperatura pistone e curve di degrado in zona 0°A e 0°S

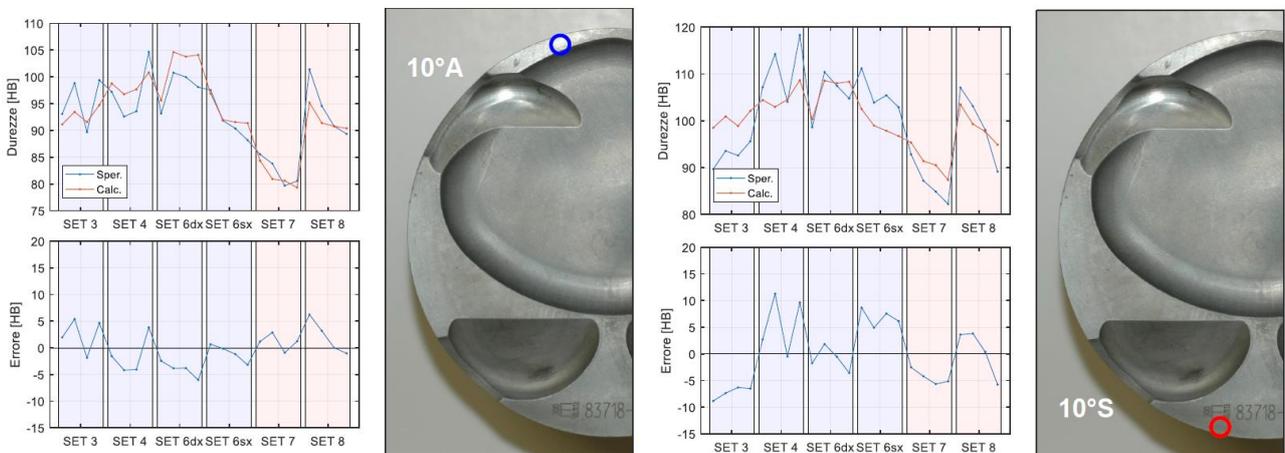


Figura 19 Errore sulla durezza misurata vs calcolata tramite modello di temperatura pistone e curve di degrado in zona 10°A e 10°S

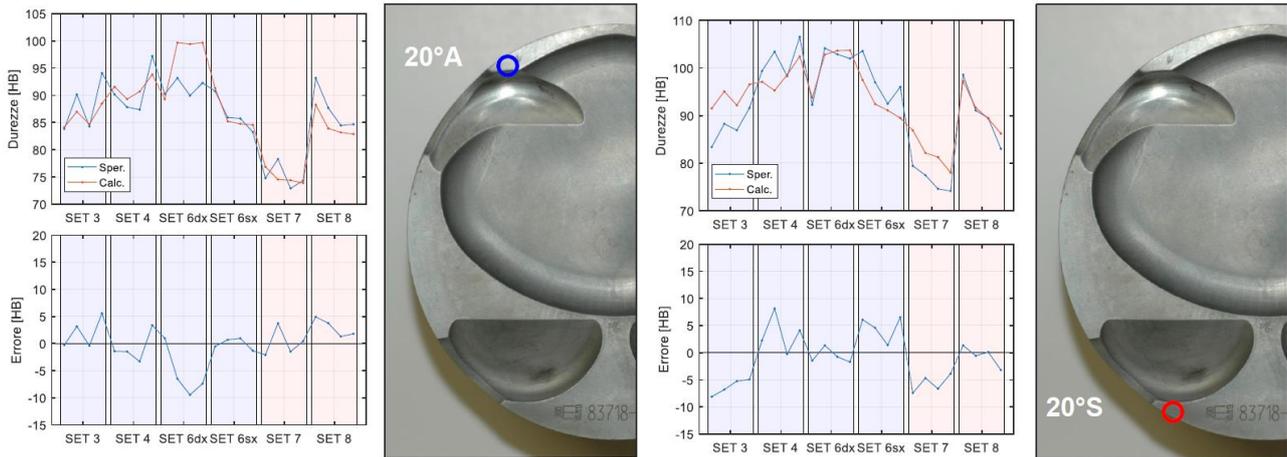


Figura 20 Errore sulla durezza misurata vs calcolata tramite modello di temperatura pistone e curve di degrado in zona 20°A e 20°S

Come si può vedere dai grafici soprastanti l'errore del modello rimane contenuto, indipendentemente dal punto calcolato, nonostante la prova di durezza abbia intrinsecamente una certa dispersione vista la non perfetta omogeneità del materiale. Questi risultati favoriscono l'utilizzo del modello mono-dimensionale ad elementi finiti invece di quello analitico. Infatti il primo può essere calibrato rispetto a più valori sperimentali, e pertanto risultare preciso indipendentemente dalla zona del pistone considerata.

3.3 Il modello di danno

Dopo aver stimato la temperatura del pistone ad ogni ciclo del buffer mobile considerato, viene calcolato il danno istantaneo subito dal pistone. Questo indice non è una quantità fisica, ma si ottiene a partire dai dati sperimentali ottenuti con le prime versioni del controllo. Infatti il calcolo del danno viene eseguito in più fasi, nella prima si utilizza il MAPO e la temperatura del pistone dal blocco precedente per stimare un primo valore detto "calcolato". Successivamente, attraverso una retta di correlazione, il danno calcolato viene trasformato in uno "sperimentale". Infine, utilizzando i giri motore, viene determinata la velocità di danneggiamento media sul buffer, calcolando il tempo corrispondente in cui è stato attuato il danno.

Il blocco per il calcolo del danneggiamento pistone è quindi diviso in due sotto blocchi che sono realizzati in parte sulla base di quantità fisiche e in parte sui dati sperimentali.

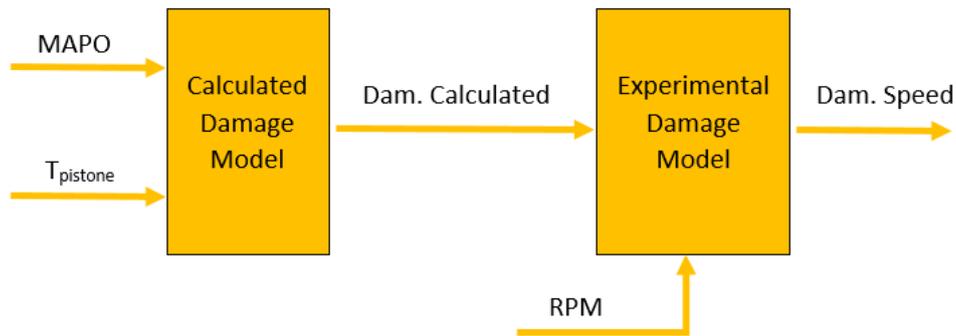


Figura 21 Blocco per il calcolo della velocità di danneggiamento attuata

Il primo blocco contiene due diversi passaggi. Nel primo utilizzando una retta di correlazione fra la temperatura media del pistone e una scala di MAPO considerato di soglia, si determina la massima ampiezza della pressione per cui si attua il danno. Questa assunzione si basa sul fatto che a seconda della temperatura media del pistone e del MAPO calcolati in un ciclo, si ottiene un danno più o meno contenuto. Quindi se il pistone è relativamente freddo sarà necessario un MAPO più elevato per fare danno, mentre all'aumentare della temperatura, la soglia limite si abbassa fino a diventare minima. Nel secondo passaggio viene calcolato il danno ciclico, come la differenza tra la soglia di MAPO appena calcolata, e il MAPO misurato nel singolo ciclo.

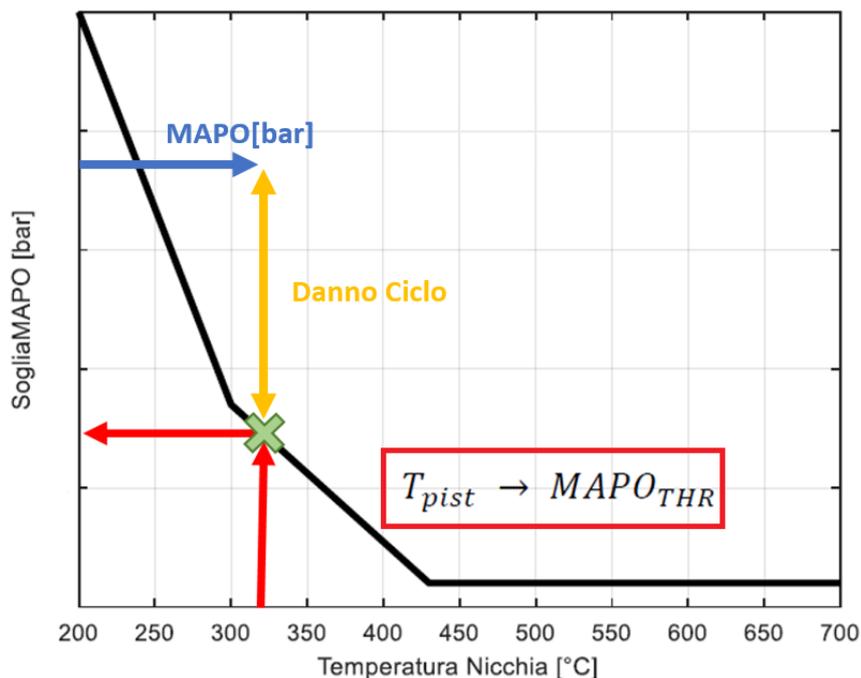


Figura 22 Determinazione del danno ciclico attuato

Come si può vedere dalla figura soprastante, la relazione fra soglia e temperatura è formata in realtà da due rette collegate da un ginocchio. Infatti in seguito alle prove preliminari in cui sono stati testati diversi set di pistoni tenendo costante il livello di MAPO, si è visto che la dipendenza fra oscillazione massima della pressione e temperatura calcolata è più che lineare. Di conseguenza, per ragioni legate al ridotto tempo di calcolo disponibile, sono state inserite due rette incidenti, più snelle dal punto di vista computazionale, così da ottenere un modello il più leggero possibile.

Trovato il danno calcolato per ciclo si entra nella seconda parte del blocco in cui viene calcolata la velocità di danneggiamento.

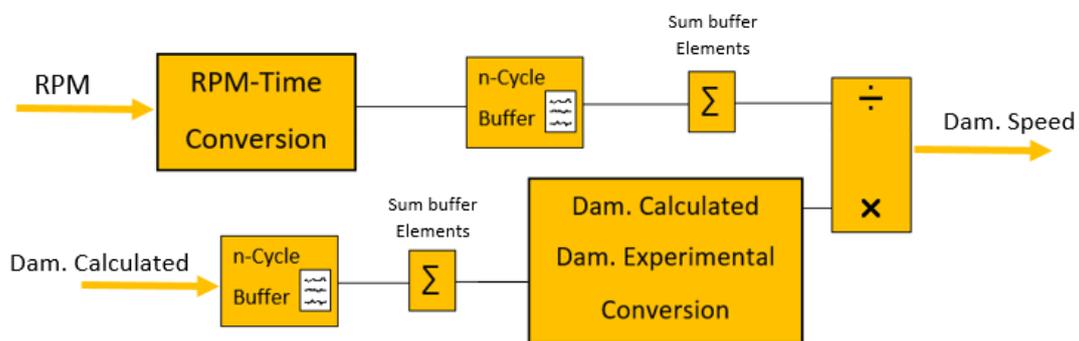


Figura 23 Calcolo della velocità di danneggiamento media sul buffer mobile considerato

Prima di tutto vengono sommati i valori del danno accumulato negli ultimi n-cicli, dove “n” è la grandezza del buffer mobile considerato. Questa operazione è necessaria per tenere conto della variabilità ciclica della detonazione, infatti andando a considerare l’effetto degli ultimi n-cicli, è possibile valutare il danneggiamento su base statistica. Dopo aver trovato la somma dei bar di MAPO che superano il valore limite stabilito ad ogni ciclo dalla temperatura del pistone, nel modello è stata inserita una retta di conversione basata su tutti i pistoni testati durante le prime prove del controllo.

Questa retta rappresenta la correlazione lineare per i campioni testati fra danno reale e calcolato. Per avere una retta abbastanza popolata è stato necessario accumulare danno su 10 set di pistoni diversi, in questo modo si è anche potuto verificare la ripetibilità del danno attuato, rispetto a quello obiettivo. Vista la delicatezza del controllo che di fatto porta il motore a lavorare in condizioni di funzionamento prima proibitive, nei primi set testati si è scelto un target di danno più basso. Aumentando il numero di pistoni danneggiati a disposizione per le analisi si è andati via via ad aumentare il target di danno, così da iniziare anche la ricerca del limite di danno tollerabile senza compromettere la funzionalità del motore, andando a popolare diverse parti del grafico.

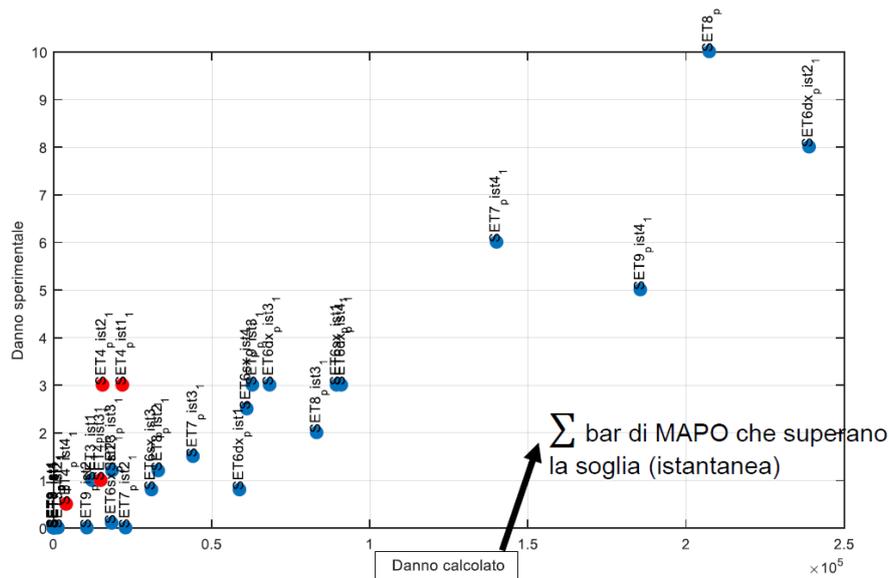


Figura 24 Conversione del danno totale calcolato nell'indice di danneggiamento sperimentale

Per poter fare questo, è stato creato un sistema di rating basato sull'analisi visiva dei pistoni danneggiati, in modo da poter dare un valore numerico allo stato di danneggiamento dei pistoni testati. La scala per la classificazione del danneggiamento che è stata realizzata, è una scala progressiva, in cui lo zero corrisponde al pistone nuovo, mentre si va ad aumentare l'indice man mano che l'erosione aumenta sia in intensità che in estensione. In particolare, per caratterizzare correttamente i diversi tipi di danneggiamento si è fatto riferimento all'area danneggiata e al numero di zone nicchia erose. Per valutare l'intensità dell'erosione invece sono state pensate inizialmente delle prove di rugosità. Tuttavia vista la precisione dello strumento, troppo alta per rilevare correttamente lo stato dei pistoni più danneggiati, alla fine si è optato per una valutazione visiva delle porosità del componente.

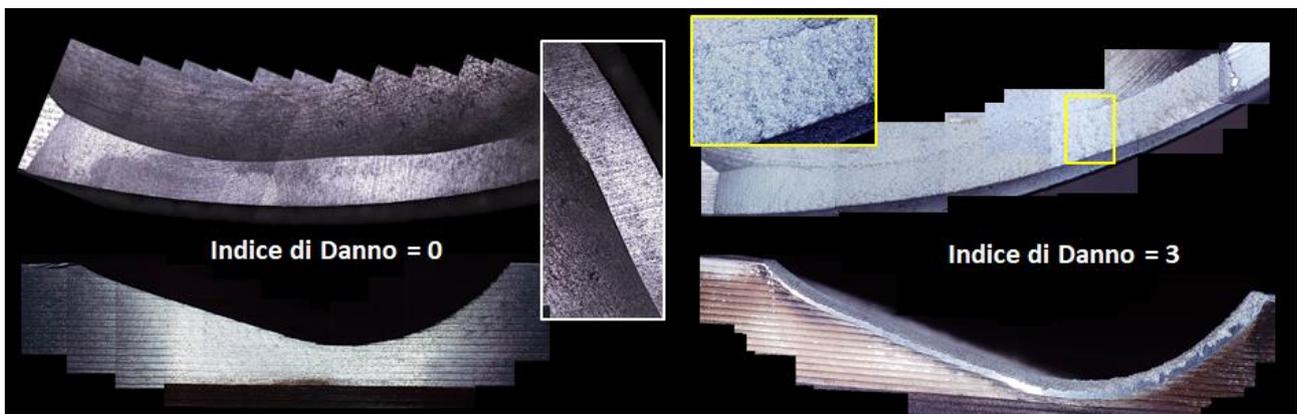


Figura 25 Specifiche per determinare l'indice di danno sperimentale

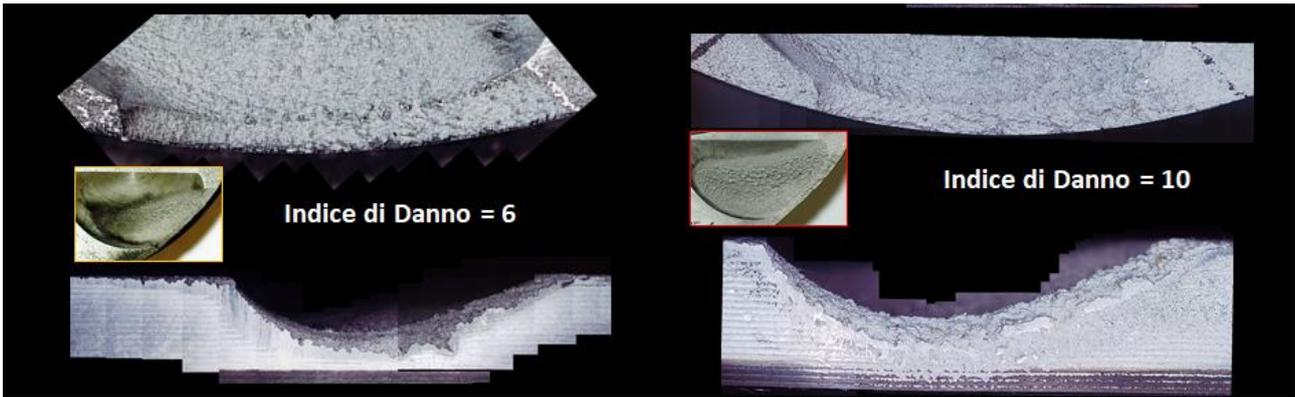


Figura 26 Specifiche per determinare l'indice di danno sperimentale

Utilizzando anche un riferimento dato dai campioni testati si ottengono anche due importanti vantaggi. Il primo è quello di mantenere coerenza fra il modello, che è in parte analitico ed in parte empirico, con quello che è lo stato fisico dei pistoni. Il secondo, consiste nella possibilità di utilizzare una correlazione che all'aumentare del numero di campioni testati viene arricchita, così da diventare anche più rappresentativa della dipendenza fra intensità della detonazione e danno riprotato.

Infine dopo avere convertito l'indice di danno cumulato lo si va a dividere per il tempo a cui questo si riferisce, così da ricavare la velocità di danneggiamento media che si sta attuando sul buffer mobile.

3.4 Il controllo PI

L'ultima parte del modello di danno è costituita da un controllore di tipo proporzionale integrale necessario per fare arrivare a target la velocità di danneggiamento media sugli ultimi cicli considerati. Questo controllore è strutturato per fornire all'uscita una variazione di anticipo rispetto a quello mappato. In questo modo è possibile utilizzare lo SA come attuatore per stimolare la detonazione per arrivare all'intensità necessaria a generare il danno atteso. Questo controllo lavora in due modi diversi. Infatti da un lato è necessario che

sia estremamente reattivo per poter attuare una strategia di protezione in caso di preaccensione o di combustioni fortemente detonanti. Allo stesso tempo è necessario anche arrivare con precisione al danno complessivo deciso obiettivo deciso prima di una prova. Per questa ragione oltre alla velocità di danneggiamento media vengono ricavate dal blocco precedente per il calcolo del danno altre due quantità, la vita del pistone e il danno cumulato.

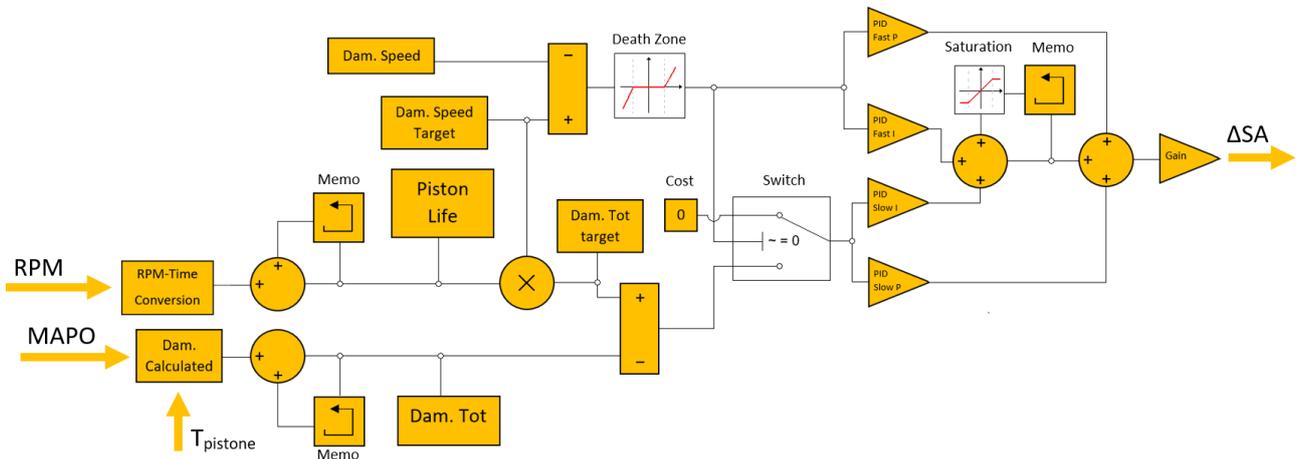


Figura 27 Schema del controllore PI per il raggiungimento della velocità di danneggiamento target

Questi due valori sono rispettivamente una sommatoria di tutti i valori di danno calcolato e del tempo ciclo calcolati dall'attivazione allo spegnimento del modello di danno. Trovati questi due valori, moltiplicando la vita pistone per la velocità di danno target è possibile trovare il danno obiettivo che deve essere complessivamente attuato nella vita del pistone. Sottraendo al danno e alla velocità di danneggiamento target i valori calcolati nel ciclo, si trovano gli errori commessi dal modello. Sul ramo dell'errore sulla velocità di danneggiamento viene posta una soglia sotto la quale le correzioni rimangono nulle, così da fare lavorare il controllo solo quando si ha un certo scarto dal valore atteso. Successivamente utilizzando uno Switch è possibile fare funzionare il controllo solo con il ramo per il calcolo del danno totale. Infatti quando l'errore sulla velocità di danneggiamento è nullo viene modificato l'anticipo da attuare, solamente rispetto alla deviazione dal danneggiamento target complessivo.

L'ultima parte del controllo è formata da quattro blocchi distinti, di questi due derivano dal ramo dell'errore sulla velocità di danneggiamento e due dall'uscita dello Switch. Rispetto ad ogni parte proveniente da uno stesso ramo, troviamo una correzione proporzionale all'errore ed una di tipo integrale. Mentre i due diversi rami si differenziano per essere uno molto più reattivo dell'altro, in termini di risposta ad un determinato errore in ingresso. Dei due, il ramo

contente l'errore sulla velocità di danneggiamento media è quello più rapido, mentre quello con l'errore sul danno totale risulta essere il più lento.

Nell'ultima parte del controllo si può notare che le correzioni integrali vengono sommate prima fra loro e poi con quelle proporzionali. Questo è dovuto al fatto che il controllo lavora ad ogni ciclo solo con uno dei due rami. Quindi avendo bisogno del ciclo precedente per fare lavorare il blocco integrale, è necessario che venga salvata la relativa correzione indipendentemente dal ramo da cui questa proviene. Infatti a differenza del blocco proporzionale in cui la correzione si basa esclusivamente sul guadagno necessario a minimizzare l'errore, quello integrale confronta le aree sottese ai segnali target e reale. Di conseguenza è necessario avere sempre i due punti necessari per l'integrazione, che sono rispettivamente l'errore commesso nel ciclo in esame e quello del ciclo precedente. Infatti se i due rami del controllo fossero separati, a seguito di uno Switch da un ramo all'altro, si avrebbe la mancanza di uno dei due punti su cui integrare.

Infine, calcolate le correzioni proporzionali e integrali, vengono sommate così da poter essere attuate dopo aver applicato un guadagno statico necessario per la conversione da errore ad anticipo. Avendo esposto come lavora questo controllore proporzionale-integrale è facile capire come questo non contenga alcun tipo di strategia per l'ottimizzazione delle prestazioni. Infatti al momento la logica del controllo è semplicemente quella di variare l'anticipo così da raggiungere l'intensità di detonazione necessaria per arrivare alla velocità di danneggiamento target. Questo è dovuto allo stato attuale del progetto, che sebbene abbia come scopo principale l'aumento delle performance, al momento ha altre priorità. Infatti prima dell'ottimizzazione in ottica prestazionale, è fondamentale andare a verificare la ripetibilità del danno attuato e la robustezza del controllo rispetto a derive che possono portare a preaccensione o megaknock. Oltre a queste prerogative, è anche necessario andare a determinare il massimo danno accumulabile dal motore senza perdere di funzionalità. Infatti a dispetto dei risultati ottenibili, risulterebbe senza senso investire tempo e risorse per la ricerca delle performance, se il relativo danno ammissibile fosse esiguo. Questo perché riducendo la velocità di danneggiamento sull'intera vita del pistone per non avere rotture, significherebbe anche limitare le correzioni di anticipo che determinano per prime l'aumento delle performance. Per questa ragione solo a valle di quest'attività si inizierà a pensare ad una metodologia per la ricerca della massima prestazione ottenibile con il modello di danno.

Nel capitolo successivo verranno trattati i principali danneggiamenti da knock, rilevati dalle analisi post esercizio, nel corso delle prove per la determinazione del massimo danno ammissibile. In particolare attraverso le analisi metallurgiche verranno indagati i principali meccanismi con cui avviene il danneggiamento da detonazione.

4 IL DANNEGGIAMENTO DA COMBUSTIONI DETONANTI

4.1 La localizzazione del danneggiamento

Come già anticipato, il problema principale legato alla detonazione è il danneggiamento dei pistoni che a seconda dell'entità può causare una perdita di funzionalità del motore. Fin dall'inizio dell'attività si è provato ad indagare quale fosse l'elemento più debole nei confronti del danno da knock all'interno della camera di combustione. Inoltre è stata fatta una distinzione fra i danni attribuibili alla detonazione e quelli riportati per l'eventuale funzionamento del motore fuori dai limiti progettuali. Ad esempio, dalla casistica è stata esclusa l'usura della sede spinotto, che è attribuibile al funzionamento in durata ad una pressione in camera più elevata rispetto al dimensionamento standard. In questo modo è possibile analizzare il danneggiamento da detonazione su un determinato motore senza perdere di generalità rispetto al fenomeno fisico. Gli elementi interessati dal danneggiamento da knock sono quelli che costituiscono le pareti della camera di combustione, ovvero: testa, valvole, pistone, candela ed iniettore. Per capire quali fra questi elementi risulta essere il più debole, nel corso dell'attività sono stati considerati sia la statistica dei motori su cui sono state fatte le prove, che il danno massimo accumulato.

In ogni motore il danneggiamento è stato riscontrato su tutti i componenti sopra citati fatta eccezione per l'iniettore. Tuttavia le uniche parti che talvolta non hanno superato la revisione di fine prova, sono stati i pistoni. Queste prove di revisione consistono in una serie di analisi a freddo sui componenti testati che vengono fatte sistematicamente alla fine di una prova di durata al banco. Lo scopo di questi esami è quello di certificare lo stato di funzionalità dei componenti post esercizio, così da verificare anche l'affidabilità del motore rispetto a determinate condizioni operative.

Per quanto riguarda il danno massimo attuato, invece, il motore che ad oggi ha accumulato il maggior indice di danno è F154BE_UNIBO_02, di cui nei prossimi capitoli verrà interamente descritta la durata. Su questo motore sono stati analizzati singolarmente i vari componenti, fatta eccezione per le teste e le valvole che a meno di analisi specifiche solitamente non vengono disaccoppiate. In particolare si è prestata attenzione allo stato del cilindro 7 che visivamente si è presentato più danneggiato degli altri. Infatti questo,

considerando la dispersione cilindrica sullo stesso target di danno, è quello che durante la prova ha accumulato l'indice maggiore.



Figura 28 Erosione superficiale sulla testa del motore su cui è stato attutato il massimo indice di danneggiamento

Dall'immagine soprastante si vede chiaramente che l'area più danneggiata della testa del motore è in prossimità della valvola di scarico. In particolare la superficie appare più compromessa dove la distanza fra lo spigolo della camera di combustione e la sede della valvola è minimo. Tuttavia dalle analisi di fine prova in cui viene misurata la tenuta fra valvola e relativa sede, si è verificato che il danneggiamento non ha inciso in alcun modo sulla funzionalità della testa.

Per quanto riguarda gli attuatori presenti in camera, c'è stato un regolare funzionamento durante tutta la prova. Nello specifico, è stato monitorato il funzionamento degli iniettori attraverso l'acquisizione del tempo di iniezione calcolato dalla centralina per i vari cilindri. Successivamente si è appurato che anche in questa prova, questo componente risulta essere il meno danneggiato dalla detonazione. Infatti essendo a contatto con la benzina, subito prima della fase di combustione questo elemento rimane quello più freddo all'interno della camera, risultando quindi il meno sensibile al danno da knock.

Le candele invece sono state monitorate attraverso l'allarme chiamato "miss fire", che si attiva quando viene registrata una combustione anomala o assente in un determinato cilindro. Questo allarme può dipendere dall'interpretazione di vari segnali. Una delle strategie solitamente utilizzate in campo automotive per rilevare la mancata combustione, si basa sul segnale del sensore di giri. In pratica da questo segnale, conoscendo lo sfasamento fra i cilindri, è possibile associare il "miss fire" ad una diminuzione dell'accelerazione angolare dell'albero motore. Tuttavia questa strategia risulta meno

efficace all'aumentare del numero dei cilindri, dato che questi aumentano l'inerzia del manovellismo diminuendo la sensibilità alle mancate combustioni. Infatti sul motore utilizzato in questo studio viene utilizzato un'altra strategia legata alla chimica della combustione, per rilevare le mancate accensioni. Indipendentemente dalla strategia utilizzata, si ha che questo fenomeno è direttamente collegato ad uno stato di usura avanzata della candela.



Figura 29 Erosione superficiale sugli elettrodi della candela del cilindro che ha raggiunto il massimo indice di danneggiamento

Dalla prova in cui è stato accumulato il danno massimo, però si è riscontrato che anche questo componente, seppur colpito da erosione superficiale, non presenta una precoce perdita di funzionalità in seguito all'accumulo del danno. Infatti è possibile vedere che l'elettrodo centrale della candela presenta ancora una forma cilindrica regolare, mentre generalmente usurandosi, tende ad assumere una forma ovalizzata. Infatti con il normale degrado si ha che l'aumento della distanza fra gli elettrodi genera un certo errore nel tempo di innesco della scintilla e quindi una anomalia sulla combustione.

Quindi la parte della camera di combustione che è risultata più sensibile al danneggiamento da detonazione, come nelle prove precedenti, è stata il pistone. Infatti in tutte le prove in cui si ha avuto un corretto funzionamento del modello di danno si è visto che questo componente è quello che fra tutti ha riportato un danneggiamento più grave. Addirittura nella prova di durata di F154BE_UNIBO_02_R2, questo componente è quello che ha causato anche il KO funzionale del motore.

Prima di andare a trattare nel dettaglio il tipo di danno accumulato nelle prove, è necessario aprire una parentesi legata alla nomenclatura delle zone del pistone e alla localizzazione del danno. Infatti, data la diversità delle zone danneggiate fra i vari campioni testati, è stato

necessario definire univocamente le varie parti del componente. In particolare è stato considerato un sistema di riferimento, al fine attribuire il danno ad una precisa zona senza possibilità di fraintendimento. Questo sistema si basa sulle varie proiezioni ortogonali del pistone nello spazio che permettono di studiare il componente in ogni sua vista.



Figura 30 Sistema di riferimento del pistone

Dalle singole viste, si possono identificare delle specifiche zone di interesse in cui solitamente va a localizzarsi il danno da knock.

Ad esempio è possibile trovare in vista TOP il cielo del pistone, in cui sono presenti le nicchie valvola e la zona di Bowl. Queste zone vengono ricavate per asportazione di materiale alle macchine utensili a partire da un grezzo forgiato, ed entrambe hanno una specifica funzione per il corretto funzionamento del motore.

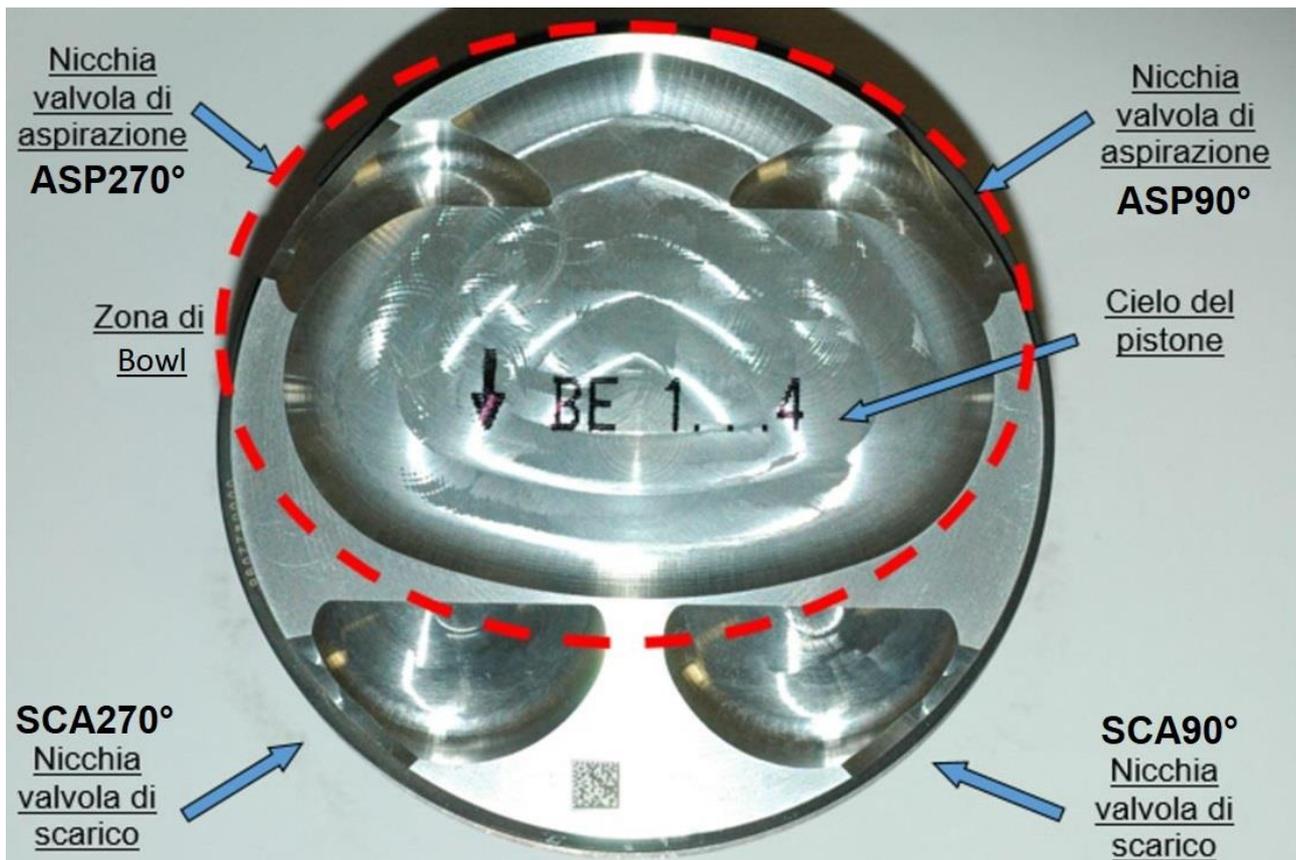


Figura 31 Zone di interesse visibili in vita TOP del pistone

In particolare le quattro nicchie sono fondamentali per consentire il movimento delle valvole di aspirazione e scarico, quando il pistone è al punto morto superiore. Infatti all'inizio e alla fine del ciclo rispettivamente per l'apertura delle valvole di aspirazione e la chiusura di quelle di scarico, è necessario prevedere un alloggiamento per le valvole per consentirne l'incrocio, impedendo la collisione fra i componenti.

La zona di Bowl tratteggiata in rosso, è invece ricavata in concomitanza del punto di installazione dell'iniettore del carburante sulla testa. La sua funzione principale è quella di favorire l'evaporazione della benzina prima dell'accensione della candela. Questo perché, come già detto, nei motori GDI si ha molto meno tempo per effettuare l'iniezione. Quindi può risultare talvolta critico carburare correttamente la miscela in modo che risulti omogenea. Inoltre favorendo l'evaporazione della benzina si va a ridurre la quantità di particolato prodotta nel ciclo, essendo questo inquinante prodotto dalla combustione di particelle allo stato liquido.

Oltre alla zona del cielo è possibile vedere altre zone di interesse dalla vista laterale del pistone (90° e 270°).

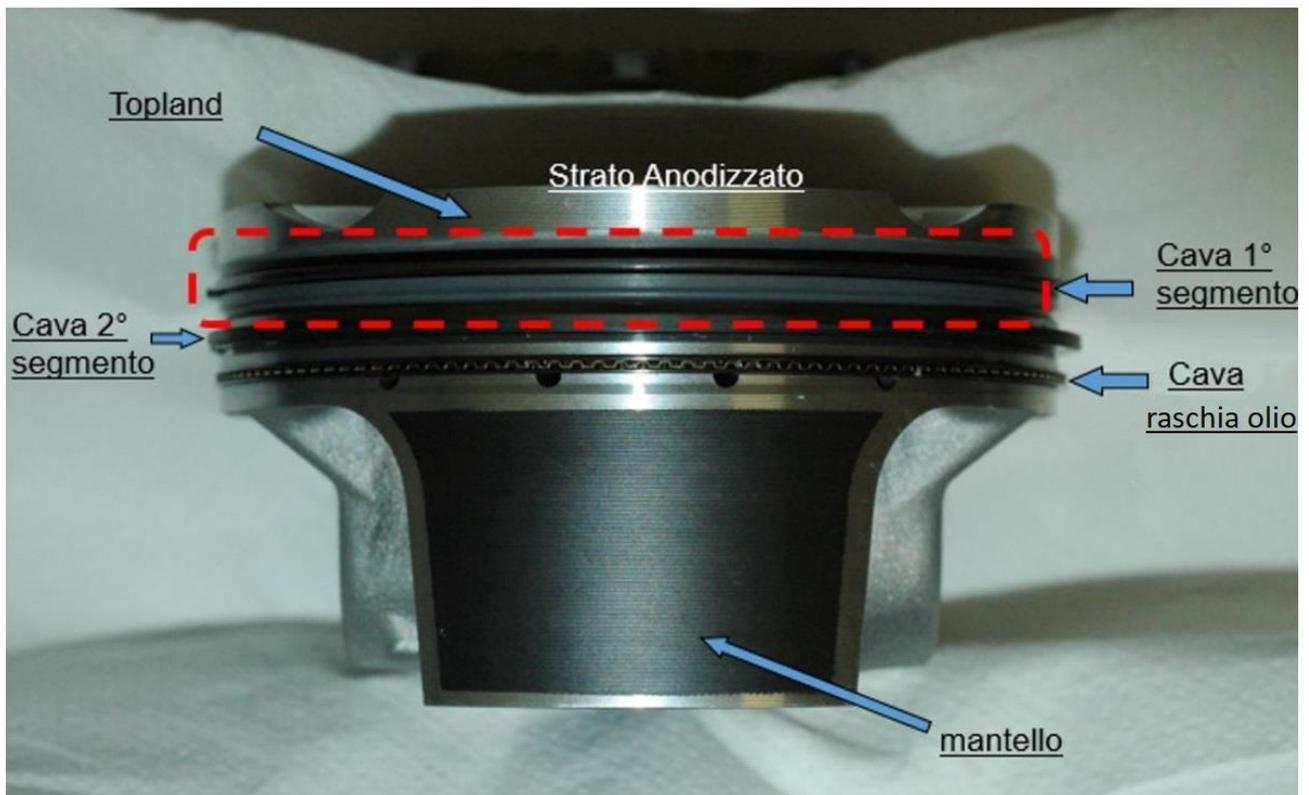


Figura 32 Zone di interesse visibili in vita laterale del pistone

Nell'immagine soprastante si notano le tre cave che consentono l'alloggiamento del primo e del secondo anello elastico di tenuta e del raschia olio. Questi tre componenti hanno lo scopo fondamentale di isolare il volume della camera di combustione da quello del basamento. Infatti a livello funzionale è necessario impedire il passaggio verso il basamento dei gas prodotti durante la combustione, che altrimenti troverebbero una via di sfogo preferenziale rispetto al produrre lavoro sul pistone. Oltre a questo, i segmenti e il raschia olio sono fondamentali per consentire la tenuta anche nel senso opposto. Infatti per limitare il consumo olio, è necessario impedire il passaggio del lubrificante dal basamento alla camera di combustione, durante la fase di aspirazione quando nel cilindro la pressione è inferiore a quella del basamento.

La superficie laterale che parte dallo spigolo superiore della cava primo del segmento e arriva allo spigolo esterno del cielo è detta Topland. In questa zona si può identificare uno strato di materiale anodizzato che visivamente è di colore più scuro. Questo trattamento superficiale che ricopre interamente la superficie della prima cava, viene fatto per dare una discontinuità microstrutturale fra pistone e segmento. Nello specifico l'anodizzazione genera uno strato molto duro di ossido di alluminio, che impedisce l'incollaggio dell'acciaio alle pareti della cava. Infatti sebbene pistone e segmento siano costituiti rispettivamente in lega

alluminio-silicio ed acciaio, vista l'elevata temperatura e pressione d'esercizio può avvenire l'incollaggio dei due componenti, per usura adesiva. Andando ad interporre fra le due parti uno strato estremamente duro, avente una elevata temperatura di fusione, si evita che avvengano le microfusioni localizzate responsabili dell'incollaggio.

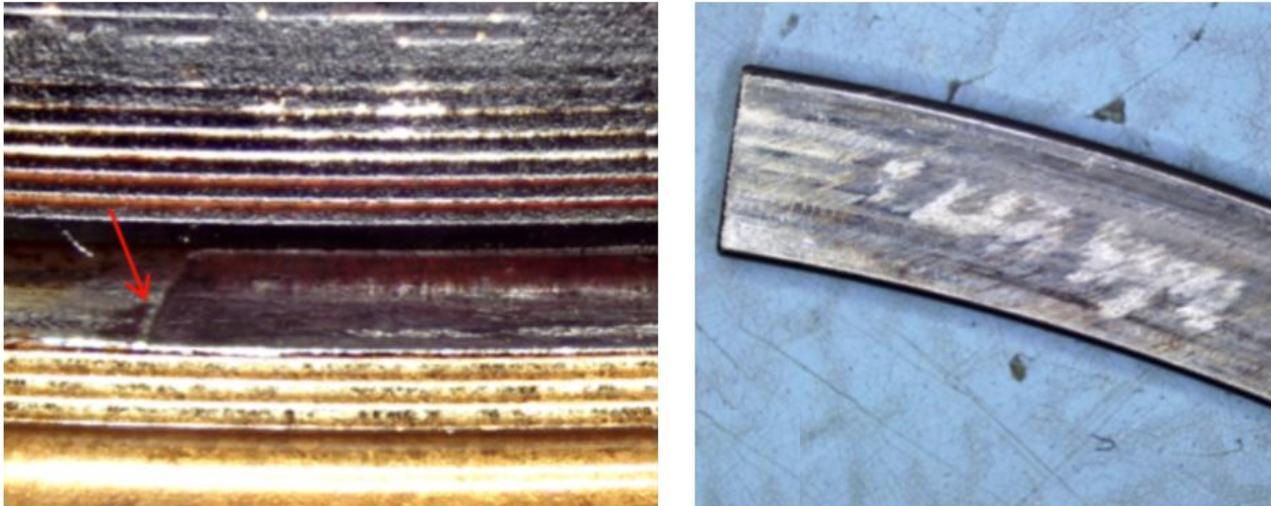


Figura 33 Incollaggio del primo segmento alla relativa cava dovuta ad usura adesiva

Infine la parte del pistone sotto le cave, presente solo in zona ASP0° e SCA180°, viene detta mantello ed ha funzione prevalentemente strutturale. In particolare questo sostiene i mozzetti su cui è realizzata la sede per lo spinotto che permette il collegamento biella-pistone. Su questa parte del componente viene messo uno strato di grafite, visibile in fig.32, il cui scopo è quello di favorire la lubrificazione contro la canna così da ridurre le perdite per attrito durante il moto alternativo del pistone.

Dopo aver elencato il nome e la funzione delle varie parti del pistone è necessario fare una riflessione dedicata allo studio del danneggiamento da knock. La natura aleatoria del fenomeno, si ripercuote allo stesso modo anche sulla localizzazione del danno. Infatti durante le prove di durata eseguite nel corso dello studio, sono stati apprezzati diversi tipi di danneggiamento che a seconda della zona, hanno comportato uno stato funzionale dei componenti diverso. Per questo motivo oltre ai riferimenti utilizzati fino ad ora si è pensato di classificare il danno anche in base al punto in cui questo è stato riscontrato sul singolo campione. Nello specifico a partire dalla vista TOP del pistone, è stata fatta una divisione in settori angolari così da definire 12 zone distinte ogni 30°, a partire dalla direzione 0°ASP. Oltre a questa divisione sono state identificate in modo univoco anche le singole nicchie valvola, dal momento che in queste zone si ha il danneggiamento maggiore.

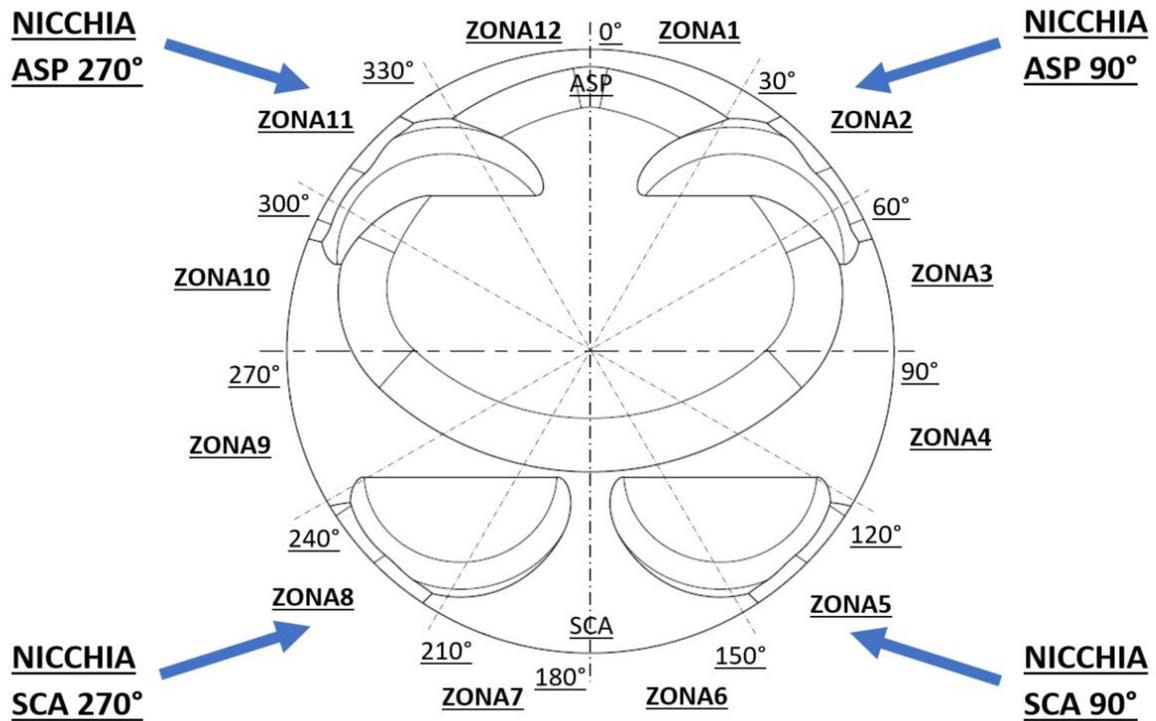


Figura 34 Definizione delle zone di interesse del cielo del pistone

Questa classificazione del danno attuato, permette di avere un approccio statistico anche rispetto alla zona danneggiata. In questo modo è possibile identificare sul pistone la zona più sensibile al knock, sia in termini di erosione superficiale che di chiusura cava del primo anello di tenuta elastica.

4.2 L'erosione superficiale e il Polishing

Il danneggiamento da detonazione più facilmente distinguibile sui pistoni che hanno effettuato una prova di durata, è l'erosione superficiale. La presenza di questa tipologia di danno è visibile sul pistone ad occhio nudo già allo smontaggio di fine prova. Infatti, le parti erose del pistone risultano ripulite dai residui carboniosi della combustione e dalle lacche d'olio, che durante il normale esercizio si vanno a depositare sul cielo.



Figura 35 Differenze visive fra un pistone che ha lavorato in condizioni standard e condizioni di knock

Ad oggi non è ancora perfettamente noto il meccanismo fisico-chimico con cui avviene questo danneggiamento. Tuttavia dall'analisi microscopica, si è potuto attribuire in parte la formazione delle porosità che caratterizzano l'erosione alla microstruttura della lega di cui sono composti i pistoni. Infatti attraverso l'analisi al microscopio ottico è possibile vedere la propagazione delle cricche nella matrice di alluminio in prossimità dai grani di silicio.

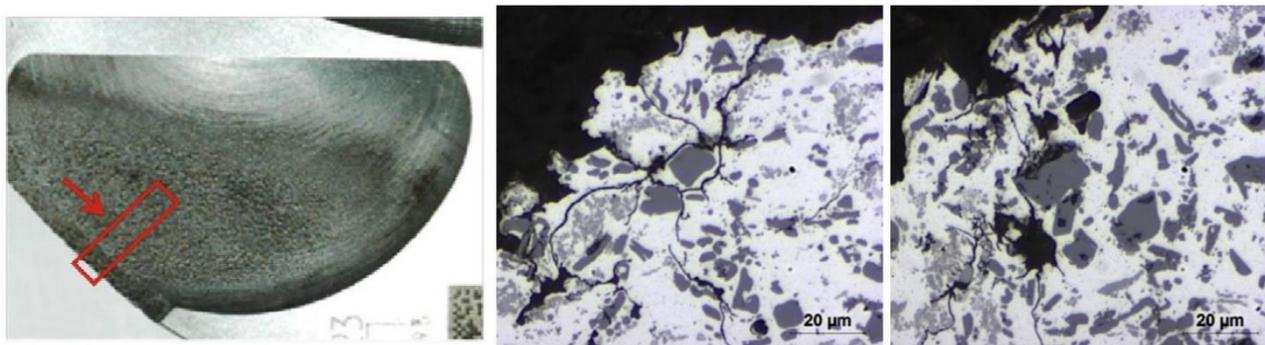


Figura 36 Ingrandimento al microscopio ottico di una nicchia valvola con erosione superficiale

Questi infatti costituiscono il precipitato più duro e grande all'interno della lega e possono determinare la propagazione delle cricche quando viene meno la coerenza all'interfaccia con la matrice metallica.

Altri studi metallografici condotti nelle prime fasi di questo progetto evidenziano che tale fenomeno, in genere non porta alla fusione del materiale. In particolare, con l'analisi microscopica al SEM-EDS si è potuta analizzare più nel dettaglio la microstruttura del pistone eroso.

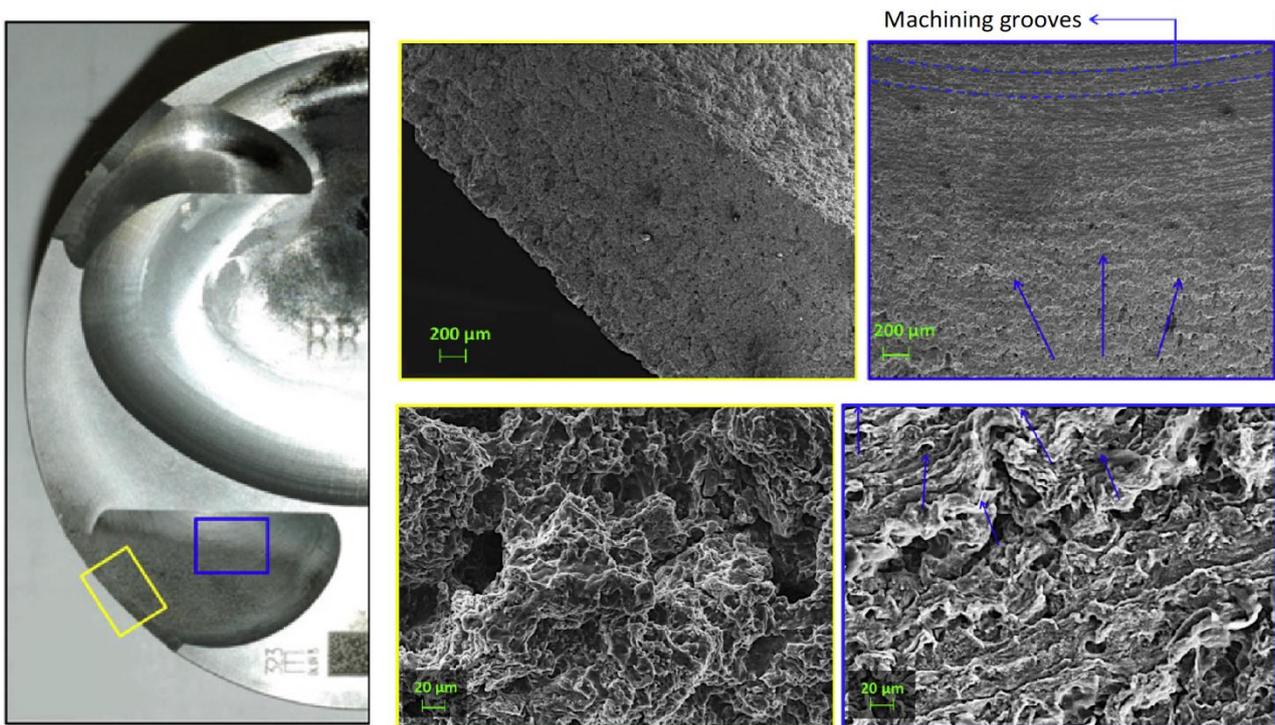


Figura 37 Ingrandimento al SEM-EDS di una nicchia valvola con erosione superficiale

A partire dalla zona blu in figura, si può vedere come inizino a scomparire i segni di lavorazione, man mano che ci si avvicina alla zona prossima allo spigolo fra cielo e Topland. Nelle zone più esterne, riportate in figura in giallo, è possibile vedere chiaramente la porosità data dall'erosione.

Tuttavia, non si è riscontrata la formazione di dendriti dall'ingrandimento al SEM-EDS. Questo indica l'assenza di materiale solidificato, e di conseguenza, anche che la normale erosione sia associabile alla fusione di materiale. Solo in casi eccezionali in cui avvengono episodi altamente distruttivi come la preaccensione, sono state riscontrate tracce di dendriti che fanno pensare al passaggio di fase.

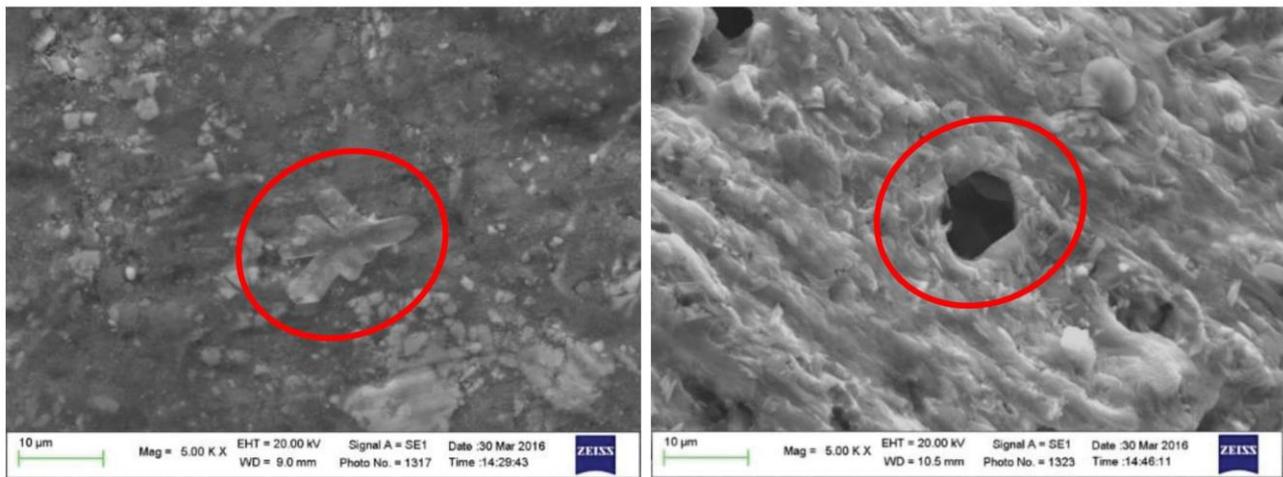


Figura 38 Ingrandimento al SEM-EDS di una dendrite ed una vacanza su un pistone in cui c'è stata preaccensione

In questo caso, si ha infatti che la temperatura e la pressione raggiunti in camera di combustione sono tali da fare fondere la lega che costituisce il pistone, causando in genere anche il grippaggio del relativo cilindro.

Volendo approfondire la localizzazione di questa tipologia di danneggiamento sono stati analizzati diversi set di pistoni in cui il modello di danno è stato testato in diversi punti motore. Ciò che ne è emerso è che a seconda del regime e del carico, l'erosione superficiale tende a spostarsi in zone diverse del pistone. Vi è inoltre anche una discreta dispersione cilindrica sui componenti testati in una stessa prova, sia per quanto riguarda i singoli pistoni che quelli di una stessa bancata. Si è quindi arrivati alla conclusione che la localizzazione della zona erosa dipenda dalla omogeneità della miscela aria benzina aspirata. In altri termini la zona di erosione non è influenzata tanto dalla velocità di danneggiamento imposta dal modello, quanto più dalla variabilità della combustione stessa.

Nello specifico indipendentemente dal punto colpito sui pistoni testati, la zona nicchia valvola risulta essere la zona dove l'erosione è più accentuata. In uno stesso set di pistoni, è però possibile vedere che l'erosione va a concentrarsi sul singolo pistone in una o più nicchie in modo totalmente random. Infatti ciascun cilindro, respirando in modo diverso, aspirerà una miscela che favorirà le condizioni ottimali per l'innesco del secondo fronte di fiamma in una diversa posizione.

Allo stesso modo per ogni singolo regime, si avrà un riempimento differente, che porterà ad avere una dispersione nella localizzazione della detonazione e quindi dell'erosione.

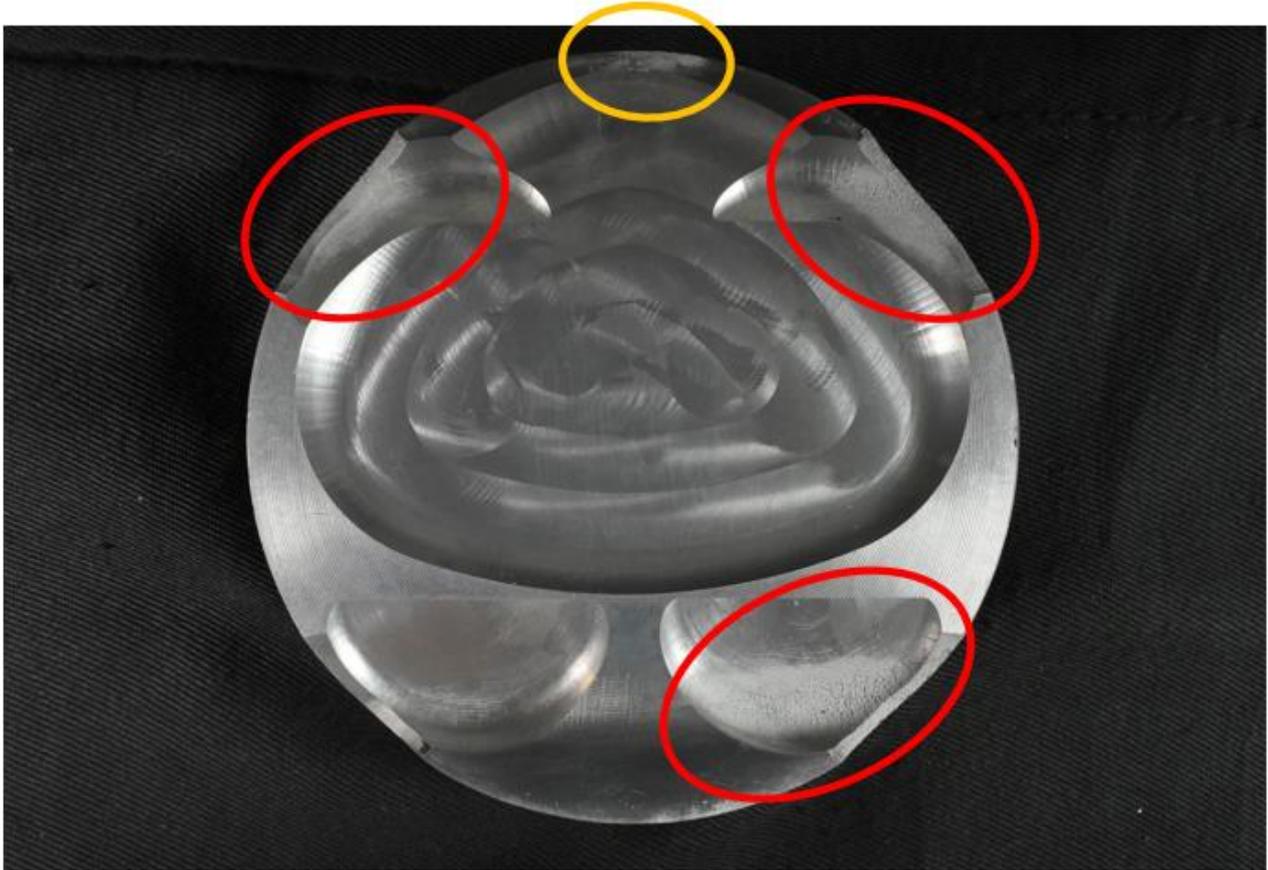


Figura 39 Erosione superficiale sul cielo del pistone

Come si può vedere in giallo nella figura soprastante, l'erosione può colpire anche altre zone del cielo del pistone oltre alla zona nicchia valvola. Ad esempio in zona 0°ASP, sui pistoni che hanno accumulato più danno, si è vista un'erosione molto concentrata che ha portato anche al collasso di una parte del cielo producendo una sorta di avvallamento sulla superficie del pistone.

Un'altra zona spesso erosa è la zona Topland. Qui si è visto che il danneggiamento inizia a ridosso dello strato anodizzato, estendendosi poi su tutta la superficie laterale del componente. Questo tipo di erosione può essere particolarmente pericolosa, poiché si è visto che il knock oltre a danneggiare la zona laterale tende anche a rimuovere il trattamento di anodizzazione dalla cava del primo segmento di tenuta.

Come già spiegato nel paragrafo precedente, tale strato impedisce l'incollaggio del primo anello elastico di tenuta alla cava del pistone creando una discontinuità microstrutturale fra i due elementi. Quindi la rimozione di questo strato, nei casi più estremi, può dare origine anche al grippaggio del cilindro.



Figura 40 Erosione superficiale in zona Topland del pistone

Oltre all'erosione superficiale esiste anche un altro tipo di danneggiamento causato dal knock che attacca la superficie del pistone. Questo danno, chiamato Polishing, è riscontrabile come l'erosione già allo smontaggio di fine durata. In genere compare sullo spigolo in comune tra Topland e cielo del pistone solitamente in zona nicchia valvola. In alcuni casi, questo danneggiamento è stato riscontrato anche in zona ASP 0° e SCA 180°, soprattutto quando è già presente l'erosione superficiale. Visivamente il danno appare come una lucidatura che inizia sullo spigolo e che prosegue verso la cava del primo segmento, in modo regolare. Nei casi più leggeri può comparire solo in un punto dello spigolo esterno, andando ad estendersi fino ai vertici della nicchia all'aumentare dell'intensità del fenomeno.

Il Polishing è dovuto principalmente alle spinte assiali che l'albero motore tramette ai pistoni tramite le bielle. A causa della sua inerzia, l'albero non scambia con bielle e pistoni forze puramente parallele all'asse di ciascun cilindro. Questo in esercizio determina un movimento relativo del pistone rispetto all'asse del cilindro, che porta ad un leggero contatto contro le pareti della canna. Questo sfregamento è il responsabile della lucidatura del pistone e della rigatura delle relative canne. Un'altra caratteristica di questo

danneggiamento è che all'aumentare del danno accumulato dal pistone l'area di Polishing aumenta, creando anche delle irregolarità nello spigolo fra Topland e cielo.

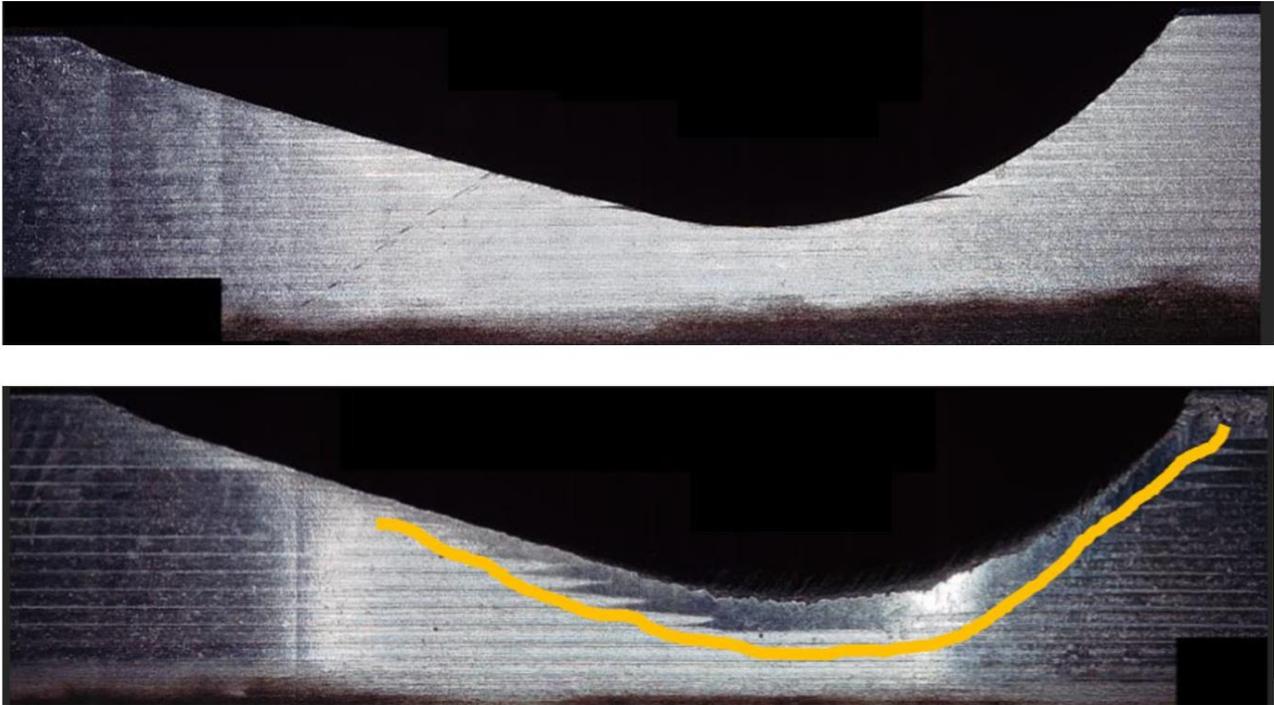


Figura 41 Confronto fra lo spigolo esterno della nicchia valvola di un pistone sano e quello in cui sono presenti tracce di Polishing

La lucidatura dello spigolo del pistone viene favorita anche dalla presenza in camera dei residui carboniosi della combustione e del metallo asportato in seguito all'usura, dal pistone e dalla canna. La presenza di queste particelle molto piccole e dure rispetto alla lega di alluminio del pistone, fa sì che avvenga una sorta di lucidatura con terzo elemento abrasivo fra canna e pistone. Questo fenomeno Tribologico consiste nell'asportazione di materiale da canna e pistone, in seguito al moto relativo di altre particelle in contatto con i primi due.

In genere il Polishing, è visibile solo quando il danno che viene accumulato è ancora relativamente basso. Infatti, all'aumentare delle ore di prova con il modello di danno attivo, sul pistone viene accumulato tanto danno che le zone lucidate vengono a loro volta erose, cancellando le tracce del Polishing. Al contrario quando il danno accumulato è ancora basso è possibile trovare contemporaneamente questo tipo di danneggiamento, in prossimità delle zone erose. In alcuni casi invece si è riscontrata prima la presenza della lucidatura e solo successivamente quella dell'erosione. Come se a favorire l'innescare delle porosità in nicchia valvola fosse il Polishing stesso.

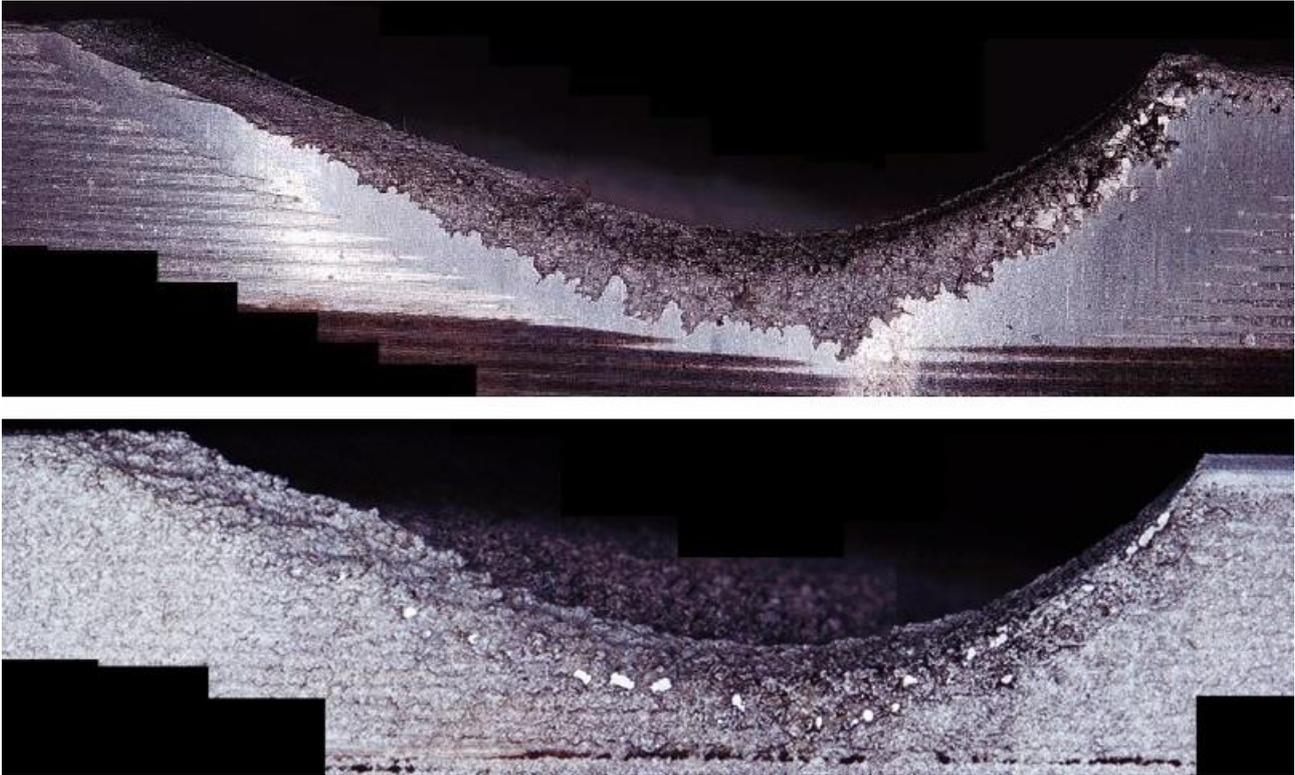


Figura 42 Confronto fra due nicchie valvola in cui sono ancora visibili tracce di Polishing e dove invece si ha solo erosione superficiale

Fino ad ora sono state discusse le cause e la posizione in cui questi due tipi di danneggiamento. Tuttavia come già anticipato nel capitolo precedente, è stato necessario classificare l'intensità di questi due fenomeni al fine di dare al modello di danneggiamento pistone anche una base sperimentale oltre a quella fisica. È già stato spiegato che l'indice di danno fa parte di una scala progressiva basata sulle prime prove fatte all'inizio di questa attività. Tuttavia per completezza, è necessario anche introdurre i parametri su cui si basa questa stima del danneggiamento da knock. Il livello di erosione viene prima definito osservando la nicchia valvola dalla vista TOP. Successivamente viene valutata la frastagliatura del bordo in vista laterale, andando a guardare la zona Topland nei pressi della nicchia valvola. Quando sono ben visibili i solchi di lavorazione sulla superficie del pistone e lo spigolo risulta ancora intatto, l'indice di danneggiamento non supera l'unità. Mentre se la nicchia valvola risulta danneggiata quasi per intero e l'erosione si estende anche verso il centro del pistone, si ha che il danno è più che raddoppiato. In questa situazione il bordo che inizia ad essere frastagliato e l'estensione dell'area di Polishing determinano un incremento del danno. L'aumento a valori più elevati dell'indice di erosione, si ha con la maggiore profondità dei crateri, che rendono visibile ad occhio nudo anche la porosità superficiale. L'indice di danneggiamento sale ulteriormente nel momento in cui

scompare totalmente l'area di Polishing e l'erosione arriva alla cava del primo anello elastico iniziando ad eliminare lo strato anodizzato.

Su queste linee guida è stato associato ad ogni pistone testato nel corso dell'attività, un numero che permette di associare lo stato di un pistone all'effettivo danno attuato. In altri termini attraverso questo sistema di rating è possibile identificare qual è l'entità del danno associabile ad una certa intensità di detonazione.

4.3 La perdita di durezza

Oltre alle tipologie di danneggiamento da detonazione fino ad ora trattate, con il modello di danno attivo si è osservata l'accentuazione di un altro fenomeno metallurgico. I pistoni, montati sul motore utilizzato in questa attività, durante le prove hanno infatti subito una precoce perdita delle proprietà meccaniche. La lega alluminio silicio di cui sono costituiti è normalmente soggetta ad un degrado, quando viene esposta a temperature prossime a quella di solubilizzazione. Pertanto anche sui pistoni che effettuano una normale prova di durata, è possibile vedere una diminuzione delle proprietà come ad esempio la durezza. Tuttavia nel caso in esame si è notato che i pistoni presentano un degrado più marcato rispetto ad al caso standard.

Questo fenomeno è legato ad un processo diffusivo, dipendente da tempo e temperatura. In particolare man mano che ci si avvicina alla temperatura di solubilizzazione dell'alluminio (tra i 450°C e i 470°C), i grani di silicio dispersi nella matrice metallica, tendono ad ingrossare, portando ad una perdita di coerenza fra matrice e precipitato. Questa perdita di coerenza all'interfaccia delle due fasi, determina un rilassamento delle tensioni interne del materiale che è responsabile del calo della durezza.

Per descrivere questo fenomeno esistono delle curve a seconda della lega metallica, ricavate sperimentalmente che descrivono l'andamento della durezza in funzione della temperatura e del tempo di lavoro a caldo. In questo modo è possibile sfruttare questa

proprietà delle leghe di alluminio per conoscere la temperatura media di esercizio a partire dalle ore di funzionamento e dalla durezza residua al termine della prova.

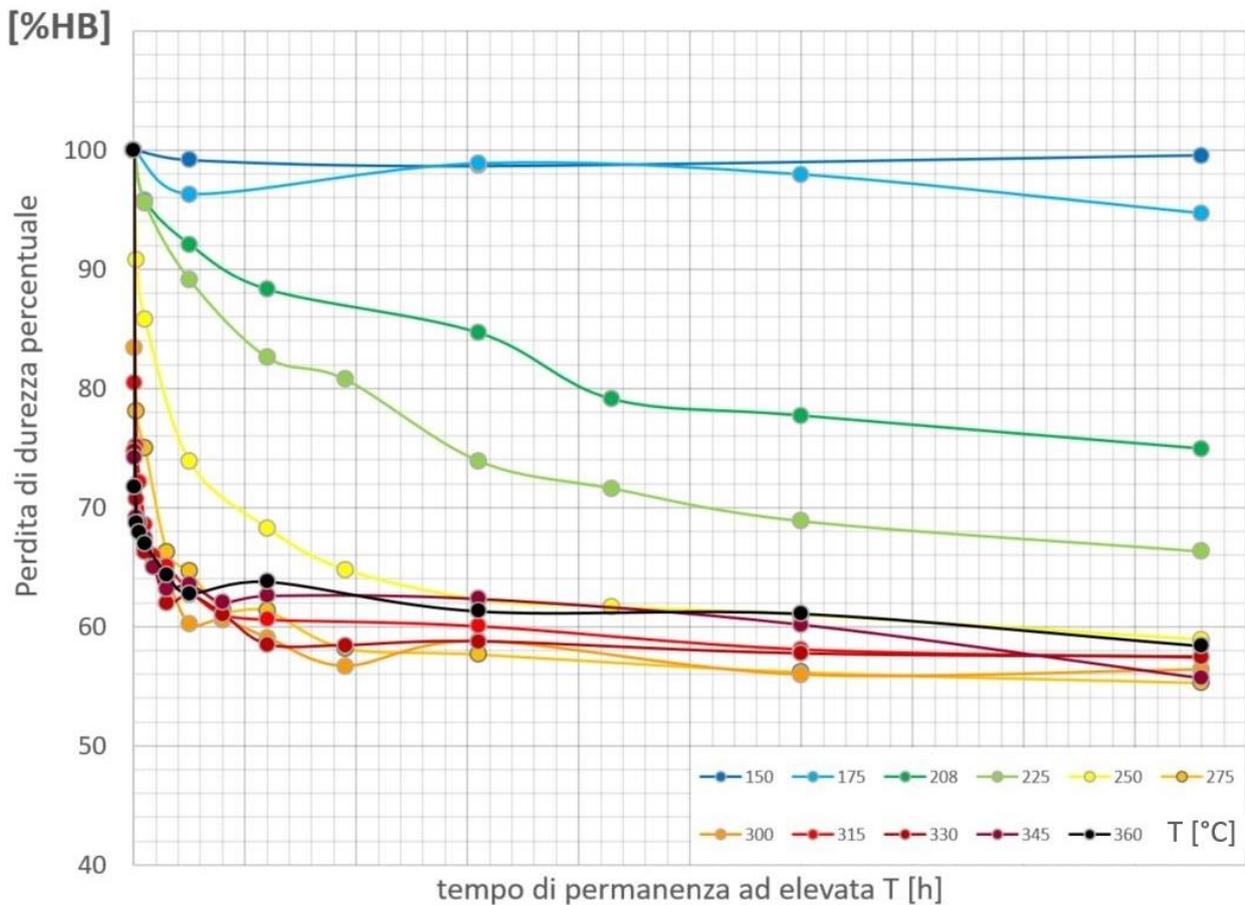


Figura 43 Curve di degrado normalizzate della lega di cui sono costituiti i pistoni del motore F154BE

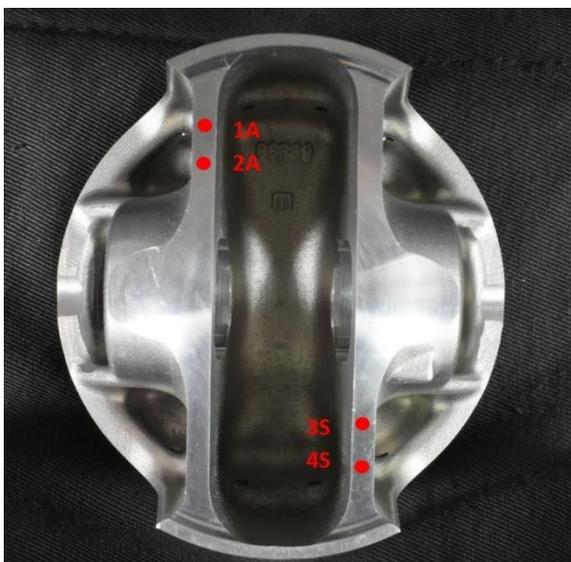
Nella figura soprastante, sono riportate le curve di degrado della lega di cui sono costituiti i pistoni, al variare della temperatura di esposizione. Il grafico presenta in ascissa le ore di lavoro a caldo, mentre in ordinata la perdita di durezza normalizzata rispetto al valore iniziale. Dalle curve si può notare che con la variazione della temperatura, l'andamento del degrado di lega può sensibilmente variare. Infatti fino ai 250°C circa, si ha che un ΔT relativamente piccolo ($\approx 25^\circ\text{C}$), comporta una sensibile variazione del decadimento della durezza. Superata questa soglia invece, si ha l'appiattimento delle curve, che non consente di determinare con precisione l'entità del ciclo termico a cui i componenti vengono esposti.

Riferendosi al caso in esame, tramite questo grafico è possibile spiegare il maggiore decadimento delle proprietà meccaniche dei pistoni, con il modello di danno attivo. In particolare viene associata la più rapida perdita di durezza alla maggiore temperatura del pistone quando si ha detonazione. Nello specifico avviene che raggiungendo valori di pressione in camera più elevati in presenza del knock, la temperatura percepita sul cielo

aumenta. Di conseguenza accumulando danno durante una prova di durata, si ha che anche la temperatura media percepita dal pistone risulta più alta rispetto al caso standard. Inoltre, dato che le prove in questione impiegano diverse di ore per essere completate, l'esposizione ad una temperatura media più alta, può essere considerata in tutto e per tutto come un diverso trattamento termico, a cui si associa una diversa curva di degrado.

Noto questo fenomeno, come già accennato nel capitolo precedente, si è pensato di misurare la durezza dei pistoni, così da poter trovare a posteriori, la temperatura media vista dal cielo, date le ore di prova del motore. In questo modo è possibile verificare sia il modello di temperatura pistone utilizzato dal controllo, sia raccogliere dati per associare il danno riportato alla perdita di durezza. Per farlo è stata misurata la durezza pre e post esercizio, in modo da identificare la curva di degrado, e quindi la temperatura media a partire dai valori di inizio e fine prova. La misura preliminare è necessaria in quanto il fornitore rilascia una certa tolleranza rispetto alla durezza iniziale dei pistoni, pertanto uno piccolo scarto può comportare un errore relativamente grande sulla stima, specie sulle prove di breve durata.

Per eseguire la prova di durezza sono stati scelti quattro punti sul retro del pistone. Come zona in cui indentare il pistone sono state scelte le nervature che collegano i due mantelli delle zone di aspirazione e scarico alla sede dello spinotto.



LATO:	N° PISTONE			
	ASPIRAZIONE		SCARICO	
posizione	1A	2A	1S	2S
HB	100.75%	99.50%	100.92%	99.58%
MEDIA HB	100.13%		100.25%	
DEV.STD	0.88%		0.94%	
MEDIA HB_TOT	100.19%			
DEV.STD	0.09%			

Figura 44 Zone in cui il pistone viene indentato per misurare la durezza pre esercizio

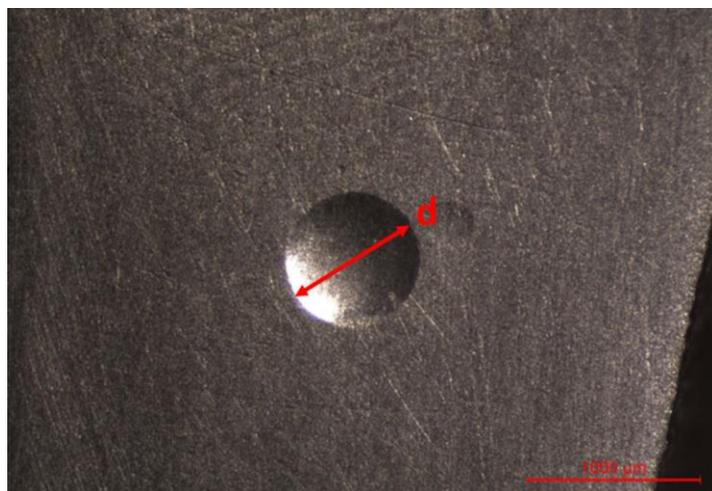
In figura sono riportati i punti precisi in cui sono state fatte le impronte, dove con la lettera A si indica il lato del mantello rivolto verso ASP0°, mentre con la S il lato prossimo alla zona SCA180°.

La scelta di effettuare la prova in due punti per due diverse zone, deriva da due considerazioni. La prima è dovuta alla necessità di non modificare significativamente la superficie del cielo del pistone. Infatti, dall'esperienza fino ad ora acquisita non si è completamente certi che il meccanismo di erosione sia indipendente dalla presenza di difetti superficiali. Di conseguenza è stata scelta una zona in cui effettuare la prova di durezza tale da escludere questa possibilità. Visto che sul retro del pistone è impossibile avere danni da knock. La seconda motivazione è la possibilità di misurare la durezza iniziale del componente anche dopo aver effettuato la prova. Questo è possibile poiché il retro del pistone, in esercizio è la parte del componente che si scalda meno. Di conseguenza, questa zona non raggiungendo temperature prossime a quella di solubilizzazione, in un normale funzionamento non presenta un decadimento delle proprietà meccaniche. La mancanza di degrado permette quindi di misurare la stessa durezza che il componente aveva ex novo, anche dopo una prova di diverse ore.

Per eseguire le prove è necessario preparare la superficie su cui vengono generate le impronte in modo da eliminare i solchi di lavorazione presenti sul componente. Per ottenere un'impronta il più definita possibile, è infatti fondamentale lucidare la superficie, così da evitare la distorsione delle tracce ed il relativo errore di misura. Dopo aver preparato la superficie vengono eseguite due indentature sul lato ASP e due sul lato SCA così da monitorare la durezza su entrambe le parti del pistone. Effettuando due misure per lato, viene anche ridotto l'errore di misura commesso, dato che si va a considerare il valore medio delle due acquisizioni. Conoscendo la durezza iniziale delle due parti del pistone è possibile quindi calcolare anche la durezza media dell'intero componente, facendo la media aritmetica delle durezza.

$$HB = \frac{2F}{\pi D \left(D - \sqrt{D^2 - d^2} \right)}$$

$$\text{dove } \begin{cases} F = \text{forza [NKg}^{-1}\text{]} \\ D = \text{\textcircled{O} sfera [mm]} \\ d = \text{\textcircled{O} impronta [mm]} \end{cases}$$



Equazione 17 Formula per determinare il valore della durezza nella scala Brinell

Per le prove preliminari è stata scelta una prova di durezza Brinell, che come indicato dalla normativa UNI EN ISO 6506, prevede di utilizzare un indentatore sferico in carburo di tungsteno, del diametro di 2.5mm. Sempre secondo la normativa, l'indentatore viene lasciato per 10s sul campione applicando un carico di 62.5kg e il valore di durezza viene calcolato in scala HB attraverso la formula riportata di seguito.

Per la misura post esercizio si è scelta una tipologia di prova diversa da quella fatta sui pistoni pre esercizio. In particolare al posto della prova Brinell, è stata fatta una prova di micro durezza Vickers. La scelta di cambiare tipo di prova è dovuta a diverse considerazioni di carattere tecnico. Infatti utilizzando una prova di micro durezza, molto meno invasiva in termini di dimensione dell'impronta lasciata sul campione, non viene alterata significativamente la superficie del cielo. In questo modo è possibile misurare la durezza dei pistoni fra una prova e l'altra andando poi a ricavare più punti per determinare la curva di degrado, senza rischiare di creare un possibile punto di innesco per l'erosione superficiale. Un'altra ragione è legata alla precisione della misura. Infatti alla fine delle prove di durata, specie con il modello di danno attivo che accentua il fenomeno del degrado della lega, la durezza ha un calo significativo. Questo comporta che l'indentatore a parità di carico applicato è in grado di generare sulla superficie del pistone un'impronta molto più estesa rispetto ai campioni pre esercizio. A sua volta questo determina una maggiore probabilità di avere una traccia distorta sul cielo, e quindi un errore sul valore della durezza misurata. In questo senso utilizzando una prova micro Vickers, si ha che l'indentatore utilizza dei carichi di due ordini di grandezza inferiori rispetto alla prova Brinell. Di conseguenza questa tipologia di micro durezza permette di avere un risultato meno affetto da errore anche sui materiali teneri come la lega dei pistoni degradati. Inoltre, generando impronte più piccole rispetto alla prova utilizzata nella caratterizzazione pre esercizio, si ha anche la possibilità di realizzare più impronte vicine o in zone dove è presente meno materiale. Lo svantaggio principale della prova di micro durezza Vickers, è legato al tempo necessario per effettuare la prova. Infatti rispetto al metodo Brinell, viste le piccole dimensioni dell'impronta, sono necessari una migliore finitura superficiale e una maggiore precisione dello strumento di lettura per fare l'ingrandimento della zona indentata. Operativamente questo comporta un numero maggiore di passate con la carta abrasiva per arrivare al giusto grado di lucidatura ed una più bassa velocità di spostamento del piattello porta pezzo che consente al microscopio di mantenere a fuoco l'immagine ingrandita. Per queste ragioni si è scelto di

differenziare le due prove di durezza pre e post esercizio, così da trovare il miglior compromesso fra precisione del risultato e tempi di analisi.



		N° PISTONE									
LATO:		ASPIRAZIONE					SCARICO				
posizione		-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+160°	+170°	+180°	+190°	+200°
HV		69.4%	72.4%	69.3%	73.6%	68.2%	61.9%	67.4%	65.7%	67.5%	63.3%
MEDIA HV		71%					65%				
DEV.STD		2%					2%				
MEDIA HV_TOT		68%									
DEV.STD		4%									

Equazione 18 Zone in cui il pistone viene indentato per misurare la durezza post esercizio

Per verificare quali punti del cielo subiscono il degrado più importante, si è pensato di eseguire dieci prove micro Vickers per ogni pistone testato. In particolare si è andati a indentare il pistone cinque volte sul lato aspirazione e cinque volte sul lato scarico. Così facendo utilizzando le diverse misure per lato fatte con le prove pre esercizio, è possibile determinare anche le curve di degrado dei singoli lati del pistone. Per fare questo, è stato utilizzato il valore medio delle cinque misure fatte su ciascun lato, quindi andando a mediare anche questi due valori, si determina il valore di durezza medio dell'intero componente.

Le prove di micro durezza sono state fatte a partire dalle specifiche riportate nella normativa **UNI EN ISO 6507**, dove viene utilizzato un indentatore a forma piramidale a base quadrata, con angolo al vertice di 136°. Rispetto ai carichi standard indicati nella normativa, per limitare ulteriormente le dimensioni dell'impronta ed evitare possibili errori di distorsione, è stato applicato un carico di 0.5Kg, caricando i campioni da analizzare per 10s. Una volta indentato il pistone, tramite il software dello strumento di prova è possibile tracciare le diagonali della traccia prodotta direttamente sull'ingrandimento X40 fatto con il microscopio ottico del durometro. Quindi attraverso la seguente formula si trova il valore della durezza in scala micro Vickers:

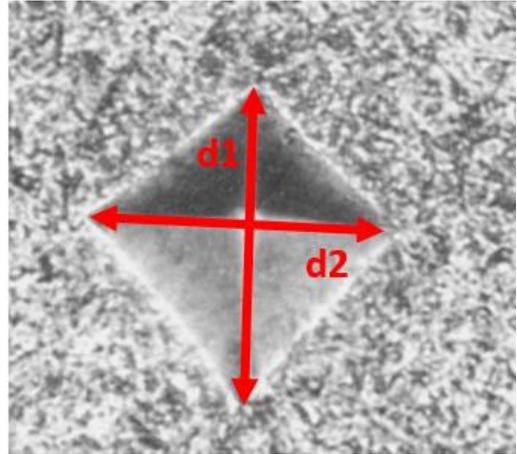
$$HV = \frac{F}{A} \approx \frac{1.8544F}{d^2}$$

dove

$$F = \text{forza indentatore [Kgf]}$$

$$A = \frac{d^2}{2 \sin\left(\frac{136^\circ}{2}\right)}$$

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \text{diagonale media [mm]}$$



Equazione 19 Formula per determinare il valore della durezza nella scala Vickers

Dopo aver eseguito le prove pre e post esercizio, per poter confrontare i valori di durezza ottenuti nelle due diverse scale, si è fatto riferimento alla correlazione esistente fra le due unità di misura. Infatti sebbene le prove di durezza siano molto diverse sia per indentatore, che per carichi applicati, di fatto, rappresentano sempre la stessa caratteristica del materiale. Quindi per andare a determinare la relazione esatta fra HV e HB, agli albori del progetto, sono state effettuate una serie di prove con i due diversi durometri su una serie di provini degradati diversamente. Si è ottuta quindi una serie di punti sul piano HB-HV, tali da approssimare la funzione che permette di passare da una scala all'altra.

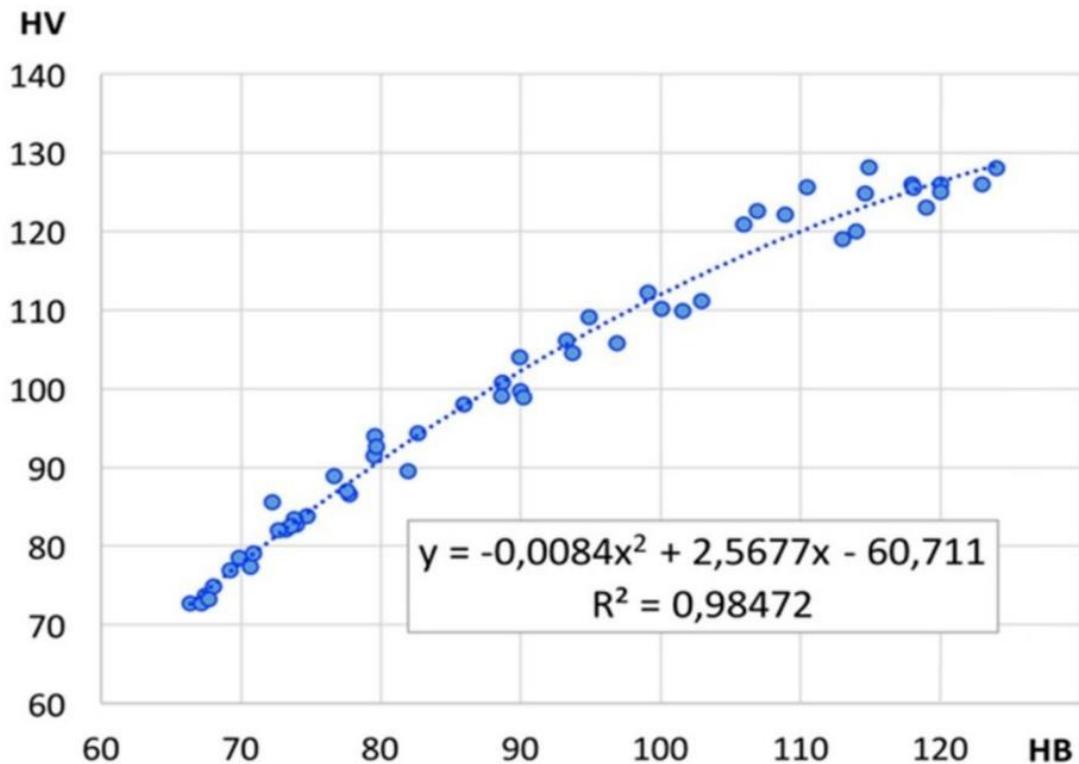


Figura 45 Grafico di correlazione fra le scale di durezza Brinell e Vickers

4.4 La chiusura della cava del primo anello elastico di tenuta

Come già introdotto all'inizio di questo capitolo, lo scopo principale degli anelli di tenuta elastici e del raschia olio è quello di garantire che la pressione generata dalla combustione produca lavoro sul pistone senza che vi sia una via preferenziale di sfogo tra la canna e il pistone stesso. Allo stesso modo, questi tre elementi devono garantire la tenuta anche nel verso opposto per impedire il passaggio di olio in camera durante la fase di aspirazione. Infatti in quel momento il cilindro è a pressione inferiore rispetto al basamento e l'assenza di una tenuta adeguata può comportare un maggiore passaggio di fluidi, ed un conseguente aumento del consumo di olio. Per questo motivo i tre elementi in esercizio, sono liberi di muoversi all'interno della cava, così da poter essere spinti sulla faccia superiore o inferiore dalle forze di inerzia e dal fluido a pressione più alta.

Avvicinandosi ad una delle due facce interne alla cava, viene creato lo spazio per il passaggio del fluido che quindi può spingere anche sulla faccia interna del segmento, premendolo contro la canna per fare la tenuta.

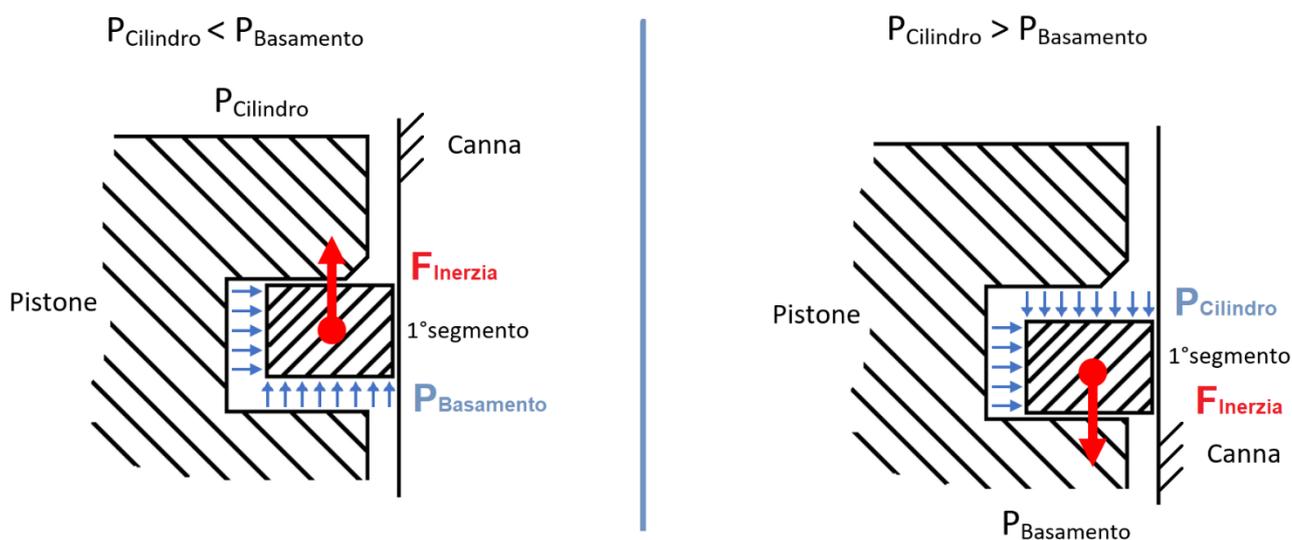


Figura 46 Principi di funzionamento degli anelli elastici di tenuta

In questo modo, come si può vedere anche nella figura soprastante, si ha solo il passaggio di una quantità di olio e blow by minima.

Tuttavia, perché sia mantenuta una corretta dinamica del passaggio dei fluidi attraverso i segmenti, è necessario che l'alloggiamento degli anelli non venga deformato rispetto ai valori di tolleranza forniti dal produttore dei pistoni. In configurazione standard, senza il

modello di danno, l'unica deformazione delle cave ad oggi riscontrata, è un leggero aumento dell'altezza della cava del primo segmento. Questa deformazione è però apprezzabile solo sui pistoni che avendo portato a termine una prova di durata completa, sono da considerarsi a fine vita. Con il modello di danno attivo, si è invece osservata la tendenza opposta. Infatti, già dopo qualche ora di funzionamento, avendo quindi accumulato un danneggiamento relativamente limitato, si è riscontrato lo schiacciamento della sede del primo anello di tenuta elastico.

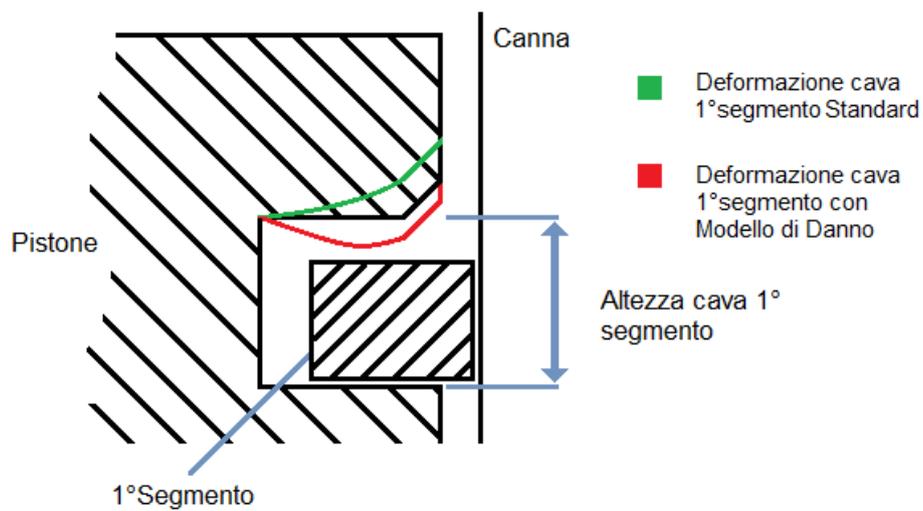


Figura 47 Confronto fra le deformazioni della cava del primo segmento in condizioni standard e con il modello di danno attivo

Come per l'erosione superficiale, sul motore utilizzato in questo studio, la posizione prevalente in cui si ha la riduzione dell'altezza della cava del primo segmento risulta essere la zona nicchia valvola. Tuttavia non vi è una nicchia preferenzialmente colpita da questa tipologia di danneggiamento da knock. Infatti durante le prove svolte, non si è riusciti a trovare un trend univoco per definire quale fra le quattro nicchie fosse la più deformata. Si è però apprezzata una relazione fra l'erosione superficiale e la chiusura nicchia valvola, nello specifico le zone più schiacciate del pistone erano quelle in cui la porosità data dall'erosione risultava più marcata. Essendo però anche la localizzazione dell'erosione superficiale totalmente random, ne risulta che è impossibile determinare a priori, in quale delle zone nicchia valvola si andrà a schiacciare la cava dell'anello elastico (zone 2-5-8-11).

A differenza degli altri danneggiamenti trattati precedentemente, questo risulta particolarmente delicato, poiché se viene meno la dinamica segmenti-pistone, il motore può rischiare, oltre alla perdita di performance, anche una veloce deriva funzionale. Durante il normale funzionamento del motore, i gas di blow by i quali contengono olio, residui della

combustione e vapori di benzina, trafilano dal segmento fino al basamento. Quindi attraverso un circuito dedicato vengono fatti sfiatare dall'interno del motore a monte della camera di combustione. In questo modo è possibile eliminare i gas di blow by, senza che vengano dispersi nell'ambiente sostanze inquinanti. Contenendo anche vapori di olio il consumo di questi gas, determina anche un certo consumo di lubrificante. Con la normale usura del segmento accade che questo perde progressivamente la tenuta che separa basamento e camera, il che porta anche ad un aumento della portata di blow by, ed un relativo aumento della pressione al carter. Tuttavia lo spillamento del blow by dal basamento a monte aspirazione è comandato dalla differenza di pressione fra i due punti. Ne consegue che ad un aumento della pressione nel carter, corrisponde anche un aumento della quantità di gas richiamati a monte farfalla per essere eliminati in camera di combustione. Per questo motivo solitamente viene associato ad un maggior consumo olio, anche uno stato di usura del motore, tale da portare ad un aumento della portata di blow by. Questo fenomeno può risultare abbastanza pericoloso per la funzionalità del motore, poiché il controllo del livello dell'olio è un parametro controllato solo periodicamente. Di conseguenza, a seguito di una deriva del blow by che può avvenire quando le fasce elastiche non fanno più tenuta, c'è il rischio di fare lavorare il motore con una quantità di olio insufficiente dando origine ad un grippaggio.

Nel corso dell'attività, si è visto che lo schiacciamento della cava del primo anello elastico può determinare una precoce deriva della portata di blow by. In particolare, sul motore F154BE_UNIBO_02_R2, che ad oggi, come già detto, risulta essere il motore ad aver accumulato l'indice di danno maggiore, è stato riscontrato sui pistoni il principio di formazione di un canale blow by. In quel caso lo stato avanzato di erosione e lo schiacciamento del primo segmento, concentrati in una sola nicchia valvola, hanno fatto sì che si venisse a creare una luce fra il pistone e la canna, facendo venire meno la tenuta fra camera e basamento.

Nei pistoni testati nelle altre prove di durata che hanno accumulato meno danno si è sempre riscontrata la progressiva riduzione dell'altezza della cava all'aumentare del danno. Tuttavia la casualità della localizzazione ha fatto sì che a parità del danno attuato vi fosse una disparità sullo stato globale del pistone. In particolare si è osservato che lo schiacciamento della cava può andarsi a localizzare arbitrariamente su una o più nicchie valvola, con un aumento della deformazione nella singola zona al diminuire del numero di nicchie interessate.

Per eseguire la misura, essendo necessaria una precisione elevata, data la tolleranza dell'ordine del centesimo di millimetro, sono stati utilizzati i blocchetti di misura Johansson. Questo strumento di misura è costituito da una serie di parallelepipedi, solitamente in acciaio, lavorati appositamente per avere due facce perfettamente parallele, così da avere uno spessore costante su tutta la lunghezza del blocchetto. Ogni set di misura è costituito da una serie di blocchetti aventi ognuno uno spessore diverso. In questo modo per effettuare la misura è sufficiente trovare il blocchetto con uno spessore tale da permettere l'inserimento fino in fondo alla cava, senza che il contatto con le pareti del pistone opponga resistenza. Il valore misurato dell'altezza della sede del primo anello elastico, sarà quindi lo spessore del blocchetto più grande inseribile in cava senza che vi sia alcun tipo di interferenza.



Figura 49 Blocchetti di misura Johansson e spessimetro a lamelle per la misura dell'altezza cava

Tuttavia i blocchetti Johansson, anche detti blocchetti pianparalleli, hanno il fondoscala minimo, molto vicino alla dimensione nominale della cava dei pistoni. Di conseguenza sui componenti che hanno accumulato più danno, avendo la sede fortemente schiacciata, non si è potuta eseguire la misura utilizzando questo strumento. Quindi per avere un riferimento numerico, dove non è stato possibile fare la misura, si è pensato di utilizzare uno spessimetro a lamelle. Questo strumento, analogo come principio di funzionamento ai blocchetti, arriva a spessori minimi dell'ordine del centesimo di millimetro, avendo tuttavia una sensibilità inferiore. Sebbene l'utilizzo di due strumenti diversi, con sensibilità diverse, non sia la soluzione ottimale per quanto riguarda l'affidabilità dei risultati, questa soluzione permette di raccogliere dati numerici su questa tipologia di danneggiamento, ad oggi mai riscontrata sul motore utilizzato in questo studio.

In questo capitolo sono state analizzate le principali tipologie di danneggiamento da knock, riscontrate nel corso di questa attività con il modello di danneggiamento del pistone. Oltre a questo sono state introdotte anche le metodologie utilizzate per lo studio dei fenomeni di degrado legati alla detonazione, senza però trattare nello specifico i risultati delle prove di durata eseguite sui motori con nomenclatura F154BE_UNIBO. Nel capitolo successivo verranno quindi descritte le prove di durata e verranno analizzati i dati relativi ai primi due motori utilizzati per la ricerca del limite funzionale. Successivamente attraverso la correlazione dei dati acquisiti al banco con quelli ottenuti dalle analisi sui componenti a freddo verrà data una prima stima del danno attuabile sul motore. Infine nell'ultimo capitolo, attraverso la prova di durata completa fatta sul motore F154BE_UNIBO_04, verrà effettuata una prima verifica della stima data, andando a fare poi delle considerazioni sui possibili sviluppi futuri di questa attività.

5 LE PROVE PER LA STIMA DEL DANNO AMMISSIBILE

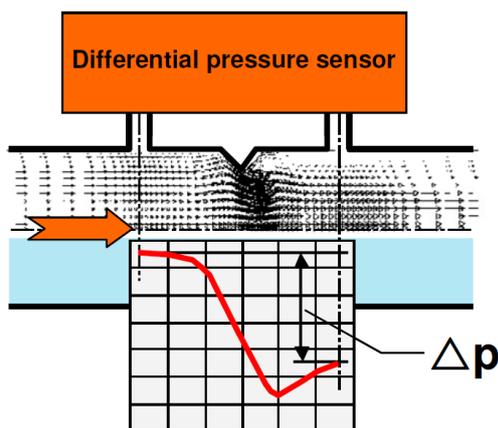
5.1 Le prove di durata su F154BE_UNIBO_01

Dopo aver calibrato il modello di danno, per proseguire con l'attività è stato necessario capire l'entità del massimo danno ammissibile dal motore. Per poterlo fare sono state effettuate delle prove di durata, in cui ripetendo uno stesso ciclo standardizzato, il motore viene fatto funzionare per un tempo rappresentativo della vita totale in vettura. Infatti a partire dall'analisi clienti sul kilometraggio medio percorso, vengono costruiti dei cicli di funzionamento motore, che simulano lo stato di usura nella vita del propulsore. Il ciclo ripetuto nella prova di affidabilità non è legato ad una normativa di omologazione comune ai produttori di autovetture, ma viene costruito dalla singola azienda in base alla singola applicazione. Ciò significa che le specifiche della prova sono strettamente confidenziali, dal momento queste costituiscono gli standard di affidabilità utilizzati dai costruttori di motori a combustione interna. Per questa ragione, in questo lavoro di tesi non verranno trattati nello specifico le modalità in cui sono state eseguite le prove di durata, ma ci sia andrà a focalizzare sui risultati dell'attività. Ad ogni modo per dare una idea generale delle condizioni in cui vengono effettuate le prove verrà spiegata la struttura del ciclo di durata senza scendere nello specifico.

Nel ciclo di prova, il motore lavora a più regimi, anche se la maggior parte del tempo viene fatto operare ad alti giri motore e a massimo carico. In questo modo ripetendo il ciclo in questione per un determinato numero di ore, i componenti sono portati ad uno stato di usura rappresentativo dello stato funzionale al momento in cui è prevista la loro sostituzione. Adottando quindi un certo coefficiente di sicurezza fra il tempo necessario per avere un KO funzionale riscontrato nelle prove effettive, e quello dopo cui è prevista la revisione dei componenti, viene garantita la funzionalità del motore. Va da sé che per poter capire il limite di ogni componente è necessario ripetere periodicamente dei controlli che ne indichino lo stato di usura. Per dare un'idea di che cosa consistano questi controlli, basta pensare alla misura della distanza fra gli elettrodi della candela già anticipata nel capitolo precedente. Oltre a questo controllo ve ne sono tanti altri in grado di indicare con molta precisione l'esatto stato dei componenti, dando anche degli indizi di malfunzionamento prima che si arrivi alla

completa rottura del motore. Fra quelli più importanti, attinenti al caso in esame si ha sicuramente la misura della portata di blow by, il test di tenuta della camera di combustione, il controllo canne con l'endoscopio e le analisi del lubrificante.

Il primo di questi, è necessario per identificare la portata dei gas che trafilano attraverso i segmenti, dalla camera di combustione al basamento. Come già anticipato, per impedire una veloce deriva funzionale è infatti necessario monitorare le variazioni della portata di blow by per verificare la tenuta degli anelli elastici contro la canna. La misura di questa portata viene effettuata tramite un apposito strumento di cella, chiamato "blow by meter". In particolare è necessario collegarsi al circuito blow by del motore in modo che i tubi che vanno dalla zona di spillamento dei gas a monte aspirazione passino per lo strumento di misura. Questo strumento, sfruttando il teorema di Bernulli, può misurare la portata dei gas, utilizzando la pressione differenziale tra due punti a cavallo di un orifizio tarato, di cui è nota la perdita di carico.



$$\dot{m}_{BBY} = \rho \cdot Q = C Y A \sqrt{2\rho\Delta p}$$

Con

$$\begin{cases} Q = \text{portata in volume} \\ C = \text{coeff. di misurazione} \\ Y = \text{fattore di espansione} \\ A = \text{sezione del tubo} \\ \rho = \text{densità Blow by} \end{cases}$$

Equazione 20 Calcolo della portata di blow by

Un altro test di fondamentale importanza è quello di tenuta sui cilindri. Questo test ha lo scopo di verificare i trafilamenti globali della camera di combustione, ovvero quelli attraverso i segmenti e attraverso le valvole. Il test solitamente eseguito a freddo, viene fatto svitando la candela ed inserendo al suo posto con un adattatore un manometro. Quindi disabilitando l'iniezione di carburante e lo scocco della candela, viene fatto girare l'albero motore per far compiere al pistone la corsa di compressione. Infine misurando la pressione massima raggiunta dal cilindro, a partire da un valore di riferimento è possibile valutare i trafilamenti e quindi la capacità del motore di comprimere la miscela correttamente.

Per monitorare lo stato dei pistoni anche durante la prova senza smontare il motore, viene tolta la candela così da avere un accesso visivo alla camera di combustione. In questo modo

utilizzando un endoscopio, è possibile acquisire le immagini del cielo del pistone, della canna, della testa motore e delle valvole di aspirazione e scarico, per monitorare l'usura dei componenti o come in questo caso l'erosione superficiale. Questo strumento infatti è dotato di una telecamera in punta, solitamente direzionabile, con una luce per poter vedere all'interno del cilindro con inquadrature a 360°. Fra gli elementi che vengono monitorati con questo strumento nelle prove di durata, ci sono solitamente le rigature delle canne. Infatti a partire dai segni presenti sulla superficie interna del cilindro è possibile capire se i giochi del manovellismo sono tali da fare avvenire in alcuni punti il contatto con il mantello del pistone, causando quindi rigature anomale.

I test citati fino ad ora sono fondamentali per capire se il motore sta avendo una rottura. Tuttavia solitamente permettono di consuntivare un danno quando questo è già avvenuto, evitando la completa distruzione del motore ed i conseguenti pericoli e danni economici. Esiste tuttavia una prova che di fatto, permette di tenere traccia al passare delle ore dello stato di usura dei componenti. Nelle prove di durata infatti vengono periodicamente prelevati dei campioni di olio motore, per eseguire una analisi allo spettrometro di massa ed evidenziare i metalli presenti nel lubrificante. Da queste analisi conoscendo i materiali di cui sono costituiti i componenti del motore, è possibile associare la quantità di un determinato metallo presente nell'olio allo stato di usura di un certo componente. In questo modo durante una prova è possibile determinare a priori un'usura anomala a partire da un gradiente dei metalli presenti eccessivamente alto.

Per le prove condotte con il modello di danno è stato utilizzato lo stesso ciclo delle prove di durata. Tuttavia per i primi due motori utilizzati, F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02, sono state ridotte le ore di prova, ponendo come obiettivo un certo danno a partire da due diverse velocità di danneggiamento target per i due motori.

Partendo con F154BE_UNIBO_01, si è impostato il modello per danneggiare i pistoni in modo da avere l'indice di erosione a 3 dopo 10 ore di funzionamento del motore. Questa scelta è stata fatta sulle base delle prove preliminari necessarie per la calibrazione del modello di danneggiamento pistone. In queste prove si è infatti visto che l'indice di erosione uguale a 3, comportava un danneggiamento tollerabile. Pertanto volendo anche testare il modello per accumulare danno in una prova di durata, si è voluto partire con questa velocità di danneggiamento.

Purtroppo, prima di iniziare la prova, in fase di calibrazione del modello di danno c'è stato il grippaggio dei cilindri 5 e 8. Questo è accaduto perché per questioni legate alla struttura del controllo, le correzioni pubblicate dal modello di danno possono essere solo delle detrazioni per ritardare l'anticipo di accensione rispetto alla mappa base. Di conseguenza è stata fatta una modifica al SW di controllo motore così che i valori mappati avessero un certo offset, rispetto ai valori standard. Il grippaggio è successo perché il modello di danno per alcuni cicli non ha attuato correzioni di anticipo sulla bancata sinistra, facendo quindi attuare alla ECU un anticipo spropositato.

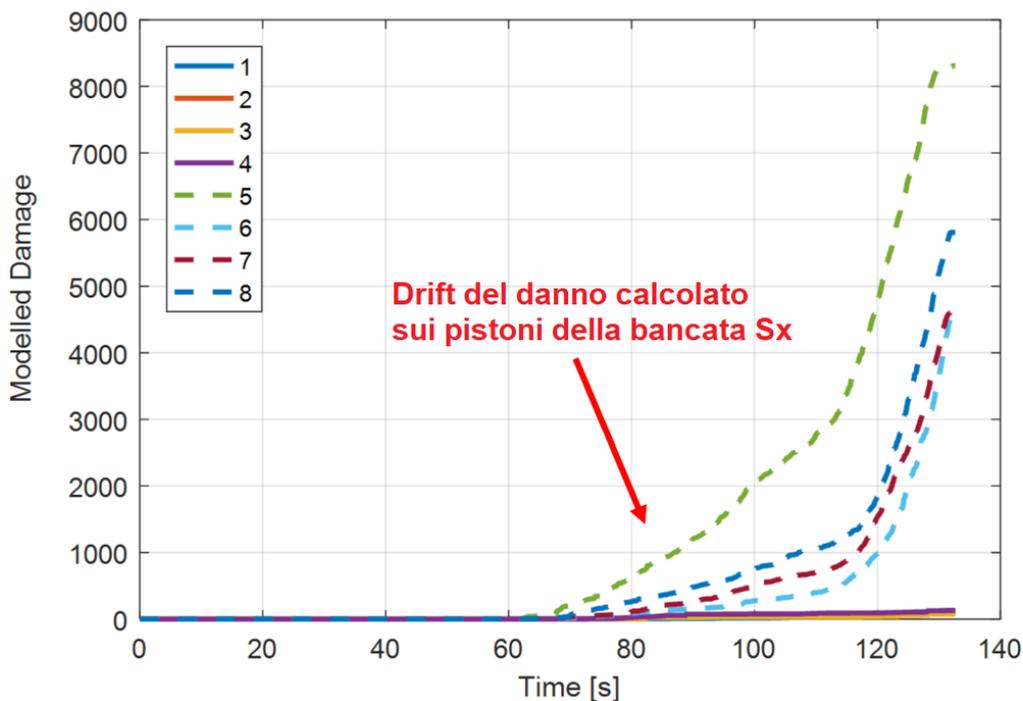
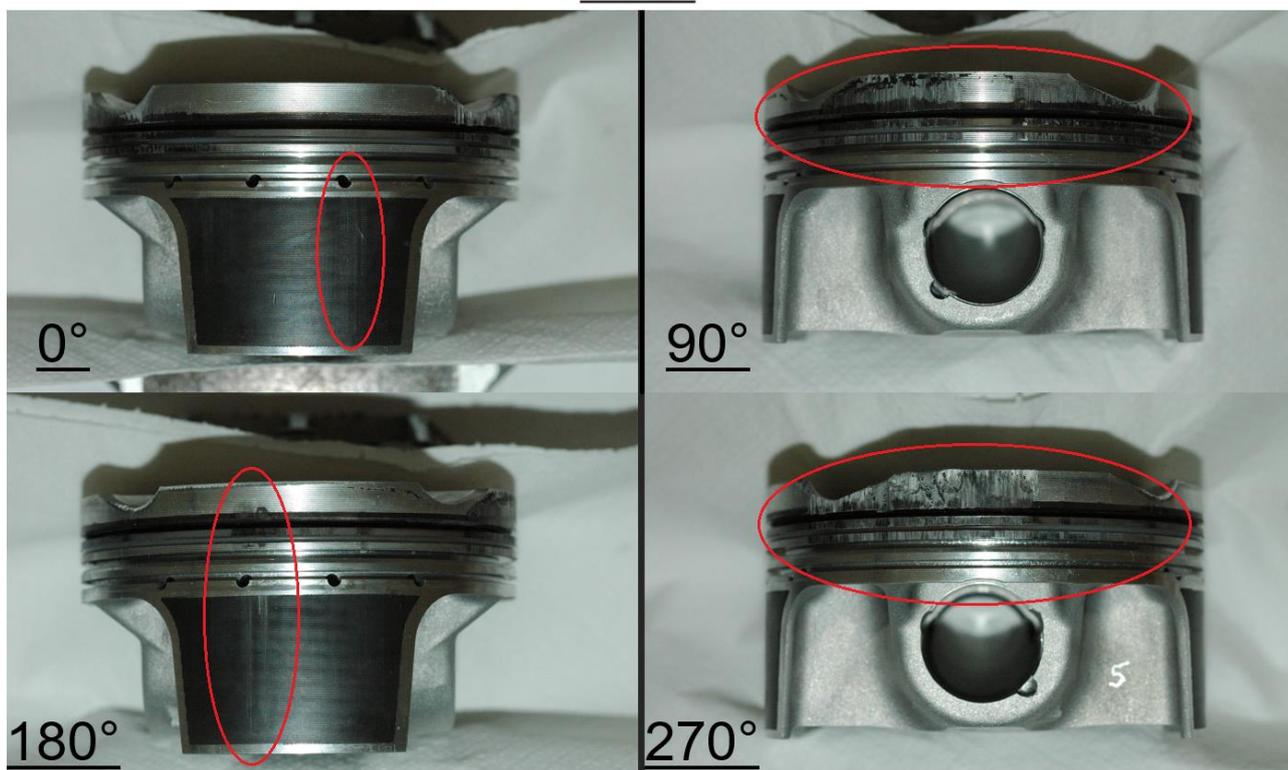


Figura 50 Drift del danno calcolato sulla bancata Sinistra di F154BE_UNIBO_01_R1 in fase di calibrazione Software

Fortunatamente ci si è accorti del problema in tempo, dall'indicatore sul danno totale calcolato, visibile sull'interfaccia del SW, riuscendo ad evitare la preaccensione, che avrebbe causato danni ben maggiori. I pistoni più danneggiati come anche pronosticato dal modello di danno sono stati il 5 e l'8, di conseguenza per eseguire la prova è stato disabilitato il modello di danno su questi cilindri. Una volta terminata la prova è stato possibile verificare l'effettivo grippaggio dei componenti. Fra i due, il pistone sicuramente più danneggiato è stato quello del cilindro 5, che come si vede dall'immagine sottostante ha riportato importanti segni di grippaggio in zona Topland. Sul pistone 8 i segni del grippaggio sono sensibilmente più lievi. Tuttavia questo tipo di danneggiamento comporta la necessità di sostituire i componenti, dal momento che a seguito della failure non è possibile garantire l'affidabilità del motore.

Pistone 5



Pistone 8

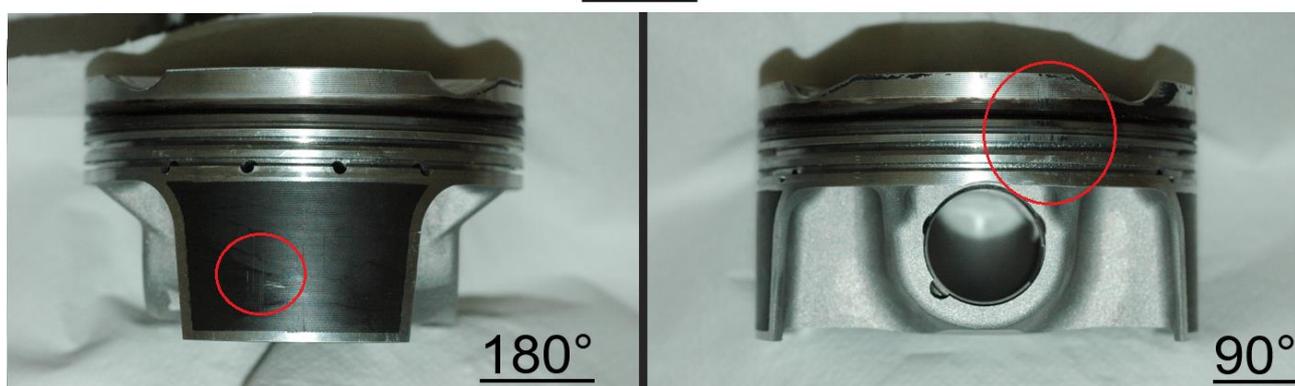


Figura 51 Segni di grippaggio sui pistoni 5 - 8 di F154BE_UNIBO_01_R1

Nonostante questa anomalia i restanti sei pistoni sono riusciti a portare a termine il primo slot di prova. I dati acquisiti al banco prova sono stati analizzati andando a monitorare le grandezze sul punto in potenza al variare delle ore di durata. In particolare si è fatto riferimento sia alle grandezze indice della performance del motore, come la potenza e la coppia erogata, che ai parametri legati alla funzionalità, come la pressione dell'olio e quella nel basamento.

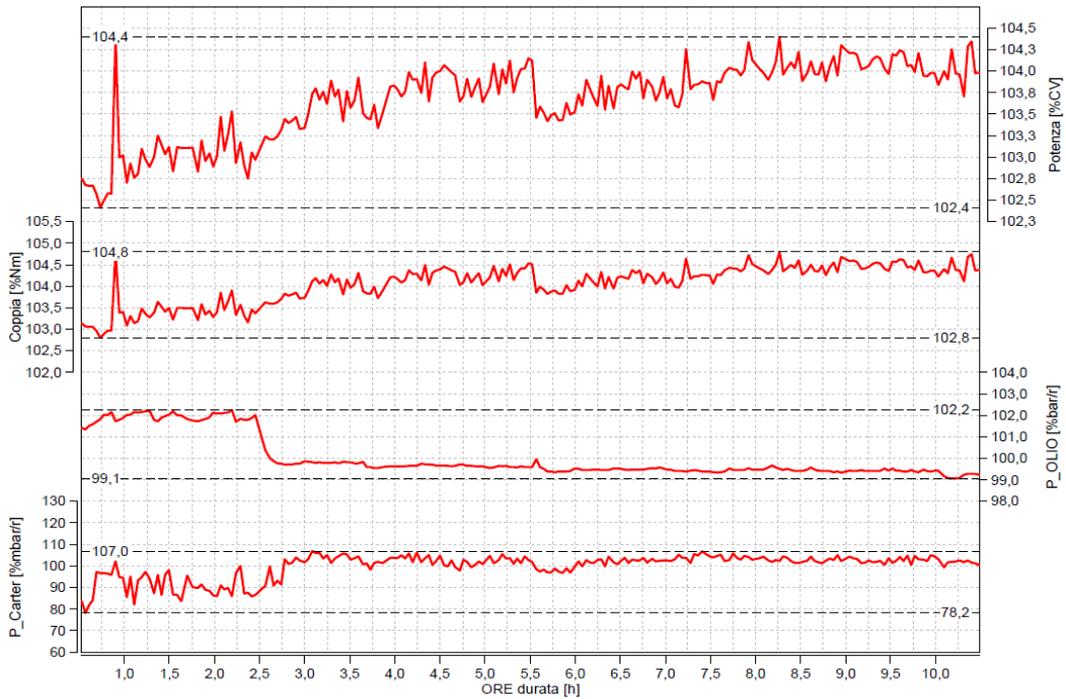


Figura 52 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_01_R1

Come si può vedere dal grafico, il modello con questa velocità target di danneggiamento, è in grado di aumentare fino a 4% la coppia e la potenza netta rispetto a quella di delibera.

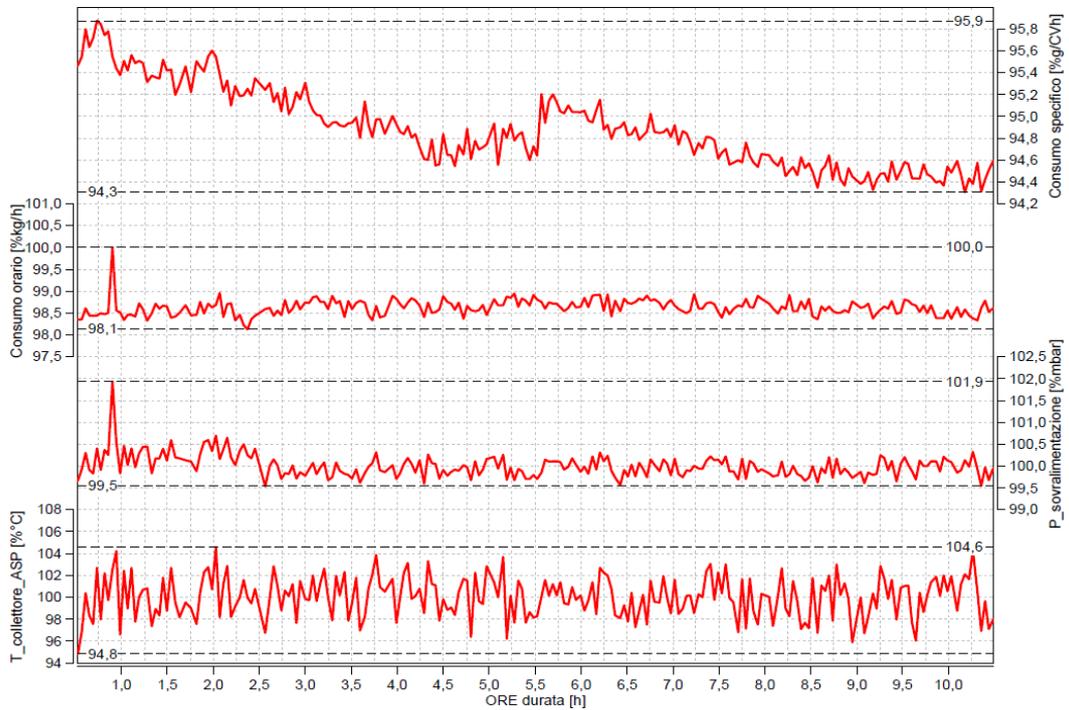


Figura 53 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_01_R1

Oltre ai segnali citati, sono stati presi in considerazione anche il consumo orario di carburante, il consumo specifico, la pressione di sovralimentazione e temperatura dell'aria

nel collettore di aspirazione. In questo modo si è potuto consuntivare che la differenza di performance attribuibile al modello di danno, non fosse invece causata da altre strategie attuate dal SW di controllo motore.

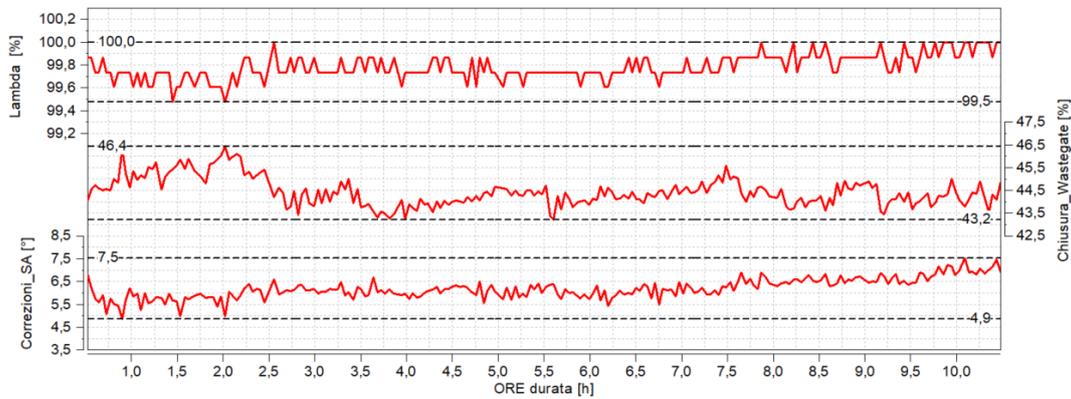


Figura 54 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_01_R1

Allo stesso modo, sono stati monitorati i parametri legati alle attuazioni, come l'anticipo e il rapporto aria benzina. Questa analisi dei parametri operativi, è stata fatta andando a normalizzare le acquisizioni rispetto a quelle del motore in configurazione standard. Oltre a verificare le prestazioni, questi dati consentono di monitorare in tempo reale lo stato generale sia dei componenti che del motore stesso. In questo modo è possibile identificare rapidamente le cause delle anomalie che possono presentarsi in questo tipo di prove, intervenendo direttamente per risolvere i problemi, senza perdite di tempo utile.

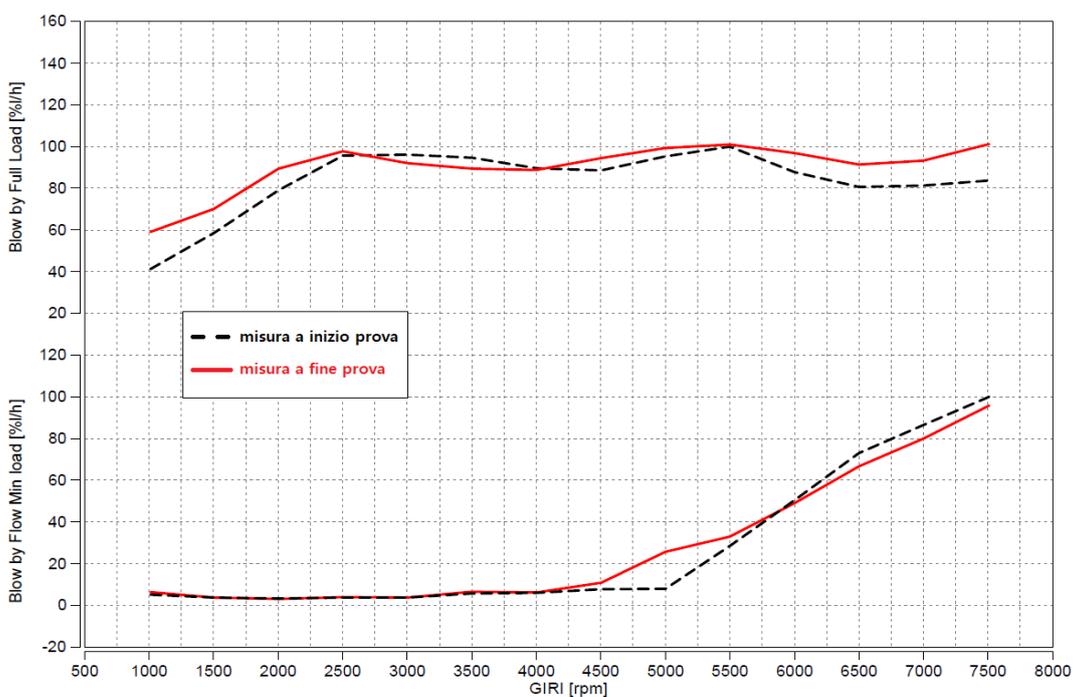


Figura 55 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_01_R1

Al termine della prima prova è stata fatta una misura del blowby ed un test di tenuta dei cilindri oltre agli altri controlli a freddo, per verificare lo stato delle fasce elastiche. In generale lo stato di tenuta della camera di combustione, dopo le prime 10h non ha subito modifiche rispetto all'inizio della prova.

Successivamente il motore è stato smontato dal banco prova e revisionato per consuntivare il danno realmente attuato nelle prime 10h di durata, escludendo i componenti grippati. Dalle macro si è potuto verificare lo stato di erosione delle nicchie valvola e della zona Topland, andando a individuare anche la presenza di Polishing sullo spigolo esterno del cielo.



Figura 56 Macro in vista dei pistoni di F154BE_UNIBO_01_R1: a) vista TOP b) vista ASP0° c) vista SCA180°

In particolare nelle immagini soprastanti, sono state riportate le viste TOP, 0°ASP e 180°SCA degli otto pistoni. Nella seconda delle tre immagini, ovvero quella raffigurante la zona 0°ASP, è possibile vedere che sui pistoni 1 – 3 – 4 sono presenti tracce di Polishing cerchiato in giallo. Mentre dalla vista 180°SCA sono visibili zone erose, cerchiato in rosso, fra lo spigolo in comune con il cielo e la zona anodizzata sopra la cava primo segmento.

Per apprezzare meglio la profondità dell'erosione in zona nicchia, sono state fatte delle macro ingrandendo le singole nicchie così da acquisire delle immagini più ricche di dettagli. Dalle acquisizioni particolari si è visto che le zone più colpite sono le nicchie sul lato SCA. Tuttavia si è apprezzato che a seconda della bancata (Cilindri: 1 – 2 – 3 – 4 → bancata destra, 5 – 6 – 7 – 8 → bancata sinistra), cambia quale delle due nicchie viene erosa. Questo significa che su tutti e otto i pistoni di questo primo set è stata intaccata la nicchia rivolta verso il lato della farfalla, dal momento che sul motore i pistoni delle due bancate sono montati simmetricamente rispetto all'asse rotazione dell'albero motore.

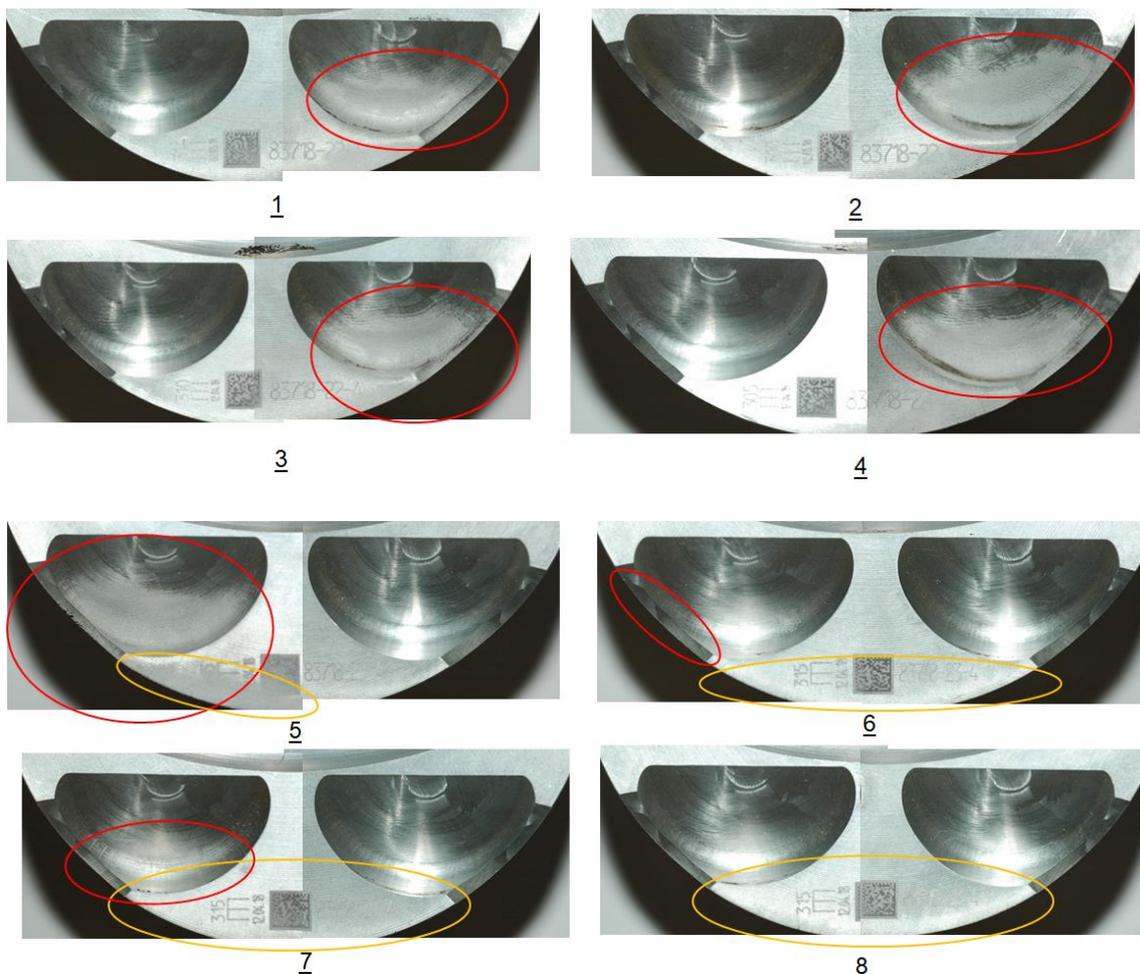


Figura 57 Macro particolari delle nicchie di scarico dei pistoni di F154BE_UNIBO_01_R1

Su tutti e otto i pistoni si è notato comunque una discreta uniformità dell'estensione della zona erosa, fatta eccezione per il cilindro 5 e 8 su cui c'è stato il drift del controllo del danneggiamento da detonazione.

Oltre alle istantanee realizzate post esercizio, sono anche state eseguite le prove di durezza utilizzando il durometro micro Vickers, e la misura della cava del primo segmento con i blocchetti di misura Johansson. Come spiegato nel capitolo precedente, queste due prove sono fondamentali, per caratterizzare rispettivamente il fenomeno della perdita di durezza e lo schiacciamento della cava dell'anello elastico di tenuta. Tuttavia per non appesantire troppo la trattazione, i risultati di queste due analisi, fatte sui due motori verranno esposti successivamente alle descrizioni dei vari slot di prova. Così facendo, si andranno ad analizzare questi due fenomeni critici per il funzionamento del motore in ottica più generale, dando quindi spazio a considerazioni più ampie sulla natura di questi due danneggiamenti da detonazione.

Dopo il primo slot di prova su F154BE_UNIBO_01, oltre ai pistoni grippati, è stato necessario sostituire anche il pistone del cilindro 1, a causa dell'elevato gioco dello spinotto, causato dalla deformazione della sede dei seeger. Questa deformazione del pistone che ha decretato il KO del componente, è da attribuire all'utilizzo del modello di danno, ma non direttamente alla detonazione. Infatti l'aumento delle performance, ha fatto sì che la pressione massima raggiunta in camera superasse la pressione massima di progetto del componente, portando il pistone alla perdita di funzionalità, senza che a causarla fosse stata la detonazione.

In seguito alla revisione del motore, per convenzione viene attribuita una nuova parte di codice all'identificativo del motore. In questo modo si può andare ad associare ad una determinata prova, una certa configurazione del motore in termini di allestimento dei componenti. In pratica si ha che il codice F154BE_UNIBO_01_R1, associato alle prime 10h della prova di durata, a seguito della revisione diventa F154BE_UNIBO_01_R2.

Nel secondo slot di prove, il motore è arrivato prima alle 20h di prova, accumulato un indice di danno pari a 6 sui pistoni non sostituiti. Successivamente avendo appurato dai dati acquisiti al banco prova che questo danneggiamento non aveva compromesso la funzionalità del motore, si è ripresa la durata cercando di arrivare ad un indice di danno pari a 9 prima di effettuare la revisione. Tuttavia sperate le 25h di prova, c'è stato un altro drift del controllo che ha portato ad avere preaccensione nel cilindro 5. A differenza dell'evento

che ha portato al grippaggio nelle prime 10 ore di durata, in questo caso l'anomalia è stata causata da un malfunzionamento dell'amplificatore di carica del sensore di pressione del cilindro detonato. In particolare c'è stata una saturazione del segnale in uscita dall'amplificatore (grafico Almean), che ha portato in ingresso al modello di danno dei valori di Pmax molto più bassi rispetto a quelli reali.

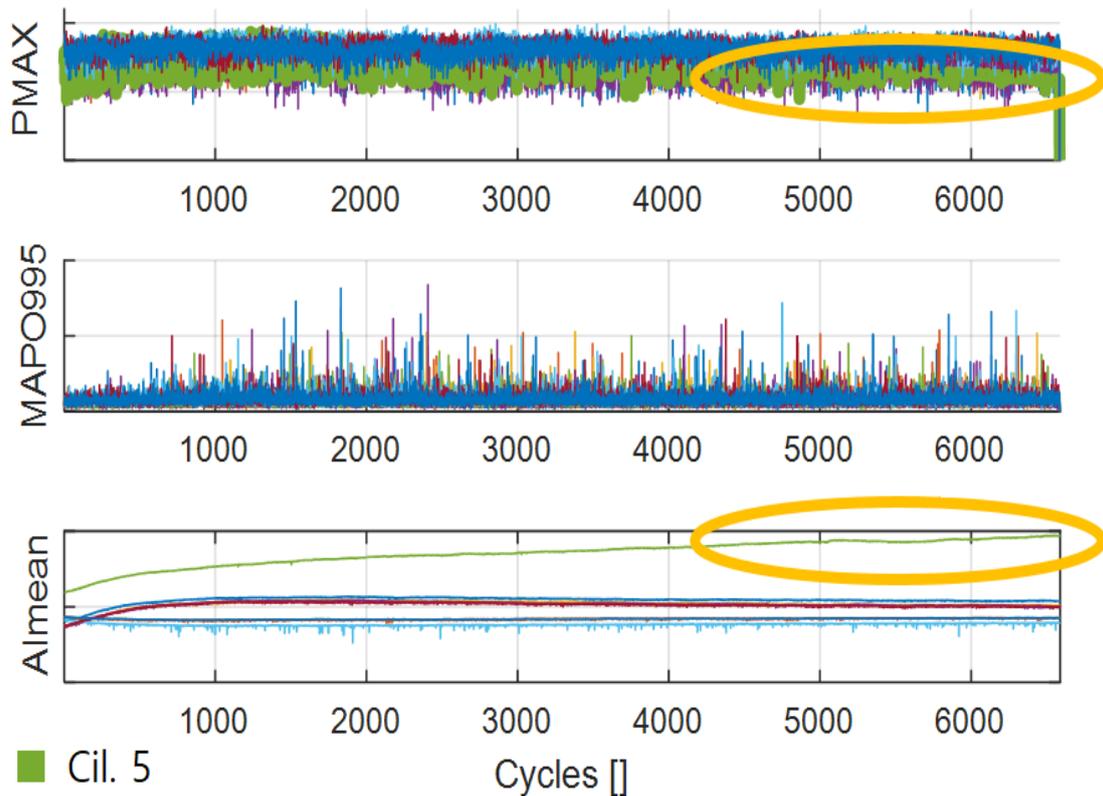


Figura 58 Deriva del segnale in uscita dall'amplificatore di carica del sensore di pressione del cilindro 5 su F154BE_UNIBO_01_R2

Di conseguenza il controllo è andato a stimare una temperatura media del pistone inferiore rispetto a quella reale. Quindi cercando di raggiungere la velocità di danneggiamento target ha imposto delle condizioni di knock estreme, per più cicli consecutivi, attuando delle correzioni di anticipo spropositate. Queste hanno pesantemente danneggiato sia il pistone che la canna del cilindro 5 e successivamente ad un controllo visivo dello stato della camera si è decretato il KO funzionale del motore.

Nella figura seguente sono riportate sia le immagini acquisite con l'endoscopio durante il controllo canne che le macro del pistone allo smontaggio. Queste riportano lo stato di pesante danneggiamento da detonazione, che ha costretto ad escludere dalla statistica dell'analisi danni, questo particolare campione.



Figura 59 Stato del pistone e del cilindro 5 di F154BE_UNIBO_01_R2 dopo il KO causato dalla deriva del segnale di pressione

Questa anomalia, non è tuttavia completamente imputabile ad un malfunzionamento del modello di danno. Infatti sebbene il controllo non abbia riconosciuto la deriva del segnale di pressione, questo ha attuato delle correzioni di anticipo coerenti con il raggiungimento della velocità di danneggiamento target. Di conseguenza per evitare altre situazioni di questo tipo, è stato aggiunto al controllo PI del modello di danno, una strategia in grado di individuare la saturazione del segnale di pressione, che porta a staccare il controllo per mettere in sicurezza il motore.

Dai dati acquisiti dal banco prova, come su F154BE_UNIBO_01_R1, si è confermato l'aumento delle performance dato dal modello di danno. Inoltre verso le 25h di prova è possibile vedere i primi sintomi di deriva funzionale in seguito all'anomalia. Infatti si può notare un leggero calo di coppia e potenza ed un aumento del consumo specifico. Tuttavia, soprattutto sui motori sovralimentati, una variazione inferiore al 5%, può essere causata banalmente da una variazione della pressione atmosferica.

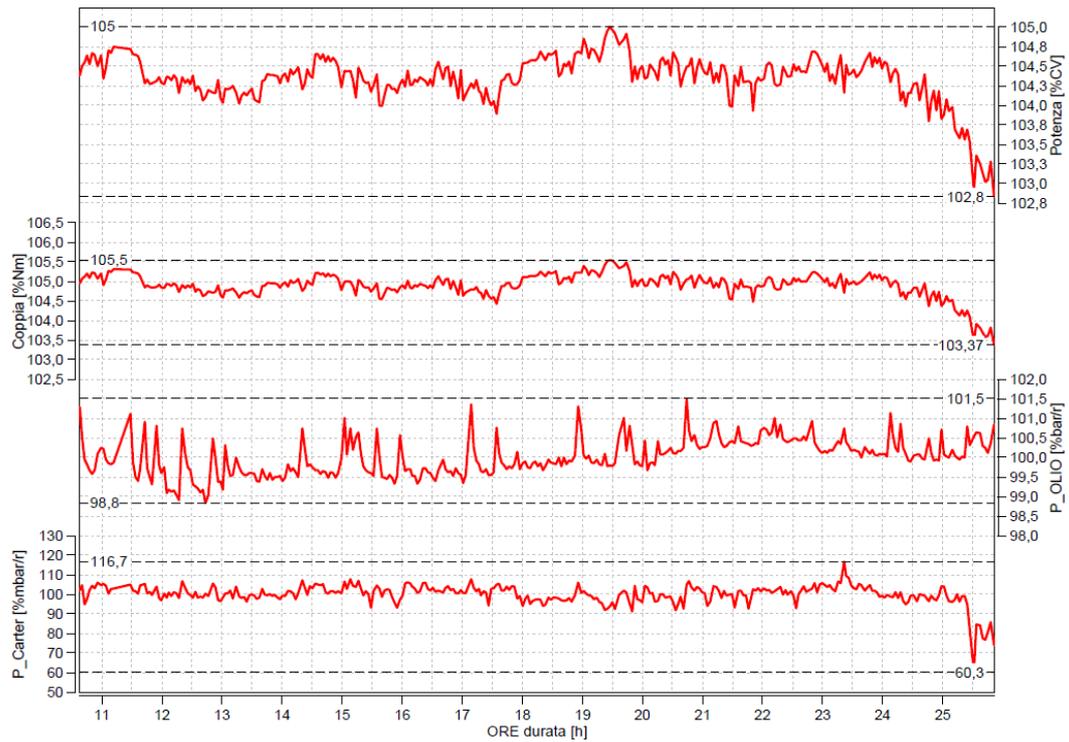


Figura 60 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_01_R2

Di conseguenza l'indizio principale dell'anomalia sul cilindro 5, è apprezzabile dal calo di depressione nel carter, che di fatto certifica la mancanza di tenuta sul basamento. Il resto dei parametri sono invece rimasti entro la normale dispersione di una prova di durata.

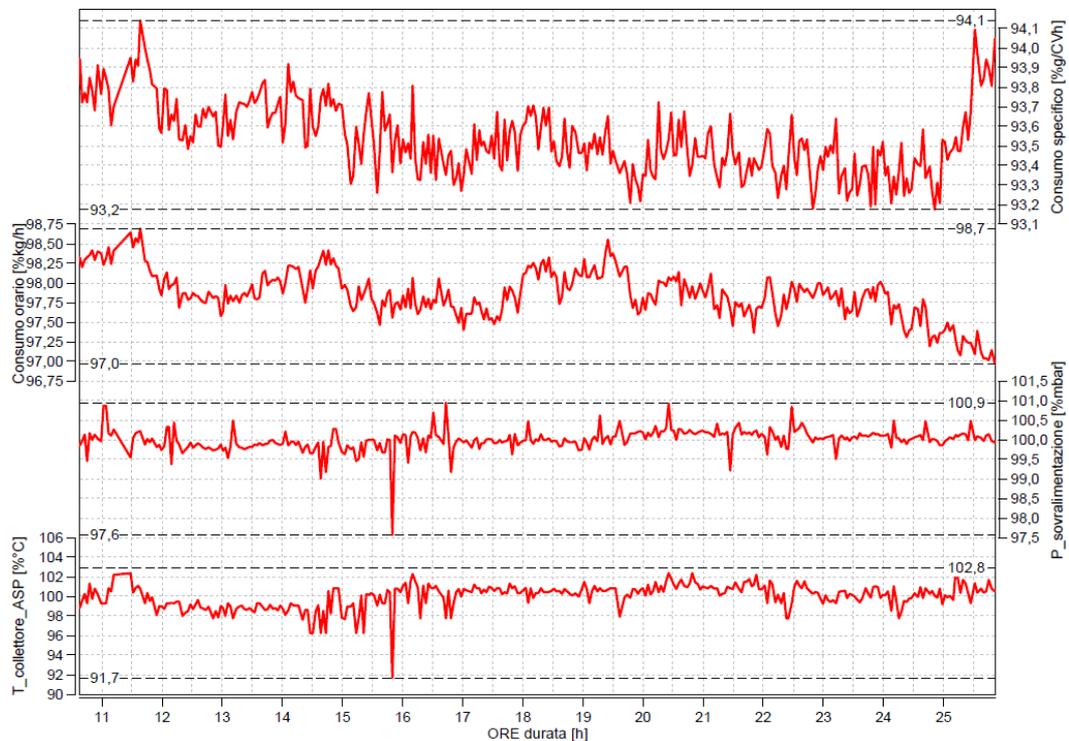


Figura 61 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_01_R2

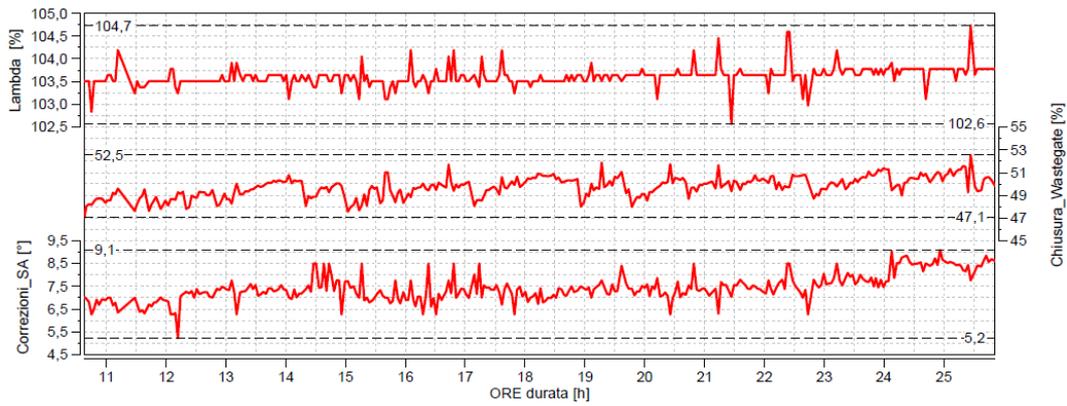


Figura 62 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_01_R2

Dai controlli a freddo, non sono state riscontrate anomalie sui pistoni che hanno portato a termine il secondo slot di prove, arrivando ad accumulare un indice di danneggiamento pari a 7.66. Tuttavia dalla misura in pieno carico è possibile vedere un discreto aumento della portata di blow by, attribuibile stato del cilindro che ha preacceso.

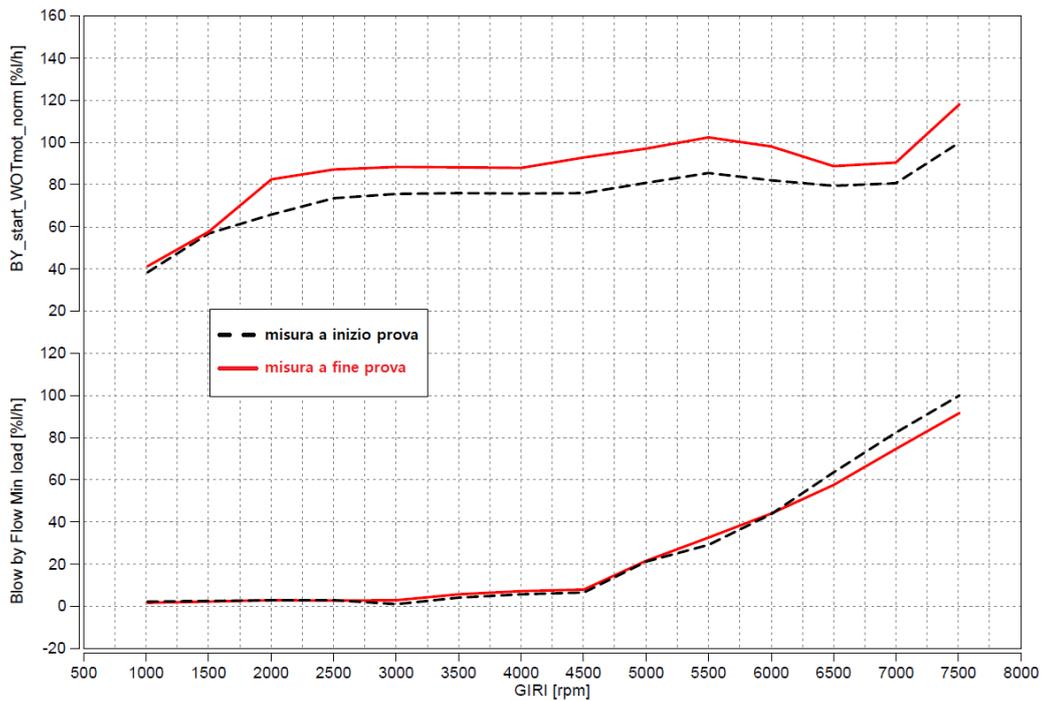


Figura 63 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_01_R2

Una volta smontato il motore dal banco prova, si è proceduti alla revisione dei componenti e all'analisi dei pistoni. Dei sette campioni analizzabili (il pistone 5 è stato escluso dalla statistica perché non rappresentativo), i pistoni 2 – 4 – 7 non hanno passato la revisione. Di questi tre, i primi due presentavano il primo anello elastico bloccato dallo schiacciamento della cava, mentre nell'ultimo si è riscontrato un elevato gioco spinotto. Inoltre dalla revisione del motore si è appurato anche che la testa della bancata sinistra, con il cilindro detonato,

avente le lavorazioni necessarie per l'installazione dei sensori di pressione, non era riutilizzabile. Di conseguenza visto l'enorme costo di questo componente, si è pensato di rimontare i pistoni ancora utilizzabili e di affrontare una terza prova di durata accumulando danno solo su una bancata. In questo modo utilizzando la testa strumentata ancora funzionante sulla bancata destra e montandone una standard sulla sinistra, è stato possibile ottenere diverse informazioni. Da un lato si è andati ad incrementare il danno attuato sui pistoni, dall'altro ci si è messi nelle condizioni di verificare la stabilità del danneggiamento, ritornando in configurazione standard dopo aver lavorato in condizioni detonanti. Per questo motivo i pistoni 1 – 3 sono stati rimontati sul motore senza che venisse fatta l'analisi post durata, così da verificare il danno accumulato solo al termine della prova successiva. Mentre per fissare lo stato dei pistoni 6 – 8, prima di rimontarli per l'ultima prova da fare in configurazione standard, sono state effettuate le analisi complete di fine prova. Ricapitolando, i pistoni di F154BE_UNIBO_01_R2 che sono stati analizzati al termine della seconda durata sono stati quelli dei cilindri: 2 – 4 – 6 – 7 – 8.

Dalle macro, scattate alla seconda revisione del motore si è monitorato l'avanzamento dell'erosione superficiale sui pistoni che hanno affrontato anche la prima prova di durata. Inoltre analizzando i pistoni montati dopo la prima revisione, sono stati aggiunti alla statistica, dei campioni che hanno raggiunto un danneggiamento pari a 4.66.

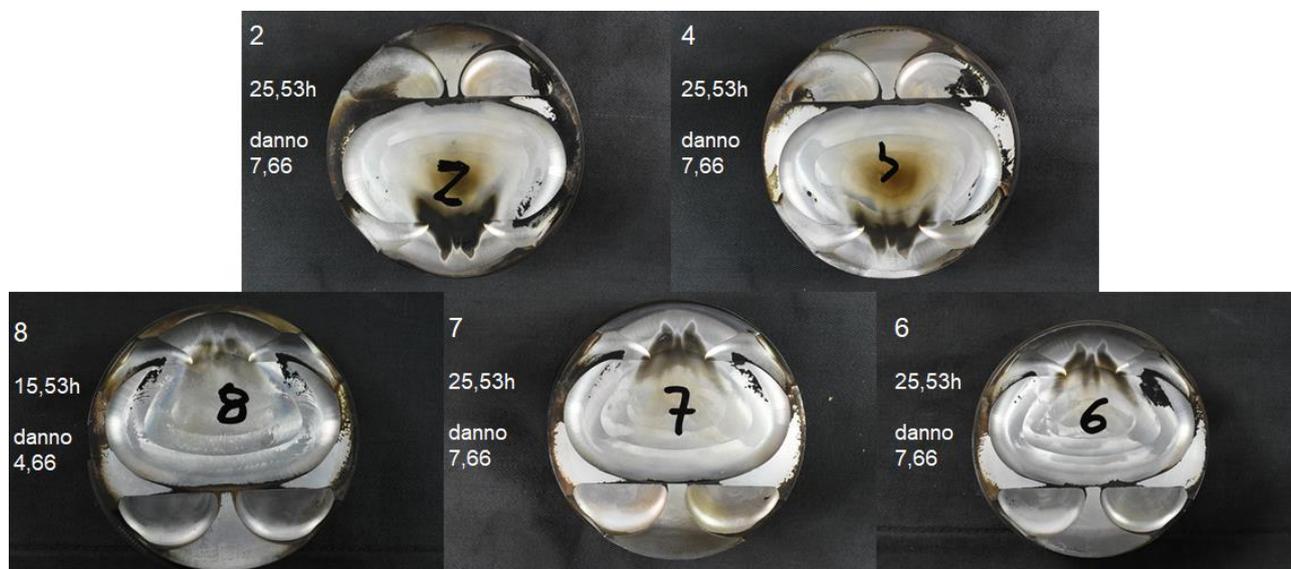


Figura 64 Macro in vista TOP dei pistoni analizzati di F154BE_UNIBO_01_R2

Successivamente si è fatto riferimento agli ingrandimenti particolari per evidenziare la profondità e l'intensità dell'erosione superficiale.

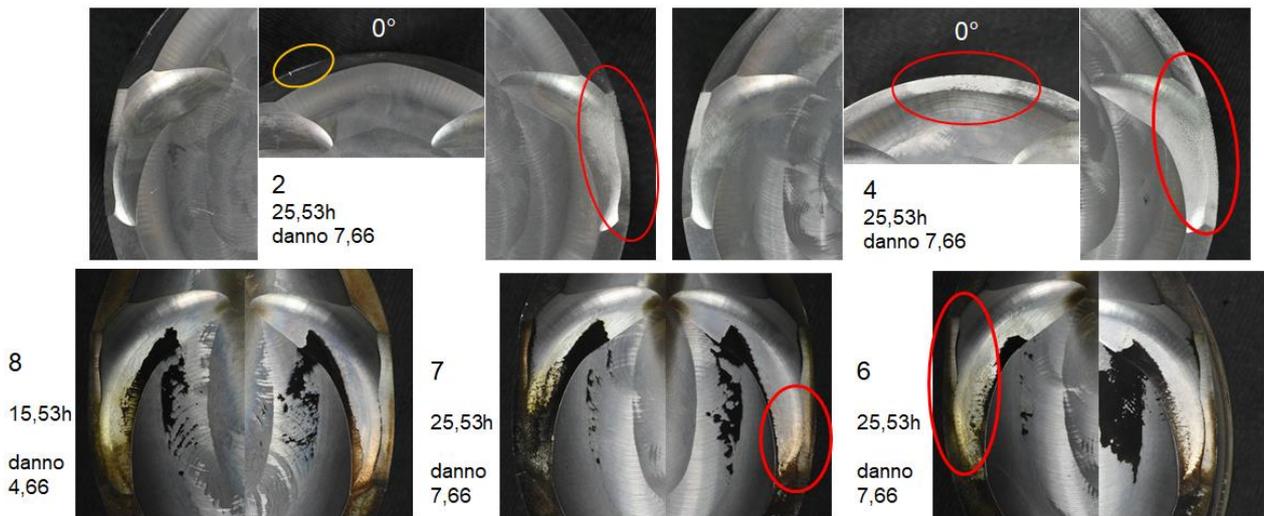


Figura 65 Macro particolari delle nicchie valvola ASP270° e ASP90° dei pistoni analizzati di F154BE_UNIBO_01_R2

Rispetto alla prima prova, all'aumentare del danneggiamento, si è apprezzata anche l'inizio dell'erosione nelle nicchie valvola in zona aspirazione. Mentre in zona scarico si è visto un notevole incremento dell'erosione nelle nicchie già precedentemente attaccate durante la prima durata. Si è notato che il pistone 8, quello meno danneggiato, come il precedente ha iniziato a presentare l'erosione sulla nicchia di scarico sinistra, ovvero il lato rivolto verso il lato del corpo farfallato.

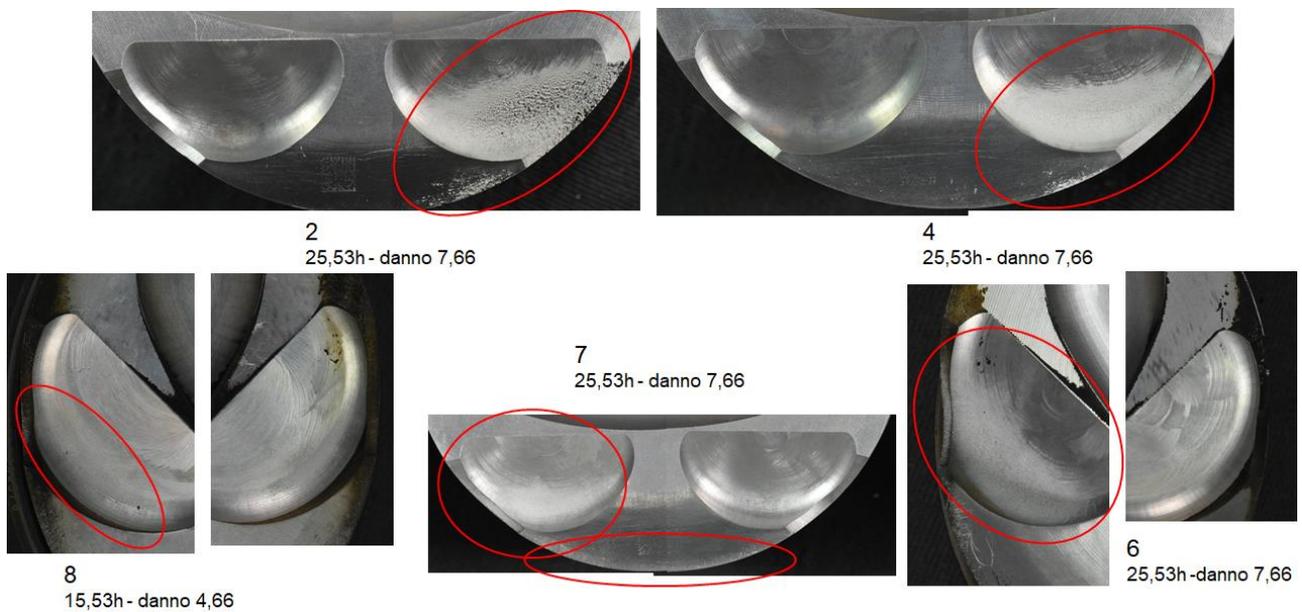


Figura 66 Macro particolari delle nicchie valvola SCA270° e SCA90° dei pistoni analizzati di F154BE_UNIBO_01_R2

Dopo aver terminato le analisi visive, sono state misurate le durezze e le altezze della cava del primo segmento. Quindi i pistoni 1 – 3 – 6 – 8 sono stati rimontati sul motore che a seguito della seconda revisione ha preso la nomenclatura di F154BE_UNIBO_01_R3.

Per la terza prova di durata si è deciso di continuare ad accumulare danno sui pistoni della bancata destra fino alla deriva funzionale del motore. Ricapitolando quindi lo stato dei pistoni rimontati da F154BE_UNIBO_01_R2, si hanno: quelli dei cilindri 3 e 6 che hanno già fatto 25.53h di prova, mentre quelli dei cilindri 1 e 8 avendo fatto solo il secondo slot di durata, hanno accumulato 15.53h di funzionamento.

Dopo 15.47h di durata, arrivato alle 40h totali di prova, il motore ha mostrato i primi segni di deriva funzionale. Nello specifico facendo il test di compressione dei cilindri nei controlli periodici a freddo, si è visto un aumento del valore proporzionale allo sfiato del cilindro 3, che fino a quel momento aveva accumulato un indice di danno pari a 12.

Dai dati di banco, si può infatti vedere che verso le 40h di prova si inizia ad avere una instabilità della pressione nel carter, che è sintomo di un non corretto funzionamento degli anelli di tenuta elastici. Il ridotto incremento della potenza rispetto ai casi precedenti è invece dovuto al fatto che nel terzo slot di prova solo una delle due bancate ha lavorato con il modello di danno attivo. Oltre a questo, anche senza il modello di danno, è normale avere una certa dispersione sulle misure fatte. Questo dipende congiuntamente da vari fattori come ad esempio la pressione, la temperatura e l'umidità dell'aria all'interno della cella di prova, la taratura del singolo freno ed infine il motore stesso su cui viene eseguita la prova, viste le tolleranze dimensionali dei componenti.

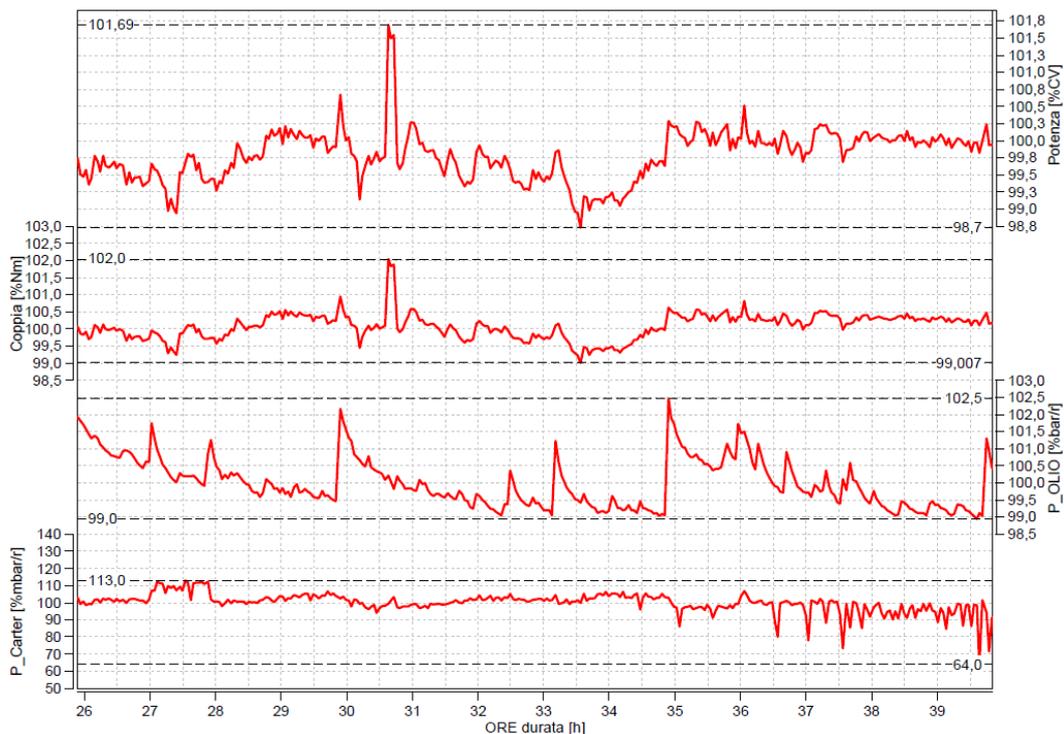


Figura 67 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_01_R3

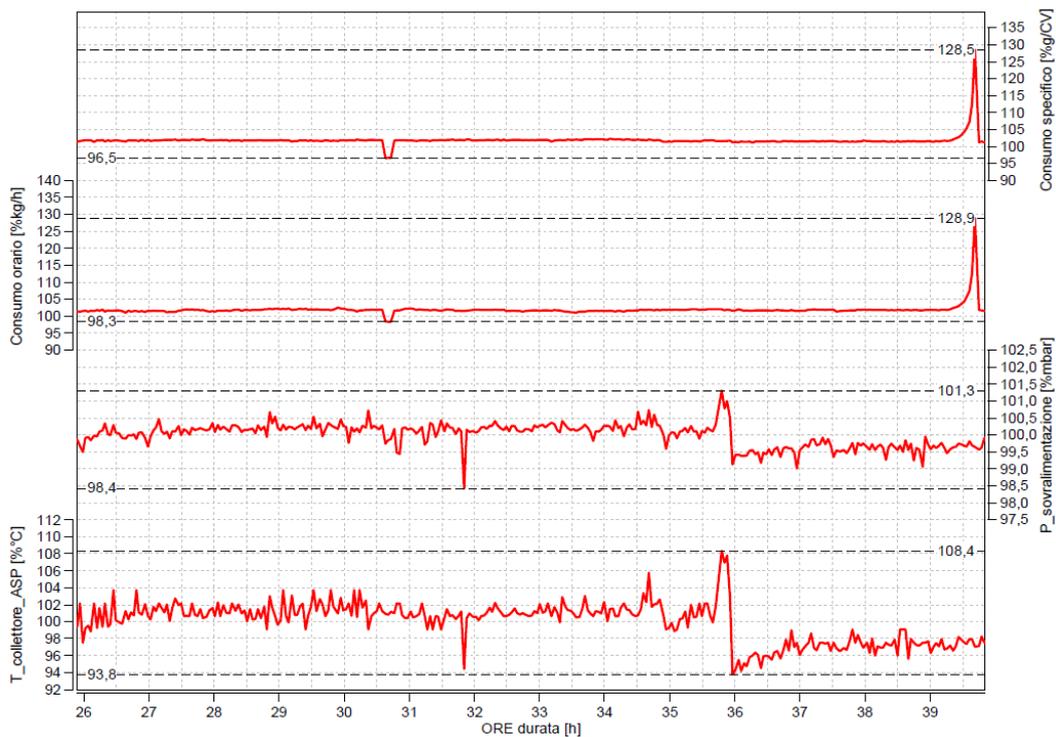


Figura 68 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_01_R3

Un altro indizio della deriva funzionale del motore è dato dall'aumento del consumo specifico. Infatti essendo questo inversamente proporzionale al rendimento totale del motore, è possibile associarlo alla perdita di tenuta della camera di combustione. In altri termini, non riuscendo a sfruttare a pieno la pressione prodotta in camera, che sfoga invece attraverso i segmenti, si ha che a parità di massa di benzina introdotta in camera, viene prodotto meno lavoro utile.

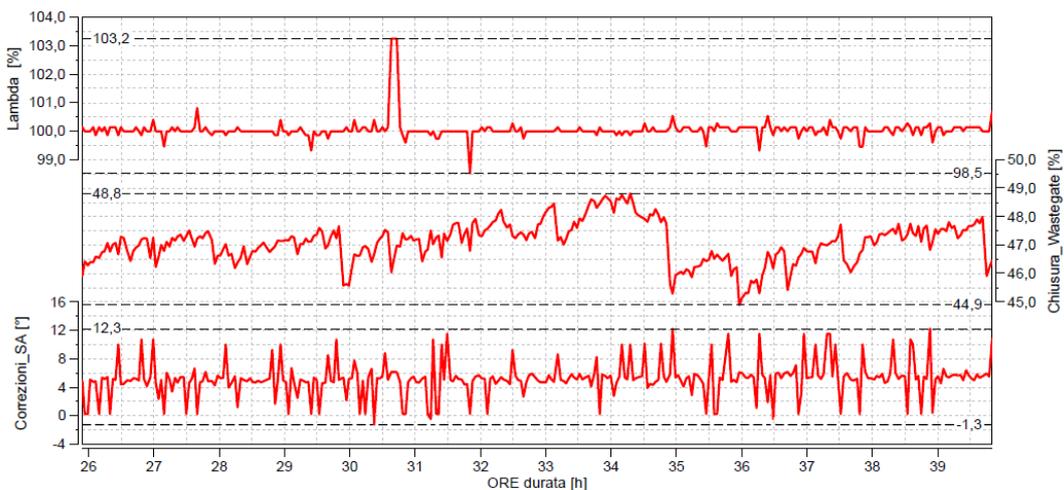


Figura 69 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_01_R3

Dai grafici delle attuazioni si può invece vedere che il motore non ha avuto particolari anomalie durante la prova. Poco prima delle 31h di durata è presente uno Spike sul segnale

del lambda, dovuto ad un problema sui catalizzatori. Infatti durante la prova, con le vibrazioni del motore, si è staccato un tubo della linea di scarico, che probabilmente nell'allestimento del motore al banco non era stato collegato correttamente. Di conseguenza la prova è stata interrotta per ripristinare la linea e successivamente si è ripartiti con la durata fino al termine della prova.

Prima di smontare il motore dalla cella, si è anche misurata la portata di blowby. Confrontando la misura con quelle fatte durante le altre prove, si può vedere che al minimo e al massimo carico, si ha un leggero aumento della porta dei gas salendo di giri.



Figura 70 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_01_R3

Questa variazione seppur minima, conferma il fatto che la camera di combustione stesse iniziando a perdere la tenuta, anche se normalmente, quando si assiste alla deriva di questo segnale l'aumento della portata è molto più accentuato.

Dopo aver smontato il motore dal banco prova si è proceduto alle analisi dei componenti, per consuntivare lo stato dei pistoni. A conferma della perdita di tenuta del cilindro 3, allo smontaggio si è appurato che lo schiacciamento della cava del primo anello elastico aveva bloccato il segmento in più punti. Allo stesso modo anche il pistone del cilindro 1, che arrivando alle 30h di durata ha accumulato un indice di danneggiamento pari a 9, presentava il segmento bloccato. Tuttavia a differenza del pistone 3, la cava è apparsa deformata prevalentemente in prossimità di una sola nicchia valvola. Una spiegazione del fatto che la

tenuta del cilindro 1, verificata con il relativo test, risultasse ancora entro i limiti, è probabilmente attribuibile, come già spigato, alla dilatazione termica dei componenti. Infatti a motore ancora leggermente caldo, quando viene fatta la prova di tenuta, il pistone in alluminio risulta più dilatato rispetto al segmento in acciaio. Allo stesso modo in esercizio, questo permette all'anello elastico di lavorare correttamente, garantendo la tenuta sulla canna.

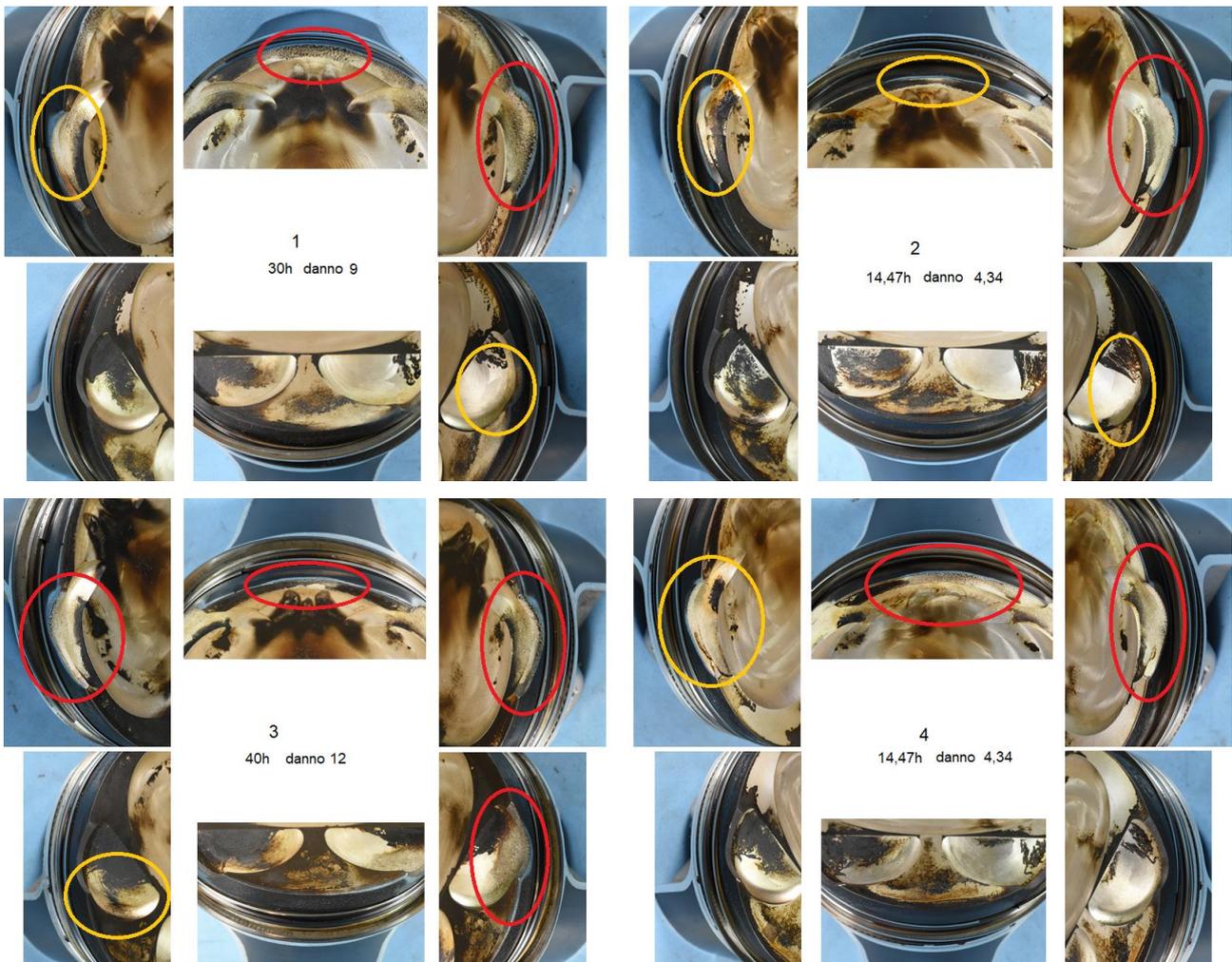


Figura 71 Macro particolari in zona nicchia e nelle zone ASP0° - SCA180° dei pistoni danneggiati su F154BE_UNIBO_01_R3

Successivamente allo smontaggio, si è osservato l'avanzamento dell'erosione superficiale tramite l'analisi visiva dei componenti che hanno lavorato nell'ultima prova. Sui pistoni 2 – 4, che hanno accumulato un danno pari a 4.34, l'erosione è coerente con quella vista dopo il primo e il secondo slot di prove. Per i pistoni più danneggiati, specialmente su quello del cilindro 3 si è invece riscontrata l'estensione dell'erosione anche sul lato ASP. Risulta però, di estremo interesse il fatto che il pistone 1, presenti una sola nicchia erosa, in cui la profondità del danneggiamento risulta maggiore di quella del pistone 3, nonostante il primo

abbia accumulato meno danno. Questo può essere spiegato guardando il componente che ha raggiunto danno 12. A differenza dell'altro, questo presenta l'erosione superficiale in tre diverse zone nicchia valvola. Di conseguenza avendo seguito la stessa velocità di danneggiamento dell'altro, ma distribuendo il danno in diverse zone, si ha che la sua intensità è minore rispetto al pistone in cui l'erosione si è concentrata in una sola nicchia valvola. Infatti nell'immagine precedente si può vedere che il pistone 3 presenta ben tre zone nicchia gravemente erose, mentre sul pistone 1 sono pesantemente erose solo le zone ASP0° e ASP90°.

I pistoni dei cilindri 6 – 8, sono invece stati confrontati con le macro scattate dopo la seconda revisione, per verificare se l'erosione superficiale si sia estesa, all'aumentare dell'indice di danno sperimentale associato al componente.

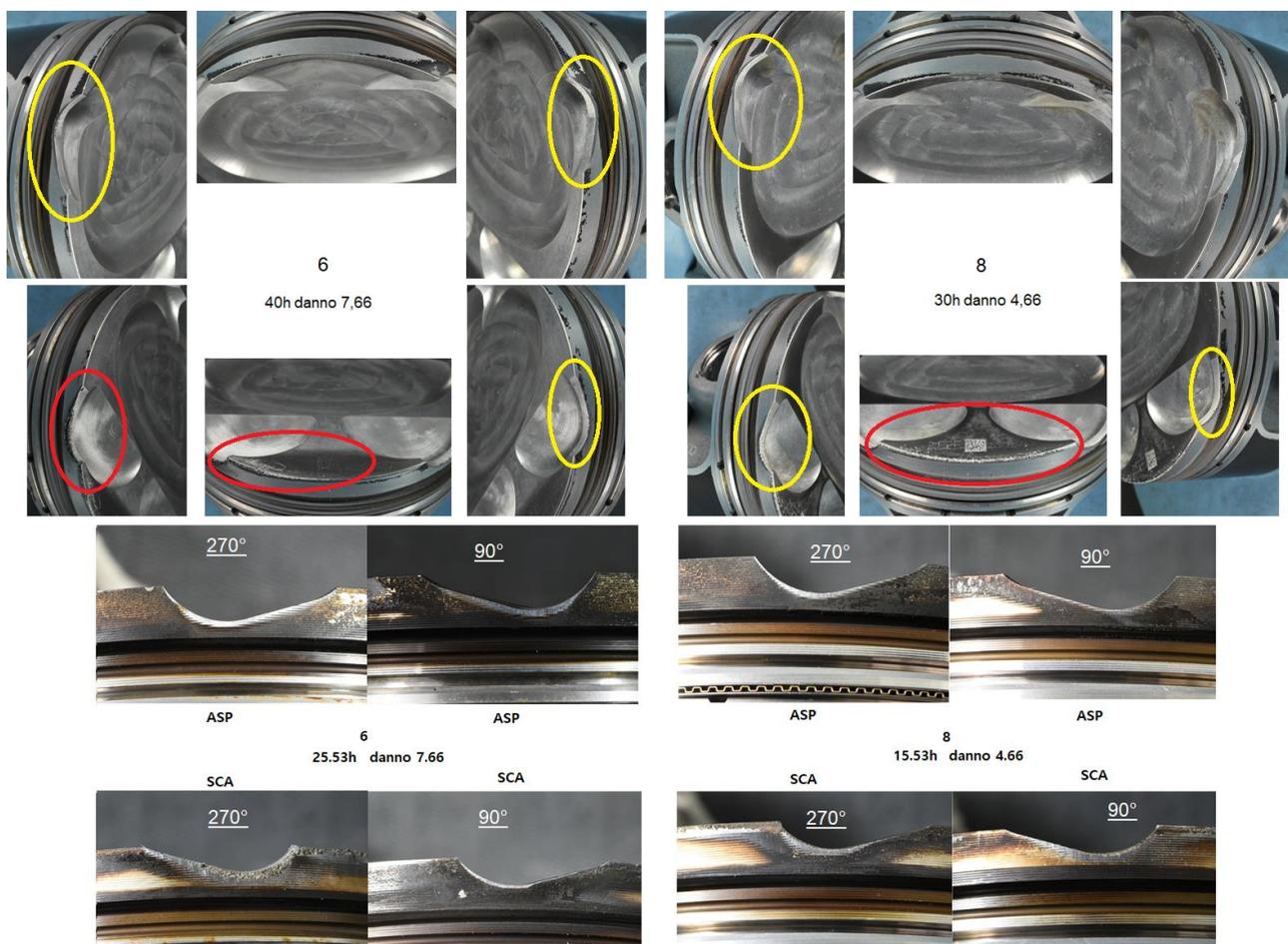


Figura 72 Confronto dei i pistoni che hanno fatto la terza durata a mappa base prima e dopo la prova

Come si può vedere dal confronto, riportato sopra, dopo altre 15h di prova circa, non solo l'erosione superficiale è rimasta invariata, ma anche le aree di Polishing, sono rimaste inalterate. Queste infatti, sono solitamente le prime che a seguito dell'aumento dell'erosione

tendono a scomparire lasciando la caratteristica porosità. Pertanto la loro presenza indica che l'erosione non è aumentata nel terzo slot di durata a mappa base.

Oltre alle macro in vista e particolari, sono poi state misurate le durezze residue su tutti i pistoni analizzati. In seguito è stata rilevata la dimensione cava primo segmento, per cui in questo caso, si è reso necessario l'utilizzo dello spessimetro a lamelle per i pistoni 1 – 3. Su questi due infatti la deformazione è stata tale da arrivare al fondoscala dei blocchetti Johansson.

Al termine delle analisi, vista la perdita di tenuta anche da parte della testa destra con le lavorazioni Kistler, si è deciso di disallestire il motore F154BE_UNIBO_01. Nel paragrafo successivo verranno trattate le prove condotte su F154BE_UNIBO_02, quindi utilizzando i dati raccolti su entrambi i motori, si andranno a esporre le considerazioni fatte per stimare il danno ammissibile su una durata completa.

5.2 Le prove di durata su F154BE_UNIBO_02

Sul secondo motore testato, si è scelto utilizzare un target di velocità di danno doppio rispetto a F154BE_UNIBO_01. Nello specifico il modello di danno è stato impostato in modo che il PI inseguisse una velocità di danneggiamento pari a 6 in 10h. Come per il primo motore, il primo slot di prova è stato di 10h di funzionamento, utilizzando lo stesso ciclo standard, adottato per le prove di durata completa.

Superate 3.15h, dall'inizio della prova c'è stata una anomalia sul sensore di pressione del cilindro 8, ad un certo punto ha smesso di acquisire il segnale. La ragione di questa rottura è probabilmente da attribuire al lavoro continuato, in condizioni fortemente detonanti. Infatti, aumentando la velocità di danneggiamento si ha che sul buffer considerato dal controllo, le correzioni di anticipo diventano più aggressive, rendendo quindi anche il livello di detonazione più severo. Può capitare che lo scontro dei due fronti di fiamma, che a livello vibrazionale può essere in tutto e per tutto paragonabile ad una martellata, sia talmente violento da danneggiare il sensore, che quindi smette di acquisire il segnale. Inoltre i sensori

hanno solitamente una vita molto inferiore a quella dei componenti standard presenti nella camera di combustione. Visto il costo di queste attrezzature è normale che verificato il funzionamento alla fine di una prova, questi poi vengano riutilizzati su altre applicazioni. Di conseguenza anche la vita precedente del sensore che si è rotto durante la prova, può aver in qualche modo contribuito a quest'anomalia. Non potendo quindi più acquisire gli indici necessari al funzionamento del modello di danno, si è deciso di disattivare il modello di danneggiamento sul cilindro che ha avuto l'anomalia. Successivamente a questo evento, la prova è stata ripresa e portata a termine alla decima ora di prova, come previsto.

Dai dati motore acquisiti durante la prova, si può vedere che inizialmente il motore con il modello di danno attivo è in grado di sviluppare quasi il 6% in più della potenza nominale del motore. Questo significa che la velocità di danneggiamento imposta, permette di attuare un anticipo tale da avvicinarsi maggiormente al picco della curva ad ombrello, rispetto a quella adottata su F154BE_UNIBO_01.

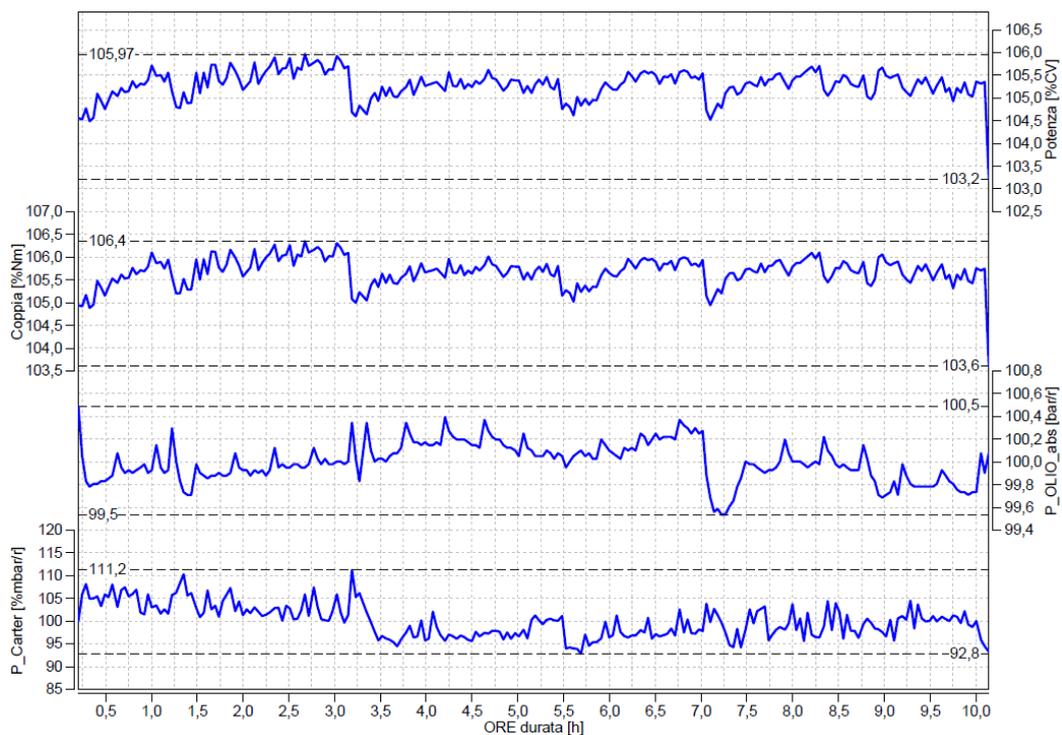


Figura 73 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_02_R1

Tuttavia, come già spiegato, sulla singola prova è normalmente presente una certa dispersione rispetto ai valori di riferimento. Quindi l'incremento della potenza rispetto a F154BE_UNIBO_01, non per forza è attribuibile ad un incremento dell'efficienza del motore.

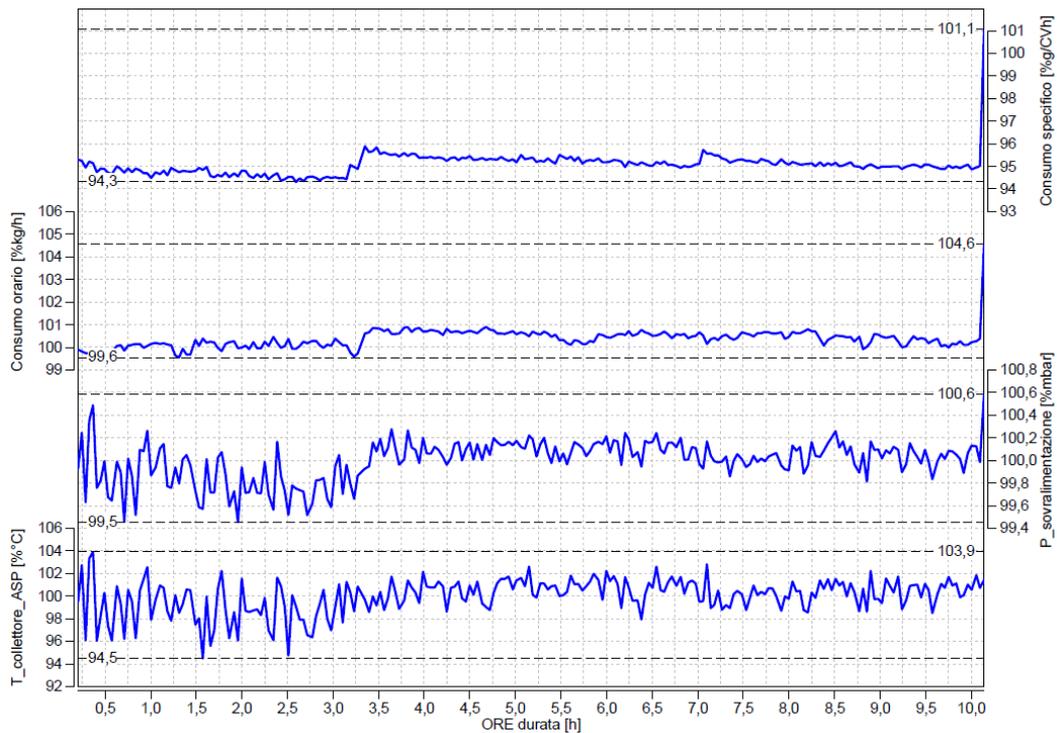


Figura 74 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_02_R1

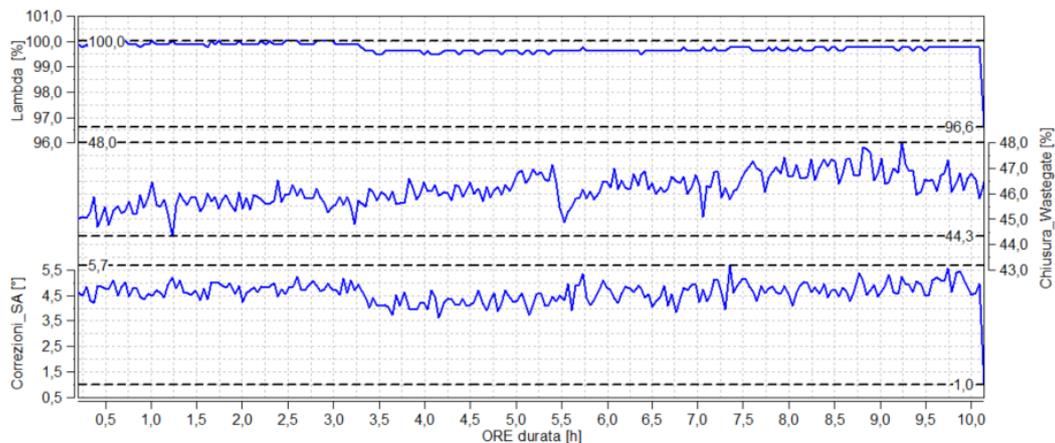


Figura 75 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_02_R1

Dai grafici soprastanti è possibile vedere che non ci sono state particolari anomalie durante la prova. Si può però vedere che la lambda alla fine della prova, insieme alle correzioni di anticipo cala repentinamente. Questo è dovuto all'attuazione da parte della centralina motore di una strategia di protezione per i componenti. Nello specifico ogni volta che viene diagnosticata dal SW una situazione potenzialmente pericolosa per il motore, viene messa in atto una strategia volta a diminuire le temperature e il carico sui componenti in esercizio. Le più comuni sono quella di aumentare la quantità di benzina iniettata in camera per sottrarre calore alla combustione e aprire la Wastegate per diminuire il carico.

Al termine della prova è stato misurato il blow by, e come su F154BE_UNIBO_01_R3, si è visto un leggero aumento della portata di gas. Tuttavia come già spiegato per osservare una deriva funzionale è necessario un aumento della portata di blow by molto più marcato.

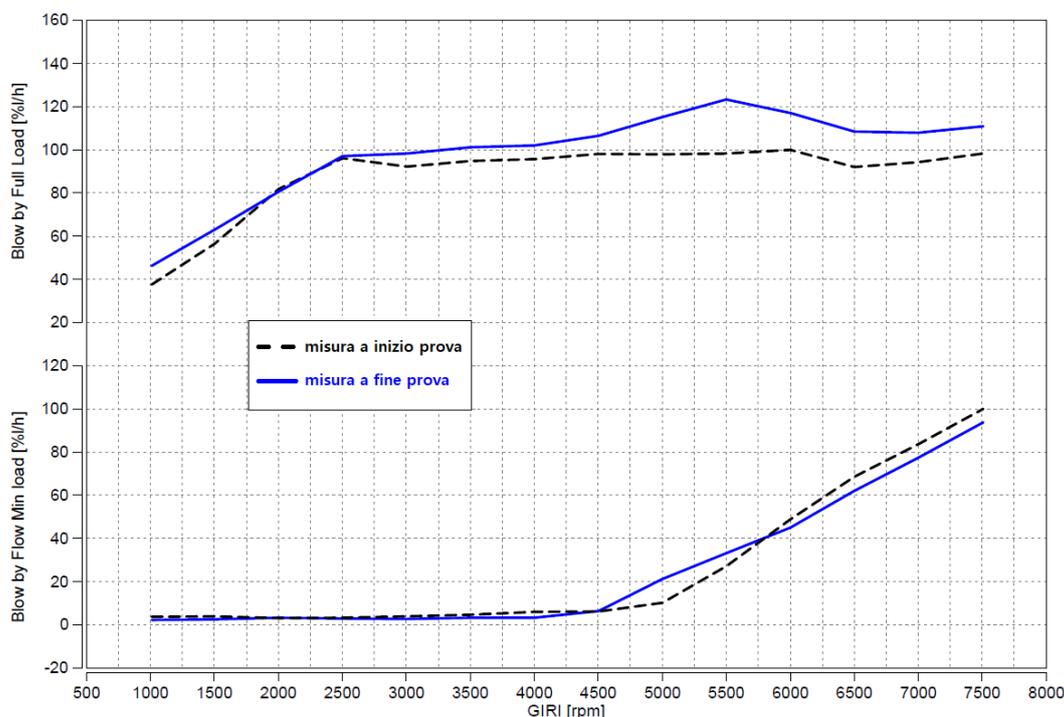


Figura 76 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_02_R1

Al termine dei controlli a freddo, il motore è stato smontato dal banco e successivamente revisionato per controllare lo stato dei pistoni. Tuttavia nel disassemblare i componenti, è stato danneggiato il pistone del cilindro 3, mentre sul pistone 5 si è riscontrata una elevata ricalcatura dello spinotto. Questa, riscontrata anche sull'altro motore è stata attribuita al lavoro prolungato al di sopra della pressione massima di progetto. Di conseguenza per il rimontaggio del motore, che dopo la revisione diventa F154BE_UNIBO_02_R2, è stato necessario sostituire questi due componenti.

Successivamente allo smontaggio del motore, si è passati alla solita procedura di analisi dei componenti danneggiati. Dalle macro in vista Topland SCA180° si è visto che su tutti i pistoni, tranne quello su cui si è rotto il sensore di pressione, è presente erosione superficiale, nell'area compresa fra lo spigolo del cielo e l'inizio della zona anodizzata.



Figura 77 Macro in vista SCA180° dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R1

Guardando invece le acquisizioni particolari sul cielo, si vede che sul lato ASP0° l'erosione ha colpito solo i pistoni 1 – 4 – 5, in maniera molto leggera. Infatti sebbene non sia apprezzabile a pieno data la qualità dell'immagine, si è notata la rimozione dei solchi di lavorazione dalle zone nicchie valvola.

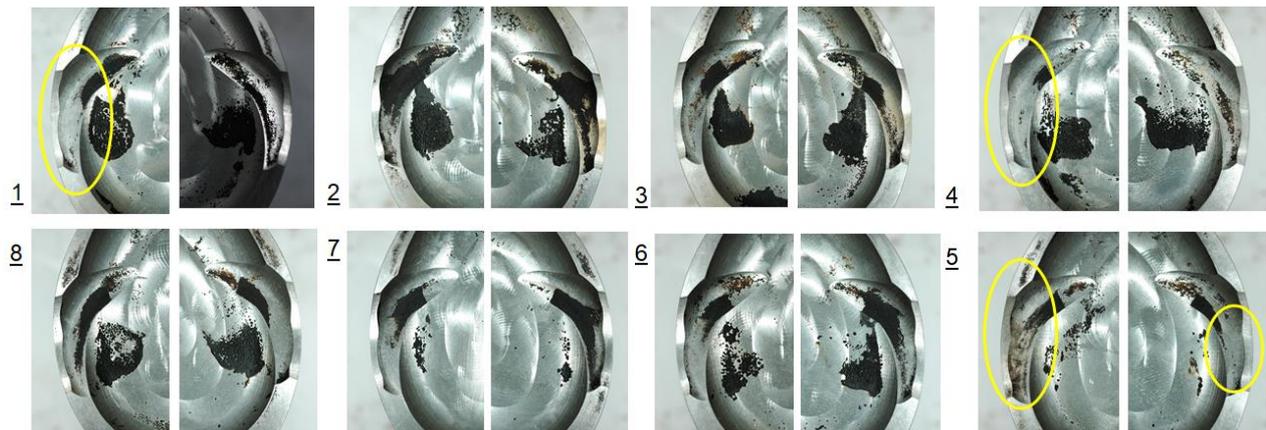


Figura 78 Macro particolari delle zone nicchia ASP270° e ASP90° dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R1

Sul lato SCA180° invece l'erosione è molto più marcata ed è facilmente visibile nell'immagine seguente. Come per gli altri set di pistoni analizzati, la localizzazione delle porosità è prevalentemente sulla nicchia di scarico rivolta verso il lato della farfalla. Questa considerazione, da un'ulteriore conferma all'ipotesi che quello sia effettivamente il lato del pistone in cui nel punto motore utilizzato per la durata, si ha l'incontro dei due fronti di fiamma. Questo ammesso che il luogo in cui ha origine il knock, sia lo stesso ad essere colpito da erosione superficiale.

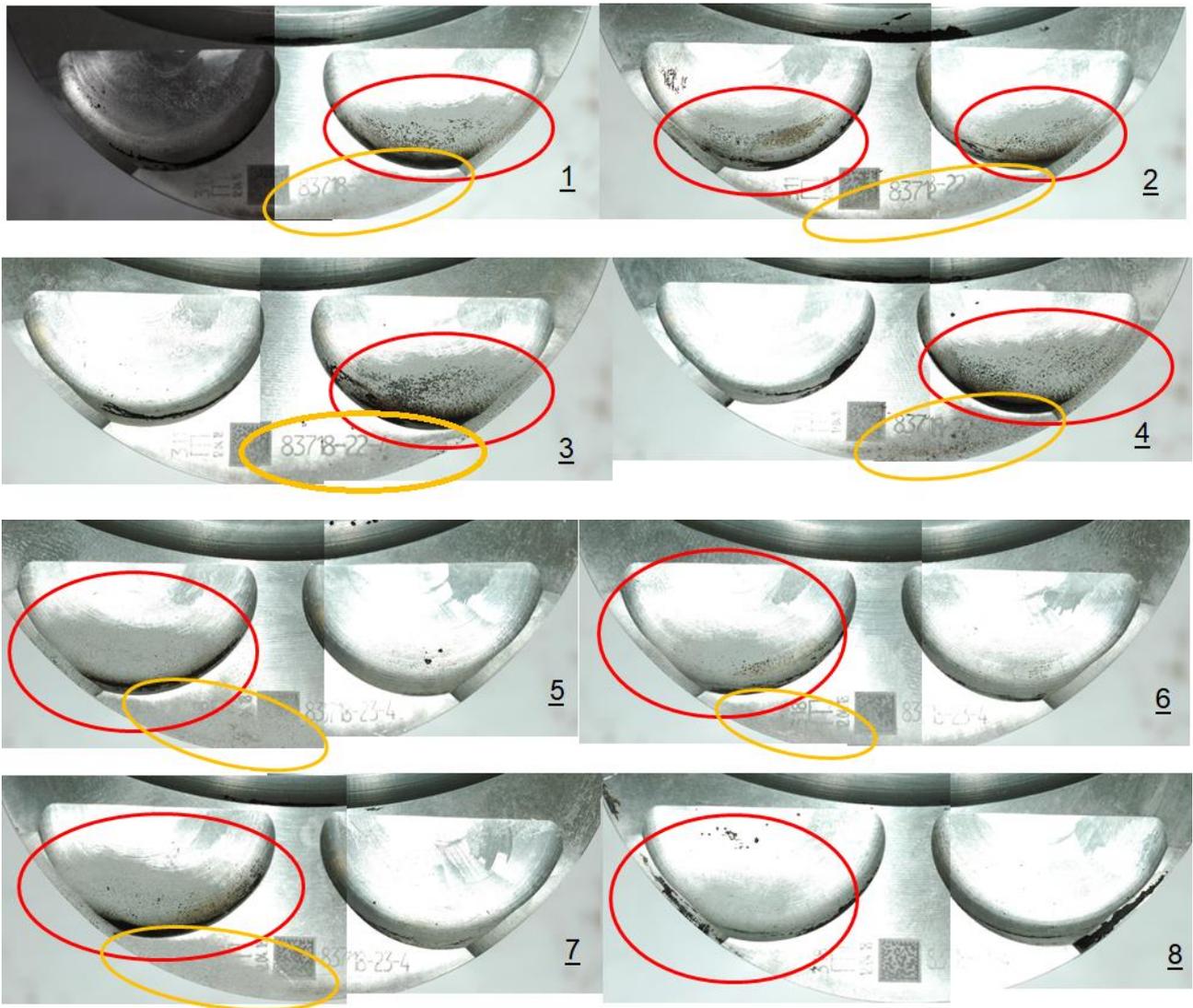


Figura 79 Macro particolari delle zone nicchia SCA270° e SCA90° dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R1

Tuttavia questa è anche una spiacevole conferma che su questa tipologia di motore, a candela centrale e iniettore laterale, la zona in cui si va a localizzare l'erosione dipende direttamente dal punto motore. Di conseguenza, dovendo prevedere l'utilizzo del modello in un transitorio, per determinare il massimo danno accumulabile sarà necessario fare riferimento al "worst case" in cui l'erosione va a localizzarsi unicamente su una nicchia valvola.

Nonostante questa considerazione, sul set di pistoni in esame, si può comunque apprezzare una certa uniformità e coerenza dello stato dei vari campioni confrontati a quelli testati sul primo motore. Dopo aver consuntivato lo stato dei primi campioni, eseguendo anche la misura della durezza residua e quella della cava primo segmento, il motore è stato rimontato sostituendo i pistoni 3 – 5. In questo modo, sostituendo il sensore di pressione che si è rotto

durante la prima prova, è stato possibile continuare ad accumulare danno su tutti i pistoni, iniziando una nuova prova di durata con il motore F154BE_UNIBO_02_R2.

La seconda prova sul motore è partita senza un preciso target di danno. Infatti, come fatto precedentemente, si è scelto di continuare ad accumulare danno fino a vedere la deriva funzionale del motore. In questo modo è stato possibile aumentare la statistica dei pistoni fortemente danneggiati, ed effettuare una seconda verifica sul danno massimo tollerabile.

Nel complesso la prova non ha avuto particolari anomalie, anche se già dalle prime ore di prova si è visto che il guadagno di prestazioni dato dal modello di danno è stato più modesto rispetto al primo slot di prova. Questa differenza è però facilmente attribuibile alle variabili di prova, pertanto avendo uno scarto (inferiore al 2%), non è stato necessario ricercare una possibile anomalia. Inoltre ai fini dell'attività, che ad oggi è solamente quella di verificare il massimo danno ammissibile, non si è speso tempo di prova per la ricerca della potenza massima.

Sul grafico sottostante, dove questa variabile è normalizzata rispetto al valore massimo, è possibile vedere una riduzione della pressione relativa nel carter.

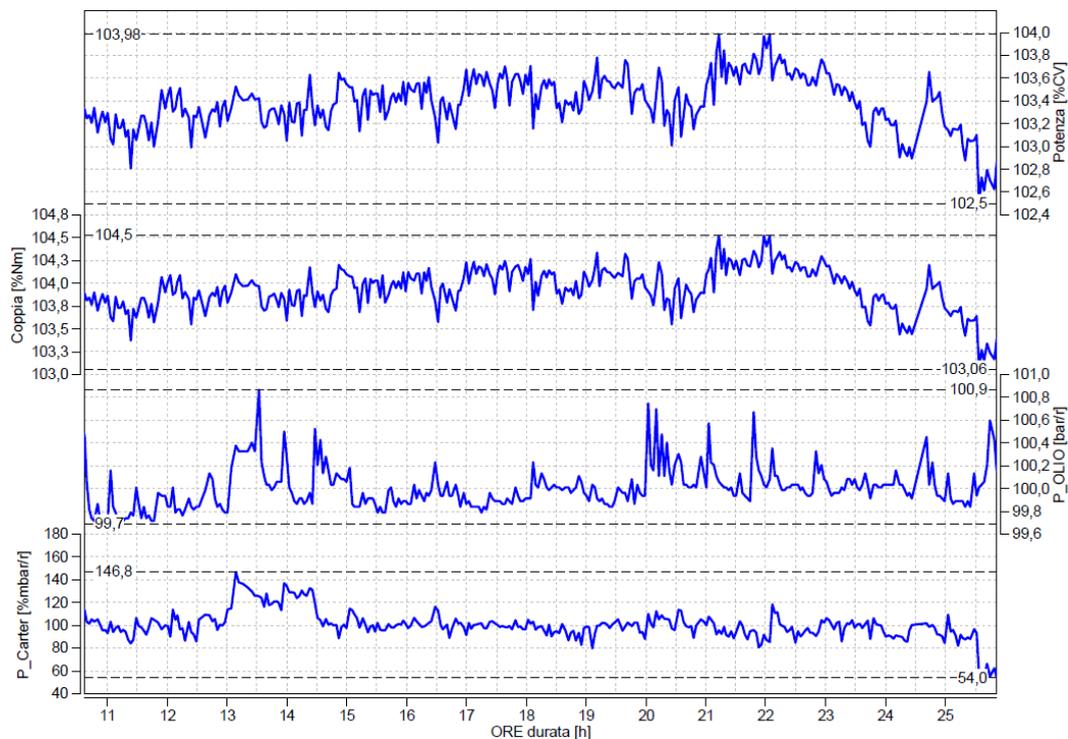


Figura 80 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_02_R2

Tuttavia essendo la grandezza reale negativa sul punto motore in cui viene fatta la prova, si ha che normalizzando il segnale, ad un aumento della pressione nel basamento, corrisponde un calo del valore percentuale.

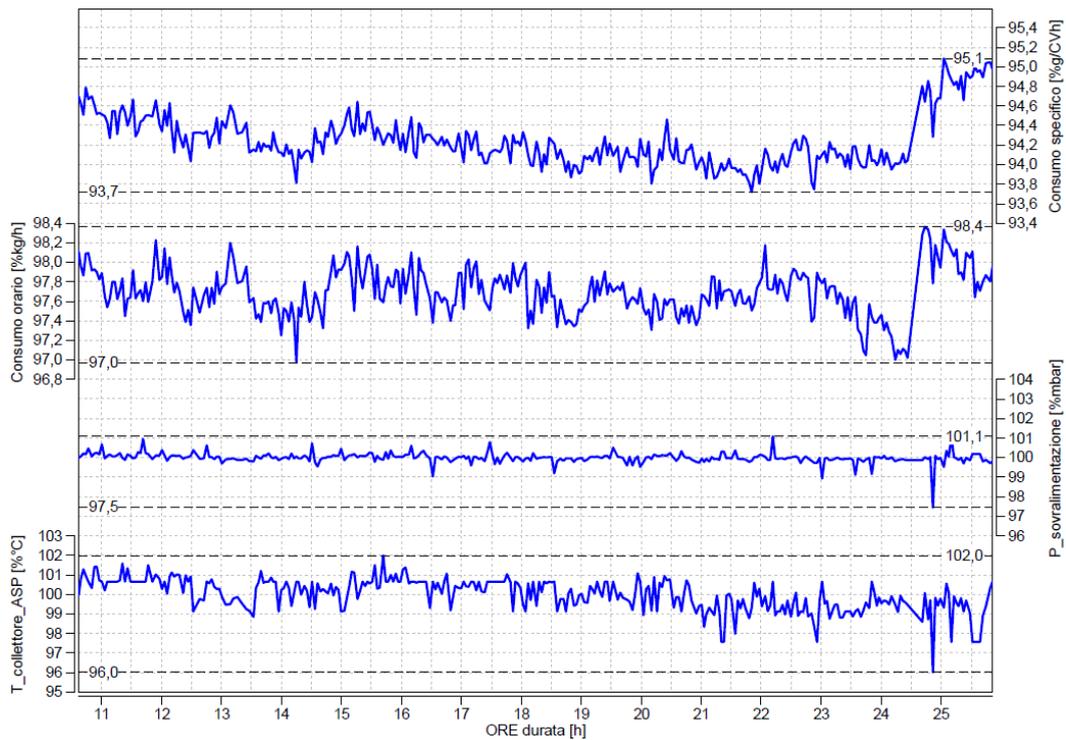


Figura 81 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_02_R2

Allo stesso modo è possibile vedere anche un aumento del consumo specifico, che come spiegato precedentemente è direttamente legato alla tenuta della camera di combustione. Per quanto riguarda invece gli attuatori, durante la prova non è stato riscontrato alcun tipo di problema.



Figura 82 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_02_R2

Vedendo un aumento della pressione del carter si è deciso di interrompere la prova per effettuare una misura della portata di blow by. Dall'esperienza è infatti ben noto che ad un aumento della pressione nel basamento è solitamente associata anche un aumento della portata dei gas che trafilano dalla camera al basamento. Effettivamente eseguendo la

misura a partire dal massimo regime di rotazione, si è infatti visto una importante deriva della portata, sia a pieno carico che al minimo.

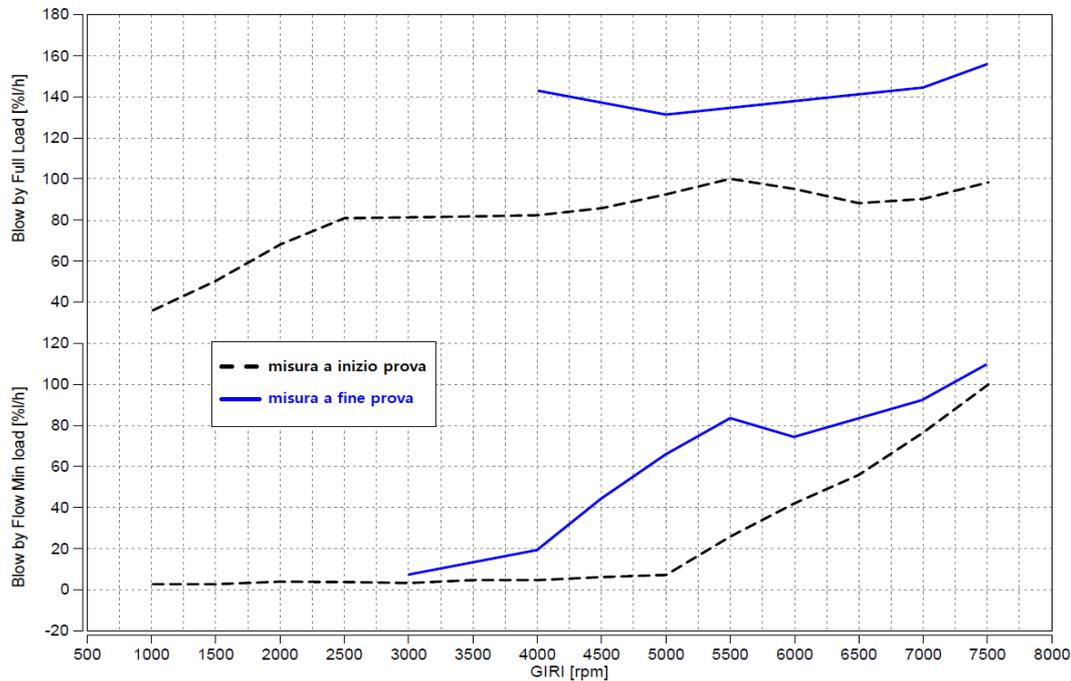


Figura 83 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_02_R2

La deriva della tenuta della camera di combustione è stata confermata anche dai controlli a freddo. Infatti facendo il test per monitorare la tenuta dei vari cilindri si è notato un aumento delle perdite di pressione sui cilindri 1 – 2 – 4 – 6 – 8, che non a caso sono quelli che insieme al pistone del cilindro 7 hanno accumulato l'indice di danneggiamento maggiore.

Smontando il motore ed iniziando le analisi è stato semplice identificare la causa dell'aumento del blow by. Infatti già allo smontaggio si è potuto apprezzare il principio di formazione di un canale di passaggio del blow by sui pistoni 6 – 7. Inoltre allo smontaggio, sul pistone 2, una delle parti del colletto fra primo e secondo segmento, in zona SCA270°, è stata ritrovata staccata dal componente. Dalla macro del colletto rotto guardando la superficie di frattura è possibile vedere come questo componente si sia rotto a fatica. Infatti la superficie di frattura risulta liscia e non presenta le classiche caratteristiche della rottura di schianto in cui si vede anche la strizione del materiale. La rottura di questo componente è probabilmente da attribuire sia alla perdita delle proprietà meccaniche del pistone in seguito al degrado di lega, che al lavoro ciclico prolungato a Pmax90%, molto vicina a quella limite del componente.

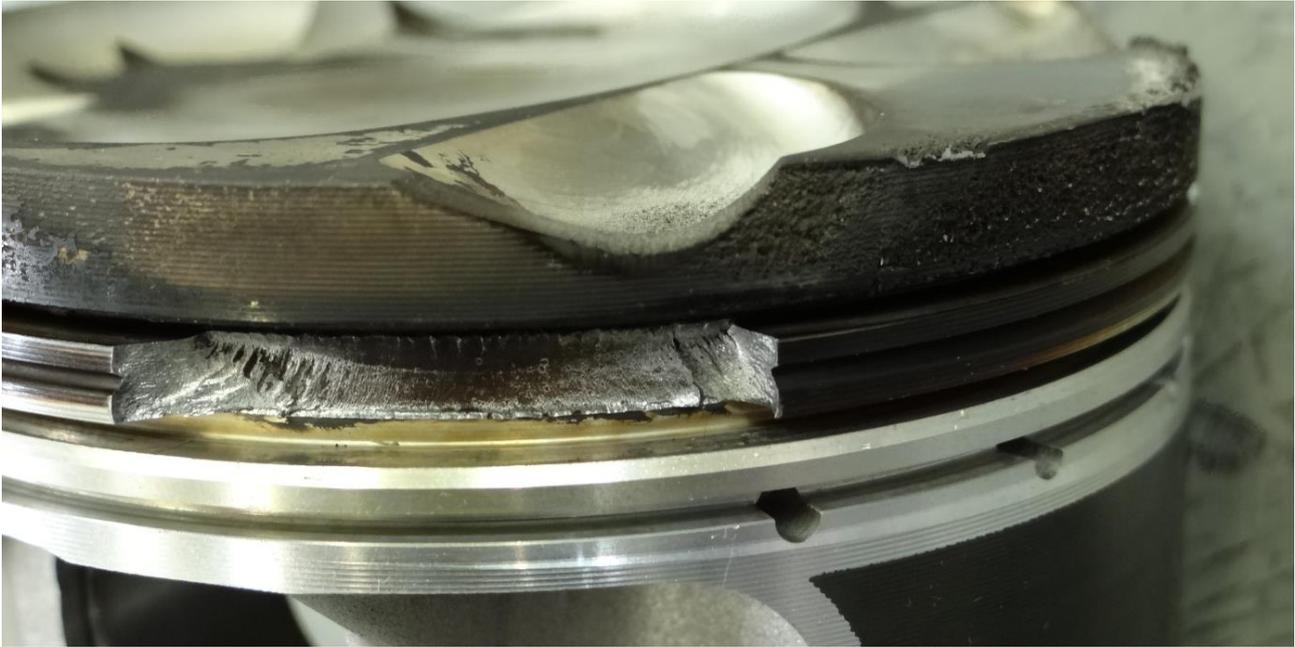


Figura 84 Macro della superficie di frattura a fatica del colletto del pistone 2 di F154BE_UNIBO_02_R2

Dalle macro sul lato ASP0° sono state rilevate sia tracce di erosione superficiale che tracce di Polishing sullo spigolo in comune con il cielo di alcuni pistoni.



Figura 85 Macro in vista dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R2: a) vista ASP0° b) vista SCA180°

Sul lato SCA180° invece, si può vedere che tutti i pistoni del set presentano erosione in zona Topland. Nella immagine sottostante sono riportate la zona di rottura del primo colpetto sul pistone 2 e la zona di formazione del canale di blow by.

Dagli ingrandimenti dei pistoni, è stato quindi possibile consuntivare quali delle zone siano state le più colpite, sia in termini di profondità che di localizzazione del danneggiamento.

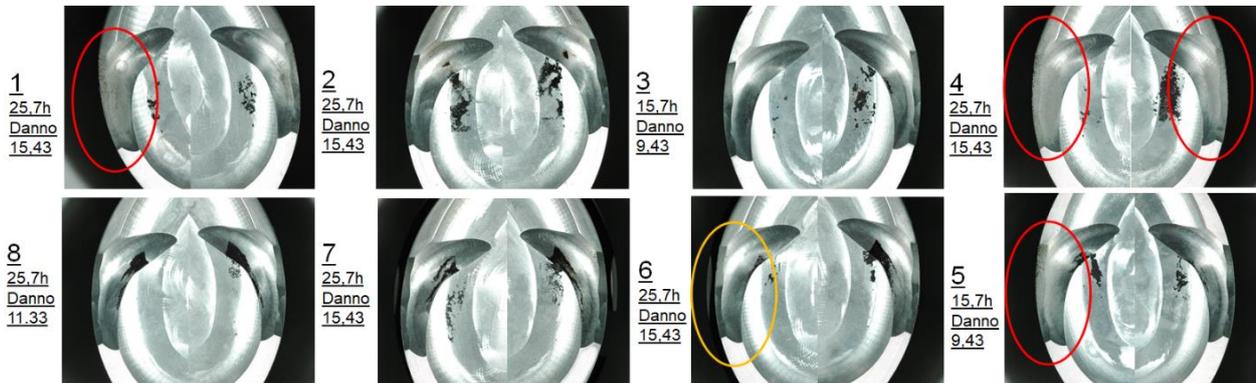


Figura 86 Macro particolari delle zone nicchia ASP270° e ASP90° dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R2

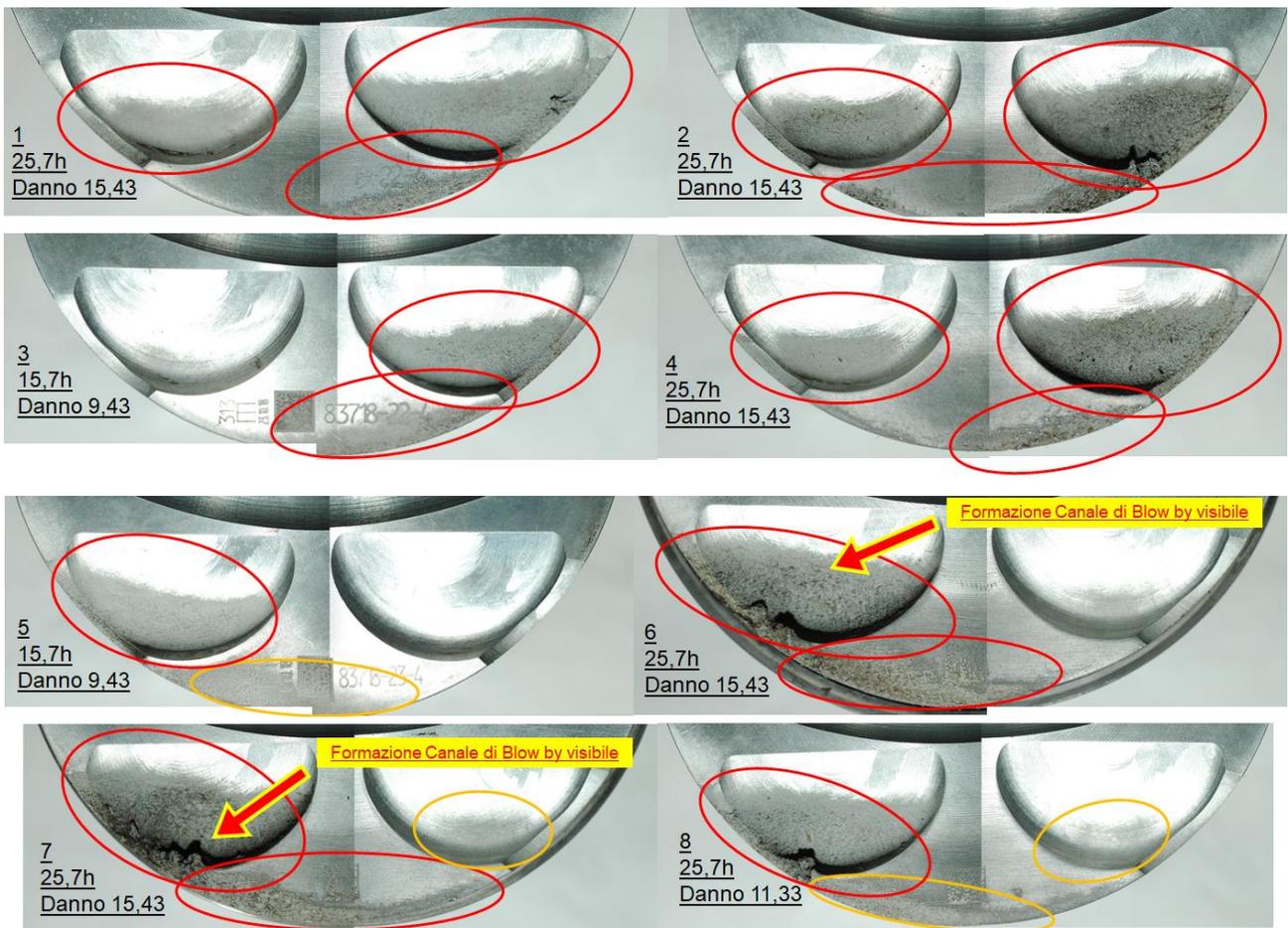


Figura 87 Macro particolari delle zone nicchia SCA270° e SCA90° dei pistoni di F154BE_UNIBO_02_R2

Guardando i vari pistoni testati, si nota quello che già era stato supposto con le prove su F154BE_UNIBO_01. In particolare si è visto che i pistoni che hanno accumulato il danno in una sola zona nicchia valvola sono anche quelli che presentano la maggiore profondità dell'erosione superficiale. In questo caso inoltre, i pistoni che localmente sono risultati i più danneggiati, sono proprio quelli in cui si è formato un principio di canale blow by, e quello in cui si è rotto il colletto fra le prime due cave. Guardando infatti gli ingrandimenti, si vede che dei pistoni che hanno accumulato danno per tutte le 25h di prova, i pistoni 2 – 6 – 7, non presentano particolari segni nelle nicchie delle valvole di aspirazione (immagine soprastante). Al contrario i pistoni 1 – 4 presentano almeno tre nicchie su quattro colpite da erosione superficiale.

Questa considerazione fornisce un'altra prova, del fatto che la zona che viene maggiormente colpita da erosione dipende principalmente dalla omogeneità della miscela in camera di combustione al momento dello scocco della scintilla. Infatti è possibile spiegare la dispersione nella localizzazione del danneggiamento anche su un unico set di pistoni che hanno girato allo stesso punto motore, tenendo presente che ogni cilindro ha delle diverse condizioni di riempimento. Questo di fatto si traduce in una distribuzione della miscela in camera sempre diversa, che a sua volta determina l'auto innesco in un differente punto della camera. A questa disparità, si somma la componente aleatoria della detonazione, sul singolo pistone. Si è quindi spiegato il fenomeno della localizzazione in un unico punto, tenendo presente le caratteristiche principali dei danni da knock. Man mano che l'erosione tende a danneggiare la superficie del cielo, si hanno la formazione dei cosiddetti punti caldi. Questi sono dei punti del pistone in cui la porosità generata dall'erosione provoca uno scorretto smaltimento del calore assorbito dal componente. Di conseguenza, può capitare che a seguito del danneggiamento di un singolo punto, questo diventi sistematicamente il centro di innesco delle successive detonazioni. Non a caso, in letteratura, il knock viene definito come un fenomeno dannoso auto – alimentante.

Dopo avere quindi consuntivato che danno 15.53 (arrotondato a 15), determina la perdita di funzionalità del motore nel caso della formazione di un punto caldo. Si è passati alle analisi di micro durezza e alla misura cava del primo segmento, come per F154BE_UNIBO_01_R3, anche in questo caso è stato necessario utilizzare lo spessimetro a lamelle per misurare l'altezza delle cave più schiacciate.

Visto l'importante danneggiamento accumulato su F154BE_UNIBO_02_R2, si è deciso di sostituire l'intero set di pistoni per iniziare la prova sul motore, che a seguito della revisione è diventato F154BE_UNIBO_02_R3.

Iniziando una nuova prova di durata con un set di pistoni nuovi si è pensato di utilizzare sempre la stessa velocità di danneggiamento target. Per questa prova, l'obiettivo sarebbe stato quello di accumulare danno 12 così da confrontare i pistoni con quello che ha eseguito tutte le 40h di prova su F154BE_UNIBO_01. Tuttavia prima di arrivare alle 10h di prova, c'è stata una importante anomalia che ha portato alla rottura della biella del cilindro 7 mentre il motore era sul punto ad alti giri in pieno carico. In seguito alla rottura, il pistone in questione ha quindi proseguito la sua corsa fino ad impattare la testa del motore. Il moncone della biella ancora attaccato all'albero, ha invece continuato a girare fresando l'intero blocco motore, danneggiando in particolar modo il pistone 2, che è quello simmetrico sull'altra bancata.



Figura 88 Danneggiamento dei componenti dei cilindri 2 - 7 in seguito alla rottura della biella sul motore F154BE_UNIBO_02_R3

A seguito della rottura che è avvenuta esattamente alle 7.54h di prova con i pistoni che avevano accumulato danno 4.52, il motore è stato smontato dal banco prova per determinare con esattezza la causa dell'anomalia. Dalle analisi si è potuto escludere una qualsiasi interferenza del modello di danno con la rottura, che quindi è stata attribuita ad altre cause. Al contrario, dai dati successivi all'evento in questione, si è visto che il controllo ha reagito molto bene nel momento in cui è stata riscontrata l'anomalia. Infatti quando il pistone del cilindro 7 ha impattato la testa, è avvenuta chiaramente anche la rottura del sensore di pressione. Quindi il modello di danno non ricevendo più il segnale di pressione, a seguito anche delle modifiche fatte dopo le prime rotture su F154BE_UNIBO_01, ha

smesso di comunicare le correzioni di anticipo alla centralina riportando il valore attuato a quello del motore standard.

Visti gli ingenti danni sui cilindri contrapposti 2 – 7, si decise di escludere questi due campioni dalla statistica dei pistoni danneggiati, andando quindi a considerare i sei pistoni rimanenti. Sebbene questi non abbiano raggiunto il target di danno deciso a inizio prova, si è rivelato comunque molto utile avere dei campioni poco danneggiati, testati con questo tipo di prova. Infatti con le prove fatte ad oggi, solamente i pistoni 1 – 8 testati su F154BE_UNIBO_01_R2, hanno accumulato un indice di danno vicino a 4. Di conseguenza si è potuto utilizzare questo set di pistoni per infittire la statistica dei campioni testati, necessari a individuare la retta di conversione fra danno sperimentale e calcolato.

Dalle macro acquisite post esercizio, si è riscontrato un danneggiamento in linea con quello atteso. Tuttavia si è notata una maggiore erosione nella Topland in zona SCA180° rispetto al solito, che però è stata attribuita ad un fattore esterno successivo alla rottura del motore.

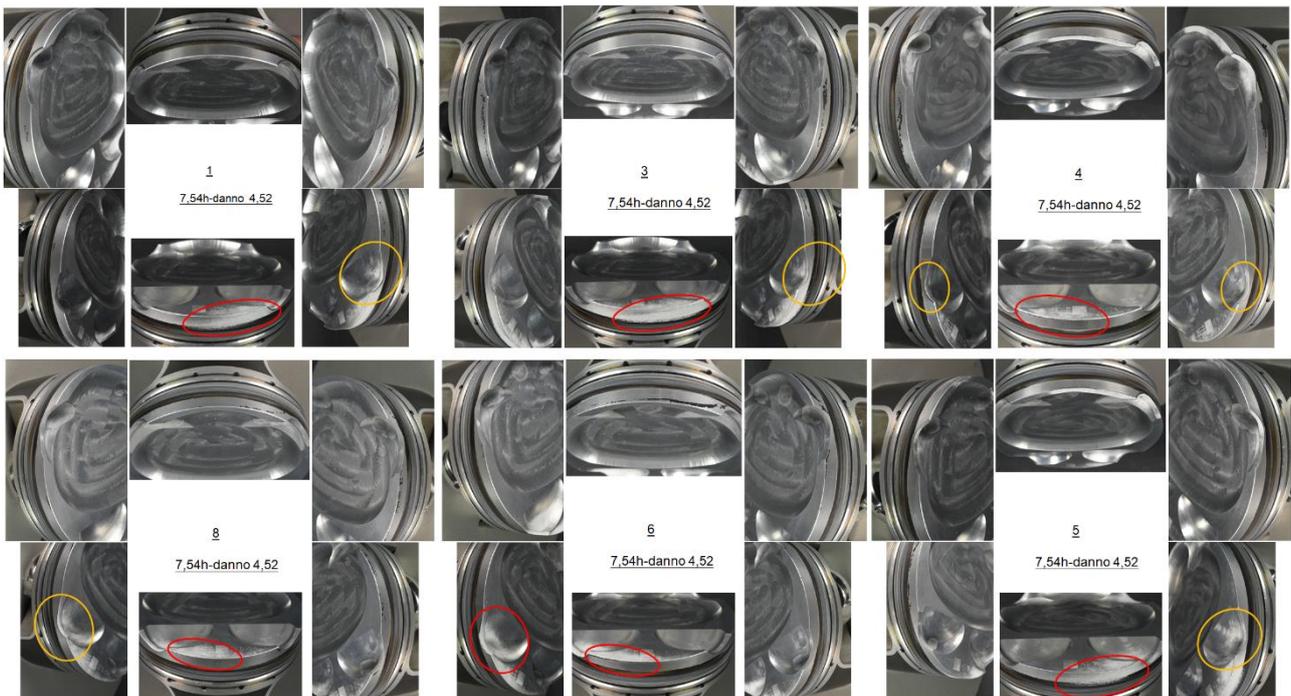


Figura 89 Macro particolari in zona nicchia e nelle zone ASP0° - SCA180° dei pistoni analizzati su F154BE_UNIBO_02_R3

Oltre alle acquisizioni fotografiche, è stata misurata sia la durezza residua, che la dimensione cava primo segmento. Quindi il motore è stato dismesso poiché ormai troppo danneggiato per essere recuperato.

Utilizzando i dati raccontati nelle sei prove sui due motori di nomenclatura F154BE_UNIBO, è stato possibile acquisire le informazioni necessarie per una prima stima del danno

tollerabile da questo motore. Nel Capitolo successivo verranno per tanto analizzati i dati delle prove di micro durezza Vickers e l'altezza della cava del primo segmento, di tutti i pistoni analizzati in questo lavoro di tesi. In questo modo incrociando questi dati con quelli dei KO riscontrati durante le prove verranno definite le specifiche per la prova di durata completa.

6 LA PROVA PER LA VERIFICA DEL DANNO AMMISSIBILE

6.1 La correlazione dei dati e la stima del danno ammissibile

Prima di iniziare a trattare i dati raccolti nelle prime due prove, è necessario un breve focus sulla nomenclatura utilizzata per indentificare ogni singolo pistoni testato in ogni prova dei due motori. Il sistema illustrato sotto, seppur banale è risultato particolarmente efficace per identificare il singolo campione senza che vi fossero fraintendimenti.



Dove $\begin{cases} X = \text{numero del cilindro del pistone in oggetto} \\ Y = \text{numero della revisione in cui è stato montato il pistone} \\ Z = \text{numero della revisione in cui è stato smontato il pistone} \end{cases}$

Figura 90 Codice di identificazione dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Nello specifico questo codice è fatto in modo tale da riferire un singolo pistone al motore di appartenenza a seconda del colore dello sfondo utilizzato. Quindi si è scelto il colore rosso per indicare tutti i pistoni che hanno lavorato su F154BE_UNIBO_01 e il blu per quelli montati su F154BE_UNIBO_02, indipendente dal numero di prove effettuato. Una volta identificato il motore, con la prima cifra si va a indentificare il cilindro in cui il pistone è stato montato. Quindi con le ultime due parti del codice si va ad indicare rispettivamente la missione in cui un componente è stato montato e quella dopo la quale è stato sostituito. Per fare un esempio, riferendosi al pistone 3_R1_R3, si intende il pistone del cilindro 3 che è stato montato per il primo slot di prova ed è stato smontato dopo la terza prova di durata effettuata dal motore.

Dopo aver spiegato il sistema utilizzato, è necessario fare un'altra parentesi relativa alla differenza fra il danno attuato e quello target imposto dal modello. Infatti data la variabilità ciclica della detonazione non è possibile controllare con precisione l'intensità del knock che viene indotto per una data variazione di anticipo. Questo fa sì che fra il danno target di una prova e quello attuato dal modello di danno ci sia necessariamente un certo gap. Di

conseguenza per valutare l'effettivo danno sperimentale arrecato ai pistoni testati si è fatto riferimento al danno effettivamente attuato dal modello di danno.

DANNO TARGET vs DANNO ATTUATO											
		R1	R3	R3	R2	R1	R1+R2	R2+R3	R2	R1+R2+R3	R1+R2
#pistone	0.00	3.00	4.34	4.52	4.66	6.00	7.66	9.00	9.43	12.00	15.43
	0.00	10.00	14.47	7.54	15.53	10.00	25.53	30.00	15.71	40.00	25.71
1_R1_R1	0.00	2.70									
1_R2_R3	0.00							7.70			
2_R1_R2	0.00	2.40					6.96				
2_R3_R3	0.00		4.80								
3_R1_R3	0.00	2.70								12.30	
4_R1_R2	0.00	2.90					7.10				
4_R3_R3	0.00		4.80								
5_R1_R1	0.00	2.50									
6_R1_R3*	0.00	2.85					9.02				
7_R1_R2	0.00	2.95					8.16				
8_R1_R1	0.00	3.10									
8_R2_R3*	0.00				5.66						
1_R1_R2	0.00					5.92					14.76
2_R1_R2	0.00					5.86					16.16
3_R1_R1	0.00					5.98					
4_R1_R2	0.00					6.04					14.40
5_R1_R1	0.00					5.88					
6_R1_R2	0.00					6.50					14.52
7_R1_R2	0.00					6.10					17.30
8_R1_R2*	0.00					1.30					12.72
3_R2_R2	0.00								10.15		
5_R2_R2	0.00								7.10		
1_R3_R3	0.00			4.50							
3_R3_R3	0.00			3.50							
4_R3_R3	0.00			3.50							
5_R3_R3	0.00			3.80							
6_R3_R3	0.00			4.80							
8_R2_R3	0.00			3.50							

Tabella 1 Confronto fra il danneggiamento attuato e target sui pistoni di F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Partendo dalle prove di durezza, utilizzando le medie delle dieci misure acquisite, come già spiegato nel capitolo 4, sono state costruite tre matrici, una relativa alle misure fatte in zona ASP, una relativa alla sola zona SCA ed una contenente la durezza media del pistone. Queste tre matrici sono fatte in modo che su ogni colonna ci siano i pistoni che hanno accumulato un certo danno, mentre ogni riga è dedicata ad un singolo pistone testato. In questo modo per esempio il valore di durezza riportato nella i-esima riga e j-esima colonna, corrisponde alla misura fatta sul i-esimo pistone che ha accumulato il j-esimo indice di danno. Facendo riferimento al danno target e ai pistoni considerati rappresentativi del danno attuato e quindi analizzati, si avranno 11 colonne, in ordine crescente con il danno target, e 28 righe. Dove i campioni riportati con l'asterisco sono quelli che hanno fatto parte della prova di durtata, a mappa base, quindi senza accumulare danno.

Tuttavia confrontando le tre matrici si è visto, che accumulando un danneggiamento abbastanza alto in diverse ore di prova, non sempre il lato SCA risulta il più degradato. Si è

anzi riscontrata una discreta uniformità dei risultati fra le curve di degrado ottenute per le due differenti zone dei pistoni analizzati. Infatti guardando il grafico sottostante si può vedere come in realtà i due markers, di diversa forma per le due zone, sono praticamente sovrapposti su quasi tutti i pistoni analizzati.

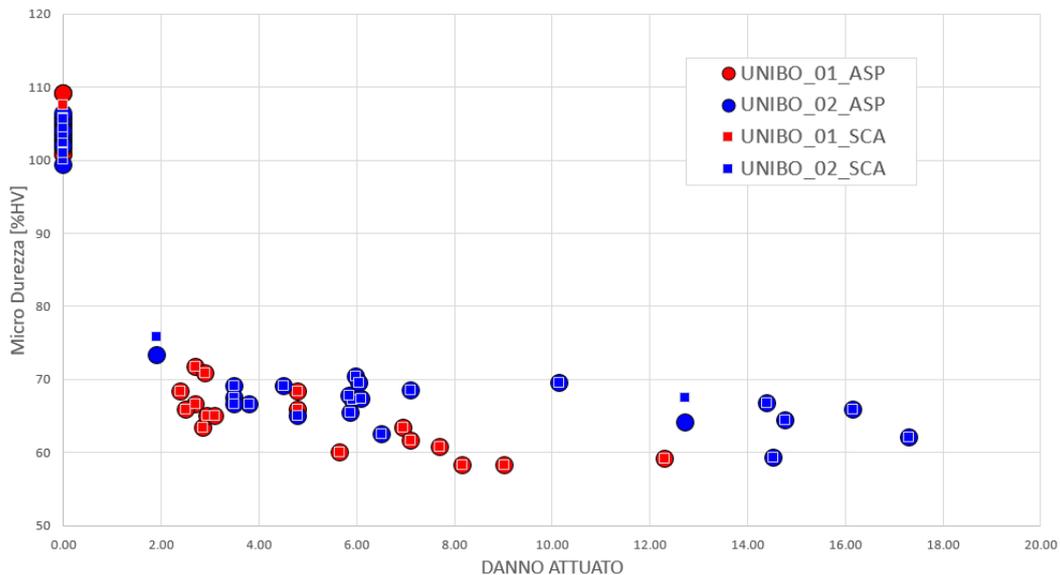


Figura 91 Grafico normalizzato delle durezza in zona SCA e ASP sui pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Appurato che durante le ultime prove di durata, dalle micro durezza fatte post esercizio, il lato SCA non è risultato sensibilmente più degradato di quello ASP, si è continuato a studiare il fenomeno direttamente sui valori medi totali dei componenti.

In particolare si è andati a graficare la durezza, normalizzata rispetto al valore nominale dichiarato dal fornitore dei pistoni, in funzione del danno attuato, andando a mettere in evidenza l'andamento di questa grandezza per ogni motore. Quello che ne risulta, sono di fatto le curve di degrado del materiale dei pistoni per le due diverse velocità di danneggiamento obiettivo. Infatti ad ogni velocità di danneggiamento target sono associate per la natura del controllo, delle correzioni di anticipo medie diverse. Queste fanno sì, che in camera si abbia un aumento della pressione massima diverso a cui corrisponde una determinata temperatura media del pistone. Di conseguenza i pistoni in esercizio sui due motori, essendo stati esposti a due temperature medie diverse, a seconda delle ore di prova, hanno subito due cicli termici diversi. Analizzando l'andamento mostrato nel grafico si può vedere che i pistoni testati su F154BE_UNIBO_01, con una velocità di danneggiamento pari a danno 3 ogni 10h, subiscono un degrado maggiore rispetto ai pistoni montati su F154BE_UNIBO_02. Questo è dovuto al fatto che un pistone montato sul primo dei due motori raggiunge lo stesso danno di uno montato sul secondo, nel doppio del tempo.

Pertanto essendo il degrado un processo metallurgico diffusivo, quindi dipendente da tempo e temperatura, si ha che è più influente il tempo di utilizzo del modello di danno rispetto all'indice di danneggiamento raggiunto da un componente in esercizio.

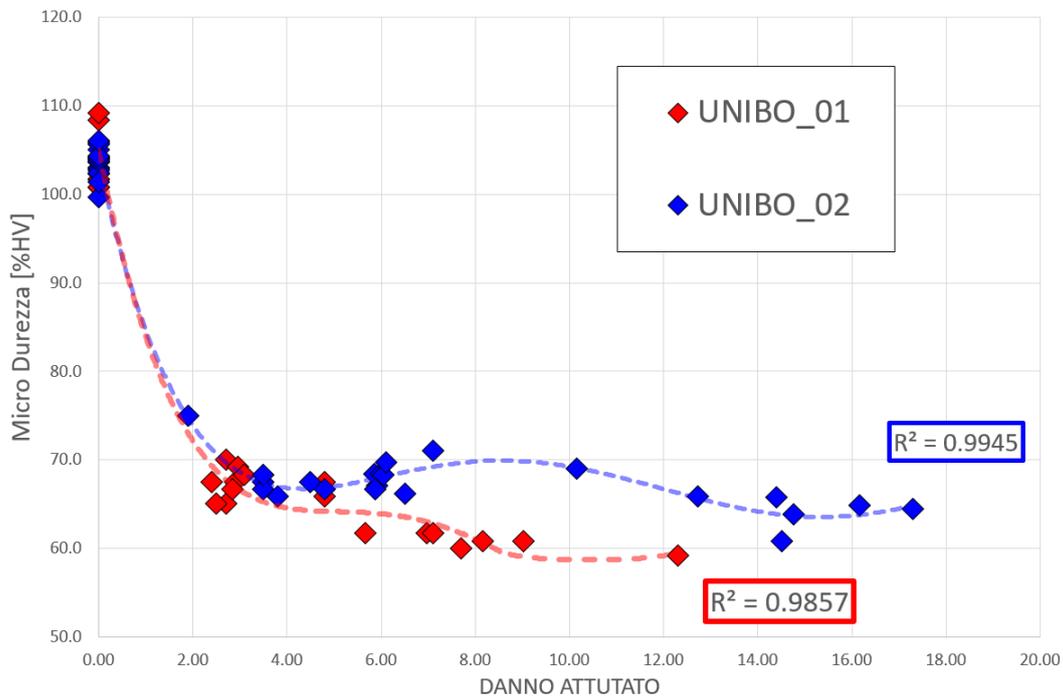


Figura 92 Grafico normalizzato delle durezza medie dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Una spiegazione a questa particolarità, è stata data sulla base di una considerazione legata alla natura della detonazione. Infatti solitamente si ha che il livello di MAPO, che fornisce il principale contributo per il calcolo del danneggiamento attuato, tende ad impennarsi sopra un certo anticipo. Questo significa che sopra un determinato valore, basta una variazione di anticipo minima per aumentare sensibilmente il danno attuato. Tuttavia a quella variazione minima corrisponde un aumento della temperatura in camera contenuto, dal momento che si è praticamente rimasti sullo stesso punto della curva a ombrello, la quale è per definizione indice dell'efficienza di combustione. In altri termini per raddoppiare la velocità di danneggiamento è sufficiente un guadagno di anticipo, che non permette una sensibile variazione di temperatura. Tuttavia per raggiungere un danneggiamento a seconda del target, sono necessarie diverse ore di prova che invece influenzano pensatamente, il degrado subito dai pistoni.

Questo concetto, per nulla banale è meglio spiegabile utilizzando un grafico 3D nella perdita di durezza in funzione sia del tempo di esercizio che del danno attuato. Per ottenere questo tipo di mappa, è stata fatta l'ipotesi che alle 0h di funzionamento, indipendentemente dal

danno attuato, la durezza sia pari a quella media dei pistoni misurata prima delle prove di durata. Inoltre per avere l'informazione del degrado con indice di danneggiamento nullo sono stati presi i dati di durezza residua dei pistoni che hanno fatto una prova di durata standard senza il modello di danno.

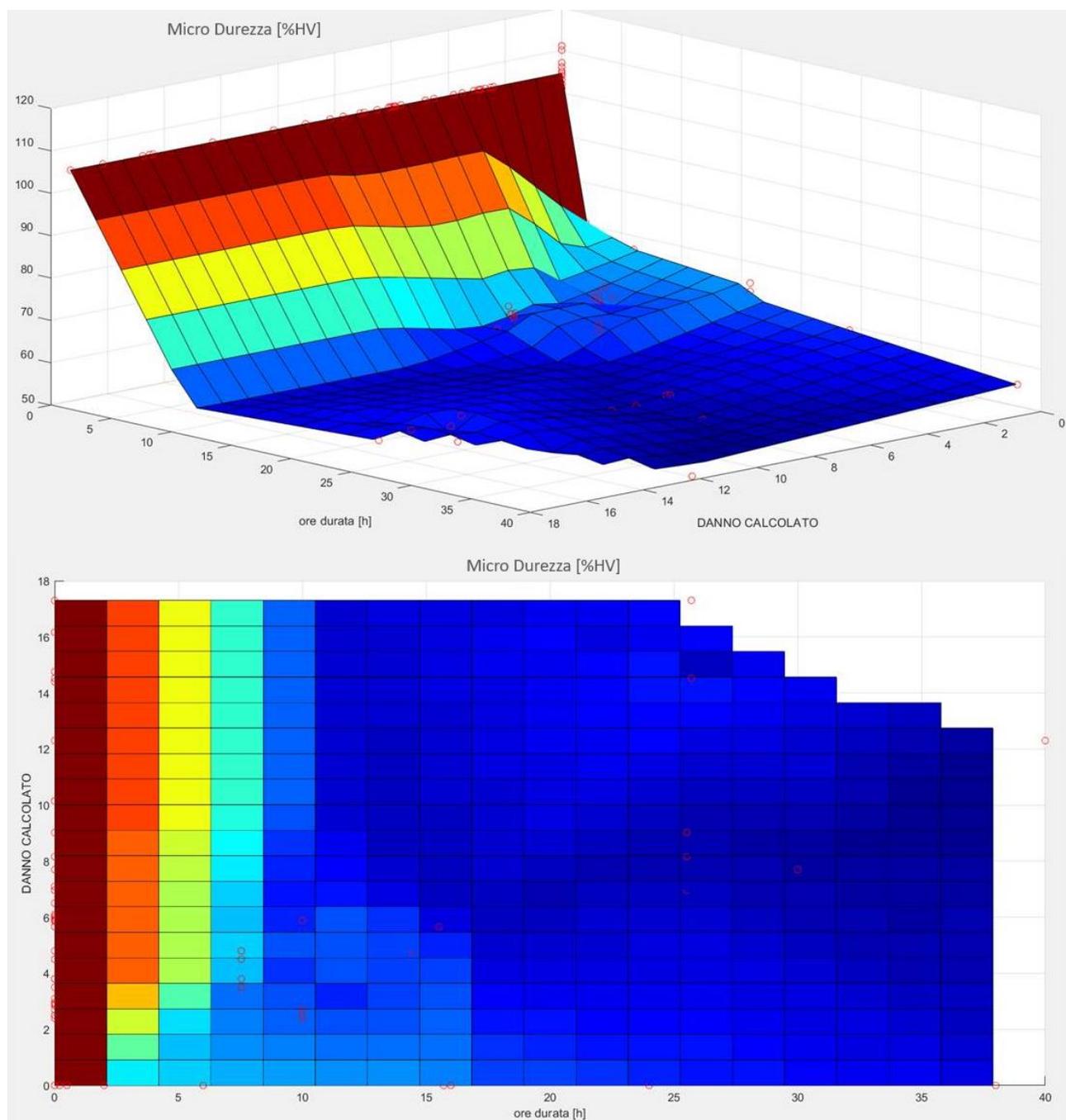


Figura 93 Mappa normalizzato delle durezza medie dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

In questo modo utilizzando un'approssimazione lineare fra i punti misurati sui pistoni in questione, riportati in rosso, si è potuta costruire una superficie per identificare l'andamento della durezza residua rispetto al danno calcolato e al tempo di esercizio. Quello che si può

apprezzare è che solo quando il danno è veramente contenuto, questo ha un'indicidenza sulla durezza residua. Altrimenti l'unico elemento che influenza davvero il degrado sono le ore di durata fatte in condizioni detonanti, in cui il pistone è ad una temperatura media prossima a quella di solubilizzazione.

Infatti utilizzando la durezza residua e tempo di funzionamento, a partire dalle curve di degrado sono state trovate tramite interpolazione lineare le temperature di esercizio medie viste dai singoli pistoni.

T_media vs DANNO TOT											
#pistone		R1	R3	R3	R2	R1	R1+R2	R2+R3	R2	R1+R2+R3	R1+R2
	0.00	3.00	4.34	4.52	4.66	6.00	7.66	9.00	9.43	12.00	15.43
	0.00	10.00	14.47	7.54	15.53	10.00	25.53	30.00	15.71	40.00	25.71
1_R1_R1	/	289.1									
1_R2_R3	/							>300			
2_R1_R2	/	>300					>300				
2_R3_R3	/		>300								
3_R1_R3	/	>300								>300	
4_R1_R2	/	>300					>300				
4_R3_R3	/		293.8								
5_R1_R1	/	>300									
6_R1_R3*	/	>300					>300				
7_R1_R2	/	292.4					>300				
8_R1_R1	/	>300									
8_R2_R3*	/				>300						
1_R1_R2	/					>300					>300
2_R1_R2	/					>300					>300
3_R1_R1	/					>300					
4_R1_R2	/					>300					289.7
5_R1_R1	/					>300					
6_R1_R2	/					>300					>300
7_R1_R2	/					292.4					>300
8_R1_R2*	/					269.4					289.7
3_R2_R2	/								285.3		
5_R2_R2	/								275.0		
1_R3_R3	/			>300							
3_R3_R3	/			>300							
4_R3_R3	/			>300							
5_R3_R3	/			>300							
6_R3_R3	/			>300							
8_R2_R3	/			>300							

Tabella 2 Stima delle temperature medie in base alla durezza residua sui pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Tuttavia come si può vedere dalla tabella soprastante non è stato possibile determinare con esattezza la temperatura media di quasi nessuno dei pistoni testati. Infatti dove in tabella sono riportati valori prossimi o superiori ai 300°C, significa che il tempo e la temperatura del pistone sono stati tali da degradare completamente la lega del componente. Prendendo a riferimento il grafico mostrato nel quarto capitolo (pag.62), si può vedere che superati i 250°C di temperatura media, le curve di degrado hanno un collasso per cui diventa impossibile determinare con sicurezza la temperatura media. Di conseguenza, seppur questa verifica dia una indicazione sulle temperature di esercizio con il modello di danno attivo, non è stato possibile basarsi su questi dati numerici per stimare il danno accumulabile con precisione.

L'altro parametro analizzato per determinare il danneggiamento limite, è stato la chiusura della cava del primo anello elastico di tenuta. Come per la prova di durezza è stata ricavata una matrice per ogni misura fatta su ogni pistone testato nelle durate. Come previsto però, si è potuto apprezzare una deformazione rilevabile solo in prossimità delle nicchie valvola. Pertanto sono state considerate solo queste ultime per effettuare le considerazioni necessarie alla stima del danno limite. La prima verifica che è stata fatta è stata quella di vedere se una delle quattro nicchie è stata schiacciata più delle altre in esercizio.

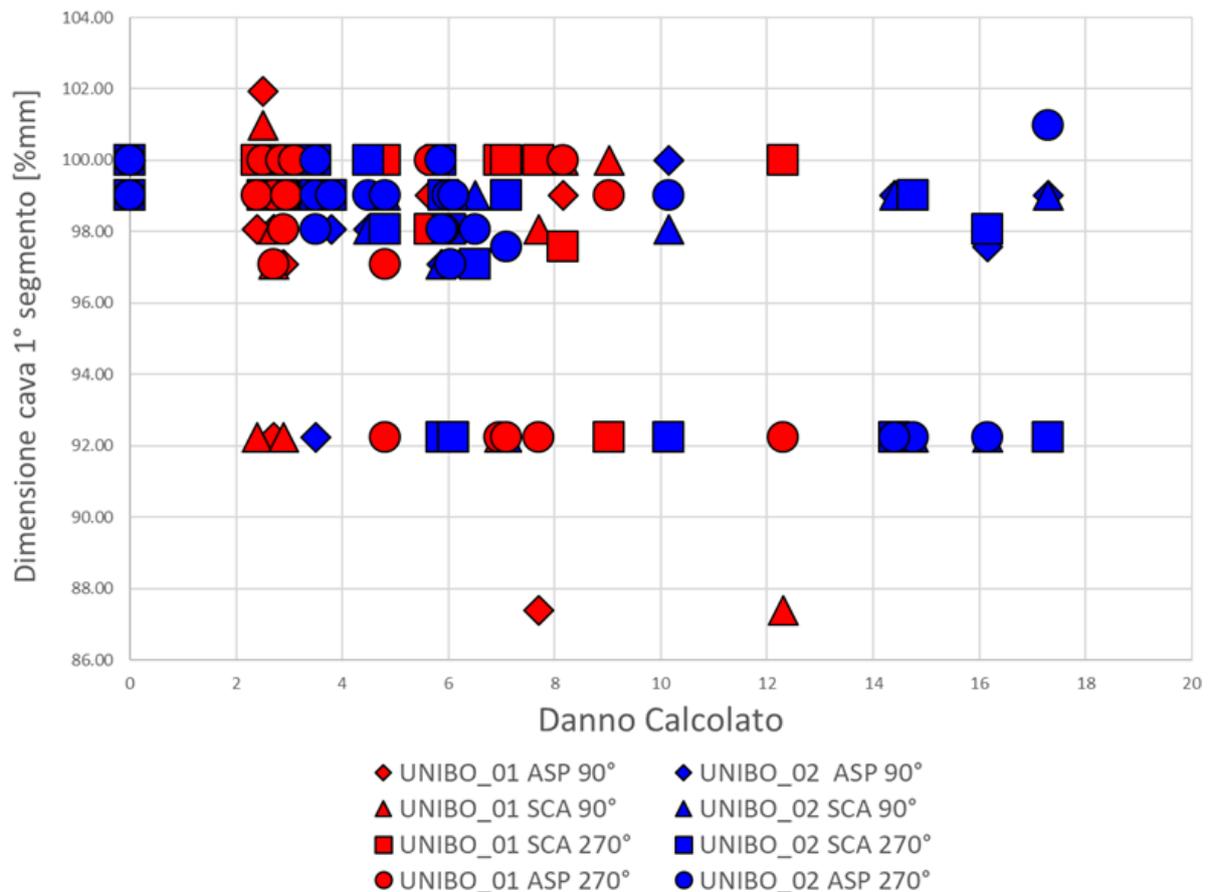


Figura 94 Grafico normalizzato dell'altezza cava primo segmento misurata nelle quattro nicchie valvola dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Nel grafico soprastante sono state riportate tutte le misure fatte nelle quattro zone nicchia volvola per i pistoni dei due motori, utilizzando un marker diverso a seconda della nicchia misurata. L'assenza di un qualsiasi trend testimonia quanto è stato consuntivato allo smontaggio, ovvero che la localizzazione di questo fenomeno, come per l'erosione superficiale, avviene in modo totalmente random. Inoltre si è riscontrato che su alcuni pistoni, dopo aver accumulato un danno relativamente basso, la chiusura della cava in una sola delle zone nicchia per ogni pistone, è stata tale da superare il limite di tolleranza dato dal fornitore, pari al 98% del valore nominale.

Si è quindi cercata una tendenza andando a considerare l'altezza cava media nelle quattro zone nicchia valvola, e l'altezza minima misurata in ogni pistone.

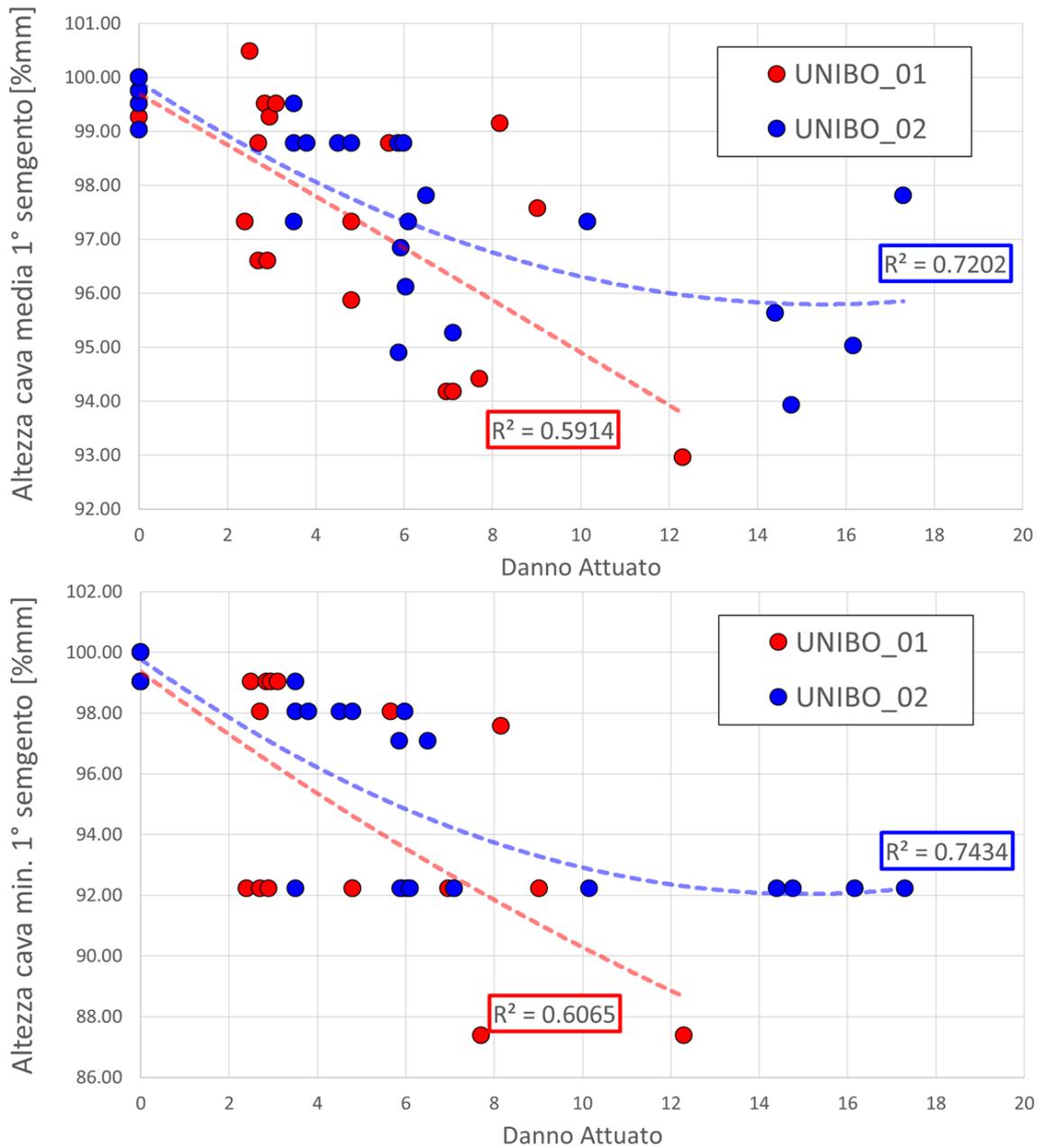


Figura 95 Grafico normalizzato dell'altezza cava primo segmento media e minima dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02

Da questi due grafici si può vedere un debole trend della chiusura della cava del primo anello elastico all'aumentare del danno, nello specifico si è visto che su F154BE_UNIBO_02, con una maggiore velocità di danneggiamento le misure fatte sono risultate meno disperse.

Raccolti quindi tutti i dati relativi alle analisi dei pistoni testati, sono stati incrociati i KO dei componenti che hanno affrontato la prova di durata con le misure delle cave risultate fuori tolleranza. Quello che ne emerge è che in prossimità di danno 7, può accadere che se l'erosione superficiale va a localizzarsi in una nicchia in particolare, si ha che la porosità del pistone è tale da permettere la deformazione della cava stessa. Infatti si è ipotizzato che questo fenomeno unito alla perdita delle proprietà meccaniche, a seguito del degrado della lega alluminio silicio, sia tale da ridurre sensibilmente il limite elastico del pistone che quindi viene deformato in esercizio. Questo fenomeno a sua volta è responsabile di una scorretta dinamica del segmento del primo anello elastico di tenuta, che non lavorando correttamente, non permette un flusso corretto dei gas di blow by. Questo come si è visto sui pistoni 2 – 6 – 7, montati su F154BE_UNIBO_02 alla fine della seconda prova di durata, ha portato in un caso alla rottura del colletto fra i primi due segmenti e nell'altro alla formazione di un canale blow by, decretando la perdita di funzionalità del motore. Tuttavia in ottica di una prova di durata completa è necessario tenere del margine sul danno attuato, dal momento che il motore per essere deliberato deve completare tutta la prova senza derive, in modo che nessuno dei componenti sia dichiarato KO allo smontaggio di fine prova. Per questa ragione per la prima stima del danno ammissibile è stato considerato come danneggiamento limite quello per il quale sono stati riscontrati allo smontaggio dei segmenti bloccati dallo schiacciamento della relativa cava.

	#pistone	Ore Durata	Danno Target	Danno Attuato	Failure
F154BE_UNIBO_01	1_R2_R3	30	9.00	7.70	segmento bloccato
	2_R1_R2	25.53	7.66	6.96	segmento bloccato
	3_R1_R3	40	12.00	12.30	segmento bloccato KO tenuta cilindro
	4_R1_R2	25.53	7.66	7.10	segmento bloccato
F154BE_UNIBO_02	1_R1_R2	25.53	15.43	14.76	KO tenuta cilindro
	2_R1_R2	25.53	15.43	16.16	colletto rotto a fatica KO tenuta cilindro
	4_R1_R2	25.53	15.43	14.40	segmento bloccato KO tenuta cilindro
	6_R1_R2	25.53	15.43	14.52	segmento bloccato deriva Blow by
	7_R1_R2	25.53	15.43	17.30	segmento bloccato KO tenuta cilindro deriva Blow by
	8_R1_R2*	25.53	11.34	12.72	KO tenuta cilindro

Tabella 3 Pistoni dei motori F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02 risultati KO a seguito di un certo danno attuato dal modello

Come riportato nella tabella soprastante, i pistoni che hanno accumulato meno danno in cui è stata riscontrata questa situazione, sono stati quelli dei cilindri 2 – 4, che su F154BE_UNIBO_01 hanno accumulato un danno target di 7.66 nelle prime due prove di durata. Rispettivamente su questi cilindri sono stati attuati dei danni pari a 6.96 e 7.10. Di conseguenza volendo prendere un minimo di margine, visto anche l'errore commesso fra danno target e quello attuato, per la prova di durata completa su F154BE_UNIBO_04, si è scelto un danno obiettivo pari a 6.

Nel paragrafo successivo si andranno quindi a definire a grandi linee le modalità adottate per la durata completa, senza però andare a descrivere esattamente le specifiche di prova. Infatti come già accennato in precedenza questo dato, per motivi legati alla privacy risulta essere molto sensibile e quindi protetto dal segreto industriale.

6.2 La prova di durata completa su F154BE_UNIBO_04

Per confermare che l'indice di danneggiamento pari a 6 sia sostenibile dal motore utilizzato in questo studio, è stato utilizzato un motore del tutto nuovo così da evitare possibili failure, attribuibili a cause esterne. Di conseguenza prima che il motore venisse montato, sono stati presi da parte i pistoni, per eseguire le caratterizzazioni pre esercizio, necessarie per determinare lo stato iniziale dei pistoni, la perdita di durezza totale e lo schiacciamento della cava del primo segmento.

Prima di trattare nello specifico la prova, è necessario aprire una parentesi per dare un'idea delle modalità adottate per sostenere la durata completa. Nello specifico per iniziare a raccogliere dati in ottica di una possibile industrializzazione del modello di danno, si è pensato alle strategie in cui applicare il controllo per incrementare le prestazioni del motore. Un primo scenario ipotizzato, è quello in cui in vettura, il modello, viene abilitato solo al di sopra di un certo numero di giri e di una certa percentuale di pedale. Questa opzione, assolutamente arbitraria e non definitiva, si basa sulla considerazione che per avere un aumento prestazionale con questa strategia è necessario andare a danneggiare i componenti del motore. Di conseguenza se la richiesta di coppia da parte del guidatore, è

soddisfabile in altro modo, è possibile preservare i componenti, per andare a spendere il surplus di potenza solo nelle situazioni più critiche per le altre strategie.

Per testare quindi gli effetti del danneggiamento da detonazione su più ore di prova, con il ciclo adottato per le durate fatte sugli altri motori, si è pensato di dividere il test in due slot diversi. Nello specifico si è pensato di andare ad effettuare la prima parte con il modello di danno attivo, e successivamente dopo aver consuntivato lo stato dei pistoni, completare la prova di durata standard con la mappatura base. Per decidere come dividere le ore per ogni slot di prova, si è quindi andati a stimare il tempo di possibile applicazione del modello nella vita di una vettura (come indicato sopra), assumendo che il ciclo in stazionario sia rappresentativo dell'utilizzo in dinamico. In questo modo oltre a verificare la sostenibilità del danneggiamento obiettivo, è possibile anche andare a verificare se effettivamente il danno accumulato sui pistoni, rimanga stabile nel tempo una volta che il controllo del danno viene disabilitato.

Per quanto riguarda invece, la consuntivazione del danno accumulato dopo il primo slot di prova, si è deciso di sfruttare l'operazione di smontaggio del motore, per sostituire le teste che hanno accumulato il danno. Infatti data la struttura attuale del controllo, come già spiegato, è necessario utilizzare i sensori di pressione per l'acquisizione del MAPO e della Pmax ciclici. Di conseguenza per la prima parte della prova di durata, sono state montate delle teste motore, aventi le lavorazioni che consentono l'installazione dei sensori di pressione in camera. Tuttavia, vista la fragilità in termini di HW dei sensori piezoelettrici, a seguito del completamento della prima parte della prova, si è prevista la sostituzione delle teste strumentate con quelle standard. Infatti questi sensori hanno solitamente una vita molto inferiore a quella del motore. Di conseguenza visto il costo di questi componenti si è optato per una soluzione che consentisse di preservarne la piena funzionalità.

L'ordine degli slot di prova è stato deciso invece, sulla considerazione che essendo il motore di produzione, la fase che risulta più critica, perché senza precedenti, è quella con il modello di danno. Di conseguenza accumulando subito tutto il danneggiamento non si corre il rischio che vi siano problemi prima di verificare l'assenza di deriva funzionale.

Non potendo esplicitare le ore di utilizzo del modello di danno, avendo dichiarato il danno obiettivo, non verrà neanche esplicitata la velocità di danneggiamento target. Tuttavia essendo questa velocità diversa da quelle tenute nelle durate dei primi due motori, nel primo

slot della prova di F154BE_UNIBO_04_R1, sono state apprezzate delle condizioni di funzionamento diverse.

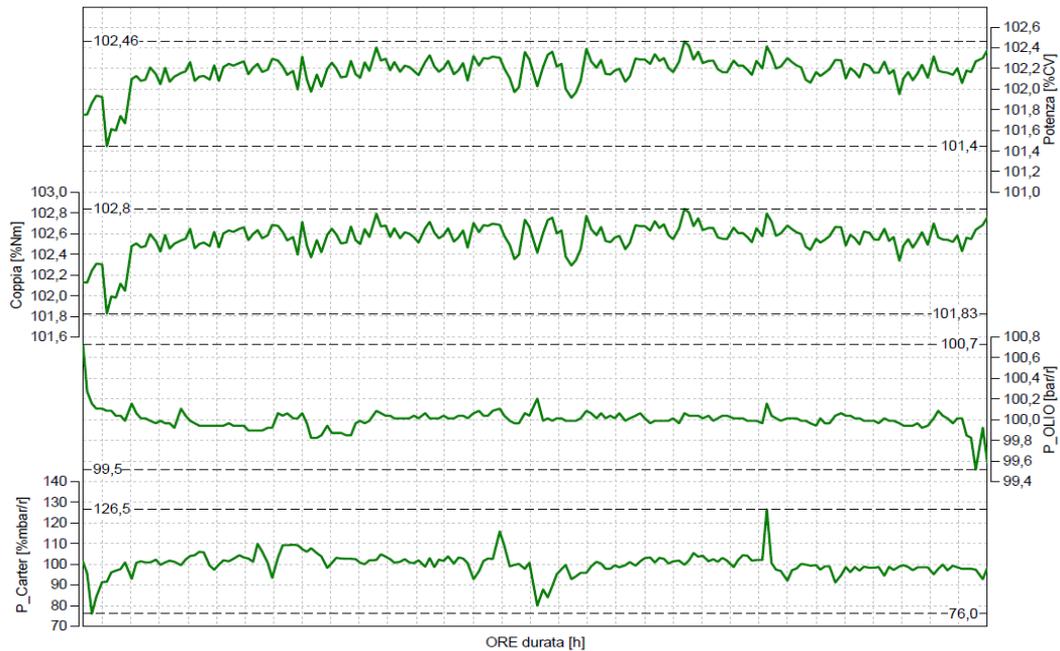


Figura 96 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_04_R1

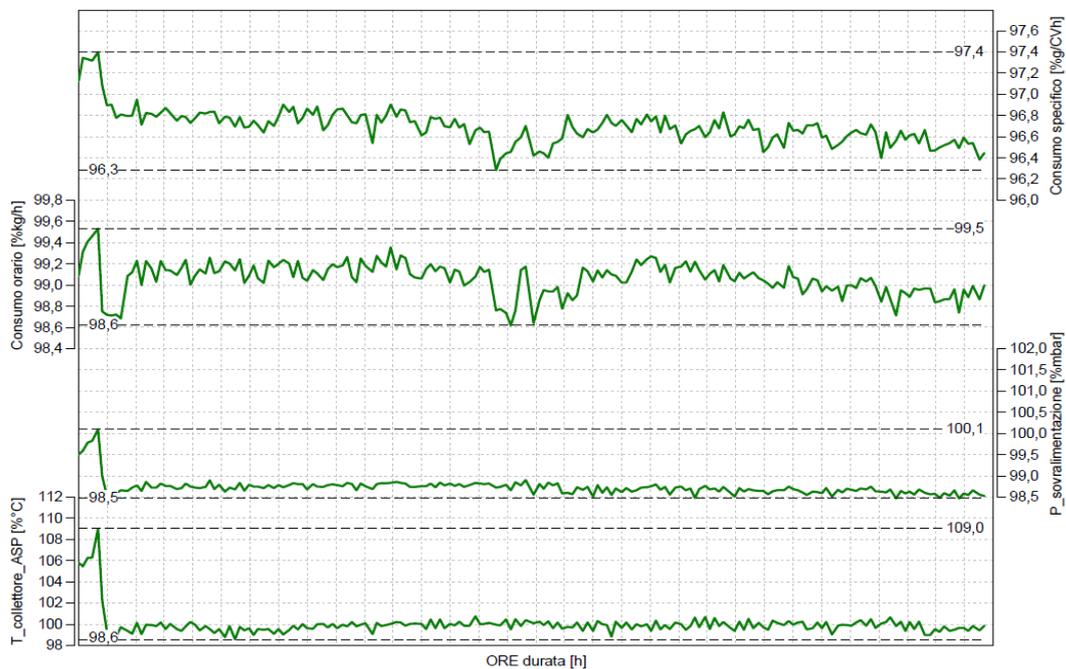


Figura 97 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_04_R1

In particolare dai grafici dei parametri motore misurati al banco prova, si può vedere un guadagno di potenza, coppia e consumo specifico, leggermente inferiore rispetto alle prove precedenti. Questo è dovuto al fatto che la velocità di danneggiamento target impostata non è stata scelta con l'obiettivo di massimizzare l'efficienza del motore. Di conseguenza per

questa prova le variazioni di anticipo attuate, riportate nel grafico sottostante, tendono ad allontanare la condizione di funzionamento dal punto di ottimo, ricavabile dalla curva a ombrello del motore.

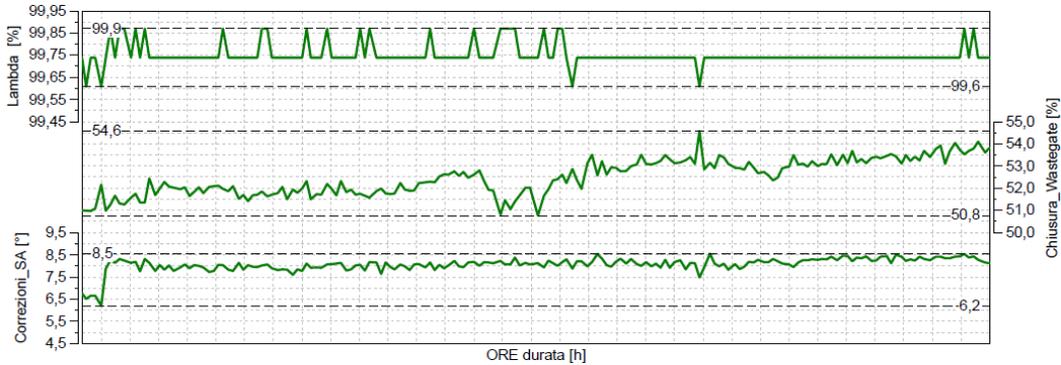


Figura 98 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_04_R1

Dal grafico delle grandezze legate agli attuatori presenti nel motore, si può invece vedere che lambda è leggermente inferiore a quello della mappa base. Questo è dovuto al fatto che durante la prova, l'aumento di anticipo, estremizzato per raggiungere il livello di detonazione obiettivo, è stato tale da attivare una strategia ECU di protezione dei componenti che ha portato il motore a lavorare leggermente più grasso per ridurre le temperature. Tuttavia nonostante la miscela fosse leggermente più ricca di quella prevista da mappa, i livelli di MAPO e Pmax sono stati coerenti con quelli acquisiti sulle altre prove. Infatti non ci sono stati particolari problemi con il raggiungimento del danneggiamento target.

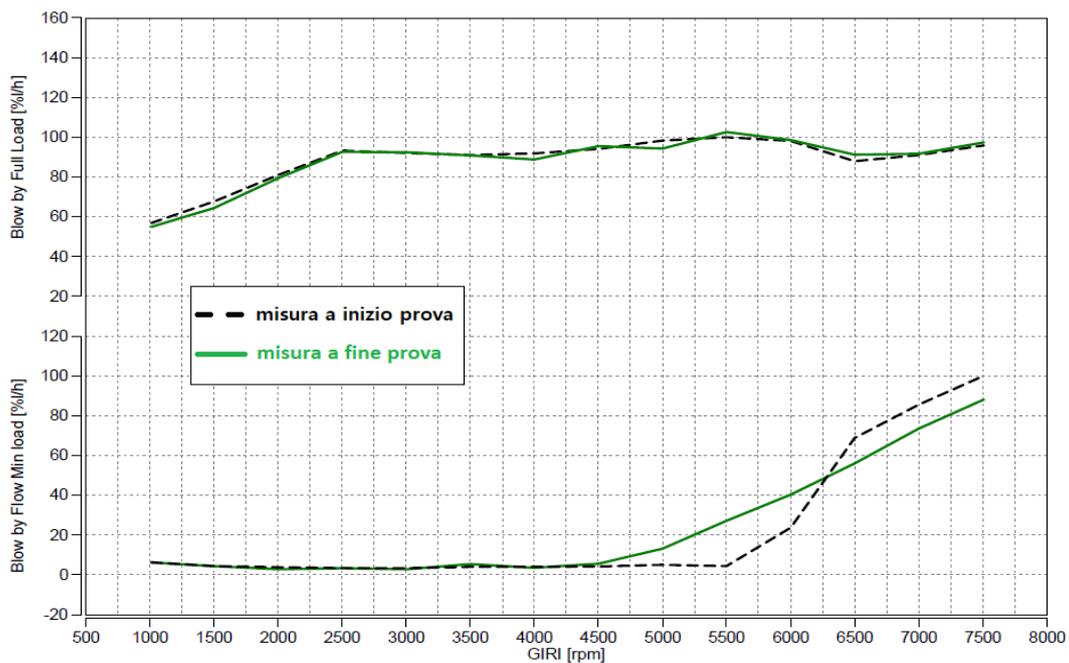


Figura 99 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_04_R1

Al termine del primo slot di prova, misurando la portata di blow by non sono state riscontrati problemi di deriva. Si può però apprezzare che il ginocchio nell'andamento della portata di blow by, misurato al minimo carico, ha subito una traslazione dall'inizio al termine del primo slot di prova. Tuttavia questa variazione è facilmente riconducibile al fatto che il motore dall'inizio del test subisce un'usura detta di rodaggio. Quindi solo dopo qualche ora di prova si raggiunge una situazione di usura stabile che si mantiene per tutta la vita del motore, a meno di altre derive funzionali. Infatti successivamente alla misura del blow by, i controlli a freddo hanno confermato la corretta tenuta della camera di combustione.

Terminato il primo slot di prova si è provveduto a smontare il motore dal banco prova, per procedere alla sostituzione delle teste. Come da programma, durante l'attività di smontaggio si è andati a valutare lo stato dei pistoni testati. Tuttavia per mantenere lo slot in cella, senza che questa rimanesse ferma per troppo tempo, si è deciso di andare a sostituire solo le teste, senza smontare i pistoni dal motore. Questa decisione è stata presa anche per non modificare troppo l'allestimento della prima parte di prova. Infatti per estrarre i pistoni dai cilindri è necessario disassemblare completamente il motore, sostituendo quindi varie guarnizioni e altro materiale di consumo. Per questo motivo, volendo preservare quante più parti possibili per la seconda parte della prova, per non escludere il coinvolgimento del modello di danno in eventuali failure, si è deciso di limitare l'acquisizione dei dati alle sole macro del cielo dei pistoni posti al PMS, all'interno del motore.

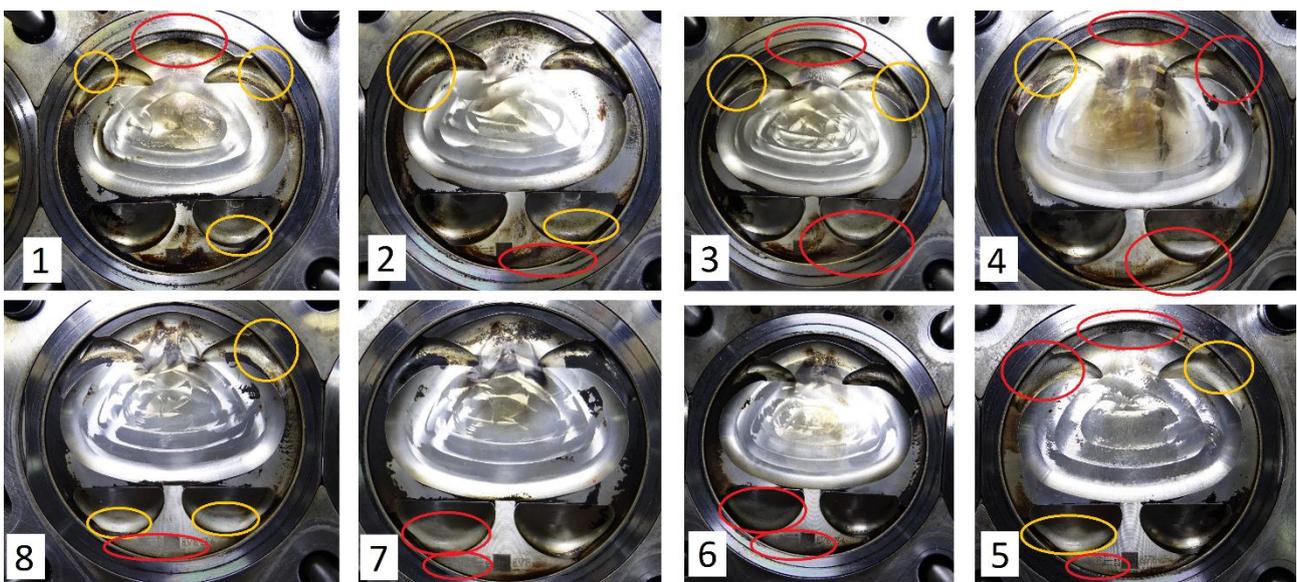


Figura 100 Macro dei pistoni alla sostituzione delle teste su F154BE_UNIBO_04_R1

Dalle immagini si può vedere che lo stato di erosione superficiale è coerente con gli altri pistoni che su F154BE_UNIBO_01 e F154BE_UNIBO_02 hanno raggiunto indici di danneggiamento prossimi a 6. Inoltre come per gli altri pistoni testati anche in questo set si nota che sono state prevalentemente erose le nicchie in zona SCA rivolte verso la farfalla. Un'altra particolarità, che fino a questo momento non era stata evidenziata, è che la localizzazione dell'erosione superficiale assomiglia molto a quella dei pistoni che hanno affrontato la seconda prova di durata su F154BE_UNIBO_02. In particolare si nota che i pistoni 2 – 6 – 7 presentano l'erosione più marcata in una sola nicchia valvola, come i componenti che raggiunto un danno obiettivo di 15.43, hanno causato il KO del motore. Questa indizio, di fatto rafforza la tesi che la localizzazione del danneggiamento, sia prima di tutto dipendente dall'omogeneità della miscela aspirata. Infatti due motori che risultano molto simili in termini di tolleranze dimensionali, possono ricadere nelle ipotesi di similitudine idraulica, per cui gli stessi cilindri di due motori diversi presentano una charge più simile di due cilindri dello stesso motore. Tuttavia visti i pochi casi analizzati, questa ipotesi rimane ad oggi ancora tutta da dimostrare.

Dopo aver rimontato le teste originali, si è riportato il motore al banco prova per iniziare con la seconda parte della prova. Nonostante alcune battute d'arresto, alla fine il motore, che a seguito della revisione è diventato F154BE_UNIBO_04_R2, ha concluso con successo la prova di durata completa.

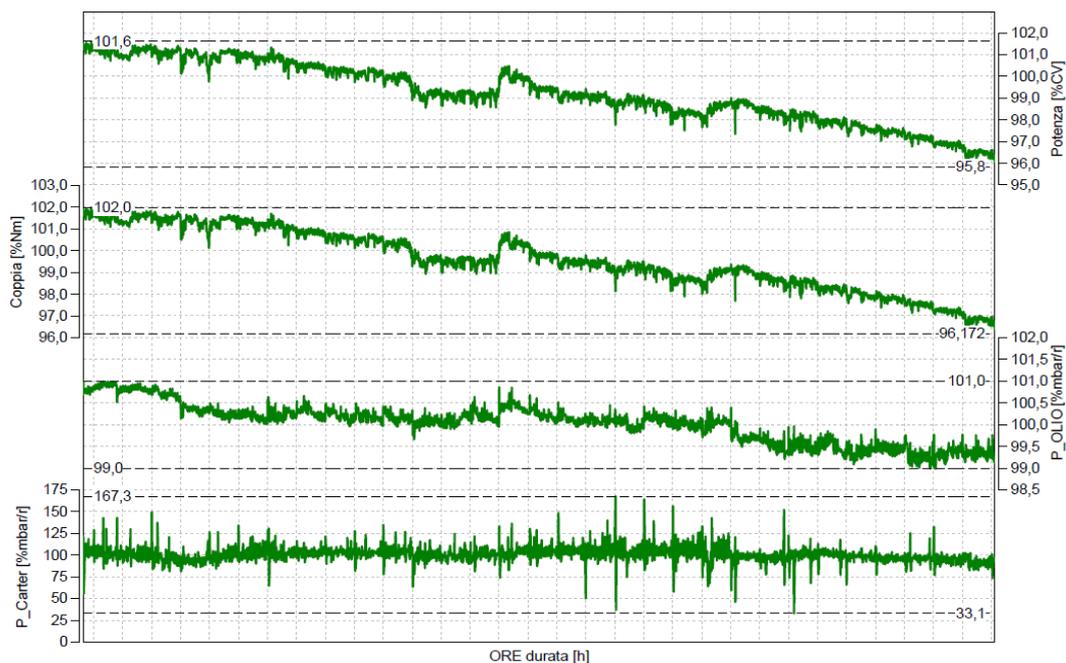


Figura 101 Grafico normalizzato di Potenza, Coppia, P_olio e P_carter su F154BE_UNIBO_04_R2

Nello specifico si può vedere dal grafico della coppia e della potenza, che poco prima di metà del secondo slot di prova c'è stato un calo di queste due quantità, seguito da un recupero delle prestazioni. Questo andamento è dovuto alla sostituzione dei catalizzatori che non facendo parte dell'assieme del motore, di norma possono essere sostituiti anche durante le prove. Infatti questi integranti di cella accumulando diverse ore di funzionamento al banco prova tendono a riempirsi, fino a ostruire il passaggio dei gas di scarico. Questo tappo posto a valle della linea aria, a sua volta impedisce l'aspirazione della corretta quantità di comburente, con una conseguente riduzione delle prestazioni.

Dopo la sostituzione di questi componenti c'è comunque stata una riduzione della potenza in uscita al freno. Tuttavia bisogna considerare, come già detto in precedenza, che la prova di durata completa è rappresentativa dell'intera vita del motore. Per questo motivo, questo tipo di test tiene in considerazione anche l'usura dei componenti che durante la vita della vettura portano inevitabilmente ad un calo prestazionale. Tuttavia come è anche ben visibile dai grafici, questa riduzione rimane molto contenuta, per cui essendo inferiore al 5%, visto anche lo scopo dell'attività, si è ritenuto l'esito della prova positivo.

La lieve perdita di performance, legata all'usura dei componenti è apprezzabile anche in termini di consumo specifico, e consumo orario.

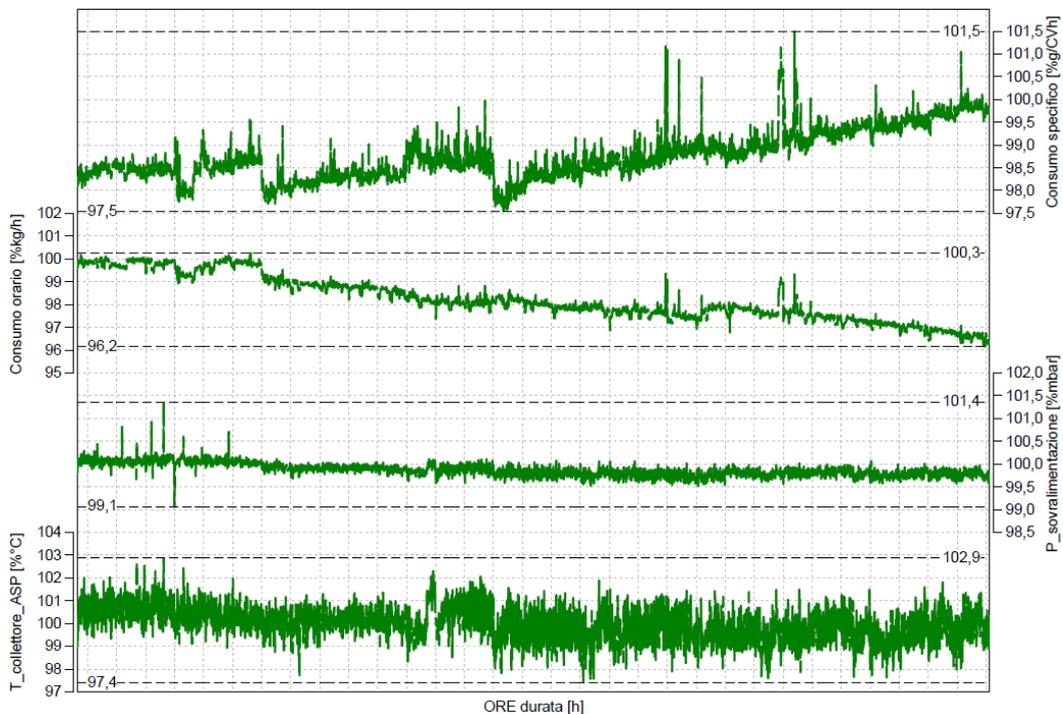


Figura 102 Grafico normalizzato di Consumo specifico, Consumo orario, P_boost e T_polmone su F154BE_UNIBO_04_R2

In particolare, rispetto alla prima delle due quantità, si ha che il leggero aumento è direttamente legato ad una diminuzione del rendimento totale del motore. Tuttavia la crescita di questo valore è più contenuta rispetto al calo della potenza totale. Questo è spiegabile facendo riferimento proprio al consumo orario, che invece di aumentare, come ci si aspetterebbe in caso di perdita di efficienza, tende a diminuire. La motivazione di questo fenomeno è legata all'usura dei turbocompressori. Infatti questi all'aumentare delle ore di prova, tendono a ridurre la portata di aria lavorata a parità di pressione e temperatura del collettore di aspirazione. Di conseguenza, riducendo la massa di aria in ingresso, viene ridotta anche la quantità di benzina iniettata per ciclo, e conseguentemente la potenza totale prodotta in camera.

Questo fenomeno è ben visibile anche dai grafici delle attuazioni presenti sul motore. Infatti con l'aumentare delle ore di prova si vede che progressivamente la valvola Wastegate tende chiudersi sempre di più.

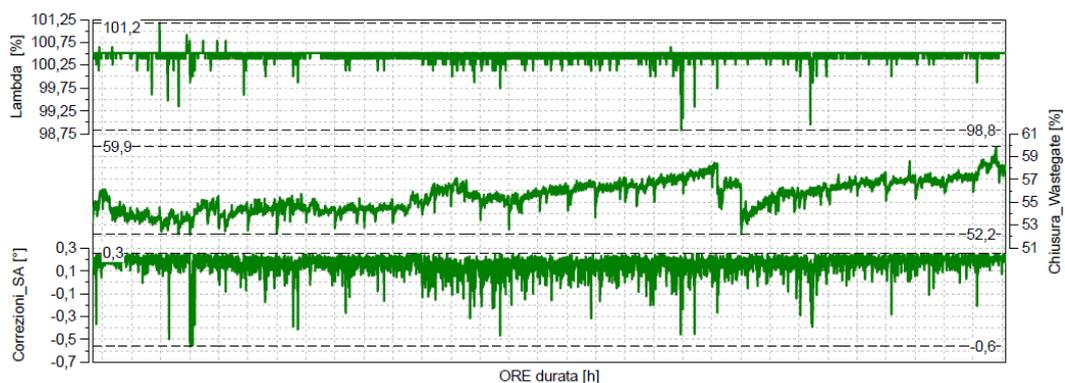


Figura 103 Grafico normalizzato di lambda, Chiusura Wastegate e correzioni di anticipo su F154BE_UNIBO_04_R2

Questo avviene perché la ECU, continua a imporre al turbocompressore un determinato target di boost. Tuttavia con il deterioramento delle tenute sui collettori di scarico, l'unico modo per arrivare a quella pressione obiettivo è aumentare la quantità dei gas che espandono in turbina, per andare ad aumentare la pressione generata dal compressore.

La prova che però più di tutte, certifica che dopo aver accumulato danno 6, il motore non ha subito una deriva funzionale è quella della misura della portata di blow by. Come si può vedere dal grafico sottostante non si è apprezzata alcun tipo di deriva. Infatti, l'aumento della portata dei gas che trafilano attraverso i segmenti, nella prova a massimo carico, è del tutto normale vista la condizione di fine vita raggiunta dal motore al termine della prova.

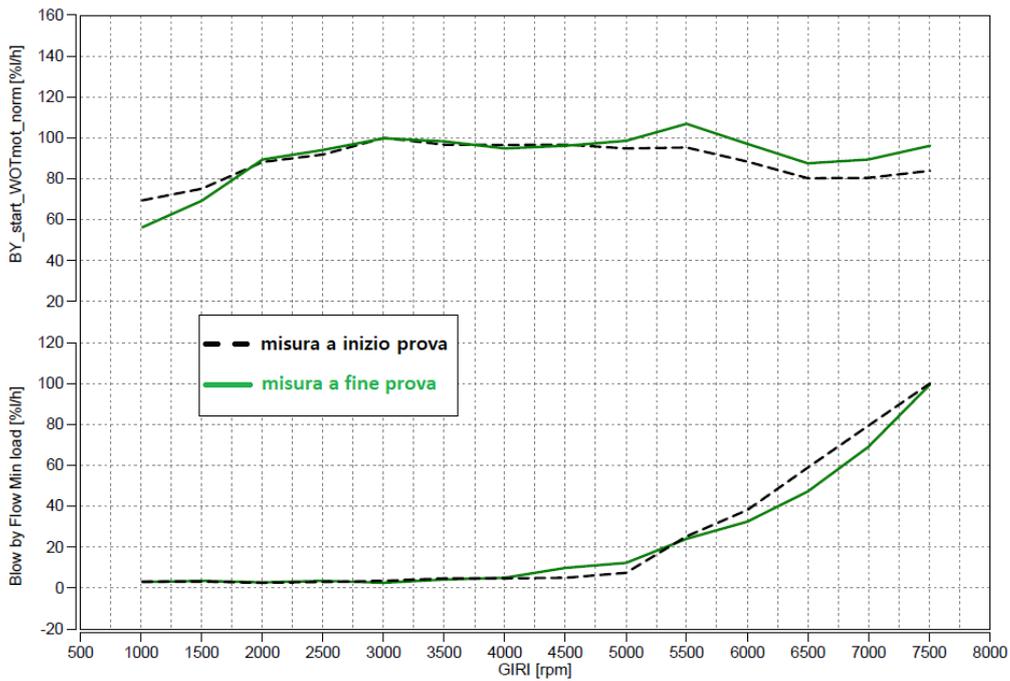


Figura 104 Grafico normalizzato della portata di blow by a min e Full load su F154BE_UNIBO_04_R2

Allo stesso modo dai controlli a freddo di fine prova, non sono state riscontrate particolari anomalie. In particolare dal test che consente di misurare la perdita di tenuta della camera, sono risultati dei valori in linea con quelli dei motori di produzione che hanno portato a termine una durata completa.

Appurato l'esito positivo del test, il motore è uscito dalla cella di prova per essere smontato così da verificare lo stato dei pistoni.



Figura 105 Macro in vista TOP dei pistoni allo smontaggio di F154BE_UNIBO_04_R3

Dalle foto fatte ai pistoni in fase di smontaggio, è possibile vedere che le lacche di olio e i residui carboniosi della combustione ricoprono totalmente il cielo, sul quale pertanto non è stato possibile individuare zone danneggiate. Questo fatto da un lato spiega quanto visto dalla misura del consumo olio, che durante la prova è stato a tratti leggermente superiore al valore nominale. Dall'altro fornisce la conferma che la superficie erosa dei pistoni, una volta ritornati a mappa base, non diventa un punto di innesco per il knock. Infatti in presenza di cicli detonanti, il cielo viene solitamente ripulito dall'oscillazione della pressione generata dal knock stesso.

Per valutare correttamente lo stato dei componenti è stato quindi necessario analizzare i pistoni utilizzando la procedura adottata sugli altri motori. Rispetto alle altre analisi si è notato in fase di lavaggio dei componenti, che le lacche di olio sono state molto più difficili da rimuovere. Infatti sono stati necessari diversi giorni in ammollo in un detergente specifico e diverse passate di spazzolatura per rendere parzialmente visibili le zone erose sul cielo.

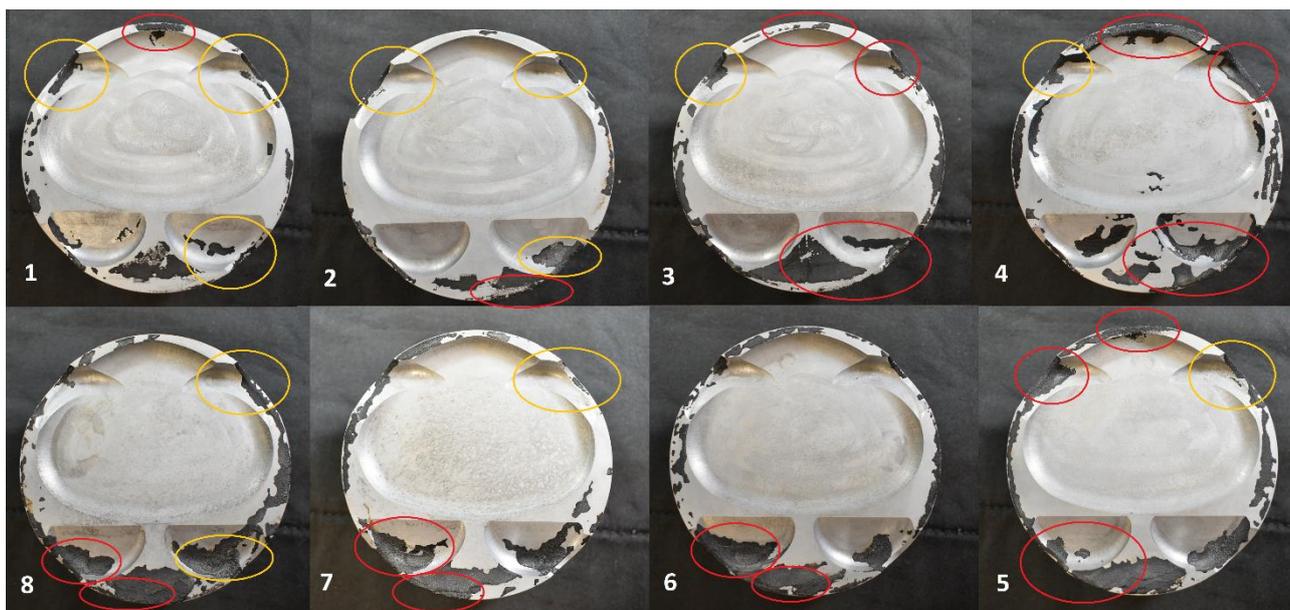


Figura 106 Macro post sgrassaggio in vista TOP dei pistoni testati su F154BE_UNIBO_04_R2

Dalle macro si può infatti vedere che rispetto ai pistoni degli altri motori, nonostante i molti cicli di lavaggio, sono ancora presenti dei residui di olio indurito, che non permettono di apprezzare a pieno l'erosione in zona nicchia. Questo strato compatto e resistente che si è formato in seguito alla combustione del lubrificante, ha però protetto la superficie del cielo. Infatti guardando le zone visibili dei componenti, queste sono quasi del tutto rimaste invariate rispetto alla fine del primo slot di prova in cui è stato accumulato tutto il danno. Di conseguenza anche senza apprezzare a pieno la profondità dell'erosione in zona nicchia, è

possibile dire che questa sia rimasta invariata rispetto al primo smontaggio. Infatti essendo state ricoperte dalle lacche di olio, si può escludere che i punti caldi generati dalla porosità abbiano contribuito a favorire le condizioni di innesco della detonazione.

Guardando invece i pistoni nelle viste laterale ASP0° e SCA180°, cosa che non è stata possibile durante la revisione, si può vedere che sono presenti importanti tracce di erosione in zona Topland.

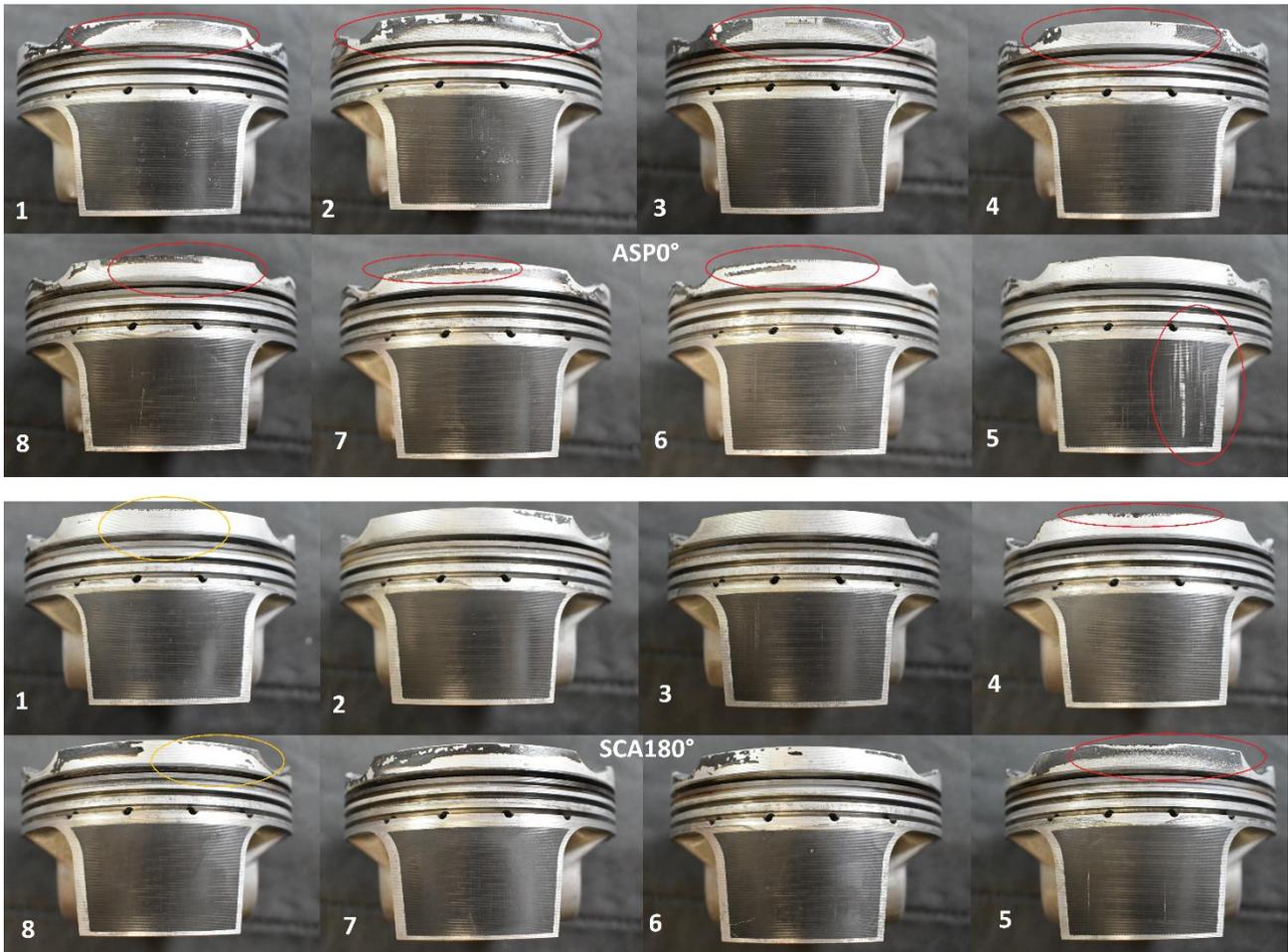


Figura 107 Macro in vista dei pistoni di F154BE_UNIBO_04_R2: a) vista ASP0° b) vista SCA180°

L'erosione è stata riscontrata prevalentemente sul lato ASP0°, e inoltre sono state rilevate delle tracce di contatto canna-pistone, sui componenti dei cilindri 3 – 4 – 5. Su entrambi i lati invece è presente il danneggiamento sullo spigolo in comune con il cielo, che in alcune zone ha portato al collasso del materiale creando il caratteristico avvallamento. Si può inoltre vedere che in alcuni punti, il danneggiamento è stato tale, da rimuovere anche lo strato anodizzato, esponendo il pistone al rischio di incollaggio del segmento alla superficie interna della rispettiva cava. Nonostante questo, allo smontaggio si è riscontrato che nessun

degli anelli elastici di tenuta è rimasto bloccato in seguito all'incollaggio o allo schiacciamento cava.

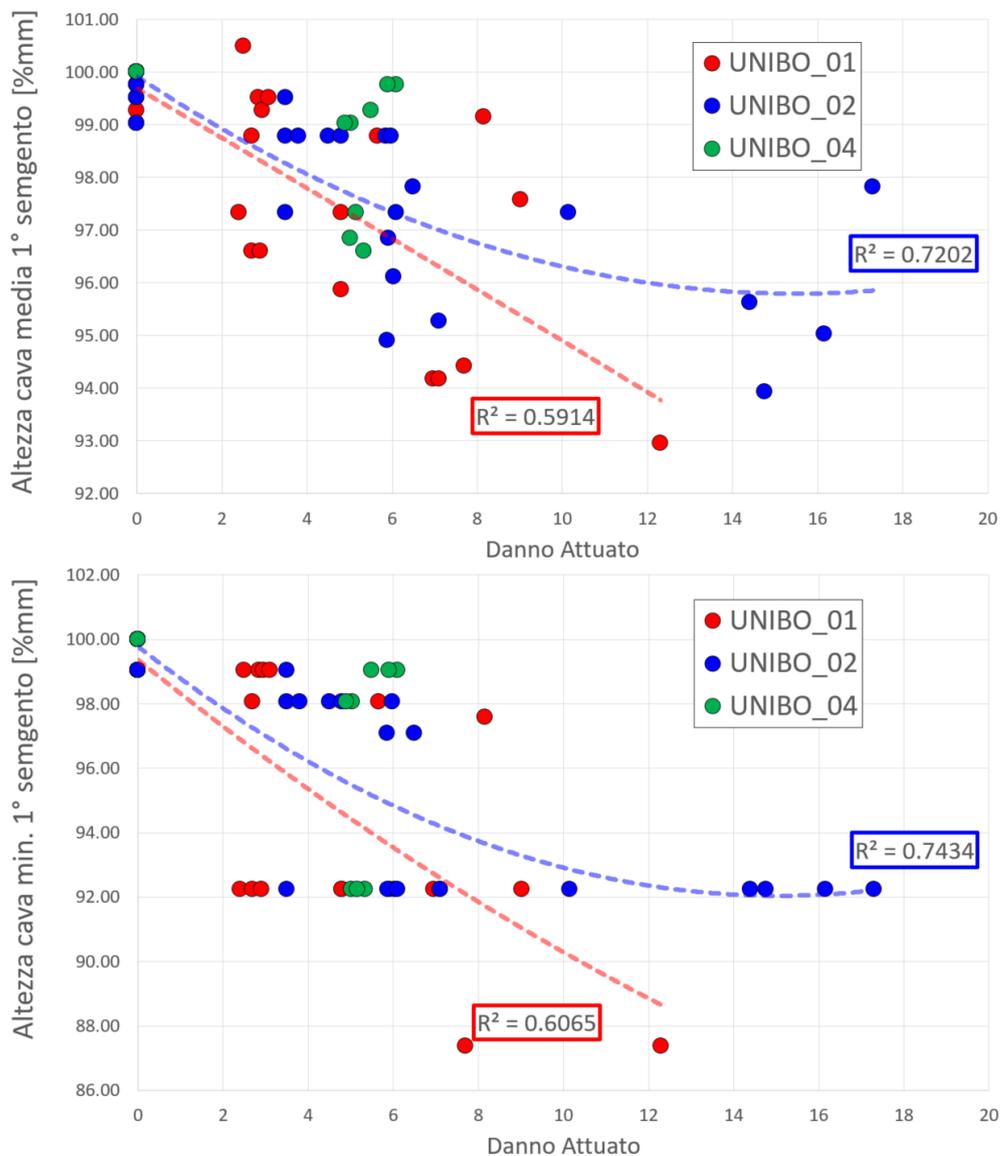


Figura 108 Grafico normalizzato dell'altezza cava del primo segmento media e minima dei pistoni di F154BE_UNIBO_04_R2

Infatti come anche rilevato dalla misura dell'altezza media e minima della cava del primo segmento in funzione del danno attutato, le deformazioni sono state relativamente contenute. In particolare nel primo grafico che riporta il valore medio delle quattro misure in zona nicchia, si può vedere che i valori di F154BE_UNIBO_04 sono leggermente superiori al trend visto sugli altri motori. Mentre le altezze minime, corrispondenti alla deformazione massima del pistone, sono praticamente rimaste inalterate, nonostante su alcuni pistoni non siano state riscontrate particolari schiacciamenti.

Le prove di micro durezza eseguite sui campioni in zona ASP0° e SCA180° hanno invece confermato quanto visto sui primi due motori, sebbene vi sia una differenza leggermente superiore fra le due zone. Nello specifico contrariamente a quanto ci si aspettasse, la durezza in zona ASP0° è risultata leggermente inferiore a quella della zona SCA180°.

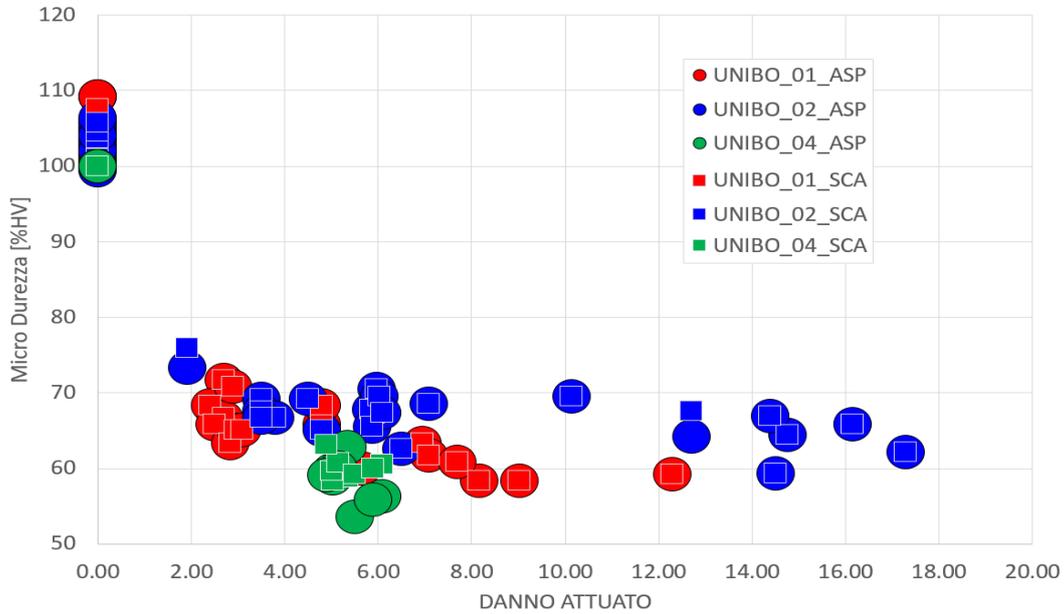


Figura 109 Grafico normalizzato della durezza misurata in zona ASP180° e SCA180° sui pistoni di F154BE_UNIBO_04_R2

Tuttavia, considerando l'intrinseca dispersione della prova di durezza, anche per questo set di pistoni si è fatto riferimento alla durezza totale dei componenti per confrontare il degrado subito della lega e stimare la temperatura media di esercizio.

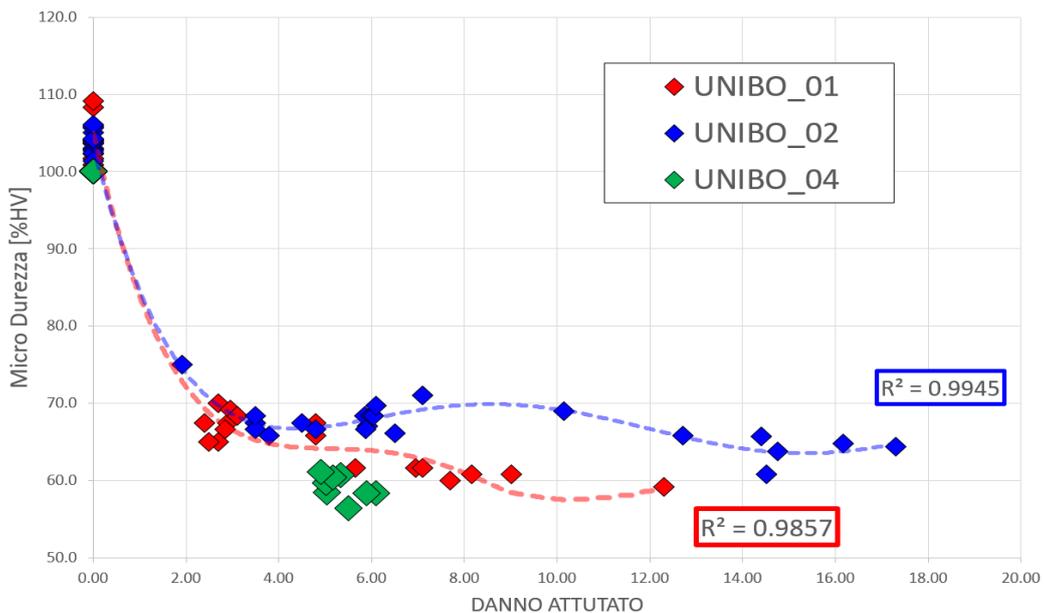


Figura 110 Grafico normalizzato della durezza media dei pistoni di F154BE_UNIBO_04_R2

Come mostrato nel grafico soprastante tutti i componenti al termine della durata completa hanno subito il totale degrado delle proprietà meccaniche. Infatti, come ci si aspettava, non è stato possibile stimare la temperatura media di esercizio, dal momento che le curve di degrado corrispondenti al ciclo termico dei pistoni sono già collassate in un unico andamento per le diverse temperature.

		1_R1_R2	2_R1_R2	3_R1_R2	4_R1_R2	5_R1_R2	6_R1_R2	7_R1_R2	8_R1_R2
Danno Target		6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00
Danno Attuato		5.34	5.04	5.02	5.16	4.90	5.50	6.10	5.90
F154BE_UNIBO_04	T_media TOT	>300	>300	>300	>300	>300	>300	>300	>300
	T_media ASP	259.9	>300	>300	>300	>300	>300	>300	>300
	T_media SCA	>300	>300	>300	>300	256.8	>302	>300	>300

Tabella 4 Stima delle temperature medie di esercizio tramite la durezza residua dei pistoni di F154BE_UNIBO_04_R2

Visti i risultati delle analisi di fine durata, si è quindi confermato l'esito positivo della prova, consuntivando la tollerabilità dell'indice di danno target 6 per il motore utilizzato in questo lavoro di tesi. Oltre a questo, grazie anche all'impostazione del test, è stato possibile confermare la stabilità del danneggiamento attuato, una volta che il motore viene riportato alla mappatura standard.

Riassumendo invece quanto si è osservato in tutte le durate in condizioni di detonanti, si può dire che ciò che determina per primo la perdita di funzionalità del pistone è lo schiacciamento della cava del primo segmento. Questo a sua volta avviene grazie alla presenza degli altri due danneggiamenti analizzati in questo studio. Infatti sia il degrado di lega, che la porosità creata dall'erosione, favoriscono la deformazione della cava riducendo rispettivamente la sezione e il limite di snervamento dei pistoni. Tuttavia il fatto che i pistoni di F154BE_UNIBO_04, completamente degradati al termine della prova, non presentassero il segmento bloccato, denota che l'aumento della pressione massima in camera con il modello attivo, sia più degli altri responsabile dello schiacciamento della sede del primo segmento. In aggiunta a queste osservazioni si è confermata anche la casualità nella localizzazione del danneggiamento, che su questo motore è stata attribuita direttamente alla aleatorietà della detonazione, data dalla variabilità ciclica della combustione. Di conseguenza il limite del danno accumulabile è dato dal worst case in cui tutto il danneggiamento va a localizzarsi in un unico punto del pistone.

Questi importanti risultati aprono quindi le porte ad una filosofia del tutto nuova per la calibrazione del motore. Infatti potendo danneggiare i componenti senza che questi perdano di funzionalità, si è appurata la possibilità di spingersi oltre ai normali limiti dati dalla detonazione, aumentando le performance del motore. Per concludere, sulla base dei risultati di questa attività, si andranno a fare delle riflessioni sui possibili sviluppi del modello di danno pistone.

7 CONCLUSIONE

Appurati i risultati ottenuti da questa attività, di cui è già stata sottolineata l'importanza, va comunque evidenziato che l'obiettivo del progetto, ad oggi non è ancora stato soddisfatto. Infatti ricordando quanto detto all'inizio di questo lavoro di tesi, i risultati che per ora sono stati raggiunti sono solamente parziali.

Basti pensare che lo scopo dell'attività, fin dall'inizio è stato quello di realizzare un modello da applicare ad un motore di produzione per aumentarne le prestazioni senza effettuare importanti modifiche al progetto di partenza. Mentre con le attività svolte, per ora è stato fatto funzionare il modello di danno solamente in una durata al banco prova eseguita su un punto in stazionario, quando in realtà l'utilizzo del propulsore in vettura è prevalentemente in transitorio. Su questo punto sarà infatti necessario sviluppare il modello odierno visto che per natura, il controllore PI che consente il raggiungimento del danneggiamento obiettivo, risulta troppo lento per inseguire un target in un transitorio. Andranno quindi implementate delle strategie in catena aperta, molto più veloci in termini di tempo di calcolo, per consentire al modello di attuare delle correzioni di anticipo, tali da commettere degli errori accettabili sul danneggiamento obiettivo.

Un altro punto che andrà sicuramente sviluppato sarà l'adozione di nuovi materiali e nuove geometrie del pistone per aumentare il limite del danno accumulabile dal motore. Infatti i danneggiamenti trattati fino ad ora, sono stati pesantemente condizionati, sia dalla lega dei pistoni, visto il relativo degrado che dal posizionamento delle nicchie valvola, in cui si va a localizzare l'erosione e il bloccaggio del primo segmento. In questo senso sarà quindi necessario valutare la flessibilità del controllo nell'adattarsi ad un pistone diverso, senza che sia necessario ripetere tutto il lavoro fatto fino ad oggi. Infatti nel corso dell'attività si è sempre potuto contare su una base statistica molto forte, frutto di anni di lavoro. Tuttavia pensando all'obiettivo del progetto che è quello di ridurre i costi di sviluppo, si arriva ad un forte contrasto, se si ha la necessità di eseguire decine di prove di durata per la calibrazione del modello di danno.

Un altro punto che non è stato trattato, ma comunque di grande importanza è sicuramente la posizione della candela. Infatti posizionando questo elemento al centro della camera di combustione, come sul motore F154BE, si ha che tutto lo spigolo esterno del cielo si trova più o meno alla stessa distanza dal punto di innesco della scintilla. Questo a sua volta

permette che in tutta la periferia del pistone possano essere raggiunte le condizioni favorevoli per l'innesco del secondo fronte di fiamma che genera il knock. Posizionando quindi la candela in asse del cilindro, si aumenta necessariamente la dispersione nella localizzazione del danneggiamento e di conseguenza quella fra lo stato dei diversi cilindri.

Con una geometria della camera di combustione totalmente diversa, in cui l'iniettore è posizionato al centro e la candela su un lato, come su altri motori ad elevata potenza specifica, si avrebbe solo una zona in cui la distanza dalla candela è massima. Di conseguenza in quel punto si avrebbe più tempo per consentire l'auto accensione della miscela fresca causando una combustione detonante. Limitando perciò ad un'unica zona l'innesco del secondo fronte di fiamma, si andrebbero a modificare sensibilmente le condizioni che generano il danneggiamento del pistone. Sarebbe pertanto molto interessante approfondire anche questa strada per verificare la possibilità di aumentare ulteriormente il danneggiamento accumulabile, o eventualmente limitare la dispersione della localizzazione del danno.

Sebbene tutti questi aspetti meritino approfondimenti, il punto che ad oggi più di tutti resta da smarcare riguarda l'HW necessario al funzionamento del modello di danno. Infatti per come è pensato il controllo, risultano fondamentali le informazioni di MAPO e Pmax a frequenza combustione. Tuttavia queste, come già più volte ripetuto, sono al momento disponibili grazie al segnale di pressione acquisito con i sensori piezoelettrici installati in camera con relativi amplificatori di carica e centraline dedicate per il trattamento del segnale. Ma vista la delicatezza e il costo di tutta questa attrezzatura non è nemmeno pensabile un allestimento di questo tipo per l'utilizzo vettura. Di conseguenza per l'industrializzazione del modello di danneggiamento pistone, sarà necessario trovare un metodo diverso e soprattutto più economico per acquisire queste due informazioni. In caso contrario, questo progetto visto l'obiettivo di riduzione dei costi di sviluppo prestazioni, perderebbe anche di significato.

In conclusione questa attività è stata fondamentale per lo studio dei principali meccanismi del danneggiamento da knock, che come già detto, sotto molti aspetti risultano ancora ignoti. Pertanto grazie all'approfondimento di questo tema, si è riusciti verificare l'applicabilità di questo controllo per un utilizzo vettura. Pertanto nonostante i punti ancora da sviluppare e i difetti da migliorare, le potenzialità di questo progetto restano ineccepibili.

Si è infatti mostrato come l'utilizzo di una calibrazione più spinta, controllando il livello di detonazione, e quindi di danneggiamento, possa effettivamente aumentare le prestazioni senza importanti modifiche Hardware. Tuttavia per capire a pieno le potenzialità di questo controllo andranno effettuate ulteriori prove specifiche per la ricerca della massima performance ottenibile. In questo modo sfruttando a pieno il potenziale del motore spendendone anche l'integrità, sarà possibile incrementare le prestazioni e l'efficienza, abbattendo i costi di sviluppo.

8 BIBLIOGRAFIA

- [1] CAVINA, N., ROJO, N., CESCHINI, L., BALDUCCI, E. ET AL., "INVESTIGATION OF KNOCK DAMAGE MECHANISMS ON A GDI TC ENGINE", SAE TECHNICAL PAPER 2017-24-0060, 2017, DOI: 10.4271/2017-24-0060.
- [2] E. BALDUCCI, L. CESCHINI, N. ROJO, N. CAVINA, R. CEVOLANI, M. BARICHELLO "KNOCK INDUCED EROSION ON AL PISTONS: EXAMINATION OF DAMAGE MORPHOLOGY AND ITS CAUSES", ENGINEERING FAILURE ANALYSIS 92 (2018) 12-31
- [3] NICOLÒ CAVINA, NAHUEL ROJO*, ANDREA BUSINARO, LORELLA CESCHINI, ELEONORA BALDUCCI, ALBERTO CEROFOLINI, "ANALYSIS OF PRE-IGNITION COMBUSTIONS TRIGGERED BY HEAVY KNOCKING EVENTS IN A TURBOCHARGED GDI ENGINE", ENERGY PROCEDIA 101 (2016) 893 – 900
- [4] E. BALDUCCI, S. PARISI, F. BOCCIA, M. BARICHELLO, L. CESCHINI, "KNOCK (AND PRE-IGNITION) DAMAGE ON ENGINE COMPONENTS: CASE STUDIES"
- [5] CAVINA N.; ROJO N.; BUSINARO A.; CEVOLANI R., "COMPARISON BETWEEN PRESSURE - AND ION-CURRENT-BASED CLOSED-LOOP COMBUSTION CONTROL PERFORMANCE", SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES, 2019, 12, PP. 219 - 230
- [6] BRUSA A.; CAVINA N.; ROJO N.; CUCCHI M.; SILVESTRI N., "DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A CONTROL-ORIENTED ANALYTIC ENGINE SIMULATOR", SAE 14TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINES AND VEHICLES, SAE INTERNATIONAL, 2019, 2019, PP. 1 - 15 (ATTI DI: SAE 14TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINES AND VEHICLES, ICE 2019, SAE NAPLES, VIA MARCONI 4 - NAPOLI, ITA, 2019)
- [7] CAVINA, NICOLO; BUSINARO, ANDREA; DE CESARE, MATTEO; MONTI, FEDERICO; CEROFOLINI, ALBERTO, "APPLICATION OF ACOUSTIC AND VIBRATION-BASED KNOCK DETECTION TECHNIQUES TO A HIGH SPEED ENGINE", SAE TECHNICAL PAPERS, SAE INTERNATIONAL, 2017, 2017-MARCH, PP. 1 - 9 (ATTI DI: SAE WORLD CONGRESS EXPERIENCE, WCX 2017, COBO CENTER, USA, 2017)
- [8] CESCHINI, LORELLA; MORRI, ANDREA; BALDUCCI, ELEONORA; CAVINA, NICOLÒ; ROJO, NAHUEL; CALOGERO, LUCIO; POGGIO, LUCA, "EXPERIMENTAL OBSERVATIONS OF ENGINE PISTON DAMAGE INDUCED BY KNOCKING COMBUSTION", «MATERIALS & DESIGN», 2017, 114, PP. 312 – 325
- [9] CAVINA, NICOLO; BUSINARO, ANDREA; DE CESARE, MATTEO; PAIANO, LUIGI, "KNOCK CONTROL BASED ON ENGINE ACOUSTIC EMISSIONS: CALIBRATION AND IMPLEMENTATION IN AN ENGINE CONTROL UNIT", SAE TECHNICAL PAPERS, SAE INTERNATIONAL, 2017, 2017-

MARCH, PP. 1 - 7 (ATTI DI: SAE WORLD CONGRESS EXPERIENCE, WCX 2017, COBO CENTER, DETROIT, MI, USA, 2017)

- [10] DE CESARE, MATTEO; CAVINA, NICOLO; PAIANO, LUIGI, "TECHNOLOGY COMPARISON FOR SPARK IGNITION ENGINES OF NEW GENERATION", «SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES», 2017, 10, PP. 2513 – 2534
- [11] CAVINA, NICOLO; BUSINARO, ANDREA; MORO, DAVIDE; DI GIOIA, RITA; BONANDRINI, GIOVANNI; PAPAEO, DOMENICO; PICERNO, MARIO, "ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF GDI INJECTION SYSTEM PARAMETERS ON SOOT EMISSION AND COMBUSTION STABILITY THROUGH A NUMERICAL AND EXPERIMENTAL APPROACH", «SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES», 2015, 8, PP. 2078 - 2088
- [12] CAVINA, NICOLO; BUSINARO, ANDREA; MORO, DAVIDE; DI GIOIA, RITA; BONANDRINI, GIOVANNI; PAPAEO, DOMENICO; PICERNO, MARIO, "ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF GDI INJECTION SYSTEM PARAMETERS ON SOOT EMISSION AND COMBUSTION STABILITY THROUGH A NUMERICAL AND EXPERIMENTAL APPROACH", «SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES», 2015, 8, PP. 2078 - 2088
- [13] CORTI, ENRICO; CEROFOLINI, ALBERTO; CAVINA, NICOLO; FORTE, CLAUDIO; MANCINI, GIORGIO; MORO, DAVIDE; PONTI, FABRIZIO; RAVAGLIOLI, VITTORIO, "AUTOMATIC CALIBRATION OF CONTROL PARAMETERS BASED ON MERIT FUNCTION SPECTRAL ANALYSIS", «ENERGY PROCEDIA», 2014, 45, PP. 919 – 928
- [14] ENRICO CORTI; NICOLO CAVINA; ALBERTO CEROFOLINI; CLAUDIO FORTE; GIORGIO MANCINI; DAVIDE MORO; FABRIZIO PONTI; VITTORIO RAVAGLIOLI, "TRANSIENT SPARK ADVANCE CALIBRATION APPROACH", «ENERGY PROCEDIA», 2014, 45, PP. 967 – 976
- [15] ENRICO CORTI; NICOLO CAVINA; DAVIDE MORO; FABRIZIO PONTI; VITTORIO RAVAGLIOLI, "A DYNAMIC SPARK ADVANCE CALIBRATION METHODOLOGY", ATTI DEL 67° CONGRESSO NAZIONALE ATI, TRIESTE, 2012, PP. 1 - 10 (ATTI DI: 67° CONGRESSO NAZIONALE ATI, TRIESTE, 11-13/09/2012)
- [16] RITA DI GIOIA; DOMENICO PAPAEO; MASSIMO VICCHI; NICOLO CAVINA, "VIRTUAL ENGINE AS A TOOL FOR MODEL-BASED CALIBRATION: GDI ENGINE CASE STUDY", AUTOMOTIVE POWERTRAIN CONTROL SYSTEMS - ELECTRONICS ON THE MOVE, RENNINGEN, EXPERT-VERLAG, 2012, PP. 375 - 388 (ATTI DI: 9TH SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE POWERTRAIN CONTROL SYSTEMS, BERLIN, SEPTEMBER 27, 2012)
- [17] N. CAVINA; E. CORTI; L. POGGIO; D. ZECCHETTI, "DEVELOPMENT OF A MULTI-SPARK IGNITION SYSTEM FOR REDUCING FUEL CONSUMPTION AND EXHAUST EMISSIONS OF A HIGH PERFORMANCE GDI ENGINE", COMBUSTION CONTROL, 2011: COLL-TP-00162, WARRENDALE, PA, USA, SAE INTERNATIONAL, 2011, PP. 1 - 10 (ATTI DI: SAE 2011 WORLD CONGRESS & EXHIBITION, DETROIT, MI, USA, 12-14 APRILE 2011)

- [18] N. CAVINA; E. CORTI; D. MORO, "CLOSED LOOP INDIVIDUAL CYLINDER AIR-FUEL RATIO CONTROL VIA UEGO SIGNAL SPECTRAL ANALYSIS", «CONTROL ENGINEERING PRACTICE», 2010, 18, PP. 1295 – 1306
- [19] N. CAVINA; L. POGGIO; G. SARTONI, "MISFIRE AND PARTIAL BURN DETECTION BASED ON ION CURRENT MEASUREMENT", 10TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINES & VEHICLES TECHNICAL PAPERS - POWER AND PROPULSION, WARRENDALE, PA, USA, SAE INTERNATIONAL, 2011, PP. 1 - 11 (ATTI DI: 10TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINES & VEHICLES, NAPLES, ITALY, 11-15 SEPTEMBER 2011)
- [20] N. CAVINA; D. MORO; L. POGGIO; D. ZECCHETTI; R. NANNI; A. GELMETTI, "INDIVIDUAL CYLINDER COMBUSTION CONTROL BASED ON REAL-TIME PROCESSING OF ION CURRENT SIGNALS", ELECTRONIC ENGINE CONTROL, 2007, WARRENDALE, PA 15096-0001, SAE INTERNATIONAL, 2007, SP-2087, PP. 271 - 280 (ATTI DI: SAE 2007 WORLD CONGRESS, DETROIT, MICHIGAN, USA, 16-19 APRILE 2007)
- [21] CAVINA N.; POGGIO L.; ZECCHETTI D., "INDIVIDUAL CYLINDER KNOCK DETECTION BASED ON ION CURRENT SENSING: CORRELATION ANALYSIS", PROCEEDINGS OF THE 2006 SPRING TECHNICAL CONFERENCE OF THE ASME INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION, NEW YORK, N.Y., ASME INTERNATIONAL, 2006(ATTI DI: 2006 SPRING TECHNICAL CONFERENCE OF THE ASME INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION (ICES2006), AACHEN, GERMANY, 7-10 MAGGIO 2006)
- [22] CAVINA N.; POGGIO L., "ION CURRENT BASED SPARK ADVANCE MANAGEMENT FOR MAXIMUM TORQUE PRODUCTION AND KNOCK CONTROL", PROCEEDINGS OF THE 8TH BIENNIAL ASME CONFERENCE ON ENGINEERING SYSTEMS DESIGN AND ANALYSIS, NEW YORK, N.Y., ASME INTERNATIONAL, 2006(ATTI DI: 8TH BIENNIAL ASME CONFERENCE ON ENGINEERING SYSTEMS DESIGN AND ANALYSIS, TORINO, ITALY, 4-7 LUGLIO 2006)
- [23] N. CAVINA, "FAST ALGORITHM FOR INDIVIDUAL CYLINDER AIR-FUEL RATIO CONTROL", PROCEEDINGS OF THE 2005 POWERTRAIN & FLUID SYSTEMS CONFERENCE AND EXHIBITION, WARRENDALE, PA, SAE INTERNATIONAL, 2005, PP. 1 - 10 (ATTI DI: SAE 2005 POWERTRAIN & FLUID SYSTEMS CONFERENCE AND EXHIBITION, SAN ANTONIO, TX, USA, 24-27 OTTOBRE 2005)
- [24] N. CAVINA; R. SUGLIA, "SPARK ADVANCE CONTROL BASED ON A GREY BOX MODEL OF THE COMBUSTION PROCESS", PROCEEDINGS OF THE 2005 POWERTRAIN AND FLUID SYSTEMS CONFERENCE AND EXHIBITION, WARRENDALE, PA, SAE INTERNATIONAL, 2005, PP. 1 - 10 (ATTI DI: SAE 2005 POWERTRAIN AND FLUID SYSTEMS CONFERENCE AND EXHIBITION, SAN ANTONIO, TX, USA, 24-27 OTTOBRE 2005)
- [25] L. GUZZELLA, C. H. ONDER, SPRINGER, "INTRODUCTION TO MODELING AND CONTROL OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE SYSTEMS", 2010, ISBN 978-3-642-10775-7

- [26] "ENGINE MODELING AND CONTROL", R. ISERMANN, SPRINGER, 2014, ISBN978-3-662-50629-5
- [27] L. GUZZELLA, A. SCIARRETTA, SPRINGER, "VEHICLE PROPULSION SYSTEMS: INTRODUCTION TO MODELING AND OPTIMIZATION", 2013, ISBN 978-3-642-43847-9
- [28] M. PLYNT, A. MARTYR, ED. BUTTERWORTH-HEINEMANN, "ENGINE TESTING", 2007
- [29] JOHN B. HEYWOOD, MC GRAW HILL, "INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS"
- [30] G. MINELLI, PITAGORA, "MOTORI ENDOTERMICI ALTERNATIVI"
- [31] PIGNONE G. A.; VERCELLI U. R., "MOTORI AD ALTA POTENZA SPECIFICA, LE BASI CONCETTUALI DELLA TECNICA DA COMPETIZIONE"
- [32] J. MUTZKE, B. SCOTT, R. STONE, J. WILLIAMS, "THE EFFECT OF COMBUSTION KNOCK ON THE INSTANTANEOUS HEAT FLUX IN SPARK IGNITION ENGINES", SAE INT, 2016
- [33] J. MCKENZIE, W.K. CHENG, "THE ANATOMY OF KNOCK", 2016