
Scuola di D.R. in HIGH MECHANICS AND AUTOMOTIVE DESIGN & TECHNOLOGY
MECCANICA AVANZATA E TECNICA DEL VEICOLO

TECNICHE E TECNOLOGIE DEL VEICOLO - XXIV CICLO

Università degli Studi di MODENA e REGGIO EMILIA

Facoltà di Ingegneria

TESI PER IL CONSEGUIMENTO DEL TITOLO DI DOTTORE DI RICERCA

**Deformazioni delle canne cilindro al montaggio di un
motore motociclistico ad elevate prestazioni:
Analisi agli elementi finiti e rilievi sperimentali**

Relatore

Chiar.mo Prof. Ing. Antonio Strozzi

Correlatore

Dott. Ing. Matteo Giacopini

Ing. Gianluca Calli

Candidato

Vincenzo Ioppolo

Anno Accademico 2010-2011

A Stefania

Abstract

Finite element analysis and experimental measurements were performed for estimating the distortion in cylinder liners due to assembly in a V4 motorcycle engine. In high performance engines the cylinder liners are usually interference-fitted into the engine block, and, therefore, different materials can be used for both parts. Since the bolts tightening and the cylinder head gaskets produce distortions on the inner surfaces of the cylinder liners, the conformability of piston rings with the cylinder liners may be significantly reduced [1]. The distortion of the cylinder liners of internal combustion engines has a significant effect on engine operation such as oil consumption, blow-by, wear behavior and fuel consumption [2].

This study was prompted by the occurring of the above effects in some endurance bench test. A non linear FEA model was setup to accommodate for the deformability of the contacting bodies and the material characteristics of the toroidal steel ring gasket pressed plastically between the head and the block. First, experimental measurements were performed with 3D coordinates instrument DEA, starting from the characterization of free components such cylinder liner surfaces and their seats in the engine block. Both DEA and Incometer were used for measuring distortions in cylinder liners during assembly with the aid of a simulacrum for head and gearbox. A good agreement was observed amongst measurements obtained by both instruments.

Three assembly steps were considered:

1. Cylinder liners fitting and studs mounting.
2. Tightening of engine block against a dummy gearbox.
3. Tightening of equipment that simulates the cylinder head, with and without the toroidal ring gaskets.

Fourier coefficients of the liners were calculated from five sections along the cylinder axis for measuring bore distortions. These coefficients represent the n-lobe amplitudes that must be directly compared with the conformability limits of piston rings in accordance to the GOETZE model [3]. Since the first FEA model was based on a cylindrical seat of cylinder liners in the free engine block, there was no agreement between numerical and experimental results. However, a good agreement was found between numerical and experimental measurements in the second FEA model with a real initial shape of cylinder liners seats in the engine block in all assembly steps. Finally a FEA model of the engine with real components, not experimentally measurable, was performed. These results were compared with the conformability limits of piston rings, and an overlap of the 4th order limits (cloverleaf distortion) in top section of cylinder liners was observed. An optimization of a steel plate tightened during the machining of cylinder liners seats was performed, and a reduction of 4th order amplitude of about 50% was obtained.

The next step of this study is the introduction of thermal loads in FEA model for evaluating the cylinder liners distortions during the engine operation.

Indice

Introduzione...1

Capitolo 1 Parametri per la valutazione delle deformazioni delle canne cilindro e limiti di conformabilità dei segmenti elastici...3

- 1.1 I coefficienti di Fourier ...3
- 1.2 I limiti di conformabilità dei segmenti elastici ...4

Capitolo 2 Analisi iniziali basate sui primi rilievi sperimentali disponibili...5

- 2.1 Descrizione dei componenti del motore...5
- 2.2 Modello FEM iniziale...6
- 2.3 Mesh dei componenti...7
- 2.4 Contatti...8
- 2.5 Materiali...8
- 2.6 L'anellino di tenuta...8
- 2.7 Storia di montaggio...10
- 2.8 Modellazione del serraggio...11
- 2.9 Metodologia di post-processing...11
- 2.10 Calcoli eseguiti in Excel...11
- 2.11 Risultati sperimentali...13
- 2.12 Risultati del modello FEM...15

Capitolo 3 Modifiche apportate alle finte teste per le operazioni di Honing...17

- 3.1 Modello FEM...17
- 3.2 Risultati...18

Capitolo 4 Rilievi sperimentali eseguiti in DC prima e durante l'assemblaggio...23

- 4.1 Cenni sugli strumenti di misura utilizzati...23
- 4.2 Rilievi prima dell'assemblaggio: BUILD0...24
 - 4.2.1 *Metodo per l'elaborazione dei punti rilevati in Excel...27*
 - 4.2.2 *FFT delle sezioni di carter e canne scansionate: ampiezze $2*U_i$ degli ordini 2..6...28*
 - 4.2.3 *Scostamento rispetto al raggio nominale delle sezioni scansionate: U_0-R_{nom} ...30*
 - 4.2.4 *Profilo delle sezioni delle superfici del carter a contatto con le canne...34*
 - 4.2.5 *Profilo delle sezioni delle superfici delle canne a contatto con il carter...35*
 - 4.2.6 *Profilo delle sezioni della superficie interna delle canne...36*
 - 4.2.7 *Considerazioni sulla prima parte delle misure sperimentali...37*
- 4.3 Rilievi nelle fasi di assemblaggio...38
 - 4.3.1 *Accoppiamento canne-carter...39*
 - 4.3.2 *BUILD1: rilievi dopo il piantaggio delle canne...39*
 - 4.3.3 *BUILD2: rilievi dopo il serraggio del supporto centrale...42*
 - 4.3.4 *BUILD3: rilievi dopo il serraggio del bottom-fixture...42*
 - 4.3.5 *BUILD3a: rilievi dopo il serraggio dei torque-plates senza anellini...46*

- 4.3.6 *BUILD4: rilievi dopo il serraggio dei torque plates con anellini nuovi...47*
- 4.3.7 *Influenza del serraggio dei torque plates con gli anellini: confronto BUILD3/BUILD4...52*
- 4.3.8 *Influenza del serraggio dei torque plates senza gli anellini e con gli anellini: confronto BUILD3a/BUILD4...54*
- 4.3.9 *BUILD4a: rilievi dopo il disserraggio e il riserraggio dei torque plates: anellini usati...56*
- 4.3.10 *Considerazioni sulla seconda parte delle misure sperimentali...59*

Capitolo 5 Analisi con modelli FEM aggiornati sulla base dei rilievi in DC...60

- 5.1 Modello FEM...61
- 5.2 Storia di montaggio...62
- 5.3 Risultati...63
 - 5.3.1 *Piantaggio delle canne e montaggio dei prigionieri superiori (BUILD1)...63*
 - 5.3.2 *Serraggio del supporto centrale e del bottom-fixture (BUILD3)...65*
 - 5.3.3 *Serraggio dei torque plates SENZA anellini di tenuta (BUILD3a)...66*
 - 5.3.4 *Serraggio dei torque-plates CON anellini di tenuta (BUILD4)...68*
 - 5.3.5 *Influenza della modellazione della filettatura dei prigionieri sul risultato finale...70*
 - 5.3.6 *Influenza delle boccole di centraggio...73*
- 5.4 Differenza tra le deformazioni delle sedi delle canne al serraggio del semicarterm inferiore e al serraggio del bottom-fixture...73
- 5.5 Tentativo di riduzione delle deformazioni delle canne basato su prove sperimentali disponibili in letteratura...76

Capitolo 6 Analisi FEM con Teste e Semicarterm-Inferiore...78

- 6.1 Modello FEM...79
- 6.2 Coefficienti d'attrito nei contatti...79
- 6.3 Vincoli e carichi assiali negli accoppiamenti filettati...81
- 6.4 Risultati...81
- 6.5 Calcolo della forma delle sedi canne...83
- 6.6 La funzione Rezone...83
- 6.7 Confronto tra le forme delle sedi canne rilevate e calcolate...84
- 6.8 Confronto tra i risultati del modello FEM con le sedi rilevate sperimentalmente e le sedi calcolate...85

Capitolo 7 Proposta per la riduzione delle deformazioni delle canne cilindro agendo sul processo di lavorazione del semicarterm superiore...88

- 7.1 Definizione della geometria e dei carichi di serraggio della piastra...90
- 7.2 Calcolo della forma delle sedi dopo la lavorazione con la piastra...92
- 7.3 Confronto dei risultati tra i modelli completi...94

Conclusioni e Sviluppi futuri...98

Appendice A: LSC - Least Squares Circle Fit...100

Bibliografia...103

Introduzione

Nei motori ad elevate prestazioni spesso si preferisce adottare un basamento che prevede il piantaggio di canne cilindro in modo da avere la possibilità di utilizzare materiali con caratteristiche diverse. Le superfici interne delle canne, che teoricamente dovrebbero presentare delle forme perfettamente cilindriche per ottenere le migliori performance del motore, sono in realtà soggette a un campo di deformazioni causate da una serie di fattori [1]:

- Distorsioni causate dal processo produttivo sia delle canne che delle loro sedi nel basamento
- Assemblaggio delle teste e della guarnizione delle teste
- Assemblaggio di altri componenti periferici
- Differenze di temperatura durante il funzionamento

La presenza di queste distorsioni può causare una perdita di contatto tra i segmenti elastici del pistone e i cilindri e di conseguenza si possono presentare fenomeni come il blow-by e un elevato consumo di olio che riducono le performance del motore. In alcuni casi le canne cilindro vengono sottoposte ad un processo denominato Honing che consiste nella levigatura delle canne una volta montate nel motore. In questi casi viene simulata la presenza delle teste mediante dei componendi che consentono l'accesso alla superficie delle canne su cui scorre il pistone. Tuttavia questo tipo di processo risulta essere costoso per cui l'ideale sarebbe ridurre il livello di distorsioni nelle canne senza l'utilizzo di tale processo.

La presente attività è stata svolta in collaborazione con **L'Ufficio Calcoli di Ducati Motor Holding SpA – Ducati Corse Division** (di seguito abbreviato in DC) con l'obiettivo di studiare questo tipo di problematica nei motori destinati ad equipaggiare i prototipi che competono nella categoria MotoGP (di seguito denominati D16GP_). Lo sviluppo dell'attività può essere suddivisa in tre momenti temporali principali:

1. Attività di calcolo prima dell'esecuzione di rilievi sperimentali in DC
2. Campagna di rilievi sperimentali in DC
3. Attività di calcolo dopo l'esecuzione dei rilievi sperimentali in DC

Nella prima parte sono state svolte le attività di calcolo con l'obiettivo di realizzare un modello FEM completo che potesse dare dei risultati congruenti con i rilievi sperimentali svolti precedentemente su un assieme in configurazione pre-firing presso un fornitore di DC. Il livello di congruenza ottenuto non è stato sufficiente per poter sfruttare il modello FEM in fase di progettazione per cui si è ritenuto opportuno indagare sul fronte sperimentale per capire l'origine di tali incongruenze.

Nella seconda parte è stata pianificata una campagna di rilievi sperimentali da eseguire in DC sui componenti del motore D16GP11. L'attività è stata suddivisa in due parti:

- Rilievi prima dell'assemblaggio
- Rilievi durante l'assemblaggio.

In questo modo si è potuto valutare lo stato dei componenti in condizioni libere ed anche durante le diverse fasi di assemblaggio, per a capire passo passo come evolvono le forme delle canne.

Nella terza fase i modelli FEM sono stati aggiornati con i fondamentali dati di input provenienti dai rilievi sperimentali in DC ottenendo una buona congruenza numerico-sperimentale. In quest'ultima fase rientrano anche le attività di calcolo svolte per modellare il motore completo, non misurabile sperimentalmente con la strumentazione disponibile, e si è cercato un modo per ridurre l'entità delle distorsioni nelle canne cilindro entro i limiti di conformabilità dei segmenti elastici definiti mediante i modelli disponibili in letteratura [3].

Per lo sviluppo della presente attività sono stati utilizzati i seguenti software:

- PTC Pro/ENGINEER – per la gestione dei modelli CAD
- Altair HyperMesh – per la generazione della mesh dei modelli FEM
- MSC.Marc Mentat 2007r1 – per il pre-processing, per il solutore e per la prima parte di post-processing
- Microsoft Excel – per la seconda parte di post-processing mediante l'uso di Macro.

Per la parte di rilievi sperimentali sono stati utilizzati i seguenti strumenti di misura:

- V-INCOMETER with EC110 and Software INCOWIN
- Macchina a scansione 3D DEA

Il primo Capitolo espone i parametri per la caratterizzazione delle deformazioni nelle canne e i limiti di conformabilità dei segmenti elastici.

Il secondo Capitolo riporta la descrizione dei modelli FEM iniziali, prima della campagna di rilievi sperimentali in DC, e le incongruenze sui risultati ottenuti rispetto ai rilievi sperimentali disponibili in quel momento.

Il terzo Capitolo, che può essere considerato ausiliario, è dedicato alla discussione delle modifiche apportate alle finte teste utilizzate per le fasi di Honing col fine di migliorare il loro comportamento in termini di schiacciamento degli anellini di tenuta.

Il quarto Capitolo discute le metodologie, gli strumenti e i risultati della campagna di misure sperimentali svolte in DC.

Nel quinto Capitolo si ritorna a parlare di simulazioni FEM le quali sono state aggiornate sulla base dei risultati sperimentali discussi nel capitolo precedente. Sempre in questo capitolo si discute di un tentativo di riduzione delle deformazioni delle canne basato su un suggerimento disponibile in letteratura.

Nel sesto capitolo si descrive più dettagliatamente il modello FEM del motore completo, i risultati e la metodologia da utilizzare per svincolarsi dai dati di input provenienti dalle prove sperimentali.

Nel settimo ed ultimo capitolo viene riportata una proposta per la riduzione delle deformazioni agendo sul processo di lavorazione del semicaratter inferiore.

Capitolo 1

Parametri per la valutazione delle deformazioni delle canne cilindro e limiti di conformabilità dei segmenti elastici

1.1 I coefficienti di Fourier

La procedura matematica che sta alla base della valutazione delle deformazioni delle canne cilindro consiste nella descrizione della deviazione ΔR dalla forma circolare ideale con l'ausilio della scomposizione in serie di Fourier [1]

$$\Delta R = U_0 + \sum_i U_i \cos(\varphi - \varphi_i)$$
$$U_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2} \quad \varphi_i = \frac{1}{i} \arctan \frac{B_i}{A_i}$$

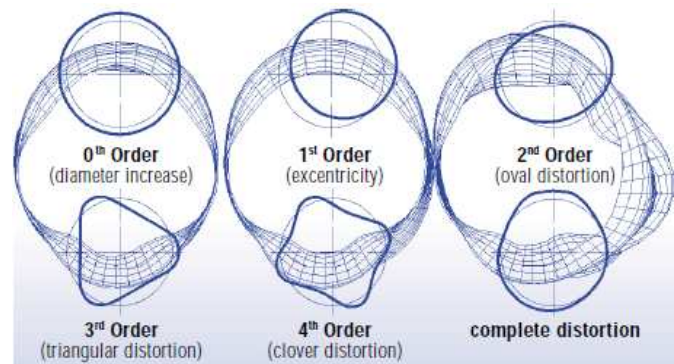


Fig. 1.1 Rappresentazione grafica dei coefficienti di Fourier

In realtà il termine costante della serie può assumere diversi significati a seconda che il rilievo sia assoluto o relativo. In particolare se lo strumento dà una misura assoluta il termine U_0 può anche rappresentare il raggio della circonferenza che meglio approssima la sezione; se lo strumento dà una misura relativa allora il termine U_0 rappresenta una variazione di raggio. Questo aspetto verrà ripreso nel capitolo dedicato alla campagna di misure sperimentali in DC. L'ordine uno rappresenta l'eccentricità, ovvero la distanza tra il centro della circonferenza che meglio approssima la forma rilevata rispetto alla condizione iniziale oppure rispetto all'asse del sistema di coordinate. Anche in questo caso il significato varia a seconda se lo strumento dà dei valori assoluti o relativi. Nel primo caso infatti questa distanza è riferita rispetto all'asse del sistema di coordinate mentre nel secondo caso è la distanza dall'asse che meglio approssima i centri di tutte le sezioni rilevate. Anche questo aspetto verrà ripreso nel capitolo dedicato alla campagna di misure sperimentali svolta in DC. Gli ordini successivi esprimono effettivamente una variazione dalla circolarità. Infatti si può vedere dalla figura come il termine U_2 sia indicativo dell'ovalizzazione, l' U_3 della trilobata, l' U_4 della quadrilobata ecc. Queste ampiezze tendono a ridursi all'aumentare dell'ordine e generalmente basta fermarsi al sesto ordine per descrivere con sufficiente accuratezza una forma rilevata.

Alcune di queste armoniche sono fortemente influenzate dalla geometria e dai parametri di montaggio del motore. Ad esempio si può facilmente immaginare come l'ordine zero sia influenzato dall'entità dell'interferenza imposta nell'accoppiamento canna-basamento mentre l'ordine quattro è tipicamente influenzato dal serraggio dei quattro prigionieri. L'ordine zero, considerato in valore assoluto, è molto importante per definire il gioco che vi sarà tra canna e pistone ma risulta meno influente per quanto riguarda la tenuta del segmento elastico. Quello che interessa effettivamente la tenuta del segmento elastico è rappresentato dalle ampiezze degli ordini dal secondo in poi e, come è facile immaginare, mentre per un segmento elastico è più facile adattarsi ad una forma ovalizzata, risulta meno facile adattarsi ad una forma trilobata, ancor meno quadrilobata ecc.

1.2 I limiti di conformabilità dei segmenti elastici

I limiti di conformabilità dei segmenti elastici risultano quindi anch'essi espressi in termini di ampiezza delle armoniche e hanno un andamento decrescente all'aumentare dell'ordine dell'armonica considerata.

Esistono in letteratura diversi modelli analitici per il calcolo di questi limiti di conformabilità [3,4] ma quello comunemente utilizzato è il modello GOETZE – Federal Mogul [3], secondo il quale:

$$U_i = \frac{(d - a)^3 F_t}{8(i^2 - 1)^2 EI} \quad [mm]$$

nella quale

- d rappresenta il diametro nominale del cilindro
- a la larghezza della sezione rettangolare del segmento
- E il modulo di Young del materiale del segmento
- I il momento di inerzia della sezione rettangolare
- F_t il carico tangenziale prescritto nel progetto del segmento

Quest'ultimo parametro rappresenta la forza che, se applicata tangenzialmente alle estremità del segmento, è tale da avvicinare le due estremità fino al *closed gap* specificato

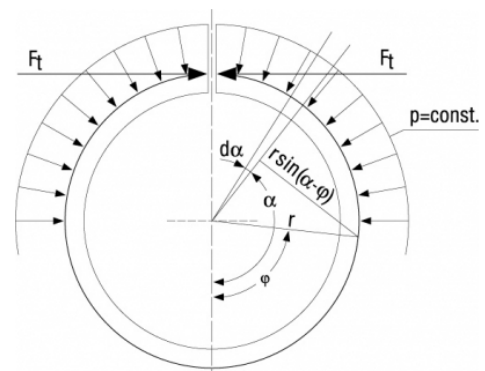
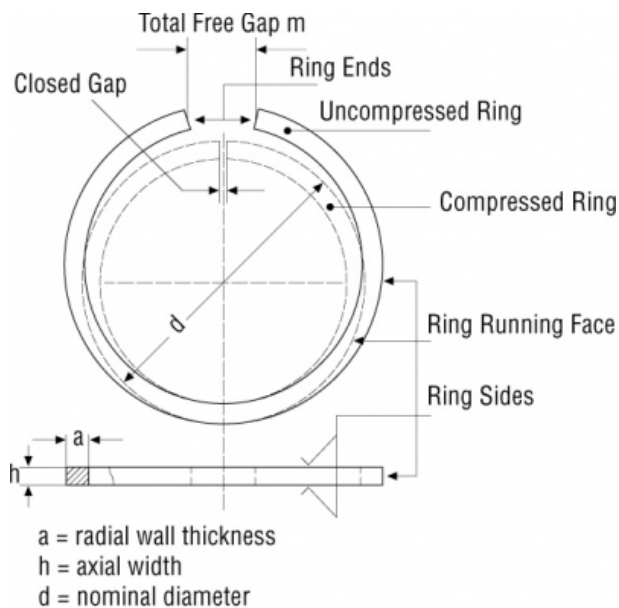


Fig.1.2 Parametri relativi al segmento elastico

Per valutare il valore di questa forza il segmento viene compresso all'interno di un nastro flessibile ottenendo un andamento costante della pressione lungo la *running face*. In questo caso vi è un legame tra la pressione esercitata sul nastro e la forza tangenziale:

$$p = \frac{2F_t}{dh} \quad [N/mm^2]$$

Ovviamente, la curva di conformabilità al variare dell'ordine i è funzione delle tolleranze sulla geometria ed il materiale dell'anello stesso, pertanto si determina una banda di conformabilità con un valore di U_i compreso tra la minima e la massima conformabilità.

Capitolo 2

Analisi iniziali basate sui primi rilievi sperimentali disponibili

2.1 Descrizione dei componenti del motore

Il motore analizzato è un quattro cilindri a V di 90° di 800cc di cilindrata. Il basamento è costituito dal semicarterm superiore, che contiene i quattro cilindri, e dal semicarterm inferiore che contiene gli organi del cambio. L'albero motore è costituito da due manovelle e il perno di banco centrale trova appoggio nel supporto centrale serrato al semicarterm superiore mediante quattro viti. Le canne vengono piantate nel semicarterm superiore ed è prevista interferenza sia sul centraggio superiore che nel centraggio inferiore. Nella superficie superiore della canna è ricavata una cava in cui è alloggiato l'anellino di tenuta che fa da guarnizione tra testa e basamento. Si tratta di un anellino in acciaio di forma toroidale a sezione cava, che al serraggio della testa viene schiacciato, deformandosi plasticamente. Vi sono poi le due teste cilindri, ognuna dei quali collegata al semicarterm superiore mediante sei prigionieri e sei dadi. Il semicarterm inferiore è collegato al semicarterm superiore mediante quattro prigionieri nei supporti di banco laterali, undici viti M8 e due M6 distribuite nell'interfaccia.

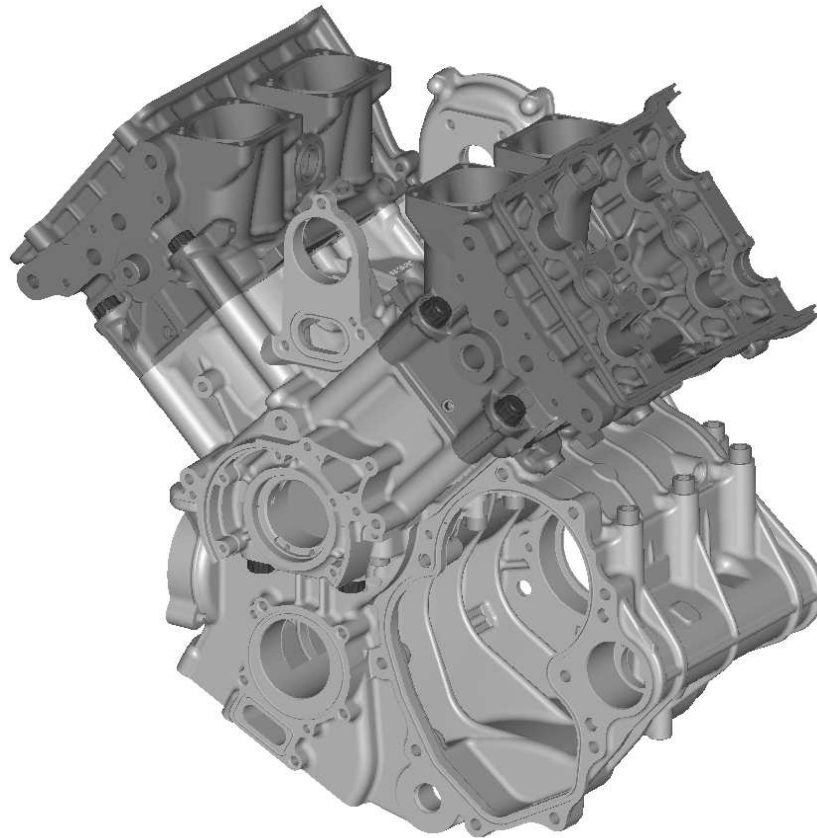


Fig.2.1 CAD dell'assieme del motore D16GP1

Oltre alle teste cilindri e il semicarterm inferiore esistono anche i loro simulacri che sono, rispettivamente, i torque-plates e il bottom-fixture. Quest'ultimo è collegato al semicarterm superiore solo mediante i quattro prigionieri dei supporti di banco laterali. Entrambe le tipologie dei simulacri presentano dei fori con un diametro circa pari all'alesaggio e consentono l'accesso ai cilindri per il rilievo sperimentale. I torque plates hanno inoltre la funzione di simulare le teste nei motori in cui è prevista l'operazione di honing che consiste nella levigatura delle canne semilavorate. Questa operazione serve appunto a riportare le superfici delle

canne in condizioni cilindriche per cui il comportamento dei torque plates deve essere il più possibile vicino a quello delle teste. In questo lavoro l'obiettivo è stato quello di ridurre le deformazioni delle canne nei motori che non prevedono la levigatura mediante honing.

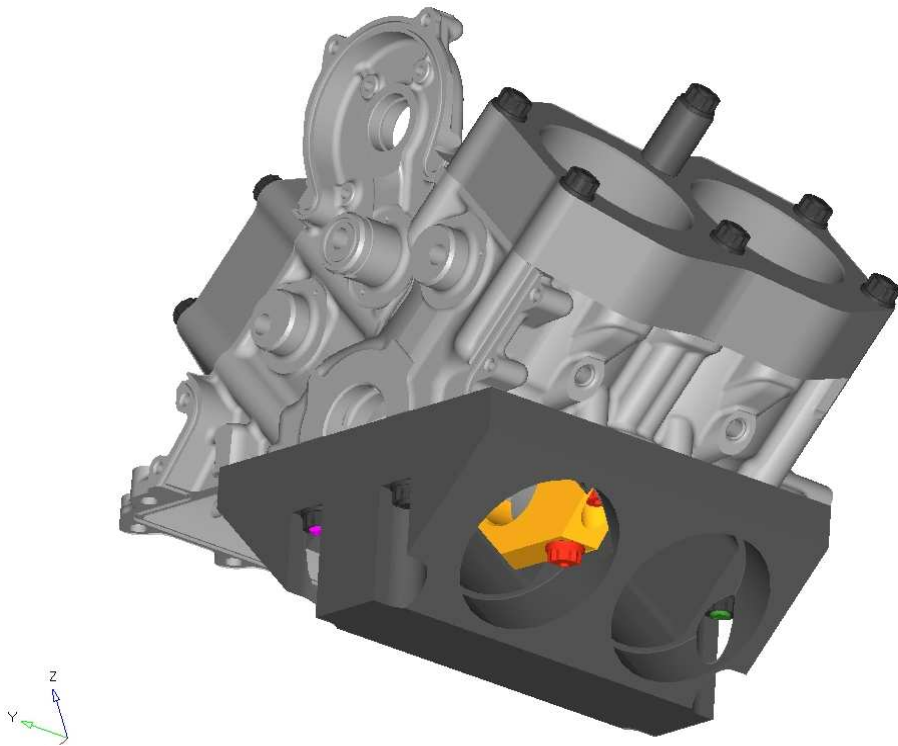


Fig.2.2 CAD dell'assieme di motore con i simulacri di teste e semicaroter inferiore

2.2 Modello FEM iniziale

Inizialmente l'unico rilievo sperimentale disponibile era relativo ad un motore con canne finite, che non hanno subito quindi il processo di honing, che comprendeva i seguenti componenti principali:

- Semicarter superiore
- Canne
- Supporto centrale
- Simulacro di semicaroter inferiore (nel seguito denominato bottom-fixture)
- Anellini di tenuta
- Teste
- Coperchio distribuzione

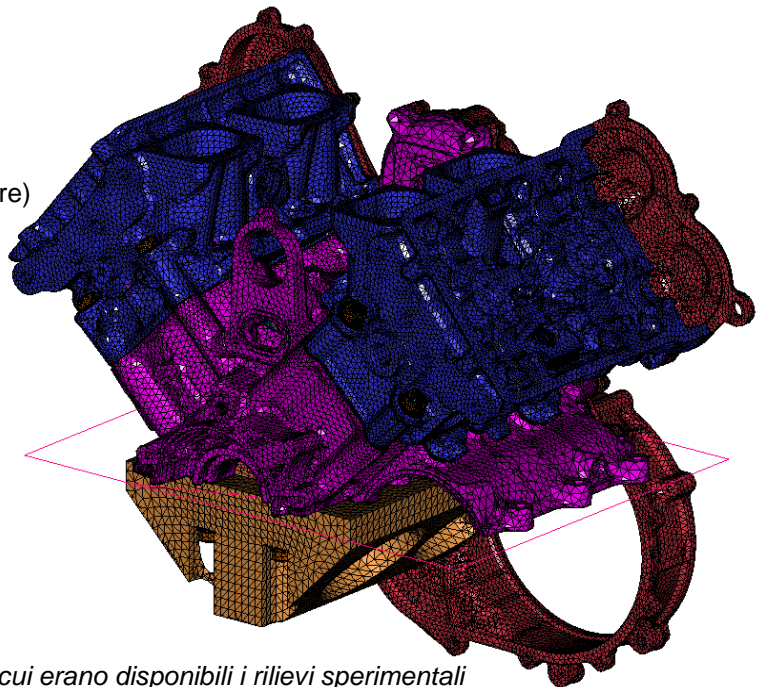


Fig.2.3 Modello FEM della configurazione di cui erano disponibili i rilievi sperimentali

2.3 Mesh dei componenti

Il metodo agli elementi finiti prevede la discretizzazione (meshatura) dei componenti. In queste analisi sono stati utilizzati gli elementi con formulazione lineare tetraedrici a quattro nodi ed esaedrici a 8 nodi. I primi sono stati utilizzati per tutti i componenti con geometria più complessa mentre gli esaedrici sono stati utilizzati per la modellazione delle canne e dell'anellino.

Il software utilizzato per la meshatura è Altair HyperMesh che consente di generare delle mesh di superficie, di tipo tria3 e poi delle mesh solide di tipo tet4. Per canne e anellini sono state discretizzate le sezioni e poi è stata generata la mesh solida hex8 per rivoluzione. Sono state utilizzate 180 suddivisioni sui 360° per le sedi delle canne, per le canne e gli anellini in modo da avere un risultato ogni 2°.

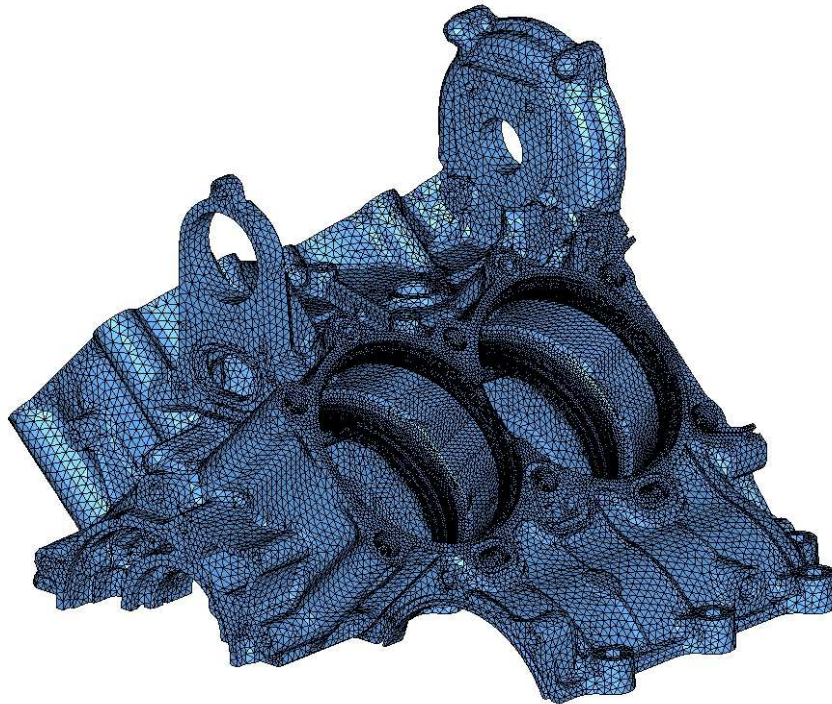


Fig.2.4 Mesh di superficie (tria3) del semicarter superiore

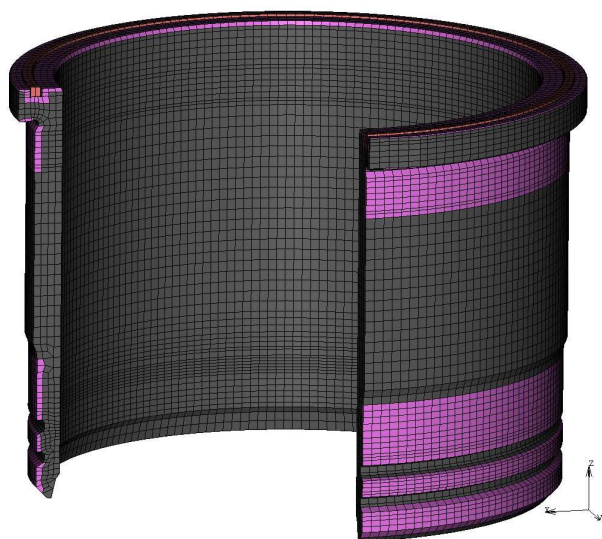


Fig.2.5 Mesh solida (hex8) della canna e dell'anellino di tenuta

2.4 Contatti

Tutte le interfacce tra i componenti sono modellati con attrito e in questo primo modello le filettature sono modellate come due superfici cilindriche “incollate” con diametro pari al diametro medio di filettatura. La sequenza di montaggio viene realizzata attraverso tabelle di contatto che fanno “vedere” il contatto tra i componenti solo quando necessario. Maggiori dettagli sui coefficienti di attrito verranno mostrati nella descrizione del modello finale nel Capitolo 6.

2.5 Materiali

Tutti i componenti di queste analisi, eccetto gli anellini di tenuta tra testa e basamento, si suppone che lavorino in campo elastico per cui è necessario fornire il modulo di elasticità e il coefficiente di Poisson. Di seguito una tabella che riporta i valori utilizzati:

Componente	Materiale	Modulo di Young [N/mm ²]	Coeff. Poisson
Canne	lega di Al	80000	0.3
Carter	lega di Al	70320	0.3
Teste			
Coperchio distr.			
Torque plate/dist.	lega di Al	70000	0.3
Bottom Fixture	lega di Cu	127550	0.34
Supporto C.le Moldstar	Acciaio	210000	0.3
Prigionieri			
Dadi			

Tab.2.1 Proprietà dei materiali

2.6 L'anellino di tenuta

L'anellino di tenuta è un solido di forma toroidale con dimensioni della sezione trasversale molto piccole. Per tale motivo la meshatura di tale componente richiederebbe una dimensione media degli elementi molto piccola paragonata a quella usata negli altri componenti, così come la sede nel quale viene alloggiato. Inoltre il comportamento di questo componente durante lo schiacciamento è fortemente non lineare il che richiede un numero elevato di elementi per una simulazione più realistica. Per ovviare a questo inconveniente è stato utilizzato un tipo particolare di elemento (chiamato *Gasket*) di forma esaedrica, al quale viene assegnata un caratteristica di materiale tale che il suo comportamento, in fase di schiacciamento, sia equivalente a quello dell'anellino. La mesh dell'anellino diviene quindi a sezione quadrata così come la sede ricavata sulla superficie superiore delle canne

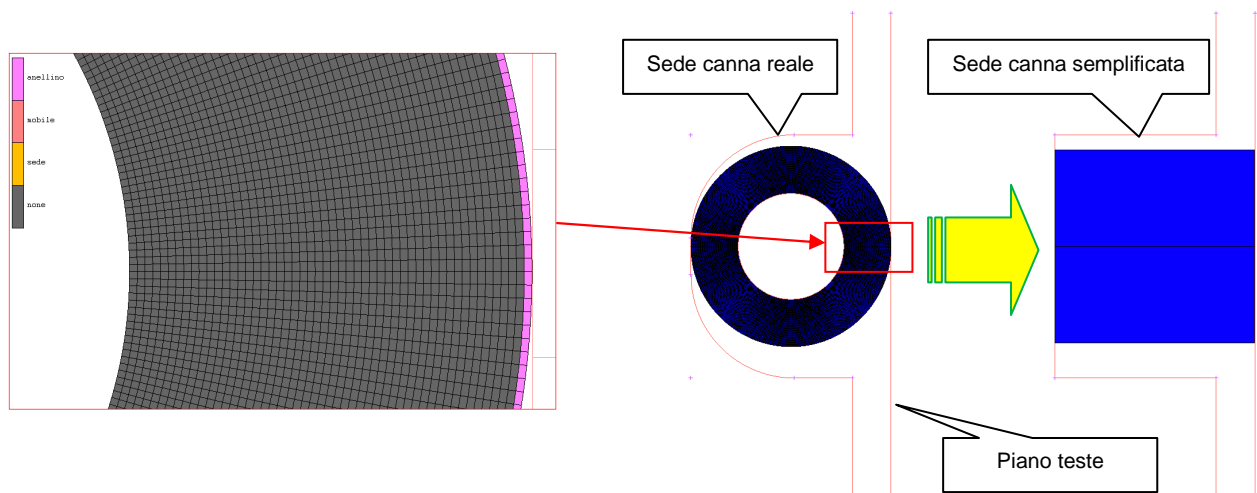


Fig.2.6 Modello 2D assialsimmetrico dell'anellino e modello equivalente con elementi Gasket

Per ottenere lo stesso comportamento dell'anellino reale occorre creare un materiale che segua lo stesso comportamento dell'anellino con quelle determinate dimensioni e caratteristiche di materiale. In generale si hanno a disposizione le curve sperimentali "pressione-schiacciamento" (come per le guarnizioni) che possono essere caricate nel software; in questo caso particolare, vista l'assialsimmetria del componente, la taratura è stata condotta mediante un'analisi *elasto-plastica 2D assialsimmetrica* dell'anellino reale. Il materiale dell'anellino è l'acciaio AISI316L di cui si ha a disposizione la curva caratteristica *true stress – true strain* ottenute da una prova sperimentale eseguita in **UNIMO**.

La curva da fornire al software è *Tensione - Deformazione Plastica* la quale viene ricavata dalla precedente (Fig.2.7).

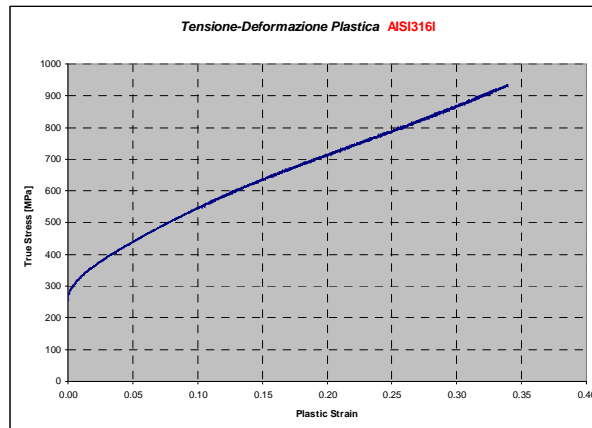


Fig.2.7 – Curva True Stress – Plastic Strain del materiale dell'anellino

Nell'analisi 2D l'anellino viene sottoposto al ciclo di schiacciamento e rilascio tra due superfici rigide (corrispondenti alla sede reale nella canna e alla superficie piana della testa) con uno schiacciamento massimo corrispondente alla battuta tra semicaratter superiore e teste, e conseguente ritorno elastico in fase di rilascio (Fig.2.8). No vi è diretto contatto tra teste e canne grazie a un gioco minimo di 0.02 mm.

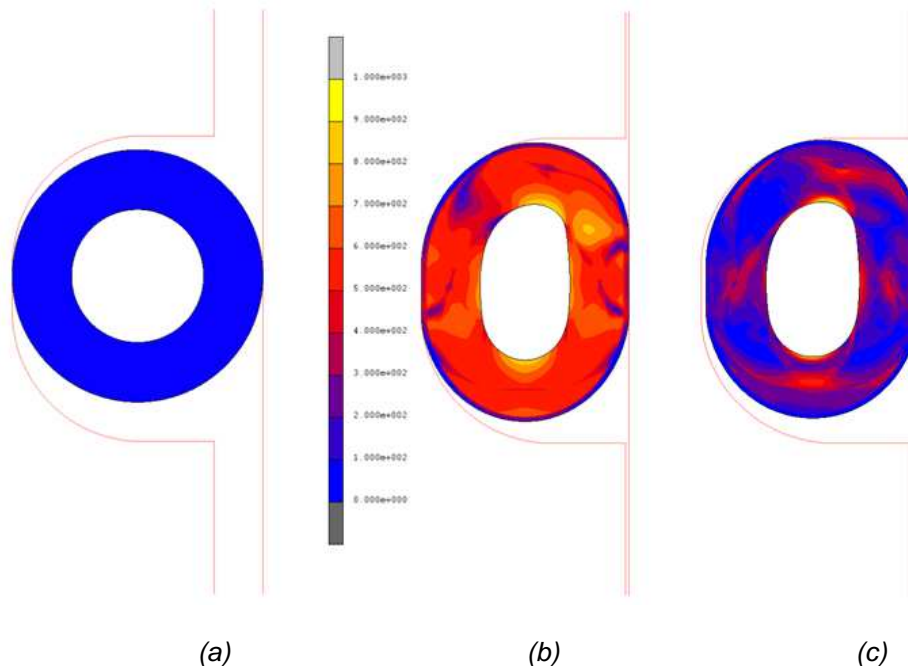


Fig.2.8 – Tensioni Ideali di Von Mises nel ciclo di schiacciamento dell'anellino (analisi 2D assialsimmetrica) Indeformata (a), Schiacciamento massimo (b), Ritorno elastico (c)

L'analisi tiene conto anche della compressione del gas all'interno della cavità, anche se ha una trascurabile influenza sulla rigidità. Viene quindi ricavata la curva "forza-spostamento" sulla parete mobile rappresentante la testa che, suddivisa per un'area pari alla superficie superiore degli elementi esaedrici (gasket), restituisce la curva "pressione-schiacciamento" desiderata. Da notare che, per convenzione, la sezione quadrata degli elementi esaedrici ha lato pari al diametro dell'anellino (Fig. 2.6). Al gasket vengono assegnate anche le curve di scarico a vari livelli di schiacciamento che vengono seguite nel caso in cui i carichi siano tali da scaricare l'anellino (Fig. 2.9).

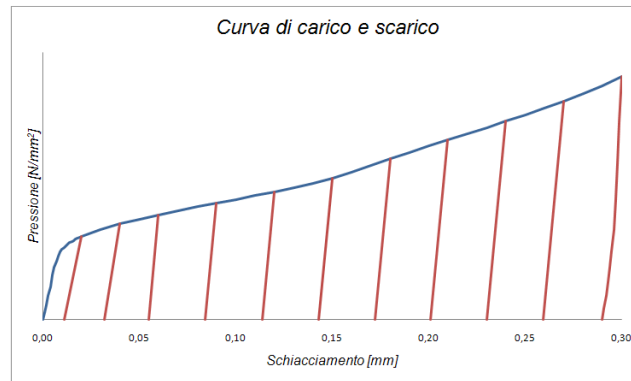


Fig.2.9 – Curve Pressione-Schiacciamento: *Carico* e *Scarico* a vari livelli di schiacciamento massimo

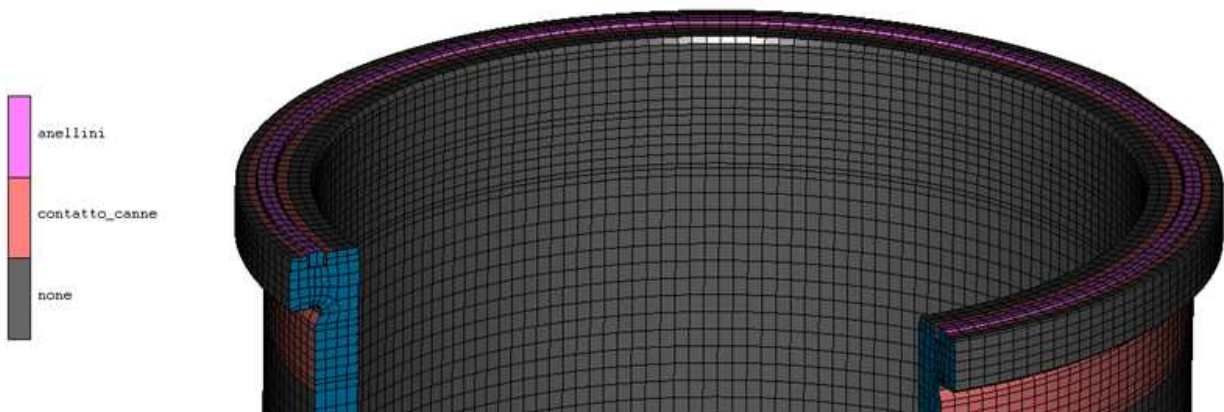


Fig.2.10 Mesh della canna e dell'anellino di tenuta con elementi gasket

2.7 Storia di montaggio

La storia di montaggio per questa analisi è costituita dai seguenti step:

1. Piantaggio delle canne
2. Serraggio del supporto centrale
3. Serraggio del bottom-fixture
4. Serraggio delle teste
5. Serraggio del coperchio distribuzione

Maggiori dettagli sulla gestione della storia di montaggio e sulle condizioni al contorno per realizzarla verranno discussi nel Capitolo 6 quando si descriverà il modello definitivo.

2.8 Modellazione del serraggio

Il tiro delle viti viene realizzato facendo gradualmente accorciare la vite stessa. In particolare viene individuata una sezione (in mezzeria del gambo) nella quale viene “tagliata” la mesh. I nodi dell’interfaccia tra i due tronconi vengono relazionati con un nodo di controllo che si trova all’esterno sull’asse della vite. Il carico assiale della vite viene applicato al nodo di controllo e man mano che aumenta i due tronconi iniziano a compenetrarsi realizzando, di fatto, il tiro vite.

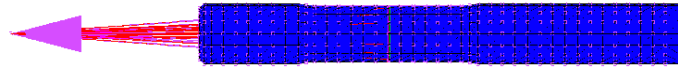
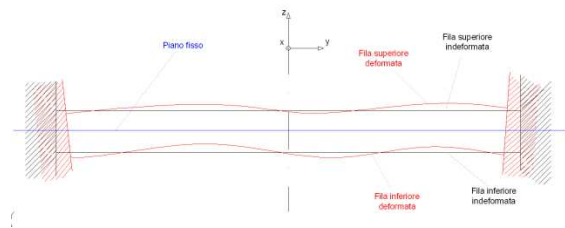


Fig.2.11 – Modellazione del tiro vite

Nel caso reale il serraggio avviene gradualmente in maniera alternata tra i dodici tiranti e in più fasi. In questo caso viene realizzato contemporaneamente con un’unica rampa di carico. Un confronto tra i risultati ottenuti con questa modalità di serraggio e quelli ottenuti simulando il serraggio alternato, sicuramente molto più onerosa computazionalmente, non ha mostrato differenze rilevanti all’istante finale. Maggiori dettagli sull’entità dei carichi assiali verranno discussi nella descrizione del modello completo del motore (Capitolo 6).

2.9 Metodologia di post-processing

Come detto in precedenza, lo scopo di questa analisi è quello di valutare le deformazioni nelle superfici interne delle canne al termine del montaggio. Ogni fila di nodi posta su queste superfici individuano delle circonferenze che si deformano e traslano contemporaneamente. Nella fase di post-processing sono stati individuati dei piani posti in cinque sezioni perpendicolari all’asse della canna indeformata; ad ogni step di montaggio si rilevano gli spostamenti nelle tre direzioni della fila di nodi che sta sopra e sotto la sezione considerata e si va a calcolare, tramite interpolazione, l’intersezione tra la superficie cilindrica deformata (definita dalle due file di nodi, curve rosse) e il piano fisso relativo a quella sezione (in blu). Quello che si ottiene dall’intersezione è una circonferenza che ha subito una deformazione ma anche una traslazione. Analogamente a quanto viene fatto sperimentalmente, dalle coordinate dei punti così ottenuti si esegue la FFT ottenendo le ampiezze delle armoniche che descrivono la forma. L’ordine zero e l’ordine uno rappresentano rispettivamente il diametro della circonferenza che meglio approssima la deformata e il centro di questa rispetto al centro dell’indeformata. L’armonica di ordine due consiste nell’ovalizzazione mentre le armoniche dall’ordine tre in poi individuano il numero di lobature (pari all’ordine stesso) della deformata.



Il post-process viene eseguito in due parti:

- Estrazione degli spostamenti da *MSC.Marc Mentat 2007r1* delle 2 file di nodi x 5 sezioni x 4 canne
- Elaborazione mediante *Excel* degli spostamenti

2.10 Calcoli eseguiti in Excel

In Excel una macro provvede a caricare i file scaricati da Mentat contenenti gli spostamenti dx, dy e dz delle 40 file di nodi. Ogni fila contiene 180 nodi.

1. Le coordinate iniziali di ogni nodo sono (x_0, y_0, z_0) , si sommano gli spostamenti (dx, dy, dz) e si ottengono le coordinate finali (x_1, y_1, z_1) . Si esegue questa operazione per la fila superiore e la fila inferiore alla sezione che si sta post-processando. Si determina la coordinata del punto che sta esattamente nella sezione desiderata mediante interpolazione lineare ottenendo le coordinate (x_p, y_p) mentre $z_p = \text{cost.}$ definisce la sezione d'interesse.
2. Si applica il metodo LSC [Appendice 1] per definire il diametro medio e le coordinate del centro. Questo calcolo viene svolto per verifica in quanto i due risultati ottenuti da esso devono coincidere con l'ordine 0 e l'ordine 1 della FFT.
3. Si esegue una interpolazione per passare da 180 valori a 256 valori necessari per ricavare la FFT. Excel restituisce un vettore di 256 numeri complessi che va elaborato per ottenere i coefficienti di Fourier.
4. La funzione $\text{COMP.MODULO}()/256$ applicata al primo termine del vettore restituisce il termine U_0 e deve essere identico al raggio calcolato con l'LSC sui 180 valori, in [mm]. Da notare che questo termine contiene solo la parte reale del numero complesso
La funzione $\text{COMP.MODULO}()/256*2*1000$ applicata ai termini dal secondo al settimo del vettore restituisce le ampiezze degli ordini dal 1 a 6 [in μm]. Il primo di questi deve coincidere con il secondo risultato ottenuto con l'LSC. Gli altri sono le ampiezze che saranno confrontati con i rilievi sperimentali e con i parametri di conformability del segmento elastico.
5. La funzione $\text{COMP.ARGOMENTO}()/i$ applicata ai primi sette termini del vettore di numeri complessi restituisce la fase. Il primo termine del vettore contiene solo la parte reale per cui la fase è 0.
6. Infine è possibile fare un plot radiale della forma ottenuta sommando le armoniche ottenute dalla FFT. In questo caso il plot risulta più chiaro se si esclude l'ordine 1 che esprime la traslazione. Sommando gli ordini dal 2 al 6 si ottiene la variazione rispetto al raggio medio mentre sommando anche l'ordine zero si ottiene la forma reale in maniera assoluta.

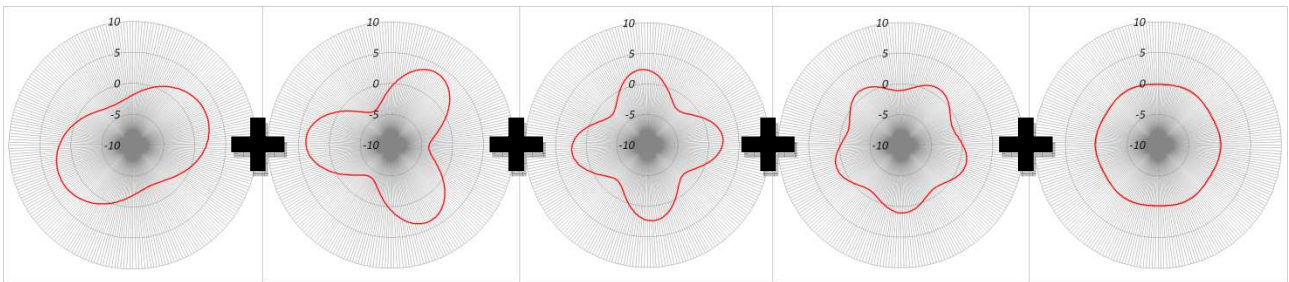
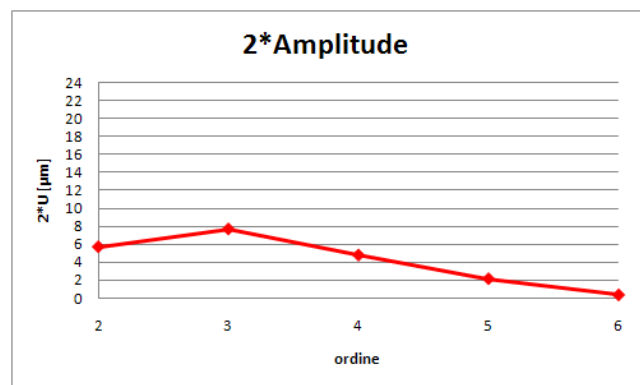
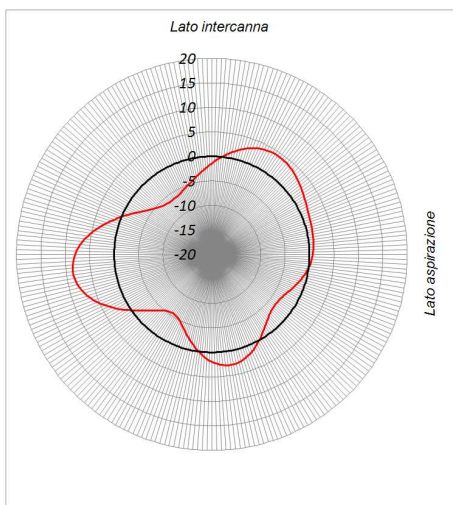


Fig.2.12 Plot radiale di una deformata FEM, andamento dei coefficienti di Fourier (2..6) e plot radiale delle armoniche che la costituiscono

La stessa forma può anche essere rappresentata con un plot cartesiano. In questo caso per apprezzare l'andamento della deformata si amplificano di un fattore 1000 gli spostamenti. Questa amplificazione influisce anche sulla fase dei punti per cui la stessa forma appare differente rispetto a quella mostrata nella figura precedente. In questo plot è possibile valutare la variazione di diametro (ordine 0) ed è anche lo spostamento del centro ideale rispetto all'indeformata (ordine uno). Da notare che l'andamento plottato in questo grafico coincide con quello che si può vedere direttamente nei risultati FEM amplificando la deformata di una fetta di elementi di un fattore 1000, per cui risulta utile per verificare la corretta importazione dei risultati.

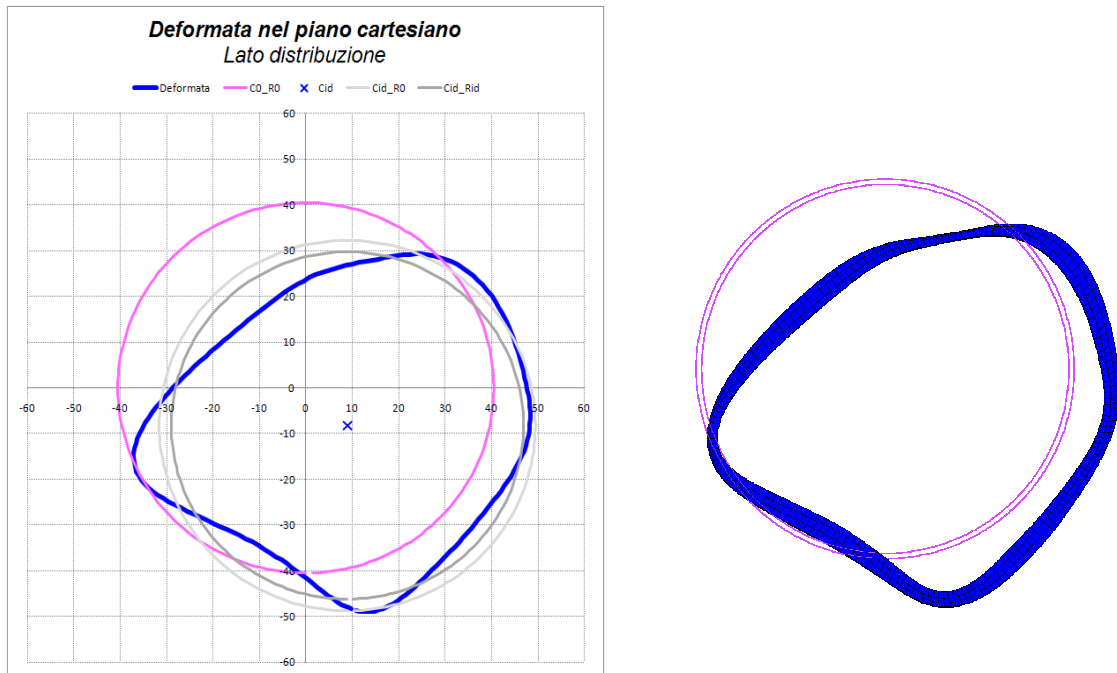


Fig.2.13 Plot cartesiano di una deformata amplificata 1000 volte affiancata ad un'immagine FEM di una fetta di canna con la stessa amplificazione di deformata

2.11 Risultati sperimentali

I rilievi sperimentali sono stati eseguiti presso un fornitore di DC mediante l'utilizzo dell'Incometer di cui si parlerà più ampiamente nel capitolo dedicato alla campagna di misure sperimentali svolta in DC (Capitolo 4). Gli output di questi rilievi sono:

- La cilindricità.
- La rotondità di ciascuna sezione sottoposta a scansione.
- I coefficienti di Fourier U_i e φ_i fino al 6° ordine per ciascuna sezione scansionata.

Le cinque sezioni scansionate e il riferimento angolare utilizzato sono mostrati in Fig 2.14.:

Sezione	Distanza dal <i>top-side</i>
S1	8mm
S2	21mm
S3	35mm
S4	48mm
S5	60mm

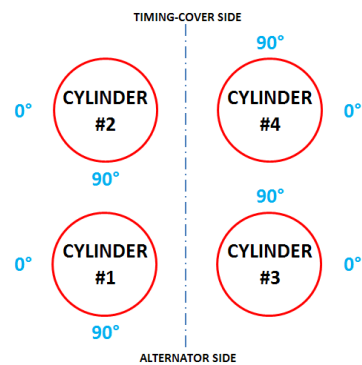
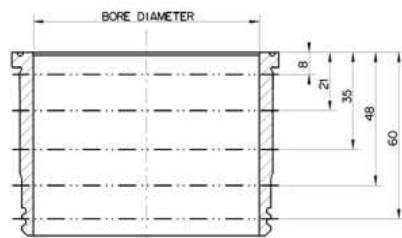
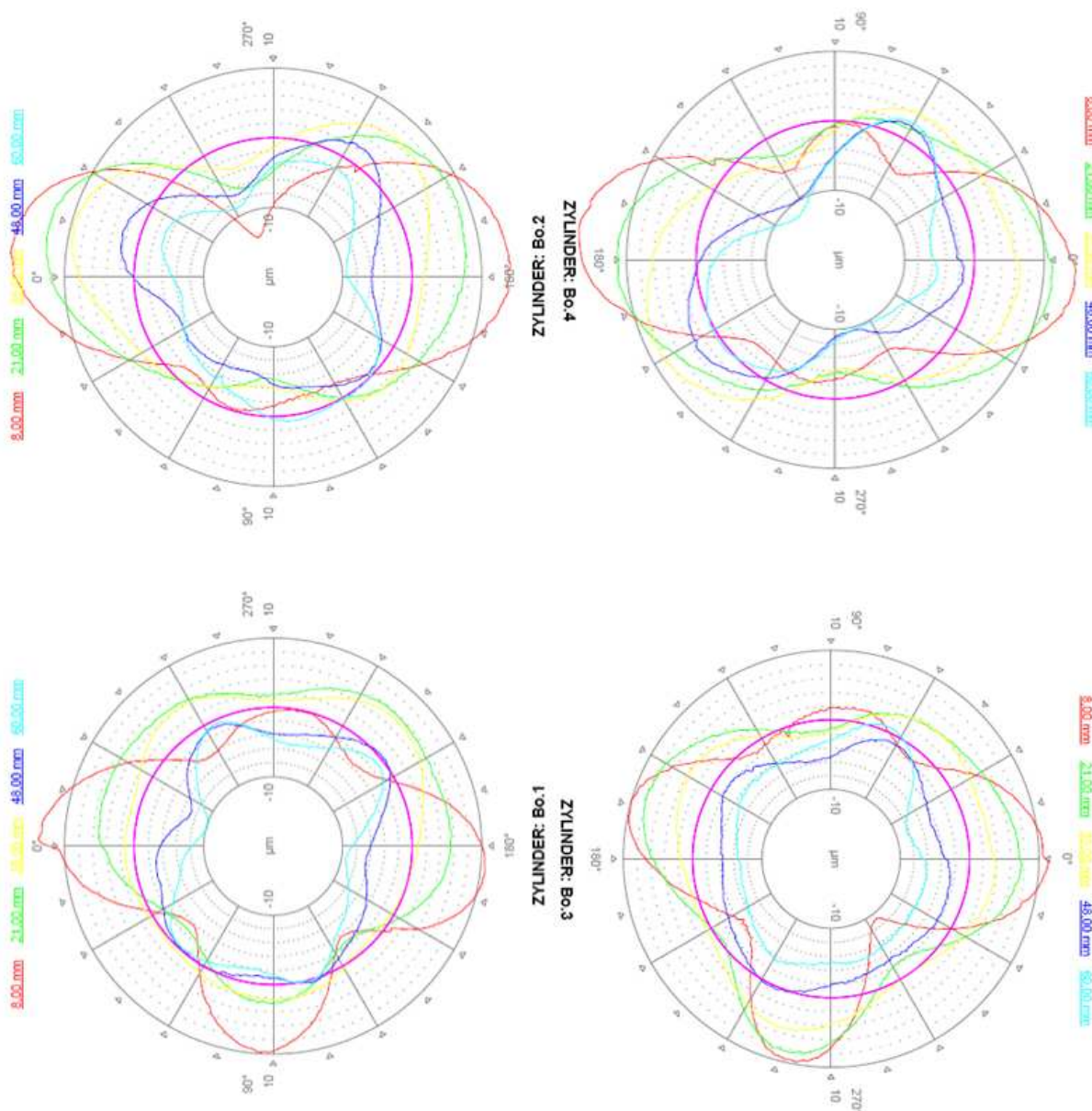


Fig.2.14 Sezioni rilevate e senso di scansione

Vengono di seguito mostrati i plot radiali elaborati dal software interno della strumentazione e le ampiezze dei coefficienti di Fourier per le quattro canne.



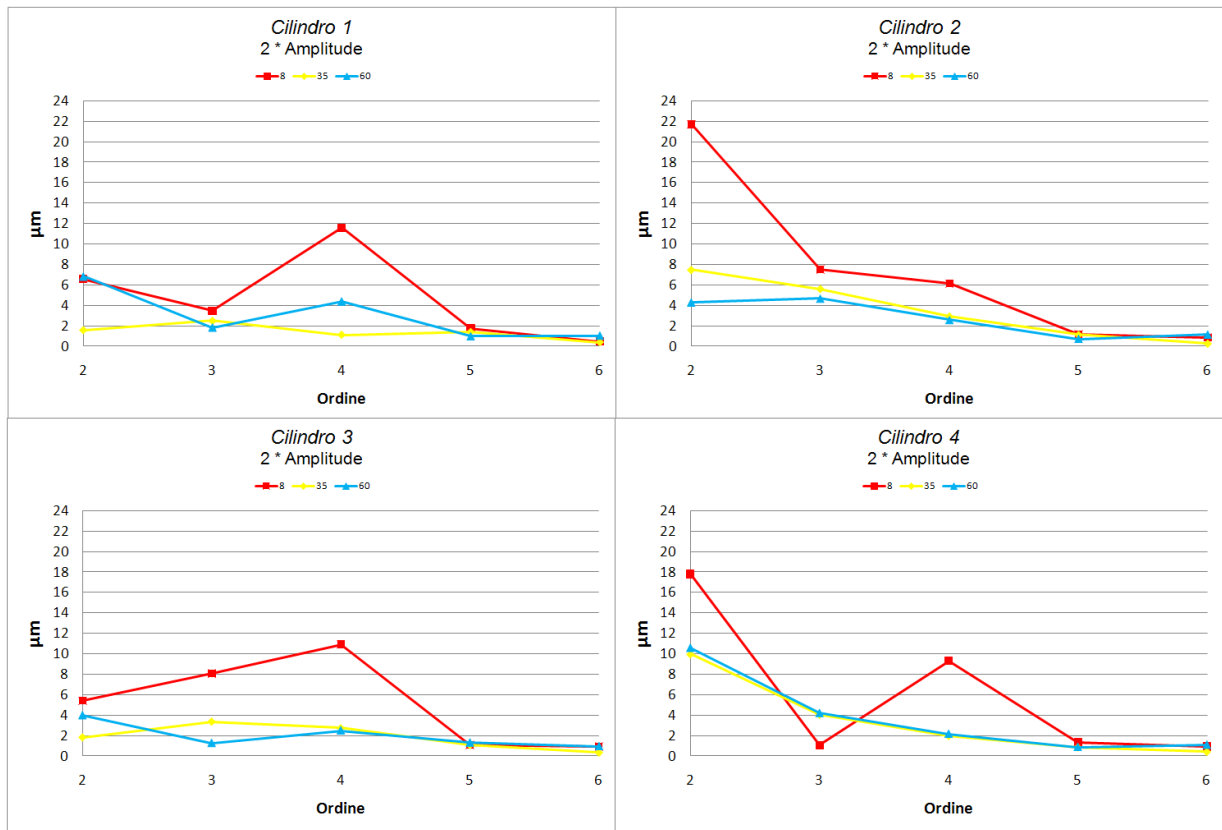


Fig.2.15 Plot radiali delle canne rilevate sperimentalmente con l'Incometer e coefficienti di Fourier

2.12 Risultati del modello FEM

I risultati ottenuti dal modello FEM che aveva l'obiettivo di replicare i rilievi sperimentalmente non hanno mostrato una sufficiente congruenza. Di seguito viene riportato il confronto numerico-sperimentale relativamente alle sezioni più alte (8mm) delle quattro canne

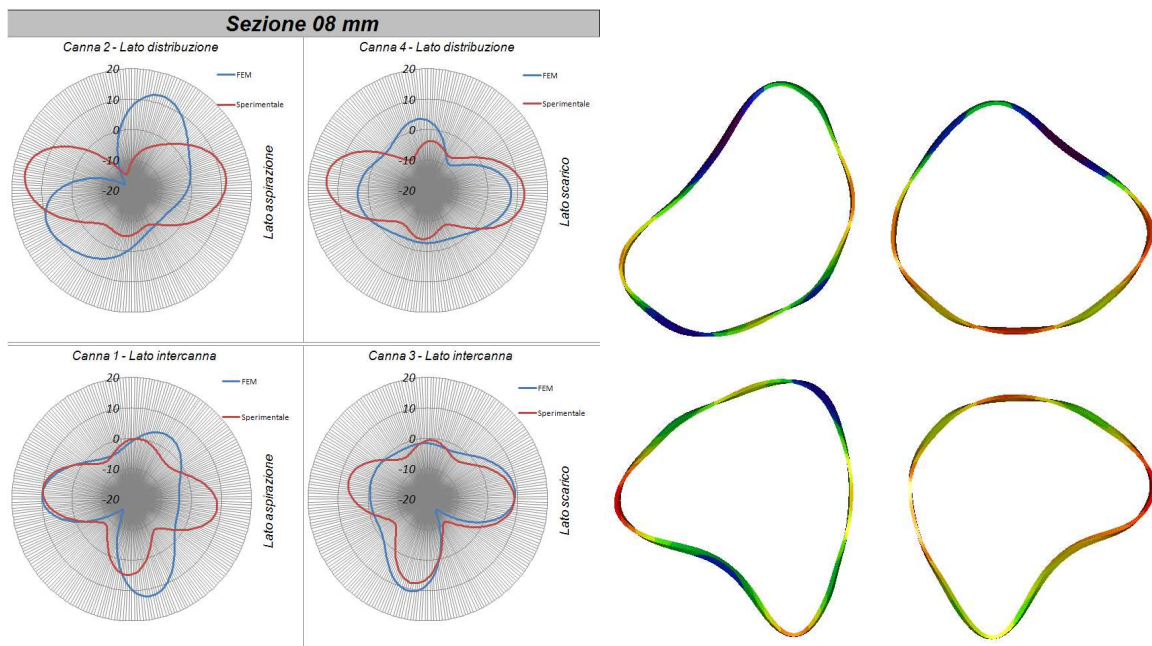


Fig.2.16 Confronto numerico-sperimentale del modello iniziale e modello FEM dell'assieme

Si può notare come sperimentalmente vi siano delle forme quadrilobate, soprattutto nelle canne 1, 3 e 4 che non vengono invece rilevate con il modello FEM che tende invece ad accentuare la forma trilobata. Vi è inoltre una forte incongruenza in corrispondenza del cilindro 2.

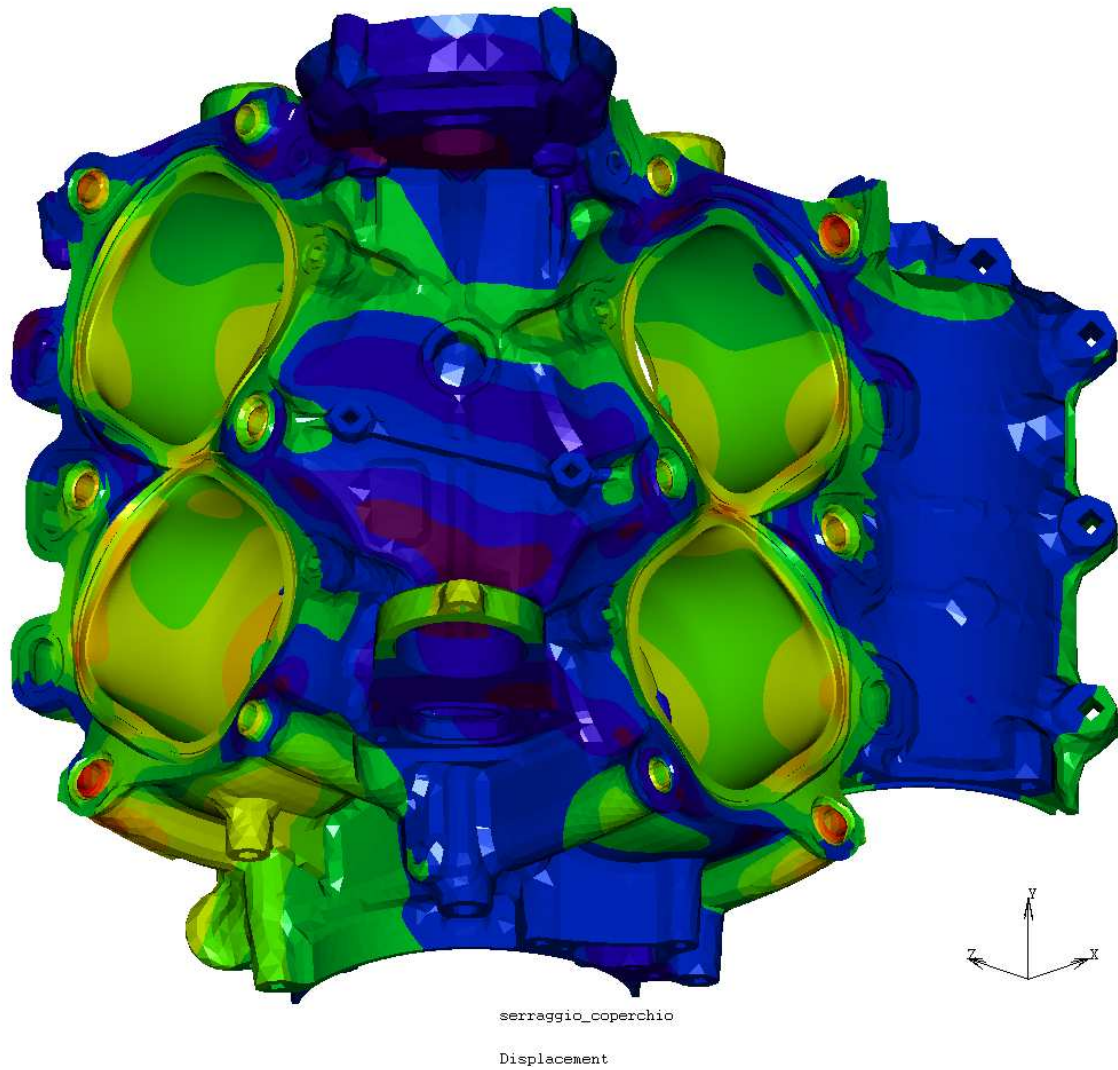


Fig.2.17 Deformata del semicarter superiore e delle canne alla fine del montaggio

Capitolo 3

Modifiche apportate alle finte teste per le operazioni di Honing

Nonostante il modello FEM discusso nel capitolo precedente non fosse ancora in grado di stimare con sufficiente accuratezza le deformazioni presenti nelle canne nel motore completo, ci si è interessati a capire quali fossero le differenze, in termini relativi, tra la rigidità delle teste e del torque-plate ed eventualmente cercare di minimizzarle.

Misure sperimentali eseguite dai progettisti motore hanno infatti evidenziato tali differenze in quanto le canne vengono sottoposte al processo di Honing serrando i torque plates, che consentono l'ingresso dell'utensile dalla parte alta, e poi possono essere misurate sperimentalmente dopo aver serrato le teste e il bottom-fixture accedendo con lo strumento di misura dalla parte inferiore.

3.1 Modello FEM

Per cercare di migliorare la capacità del torque-plate di simulare la testa si è quindi pensato di valutare lo schiacciamento degli anellini di tenuta considerando il carter rigido. In questo modo ci si è svincolati dalla rigidità del semicarter superiore, sono stati incastrati i filetti dei prigionieri, le zone delle canne a contatto con il carter e la superficie di interfaccia del carter con le teste e stata simulata infinitamente rigida.

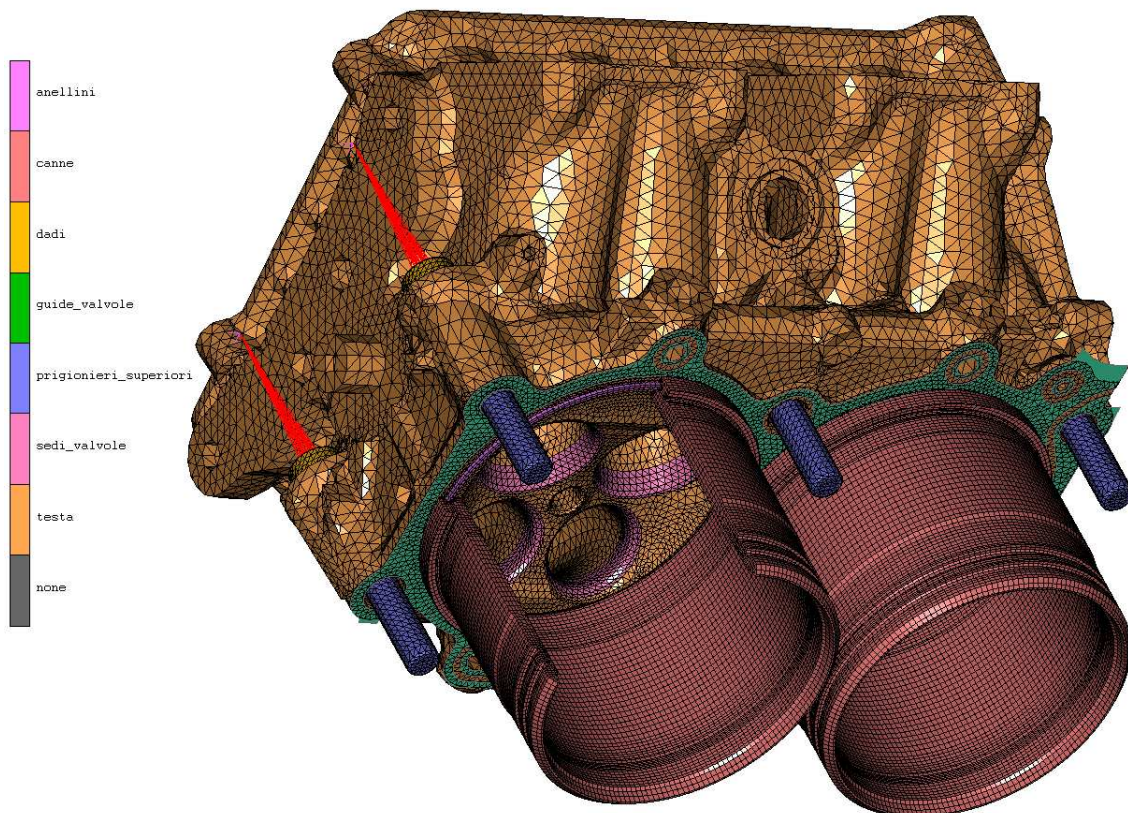


Fig.3.1 Modello FEM per la stima dello schiacciamento dell'anellino considerando il semicarter superiore rigido

Teoricamente le teste/torque-plates schiacciano gli anellini di una quota nominale pari a 0,3 mm dopodiché vanno a contatto con la superficie rigida. Per semplicità è stata studiata la sola bancata orizzontale (cilindri 1 e 2).

3.2 Risultati

I risultati di interesse sono quindi:

- Lo schiacciamento degli anellini (Gasket Closure) nei 360°
- L'andamento qualitativo delle pressioni di contatto Testa-Carter

Il seguente grafico mostra la differenza tra lo schiacciamento degli anellini con le teste e con i torque-plates iniziali.

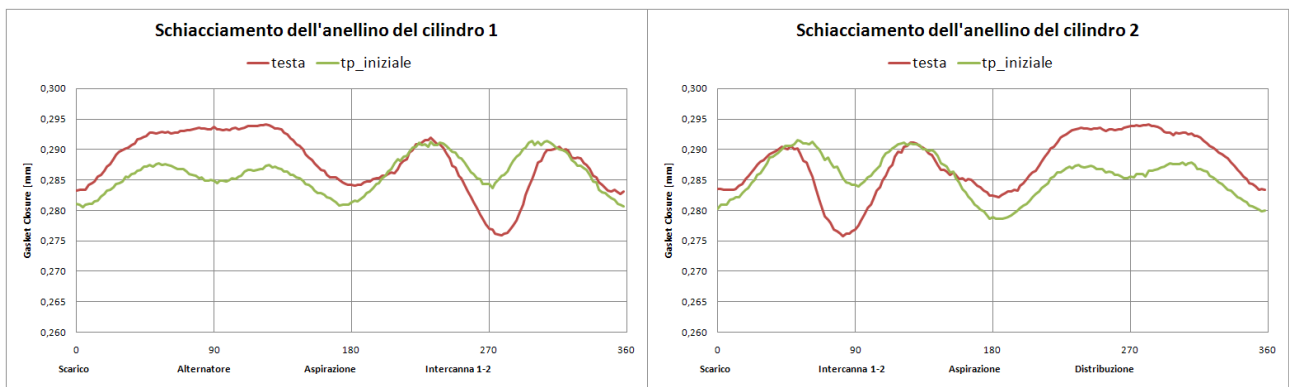


Fig.3.2 Schiacciamento degli anellini di tenuta dei cilindri 1 e 2 serrando la testa e il torque-plate iniziale

Si evidenziano delle differenze lato alternatore nel cilindro uno e lato distribuzione nel cilindro due: in entrambi i casi i torque plates schiacciano di meno gli anellini. Al contrario essi tendono a schiacciare maggiormente nel lato intercanna rispetto alle teste. La stesso andamento si può dedurre osservando gli spostamenti nella direzione parallela all'asse dei cilindri dei punti che si trovano sulla superficie inferiore della testa e del torque-plate. Le zone in blu sono quelle che si sono spostate di più, recuperando maggiormente il gioco di 0,3 mm con il carter, le zone che tendono al rosso sono quelle che si sono spostate di meno. Nella testa si è spostata di meno la zona intercanna mentre nei torque plates le zone alternatore/distribuzione.

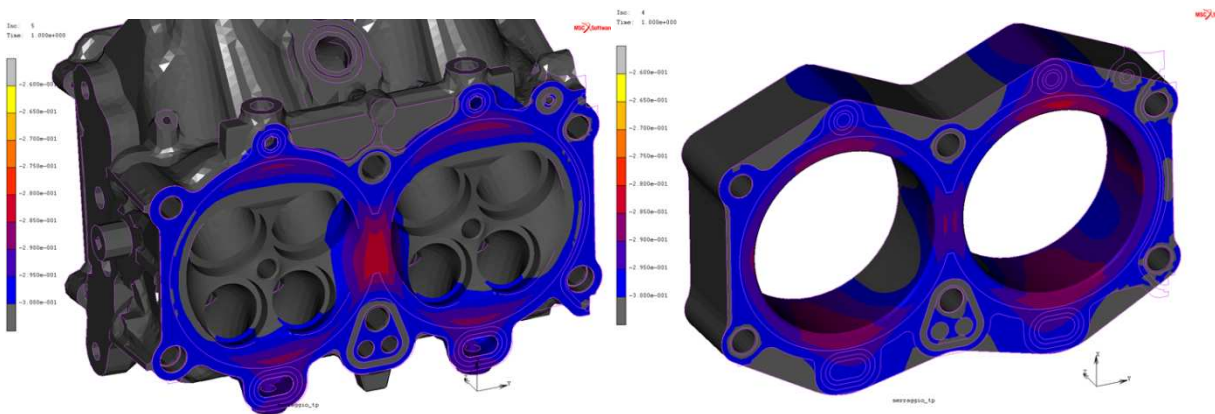


Fig.3.3 Spostamenti delle superfici di interfaccia di testa e torque-plate nella direzione parallela all'asse dei cilindri

Effettivamente nella zona intercanna le teste risultano più cedevoli per via della cavità del circuito acqua

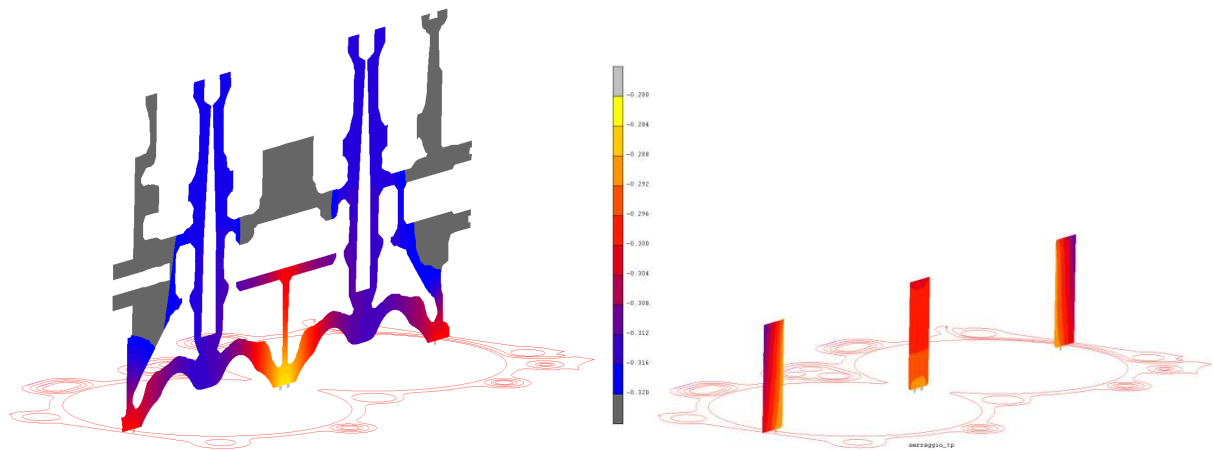


Fig.3.4 Sezione di mezzeria di testa e torque-plate iniziale. Spostamenti lungo la direzione parallela all'asse dei cilindri

Viste le differenze riscontrate gli obiettivi posti per le modifiche sul torque-plate sono stati:

1. Ridurre lo schiacciamento degli anellini nella zona intercanna
2. Incrementare lo schiacciamento nelle zone alternatore/distribuzione
3. Incrementare lo schiacciamento nelle zone lato aspirazione e scarico.

Il primo target è stato ottenuto inserendo un'asola nella zona intercanna del tp

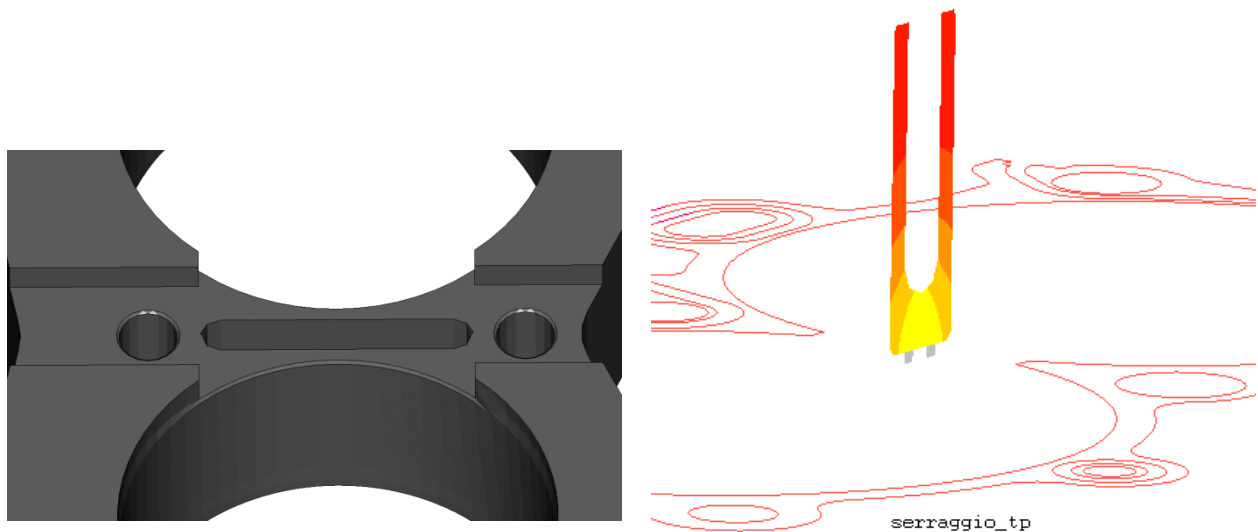


Fig.3.5 Asola ricavata nel torque-plate per replicare la cedevolezza della testa nella zona intercanna

Il secondo target è stato ottenuto confrontando le pressioni di contatto tra Testa/Carter e Torque-plate/Carter. Nel primo caso le pressioni risultano più basse il che significa che nelle teste il carico del serraggio si scarica maggiormente sugli anelli e in minore quantità sul carter. Questo fenomeno è dovuto alla geometria della testa che presenta uno "scalino" in corrispondenza delle pareti lato alternatore/distribuzione che non è presente nel torque-plates. Replicando tale modifica anche sul nuovo torque plates si è ottenuto una ripartizione del carico tra anellino e carter più simile a quanto riscontrato con le teste. Inoltre i nuovi

torque-plates consentono il montaggio del coperchio distribuzione in quanto i progettisti motore ne avevano riscontrato sperimentalmente la necessità per ottenere un miglior risultato dall'operazione di Honing.

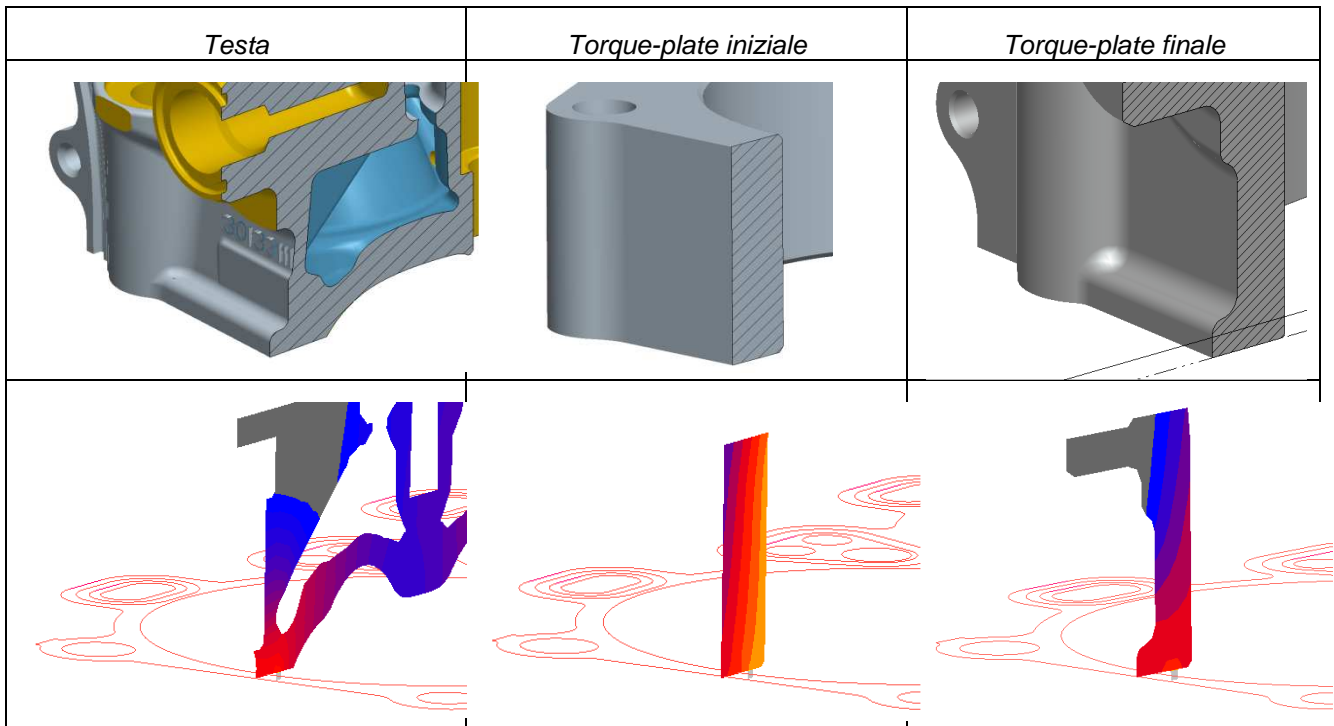


Fig.3.6 "Scalino" riprodotto nel torque-plate per replicare la rigidità della testa lato distribuzione/alternatore

Infine per ottenere il terzo obiettivo è stato richiesto di incrementare lo spessore nelle sono sovrastanti il lato aspirazione/scarico.

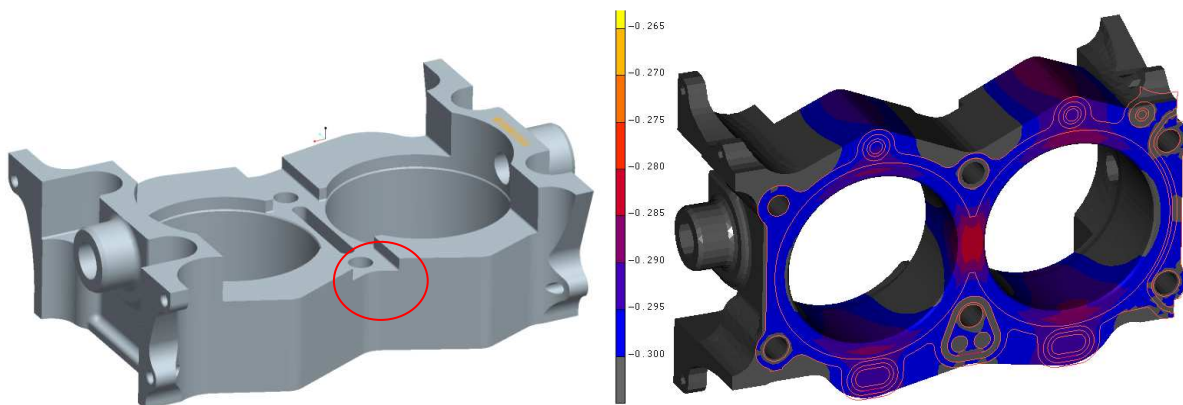


Fig.3.7 Inspessimento del torque-plate e spostamenti dei punti di interfaccia nella configurazione finale

Confrontando ora i risultati in termini di schiacciamento degli anellini tra il serraggio della testa, del torque-plate iniziale e del torque-plate finale si possono osservare i miglioramenti ottenuti con le modifiche proposte:

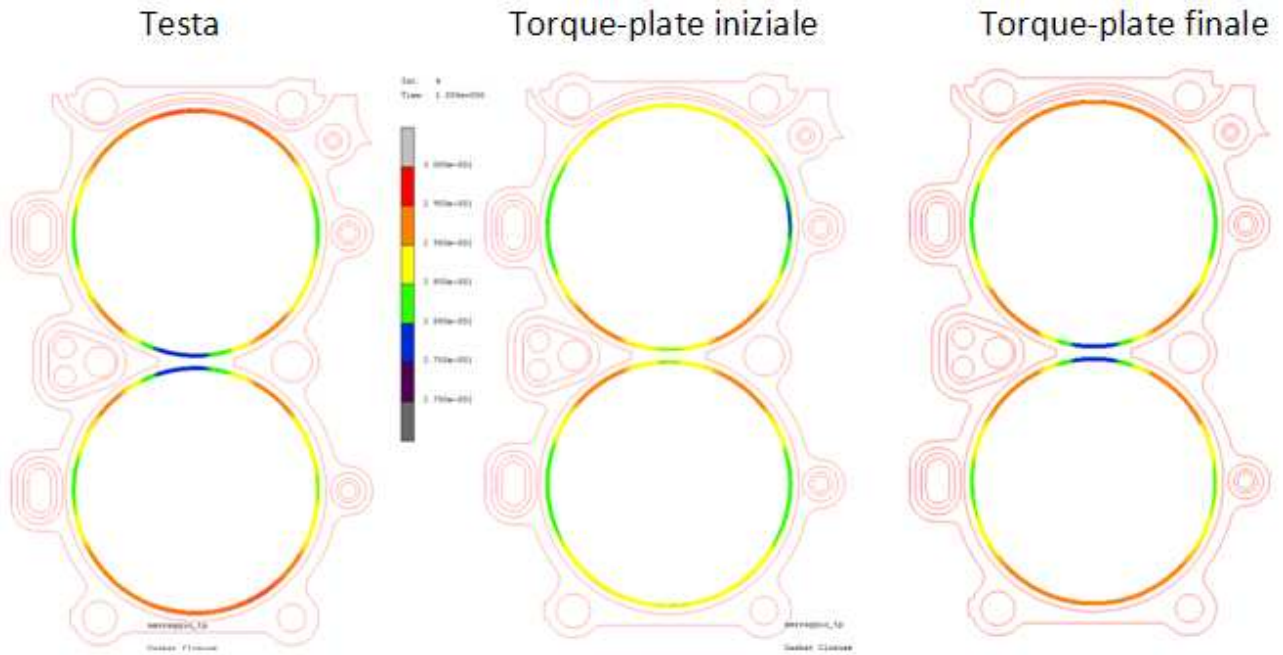
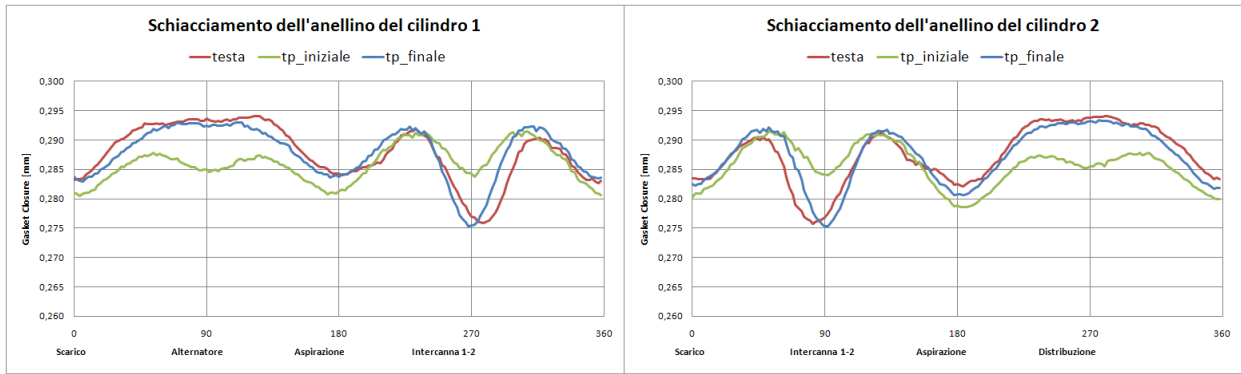


Fig.3.8 Schiacciamento degli anellini dei cilindri 1 e 2 con le teste, con il torque-plate iniziale e il torque-plate finale

Con il nuovo torque-plate, unitamente ad ulteriori modifiche sulle modalità di serraggio studiate dai progettisti motore, l'operazione di honing ha dato risultati migliori. I grafici seguenti mostrano la differenza tra le misure eseguite su tre motori: in viola il motore che comprendeva canne finite, cioè non sottoposte all'operazione di honing; in azzurro il motore con l'honing eseguito con i torque-plates iniziali e in verde il motore con l'honing eseguito con i torque-plates finali. In rosso vi sono i limiti di conformabilità dei segmenti elastici. Si può vedere che le curve verdi stanno al di sotto del limite minimo di conformabilità dei segmenti

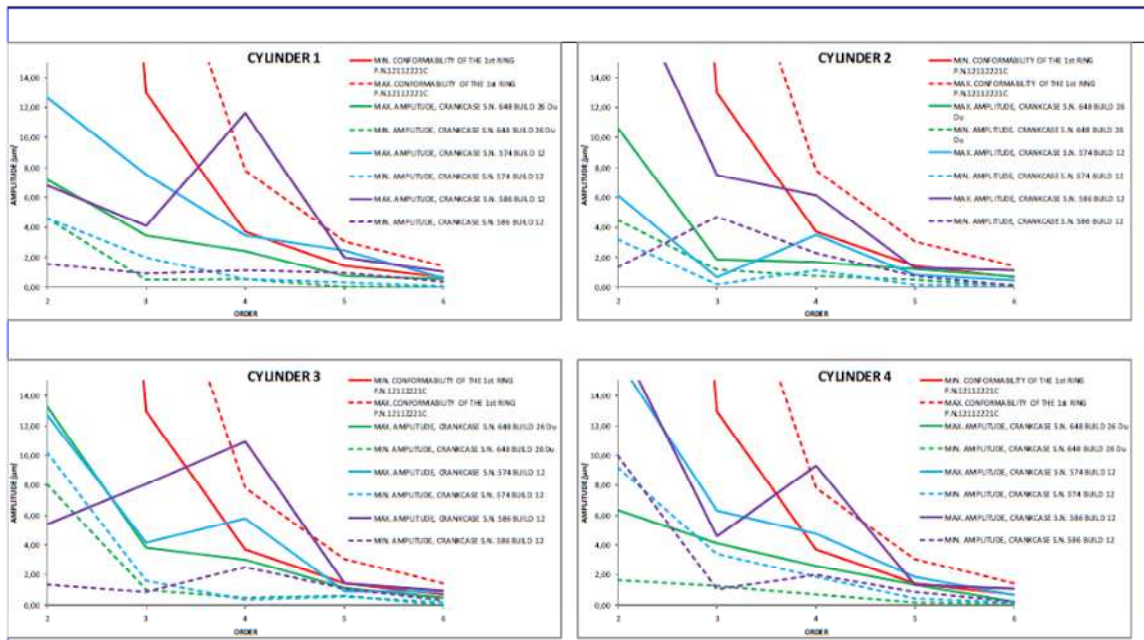


Fig.3.9 Curve sperimentali di conformability ottenute dai progettisti motore: In viola il motore con canne non levigate, in azzurro il motore con levigatura eseguita con il torque-plate iniziale e in verde quello con levigatura eseguita con il torque-plate finale. Tra gli ultimi due casi cambiano anche le modalità di serraggio secondo uno studio eseguito dai progettisti

Capitolo 4

Rilievi sperimentali eseguiti in DC prima e durante l'assemblaggio

Per poter comprendere l'origine di questa incongruenza numerico-sperimentale descritta alla fine del Capitolo 2 è stata pianificata una campagna di rilievi sperimentali da eseguire internamente a DC con la collaborazione del personale addetto al *Reparto Controllo Dimensionale di Ducati Motor Holding - Ducati Corse Division*.

La seguente tabella riporta l'elenco delle misure e gli strumenti utilizzati, distinguendo le due fasi principali: *Rilievi prima dell'assemblaggio* e *Rilievi nelle fasi di assemblaggio*.

BUILD 0	BUILD 1	BUILD 2	BUILD 3	BUILD 3a	BUILD 4	BUILD 4a
- Rilievo della forma delle quattro canne nella superficie interna e nelle superfici cilindriche a contatto con il carter. - Rilievo della forma delle superfici cilindriche del carter a contatto con le canne.	- Rilievo della forma delle canne dopo il piantaggio mediante Incometer posizionato sui torque plates serrati alla coppia minima necessaria per fissare i componenti.	- Come BUILD 1 ma con il supporto centrale serrato.	- Come BUILD 2 ma con il bottom-fixture serrato.	- Come BUILD 3 ma con i torque plates serrati senza anellini di tenuta.	- Come BUILD 3 ma con i torque plates serrati con anellini di tenuta nuovi. + Rilievo del diametro della sezione degli anellini di tenuta nuovi prima del serraggio dei torque-plates.	- Come BUILD 4 disserrando e riserrando i torque-plates (effetto anellini di tenuta usati).
DEA	Incometer	Incometer	Incometer + DEA	Incometer	Incometer + DEA	Incometer

Tab.4.1 Sintesi delle configurazioni misurate

Di seguito vengono riportate le procedure e i risultati ottenuti nelle due fasi dell'attività.

4.1 Cenni sugli strumenti di misura utilizzati

Gli strumenti di misura utilizzati sono due: La macchina a scansione 3D DEA e l'Incometer. In entrambi i casi le forme ottenute sono espresse in termini coefficienti di Fourier che consistono nelle ampiezze U_i e le fasi φ_i e permettono di valutare e confrontare le caratteristiche della forma rilevata. Nei rilievi con l'Incometer questi coefficienti vengono calcolati dal software in dotazione con lo strumento mentre nei rilievi con la DEA essi vengono calcolati elaborando in Excel le coordinate dei punti rilevati dalla macchina ed esportati in formato .iges. In quest'ultimo caso il termine costante della serie (ordine zero), rappresenta il raggio della circonferenza che meglio descrive l'insieme dei punti rilevati (Raggio ideale). L'ordine uno rappresenta l'eccentricità del centro della circonferenza che meglio approssima l'insieme dei punti rilevati rispetto all'asse di misura (z). L'ordine due è indicativo dell'ovalizzazione della forma rilevata e l'ampiezza U_2 è la differenza tra il massimo valore dell'armonica due e il suo valore medio. Gli ordini successivi $U_{3,6}$ definiscono le forme trilobate, quadrilobate ecc.

Il valore $2*U_i$ (oppure $2*Amplitude$) espresso in $[\mu m]$ rappresenta quindi il massimo meno il minimo dell'armonica.

La DEA è una macchina a scansione 3D che consente di avere una misura assoluta delle coordinate dei punti che rileva rispetto ad un sistema di riferimento noto. Da questi punti rilevati è possibile quindi ricavare il profilo della sezione e, tramite Excel, anche i coefficienti di Fourier analogamente a quanto viene svolto dal software Incometer ma in questo caso si riesce ad avere anche il valore assoluto del diametro della circonferenza che meglio approssima la sezione rilevata (ordine 0). Lo svantaggio è la precisione della misura, inferiore rispetto all'Incometer ed anche la velocità della scansione.

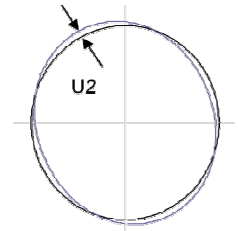


Fig.4.1 Definizione dell'ampiezza U_2

L'Incometer è uno strumento di misura dedicato al rilievo del profilo delle superfici interne dei cilindri del motore, fornendo una misura della variazione di forma e, quindi, una misura relativa. Da ogni sezione rilevata vengono calcolati i coefficienti di Fourier descritti precedentemente, fino al sesto ordine. I primi due ordini hanno però i significati evidenziati nella tabella seguente:

Ranking	Description
0	average diameter deviation (difference between reference circle of the level and the reference cylinder)
1	eccentricity (between centre point of reference circle and the cylinder axis)
2	ovality
3	triangular form (isosceles)
4	square form (square)
5	pentagonal form (regular)
6...	...etc.



Fig.4.2 Descrizione dei coefficienti di Fourier per l'Incometer e esempio di lay-out per rilievo con Incometer

In questo caso, essendo una misura relativa, l'ordine zero non è il raggio della circonferenza che meglio approssima la sezione, come detto precedentemente, bensì è la variazione del raggio che meglio approssima la sezione rispetto al raggio del cilindro che meglio approssima tutte le sezioni rilevate nella stessa canna. La media degli ordini 0 della stessa canna ha valore nullo. Non si ha quindi la misura assoluta del diametro della circonferenza che meglio approssima quella determinata sezione.

L'ordine 1 rappresenta l'eccentricità tra il centro ideale della sezione e l'asse del cilindro che meglio approssima tutte le sezioni rilevate nella stessa canna. Quest'ultimo viene quindi calcolato a posteriori dopo la scansione dell'intero cilindro.

Il vantaggio di questo strumento è la rapidità dell'esecuzione del rilievo, la precisione, maggiore rispetto alla DEA, e la rapidità del post-processamento dei risultati visto che viene eseguito internamente da un apposito software.

4.2 Rilievi prima dell'assemblaggio: BUILD0

Il BUILD0 prevedeva il rilievo, mediante macchina a scansione 3D, delle forme delle canne e del carter prima del montaggio. Questa fase è stata fondamentale per valutare alcuni parametri di input del modello FEM, come i diametri medi nei centraggi (ordine 0), e soprattutto valutare se lo scostamento dalla forma

nomiale delle superfici rilevate è tale da dover essere considerata sin dall'inizio, come input, nelle simulazioni FEM, per ottenere delle forme finali più realistiche alla fine dell'assemblaggio. In particolare sono state rilevate:

- N°5 sezioni nella superficie interna di quattro canne pn. 12511531B, sn. 596-2, 593-2, 507-2 e 567-1 nelle quote 08, 21, 35, 48 e 60 mm (identificate nel seguito con la lettera i_) rispetto al piano testa.
- N°7 sezioni nelle superfici cilindriche esterne delle quattro canne a contatto con il carter nelle quote 08, 12, 48, 51.5, 55, 60, 66 mm (identificate nel seguito con la lettera e_).
- N°7 sezioni delle superfici del semicarter superiori (nel seguito carter) pn. 22522751GA, sn. 642 nelle stesse quote del punto precedente (anche queste identificate con la lettera e_).

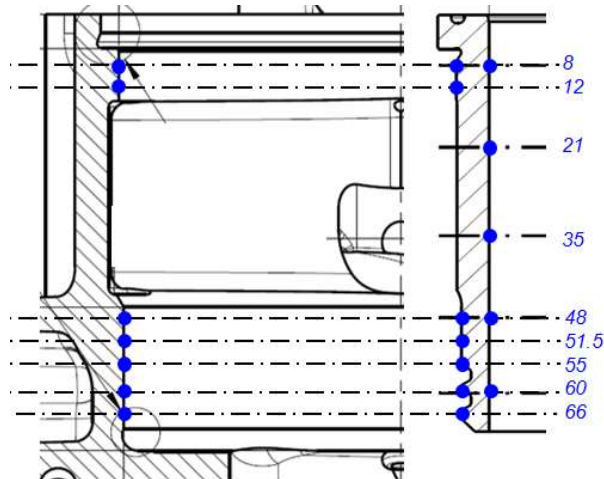


Fig.4.3 Sezioni rilevate nel carter e nelle canne

I rilievi sono stati eseguiti in 257 punti per ogni sezione senza l'utilizzo di filtri (il 257° coincide con il 1° e quindi 256 punti distinti) nei 360° per poter eseguire la FFT senza interpolazione e sintetizzare le forme mediante somma di armoniche (fino al sesto ordine).

Le canne sono state scansionate guardandole dal lato inferiore e partendo dai seguenti punti

- Lato "pianetto" intercanna per le sezioni interne e muovendosi in senso antiorario guardando la canna dal lato inferiore.
- Lato opposto al "pianetto" intercanna per le sezioni esterne, muovendosi in senso antiorario guardando la canna dal lato inferiore.

Il carter è stato posizionato sull'attrezzatura per il piantaggio delle canne, sfruttando i quattro prigionieri dei banchi laterali già montati e avvicinando i relativi dadi senza indurre distorsioni. Ogni bancata è stata rilevata dal lato teste partendo dai seguenti punti

- Cilindro 1 e 3 partendo dal lato alternatore e muovendosi in senso orario guardando la bancata dall'alto.
- Cilindro 2 e 4 partendo dal lato distribuzione e muovendosi in senso orario guardando la bancata dall'alto.

In questo modo i rilievi delle sezioni esterne delle canne e del carter sono congruenti sia nelle quote che nel verso di scansione.

Nei paragrafi seguenti vengono mostrati i risultati nel seguente ordine:

4.2.1 Metodo per l'elaborazione dei punti rilevati in Excel

4.2.2 FFT delle sezioni di carter e canne scansionate: ampiezze $2 \cdot U_i$ degli ordini 2..6.

- 4.2.3 Scostamento rispetto al raggio nominale delle sezioni scansionate: U_0 -Rnom.
- 4.2.4 Profilo delle sezioni delle superfici del carter a contatto con le canne.
- 4.2.5 Profilo delle sezioni delle superfici delle canne a contatto con il carter.
- 4.2.6 Profilo delle sezioni della superficie interna delle canne.
- 4.2.7 Considerazioni sulla prima parte delle misure sperimentali

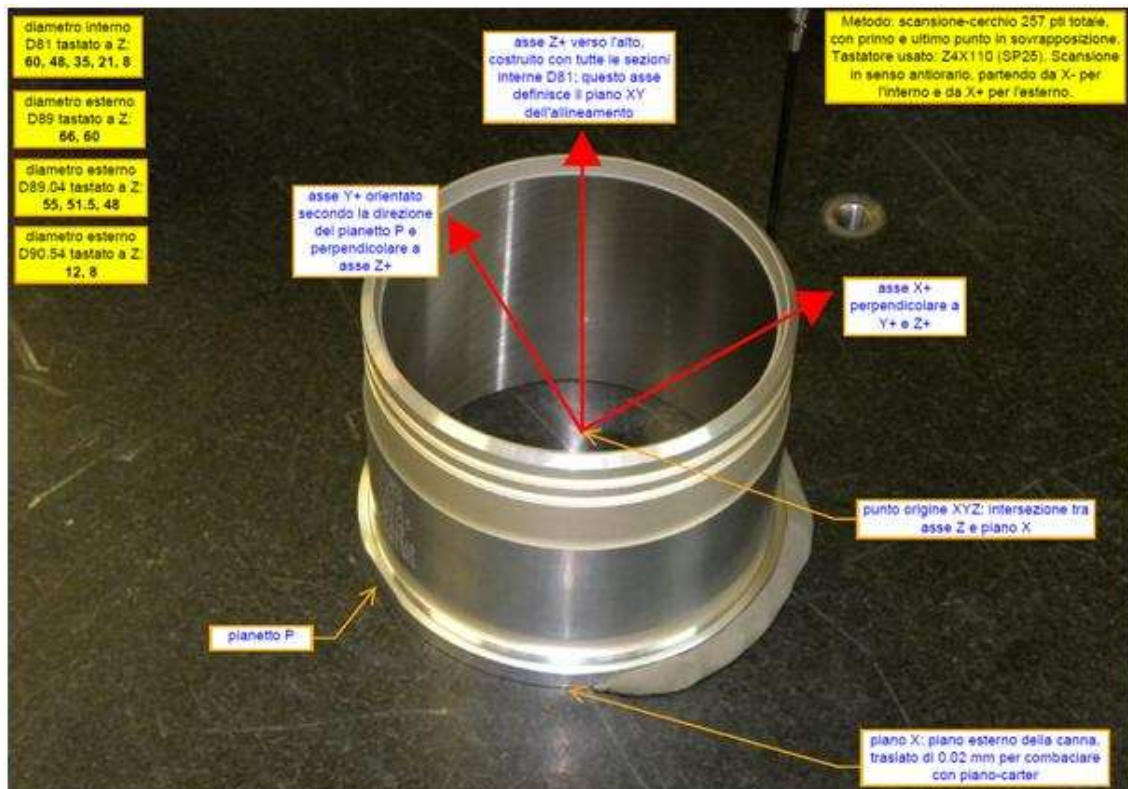


Fig.4.4 Posizionamento della canna per il rilievo

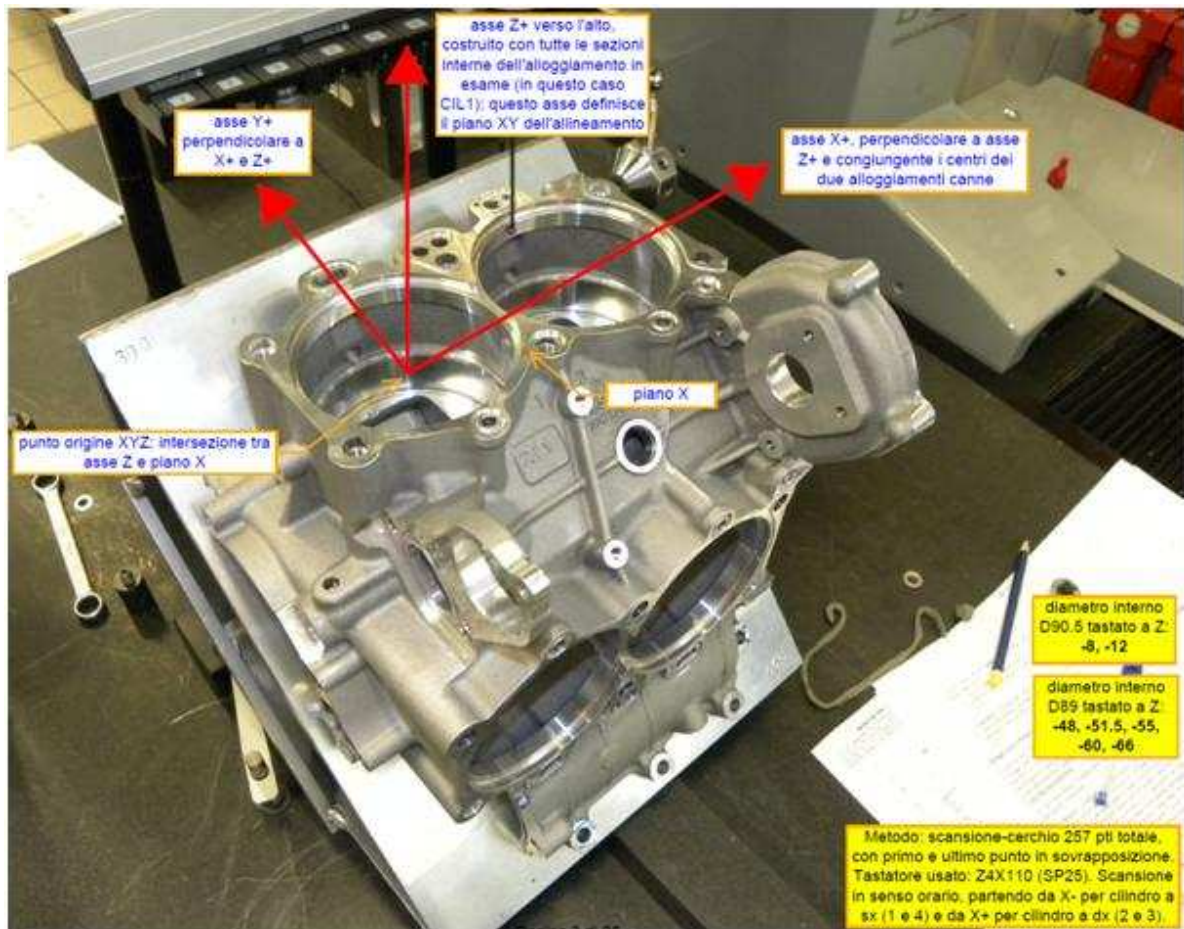


Fig.4.5 Posizionamento del carter per il rilievo

4.2.1 Metodo per l'elaborazione dei punti rilevati in Excel

Dai rilievi della macchina a scansione 3D sono stati esportati i punti nel formato .iges ed elaborati in Excel per ricavare i parametri che caratterizzano le forme rilevate

Per l'elaborazione dei punti rilevati è stato seguito il seguente processo:

1. Individuazione dei 256 punti (x,y) della sezione in corrispondenza della quota (z)
2. Somma dei quadrati sotto radice delle coordinate (x,y) dei 256 punti
3. FFT di questo vettore
4. Calcolo delle ampiezze e fase degli ordini dal 0 al 6.
5. Somma delle armoniche 0, 2..6 per costruire il plot radiale.

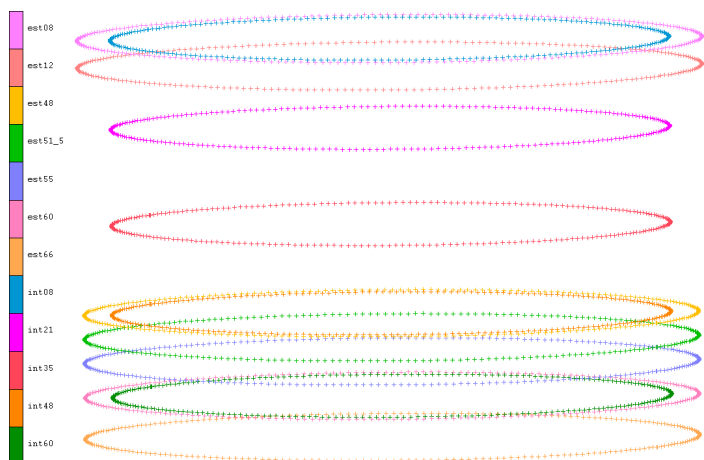


Fig.4.6. Esempio di importazione dei punti rilevati

4.2.2 FFT delle sezioni di carter e canne scansionate: ampiezza 2^*U_i degli ordini 2-6

Analizzando le ampiezze degli ordini dal 2 al 6 si può valutare l'entità delle lobature che caratterizzano le sezioni di canne e carter ancora prima di essere assemblati tra loro.

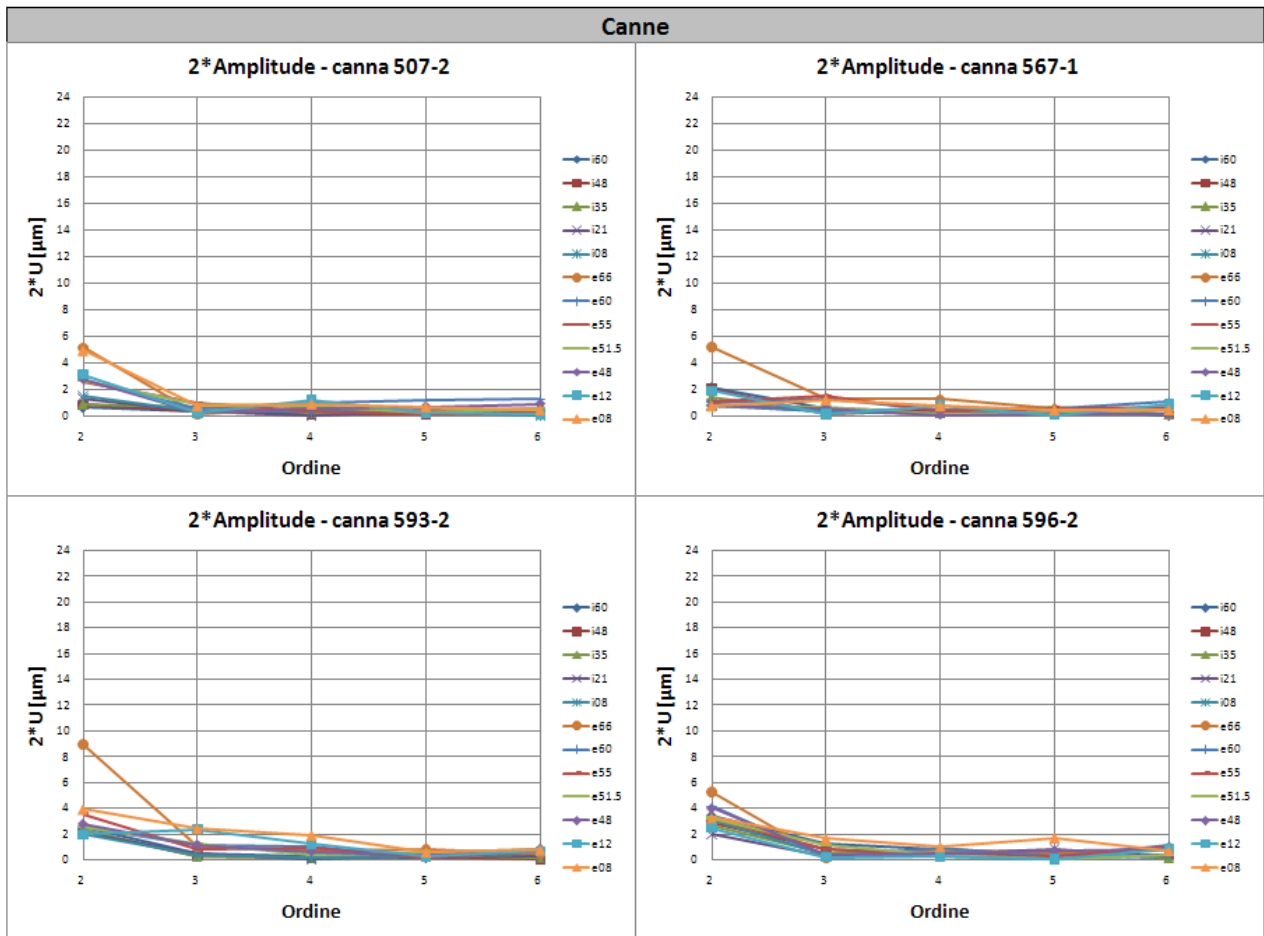


Fig.4.7 Ampiezze degli ordini 2..6 della FFT eseguite nelle dodici sezioni rilevate per le quattro canne

Di seguito sono riportati il valore massimo assoluto dell'ovalizzazione nelle superfici rilevate delle canne e il massimo in corrispondenza della superficie interna.

Parametro	Valore	Sezione	Canna
2^*U_{2max}	8.9 μm	e66	593-2
2^*U_{2max} superficie interna	3.5 μm	i60	596-2

Tab.4.2 Massima ovalizzazione rilevata nelle quattro canne

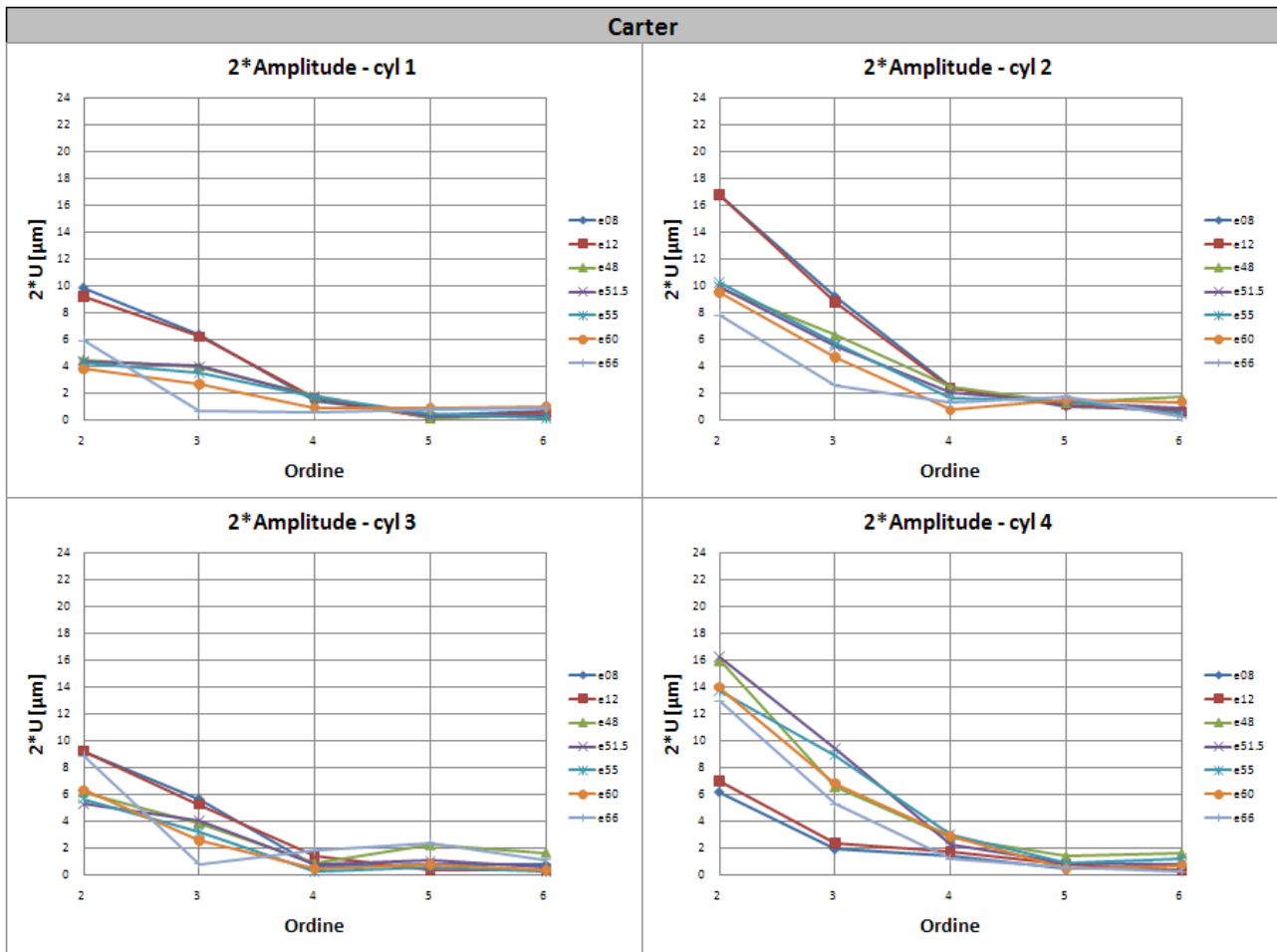


Fig.4.8 Ampiezze degli ordini 2..6 della FFT eseguite nelle sette sezioni rilevate nel carter per ogni cilindro

Parametro	Valore	Sezione	Cilindro
$2*U_{2\text{max}}$	16.8 μm	e08, e12	Cyl2
$2*U_{2\text{max}}$ sup. inferiore	16.3 μm	e51.5	Cyl4
$2*U_{3\text{max}}$	9.4 μm	e51.5	Cyl4
$2*U_{4\text{max}}$	3.0 μm	e55	Cyl4

Tab.4.3 Massime ampiezze $2*U_i$ rilevata nei quattro cilindri

Si può notare che le ovalizzazioni che caratterizzano le superfici d'interesse del carter sono maggiori rispetto a quelle delle canne con un valore massimo dell'ampiezza $2*U_2$ di quasi 17 μm nel centraggio superiore nel cilindro 2, e maggiore di 16 μm nel centraggio inferiore del cilindro 4.

Sempre nella stessa superficie si è rilevata l'ampiezza massima della trilobata, di 9.4 μm , e l'ampiezza massima della quadrilobata, di 3 μm .

Di seguito viene riportato un confronto tra il plot della DEA (a sinistra) nella sezione e51.5 del cilindro 4 e il plot dei dati rilevati ed elaborati mediante FFT (a destra).

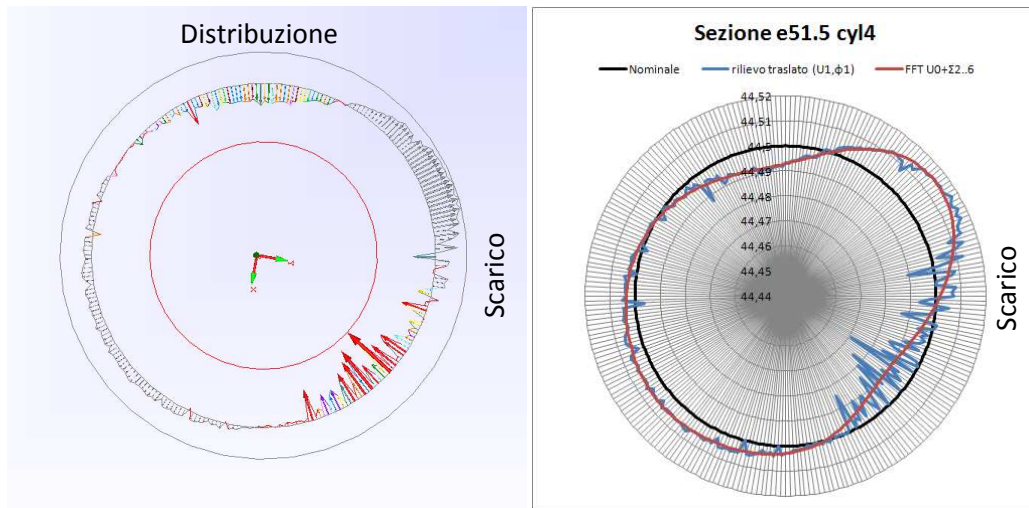


Fig.4.9 Plot della DEA (a sinistra) e dati elaborati con FFT (a destra) relativi alla sezione e51.5 del carter cyl4

Dalle immagini si vede come i punti rilevati dalla DEA, volutamente senza l'uso di alcun filtro, vengono mediati in maniera accurata dal profilo ottenuto come somma delle armoniche 0,2..6 della FFT. I parametri U_1 e ϕ_1 sono stati utilizzati per traslare i punti rilevati nel centro ideale della sezione.

4.2.3 Scostamento rispetto al raggio nominale delle sezioni scansionate: U_0 -Rnom Parametro che definisce il valore di interferenza

Come già accennato il termine costante della serie (U_0) rappresenta il raggio della circonferenza che meglio approssima l'insieme dei 256 punti della sezione. Questo parametro è indicativo del valore medio di interferenza che vi sarà tra le superfici accoppiate. Il valore $2*U_0$ coincide infatti con il diametro riportato nei report della DEA ed è utilizzato per valutare se la sezione misurata ha il diametro all'interno della tolleranza prevista. Di seguito si riporta la differenza tra il raggio ideale (U_0) e il raggio nominale della sezione. Questo parametro viene confrontato con lo scostamento massimo e minimo previsto sul raggio per quella sezione.

- Nei grafici:
 - In **rosso**: [raggio massimo – raggio nominale] previsto per quella sezione.
 - In **verde**: [raggio minimo – raggio nominale] previsto per quella sezione.
 - Altri: [U_0 – raggio nominale] calcolato per quella sezione delle quattro canne.
- Nelle tabelle:
 - Caselle gialle: valori fuori dal range [Rmin;Rmax]
 - Valori rossi: maggiori di Rmax
 - Valori verdi: minori di Rmin

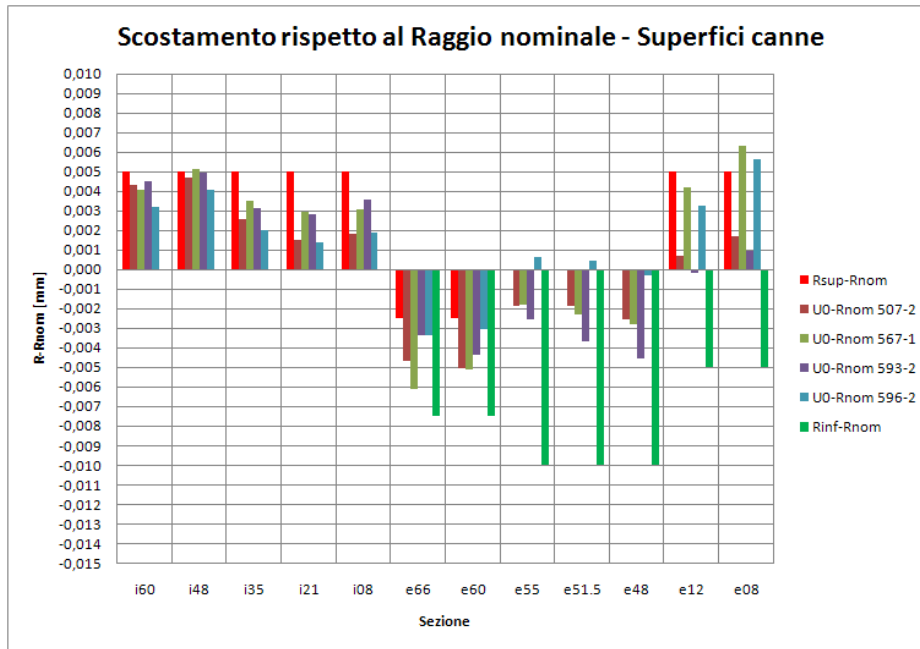


Fig.4.10 Scostamento rispetto al raggio nominale nelle dodici sezioni delle quattro canne

	i60	i48	i35	i21	i08	e66	e60	e55	e51.5	e48	e12	e08
U ₀ -Rnom 507-2	0.0043	0.0047	0.0025	0.0015	0.0018	-0.0047	-0.0050	-0.0018	-0.0019	-0.0026	0.0007	0.0017
U ₀ -Rnom 567-1	0.0041	0.0051	0.0035	0.0030	0.0031	-0.0061	-0.0051	-0.0018	-0.0023	-0.0028	0.0042	0.0063
U ₀ -Rnom 593-2	0.0045	0.0049	0.0031	0.0028	0.0036	-0.0034	-0.0044	-0.0025	-0.0037	-0.0046	-0.0002	0.0009
U ₀ -Rnom 596-2	0.0032	0.0041	0.0020	0.0014	0.0019	-0.0034	-0.0030	0.0007	0.0004	-0.0003	0.0033	0.0056
Rsup-Rnom	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	-0.002	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.005	0.005
Rinf-Rnom	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.008	-0.008	-0.010	-0.010	-0.010	-0.005	-0.005

Tab.4.4 Valori numerici della variazione di raggio delle dodici sezioni delle quattro canne. Evidenziati i valori al di fuori del range [Rmin;Rmax]

Le sezioni e55, e51.5 ed e08 della canna 596-2 così come la i48 e la e08 della canna 567-1 hanno un termine U_0 leggermente superiore la raggio massimo previsto per la rispettiva sezione.

La seguente tabella riporta i diametri rilevati ($2*U_0$) nelle quattro zone caratteristiche delle canne confrontati con il campo di tolleranze previsto per quelle quote.

- A = media dei valori $2*U_0$ nelle sezioni i08, i21, i35, i48, i60
- B = media dei valori $2*U_0$ nelle sezioni e66, e60
- C = media dei valori $2*U_0$ nelle sezioni e55, e51.5, e48
- D = media dei valori $2*U_0$ nelle sezioni e12, e08

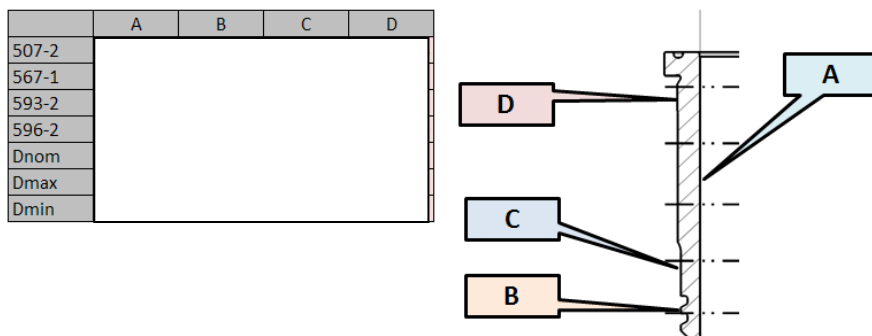


Fig.4.11 Diametri rilevati nelle quattro canne

In rosso i valori al di fuori dal range di tolleranze, anche se in maniera limitata.

Di seguito gli stessi parametri relativi nelle superfici rilevate nel carter:

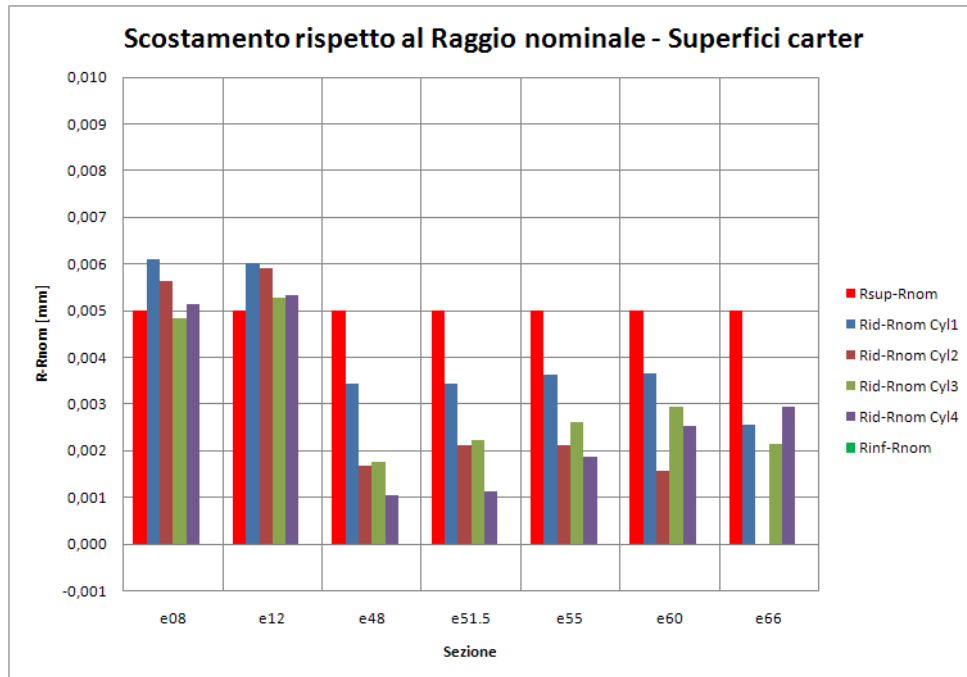


Fig.4.12 Scostamento rispetto al raggio nominale nelle dodici sezioni delle quattro canne

	e08	e12	e48	e51.5	e55	e60	e66
U_0 -Rnom Cyl1	0.0061	0.0060	0.0034	0.0034	0.0036	0.0036	0.0026
U_0 -Rnom Cyl2	0.0056	0.0059	0.0017	0.0021	0.0021	0.0016	0.0000
U_0 -Rnom Cyl3	0.0048	0.0053	0.0018	0.0022	0.0026	0.0029	0.0022
U_0 -Rnom Cyl4	0.0051	0.0053	0.0010	0.0011	0.0019	0.0025	0.0029
Rsup-Rnom	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005
Rinf-Rnom	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

Tab.4.5 Valori numerici della variazione di raggio delle sette sezioni dei quattro cilindri del carter rispetto al valore nominale. Evidenziati i valori al di fuori del range [Rmin;Rmax]

Nelle superfici del carter a contatto con la zona superiore delle canne si rileva un termine U_0 che tende ad essere maggiore del raggio massimo previsto per quelle sezioni. In particolare la sezione e08 del cilindro 1 ha un termine U_0 -Rnom=0.0061 mm mentre il raggio massimo scostamento previsto dal campo di tolleranza per quella sezione è 0.0055 mm. La seguente tabella riporta i diametri rilevati ($2 \cdot U_0$) nelle due zone caratteristiche di ogni cilindro confrontati con il campo di tolleranze previsto per quelle quote.

- E = media dei valori $2 \cdot U_0$ nelle sezioni e08, e12
- F = media dei valori $2 \cdot U_0$ nelle sezioni e48, e51.5, e55, e60, e66.

	E	F
Cyl1		
Cyl2		
Cyl3		
Cyl4		
Dnom		
Dmax		
Dmin		

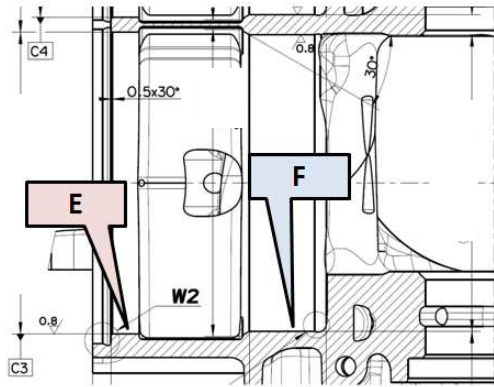


Fig.4.13 Diametri rilevati nelle superfici del carter

In rosso i valori al di fuori del range di tolleranze. Il cilindro 1 ha in pratica un diametro del centraggio superiore maggiore del diametro massimo consentito di 1.1 μm . Di seguito vengono riportati i valori ricavati sullo stesso componente in fase di collaudo per i centraggi inferiori delle sedi canne i quali vengono utilizzati per il montaggio delle canne. In questo caso lo strumento utilizzato è un alesometro millesimale.

F (Collaudo Basamento)	
Cyl1	
Cyl2	
Cyl3	
Cyl4	

Tab.4.6 Valori ricavati per il centraggio sedi canne dal collaudo basamenti

4.2.4 Profilo delle sezioni delle superfici del carter a contatto con le canne
 Variazione rispetto alla forma circolare

Vengono di seguito riportati i plot dei profili di tre delle sette sezioni rilevate in ogni cilindro nel carter. Consistono nella somma delle armoniche 2..6 più il termine U_0 -Rnom visti nel paragrafo precedente. Rnom varia tra le sezioni alte e le sezioni basse. In questo modo si hanno le sezioni centrate nel centro ideale (poiché l'ordine 1 non è stato sommato) e si vede come il profilo della sezione si discosta dalla circonferenza nominale (in neretto).

- **Sezione e08**
- **Sezione e48**
- **Sezione e60**

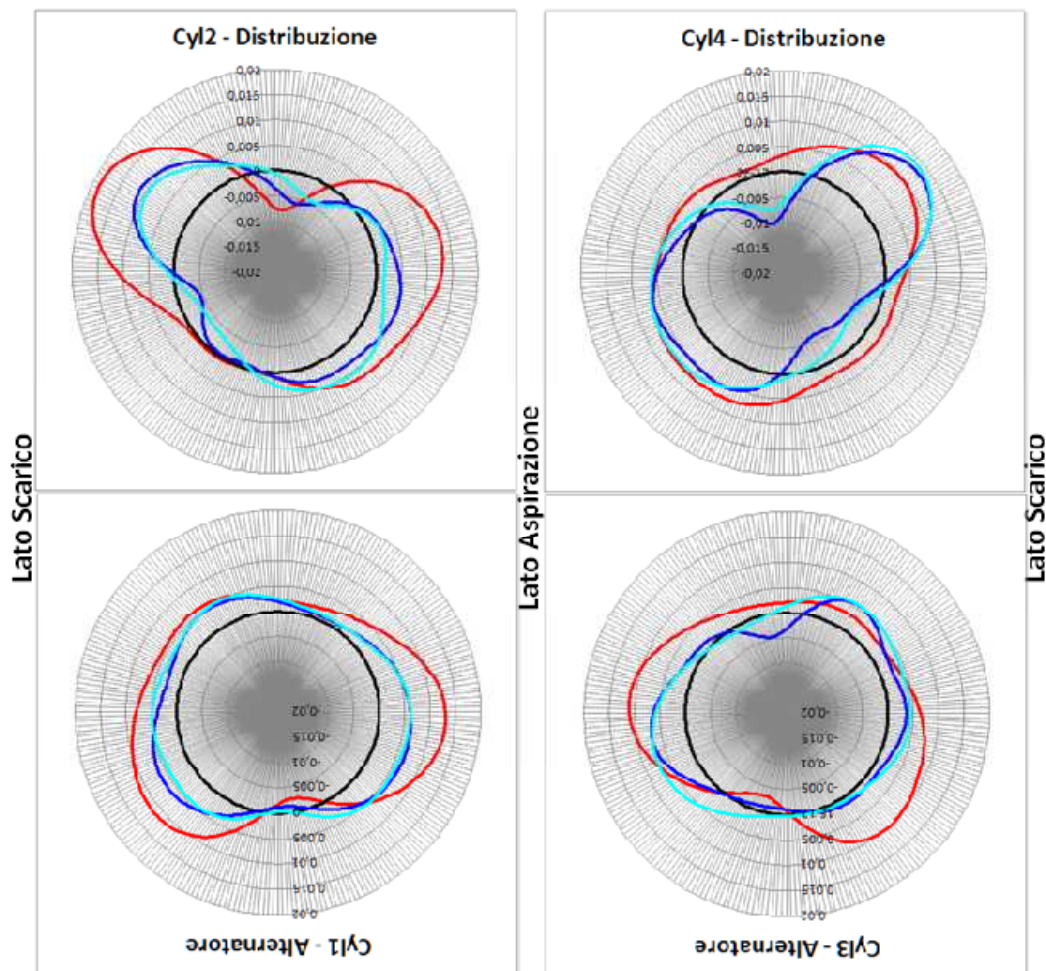


Fig.4.14 Profilo di tre sezioni delle superfici del carter

In questi plot si può notare qualitativamente come nei cilindri 1, 2 e 4 la sezione e08 (in rosso) tende, mediamente, a circoscrivere la circonferenza di raggio R_{sup} (cioè tende ad essere all'esterno della circonferenza $+0.005$ mm corrispondente allo scostamento superiore) come indicato numericamente nel paragrafo precedente. Inoltre si notano delle particolari rientranze nei cilindri 2 e 4 lato distribuzione e, in generale, delle lobature lato aspirazione e verso i fori dei prigionieri lato scarico-alternatore per i cilindri 1-3 e lato scarico-distribuzione per i cilindri 2-4.

4.2.5 Profilo delle sezioni delle superfici delle canne a contatto con il carter Variazione rispetto alla forma circolare

Si riportano i plot relativi a tre delle sette sezioni esterne delle canne. I rilievi sono stati eseguiti guardando la canna dalla parte inferiore a partire dal lato opposto al pianetto intercanna e muovendosi in senso antiorario. La visualizzazione dei grafici proposti è una vista dall'alto e in verticale, in alto, vi è il lato opposto al pianetto.

- **Sezione e08**
- **Sezione e48**
- **Sezione e60**

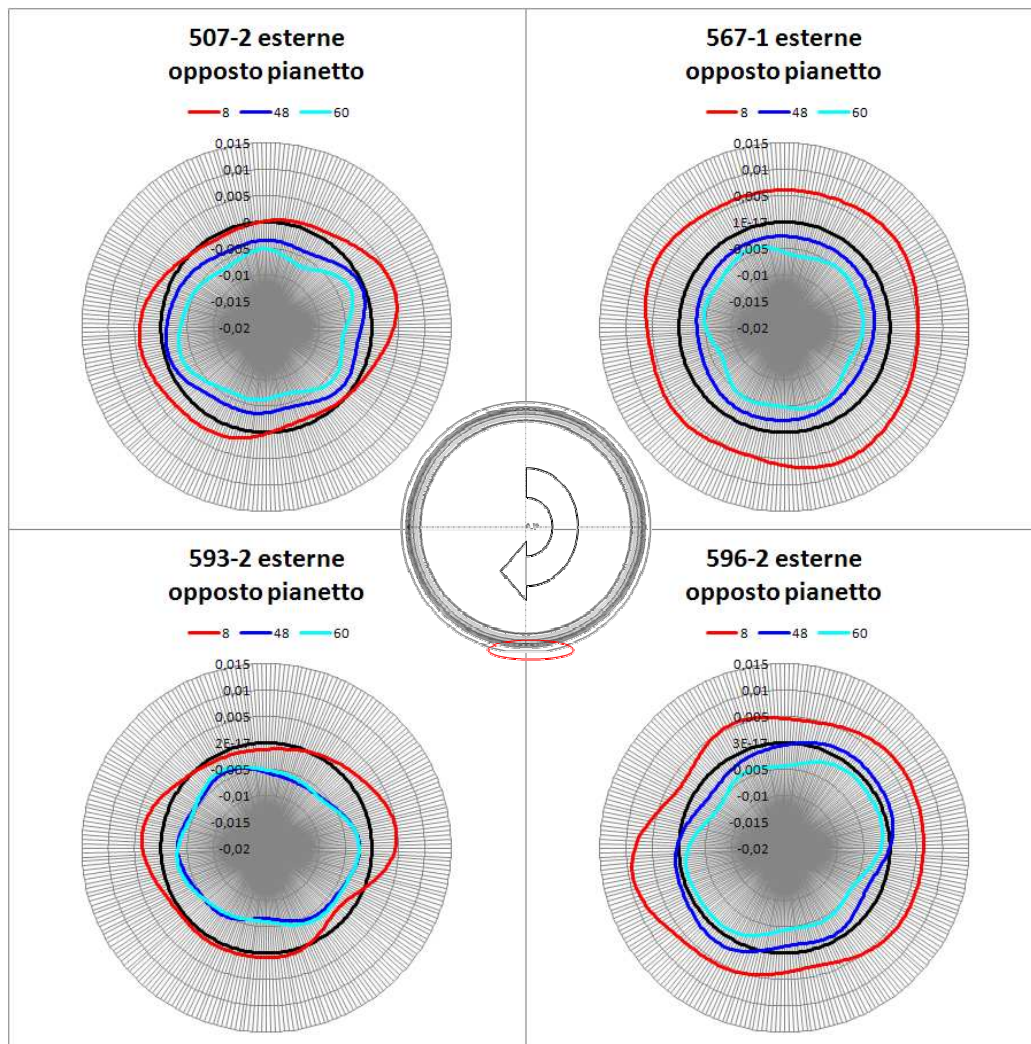


Fig.4.15 Profilo di tre sezioni delle superfici esterne delle canne

Si può notare come la sezione e08 della canna 567-1 circoscrive la circonferenza di raggio R_{sup} (cioè all'esterno della circonferenza $+0.005$ mm corrispondente allo scostamento superiore) come indicato precedentemente in Fig.10, Fig.11 e Tab.4; stessa considerazione, ma in maniera meno accentuata, si ha per la stessa sezione della canna 596-2.

4.2.6 Profilo delle sezioni della superficie interna delle canne

Infine si riportano gli stessi plot per le cinque sezioni della superficie interna della canna. Ovviamente in questo caso R_{nom} è costante in tutte le sezioni. I rilievi sono stati eseguiti guardando la canna dalla parte inferiore a partire dal lato pianetto intercanna e muovendosi in senso antiorario. La visualizzazione dei grafici è una vista dall'alto e in verticale, in alto, vi è il lato pianetto.

- **Sezioni i08, i21, i35, i48, i60**

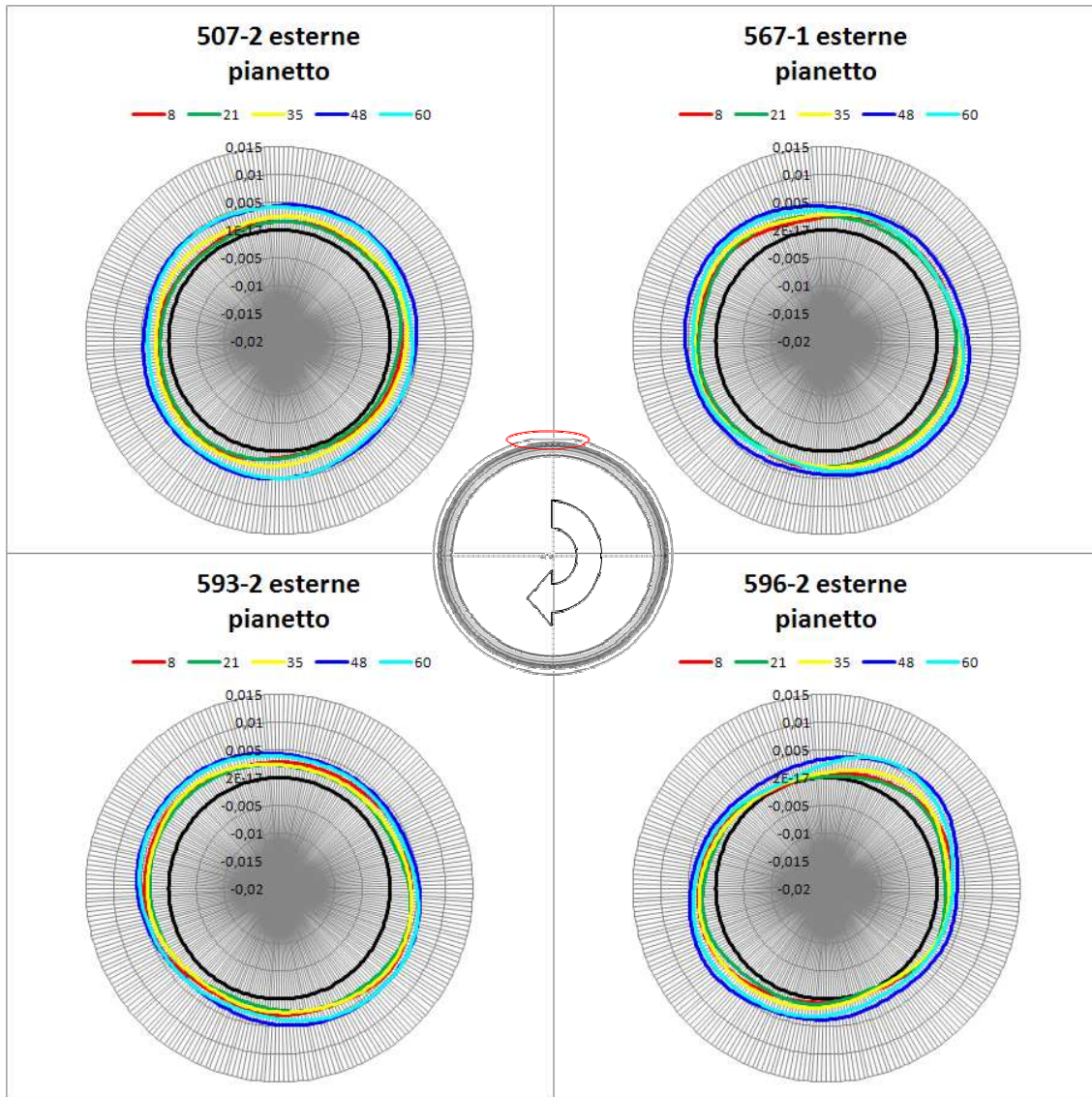


Fig.4.16 Profilo delle cinque sezioni della superficie interna delle canne

Da questi plot si vede come i profili delle sezioni interne delle canne hanno una buona circolarità infatti i termini $2*U_i$, $i=2..6$ visti in Fig.6 risultavano abbastanza ridotti, inferiori a 3.5 μm .

4.2.7 Considerazioni sulla prima parte delle misure sperimentali

La campagna di misure su carter e canne del motore *D16GP11* è volta a valutare alcuni parametri di input e soprattutto validare i risultati ottenibili mediante la simulazione agli elementi finiti della fase di montaggio del motore.

Il primo step (BUILD 0) prevedeva il rilievo sperimentale della forma delle canne e del semicarter superiore ancora prima di essere assemblati tra di loro. Per ogni canna sono state rilevate in CDI, mediante macchina a scansione 3D (DEA), cinque sezioni nella superficie interna e sette sezioni nelle superfici cilindriche esterne a contatto con il carter. Nel carter sono state rilevate altrettante sette sezioni per ogni cilindro che andrà a contatto con le canne in maniera congruente con i rilievi sulle canne sia nelle quote rispetto al piano testa che nel verso di scansione. Di ogni sezione sono stati rilevati 256 punti equispaziati nei 360° e su questi è stata eseguita la FFT per valutare i parametri di ampiezza e fase delle armoniche che caratterizzano la sezione ottenendo così gli stessi output degli strumenti di misura dedicati come l'Incometer.

Grazie a questi rilievi è stato possibile definire:

- il diametro della circonferenza che meglio approssima ognuna delle sezioni scansionate (termine $2*U_0$ della FFT) e, quindi, il valore medio di interferenza che effettivamente si avrà tra le superfici di carter e canne quando verranno assemblati.
- Le variazioni dalla circolarità che caratterizzano le sezioni attraverso le armoniche di ordine 2..6.

Dall'analisi è emerso che:

- Le ampiezze delle armoniche 2..6, che definiscono le variazioni dalla circolarità, sono tendenzialmente maggiori nelle sezioni rilevate nel carter rispetto a quelle rilevate nelle canne.
- Dal punto precedente ne consegue che vi è una notevole influenza della forma iniziale delle superfici del carter sulla forma che assumeranno le superfici interne delle canne nelle varie fasi del montaggio del motore, le quali che verranno mostrate nei paragrafi successivi.

Le analisi agli elementi finiti potranno essere quindi condotte aggiornando i modelli sulla base delle informazioni e considerazioni ottenute da queste misure, ricercando una migliore corrispondenza numerico-sperimentale.

4.3 Rilievi nelle fasi di assemblaggio

Nella seconda fase della campagna di rilievi sperimentali sulle deformazioni delle canne del motore D16GP11 sono stati rilevati i profili di cinque sezioni della superficie interna delle quattro canne montate nel carter in diverse fasi del montaggio. L'obiettivo è stato quindi valutare come evolvono le forme nelle fasi intermedie oltre che valutarne la forma finale. Nelle analisi agli elementi finiti si può infatti replicare la sequenza di montaggio ed è possibile eseguire il confronto numerico-sperimentale alla fine di ogni fase.

La seguente tabella riassume le misure eseguite in questa fase:

BUILD 1	BUILD 2	BUILD 3	BUILD 3a	BUILD 4	BUILD 4a
- Rilievo della forma delle canne dopo il piantaggio mediante Incometer posizionato sui torque plates serrati alla coppia minima necessaria per fissare i componenti.	- Come BUILD 1 ma con il supporto centrale serrato.	- Come BUILD 2 ma con il bottom-fixture serrato.	- Come BUILD 3 ma con i torque plates serrati senza anellini di tenuta.	- Come BUILD 3 ma con i torque plates serrati con anellini di tenuta nuovi. + Rilievo del diametro della sezione degli anellini di tenuta nuovi prima del serraggio dei torque-plates.	- Come BUILD 4 disserrando e riserrando i torque-plates (effetto anellini di tenuta sati).
Incometer	Incometer	Incometer + DEA	Incometer	Incometer + DEA	Incometer

Tab.4.7 Accoppiamento di canne e carter

Tutte le misure sono state eseguite con l'Incometer e due di esse anche con la DEA per avere sia un confronto tra i due strumenti che una misura assoluta, non ottenibile con l'Incometer. In ogni caso il confronto può essere eseguito considerando le armoniche 2..6 che, come detto in precedenza, sono quelle di maggiore interesse per quanto riguarda la conformabilità dei segmenti elastici. Tutti i rilievi, sia Incometer che DEA, sono stati eseguiti partendo dal lato intercanna e muovendosi in senso antiorario guardando la bancata dal lato teste verso l'asse dell'albero motore. Nei paragrafi successivi verranno mostrati i risultati nel seguente ordine:

- 4.3.1 *Accoppiamento canne-carter*
- 4.3.2 *BUILD1: rilievi dopo il piantaggio delle canne*
- 4.3.3 *BUILD2: rilievi dopo il serraggio del supporto centrale*
- 4.3.4 *BUILD3: rilievi dopo il serraggio del bottom-fixture*
- 4.3.5 *BUILD3a: rilievi dopo il serraggio dei torque plates senza anellini*
- 4.3.6 *BUILD4: rilievi dopo il serraggio dei torque plates con anellini nuovi*
- 4.3.7 *Influenza del serraggio dei torque plates con gli anellini: confronto BUILD3/BUILD4*
- 4.3.8 *Influenza del serraggio dei torque plates senza gli anellini e con gli anellini: confronto BUILD3a/BUILD4*
- 4.3.9 *BUILD 4a: rilievi dopo il disserraggio e il riserraggio dei torque plates: anellini usati*
- 4.3.10 *Considerazioni sulla seconda parte delle misure sperimentali*

4.3.1 Accoppiamento canne-carter

Il primo step è stato quello di accoppiare le canne e il carter basandosi solo sulle informazioni che normalmente si hanno in fase di montaggio, senza utilizzare quindi i risultati ottenuti in BUILD0:

- Diametro medio dei centraggi sedi canne,
- Diametro medio canna, \varnothing_{nom}

I primi vengono definiti in fase di collaudo (tab.5.6) mentre i secondi vengono dati dal fornitore insieme alle canne. L'obiettivo è stato quello di minimizzare la differenza di interferenza nel centraggio inferiore tra i quattro cilindri. La seguente tabella riporta la scelta di accoppiamento:

carter	\varnothing_{medio} [mm]	canna	\varnothing_{medio} [mm]	interf. diametricale [μm]
cyl1				
cyl2				
cyl3				
cyl4				

Tab.4.8 Accoppiamento di canne e carter

4.3.2 BUILD1: rilievi dopo il piantaggio delle canne

In questa fase si è rilevato il profilo delle canne dopo il piantaggio e il montaggio dei dodici prigionieri delle teste. Per poter eseguire la misura con l'Incometer è stato necessario montare i torque-plates sulle due bancate e i dadi sono stati serrati alla coppia minima necessaria per fissare i componenti (5 Nm). Di seguito si riportano i grafici dei profili rilevati, ordinati in modo da avere il lato distribuzione nella parte alta del foglio e gli scarichi a sinistra per la bancata cilindri 1 e 2 e a destra per la bancata cilindri 3 e 4.



Fig.4.17 Configurazione BUILD1: Incometer posizionato sui torque-plates serrati a 5 Nm

E' possibile confrontare i profili delle sezioni 8 mm, 48 mm e 60 mm delle canne con la Fig. 13, riportata nuovamente in basso, relativa alle sezioni rilevate nelle stesse quote nelle superfici del carter prima del montaggio delle canne (BUILD0).

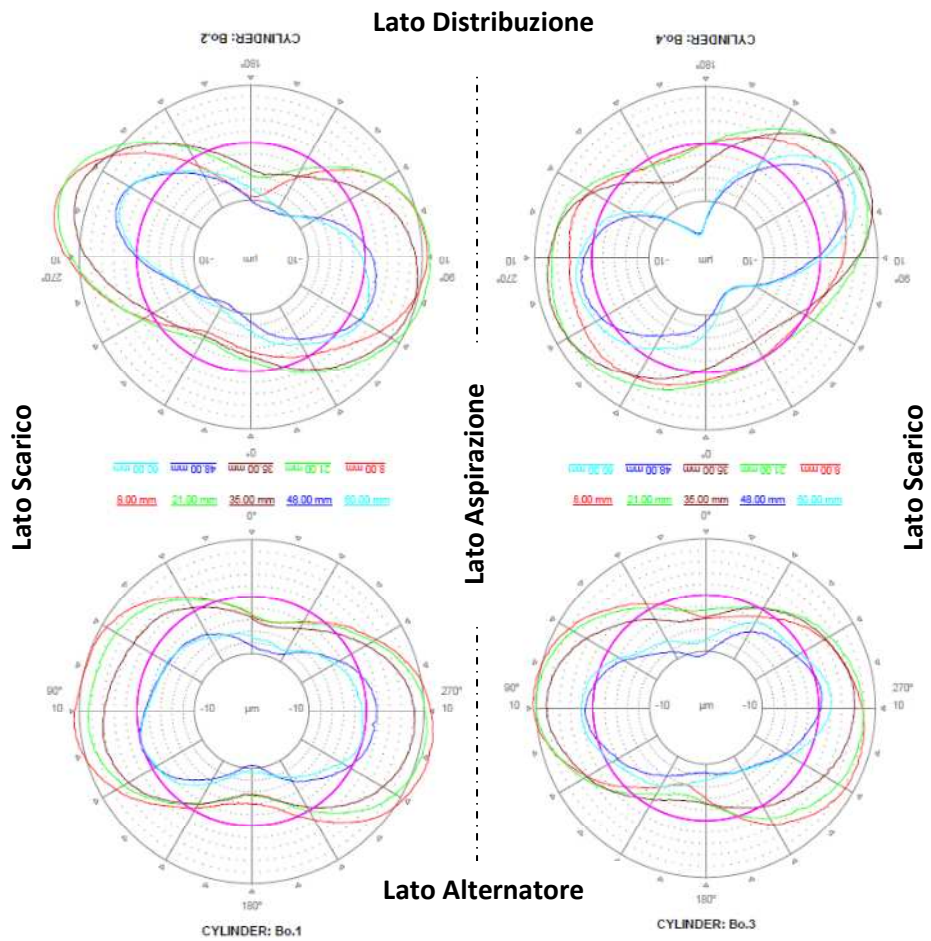


Fig.4.18 Plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD1

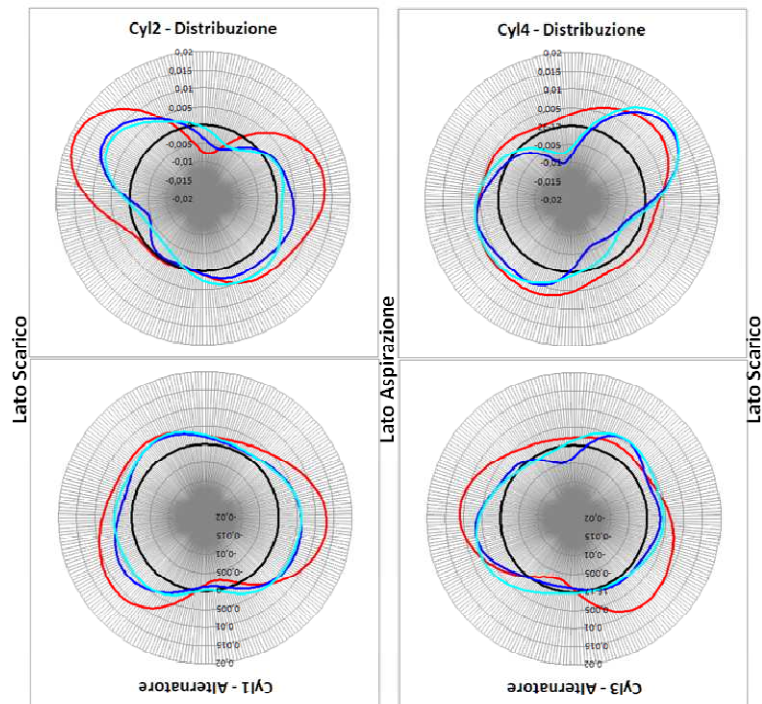


Fig.4.19 Plot radiali delle superfici delle sedi delle canne nel carter rilevate con la DEA nel BUILD0

Si può quindi notare l'analogia tra i profili e, di conseguenza, la forte influenza che ha la forma iniziale del carter sulle distorsioni che caratterizzano le canne al piantaggio. Di seguito si riportano le ampiezze 2^*U_0 e anche in questo caso possono essere confrontate con le ampiezze rilevate nel carter prima del montaggio delle canne (BUILD0) nelle stesse sezioni.

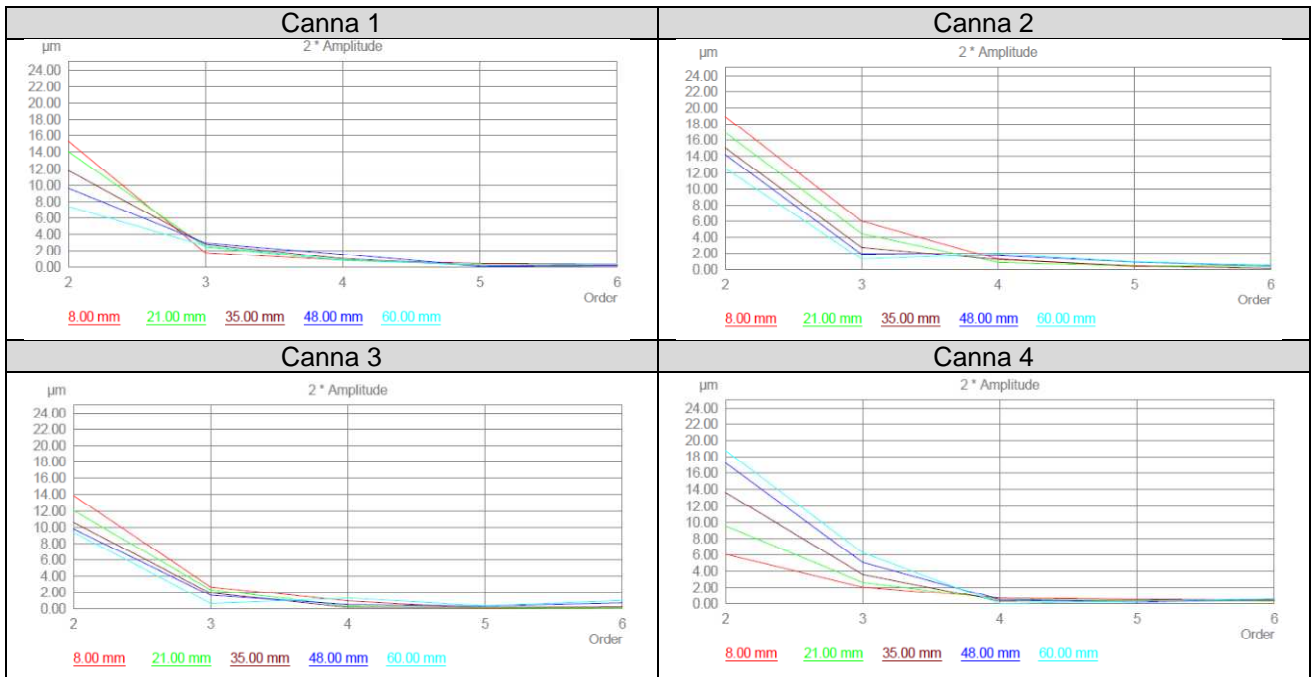


Fig.4.20 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD1

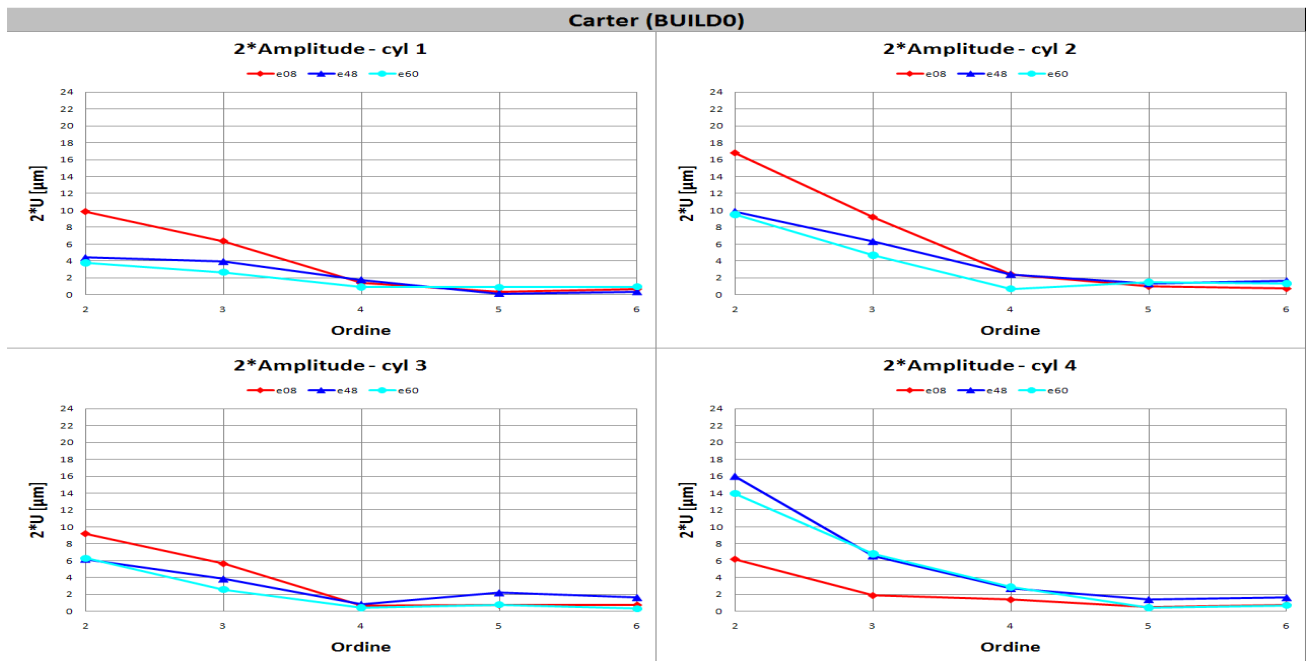


Fig.4.21 Coefficienti di Fourier delle sedi delle canne nel carter rilevate con la DEA nel BUILD0

Si può notare come le massime ovalizzazioni rilevate nelle carter, prima del montaggio delle canne, in corrispondenza della superficie superiore del cilindro 2 e nella superficie inferiore del cilindro 4 si replicano in maniera abbastanza evidente anche nelle superfici interne delle rispettive canne dopo il piantaggio.

4.3.3 BUILD2: rilievi dopo il serraggio del supporto centrale

Il secondo rilievo è stato condotto sempre con l'Incometer dopo il serraggio del supporto centrale. Limitandosi all'analisi dell'ovalizzazione, preponderante rispetto agli altri ordini, si vede che l'influenza del supporto centrale si sente maggiormente nel cilindro 2 con una riduzione dell'ovalizzazione in tutte le sezioni che va dal -23% al -57% muovendosi dalla sezione alta alla sezione bassa. Nel cilindro 1 si rileva una variazione dell'ovalizzazione con andamento opposto: si ha una riduzione maggiore nella sezione alta (-19%) e un aumento dell'ovalizzazione nella sezione più bassa (+19%). Nel cilindro 3 si ha una riduzione dell'ovalizzazione nelle prime quattro sezioni in alto e un leggero aumento (+9%) in basso mentre il cilindro 4 risente molto poco della presenza del supporto centrale con +11% nella sezione alta e variazioni di -3% e -5% nelle altre.

4.3.4 BUILD3: rilievi dopo il serraggio del bottom-fixture

Il rilievo in configurazione BUILD3 è stato eseguito sia con Incometer che con DEA. In questo step è stato montato il bottom-fixture che simula il semicaratter inferiore serrando i dadi dei quattro prigionieri nei banchi laterali.

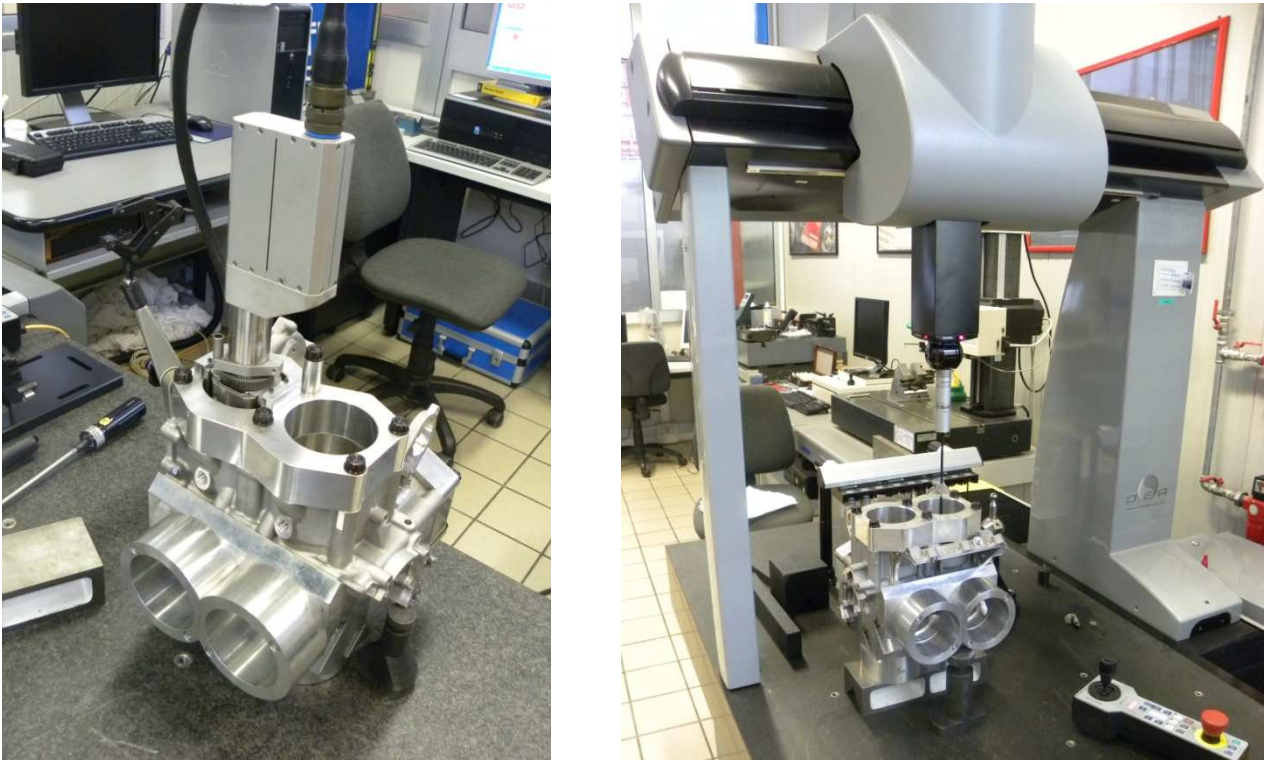


Fig.4.22 Configurazione BUILD3: torque-plates serrati a 5 Nm, bottom fixture serrato. Incometer a sinistra e DEA a destra

La presenza del bottom-fixture ha generato una notevole variazione della forma delle canne anche nelle sezioni alte che sono quelle relativamente più lontane. In particolare si ha una variazione dell'ovalizzazione che passa da 12.4 μm a 2.7 μm nella sezione alta della canna 1 (-78%). Le canne nel lato alternatore raggiungono una cilindricità molto bassa e la massima ampiezza è inferiore ai 6 μm per la canna 1 e ai 3 μm per la canna 3. Nella canna 4 permane una ovalizzazione accentuata e l'ampiezza aumenta spostandosi dalla sezione alta (8.4 μm) a quella bassa (14.5 μm). Di seguito i grafici dei profili rilevati dall'Incometer e le ampiezze dei coefficienti di Fourier.

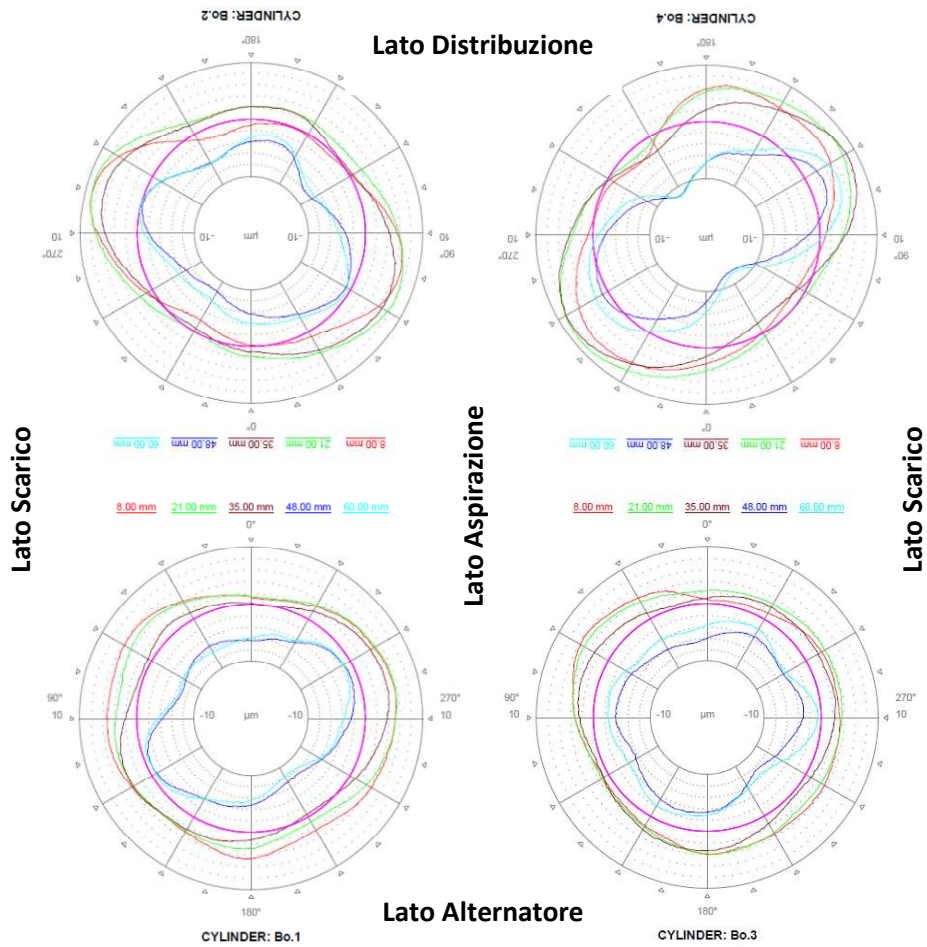


Fig.4.23 Plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3

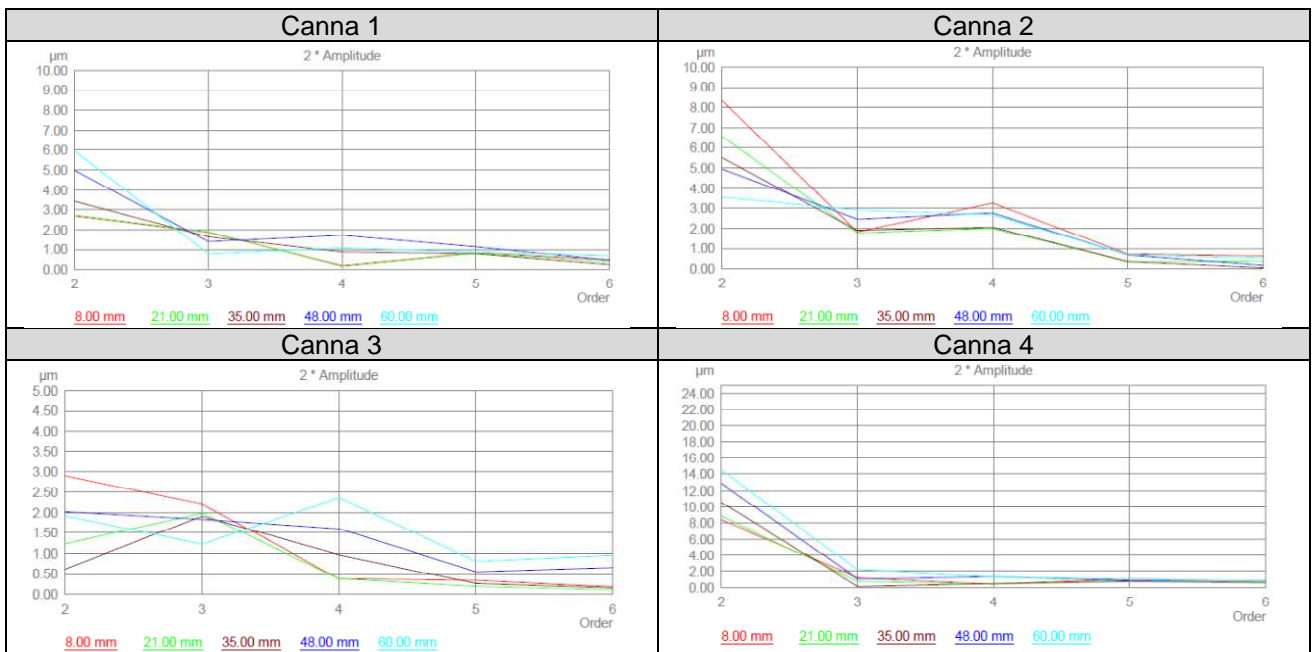


Fig.4.24 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3

Come detto precedentemente, nella stessa configurazione sono stati eseguiti i rilievi anche con la macchina a scansione 3D (DEA). I risultati ottenuti, sia sulla forma che in termini di coefficienti di Fourier degli ordini 2..6 sono praticamente identici.

La figura seguente mostra i coefficienti di Fourier ricavati dai rilievi con la DEA mentre nella successiva vi è il confronto Incometer (in blu) – DEA (in rosso) dei profili sezione per sezione: sovrapponendoli lo scostamento è inferiore a 1.5 µm.

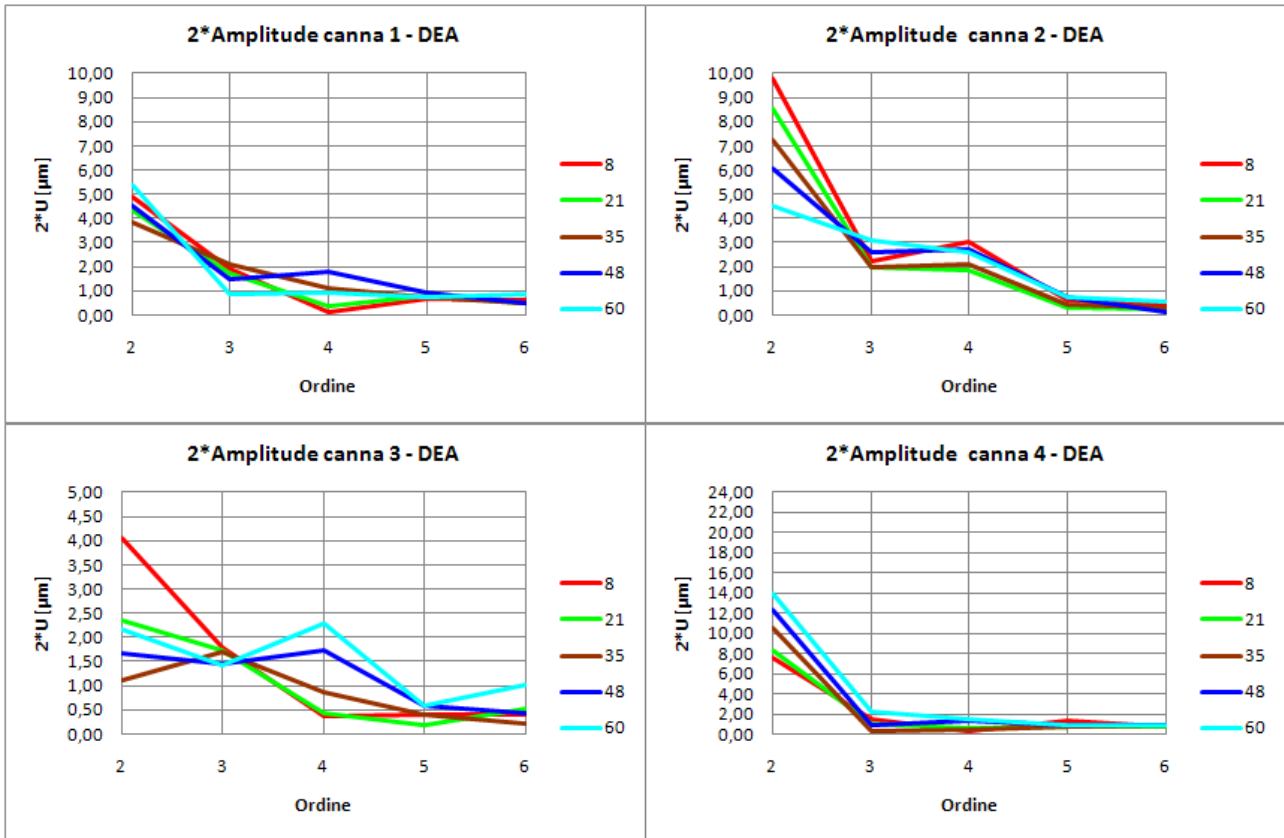


Fig.4.25 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con la DEA nel BUILD3

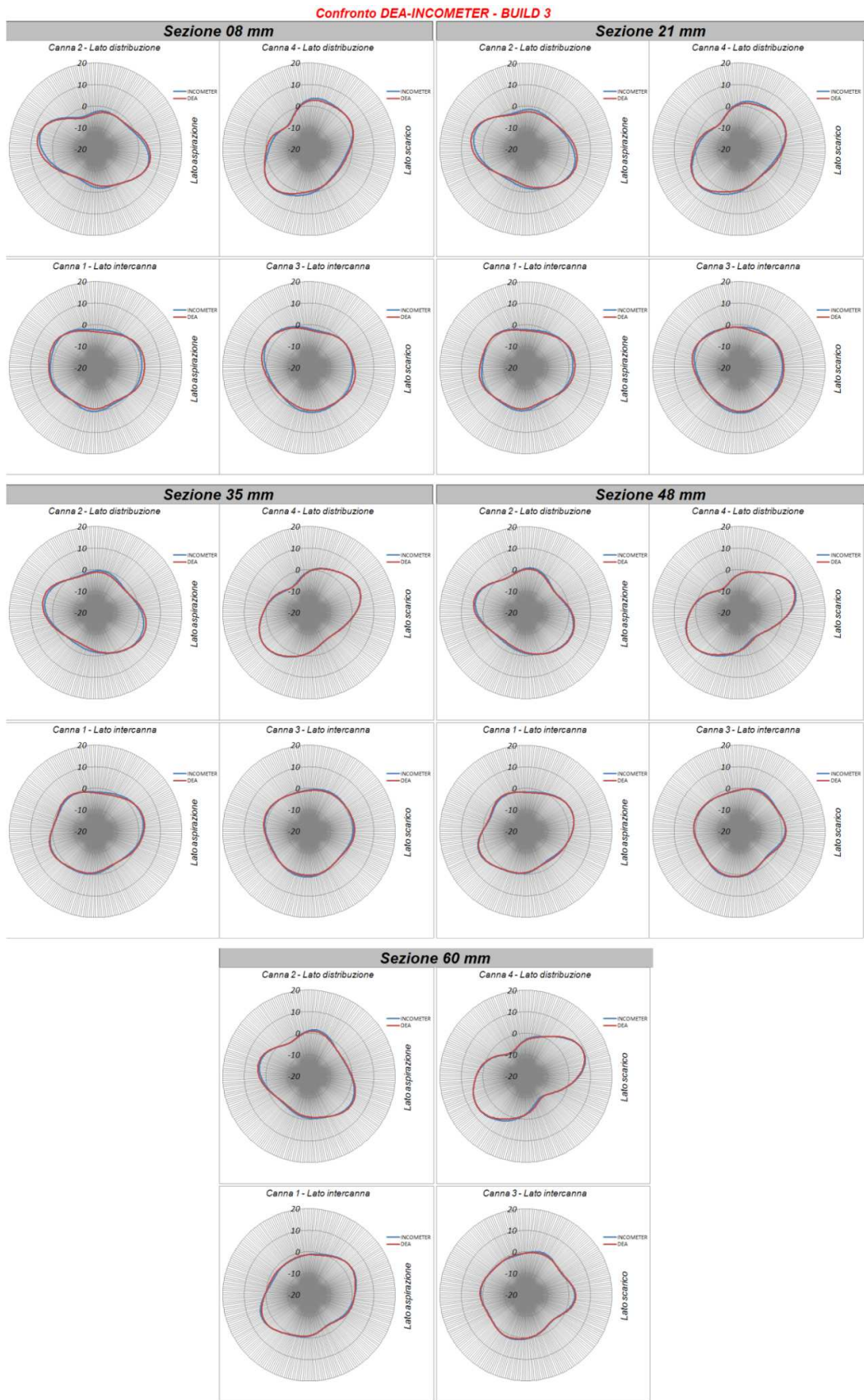


Fig.4.26 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'**Incometer** e con la **DEA** nel **BUILD3**. La differenza è inferiore 1,5 μm

4.3.5 BUILD3a: rilievi dopo il serraggio dei torque-plates senza anellini

Per valutare l'influenza che hanno gli anellini di tenuta nuovi, interposti tra canne e torque plates, è stato prima eseguito il rilievo serrando i torque plates senza anelli. In questo modo si ha a disposizione un dato molto utile per la modellazione dell'anellino mediante analisi agli elementi finiti. Di seguito i grafici dei profili rilevati dall'Incometer e le ampiezze dei coefficienti di Fourier.

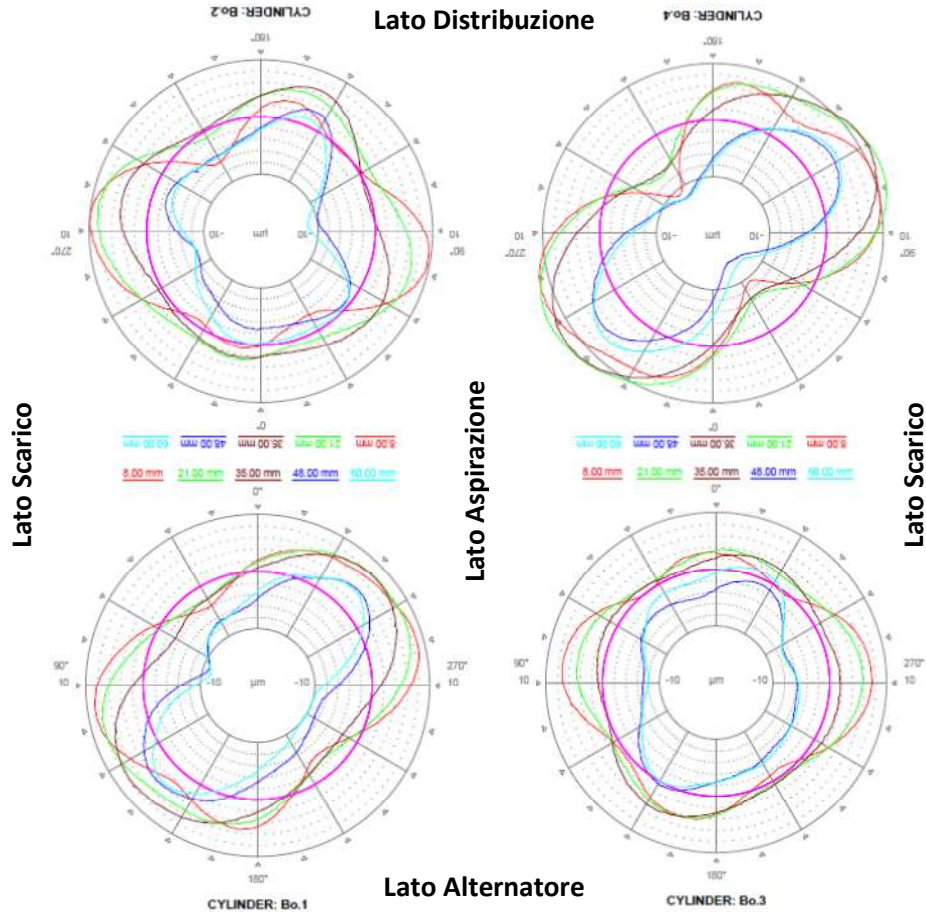
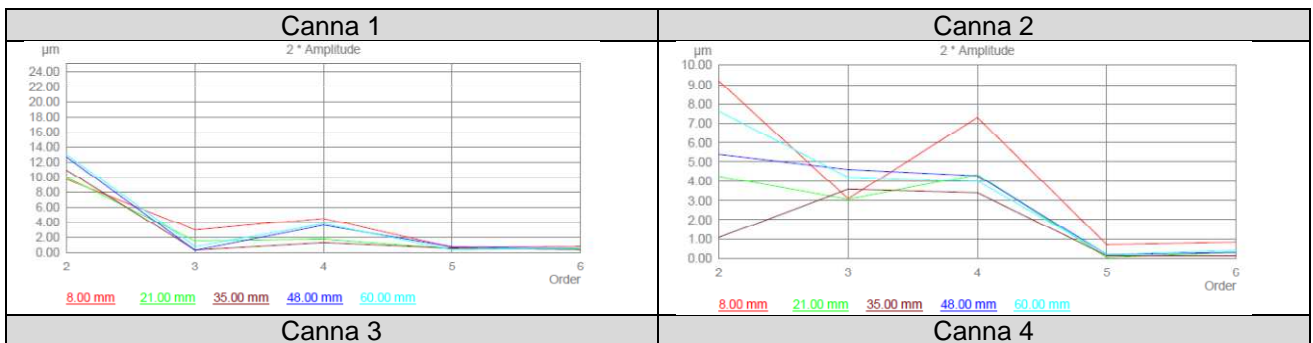


Fig.4.27 Plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3a



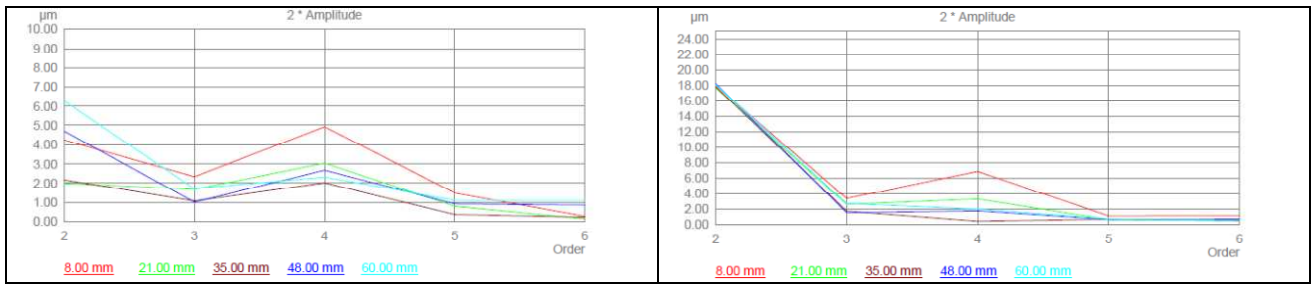


Fig.4.28 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3a

In seguito al serraggio delle finte teste, senza interporre gli anellini di tenuta, le canne subiscono un aumento delle distorsioni. Limitandosi all'analisi della sezione più alta delle canne si può notare un incremento sia dell'ovalizzazione (ordine 2) che della quadrilobata (ordine 4). I seguenti grafici mostrano il confronto tra il BUILD3 (con linea continua) e il BUILD3a (con linea tratteggiata) relativi alla sezione 8 mm delle quattro canne.

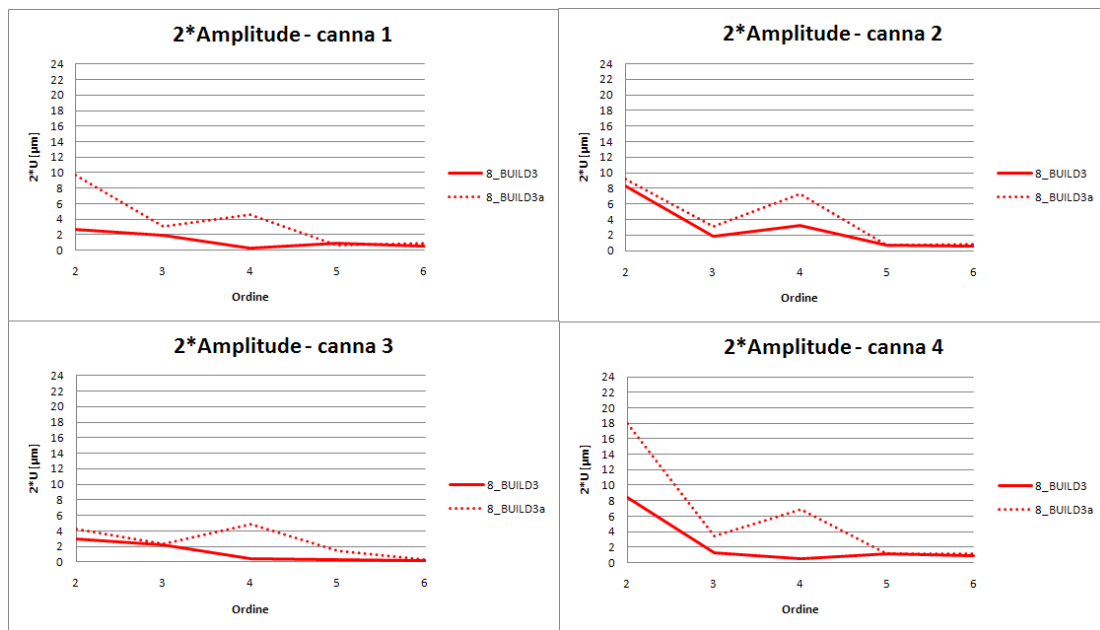


Fig.4.29 Confronto tra i coefficienti di Fourier delle sezioni 8 mm delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3 e nel BUILD3a

4.3.6 BUILD4: rilievi dopo il serraggio dei torque plates con anellini nuovi

A questo punto sono state disserrati i torque plates, sono stati inseriti i quattro anellini di tenuta e sono state riserrati i torque plates lubrificando, con grasso Rocol, sia i filetti che i sottotesta dei dadi, come previsto dalla normale procedura di montaggio. I quattro anelli sono stati precedentemente caratterizzati mediante la misura di quattro diametri della sezione posti a circa 90°. La seguente tabella mostra i valori rilevati.

cilindro	cyl1	cyl2	cyl3	cyl4
canna	593-2	567-1	507-2	596-2
D1				
D2				
D3				
D4				
Dmedio [mm]				
Dnom [mm]				

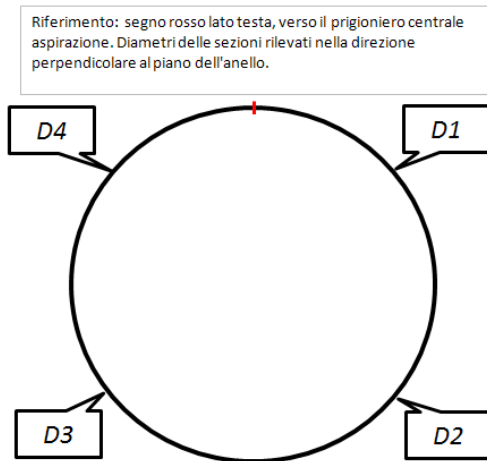


Fig.4.30 Misura dei diametri delle sezioni degli anellini di tenuta prima di essere montati.

Analogamente al BUILD3 questa configurazione è stata rilevata sia con l'Incometer che con la DEA ottenendo anche in questo caso un'ottima sovrapposizione dei risultati. Di seguito i grafici dei profili rilevati dall'Incometer e le ampiezze dei coefficienti di Fourier.

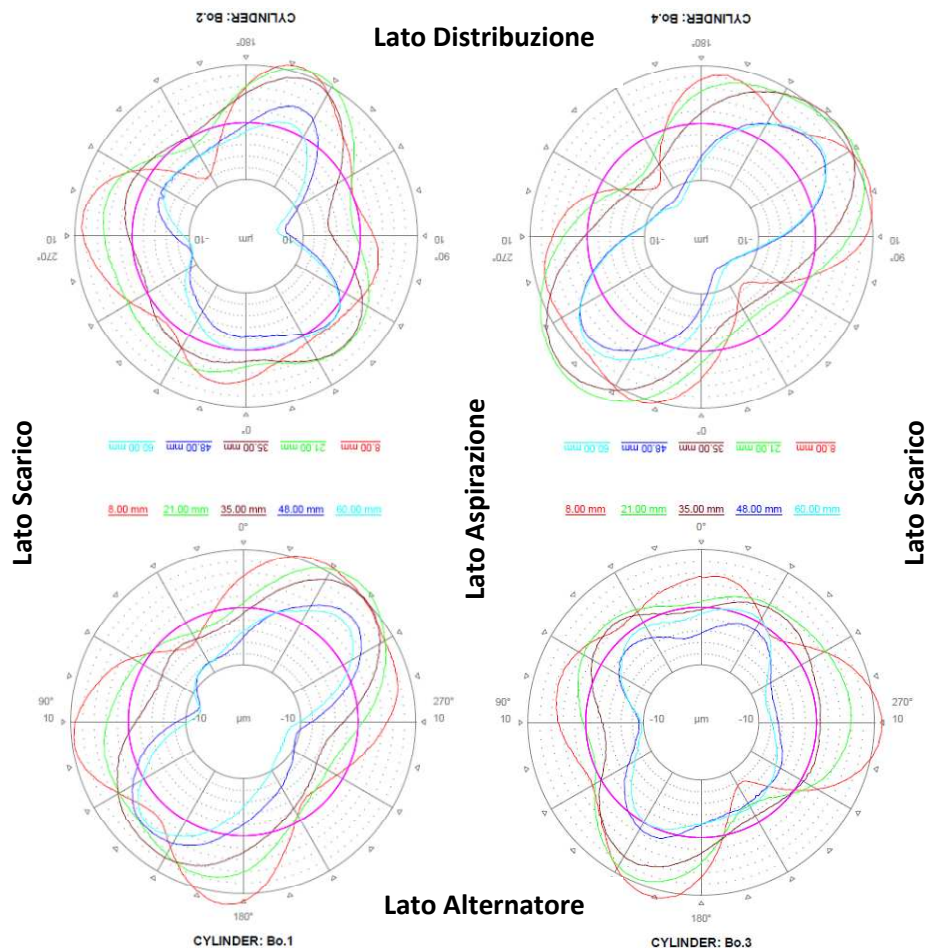


Fig.4.31 Plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD4

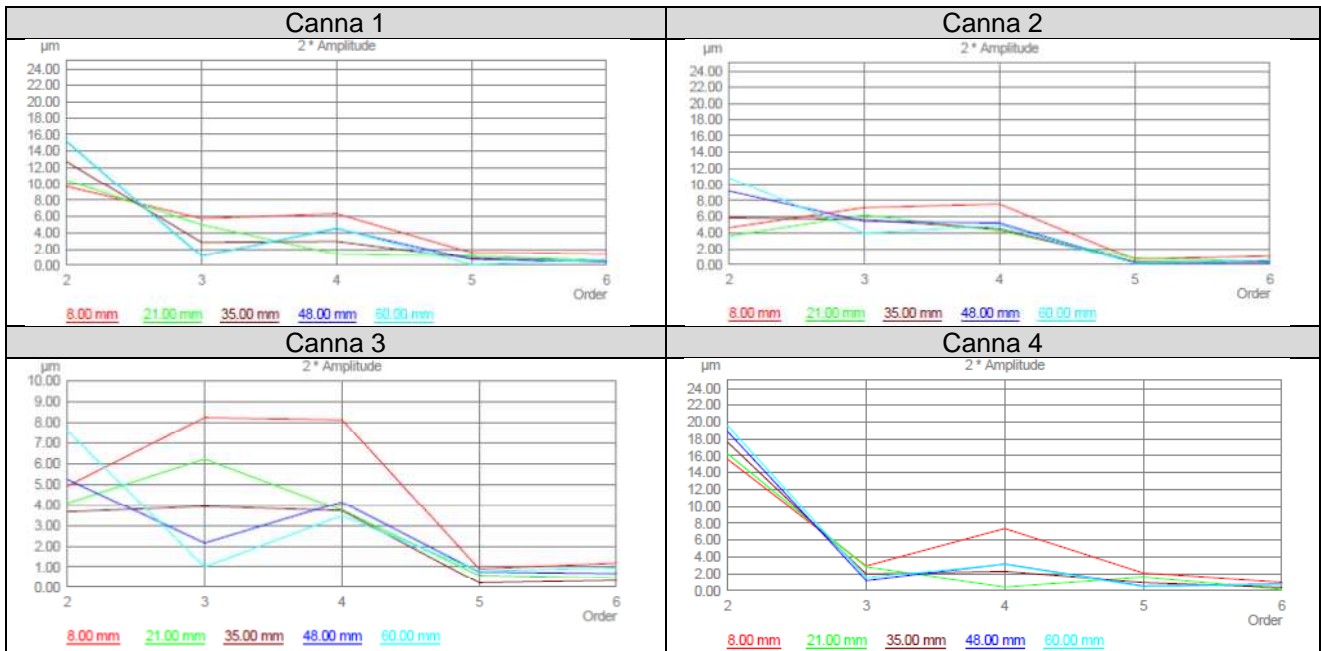


Fig.4.33 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD4

Dai rilievi con la DEA le ampiezze dei coefficienti di Fourier risultano praticamente identici a quelli ottenuti con l'Incometer

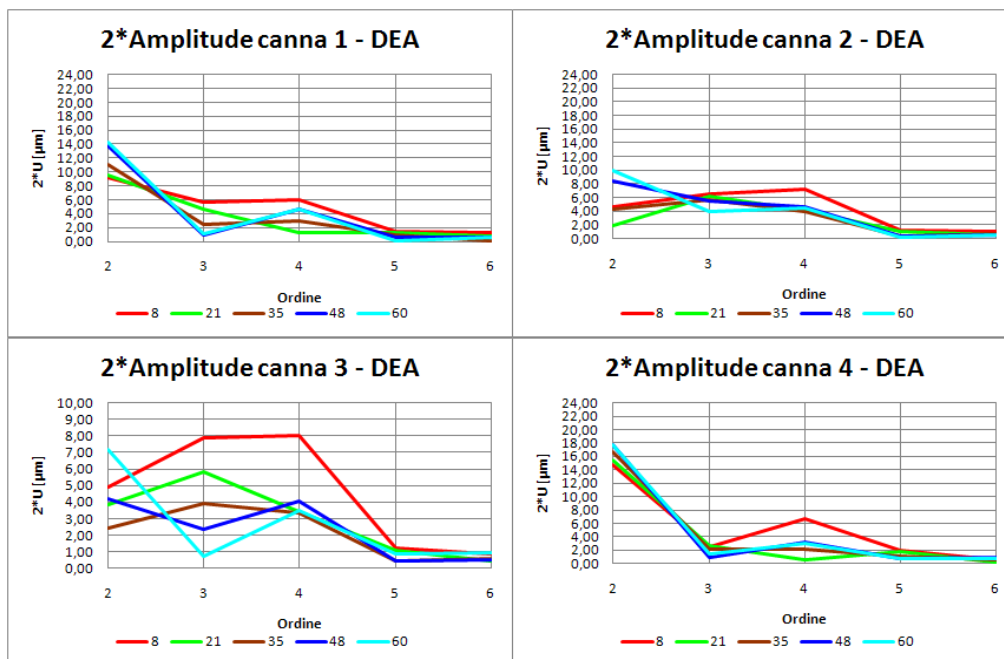


Fig.4.34 Coefficienti di Fourier delle sezioni delle canne rilevate con la DEA nel BUILD4

Anche le forme risultano praticamente sovrapposte e lo scostamento massimo tra i profili è inferiore a 1.8 µm

Essendo questa la configurazione più simile a quella di un motore completo, cioè con semicaratter inferiore al posto del bottom-fixture e teste al posto dei torque plates, si riportano i valori massimi delle ampiezze rilevate con l'Incometer nelle 20 sezioni, in modo da estrarre le condizioni peggiori che riguarderanno i segmenti elastici.

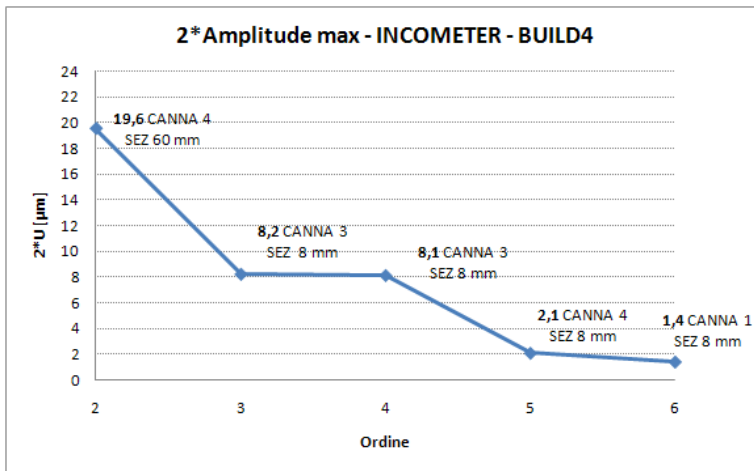


Fig.4.35 Coefficienti di Fourier massimi nelle 20 sezioni delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD4

Considerando poi i risultati dei rilievi con Incometer è possibile fare i seguenti confronti:

1. BUILD3/BUILD4
2. BUILD3a/BUILD4

Il primo mostra l'influenza del serraggio dei torque plates con gli anellini nuovi rispetto all'assieme senza i torque plates mentre il secondo mostra solo l'influenza della presenza degli anellini.

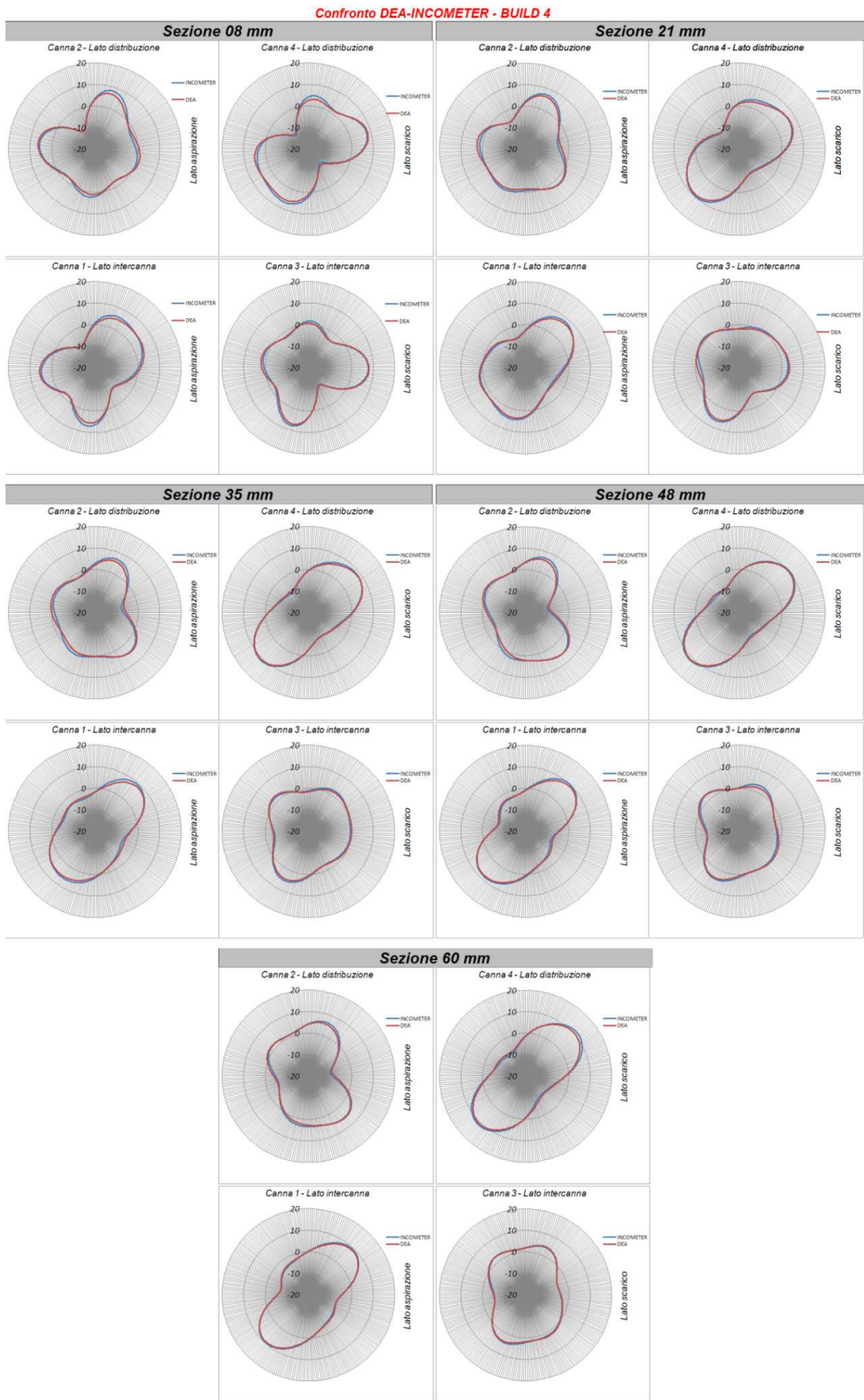


Fig.4.36 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'**Incometer** e con la **DEA** nel BUILD4. La differenza è inferiore 1,8 μm

4.3.7 Influenza del serraggio dei torque plates con gli anellini: confronto BUILD3/BUILD4

La seguente serie di grafici mostra come cambiano i coefficienti di Fourier quando vengono serrati i torque plates con anellini (nuovi).

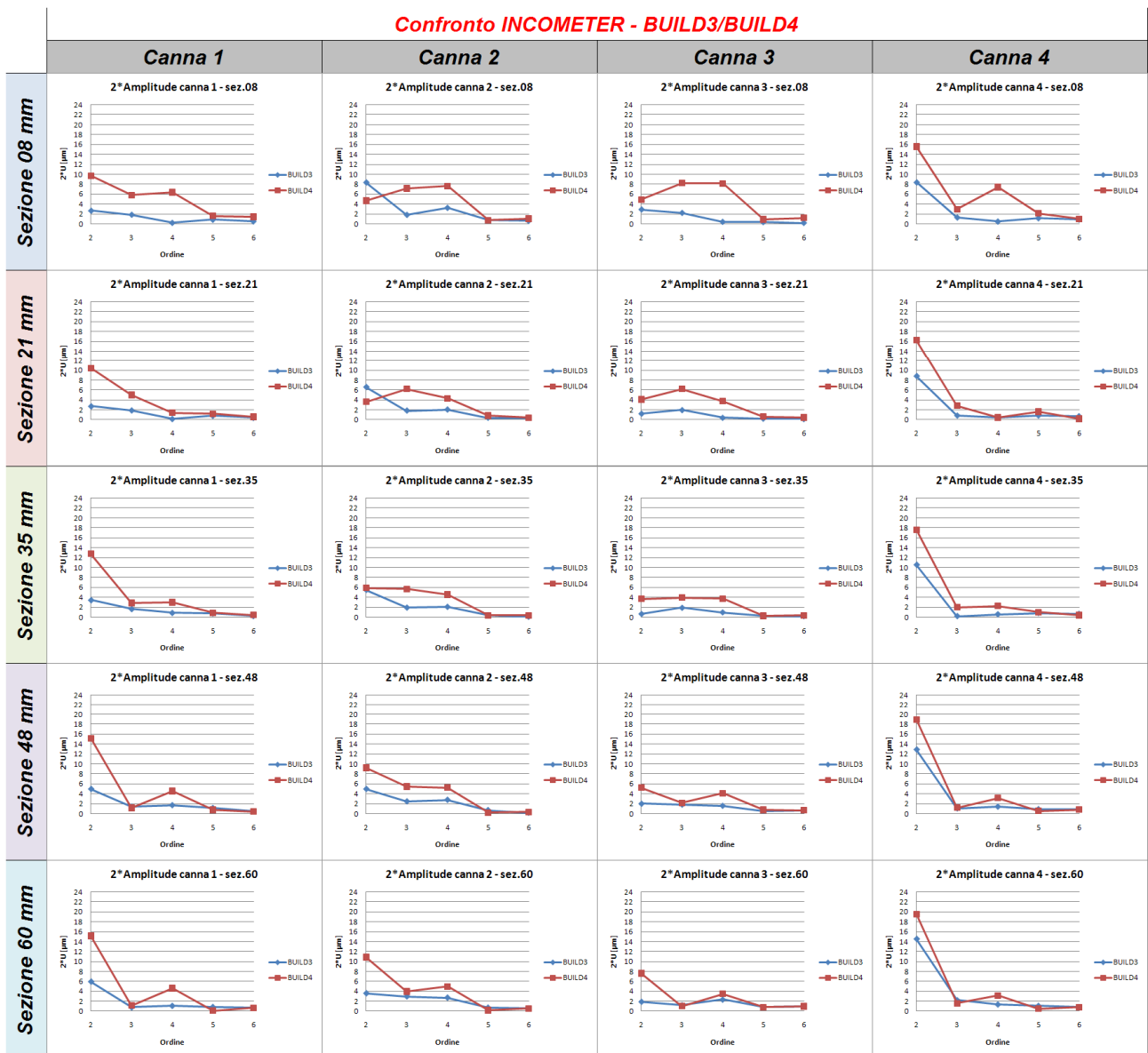


Fig.4.37 Confronto tra i coefficienti di Fourier nel BUILD3 e il BUILD4

Si può vedere come in generale aumentano le ampiezze delle armoniche che descrivono le forme. La massima ovalizzazione si è rilevata nella sezione 60 mm della canna 4 che passa da 14.5 µm a 19.6 µm. Le sezioni alte diventano maggiormente quadrilobate, con un massimo di 8.1 µm nel cilindro 3. Di seguito la sovrapposizione delle forme. Da notare anche l'elevata influenza che ha il serraggio dei torque plates sull'ovalizzazione delle sezioni più vicine all'asse dell'albero motore.

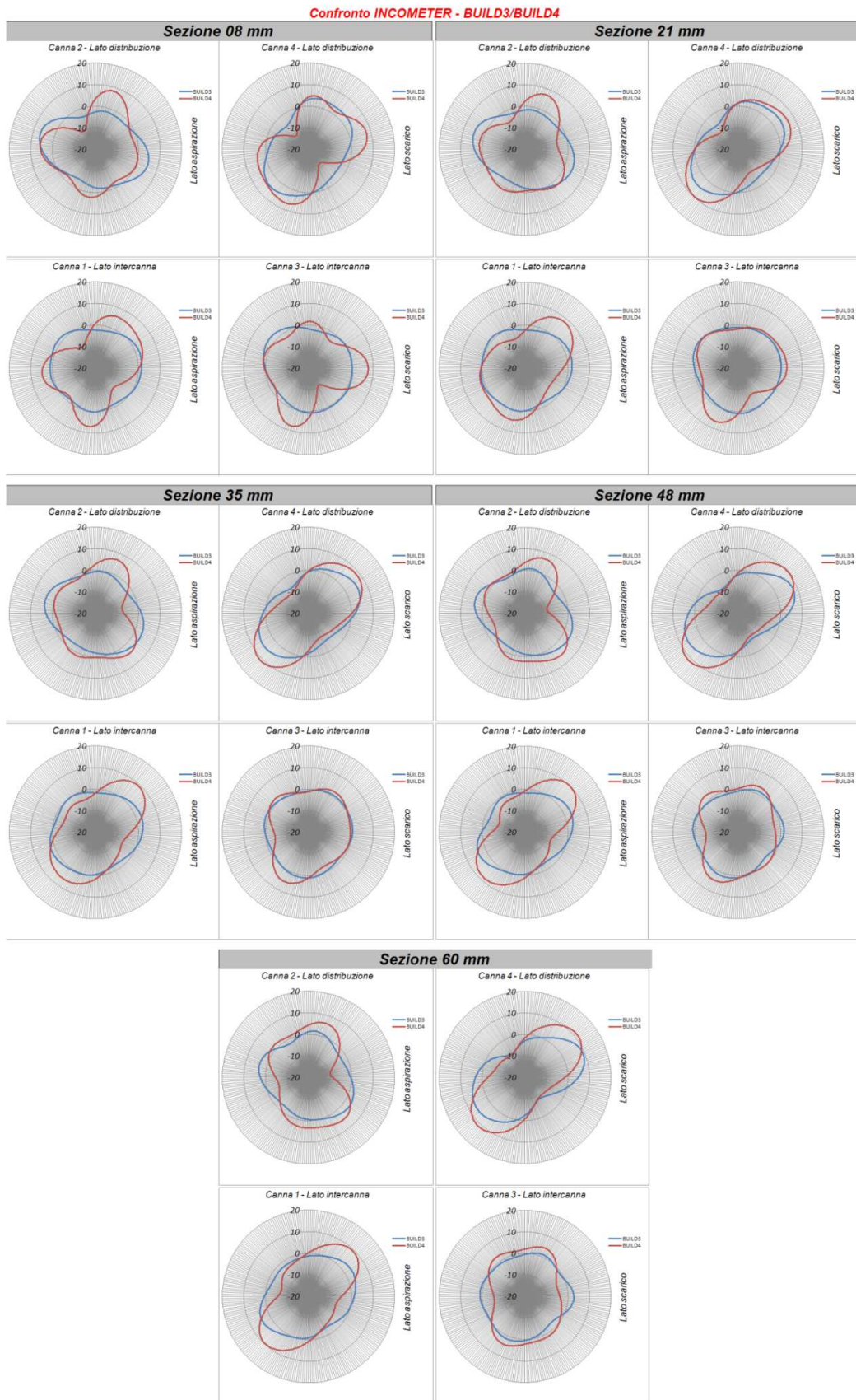


Fig.4.38 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3 e nel BUILD4

4.3.8 Influenza del serraggio dei torque plates senza gli anellini e con gli anellini: confronto BUILD3a/BUILD4

Con questo confronto si valuta la sola influenza della presenza del set di anellini di tenuta (nuovi) interposti tra torque-plates e canne.

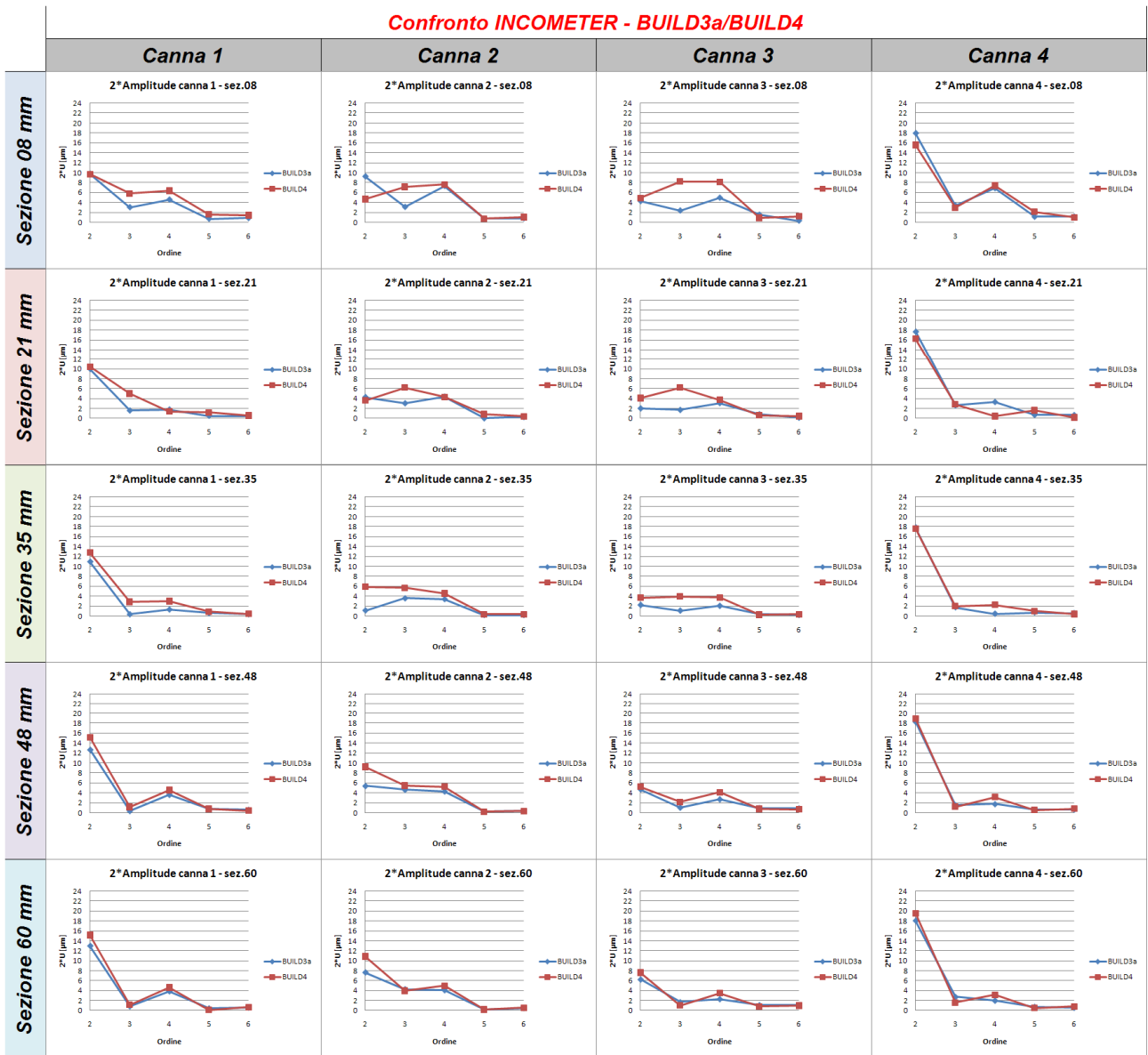


Fig.4.39 Confronto tra i coefficienti di Fourier nel BUILD3a e il BUILD4

Come ci si può aspettare le maggiori differenze sui risultati delle misure si rilevano nelle sezioni più alte (8 mm e 21 mm) mentre le sezioni più in basso risentono meno della presenza degli anellini. Si fa notare però come nel cilindro 4 non ci sia una elevata influenza della presenza dell'anellino come si può riscontrare anche nei grafici seguenti.

Confronto INCOMETER - BUILD3a/BUILD4

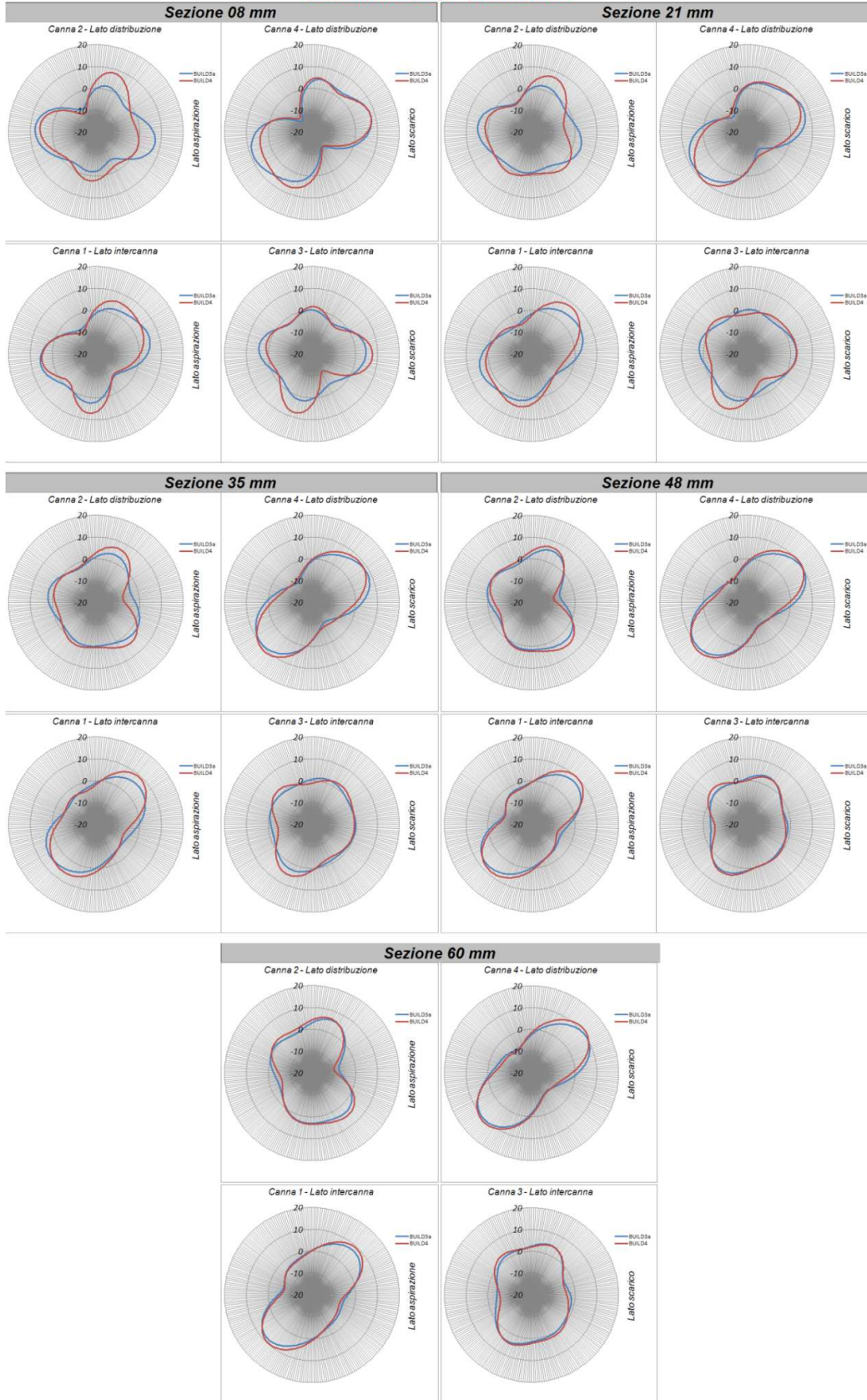


Fig.4.40 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3a e nel BUILD4

4.3.9 BUILD4a: rilievi dopo il disserraggio e il riserraggio dei torque plates: anellini usati

L'ultima configurazione analizzata aveva lo scopo di verificare l'influenza di un anellino nuovo e uno usato. L'anellino nuovo infatti si deforma plasticamente dopo il primo serraggio per cui ci può essere un'influenza sulla deformata delle canne in un serraggio successivo. Sono stati semplicemente disserrati e riserrati i torque plates eseguendo sempre la stessa modalità di serraggio. Si riporta di seguito direttamente il confronto anellini nuovi e anellini usati, quindi tra il BUILD4 e il BUILD4a. Di seguito il confronto sulle ampiezze

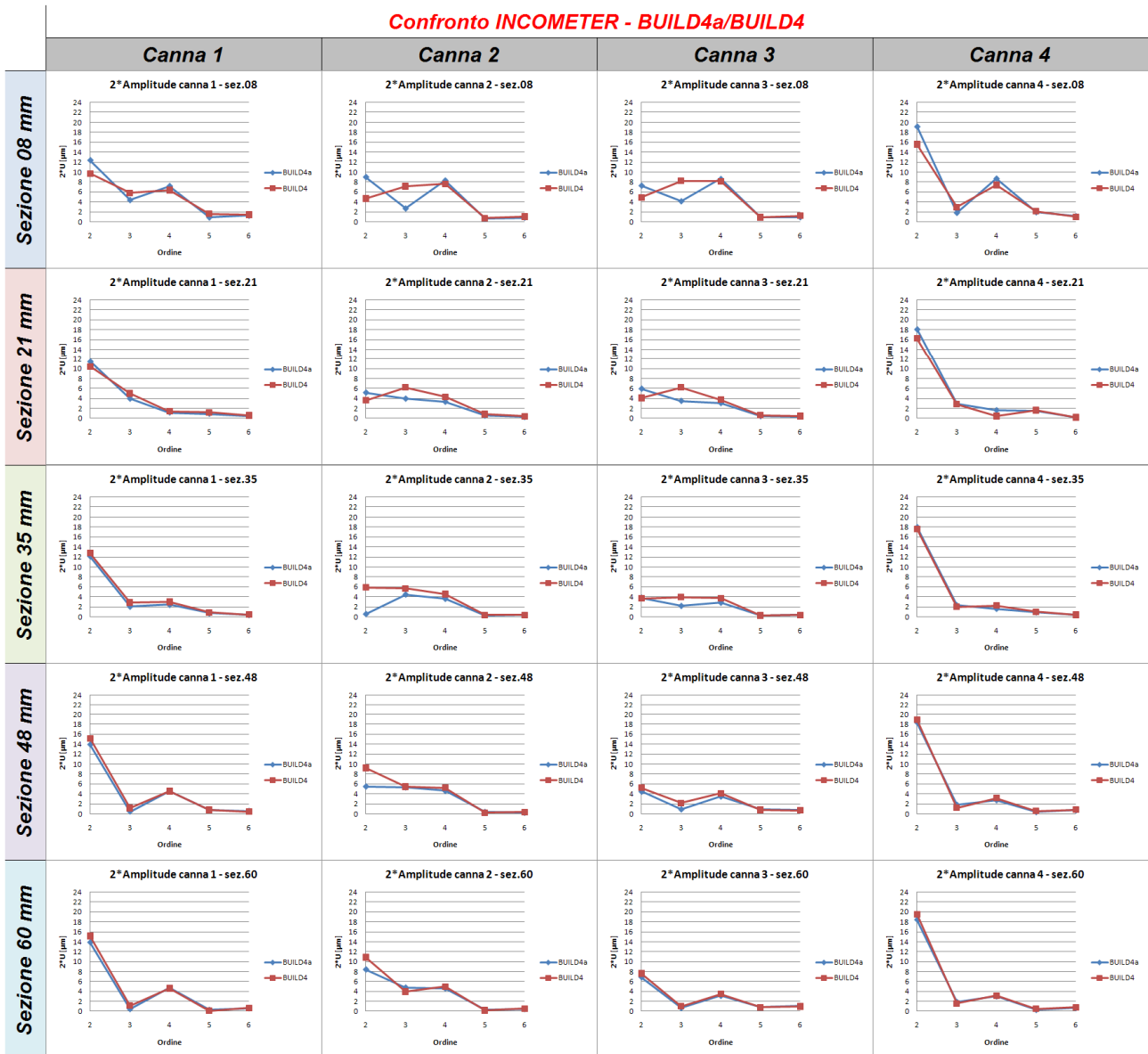


Fig.4.41 Confronto tra i coefficienti di Fourier nel BUILD4a e il BUILD4

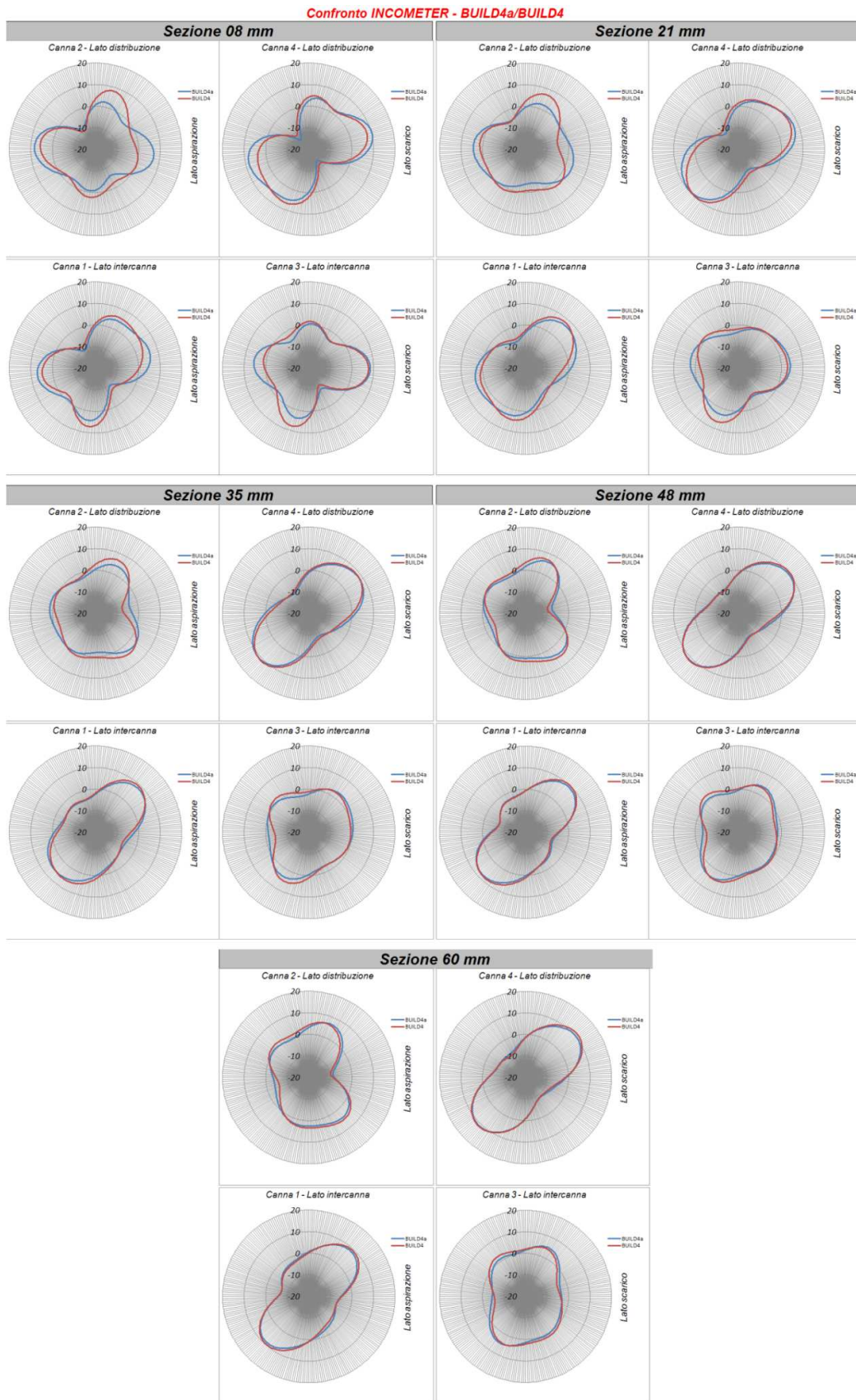


Fig.4.42 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD4a e nel BUILD4

Anche in questo caso si può notare come le maggiori differenze tra anellino nuovo e anellino usato siano concentrate nelle sezioni più alte delle canne. Inoltre si può notare come queste sezioni assumono una forma che è addirittura più simile al caso BUILD3a, cioè al serraggio dei torque plates senza anellini. Si può quindi affermare che la presenza di anellini usati tra torque-plates e canne ha una scarsa influenza sulla forma delle canne. Si riporta di seguito il confronto BUILD3a/BUILD4/BUILD4a per le sezioni 8 mm.

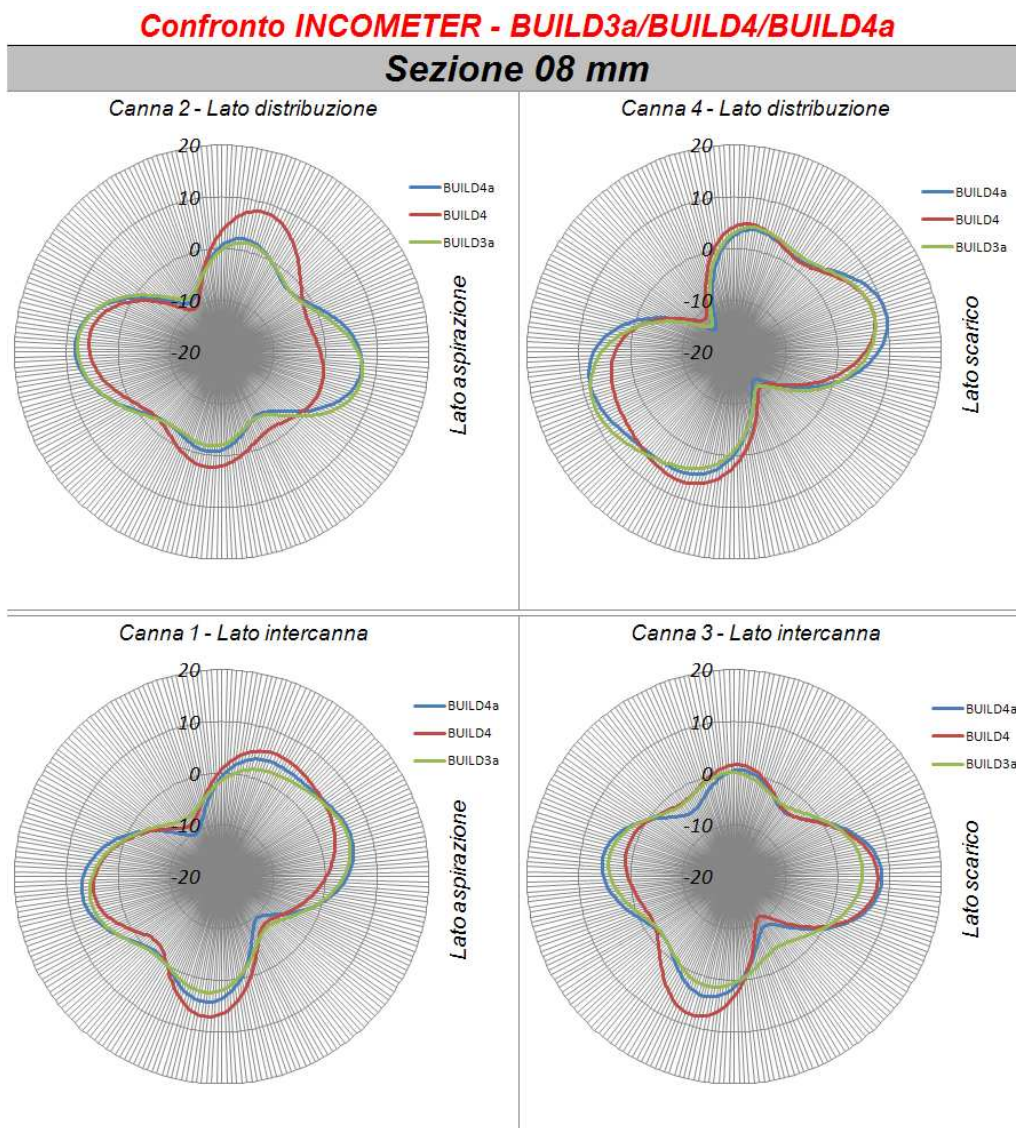


Fig.4.43 Confronto tra i plot radiali delle superfici interne delle canne rilevate con l'Incometer nel BUILD3a, nel BUILD4 e nel BUILD4a

4.3.10 Considerazioni sulla seconda parte delle misure sperimentali

La seconda parte della campagna di misure su carter e canne del motore *D16GP11* prevedeva il rilievo sperimentale della forma delle canne e del semicarter superiore durante la fase di assemblaggio. Sono state identificate cinque configurazioni da rilevare con l'Incometer e due di queste anche con la DEA sia per un confronto tra i due strumenti che per una misura assoluta della forma, ottenibile solo con la DEA:

- BUILD1 : rilievi dopo il piantaggio.
- BUILD2 : rilievi dopo il serraggio del supporto centrale.
- BUILD3 : rilievi dopo il serraggio del simulacro di semicarter-inferiore (bottom-fixture).
- BUILD3a: rilievi dopo il serraggio dei simulacri delle teste (torque plates) senza anelli di tenuta.
- BUILD4: rilievi dopo il serraggio dei simulacri delle teste (torque plates) con anelli di tenuta nuovi.
- BUILD4a: rilievi dopo il disserraggio e il riserraggio dei simulacri delle teste (torque plates): anelli di tenuta usati.

Da questi rilievi è emerso che:

- La forme delle canne al piantaggio è fortemente influenzata dalla forma iniziale delle loro sedi nel semicarter superiore. Sia le forme che i coefficienti di Fourier delle superfici interne delle canne sono infatti del tutto simili a quelli rilevati nel semicarter superiore in condizioni libere (BUILD 0).
- Il serraggio del supporto centrale ha poca influenza sulla forma delle canne rispetto alla configurazione precedente.
- Il serraggio del bottom-fixture genera una forte riduzione della cilindricità delle canne, soprattutto nei cilindri 1, 2 e 3. Il motivo di ciò sta nel fatto che le sedi delle canne nel semicarter superiore vengono lavorate con il semicarter inferiore serrato.
- Il serraggio dei torque plates genera un incremento della forma quadrilobata nelle sezioni alte, più vicine alle madreviti dei prigionieri delle teste. Le tre configurazioni "senza anellini", "anellini nuovi" e "anellini usati" hanno permesso di valutare l'influenza della presenza o meno degli anellini ed anche l'effetto degli anellini usati sulla forma delle canne. In quest'ultimo caso si è visto che il loro comportamento varia tra il primo e il secondo serraggio e che nel secondo serraggio la forma delle canne si avvicina molto alla configurazione senza anellini.
- Dal BUILD4, che è più simile alla configurazione finale del motore, si sono ricavati i coefficienti di Fourier più alti nelle venti sezioni scansionate, riscontrando quasi 20 μm di ovalizzazione, circa 8 μm di ampiezza della trilobata e quadrilobata e 2,1 e 1,4 μm rispettivamente per il quinto e il sesto ordine.
- Infine le due configurazioni (BUILD3 e BUILD4) analizzate sia con l'Incometer che con la DEA hanno mostrato un'ottima congruenza tra i due strumenti: sia le forme che i coefficienti di Fourier sono infatti praticamente identici in entrambe le configurazioni, con scostamenti inferiori ai 1,8 μm sui plot radiali delle forme.

Grazie a questi rilievi è possibile validare passo dopo passo i risultati ottenibili dalle simulazioni agli elementi finiti della storia di montaggio, individuando gli aspetti principali da considerare per ottenere un buon accordo numerico-sperimentale.

Capitolo 5

Analisi con modelli FEM aggiornati sulla base dei rilievi in DC

Il primo risultato utile ottenuto dal BUILD0 della campagna di rilievi sperimentali condotto in DC è stato proprio il profilo reale delle sedi delle canne nel semicaratter superiore in condizioni libere.

La loro forma si discosta dalla circolarità con una rotondità massima rilevata di circa 27 μm che è un valore prossimo all'ovalizzazione rilevata sperimentalmente nelle canne nell'assieme su cui ci si era basati inizialmente (Capitolo 2). Queste forme iniziali influenzano molto la forma delle canne sin dal piantaggio per cui **le successive analisi FEM sono state condotte aggiornando i modelli con le forme delle sedi delle canne reali e non più cilindriche, come da modello CAD.** La seguente immagine mostra tre delle sette sezioni rilevate nella sede di ogni canna mediante macchina a scansione 3D (DEA).

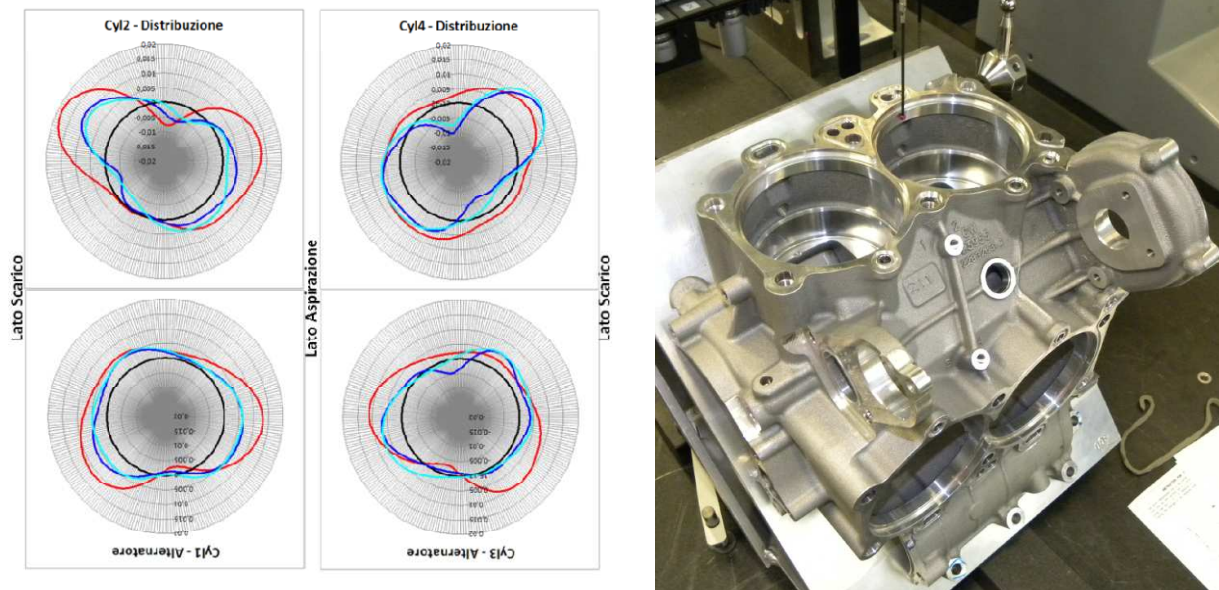


Fig.5.1 Sezioni delle sedi delle canne rilevate con la macchina a scansione 3D (DEA)

5.1 Modello FEM

Le misure sperimentali in CDI sono state eseguite su un assieme che nella configurazione finale comprendeva i seguenti componenti:

Componente
Assieme semicarterm
Semicarter superiore
Canna cilindro
Torque plate
Distanziale torque plate
Anello Wills
Bottom fixture
Supporto Centrale
Vite int Supp.cle
Vite est Supp.cle
Dadi inferiori
Prigionieri inferiori
Dadi superiori
Prigionieri sup
Prigionieri sup lungo

Tab.5.1 Componenti dell'assieme misurato in CDI e simulato agli elementi finiti

I torque plates simulano la teste e consentono di alloggiare lo strumento di misura mentre il bottom fixture è stato utilizzato per mantenere il modello FEM computazionalmente meno oneroso rispetto a quello che si avrebbe considerando il semicarterm inferiore. Una volta trovata una buona congruenza numerico-sperimentale si può quindi realizzare il modello con i componenti reali di teste e semicarterm inferiore che sono decisamente più onerosi dal punto di vista computazionale.

Rispetto al modello iniziale (Fig.1) la mesh del semicarterm superiore è stata aggiornata riproducendo le sedi delle canne realmente misurate (Fig.2). **Le canne invece sono state mantenute di forma perfettamente cilindrica**, essendo la rotondità delle sezioni rilevate decisamente inferiore rispetto a quelle del carterm, ma sono stati aggiornati i diametri delle superfici cilindriche a contatto con il semicarterm superiore in base ai valori medi rilevati sperimentalmente (Fig.4), realizzando così le condizioni di interferenza più vicine alla realtà.

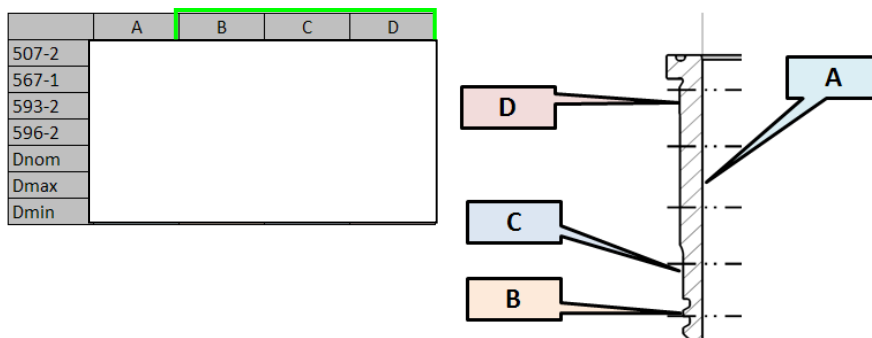


Fig.5.2 Diametri medi rilevati nelle canne

5.2 Storia di montaggio

Le storia di montaggio realmente misurata è modellata con due analisi separate e prevede i seguenti step:

FEM1

1. Piantaggio delle canne e montaggio dei prigionieri superiori (BUILD1)
2. Serraggio del supporto centrale e del bottom-fixture (BUILD3)
3. Serraggio dei torque plates SENZA anellini di tenuta (BUILD3a)

FEM2

1. Piantaggio delle canne e montaggio dei prigionieri superiori (BUILD1)
2. Serraggio del supporto centrale e del bottom-fixture (BUILD3)
3. Serraggio dei torque plates CON anellini di tenuta (BUILD4)

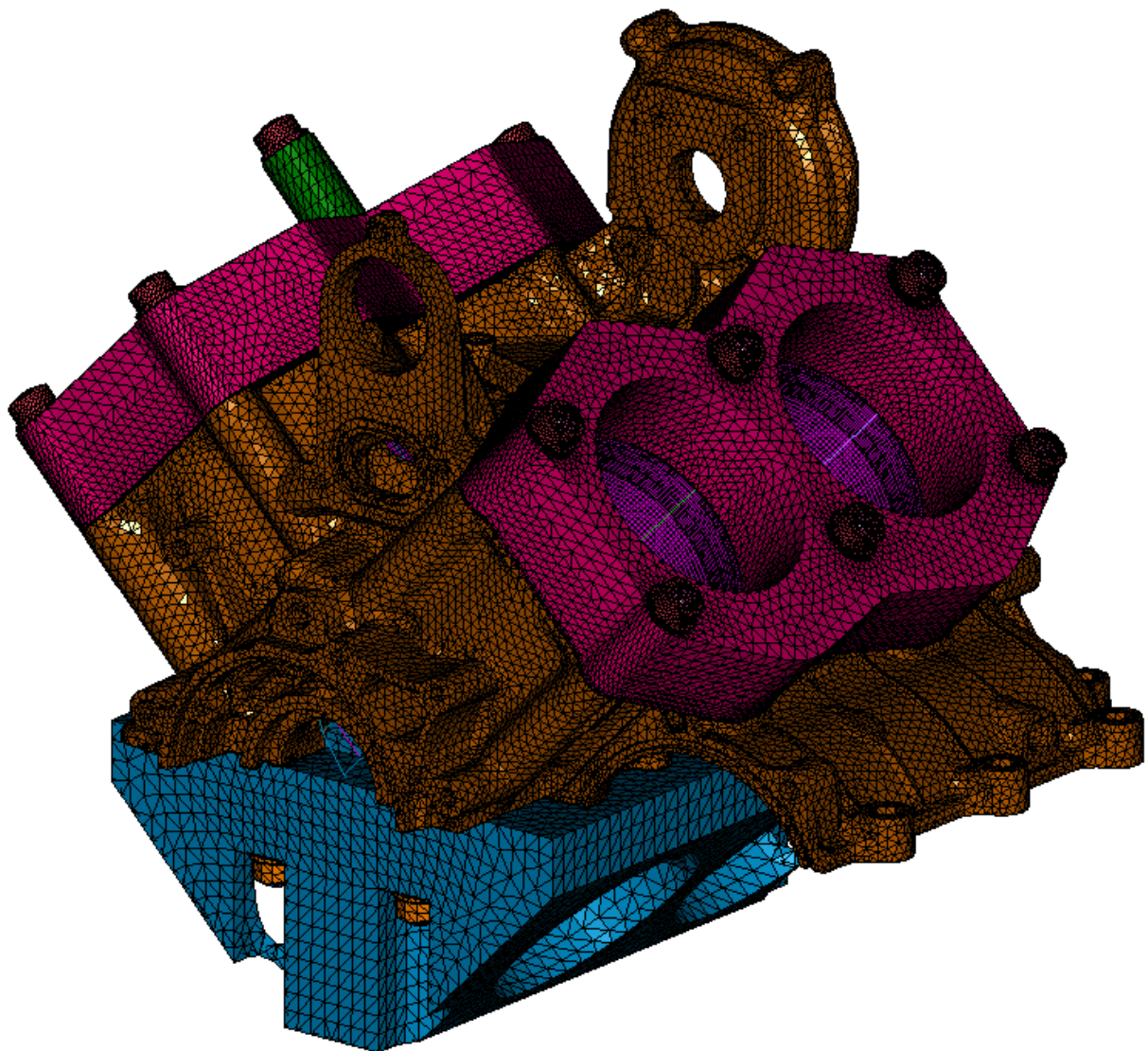


Fig.5.3 Modello FEM dell'assieme misurato in CDI

5.3 Risultati

Vengono di seguito riportati i confronti numerico-sperimentale delle varie configurazioni misurate e simulate. Per ogni sezione viene mostrata la **variazione dalla circolarità**, ottenuta come somma delle armoniche dalla 2 alla 6, ed anche i **coefficienti di Fourier**, in μm .

5.3.1 Piantaggio delle canne e montaggio dei prigionieri superiori (BUILD1)

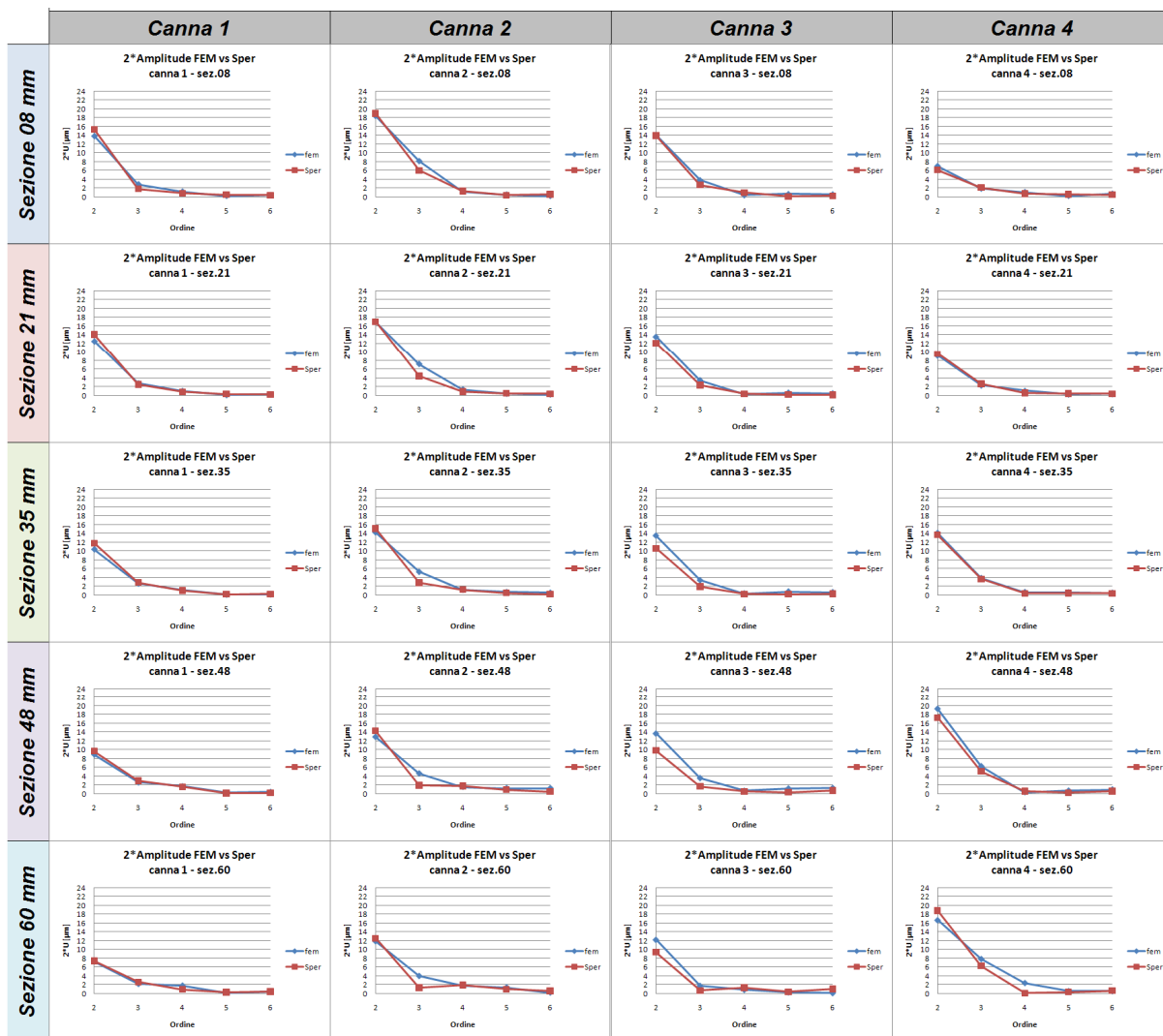


Fig.5.4 Confronto dei coefficienti di Fourier BUILD1

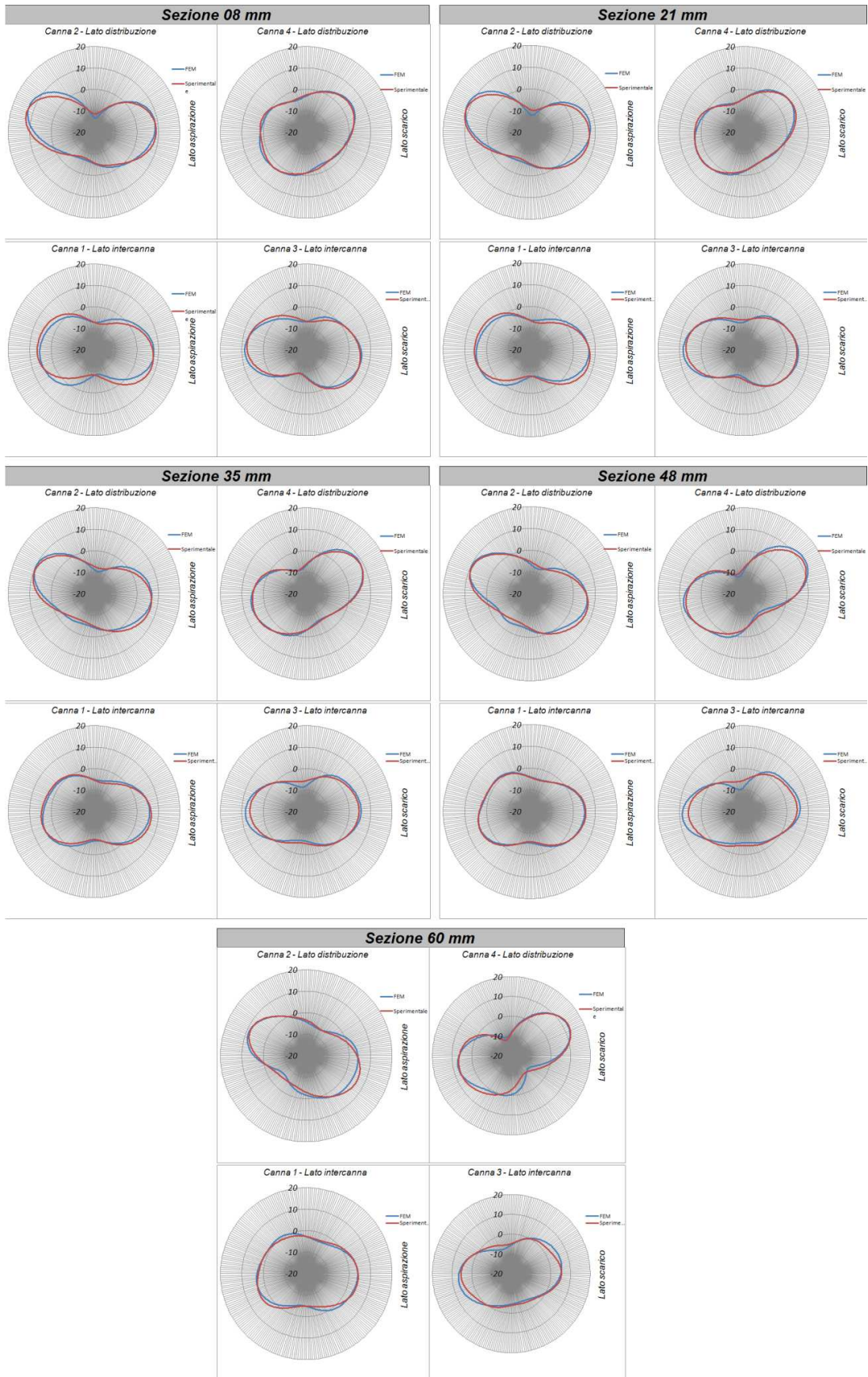


Fig.5.5 Confronto delle forme BUILD1

5.3.2 Serraggio del supporto centrale e del bottom-fixture (BUILD3)

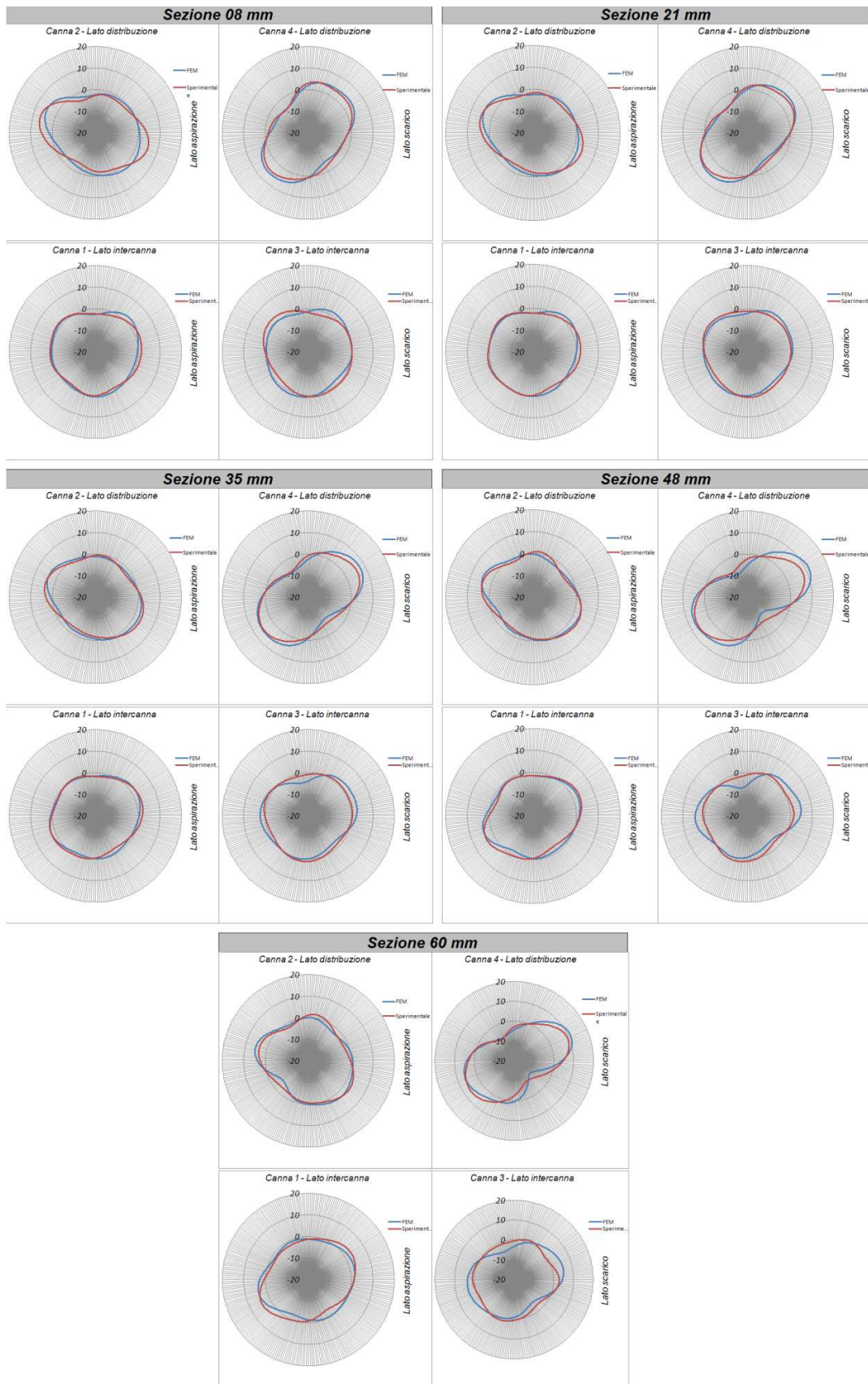


Fig.5.6 Confronto delle forme BUILD3

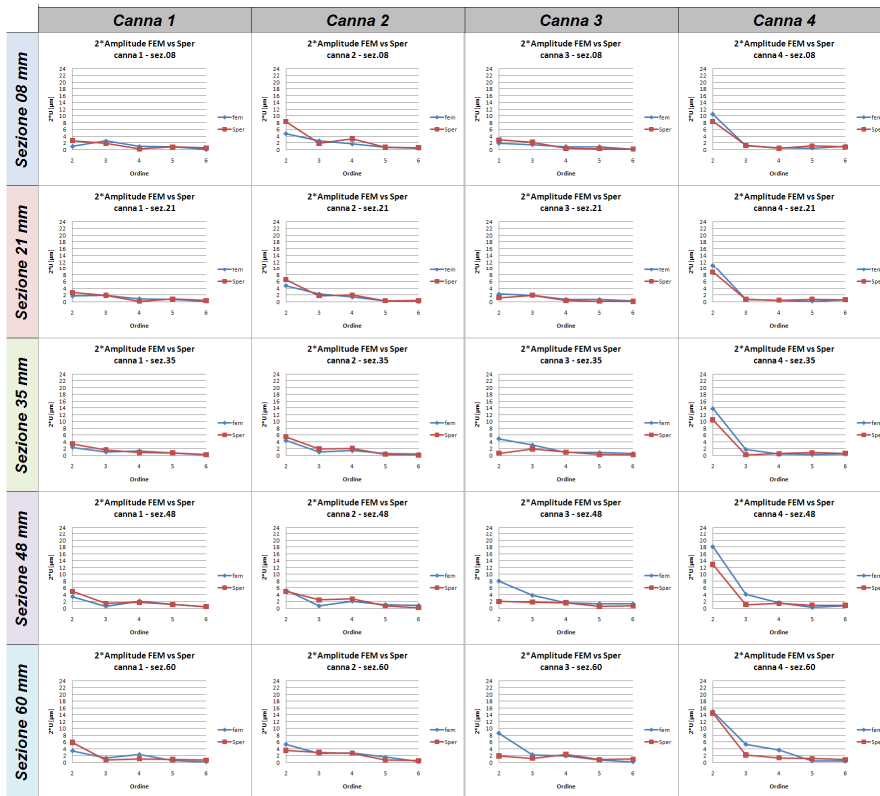


Fig.5.7 Confronto dei coefficienti di Fourier BUILD3

5.3.3 Serraggio dei torque plates SENZA anellini di tenuta (BUILD3a)

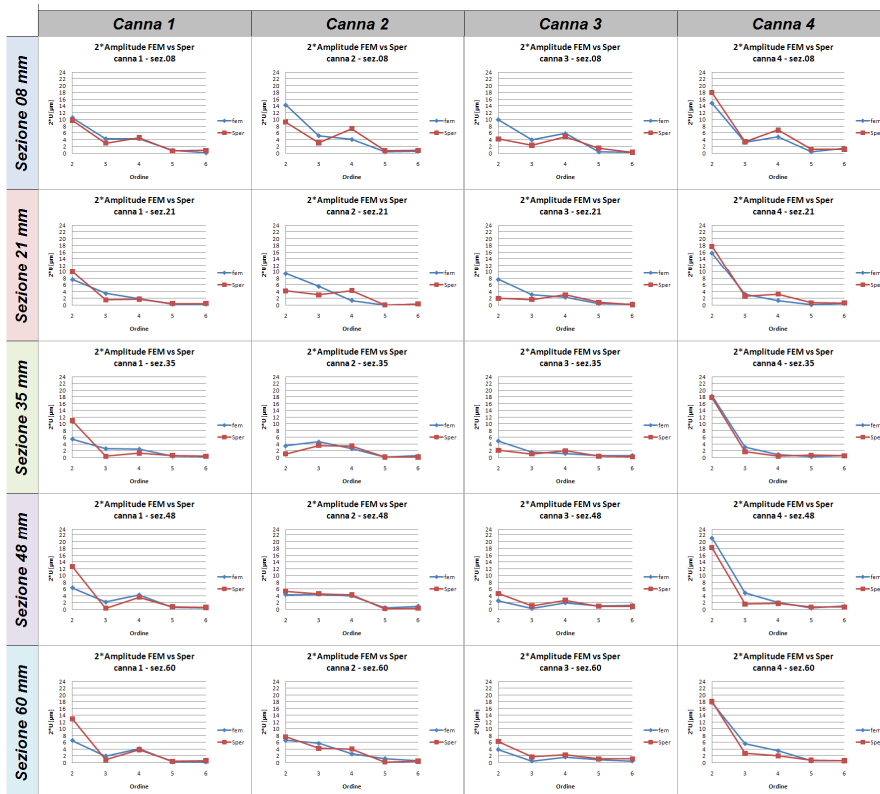


Fig.5.8 Confronto dei coefficienti di Fourier BUILD3a

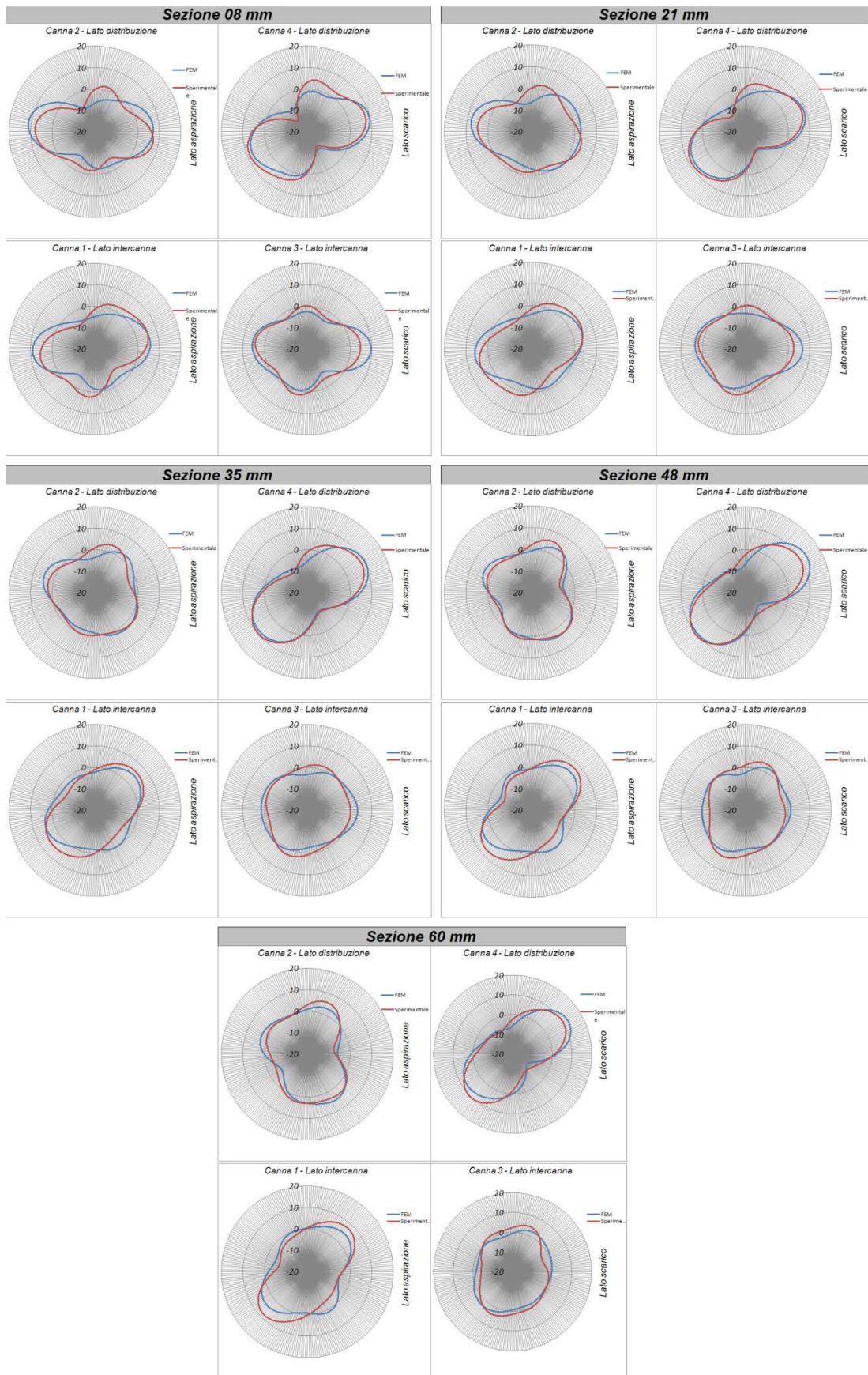


Fig.5.9 Confronto delle forme BUILD3a

5.3.4 Serraggio dei torque plates CON anellini di tenuta (BUILD4)

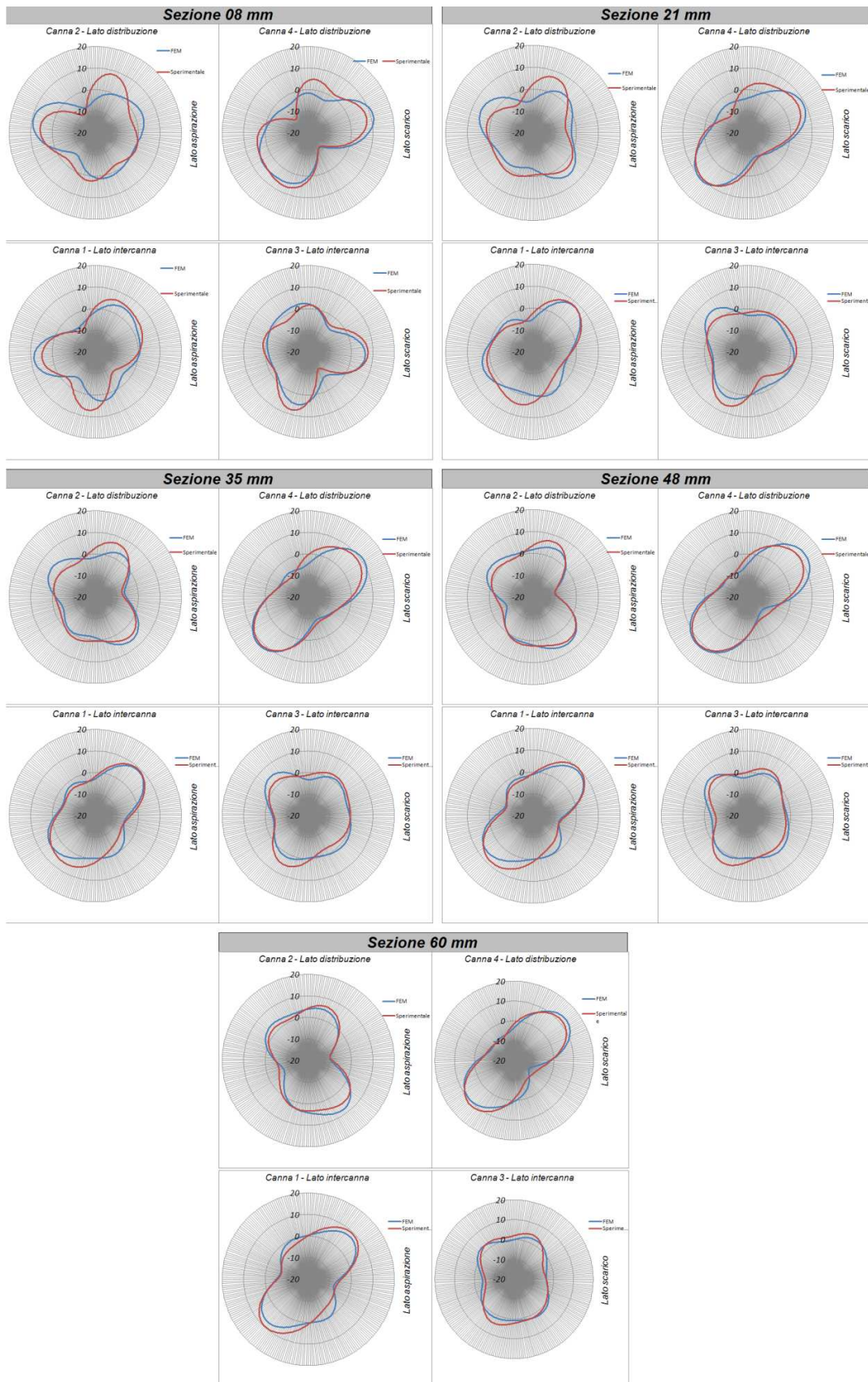


Fig.5.10 Confronto delle forme BUILD4

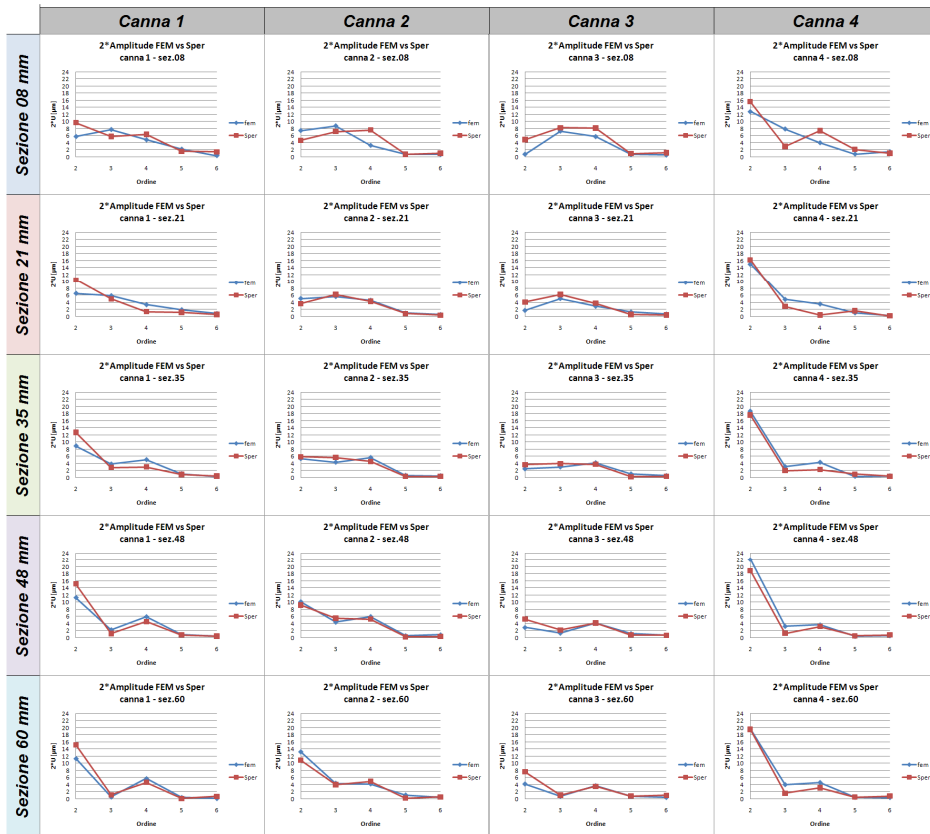


Fig.5.11 Confronto dei coefficienti di Fourier BUILD4

Essendo questa la configurazione più simile a quella di un motore completo, con le teste al posto dei torque plates e il semicaratter inferiore al posto del bottom fixture, si riporta il confronto numerico sperimentale sulle ampiezze massime rilevate in ogni canna ed anche i limiti di conformabilità minimo e massimo del primo segmento elastico.

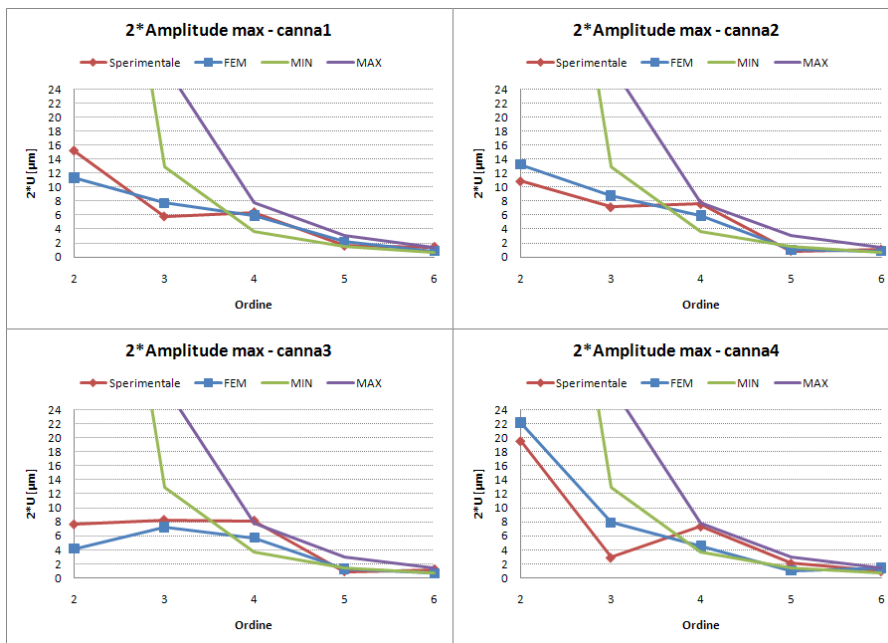


Fig.5.12 Confronto FEM-Sperimentale delle ampiezze massime in ogni canna e confronto con i limiti MIN e MAX di conformabilità del primo segmento elastico del pistone

Si può vedere come il limite di conformabilità del segmento ad adattarsi ad una forma ovalizzata e trilobata non risulta mai superato dai rispettivi ordini riscontrate sperimentalmente e numericamente nelle canne. Il limite minimo di conformabilità del quarto ordine risulta invece superato sia sperimentalmente che numericamente. Quindi se queste fossero le distorsioni raggiunte anche del motore con teste e semicarterm inferiore allora bisognerebbe principalmente agire per ridurre l'ampiezza del quarto ordine.

Un' altro confronto che può essere fatto in questa configurazione riguarda la rotondità, valutata come il massimo meno il minimo della somma delle armoniche 2..6, lungo l'asse della canna:

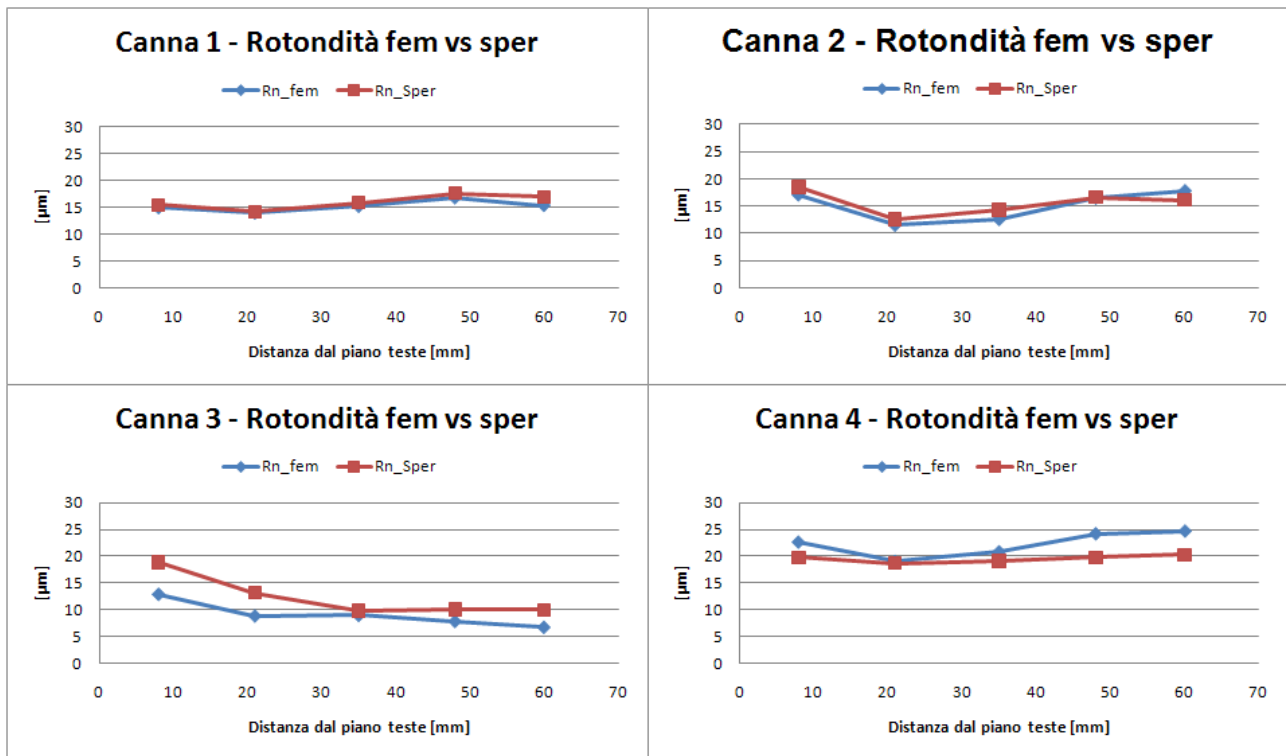


Fig.5.13 Confronto FEM-Sperimentale delle rotondità lungo l'asse delle canne

5.3.5 Influenza della modellazione della filettatura dei prigionieri sul risultato finale

Oltre ad aver aggiornato le sedi delle canne nel semicarterm inferiore e aggiornato i diametri esterni delle canne i risultati presentati in questo capitolo sono stati ottenuti anche grazie ad un aggiornamento delle modellazioni di alcuni dettagli che hanno influito sulla congruenza tra i risultati numerici e sperimentali. Uno di questi è stata la rivisitazione della modellazione del contatto tra la filettatura dei prigionieri e la corrispondente madrevite nel semicarterm superiore. Inizialmente questo accoppiamento veniva modellato considerando due superfici cilindriche con diametro pari al diametro medio di filettatura. Il contatto tra le due superfici era di tipo "glue" in modo da impedire lo sfilamento durante il serraggio. Questa è una modellazione tipica nelle analisi FEM in cui non si va alla ricerca così dettagliata degli spostamenti della madrevite ma si vuole semplicemente trasmettere il carico assiale di serraggio. In queste analisi invece è risultata cruciale una modellazione più dettagliata di ciò che avviene in prossimità dei primi filetti in presa. Di fatti il contatto di tipo glue impedisce la dilatazione della zona in corrispondenza dell'inizio della madrevite. Una modellazione, seppur semplificata, dei filetti con sezione triangolare permette di utilizzare un contatto di tipo "touching" che consente il distacco e lo scorrimento dei nodi della vite sulla madrevite ed è possibile inoltre settare un coefficiente di attrito. Chiaramente questa modellazione rende più oneroso il modello per

via dell'aumento del numero complessivo di nodi ed elementi e soprattutto per via del numero di nodi che l'algoritmo del contatto deve verificare.

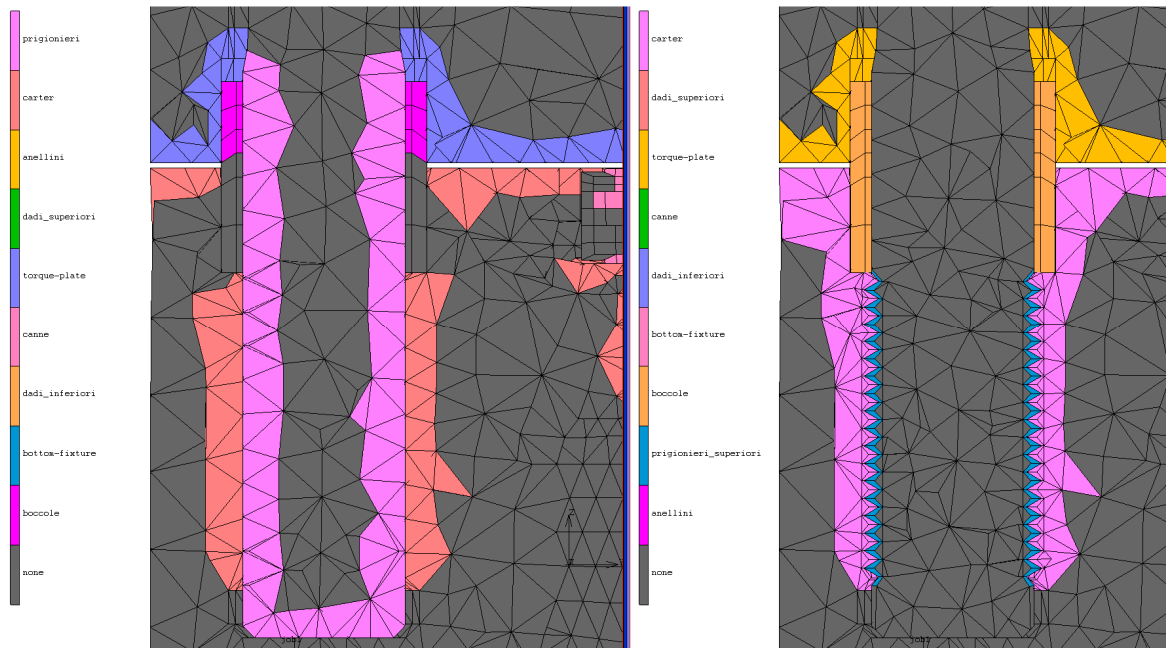


Fig.5.14 Mesh nelle zone di contatto del prigioniero lato alternatore/scarico del cilindro 1. Diversa modellazione della filettatura: “glue” a sinistra e “touching” a destra.

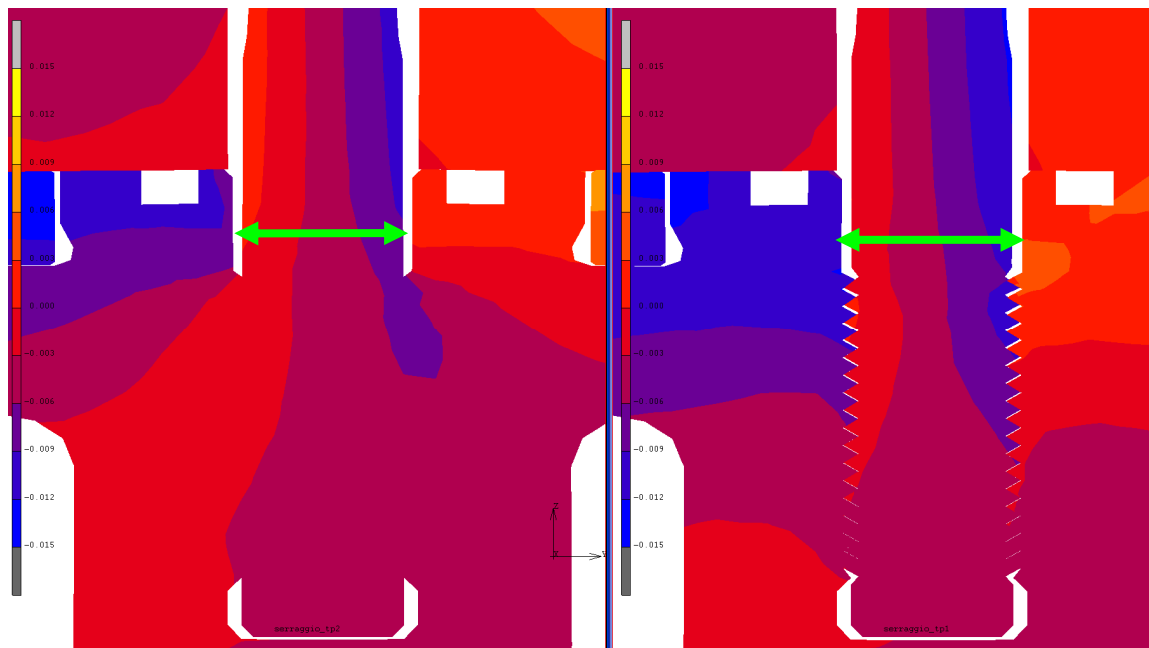


Fig.5.15 Spostamenti lungo la direzione dell'asse albero motore in una sezione del prigioniero centrale lato scarico tra i cilindri 1 e 2 passante per l'asse dei prigionieri lato scarico: filettatura: “glue” a sinistra e “touching” a destra.

Questa modellazione consente quindi la dilatazione dei primi filetti della madrevite data dalle spinte radiali dei filetti del prigioniero e, di conseguenza, influisce sugli spostamenti radiali delle sedi delle canne che si trovano in prossimità dei fori. Le due immagini mostrano una sezione del prigioniero centrale lato scarico nella bancata orizzontale in un piano passante lungo gli assi dei tre prigionieri lato scarico; le deformate

sono amplificate 10 volte. I contour degli spostamenti lungo la direzione parallela all'albero motore mostrano che con la modellazione "glue" si ha effettivamente una continuità del campo di spostamenti tra il prigioniero e la madrevite. Il caso "touching" con filetti permette invece il distacco e si ottiene una discontinuità sugli spostamenti tra prigioniero e madrevite che è più realistica. In termini quantitativi vi è una differenza di 13 μm sul diametro della lavorazione vicino al primo filetto della madrevite che, anche se può sembrare una piccola differenza, si è rilevato importante ai fini della valutazione della deformata delle canne. Nella parte alta della canna si ha infatti un aumento del termine del quarto ordine (quadrilobata) che porta i risultati FEM più vicini a quelli sperimentali

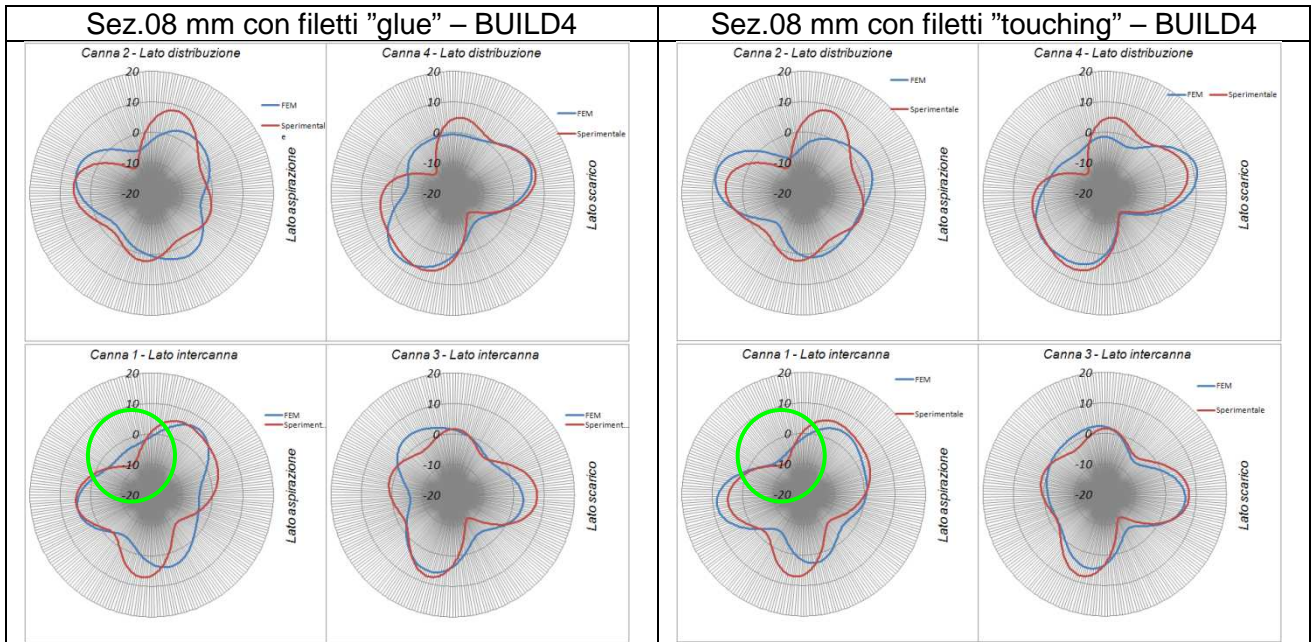


Fig.5.16 Influenza della modellazione dei prigionieri sulle deformate delle sezioni alte delle canne

5.3.6 Influenza delle boccole di montaggio

Le boccole di centraggio tra teste e semicarter poste nei prigionieri lato scarico-distribuzione e lato scarico-alternatore hanno avuto una influenza sulla congruenza dei risultati numerico-sperimentale sin dal confronto BUILD1 con il solo piantaggio. Per il rilievo con Incometer è stato infatti necessario montare i torque-plates sin dall'inizio delle misure con una coppia minima di 5 Nm. Le boccole di centraggio tra torque-plates e semicarter hanno avuto un ruolo sin dal rilievo del BUILD1 infatti il considerarli nelle analisi FEM ha fatto migliorare i risultati. Come si può vedere dalle figure se non ci fossero i torque-plates i centri delle boccole tenderebbero ad allontanarsi mentre considerando il contatto con i torque-plates sin dall'inizio questo moto viene impedito e la forma della sezione alta delle canne 1 e 2 sin dal piantaggio risulta più vicina a quella effettivamente rilevata. Inoltre le discrepanze FEM-Sperimentale aumentavano nei BUILD successivi senza la presenza delle boccole nel modello FEM.

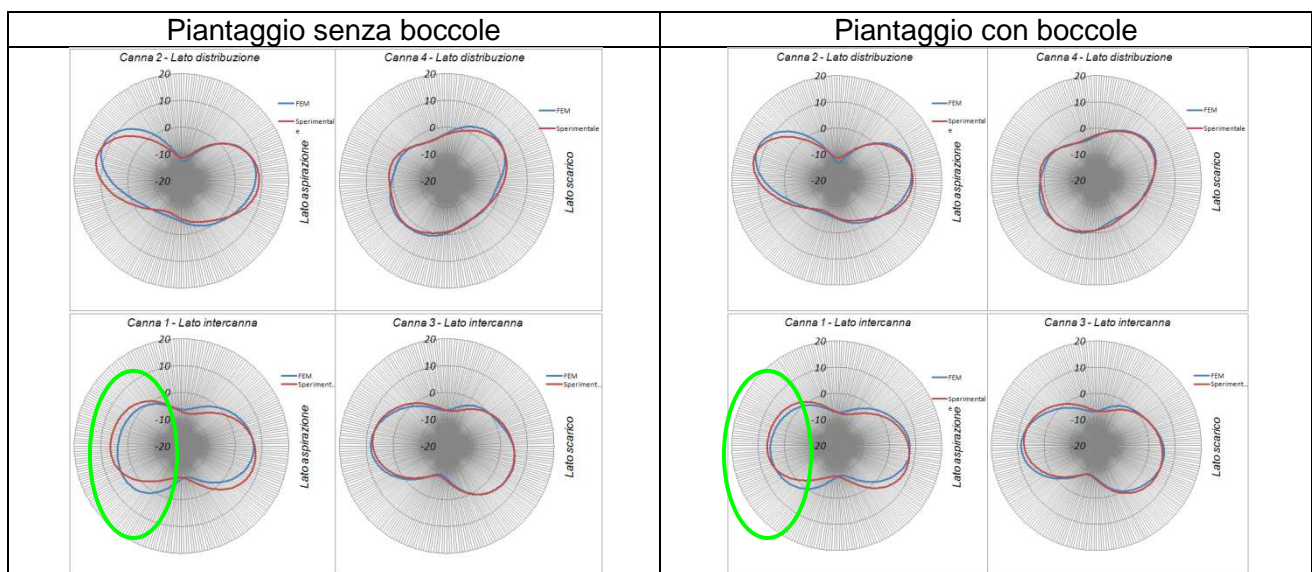


Fig.5.17 Influenza della presenza delle boccole sulle deformate delle sezioni alte delle canne

5.4 Differenza tra le deformazioni delle sedi delle canne al serraggio del semicarter inferiore e al serraggio del bottom-fixture

Come si è visto dalle misure sperimentali ed anche dalle analisi FEM le canne al BUILD1 hanno una forma molto simile a quella rilevata nel semicarter superiore nel BUILD0. Nel BUILD3 il campo di spostamenti è stato tale da ridurre notevolmente le distorsioni delle canne ripristinando un basso valore di cilindricità, soprattutto nei cilindri 1 e 3. **Questo effetto si ha perché in realtà le sedi delle canne nel semicarter superiore, così come altre lavorazioni, vengono effettuate con il semicarter inferiore e il supporto centrale montato.** Sono state eseguite quindi due analisi FEM per capire come evolvono le sedi delle canne quando viene serrato il supporto centrale e, in maniera alternata, semicarter inferiore e il bottom-fixture senza la presenza delle canne.



Fig.5.18 Configurazioni simulate per analizzare le deformazioni delle sedi delle canne dopo il serraggio del semicarterm-inferiore e del bottom-fixture

Il risultato tra la condizione iniziale e finale delle sedi conferma quanto visto sperimentalmente e numericamente nelle canne tra il BUILD1 e il BUILD3 e cioè che le sedi hanno la tendenza a ritornare cilindriche quando viene serrato il semicarterm inferiore, o il suo simulacro, nella parte inferiore. Le seguenti immagini mostrano in rosso la forma delle sedi del semicarterm superiore libero rilevata nelle sezioni 08, 48 e 60, in blu la forma assunta dopo il serraggio del semicarterm inferiore e in verde dopo il serraggio del bottom-fixture. Sono inoltre riportate le rotondità delle sezioni e si vede, come in tutte le sezioni eccetto la sezione alta del cilindro 4, esse si riducono al serraggio del semicarterm inferiore o del bottom-fixture. Con quest'ultimo componente si ha un aumento della rotondità della sezione 60 del cilindro 3.

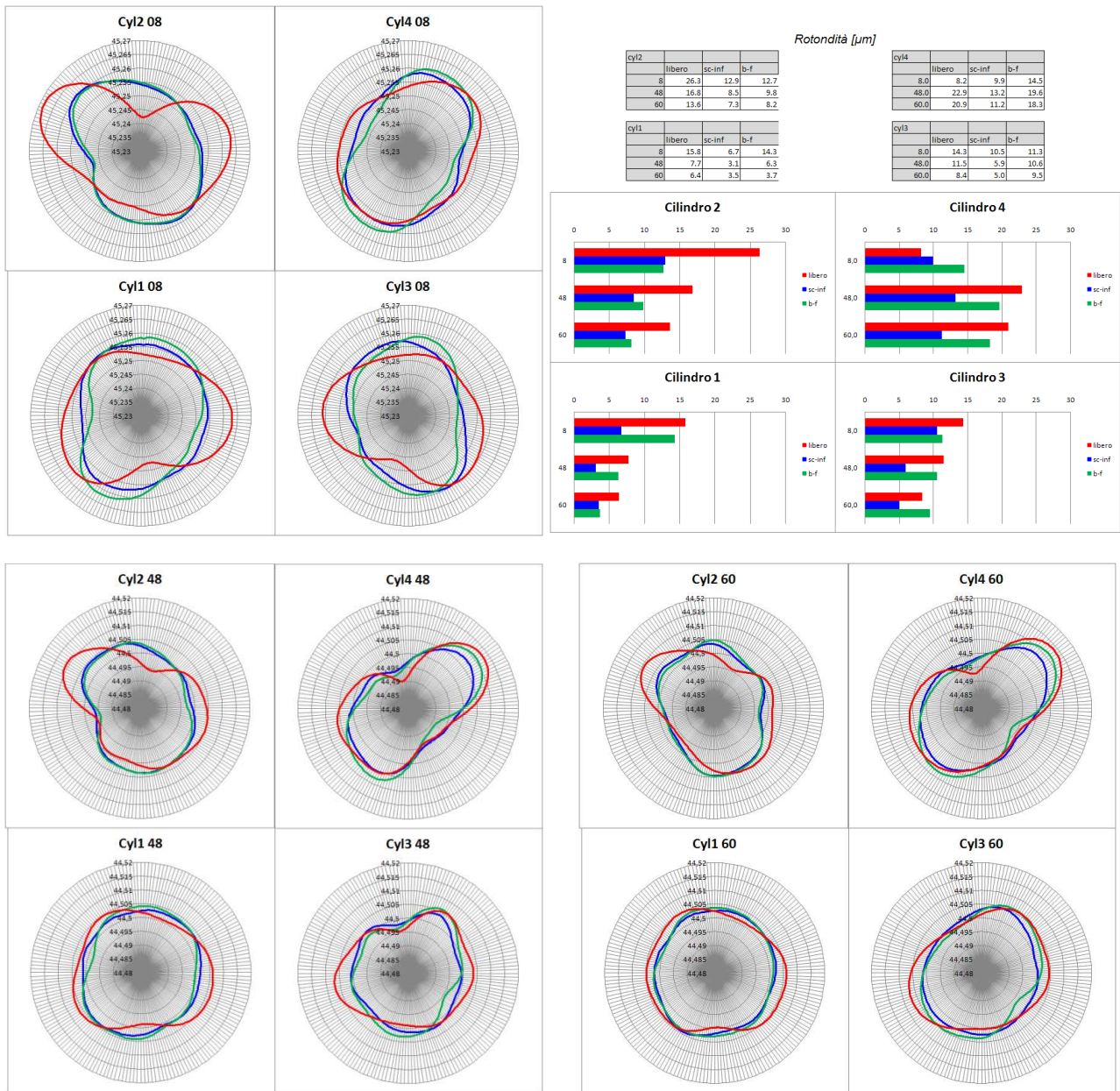


Fig.5.19 Forma delle sedi delle canne nel **semicarterm superiore libero**, con **semicarterm inferiore serrato** e con **bottom fixture serrato**.

5.5 Tentativo di riduzione delle deformazioni delle canne basato su prove sperimentali disponibili in letteratura

L'articolo tecnico *The GOETZE Cylinder Distortion. Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions* riporta, oltre a una panoramica sul tipo di problematica e alle principali cause, alcune indicazioni per ridurre l'entità delle distorsioni. Uno di questi permetterebbe di ridurre l'ampiezza della quadrilobata agendo sulla posizione della madrevite dei prigionieri della testa nel basamento.

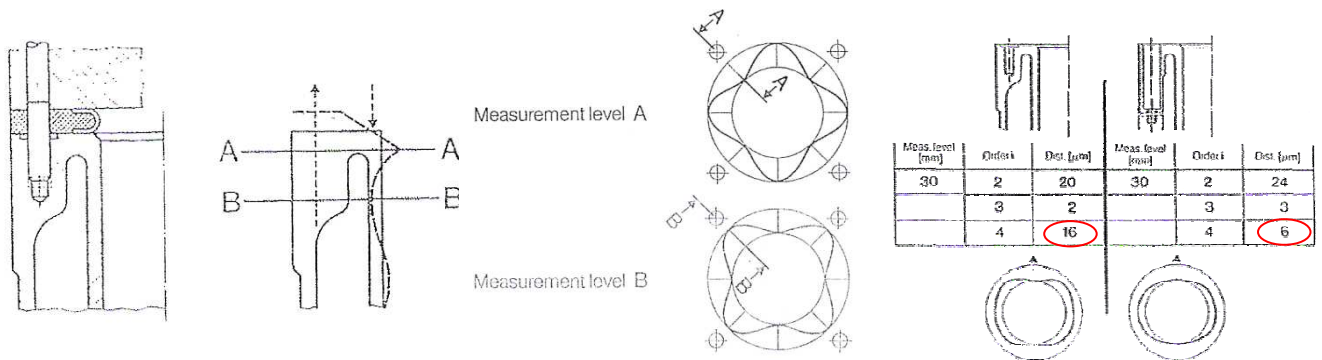


Fig.5.20 Andamento della forma quadrilobata lungo l'asse del cilindro ed influenza della posizione della madrevite nei prigionieri testa all'interno del basamento

Come si può vedere, la fase della quadrilobata cambia spostandosi dalla parte alta (sez.A-A) alla parte centrale della canna (sez.B-B): in alto si rilevano spostamenti centripeti in corrispondenza dei prigionieri mentre nella parte centrale l'andamento è opposto. In realtà nell'articolo si attribuisce il fenomeno alla spinta che la guarnizione esercita sulla superficie superiore del cilindro.

Per valutare l'efficacia dell'allontanamento della radice dei prigionieri dal piano teste nel nostro modello ci si è prima chiesti quale effetto esso possa avere sulla deformazione delle sedi superiori delle canne nel carter. La geometria del semicarter superiore ha consentito di abbassare di 15 mm le filettature di 10 madreviti su 12 (e conseguentemente sono stati allungati i prigionieri delle teste) dopodiché partendo da un semicarter superiore con sedi perfettamente cilindriche in condizioni libere, sono state serrate solo le teste con lo stesso carico assiale reale e sono stati valutati gli spostamenti delle sedi nelle sezioni 8 mm e 48 mm. Lo stesso tipo di calcolo è stato eseguito con la posizione iniziale delle filettature e sono stati confrontati i plot radiali e i coefficienti di Fourier delle deformate delle sedi canne.

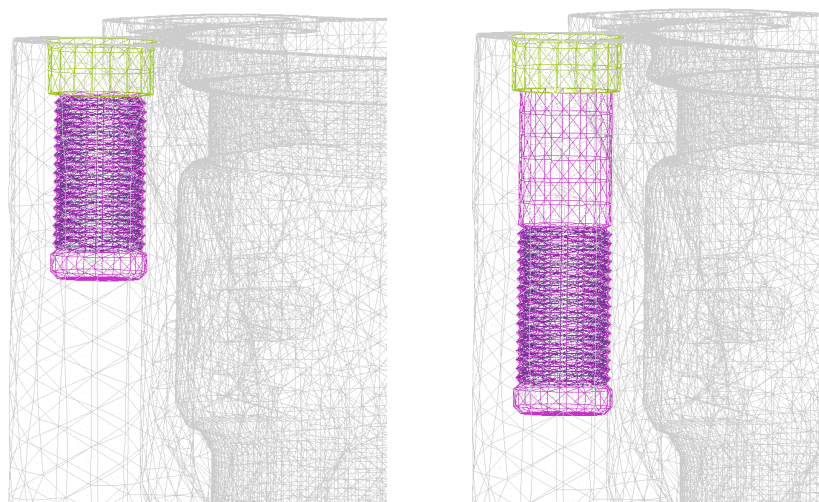


Fig.5.21 Posizione delle madreviti dei prigionieri teste nella configurazione reale (a sinistra) e spostata in basso (a destra)

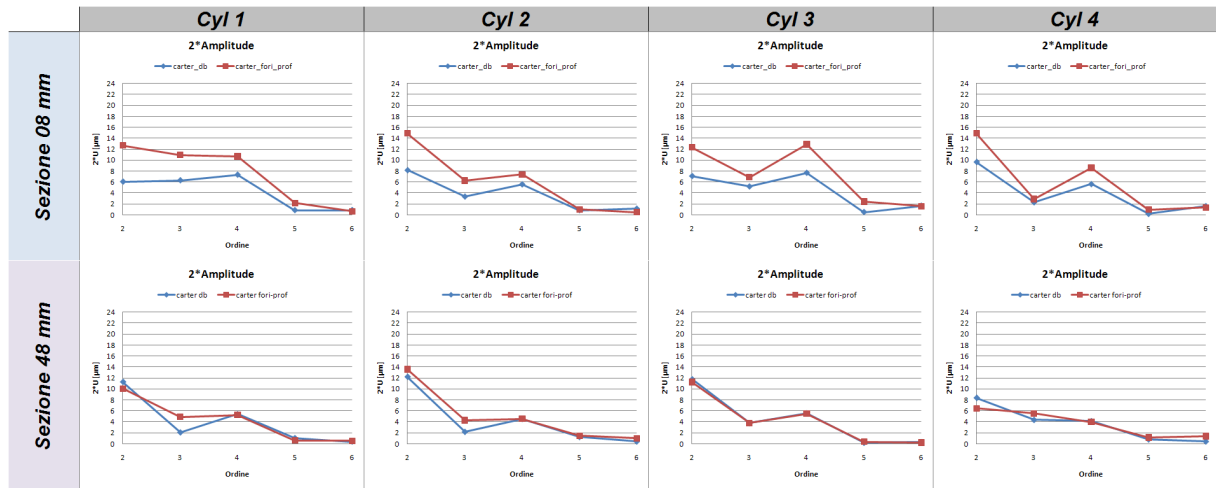
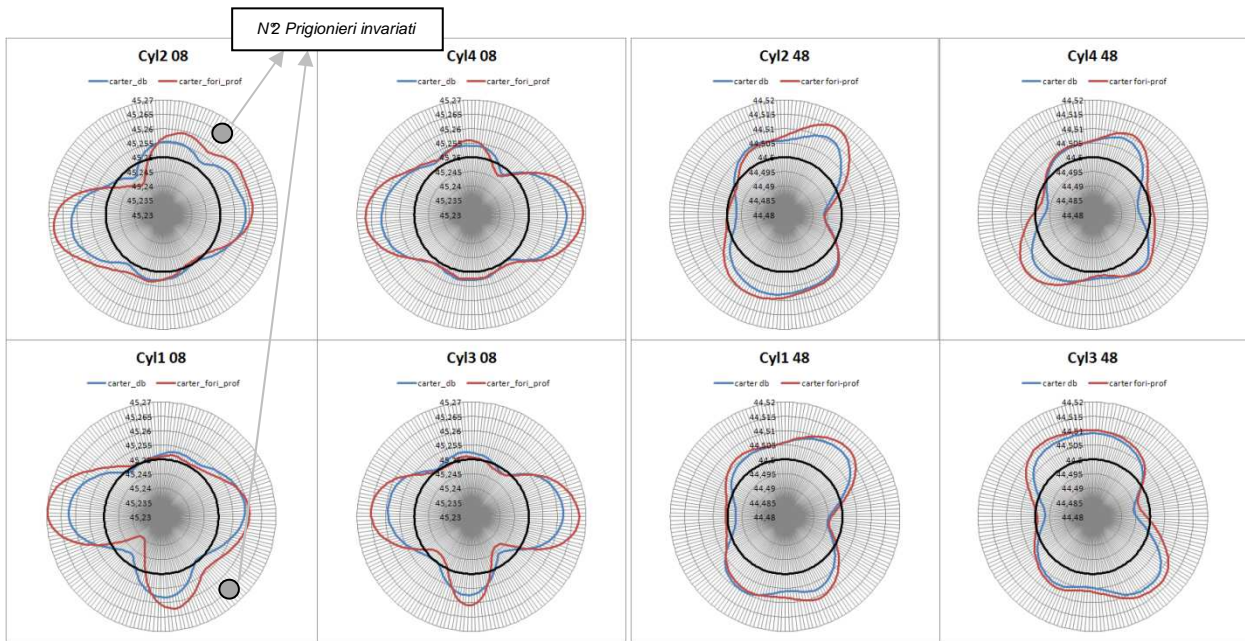


Fig.5.22 Plot radiali e coefficienti di Fourier delle sedi delle canne dopo il serraggio delle teste. Confronto tra il modello con le madreviti in posizione reale (in blu) e spostata in basso (in rosso)

Come si può vedere la nuova posizione dei prigionieri (curve in rosso) genera delle distorsioni maggiori nelle sedi superiori delle canne rispetto al caso reale (in blu) mentre nelle sedi inferiori la modifica non comporta elevati stravolgimenti così come non vi sono grandi variazioni in corrispondenza dei due prigionieri che non si è potuto modificare. Per questo motivo non sono state fatte le ulteriori analisi, più onerose, che avrebbero incluso le canne in quanto maggiori distorsioni delle sedi avrebbero certamente portato a maggiori distorsioni nelle canne.

Capitolo 6

Analisi FEM con Teste e Semicarter Inferiore

Una volta ottenuta una buona congruenza tra analisi FEM e rilievi sperimentali su un assieme che prevedeva la presenza dei simulacri di testa e semicarter inferiore è stato modellato il motore con i componenti reali il quale non può essere rilevato sperimentalmente con la strumentazione utilizzata in questo lavoro.

Tuttavia esisterebbe un metodo per il rilievo sperimentale del motore completo utilizzando degli appositi sensori posti nelle cave dei pistoni per l'alloggiamento dei segmenti elastici [2]. Utilizzando ad esempio otto sensori angolarmente equidistanti su ogni pistone è possibile ricavare il profilo del cilindro lungo la sua altezza. Con questo metodo, che risulta essere comunque complesso, è possibile determinare sperimentalmente anche il profilo delle canne in funzionamento e quindi valutare l'effetto dell'incremento della temperatura sulla forma del cilindro.

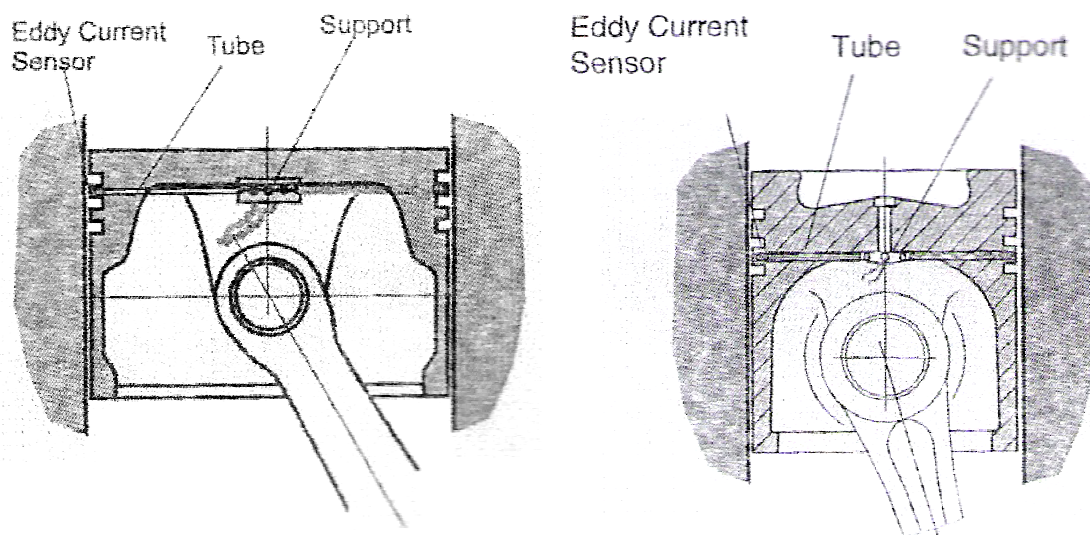


Fig 6.1 Metodo per il rilievo del profilo del cilindro durante il funzionamento di un motore ad accensione comandata (a sinistra) e diesel (a destra)

6.1 Modello FEM

Il modello FEM del motore con i due semicarter e le teste prevede quindi i componenti elencati di fianco all'immagine:

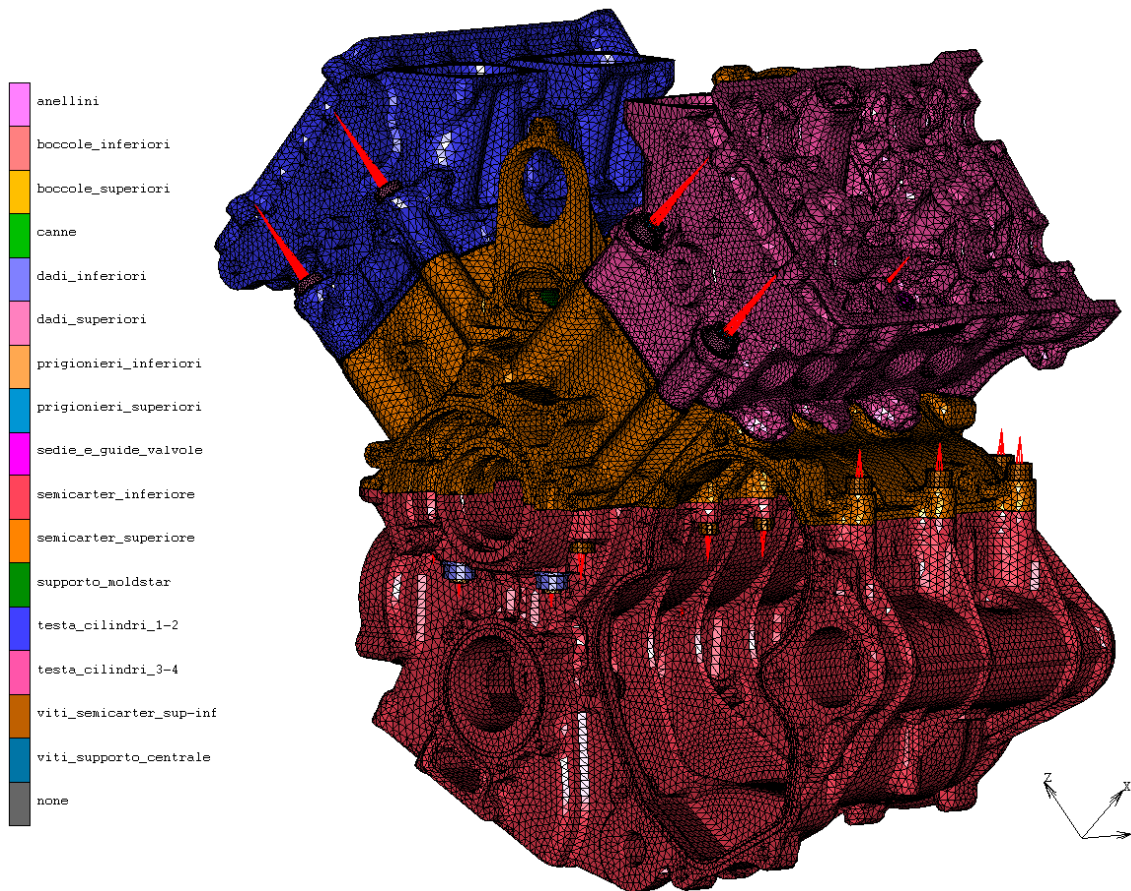


Fig.6.2 Modello FEM del motore

La storia di carico simulata è la medesima utilizzata nei rilievi sperimentali con i simulacri:

- Piantaggio delle canne.
- Serraggio del semicarter inferiore, con diciassette accoppiamenti filettati anziché quattro previsti con il bottom-fixture. Serraggio contemporaneo del supporto centrale con quattro viti.
- Serraggio delle teste con i dodici prigionieri.

6.2 Coefficienti d'attrito nei contatti

Di seguito i coefficienti di attrito utilizzati nelle varie interfacce

tipo contatto			coeff.attrito
Al	Al	secco	0.42
Fe	Al	secco	0.35
Ti	Al	secco	0.34
Cu	Fe	rocol	
Fe	Fe	rocol	
Fe	Al	rocol	
Ti	Al	rocol	

Tab.6.1 Coefficienti di attrito nei contatti

6.3 Vincoli e carichi assiali negli accoppiamenti filettati

I vincoli del modello servono esclusivamente per togliere le labilità perché tutti i carichi, quali forzamenti e serraggi, sono autoequilibrati. Per vincolare il modello sono stati scelti tre punti del semicarterm superiore che si trovano nel piano di mezzeria della V di 90°. Questi tre punti sono vincolati come mostrato in Fig.

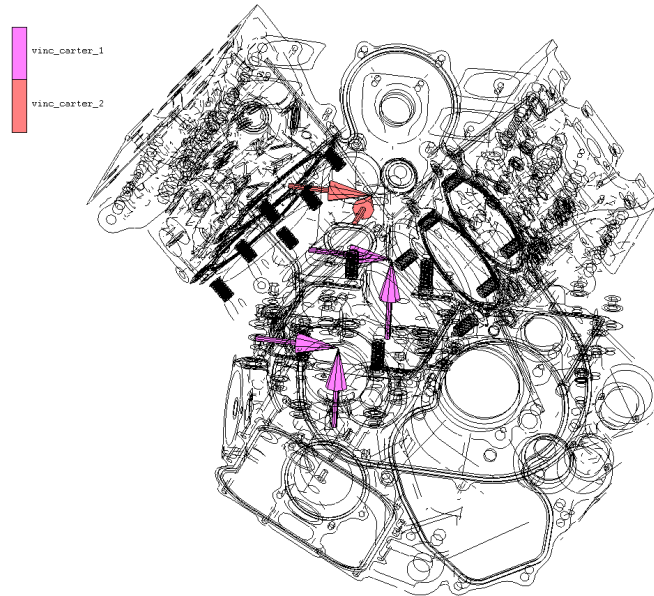


Fig.6.3 Vincolamento del modello nel piano di mezzeria della V

I componenti che nelle fasi iniziali della storia di carico non devono essere montati vengono incastrati. Nel modello completo sono presenti trentatré accoppiamenti filettati con i carichi assiali riportati in tabella:

	n°	Carico assiale [N]
Prigionieri testa	12	
Prigionieri banchi laterali	4	
Viti banchi laterali	4	
Viti interne Supp.cle	2	
Viti esterne Supp.cle	2	
Viti M8 sc-inf/sc-sup	3	
Viti M6 sc-inf/sc-sup	2	
Viti zona cambio	4	

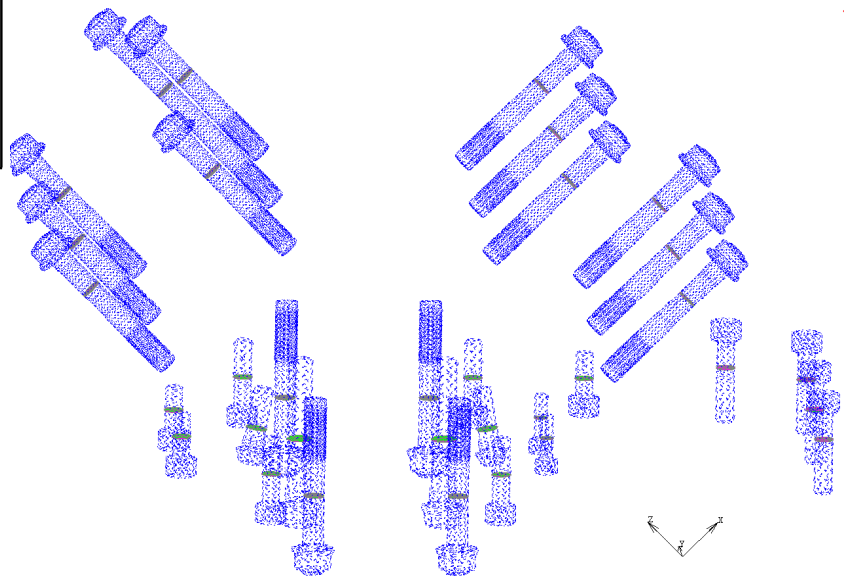


Fig.6.4 Carichi assiali negli accoppiamenti filettati del modello completo

6.4 Risultati

Sono di seguito riportati i grafici che mettono a confronto i risultati ottenuti con i torque-plates + bottom-fixture rispetto ai risultati con Teste + Semicarter inferiore.

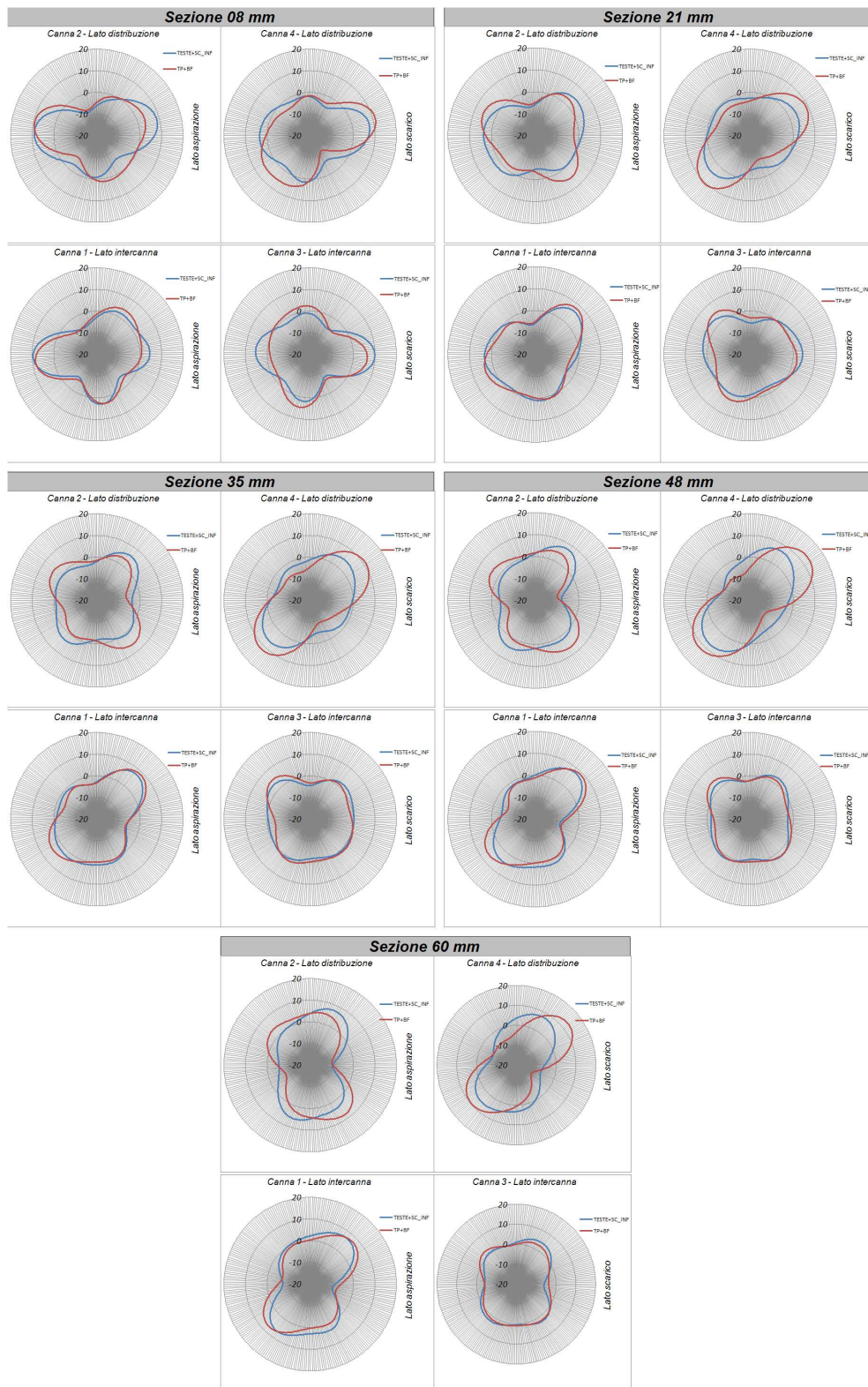


Fig.6.5 Confronto delle deformazioni nelle canne nella configurazione "torque-plates + bottom-fixture" e "teste + semicarter-inferiore"

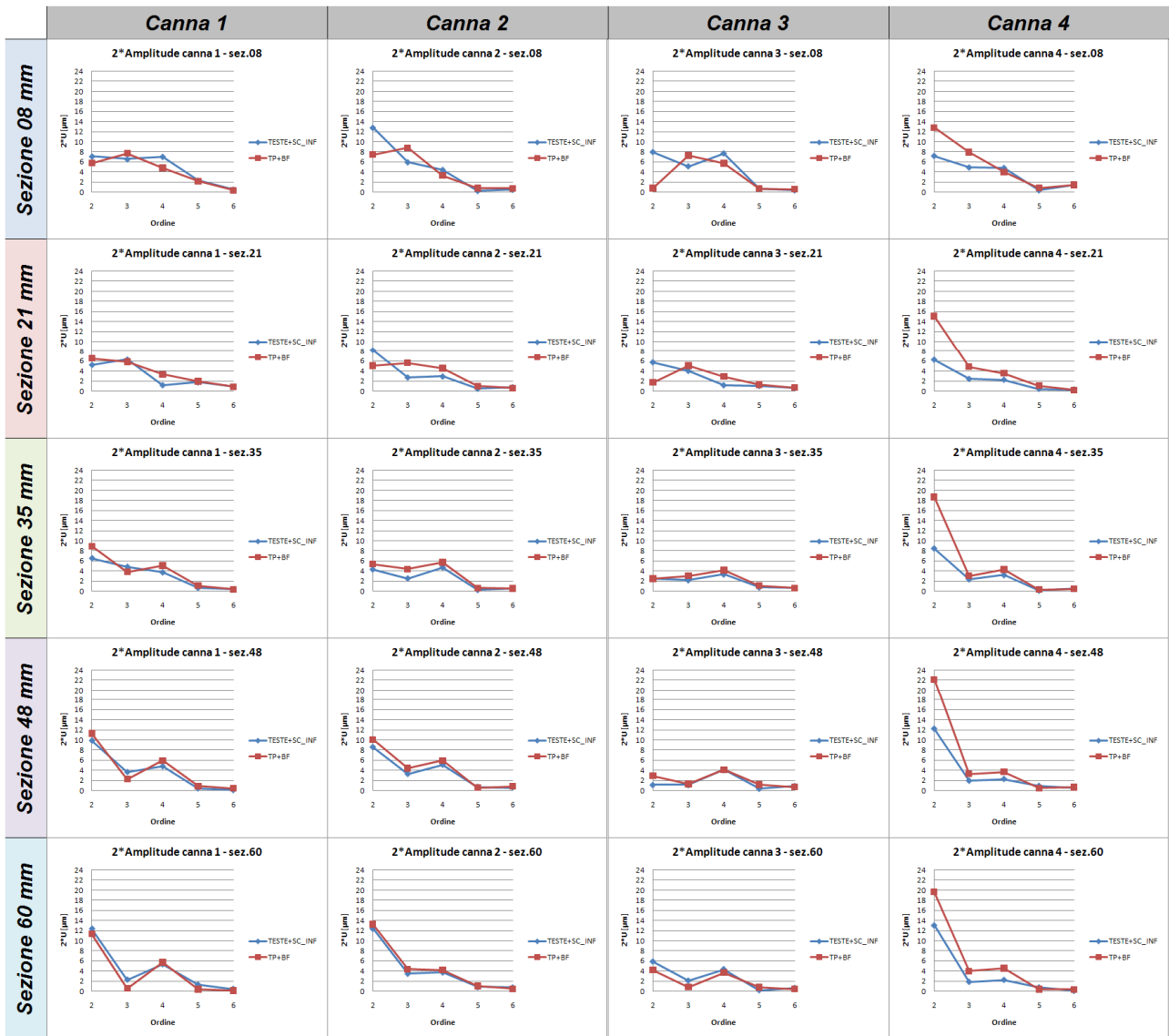


Fig.6.6 Confronto dei coefficienti di Fourier nella configurazione "torque-plates + bottom-fixture" e "teste + semicarcer-inferiore"

Sintetizzando le ampiezze massime in ogni canna e, di seguito, le massime in tutto il motore, si vede che anche serrando le teste e il semicarcer-inferiore al posto dei torque-plates e del bottom-fixture, le ampiezze del quarto ordine risultano superare il limite minimo di conformabilità (curva verde).

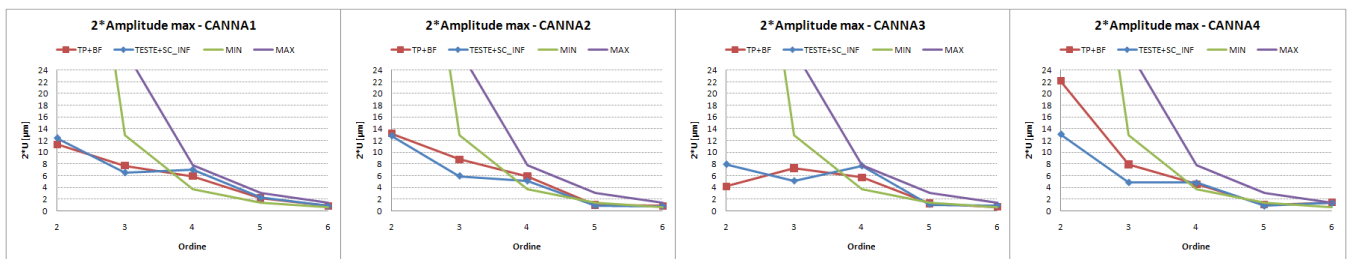


Fig.6.7 Coefficienti di Fourier massimi in ogni canna sovrapposti ai limiti MIN e MAX di conformabilità del primo segmento elastico

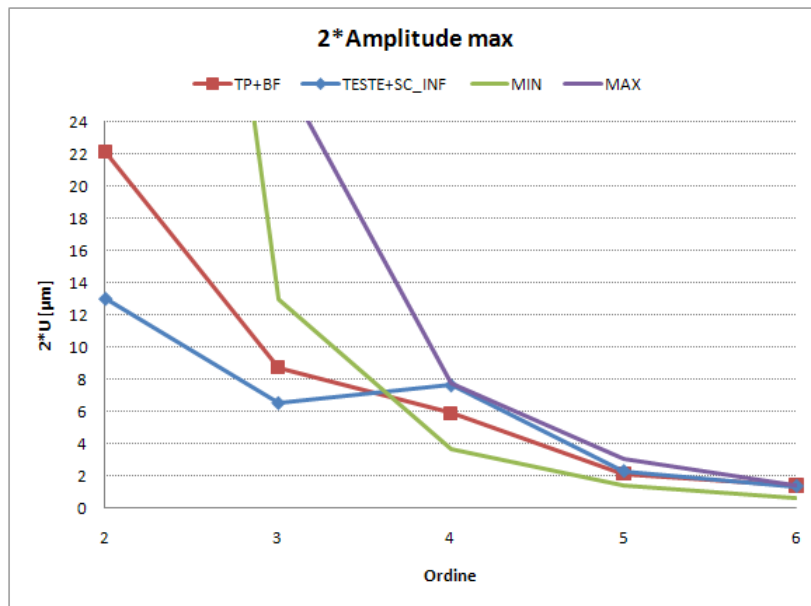


Fig.6.8 Coefficienti di Fourier massimi nel motore sovrapposti ai limiti MIN e MAX di conformabilità del primo segmento elastico

6.5 Calcolo della forma delle sedi canne

Il fatto di avere ottenuto un modello FEM abbastanza complesso, che consente di valutare la forma delle canne nel motore completo e di quantificare le discrepanze che vi sono se vengono montati i simulacri al posto dei componenti reali, risulta essere già un ottimo risultato sfruttabile per trarre delle considerazioni sul motore studiato.

Tuttavia fintanto che il modello rimane basato sui rilievi sperimentali, con particolare riferimento alle forme reali delle sedi delle canne, esso risulta meno sfruttabile nell'ottica di valutare l'entità delle distorsioni delle canne in fase di progetto di un nuovo motore. L'obiettivo che ci si è posti è quindi quello di avere un modello che possa dare delle informazioni attendibili ma non più basato sui rilievi sperimentali delle sedi delle canne. Per ottenere questo risultato occorre simulare il processo di lavorazione delle sedi delle canne per ottenere la forma delle sedi stesse quando il semicaratter superiore è in condizioni libere.

6.6 La funzione Rezone

Il software agli elementi finiti utilizzato consente di simulare la lavorazione meccanica andando a riposizionare i nodi della mesh in una determinata posizione quando il modello è caricato. La procedura generale è la seguente:

- Modello indeformato con un "piccolo" sovrametallo nelle superfici interessate dalla lavorazione;
- Applicazione dei carichi (in questo caso sono i serraggi);
- Riposizionamento dei nodi delle superfici da lavorare sulla superficie nominale di lavorazione;
- Rimozione del carico di serraggio;
- Esportazione delle nuove coordinate delle superfici lavorate;

Chiaramente in questo modo la lavorazione simulata è una lavorazione teorica che non può tener conto degli errori "occasionalmente" del processo.

6.7 Confronto tra le forme delle sedi canne rilevate e calcolate

Il modello per effettuare questa operazione è il medesimo utilizzato alla fine del capitolo precedente cioè quello in cui si è verificato se effettivamente le sedi rilevate sperimentalmente sul semicarterm superiore in condizione libere diventavano cilindriche dopo il serraggio del semicarterm inferiore e del supporto centrale. In realtà già da questo modello, così come dal rilievo sperimentale BUILD3 eseguito sia con l'Incometer che con la DEA, si era comunque visto che il cilindro 4 nella sezione alta era comunque ovalizzato (sia la sede che, di conseguenza, la canna) mentre negli altri si aveva una forte riduzione della cilindricità. Questo effetto può essere imputato ad un eventuale diverso serraggio utilizzato nel processo di lavorazione rispetto a quello previsto.

In questo modello FEM le sedi delle canne con il semicarterm superiore in condizioni libere sono perfettamente cilindriche; è stato serrato il supporto centrale e il semicarterm inferiore e sono stati proiettati i nodi delle sedi delle canne sulle superfici nominali ($D_{sup}=90.5$ mm, $D_{inf}=89.0$ mm) e infine sono stati rimossi i carichi dei collegamenti filettati. Lo step successivo è stato quello di esportare in nodi delle sedi all'istante finale della simulazione e sono stati utilizzati per modificare il modello completo

La seguente figura mostra il confronto tra i plot radiali assoluti tra le forme delle sedi canne rilevate sperimentalmente (BUILD0) e quelle calcolate:

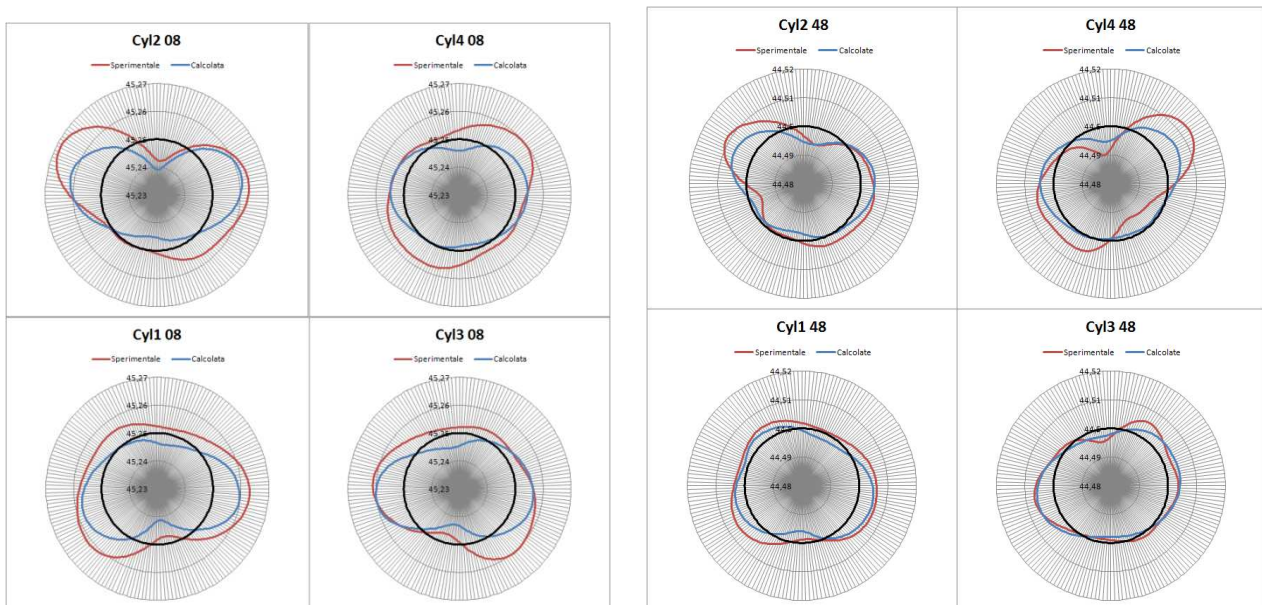


Fig.6.9 Semicarterm superiore libero: confronto tra le sedi canne *rilevate sperimentalmente* e *calcolate*

Si può vedere la buona congruenza nei cilindri 1, 2 e 3 mentre nel quarto, come ci si aspettava, non si ottiene l'effettiva ovalizzazione rilevata sperimentalmente. I grafici differiscono anche per quel che riguarda il valor medio del diametro. Difatti sperimentalmente in BUILD0 si erano rilevati, per le sedi superiori, dei diametri medi maggiori rispetto al valore nominale, addirittura leggermente fuori tolleranza. Tuttavia questa informazione non è stata volutamente considerata con l'obiettivo di costruire un modello non basato su misure sperimentali, almeno per quel che riguarda il semicarterm superiore, anche se chiaramente una diversa interferenza avrà un'influenza sulla forma finale delle canne.

6.8 Confronto tra i risultati del modello FEM con le sedi rilevate sperimentalmente e le sedi calcolate

Una volta caricate le forme delle sedi calcolate nel modello completo è stato eseguito il calcolo e confrontati i risultati con il modello che prevedeva le sedi delle canne rilevate sperimentalmente:

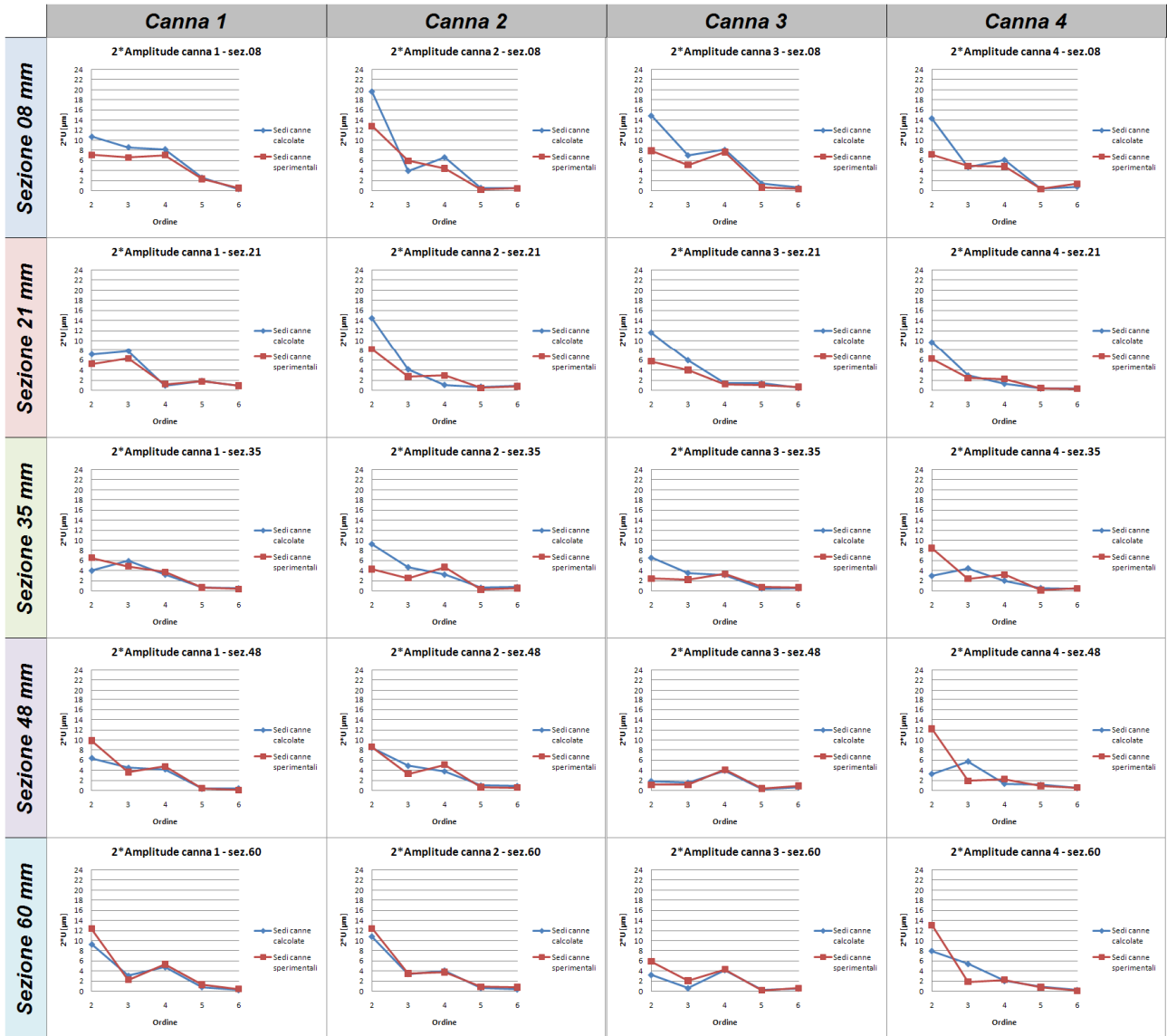


Fig.6.10 Confronto tra i coefficienti di Fourier delle deformate delle canne ottenute dal modello FEM completo di motore. In rosso il modello con le *sedi canne rilevate sperimentalmente* e in blu con le *sedi canne calcolate simulando il processo di lavorazione*.

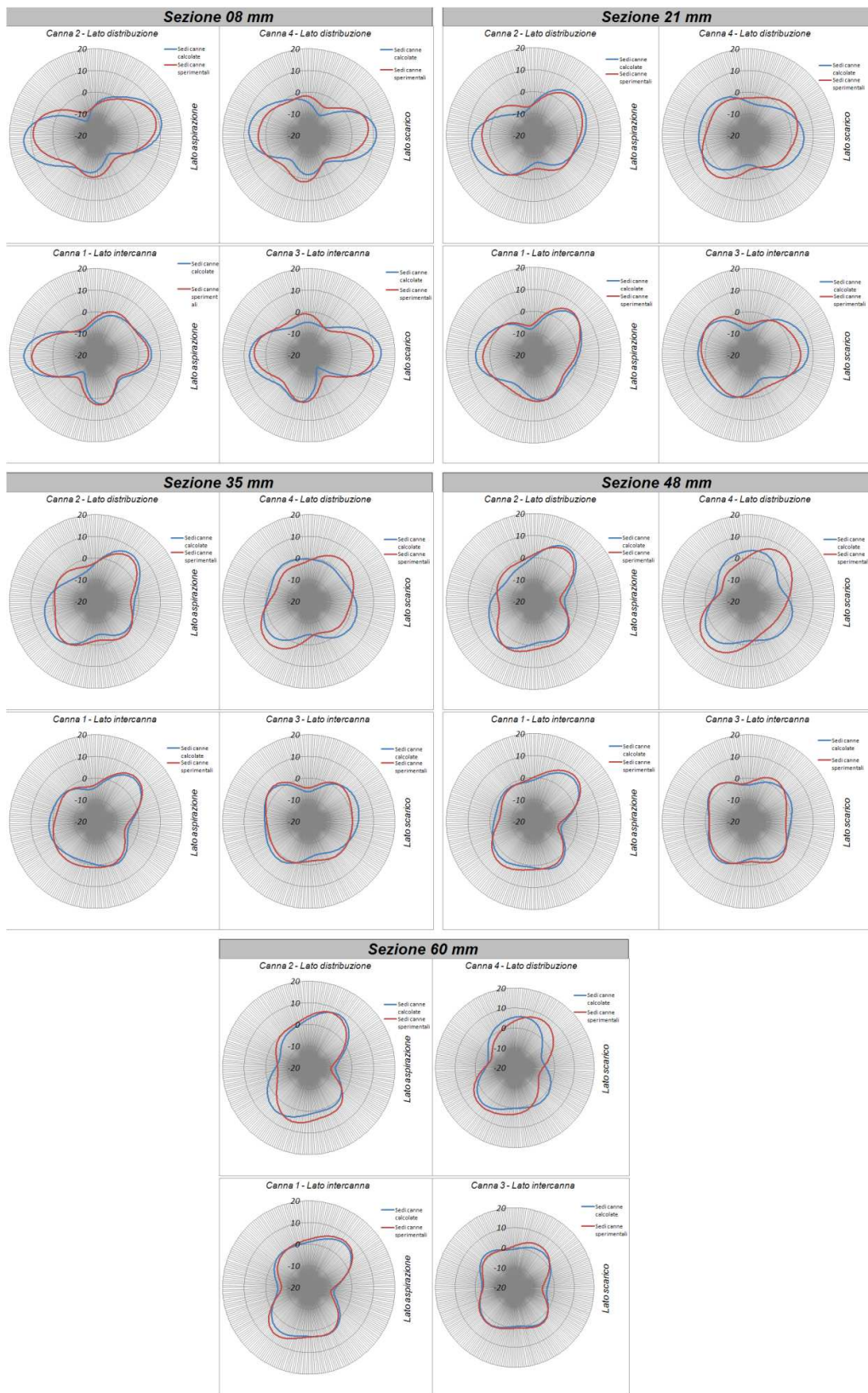


Fig. 6.11 Confronto tra le deformate delle canne ottenute dal modello FEM completo di motore. In rosso il modello con le sedi canne rilevate sperimentalmente e in blu con le sedi canne calcolate simulando il processo di lavorazione

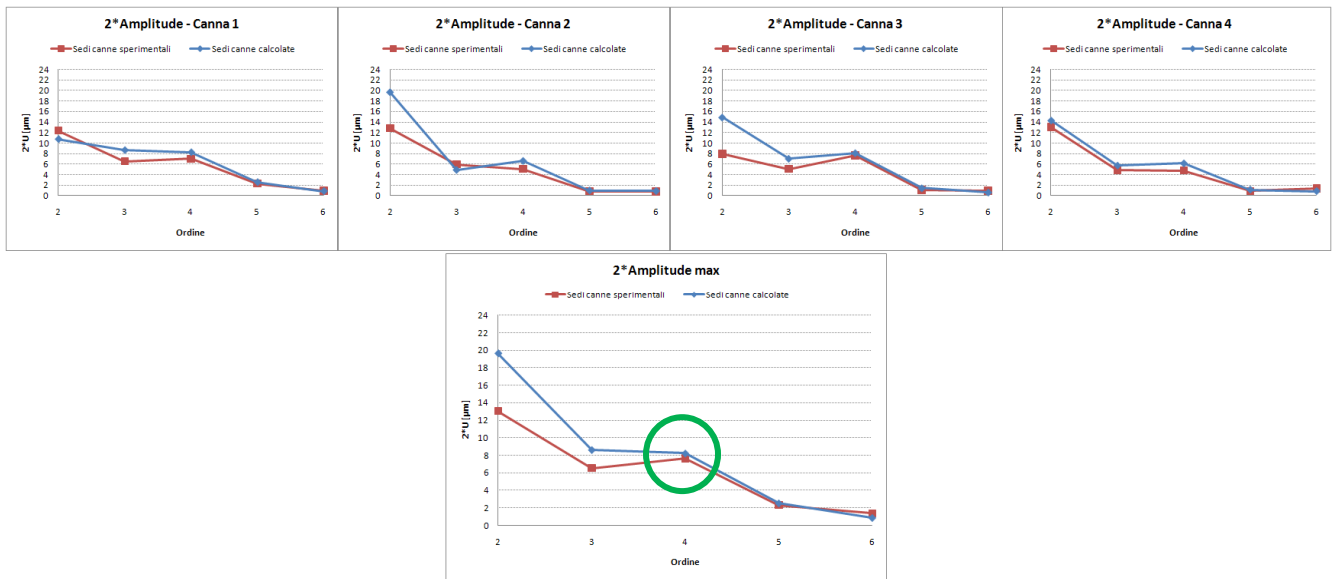


Fig.6.12 Confronto tra i coefficienti di Fourier delle deformate delle canne ottenute dal modello FEM completo di motore. In rosso il modello con le *sedi canne rilevate sperimentalmente* e in blu con le *sedi canne calcolate simulando il processo di lavorazione*, confronto dei massimi in ogni canna e confronto nell'intero motore.

Si può vedere come il termine del quarto ordine, che si è rivelato importante se confrontato con il limite di conformabilità dei segmenti elastici risulta molto simile tra il modello con le sedi canne rilevate sperimentalmente e il modello con le sedi calcolate. Le maggiori discrepanze riguardano il secondo ordine che comunque è influenzato anche dall'entità dell'interferenza.

Capitolo 7

Proposta per la riduzione delle deformazioni delle canne cilindro agendo sul processo di lavorazione del semicarterm superiore

Dalle analisi discusse precedentemente è emerso che l'armonica che supera il limite di conformabilità dei segmenti elastici è quella del quarto ordine cioè la quadrilobata. Sia sperimentalmente che numericamente si è visto che il suo valore aumenta sensibilmente dopo il serraggio delle teste (o dei torque-plates) e questo accade soprattutto nelle sezioni più alte, sia con che senza anellini di tenuta (BUILD3a, BUILD4). Questo effetto può essere quindi associato in gran parte al serraggio dei prigionieri della testa. D'altra parte il fatto di lavorare le sedi delle canne con il semicarterm inferiore fa sì che le elevate ovalizzazioni che si hanno al solo piantaggio si riducono dopo il montaggio del semicarterm inferiore e il valore della cilindricità in questa fase è molto basso.

Da queste considerazioni è nata l'idea di agire sul processo di lavorazione delle sedi delle canne per ridurre le deformazioni finali che si hanno dopo il montaggio delle teste **introducendo una piastra che possa simulare la presenza delle teste durante la lavorazione delle sedi delle canne**. Chiaramente questa piastra deve poter consentire il passaggio dell'utensile per la lavorazione per cui deve prevedere dei fori con diametro maggiore del diametro più grande da lavorare (sede canna superiore, in questo caso). Inoltre deve avere degli ingombri limitati in modo da consentire la lavorazione anche delle sedi inferiori.

Viste le ridotte dimensioni richieste si è quindi pensato di costruire questa piastra in acciaio in modo da incrementarne la rigidità. La base di partenza è stata quella del *torque-plate iniziale* con il diametro dei fori per l'accesso ai cilindri pari al diametro del colletto superiore della canna (96.4 mm) e l'altezza ridotta da 39 mm a 13 mm.

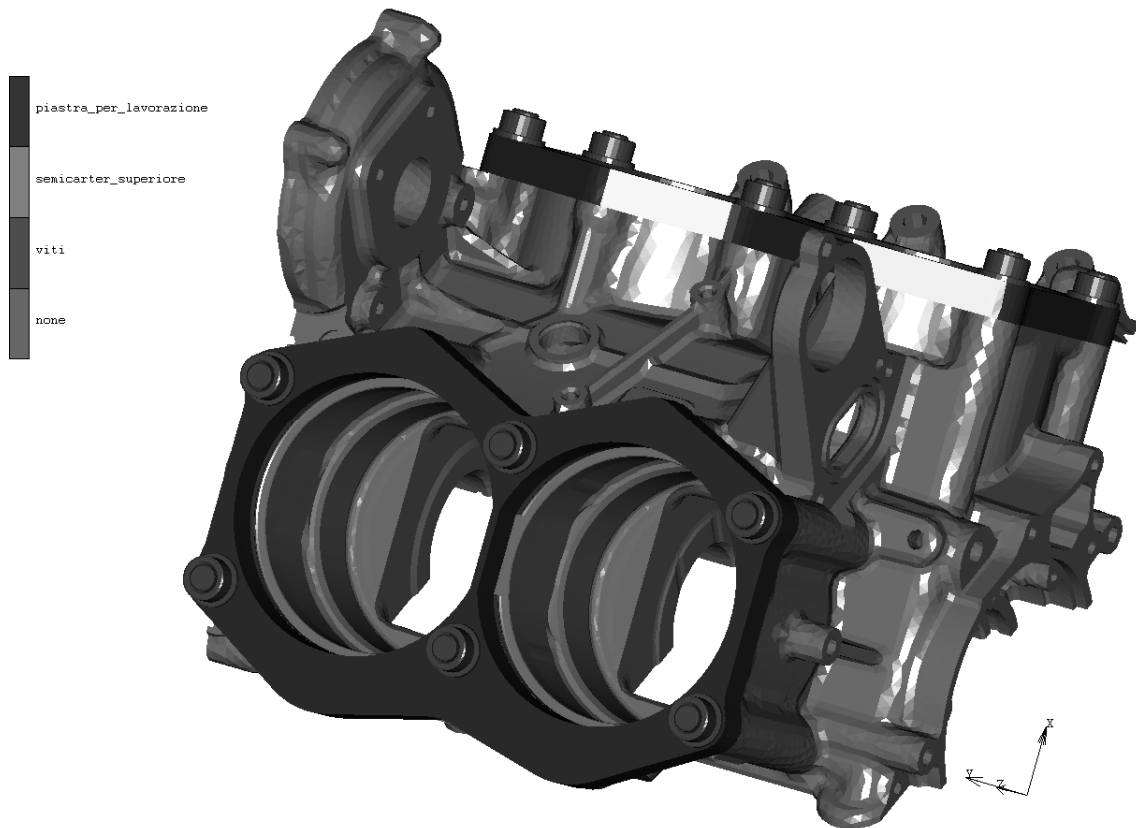


Fig.7.1 Piastre in acciaio montate sul semicarter superiore per la lavorazione delle sedi delle canne

Analogamente a quanto fatto per valutare l'influenza della posizione delle madreviti dei prigionieri (paragrafo 5.5) è stato simulato il solo serraggio tra la piastra e il semicarter superiore, per valutare velocemente la congruenza con la forma delle sedi ottenuta serrando le teste .

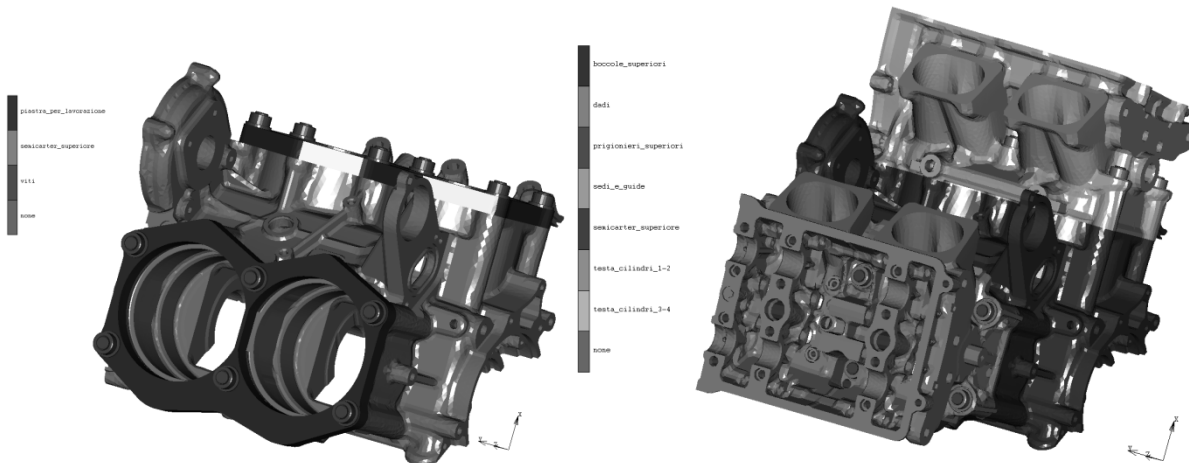


Fig.7.2 Modelli FEM semplici per valutare gli spostamenti delle sedi al serraggio della piastra e delle teste

Sono state tolte le boccole in quanto risulterebbe difficoltoso il loro montaggio durante il processo di lavorazione. I prigionieri e i dadi sono stati sostituiti da opportune viti, accorciando di 2 mm la loro lunghezza di filettatura per non occupare tutta la madrevite come accade con i prigionieri. Il carico assiale dato dal serraggio è stato utilizzato come parametro di progetto.

7.1 Definizione della geometria e dei carichi di serraggio della piastra

I risultati in termini di deformazioni della sede canna superiore serrando la piastra in acciaio, confrontate con quelle ottenute serrando le teste, si sono mostrati subito promettenti. Di seguito vengono mostrati il confronto tra la deformata della sede superiore della canna ottenuta serrando le teste e quella ottenuta serrando la piastra in acciaio. A sinistra vi è il caso in cui il carico assiale delle viti della piastra è pari a quello dei prigionieri della testa mentre a destra vi è il caso in cui il carico assiale delle viti della piastra è stato ridotto del 50%.

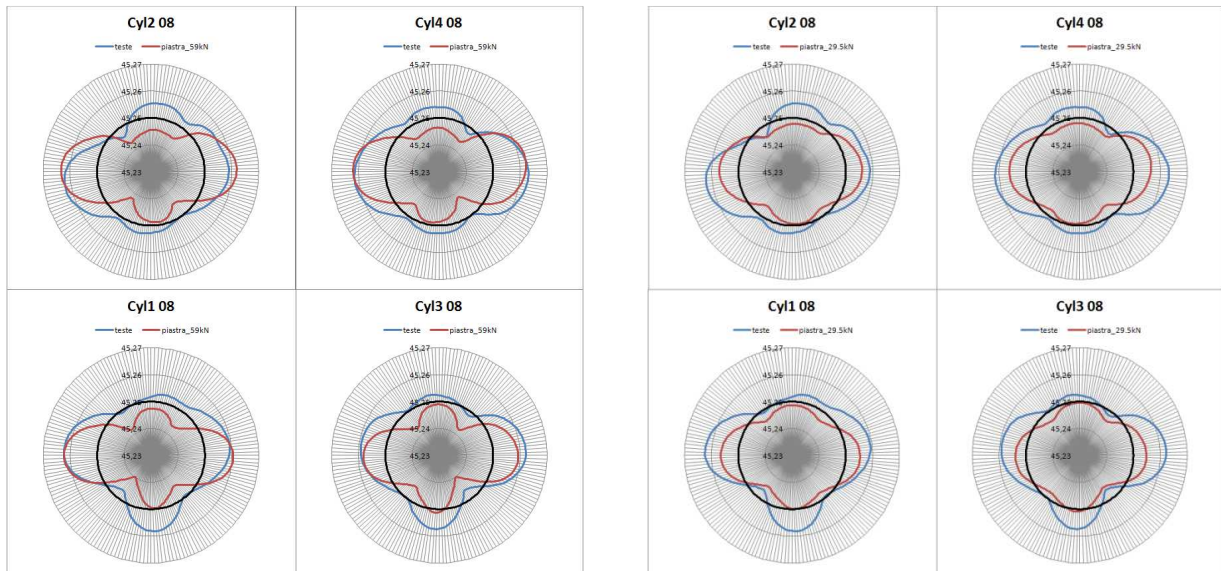
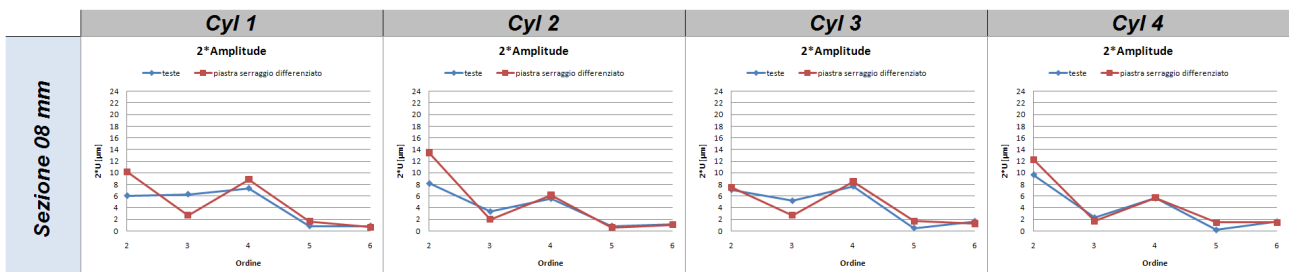


Fig.7.3 Confronto tra gli spostamenti della sede superiore delle canne al serraggio della testa (in blu) e della piastra (in rosso): A sinistra la piastra è serrata con lo stesso carico assiale delle teste, a destra è serrata con metà del carico assiale delle teste

In entrambi i casi si vede comunque che il diametro della sede, che è inizialmente cilindrica e con diametro pari al diametro nominale, tende ad essere maggiore quando si serrano le teste rispetto a quando si serrano le piastre. Tuttavia questo aspetto non dovrebbe essere un problema al fine di ridurre le distorsioni delle canne. Nell'immagine a sinistra si vede che con lo stesso carico assiale nel modello con la piastra si hanno degli spostamenti centripeti elevati in corrispondenza dei prigionieri centrali rispetto al modello con la testa. Con una riduzione del 50% del carico assiale nelle viti della piastra le zone vicine ai prigionieri centrali hanno un andamento molto simile a quanto accade con le teste ma le zone lato alternatore e distribuzione sembrano subire spostamenti centrifughi inferiori. A questo punto è stato assegnato il 100% del carico assiale dei prigionieri della testa alle viti lato alternatore/distribuzione e il 50% nelle viti centrali ottenendo il seguente risultato:



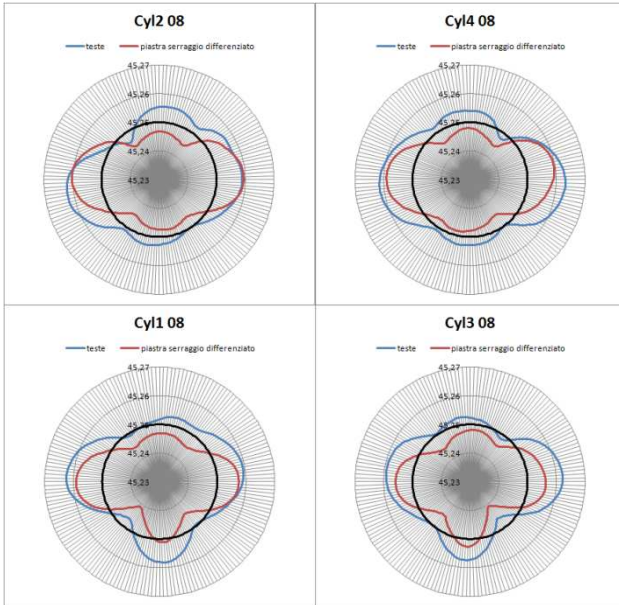


Fig.7.4 Confronto tra gli spostamenti e i coefficienti di Fourier della sede superiore delle canne al serraggio della testa (in blu) e della piastra (in rosso). La piastra è serrata con un carico assiale diverso per le viti lato alternatore/distribuzione e le viti centrali

La piastra così montata è in grado di replicare perfettamente la deformata del quarto ordine nella sede canna superiore. Per quanto riguardano le sedi inferiori le loro deformazioni risultano più sensibili all'altezza della piastra rispetto a quanto visto per le sedi superiori. Con la piastra spessa 13 mm si ha infatti una bassa variazione della cilindricità delle sedi inferiori delle canne dopo il serraggio rispetto a quanto accade serrando le teste. Per ottenere degli scostamenti più alti, che si avvicinano a quelli ottenuti serrando le teste, occorrerebbe aumentare lo spessore della piastra. Di seguito vi è il confronto tra i plot radiali e le ampiezze ottenute con il serraggio delle teste e il serraggio delle piastre alte 39 mm che è la stessa altezza delle colonnette delle teste e del torque-plate iniziale .

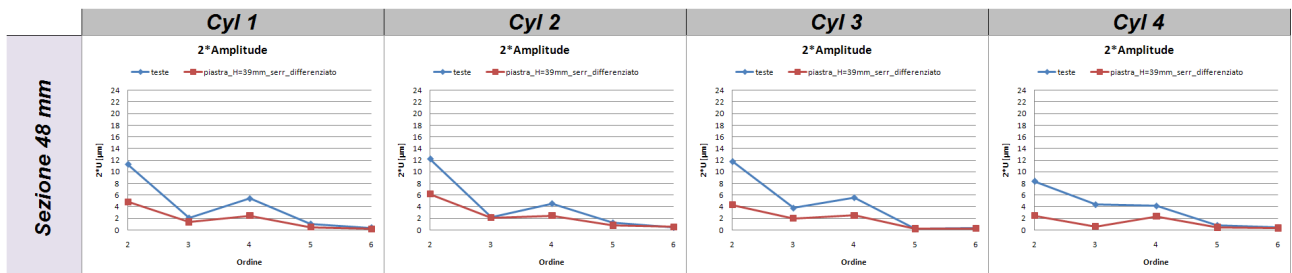
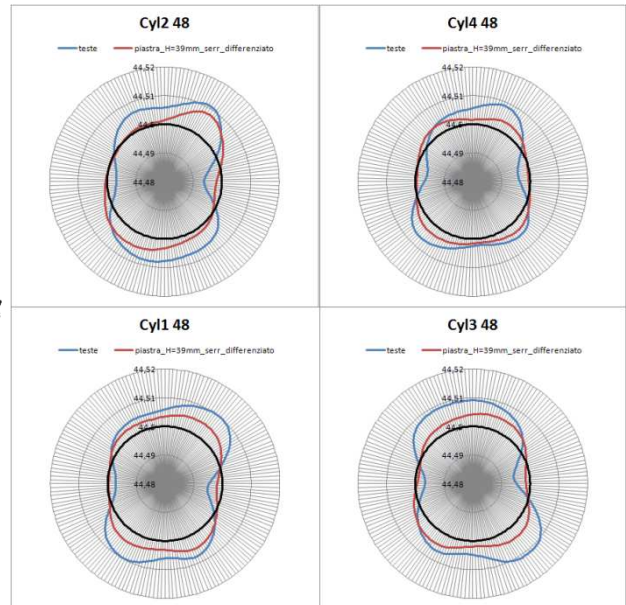
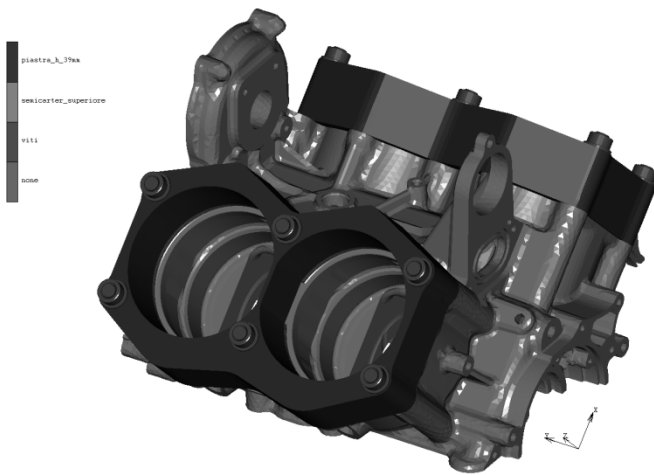


Fig.7.5 Confronto tra gli spostamenti e i coefficienti di Fourier della sede inferiore delle canne al serraggio della testa (in blu) e della piastra (in rosso) spessa 39 mm. La piastra è serrata con un carico assiale diverso per le viti lato alternatore/distribuzione e le viti centrali

In questo modo si raggiungerebbe una quadrilobata nelle sezioni 48 mm pari a circa la metà di quella con ottenuta montando le teste. Tuttavia questa soluzione renderebbe più difficoltoso il processo di lavorazione delle sedi inferiori a causa degli ingombri

Le sedi inferiori, anche con il serraggio delle teste, non generavano nelle canne delle distorsioni del quarto ordine che superavano i limiti di conformabilità dei segmenti elastici per cui si può scegliere la piastra alta 13 mm agendo quindi principalmente sulla forma iniziale delle sedi superiori e, di conseguenza, sulle distorsioni delle zone superiori delle canne.

7.2 Calcolo della forma delle sedi dopo la lavorazione con la piastra

Lo step successivo è stato quindi calcolare le nuove forme delle sedi delle canne simulando il processo di lavorazione con le piastre serrate. Per ottenere questo risultato la procedura è stata la medesima descritta nel calcolo delle forme delle sedi con il processo di lavorazione attuale ma questa volta è stato eseguito dopo il serraggio delle piastre. Il confronto tra le forme calcolate con il processo di lavorazione attuale e con il processo di lavorazione con le canne è riportato nella seguente figura:

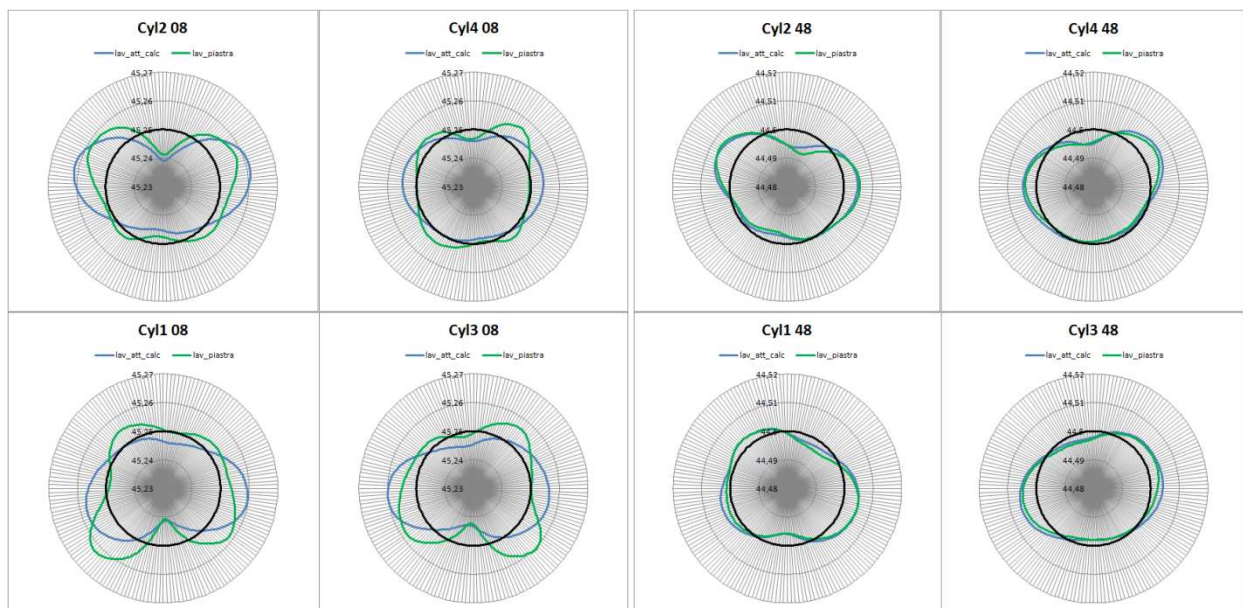


Fig.7.6 Semicarter superiore libero: confronto tra le sedi canne con lavorazione attuale calcolate e con lavorazione con piastra

Si può vedere che le maggiori differenze si hanno per le sedi superiori mentre la differenza tra i due processi di lavorazione incide molto poco sulle sedi inferiori. Osservando le curve verdi e azzurre nelle sezioni delle sedi superiori si vede che in corrispondenza degli angoli lato alternatore e distribuzione le forme coincidono dopodiché si discostano in corrispondenza delle zone vicine ai prigionieri dove si vede come la lavorazione con piastra abbia “asportato più materiale”.

Partendo da queste forme delle sedi canne nel semicarterm superiore in condizioni libere sono state serrati il semicarterm inferiore, il supporto centrale e le teste per valutare effettivamente la forma delle sedi alla fine del montaggio senza le canne:

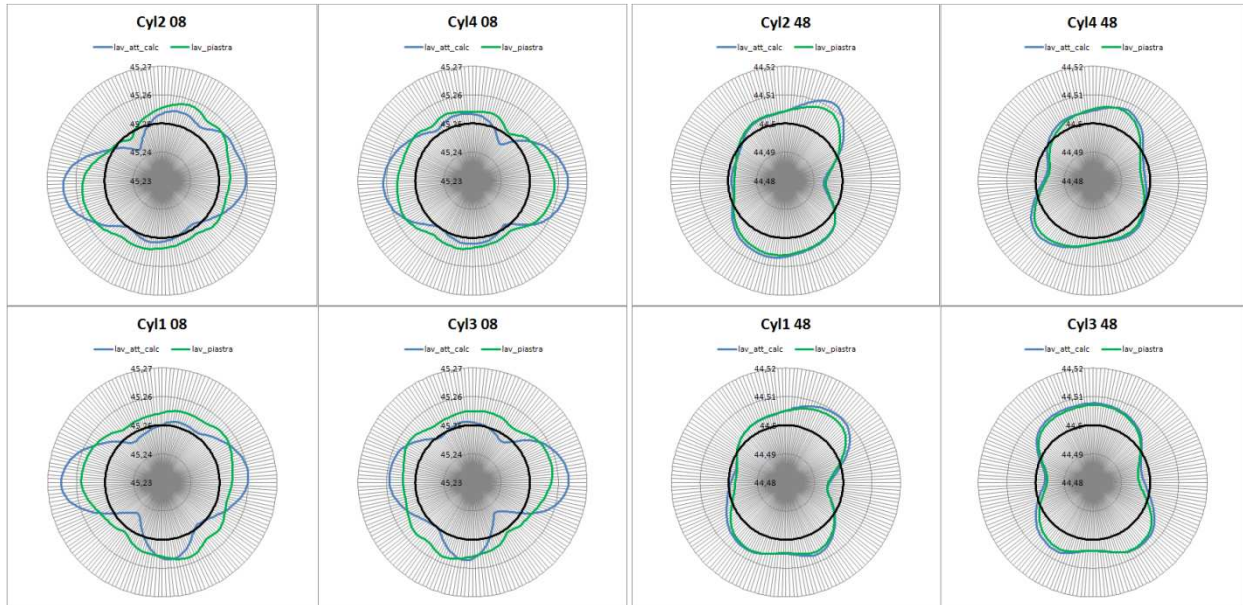


Fig.7.7 Deformate delle sedi canne con semicarterm superiore + semicarterm inferiore + supp.cle + teste: confronto tra il modello con le sedi canne iniziali con lavorazione attuale calcolate e con lavorazione con piastra

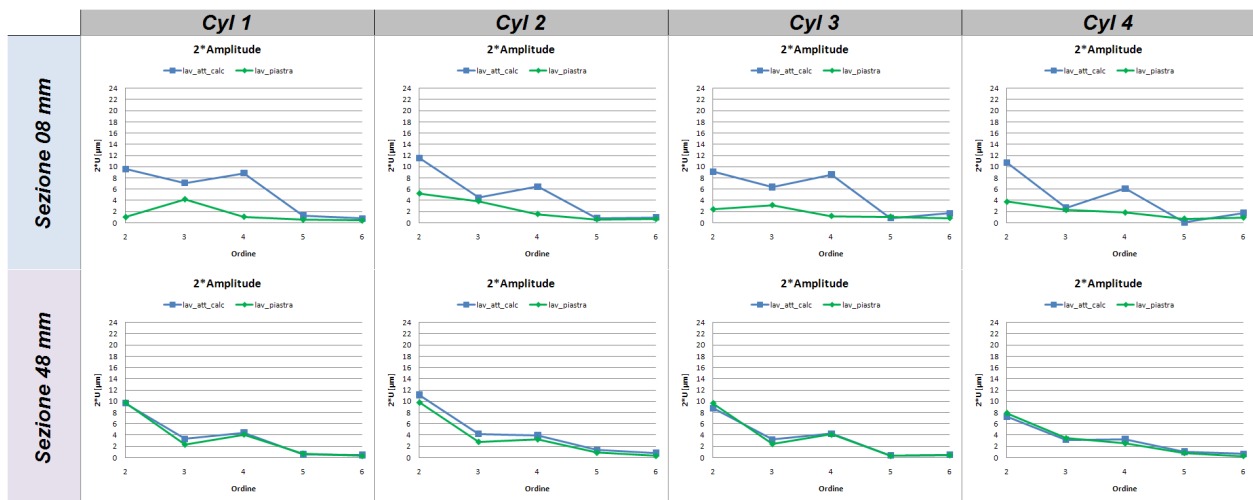


Fig.7.8 Coefficienti di Fourier delle sedi canne con semicarterm superiore + semicarterm inferiore + supp.cle + teste: confronto tra il modello con le sedi canne iniziali con lavorazione attuale calcolate e con lavorazione con piastra

Si può vedere quindi che, rispetto al modello con le sedi calcolate simulando il processo di lavorazione attuale, si è ottenuto una forte riduzione delle distorsioni delle sedi superiori. In particolare si è ottenuta una sostanziale riduzione dell'ovalizzazione mentre il termine del quarto ordine, che prima in queste zone superava gli 8 μm, ora risultano inferiori a 2 μm. Le sedi inferiori sono pressoché simili tra i due modelli e si ha un massimo della quadrilobata attorno a 4 μm.

7.3 Confronto dei risultati tra i modelli completi

A questo punto lo step finale è stato lanciare il calcolo completo, comprendente le canne e gli anellini di tenuta, e confrontare i risultati con quelli ottenuti precedentemente dal modello con le sedi calcolate simulando il processo attuale di lavorazione. Il confronto riguarda quindi due modelli tra di loro congruenti in quanto le sedi iniziali sono state calcolate simulando il processo attuale di lavorazione e il processo di lavorazione proposto.

Chiaramente con questo metodo si riesce a ridurre l'aliquota di distorsione delle canne dovuta alle spinte radiali delle sedi canne mentre non si è agito sull'aliquota di distorsione data dalla spinta lungo l'asse del cilindro data dall'anellino di tenuta.

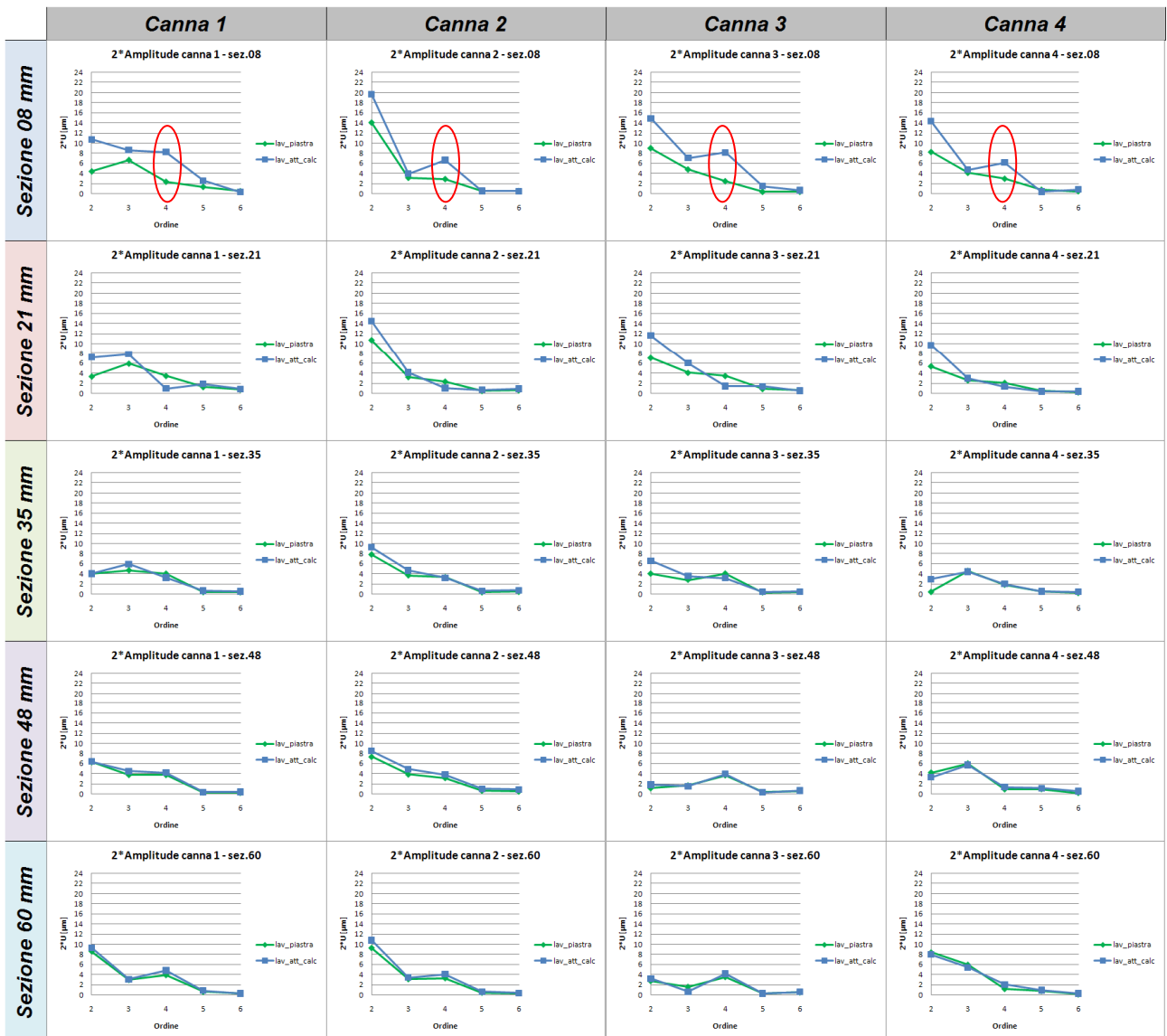


Fig.7.9 Confronto tra i coefficienti di Fourier delle deformate delle canne ottenute dal modello FEM completo di motore. In blu il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione attuale* e in verde il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione con piastra*.

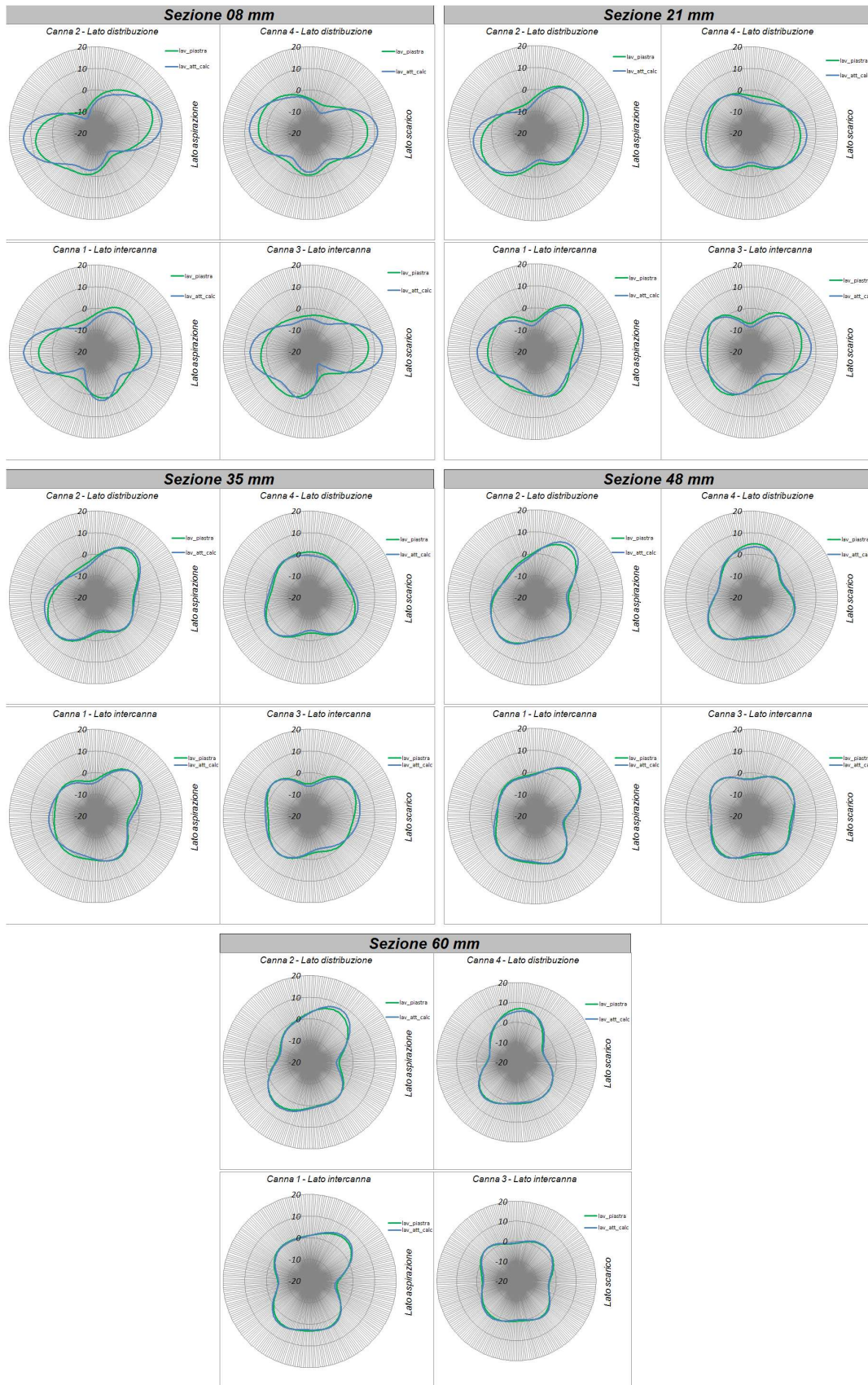


Fig.7.10 Deformate delle canne: confronto tra il modello con le sedi canne iniziali con *lavorazione attuale calcolata* e con *lavorazione con piastra*

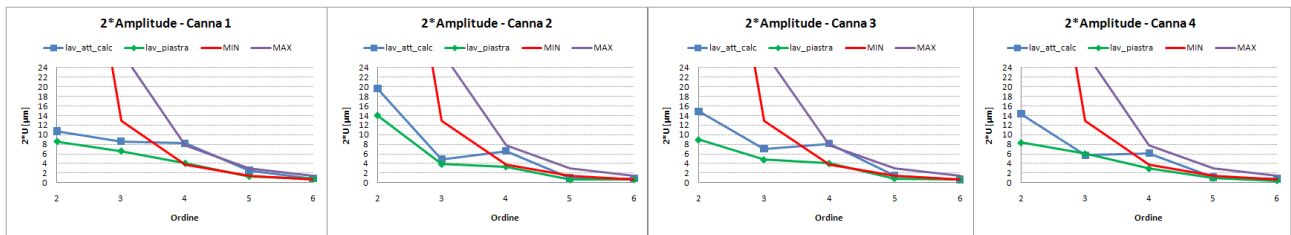


Fig.7.11 Confronto tra i coefficienti di Fourier massimi in ogni canna ottenute dal modello FEM completo di motore. In blu il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione attuale* e in verde il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione con piastra* sovrapposti ai limiti *MIN* e *MAX* di conformabilità del primo segmento elastico

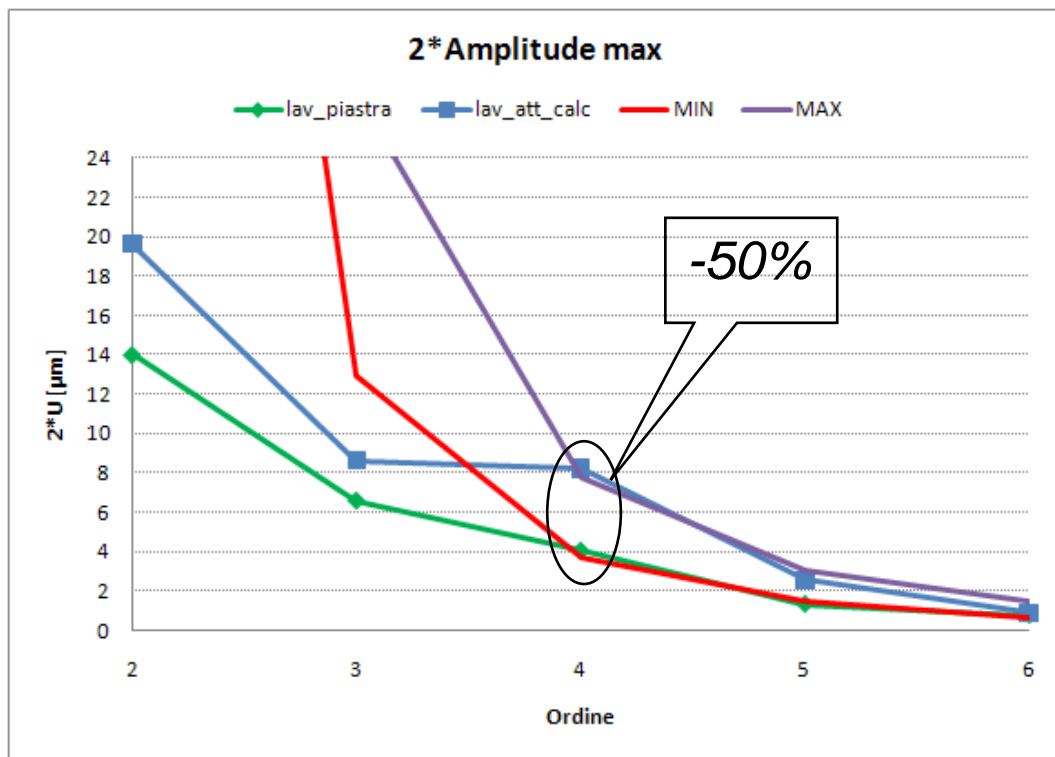


Fig.7.12 Confronto tra i coefficienti di Fourier massimi nelle quattro canne ottenute dal modello FEM completo di motore. In blu il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione attuale* e in verde il modello con le sedi canne calcolate simulando il processo di *lavorazione con piastra* sovrapposti ai limiti *MIN* e *MAX* di conformabilità del primo segmento elastico

Soprattutto nelle sezioni superiori delle canne vi è stata una notevole riduzione delle distorsioni e complessivamente l'ampiezza della quadrilobata si è ridotta del 50% considerando l'intero motore. In questo caso si stima quindi una quadrilobata massima attorno ai 4 µm, prossimo al limite minimo di conformabilità, che si trova nelle sezioni più basse delle canne; infatti le sedi inferiori nel semicaratter si è visto che erano interessate molto poco dal diverso processo di lavorazione. Inoltre si è ottenuta anche una complessiva riduzione degli altri ordini.

Infine si può osservare come varia la rotondità lungo l'asse delle quattro canne: il modello con le sedi ottenute simulando la lavorazione con le piastre presenta una sostanziale riduzione della rotondità delle sezioni alte. Il massimo valore di 27 μm con la lavorazione attuale rilevato nella sezione più alta della canna 3 si è ridotto a 17 μm con la lavorazione con piastra nella sezione più alta della canna 2.

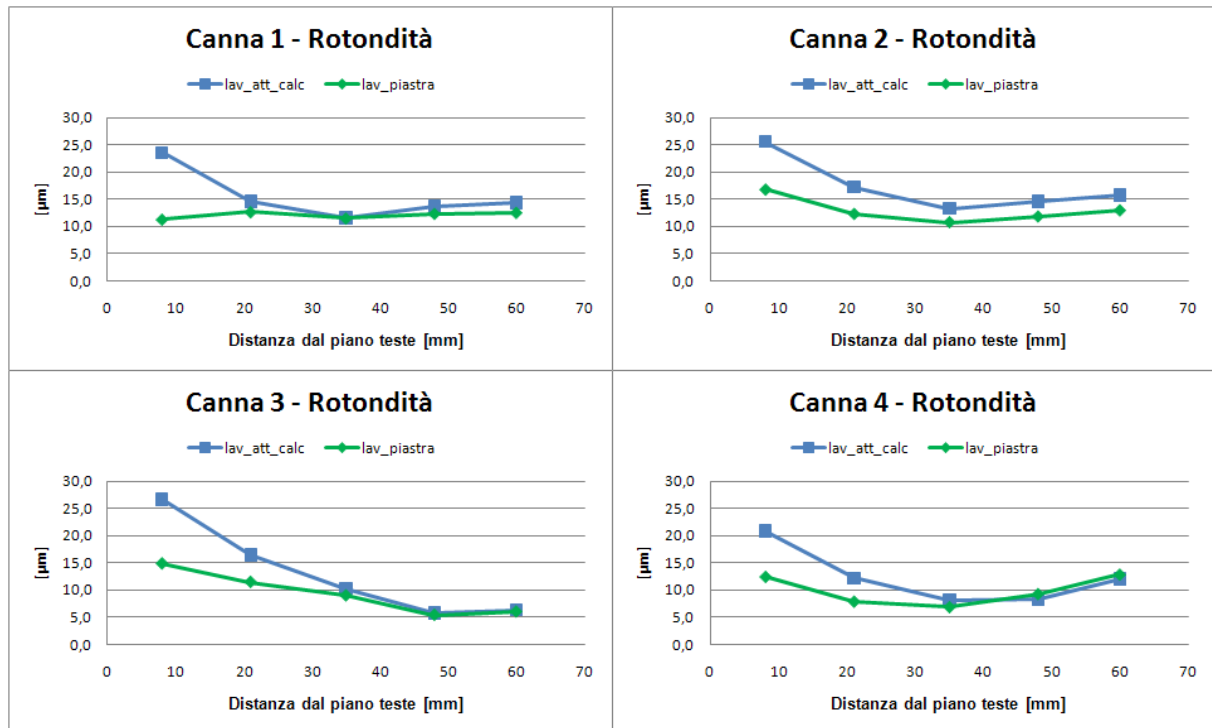


Fig.7.13 Andamento della rotondità lungo l'asse della canna

Conclusioni e sviluppi futuri

L'assemblaggio di un motore che prevede le canne riportate genera la presenza di distorsioni nella superficie interna che va a contatto con i segmenti elastici e il pistone. La non perfetta conformabilità dei segmenti elastici sulla superficie del cilindro genera fenomeni di blow-by, consumo di olio e perdita di prestazioni del motore.

Questo studio è stato affrontato per valutare l'entità delle distorsioni presenti nei motori Ducati destinati ad equipaggiare i prototipi che competono nella categoria MotoGP dopo aver osservato alcuni dei fenomeni sopra citati nelle prove al banco.

I software agli elementi finiti consentono di simulare il serraggio degli accoppiamenti filettati, la storia di assemblaggio in diversi step, le non linearità dovute ai contatti con attrito di corpi deformabili, le interferenze di piantaggio delle canne ed anche il comportamento meccanico non lineare dell'anellino di tenuta che in questi motori fa da guarnizione tra testa e basamento. Tuttavia fin tanto che le geometrie delle sedi canne erano basate sul modello CAD del basamento i risultati delle analisi FEM risultavano incongruenti rispetto ai rilievi sperimentali eseguiti sul motore in configurazione "pre-firing".

Per tale motivo è stata svolta una serie di rilievi sperimentali partendo dalla caratterizzazione dei componenti non ancora assemblati e monitorando l'evoluzione delle forme delle canne durante l'assemblaggio utilizzando dei simulacri di testa e semicaratter inferiore per l'accesso degli strumenti di misura alle superfici interessate.

Da questi rilievi è emersa l'importanza della forma iniziale delle sedi delle canne nel semicaratter superiore in condizioni libere sulla forma che assumeranno le canne stesse durante l'assemblaggio. I modelli FEM aggiornati con le forme delle sedi rilevate sperimentalmente hanno dato infatti risultati congruenti con i rilievi sperimentali in ogni fase di assemblaggio.

Successivamente è stata eseguita la simulazione del motore completo di teste e semicaratter inferiore, al posto dei simulacri, e sono state individuate le ampiezze delle distorsioni delle canne che superavano i limiti di conformabilità dei segmenti elastici.

Basandosi sul fatto che le sedi delle canne vengono lavorate quando i due semicaratter sono serrati tra di loro è stato possibile eseguire una simulazione FEM della lavorazione delle sedi ottenendo quindi, con buona approssimazione, le forme iniziali delle sedi stesse. In questo modo si ha un modello FEM che è svincolato dai rilievi sperimentali e può essere utilizzato anche per stimare le deformazioni delle canne anche in fase di progetto del motore.

Infine lo stesso concetto di definizione della forma iniziale delle sedi canne è stato sfruttato per ridurre l'entità delle distorsioni nelle canne stesse. Infatti si è visto che le principali fonti di distorsioni avvengono al serraggio delle teste a causa dei carichi provenienti dai prigionieri delle teste ed anche dallo schiacciamento degli anellini di tenuta. Per contrastare il primo effetto si è pensato di agire sulla forma iniziale delle sedi delle canne introducendo una piastra che potesse simulare la presenza delle teste durante la fase di lavorazione.

Una volta definita la forma e i carichi di serraggio di questa piastra è stato simulato anche questo nuovo processo (in maniera analoga a quanto fatto per simulare il processo attuale) e sono state confrontate le deformazioni delle canne tra i due modelli FEM completi. Il primo prevedeva le sedi canne calcolate simulando il processo di lavorazione attuale, il secondo prevedeva le sedi canne calcolate simulando il processo di lavorazione con le piastre. Mentre con il primo modello il livello di distorsioni nelle canne era tale da superare il limite massimo di conformabilità del primo segmento elastico, con quest'ultimo modello si è ottenuta una riduzione delle distorsioni che sono risultate minori o uguali al limite minimo di conformabilità del primo segmento elastico.

Per quanto riguarda l'ulteriore sviluppo del modello FEM lo step successivo sarebbe l'introduzione dei carichi termici per valutare l'entità delle distorsioni che si hanno in funzionamento e confrontarli nuovamente con i limiti di conformabilità dei segmenti elastici.

Sperimentalmente sarebbe invece interessante valutare effettivamente il beneficio dato dalla proposta di modifica della lavorazione delle sedi, partendo innanzitutto dal loro rilievo ancor prima del montaggio, analogamente a quanto fatto nella campagna di misure svolte in questa attività.

Appendice A: LSC - Least Squares Circle Fit

Given a finite set of points in \mathbb{R}^2 , say $\{(x_i, y_i) \mid 0 \leq i < N\}$, we want to find the circle that “best” (in a least-squares sense) fits the points. Define

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_i x_i \quad \text{and} \quad \bar{y} = \frac{1}{N} \sum_i y_i$$

and let $u_i = x_i - \bar{x}$, $v_i = y_i - \bar{y}$ for $0 \leq i < N$. We solve the problem first in (u, v) coordinates, and then transform back to (x, y) .

Let the circle have center (u_c, v_c) and radius R . We want to minimize $S = \sum_i (g(u_i, v_i))^2$, where $g(u, v) = (u - u_c)^2 + (v - v_c)^2 - \alpha$, and where $\alpha = R^2$. To do that, we differentiate $S(\alpha, u_c, v_c)$.

$$\begin{aligned} \frac{\partial S}{\partial \alpha} &= 2 \sum_i g(u_i, v_i) \frac{\partial g}{\partial \alpha}(u_i, v_i) \\ &= -2 \sum_i g(u_i, v_i) \end{aligned}$$

Thus $\partial S / \partial \alpha = 0$ iff

$$\boxed{\sum_i g(u_i, v_i) = 0} \quad \text{Eq. 1}$$

Continuing, we have

$$\begin{aligned} \frac{\partial S}{\partial u_c} &= 2 \sum_i g(u_i, v_i) \frac{\partial g}{\partial u_c}(u_i, v_i) \\ &= 2 \sum_i g(u_i, v_i) 2(u_i - u_c)(-1) \\ &= -4 \sum_i (u_i - u_c) g(u_i, v_i) \\ &= -4 \sum_i u_i g(u_i, v_i) + 4 u_c \underbrace{\sum_i g(u_i, v_i)}_{= 0 \text{ by Eq. 1}} \end{aligned}$$

Thus, in the presence of Eq. 1, $\partial S / \partial u_c = 0$ holds iff

$$\boxed{\sum_i u_i g(u_i, v_i) = 0} \quad \text{Eq. 2}$$

Similarly, requiring $\partial S / \partial v_c = 0$ gives

$$\boxed{\sum_i v_i g(u_i, v_i) = 0} \quad \text{Eq. 3}$$

Expanding Eq. 2 gives

$$\sum_i u_i [u_i^2 - 2u_i u_c + u_c^2 + v_i^2 - 2v_i v_c + v_c^2 - \alpha] = 0$$

Defining $S_u = \sum_i u_i$, $S_{uu} = \sum_i u_i^2$, etc, we can rewrite this as

$$S_{uuu} - 2u_c S_{uu} + u_c^2 S_u + S_{uvv} - 2v_c S_{uv} + v_c^2 S_u - \alpha S_u = 0$$

Since $S_u = 0$, this simplifies to

$$u_c S_{uu} + v_c S_{uv} = \frac{1}{2}(S_{uuu} + S_{uvv}) \quad \text{Eq. 4}$$

In a similar fashion, expanding Eq. 3 and using $S_v = 0$ gives

$$u_c S_{uv} + v_c S_{vv} = \frac{1}{2}(S_{vvv} + S_{vuu}) \quad \text{Eq. 5}$$

Solving Eq. 4 and Eq. 5 simultaneously gives (u_c, v_c) . Then the center (x_c, y_c) of the circle in the original coordinate system is $(x_c, y_c) = (u_c, v_c) + (\bar{x}, \bar{y})$.

To find the radius R , expand Eq. 1:

$$\sum_i [u_i^2 - 2u_i u_c + u_c^2 + v_i^2 - 2v_i v_c + v_c^2 - \alpha] = 0$$

Using $S_u = S_v = 0$ again, we get

$$N(u_c^2 + v_c^2 - \alpha) + S_{uu} + S_{vv} = 0$$

Thus

$$\alpha = u_c^2 + v_c^2 + \frac{S_{uu} + S_{vv}}{N} \quad \text{Eq. 6}$$

and, of course, $R = \sqrt{\alpha}$.

See the next page for an example!

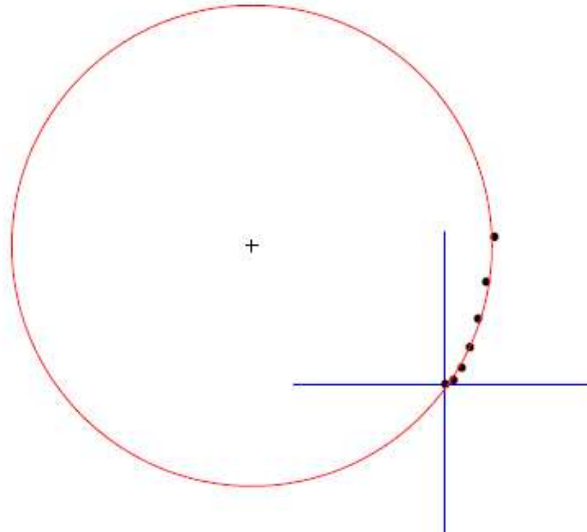
Example : Let's take a few points from the parabola $y = x^2$ and fit a circle to them. Here's a table giving the points used:

i	x_i	y_i	u_i	v_i
0	0.000	0.000	-1.500	-3.250
1	0.500	0.250	-1.000	-3.000
2	1.000	1.000	-0.500	-2.250
3	1.500	2.250	0.000	-1.000
4	2.000	4.000	0.500	0.750
5	2.500	6.250	1.000	3.000
6	3.000	9.000	1.500	5.750

Here we have $N = 7$, $\bar{x} = 1.5$, and $\bar{y} = 3.25$. Also, $S_{uu} = 7$, $S_{uv} = 21$, $S_{vv} = 68.25$, $S_{uuu} = 0$, $S_{vvv} = 143.81$, $S_{uuv} = 31.5$, $S_{vuu} = 5.25$. Thus (using Eq. 4 and Eq. 5) we have the following 2×2 linear system for (u_c, v_c) :

$$\begin{bmatrix} 7 & 21 \\ 21 & 68.25 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_c \\ v_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 15.75 \\ 74.531 \end{bmatrix}$$

Solving this system gives $(u_c, v_c) = (-13.339, 5.1964)$, and thus $(x_c, y_c) = (-11.839, 8.4464)$. Substituting these values into Eq. 6 gives $\alpha = 215.69$, and hence $R = 14.686$. A plot of this example appears below.



Bibliografia

- [1] The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions; Klaus Loenne, Ron Ziemba; International Congress and Exposition, Detroit, Michigan 1988
- [2] Cylinder Liner Deformation Analysis – Measurements and Calculations: Franz Koch, Paul Decker, Robert Gulpen ad Franz-Josef Quadflieg; International Congress and Exposition, Detroit, Michigan 1998
- [3] The GOETZE AG Piston ring Handbook, 1977
- [4] Distortion Inside a Piston Bore - Teimuraz Bardzimashvili, James F. Kelly, Elene Romelashvili - Department of Mathematics, Michigan State University
April 28, 2004
- [5] A Multiple Order Conformability Model for Uniform Cross-Section Piston Rings
Temo Bardzimashvili, James F. Kelly, Helen Romelashvili, and William T. Sledd
Department of Mathematics, Michigan State University
- [6] Operating manual and Functional Description of Graphical User Interface V-INCOMETER with EC110 and Software INCOWIN
- [7] Costruzione di Macchine, Prof. Antonio Strozzi, Pitagora Editrice Bologna, 1998
- [8] MSC.Marc® 2007 r1 Volume A: Theory and User Information; MSC.Marc® 2007 r1 User's Guide
- [9] Altair HyperWorks User's Guide

Ringraziamenti

Giunti ormai al mio terzo lavoro di tesi, dopo quelli di Laurea di primo e secondo livello, desidero ancora una volta ringraziare le persone che direttamente e indirettamente hanno contribuito alla realizzazione di questo lavoro di Tesi e, soprattutto, mi sono state accanto in questo triennio.

Ringrazio inanzitutto la persona che mi sta accanto nella vita e che da qui a poco sarà mia Moglie.

Grazie perché mi sopporta anche nei momenti “lavorativamente meno belli”, anche quando “sono giù perché un calcolo non ha girato...”, mi ascolta anche quando “gli racconto le insidie del FEM...” ma anche quando gli racconto “le Meraviglie del FEM” cioè quando le cose tornano...!

Grazie ai miei genitori che dalla lontana Calabria sono sempre stati fieri di avere “U fighju chi lavura sulla Ducati i Valentinu” ed anche mio fratello che non perde occasione di chiedere aggiornamenti sul Motomondiale...

Ringrazio di cuore l’Ing Gianluca Calli che ha seguito attivamente queste attività in ogni dettaglio. Lo ringrazio sia per aver messo a mia disposizione la sua esperienza e il suo occhio critico, che sono serviti per raggiungere i risultati ottenuti, ma anche per l’amicizia il rispetto e la stima maturati in questi tre anni. Grazie anche agli Ingegneri dell’Ufficio Calcoli di Ducati Corse, il progettista Marchetto sempre disponibile a chiarirmi ogni dubbio ed anche i ragazzi del reparto Controllo Dimensionale!

Ringrazio l’Ing. Matteo Giacopini che ha seguito con interesse il tema affrontato, per i preziosi consigli ma anche per l’amicizia e la stima che ha sempre mostrato nei miei confronti!

Infine grazie anche al Prof. Strozzi per avermi dato la possibilità di seguire questo percorso e grazie anche all’Ing Andrea Baldini e all’Ing Roberto Rosi per il rispetto, la stima e la fiducia dimostratami in questi anni.