

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi Magistrale

Sede di un cuscinetto di potenza elicotteristico: confronto di diverse tecniche di modellazione FEM



Relatore

Stefano Zucca

Tutor aziendali Leonardo

Ing. Alessandro Nava

Ing. Roberto Simonetta

Candidato

Sofia Polimeni

A chi ha sempre creduto in me

*Helicopters don't fly, they vibrate so
badly the ground rejects them.*

[TOM CLANCY]

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Storia dell'azienda	4
2	Cuscinetti volventi	8
2.1	Cuscinetti nella trasmissione di potenza	10
3	Modellazione FEM (Finite Element Method).....	11
3.1	Analisi statica.....	12
3.1.1	Cenni di modellazione lineare e non lineare.....	13
3.2	Realizzazione <i>mesh</i>	14
3.2.1	Materiali	15
3.3	Applicazione vincoli e carichi	16
3.4	Creazione dei <i>Rigid Body Element</i> (RBE)	18
3.4.1	RBE2.....	20
3.4.2	RBE3.....	20
3.5	Esportazione analisi.....	21
3.6	Visualizzazione risultati.....	21
4	Analisi risultati	24
4.1	Forza in direzione X.....	25
4.1.1	Modellazione lineare senza anello.....	25
4.1.2	Modellazione lineare con anello.....	34
4.1.3	Modellazione non lineare con anello	42
4.2	Forza in direzione Z	48
4.2.1	Modellazione lineare senza anello.....	48
4.2.2	Modellazione lineare con anello.....	57
4.2.3	Modellazione non lineare con anello	65
5	Conclusioni	70
	Indice figure	72
	Bibliografia.....	78

1 Introduzione

Il seguente elaborato è stato prodotto per l'azienda Leonardo Divisione Elicotteri al fine di studiare l'interazione strutturale tra cuscinetti di potenza (flangiati e non flangiati) con la relativa sede in lega leggera. Vengono valutati gli effetti di diverse tecniche di modellazione FEM/analitiche, al fine di identificare il giusto compromesso tra analisi dettagliata ed effetti in stress/spostamenti sul cuscinetto, la definizione di regole di buon progetto/norme interne per la definizione geometrica delle sedi cuscinetto e le valutazioni di non conformità produttive.

Il cuscinetto che è stato preso in esame è montato sul carter principale di una trasmissione principale di elicottero, tale installazione è tipica per le alte potenze e supporta un pignone del secondo stadio da 1600 cavalli.

La realizzazione della tesi si basa sullo studio dell'analisi statica lineare e non lineare della sede di un cuscinetto a rulli non flangiato per una trasmissione principale, in modo tale da ricavare quale schematizzazione sia la più opportuna.

Ciò che sarà rilevante per trarre le conclusioni è capire di quanto si sposta la sede del cuscinetto, così da permettere di ricavare lo spostamento della dentatura dell'ingranaggio deformato dalle forze applicate, in quanto si ha schiacciamento dei rulli e delle piste, oltre che la presenza di ovalizzazioni. In aggiunta, è importante quantificare lo spostamento della sede del cuscinetto, perché questo è uno dei fattori, insieme alla deformata dell'albero e alle deformazioni dell'interno del cuscinetto stesso, che concorrono alla condizione di ingranamento e pertanto a possibili errori di trasmissione e impronte non adeguate (sovraccarichi).

Modello carter



Figura 1.1-Prima vista in pianta XZ carter principale

Modello carter

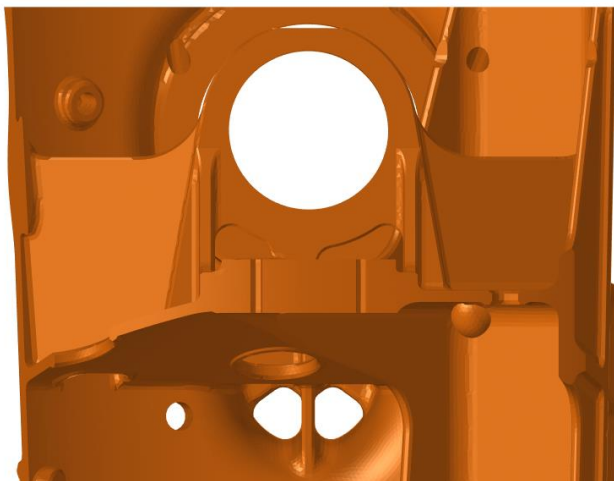


Figura 1.2-Seconda vista in pianta XZ carter principale

Modello carter

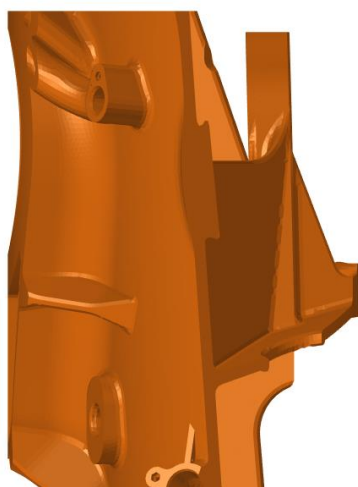


Figura 1.3-Prima vista in pianta YZ carter principale



Figura 1.4-Seconda vista in pianta YZ carter principale



Figura 1.5-Prima vista in pianta XY carter principale



Figura 1.6-Seconda vista in pianta XY carter principale

1.1 Storia dell'azienda



Figura 1.7-Logo Leonardo

Leonardo, uno dei maggiori operatori mondiali nell'industria dell'Aerospazio, Difesa e Sicurezza, è una realtà industriale integrata che opera nei settori ad alta tecnologia.

Operando al fianco di Governi e Istituzioni, cittadini e comunità, Forze Armate e Agenzie di Intelligence, *Leonardo* progetta e realizza un'ampia gamma di prodotti, sistemi, servizi e soluzioni integrate che coprono le esigenze di difesa, protezione e sicurezza in ogni possibile scenario d'intervento, ossia terra, mare, cielo, spazio e cyberspazio.

A partire dal 1° gennaio 2016 *Leonardo* non è più una holding a capo di un gruppo di imprese, ma è diventata un'azienda unica, che ha incorporato per fusione le controllate *OTO Melara* e *WASS* e ha assorbito le attività svolte dalle controllate *AgustaWestland*, *Alenia Aermacchi*, *Selex ES*.

Finmeccanica – Società per Azioni nasce ufficialmente il 18 marzo 1948. In quel periodo l'Italia avviava un percorso di ricostruzione politica, istituzionale ed economica nel quale l'industria assumeva un ruolo cruciale per lo sviluppo del nostro Paese. Dunque, l'azienda è stata al tempo stesso testimone e protagonista della nascita di un nuovo capitolo nella storia dell'Italia, restituendo una nuova prospettiva alle migliori competenze espresse da larga parte dell'industria italiana del dopoguerra. Però le sue radici industriali risalgono a ben prima della sua data di nascita ufficiale. Molte delle aziende che nel corso del tempo sono confluite nel Gruppo hanno origini che risalgono a molto prima della Seconda Guerra Mondiale, alcune addirittura nel XIX secolo.

Per citare qualche esempio, nel 1864 a Firenze nascono le *Officine Galileo*, oggi Divisione Sistemi Avionici e Spaziali dell'attuale *Leonardo*. *OTO Melara*, confluita nella divisione Sistemi di Difesa, fu fondata a La Spezia nel 1905 e la *San Giorgio*, antenata della Divisione Sistemi per la Sicurezza e le Informazioni, nacque nel 1906 a Genova. *AgustaWestland*, oggi Divisione Elicotteri, nel 2007 in Italia ha celebrato cento anni da quando il suo fondatore del ramo italiano Giovanni Agusta costruì il primo aliante biplano a Capua (CE), mentre nel 2015 nel Regno Unito sono stati celebrati i cento anni dello storico stabilimento di Yeovil in cui la *Westland* aveva avviato la prima produzione di aerei militari nel 1915. Nel 2013 anche *Alenia Aermacchi*, oggi Divisione Velivoli ha festeggiato i cento anni di attività, la sua antesignana *Nieuport-Macchi* è stata infatti fondata nel 1913 a Varese. Infine, la *Torpedo Fabrik Von Robert Whitehead*, progenitrice della WASS, oggi Divisione Sistemi di Difesa, iniziò la produzione di siluri a Fiume nel 1875. Tornando nel Regno Unito risalgono al 1917 le attività della *Plessey Company* e al 1897 le attività di *Wireless Telegraph & Signal Company*, fondata dal grande scienziato italiano Guglielmo Marconi, entrambe le compagnie sono all'origine di una serie di filoni industriali che, attraverso percorsi diversi, oggi sono confluiti nelle Divisioni Sistemi Avionici e Spaziali, Sistemi per la Sicurezza e le Informazioni, Elettronica per la Difesa Terrestre e Navale.

La Divisione Elicotteri conta undici sedi distribuite su quattro paesi, ossia Italia, Inghilterra, Stati Uniti d'America e Polonia e si occupa di tutto il ciclo di vita di un Elicottero, dalla progettazione alla realizzazione, fino alla formazione dei piloti e al supporto postvendita.

Il portfolio prodotti è molto ampio, come mostrato nelle seguenti figure sono presenti Elicotteri di varie taglie con l'obiettivo di soddisfare ogni necessità sia in ambito commerciale sia militare. Inoltre, alcune macchine come AW109, AW119, AW169, se dotate dei necessari accessori, possono essere utilizzate in entrambi gli ambiti sopra citati.

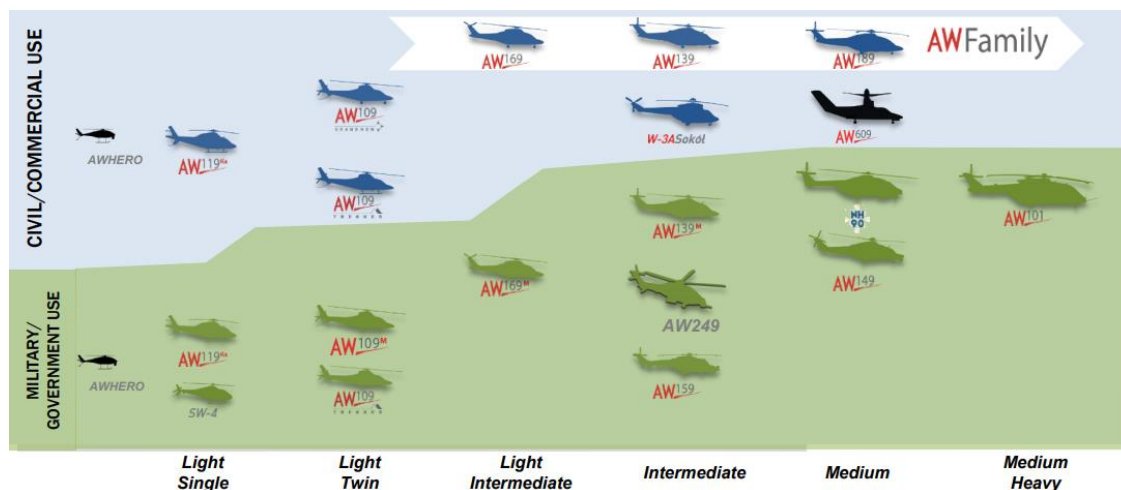


Figura 1.8-Panoramica portfolio prodotto

AMPIA OFFERTA DI ELICOTTERI LEGGERI



- Elicottero monomotore con la cabina più spaziosa e versatile del mercato
- Piena ridondanza dei sistemi critici
- Agile anche ad alta quota



- Tecnologia d'avanguardia: fusoliera in composito e glass cockpit digitale
- Performance elevate con basso impatto ambientale



- Elicottero più nuovo nel segmento bimotore
- Certificato nel dicembre 2017
- Progettato per lavoro aereo e servizio pubblico

3-10 TONNELLATE – AW FAMILY



- Primo elicottero *Light Intermediate* dopo decenni
- Avionica allo stato dell'arte per aumentare la sicurezza del volo
- Progettato per la massima flessibilità operativa



- Il più importante programma elicotteristico civile negli ultimi 10+ anni
- La cabina più spaziosa della classe con avionica avanzata
- Personalizzazione massima: 300+ kit disponibili



- Unico elicottero *super-medium* con sistema antighiaccio completo
- Trasmissione con sistema certificato 50 min "run-dry"
- Basso costo per passeggero

Figura 1.9-Elicotteri civili

SPECIALIZZAZIONE "COMBATTIMENTO"



T129

- Joint venture Leonardo/ TAI
- Classe 5-tonnellate con eccellente capacità *hot & high*
- Sensori e sistemi d'arma avanzati



NH 90

- Definisce lo standard NATO di elicottero militare moderno
- Elicottero *Medium* da 11 tonnellate: trasporta fino a 20 soldati



AW101

- Elicottero *Medium/ heavy* da 16 tonnellate: trasporta da 24 a 40 soldati
- Macchina multiruolo per definizione: idoneo anche per: SAR, CSAR, VVIP

SPECIALIZZAZIONE "NAVALE"



AW159

- Elicottero da 6-tonnellate ottimizzato per operazioni navali
- Sistemi di missione avanzati



NH 90

- Sistemi antisommersibile/ antinave all'avanguardia
- Opera in ogni condizione ambientale grazie ad avionica allo stato dell'arte



AW101

- Elicottero multiruolo navale
- Voli a lungo raggio e operazioni in teatri complessi grazie a sistemi di missione/ d'arma

Figura 1.10-Elicotteri militari

2 Cuscinetti volventi

I cuscinetti volventi sono componenti meccanici composti da quattro parti: elementi volventi, che possono essere delle sfere o dei rulli; anello interno, su cui rotolano gli elementi volventi; anello esterno, che supporta gli elementi volventi; gabbia, la quale servirà a tenere insieme e distanziati gli elementi volventi.



Figura 2.1-Sezione di un cuscinetto a sfere



Figura 2.2-Sezione di un cuscinetto a rulli

Tali elementi permettono il moto relativo tra due parti di un sistema meccanico e fungono da supporto per alberi o componenti rotanti a cui devono assicurare un accurato posizionamento e garantire il minimo attrito possibile tra le superfici in contatto. I cuscinetti supportano e guidano elementi macchina rotanti oppure oscillanti, ad esempio alberi, assi e ruote, trasferendo i carichi tra i componenti macchina. Inoltre, garantiscono alta precisione e basso attrito, perciò è possibile utilizzarli in applicazioni ad alte velocità di rotazione, riducendo allo stesso tempo i livelli di rumorosità, calore, consumo di energia e usura. Utilizzare i cuscinetti volventi è vantaggioso perché sono elementi macchina economici e intercambiabili, che seguono specifiche dimensioni nazionali o internazionali.

Nel caso in esame gli elementi volventi sono rappresentati da dei rulli cilindrici. Questa tipologia di elementi sopporta carichi molto elevati e l'impronta di contatto è data da un rettangolo, per cui si può definire un contatto lineare con le piste dell'anello. Inoltre, tale area rettangolare genera un'impronta più grande rispetto all'impronta ad ellisse generata da un cuscinetto a sfera; perciò, grazie ad un maggiore attrito i cuscinetti a rulli possono sopportare carichi più pesanti, ma a velocità più basse rispetto agli omologhi a sfere. I rulli cilindrici sono componenti più rigidi, ciò implica che se si dovesse imporre uno spostamento all'anello interno, all'interno del cuscinetto si genererebbero delle forze molto più elevate di quelle corrispondenti ad un cuscinetto a sfere.

2.1 Cuscinetti nella trasmissione di potenza

I prodotti per la trasmissione di potenza giocano un ruolo importante nella prestazione complessiva dei cuscinetti e costituiscono il legame fondamentale tra le parti in movimento dell'impianto. Poiché i cuscinetti e altri componenti per la trasmissione di potenza funzionano congiuntamente, nella maggior parte dei casi molti problemi e cedimenti dei cuscinetti possono essere identificati attraverso la conoscenza della trasmissione di potenza.

I prodotti più comuni che fanno parte delle trasmissioni di potenza possono essere suddivisi nelle seguenti categorie principali: cinghie; catene; pulegge; ruote dentate; accoppiamenti; boccole e mozzi.

L'aspetto più importante che si deve considerare durante la realizzazione delle trasmissioni di potenza è l'efficienza dei componenti, in quanto le trasmissioni hanno un proprio rendimento, che, seppur elevato, non è mai unitario. Per questo motivo quando le potenze in gioco risultano elevate, di conseguenza anche le perdite diventano significative. Alcune possibili soluzioni per ridurre tali perdite possono basarsi sulla semplificazione degli ingranaggi, in una riduzione degli assorbimenti delle frizioni idrauliche attraverso una riduzione della portata di lubrificante, l'utilizzo di pompe che inviino lubrificante solo quando è necessario oppure la riduzione di perdite dell'olio per sbattimento attraverso l'utilizzo di appositi carter montati attorno agli elementi rotanti che ne indirizzino il flusso. In sintesi, si può definire che le cause principali delle perdite sono l'attrito e la presenza dell'olio, perciò bisogna agire su più fronti per migliorare l'efficienza della trasmissione.

3 Modellazione FEM (Finite Element Method)

Spesso risulta complicato risolvere i problemi ingegneristici di natura strutturale attraverso metodi classici o numerici che si basano sull'approssimazione dello stato di tensione e deformazione dei corpi sottoposti alle sollecitazioni. Perciò per poter ottenere una soluzione viene introdotto il metodo di modellazione agli elementi finiti (FEM), che si basa sulla sostituzione della struttura reale continua del corpo con un modello formato da elementi di dimensioni finite, tramite i quali è possibile determinare le proprietà elastiche. Esistono diverse tipologie di elementi finiti, ad esempio *node*, *beam*, *shell* o *brick*, che se combinati tra loro nella maniera opportuna possono ottenere la modellazione di qualunque tipo di struttura. Le proprietà elastiche dei singoli elementi che costituiscono il modello FEM sono determinabili considerando ogni elemento come un corpo continuo e applicando le teorie corrispondenti.

La modellazione FEM è ampiamente utilizzata per le verifiche strutturali di componenti meccanici in quanto consente di prevedere il comportamento strutturale del prodotto prima della sua realizzazione. Perciò, attraverso tale metodo, è possibile anticipare le condizioni operative, mettendo in evidenza quali saranno i punti di forza e i difetti che si manifesterebbero nella realtà, oltre che ricavare spostamenti, tensioni e deformazioni.

Nonostante sia un metodo di risoluzione ampiamente utilizzato, è necessario specificare che la modellazione FEM è un metodo approssimato, la cui validità dei risultati dipende da diverse variabili, che possono essere gli errori nel codice di calcolo, nel *pre-processing* e *post-processing*, le approssimazioni numeriche, la non conoscenza dei limiti del metodo e delle ipotesi alla sua base o l'uso degli elementi finiti non adatti alla rappresentazione del modello reale. Dunque, è necessario attuare dei controlli che possono basarsi su una verifica manuale attraverso schemi statici semplificati, un controllo dell'ordine di grandezza dei risultati, un controllo delle condizioni di vincolo e di applicazione dei carichi oppure utilizzando un altro software per ottenere la soluzione.

3.1 Analisi statica

L'analisi statica viene utilizzata per andare a ricavare lo stato di stress delle strutture sotto l'applicazione di un sistema di forze costanti nel tempo, in questo modo sarà possibile valutare la forza sviluppata per la progettazione determinando tensioni ammissibili e apportando le necessarie modifiche per ottimizzare le prestazioni del prodotto.

L'uso dell'analisi statica quando si studia un modello consente di tenere in considerazione la non linearità geometrica, di determinare lo sforzo e la deformazione degli effetti della temperatura e di eseguire i calcoli riguardanti i problemi di contatto. I carichi esterni agenti sulla struttura possono essere di diverso tipo, ossia forze, pressioni, rotazioni, accelerazioni, coppie e temperature, e a seconda dell'applicazioni del modello in esame possono essere utilizzate delle restrizioni di movimento e vincoli rotoidali parziali degli assi.

Con questa analisi è possibile, in fase di progetto, tenere conto di assieme con relativi problemi di interazione e perciò specificare il tipo di contatto tra i componenti, ad esempio agganciato, indipendente, senza contatto, contatto, contatto senza penetrazione, contatto virtuale o parete rigida.

Terminata l'analisi statica, per poter prevedere il comportamento delle strutture e dei processi decisionali, al fine di ottimizzare la geometria del prodotto, i principali risultati che si possono studiare riguardano il campo degli spostamenti nel calcolo della struttura della *mesh* di elementi finiti, la deformazione relativa, i componenti del campo della tensione, l'energia di deformazione, le forze nodali e la distribuzione del fattore di sicurezza per lo stress in termini di design.

3.1.1 Cenni di modellazione lineare e non lineare

L'analisi statica può essere di due tipi, lineare o non lineare, e durante il suo svolgimento si assume che gli spostamenti indotti siano piccoli, che le variazioni delle rigidezze strutturali causate dai carichi siano trascurabili e che la direzione e l'intensità dei carichi non cambino mentre la struttura si deforma, inoltre, si ritiene valido un andamento lineare fra carichi e spostamenti. Queste considerazioni semplificate sono valide in diversi casi, ma esistono alcuni problemi che richiedono un approccio differente, infatti si introduce l'analisi statica non lineare nei problemi in cui il modello prevede: non linearità geometrica, condizione che deriva da modelli con grandi spostamenti e rotazioni, deformazioni o loro combinazioni; non linearità dei materiali, ad esempio, oltre che nelle gomme e nei materiali iper-elastici, il comportamento non lineare può manifestarsi anche nei metalli, questo accade perché la relazione tra stress e deformazioni del materiale può dipendere dalla storia di carico (problemi di plasticità), dalla durata (analisi di *creep*) e dall'influenza della temperatura (analisi termo-plastiche); non linearità per contatto, che si verifica quando le condizioni al contorno cambiano a causa dei carichi applicati.

L'analisi statica lineare, prevede il seguente sistema algebrico lineare:

$$[K] \cdot \{S\} = \{P\}$$

Dove $[K]$ è la matrice di rigidezza del sistema, $\{S\}$ è il vettore degli spostamenti generalizzati e $\{P\}$ è il vettore delle forze nodali.

Diversamente, nel caso di analisi statica non lineare, la formulazione prevede un sistema algebrico non lineare, che nel caso più generale è:

$$[K(\{S\})] \cdot \{S\} = \{P(\{S\})\}$$

La non linearità procurata dalla variazione della matrice di rigidezza $[K(\{S\})]$ in funzione del vettore degli spostamenti generalizzati $\{S\}$ può derivare dall'adozione di un campo di deformazioni non lineari nel nostro modello, in particolare nel nostro caso dovuti alla presenza di un contatto esplicito.

3.2 Realizzazione *mesh*

Per poter effettuare l'analisi agli elementi finiti occorre scomporre il modello in tanti piccoli elementi facilmente calcolabili. La risultante di tale scomposizione è la creazione di una griglia di calcolo che prende il nome di *mesh*, la quale permetterà la risoluzione del problema attraverso la sovrapposizione dei risultati ottenuti per ogni singolo elemento.

Fare attenzione all'accuratezza e alla qualità della *mesh* è strettamente necessario per assicurare un'analisi precisa ed efficace, oltre che una buona valutazione del livello tensionale nella struttura, per questo motivo è importante impostare i parametri specifici dei materiali e le peculiarità delle condizioni al contorno.

Generalmente, quando si devono studiare i dati ottenuti da un'analisi FEM, viene utilizzata la *mesh* del secondo ordine, in quanto permette di aumentare i gradi di libertà e ottenere dati più accurati. Nel caso in esame però l'analisi della sede del cuscinetto è stata realizzata attraverso una *mesh* tetraedrica del primo ordine, in quanto lo studio si basa sul confronto di dati estrapolati da diverse modellazioni; dunque, gli stress che verranno visualizzati in seguito saranno indicativi del comportamento del materiale sottoposto a diversi tipi di carico radiale.

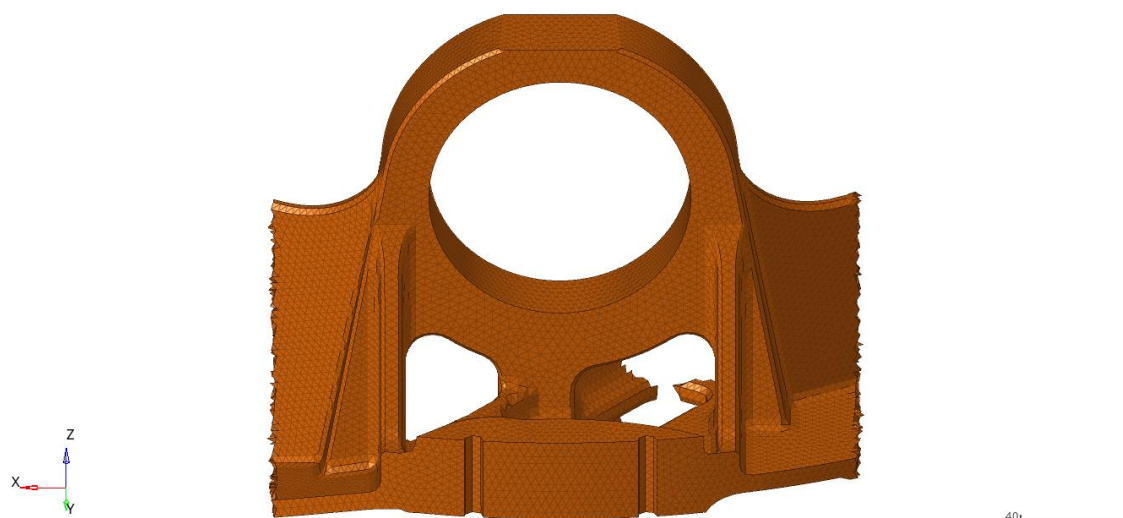


Figura 3.1-Visualizzazione elementi della *mesh*

3.2.1 Materiali

I materiali utilizzati per la realizzazione del modello sono due: alluminio per la sede e acciaio per il cuscinetto.

MATERIALE	MODULO DI YOUNG (E) [MPa]	COEFF. DI POISSON (ν) [-]
Alluminio	71000	0.33
Acciaio	200000	0.3

Per la creazione della sede del cuscinetto è stato scelto l'alluminio in quanto è un materiale leggero che presenta delle notevoli proprietà elastiche, buona conducibilità termica e capacità riflettente e bassi costi di produzione. Inoltre, rispetto ad altri materiali che si possono usare per queste applicazioni, come il magnesio, l'alluminio fonde meglio, perciò a livello produttivo è più vantaggioso.

Per quanto riguarda il cuscinetto è stato scelto l'acciaio in quanto è un materiale dall'elevata deformabilità e durezza, con una buona resistenza alla rottura a trazione e allo snervamento, buona conducibilità e, se si fa riferimento all'acciaio inossidabile, elevata resistenza alla corrosione. Questo permette al cuscinetto di garantire: resistenza meccanica, per sollecitazioni statiche; resilienza, per sollecitazioni dinamiche; durezza, per sollecitazioni concentrate; resistenza d'attrito; resistenza a fatica, per sollecitazioni periodiche.

3.3 Applicazione vincoli e carichi

Per simulare la forza di ingranamento è stata considerata una forza di 25000 N , rappresentativa della forza limite statica di esercizio. Essa è stata applicata al centro della sede del cuscinetto nelle due direzioni radiali che seguono il sistema di riferimento del modello, ossia in direzione X e in direzione Z. Si è deciso di studiare le due direzioni generiche al fine di dare generalità allo studio, infatti qualsiasi direzione è scomponibile nelle due componenti. In realtà per il caso specifico le forze sulle sedi dei cuscinetti sono caratterizzate nella stragrande maggioranza dei casi da una direzione fissa, che dipende dalla geometria della coppia di ingranaggi e dalla posizione dei cuscinetti che li sostengono.

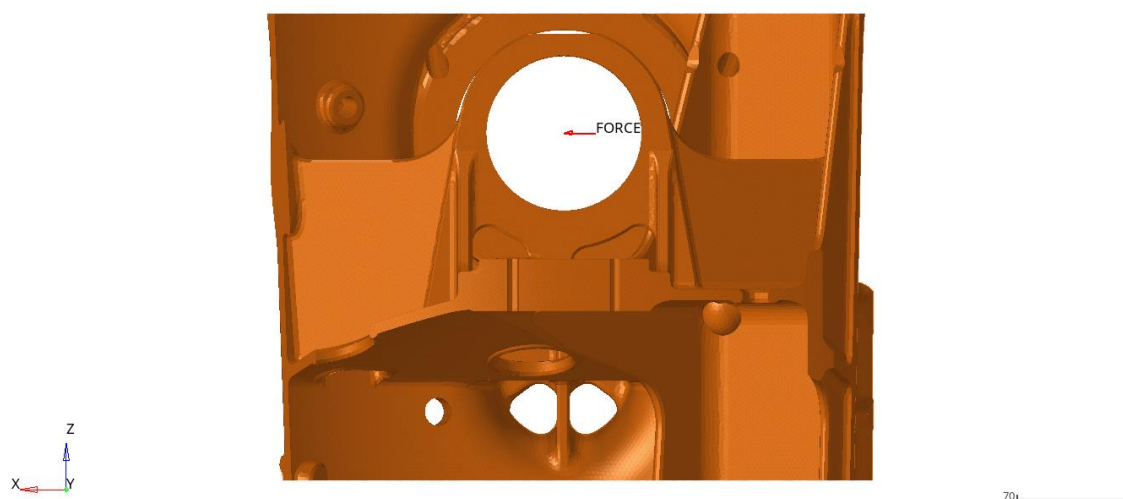


Figura 3.2-Applicazione forza direzione X

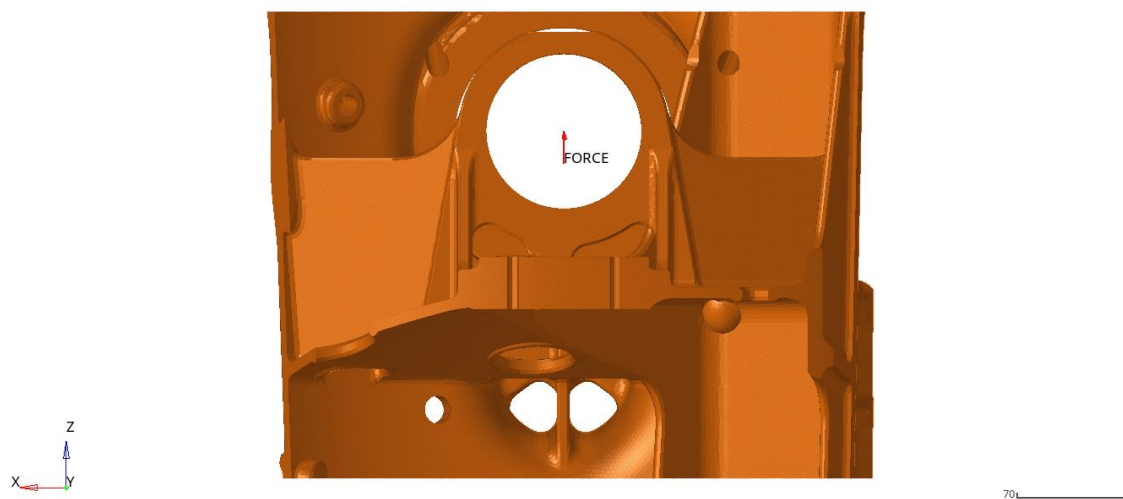


Figura 3.3-Applicazione forza direzione Z

Al fine di risolvere l'equazione di equilibrio statico prevista dall'analisi lineare, bisogna implementare delle condizioni al contorno appropriate per il modello in esame. Tali condizioni sono imposte sottoforma di vincoli su determinati gradi di libertà propri della sede del cuscinetto. In questo caso è stato scelto di usare il *Single Point Constraints* (SPC), cioè un vincolo che si applica ad un solo grado di libertà, ed è stato applicato su tutti i contorni del modello.

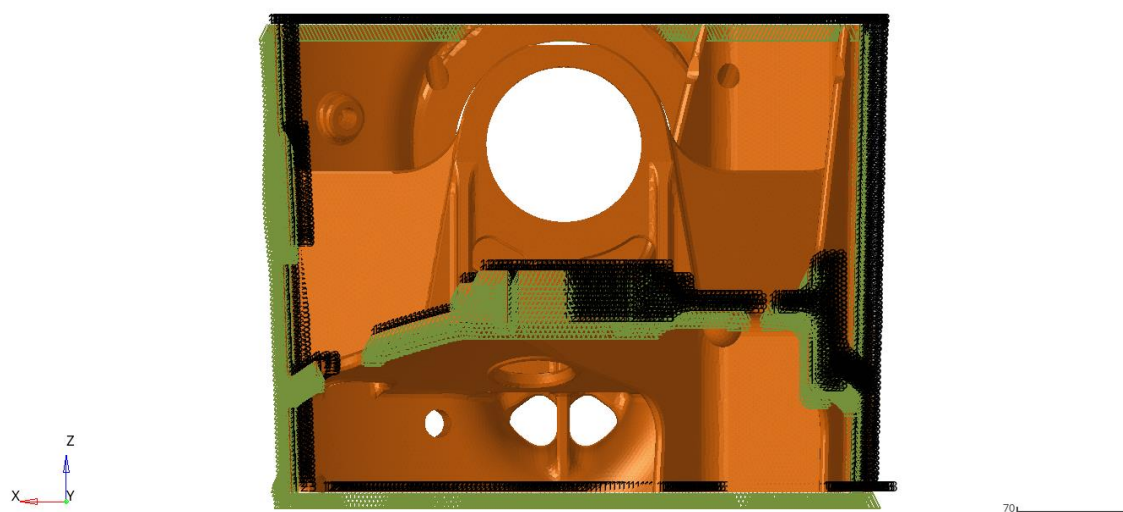


Figura 3.4-Applicazione vincolo SPC vista XZ

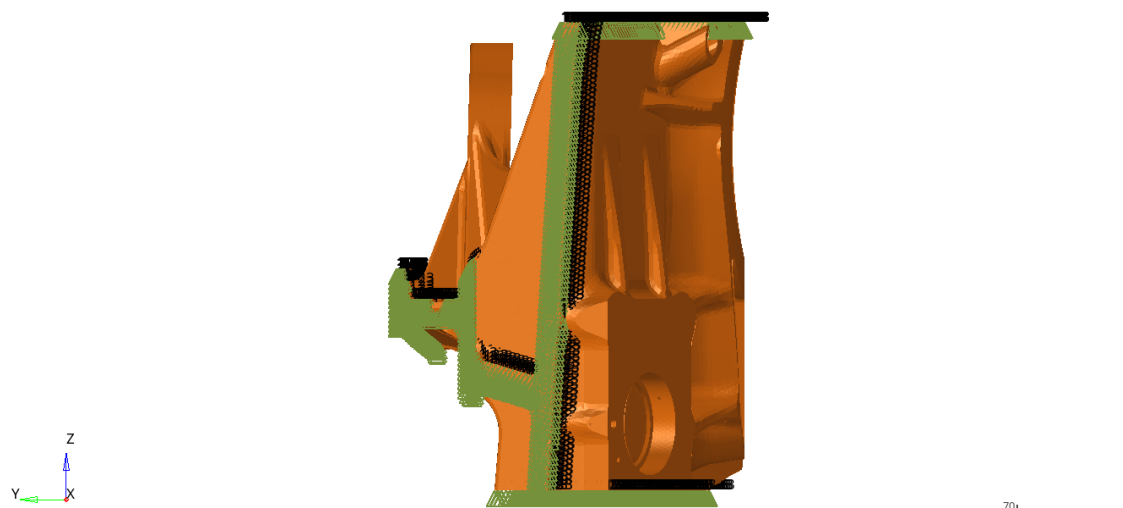


Figura 3.5-Applicazione vincolo SPC vista piano YZ

3.4 Creazione dei *Rigid Body Element* (RBE)

Gli elementi connettori vengono utilizzati per risolvere problemi legati alla connessione di parti del modello e i software MSC Nastran propone vari metodi per risolverli. Per questo motivo i punti di saldatura, i bulloni, le viti e altri elementi possono essere modellizzati, in base agli obiettivi che si vogliono ottenere, attraverso molle flessibili o barre (CBUSH, CBAR), elementi rigidi (RBAR, RJOINT, RBE2, RBE3) oppure con vincoli multipli (MPC).

Gli elementi *R-Type* sono i cosiddetti elementi rigidi che impongono dei vincoli fissi tra i componenti in movimento e la griglia alla quale sono connessi e ogni elemento rigido equivale, a livello matematico, ad una o più equazioni di vincolo multiplo. Ogni equazione di questo tipo esprime un grado di libertà dipendente come una funzione lineare del grado di libertà indipendente. In realtà, la definizione di elementi rigidi non rispecchia il comportamento di tutte le varianti degli elementi *R-Type*, infatti gli RBE3 e gli RSPLINE sono elementi interpolanti e non sono rigidi.

Nel caso in esame, dovendo simulare le forze di ingranamento, sono stati creati degli elementi rigidi (RBE). Tali elementi sono stati creati con diversi angoli di apertura in entrambe le direzioni in cui è applicato il carico, considerando che normalmente in un cuscinetto radiale, l'angolo effettivo di carico è funzione del carico stesso e del gioco interno del cuscinetto, all'aumentare del carico e al diminuire del gioco l'angolo di effettivo carico aumenta. L'angolo di effettivo carico può essere stimato considerando software specifici per il calcolo del cuscinetto stesso. Nei cuscinetti di potenza alla condizione di verifica della parte, solitamente l'arco di contatto è superiore a 120° , pertanto pur avendo riportato nelle varie sezioni l'angolo di 90° questo ha un fine esclusivamente conservativo.

Direzione carico	Angoli apertura RBE			
X	90°	120°	180°	360°
Z	90°	120°	180°	360°

L'elemento rigido RBE2 con angolo di apertura pari a 360° nelle analisi è sempre stato considerato come la condizione standard di riferimento, storicamente si ipotizzando che la rigidità del cuscinetto stesso porta a irrigidire la sua sede e a mantenerne la circolarità.

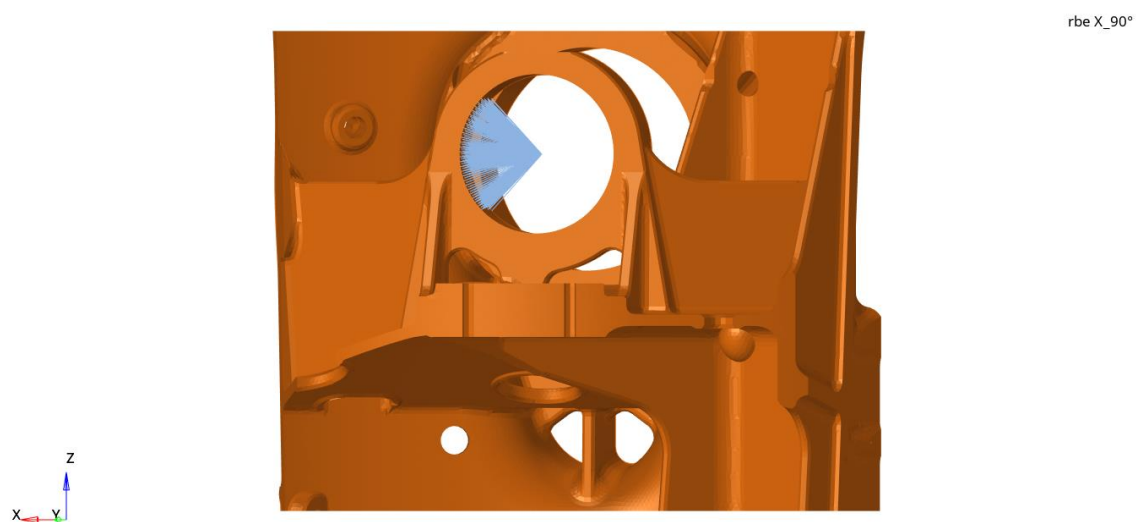


Figura 3.6-Visualizzazione RBE 90° in direzione X

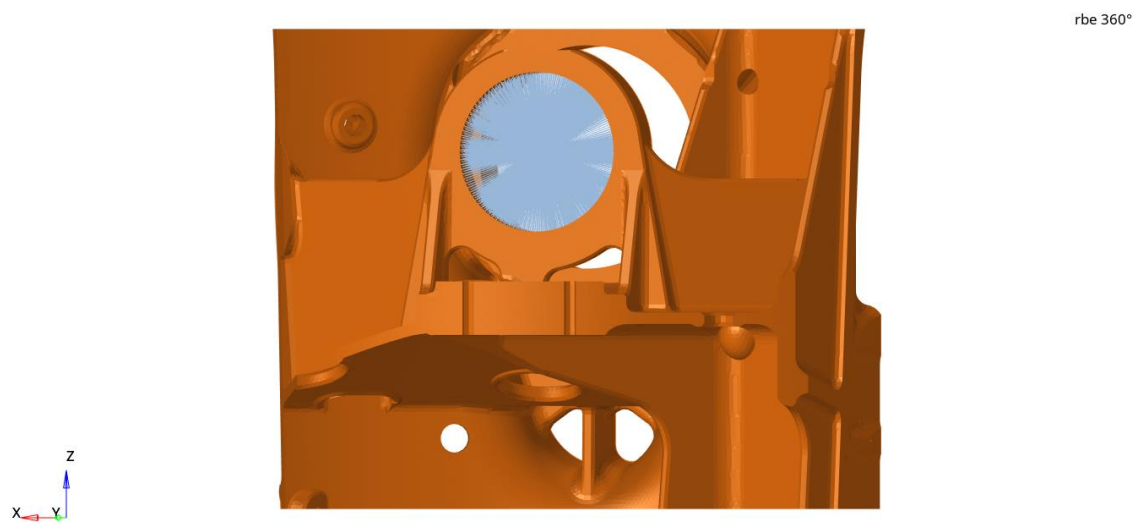


Figura 3.7-Visualizzazione RBE 360°

3.4.1 RBE2

L'RBE2 è un elemento rigido connesso ad un numero arbitrario di punti della griglia. I gradi di libertà indipendenti sono rappresentati dalle sei componenti del vettore spostamento (tre di traslazione e tre di rotazione) in un singolo punto della griglia, per poter andare a rappresentare tutti i movimenti dell'elemento. Mentre, i gradi di libertà dipendenti negli altri punti della griglia seguono lo stesso numero di componenti impostate nei gradi di libertà indipendenti. In questo caso il numero di equazioni di vincolo può essere maggiore o uguale a 1.

Nel modello trattato è stato scelto come nodo indipendente quello in cui viene applicato il carico di 25000 N , invece i nodi dipendenti sono rappresentati dalla pista della sede del cuscinetto. Inoltre, la posizione dell'RBE2 viene mantenuta sempre a sinistra della sede se la forza applicata è in direzione X , mentre nella parte alta della sede se la forza è applicata in direzione Z .

3.4.2 RBE3

L'RBE3 prevede una relazione di connessione non rigida, come detto prima, e definisce la relazione di vincolo in cui il movimento rispetto ad un punto di riferimento sulla griglia è la media ponderata dei minimi quadrati dei movimenti in altri punti della griglia. L'elemento è utile per trasmettere carichi e masse dal punto di riferimento ad un insieme di punti della griglia. In questo caso il numero di equazioni di vincolo può variare tra 1 e 6, estremi compresi.

Nel modello trattato i nodi indipendenti sono rappresentati dalla pista della sede del cuscinetto, mentre il nodo dipendente è quello in cui viene applicato il carico di 25000 N . Anche l'elemento RBE3 viene mantenuto sempre a sinistra della sede se la forza applicata è in direzione X , mentre nella parte alta della sede se la forza è applicata in direzione Z .

3.5 Esportazione analisi

Per le analisi strutturali nel modello in esame è stato utilizzato il software MSC Nastran 2017.1. Tale solutore è un'applicazione per l'analisi strutturale multidisciplinare utilizzata da ingegneri per condurre analisi statiche, dinamiche e termiche sia in domini lineari che non lineari, inoltre integra un'ottimizzazione strutturale automatica ed evolute tecnologie per l'analisi a fatica, ottenute tramite l'*High Performance Computing*. Utilizzare MSC Nastran assicura che i sistemi strutturali dispongano della resistenza, della rigidità e della durezza necessarie per evitare rotture dovute a sollecitazioni eccessive, risonanza, instabilità o pericolose deformazioni, che potrebbero compromettere la sicurezza e la funzionalità strutturale.

I dati da verificare sono contenuti nel file di *output* .f06, mentre per quanto riguarda la lettura degli stessi dati vengono utilizzati il file di *input* .dat e il file di *output* .op2.

3.6 Visualizzazione risultati

I risultati sono stati ottenuti sviluppando tre differenti modellazioni. La prima è stata fatta utilizzando l'analisi statica lineare sul modello base della sede del cuscinetto non flangiato. La seconda è stata fatta utilizzando sempre l'analisi statica lineare, però applicata alla sede del cuscinetto non flangiato comprensiva di un anello unito alla sede, che va a simulare la presenza del cuscinetto, in questo modo i due componenti sono stati analizzati come se fossero un corpo unico. Infine, è stata effettuata l'analisi non lineare della sede con cuscinetto non flangiato comprensivo di anello, questa volta non è stato considerato unito, in modo da non essere più un unico pezzo con la sede.

Modello per analisi statica lineare

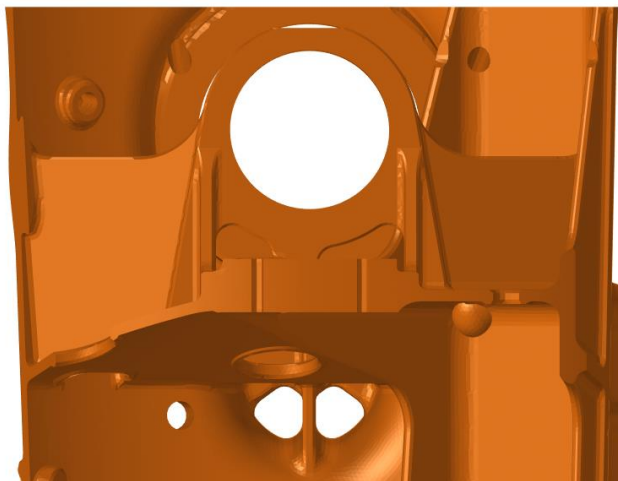


Figura 3.8-Modello lineare senza anello

Modello per analisi statica lineare con anello

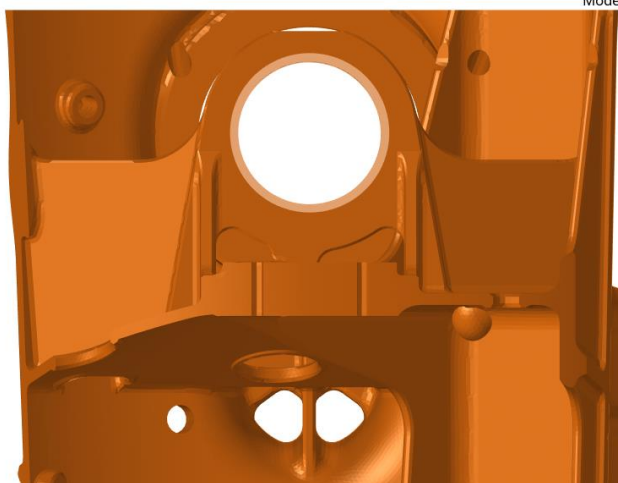


Figura 3.9-Modello lineare con anello

Modello per analisi statica non lineare con anello

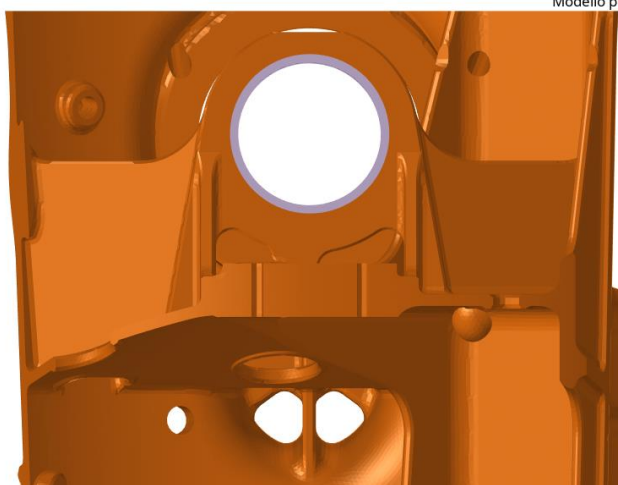


Figura 3.10-Modello non lineare con anello

Al fine dello studio del cuscinetto a rulli i due risultati che sono stati analizzati riguardano lo stress di Von Mises e lo spostamento radiale del centro della sede del cuscinetto a rulli, in quanto tale tipologia di cuscinetto è libero di muoversi nella direzione assiale rispetto alla sua pista interna.

La teoria di Von Mises viene utilizzata per la misurazione teorica del criterio di cedimento da sforzo nei materiali duttili e permette di ottenere le sollecitazioni di snervamento dei componenti sottoposti a carico multi-assiale. Inoltre, quando il risultato ottenuto viene confrontato con il punto di snervamento dei componenti, mostra il margine di sicurezza del componente stesso. Questa teoria si basa sulla teoria dell'energia di deformazione di taglio suggerita dai materiali duttili, come ad esempio alluminio e acciaio, e si applica con la seguente equazione, dove x , y e z sono un qualsiasi sistema di riferimento cartesiano.

$$\sigma_{id_{VM}} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_y - \sigma_z)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

Il criterio di Von Mises assume che lo snervamento del materiale venga raggiunto quando l'energia di distorsione giunge ad un valore limite, in cui la distorsione è la componente della deformazione che provoca una variazione nella forma, ma non del volume, di un elemento di volume. Per convenzione, la valutazione delle tensioni di Von Mises può essere fatta anche verificando i valori del massimo stress di tensione (stress di Von Mises con segno positivo) e del massimo stress di compressione (stress di Von Mises con segno negativo). Considerando tutti i fattori in gioco durante le sollecitazioni, il massimo stress di tensione e il massimo stress a compressione possono provocare il cedimento della struttura. Considerando le tensioni di snervamento a trazione σ_{st} e a compressione σ_{sc} e le analoghe tensioni di rottura σ_{rt} e σ_{rc} , considerate con i segni appropriati, se σ_{MAX} è la maggiore delle tensioni principali e σ_{MIN} è la minore, allora il cedimento per snervamento o rottura avviene quando

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{st}$$

$$\sigma_{MIN} = \sigma_{st}$$

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{rt}$$

$$\sigma_{MIN} = \sigma_{rt}$$

4 Analisi risultati

Per eseguire la lettura dei risultati è stato deciso di selezionare, per ogni simulazione della direzione della forza e per ogni apertura dell'RBE, i nodi più sollecitati nelle zone più prossime alla sede del cuscinetto. Questi nodi sono rimasti gli stessi in tutte e tre le differenti modellazioni per poter confrontare al meglio i risultati. Sono state prese come riferimento sei zone, che in base alla loro posizione sono state definite come nervature superiori, nervature centrali e nervature inferiori.

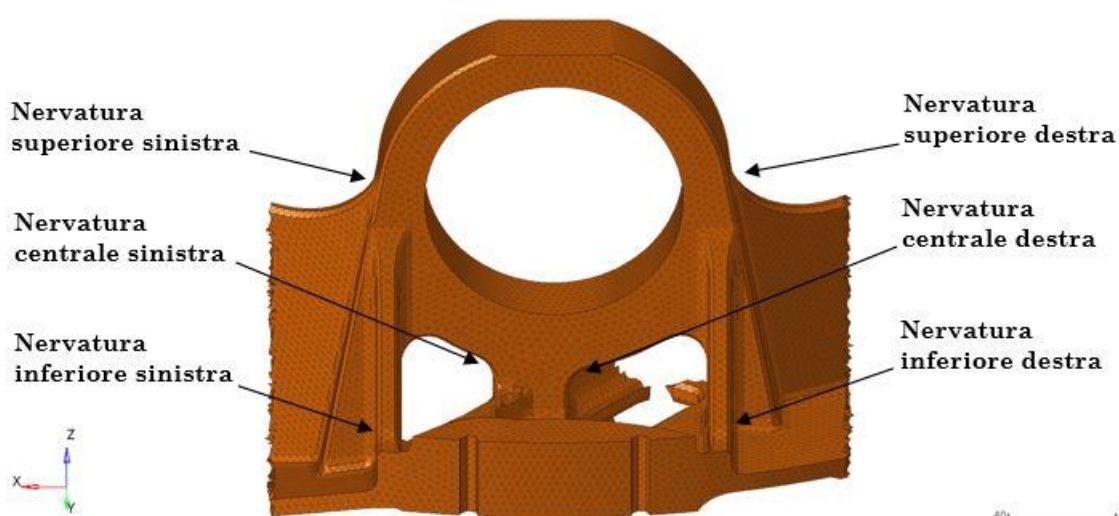


Figura 4.1-Zone di riferimento

Ogni simulazione di apertura di RBE è stata confrontata con il caso dell'applicazione della forza in direzione X e in direzione Z con l'RBE2 di apertura pari a 360° nella modellazione lineare senza anello, quest'ultimo sarà mantenuto come caso di confronto per le modellazioni lineare e non lineare con anello.

FORZA - RBE2	NERV. SUP. SX [MPa]	NERV. SUP. DX [MPa]	NERV. INF. SX [MPa]	NERV. INF. DX [MPa]	NERV. CENT. SX [MPa]	NERV. CENT. DX [MPa]
X_360°	45	47	87	101	54	67
Z_360°	31	40	49	71	48	43

Nei grafici delle sezioni a seguire, i valori positivi indicano un aumento dello stress, mentre i valori negativi indicano una sua riduzione.

4.1 Forza in direzione X

4.1.1 Modellazione lineare senza anello

Come prima cosa si confronta la variazione dello stress di Von Mises applicando la forza nel caso della modellazione lineare senza anello implementando un RBE2. Quando viene applicata la forza in direzione X (positiva), mantenendo l'RBE sempre a sinistra e passando da un'apertura di 360° ad una di 90°, ci si aspetta che lo stress sulle nervature di sinistra tenda aumentare; questo andamento è confermato dai risultati ottenuti dalla simulazione e lo si può visualizzare sia attraverso una scala cromatica, che con i colori più caldi individua le zone più stressate, mentre con i colori più freddi le zone in cui lo stress è minore, che con la variazione percentuale dello stress nelle nervature rispetto al caso standard, rappresentata nell'istogramma sottostante. Leggendo le variazioni percentuali si nota che nella nervatura inferiore destra si ha una riduzione dello stress, comportamento opposto a quello appena descritto; questo comportamento è prevedibile in quanto la nervatura è sufficientemente distante dalla sede del cuscinetto da non risentire particolarmente il carico applicato con l'RBE di 90°.

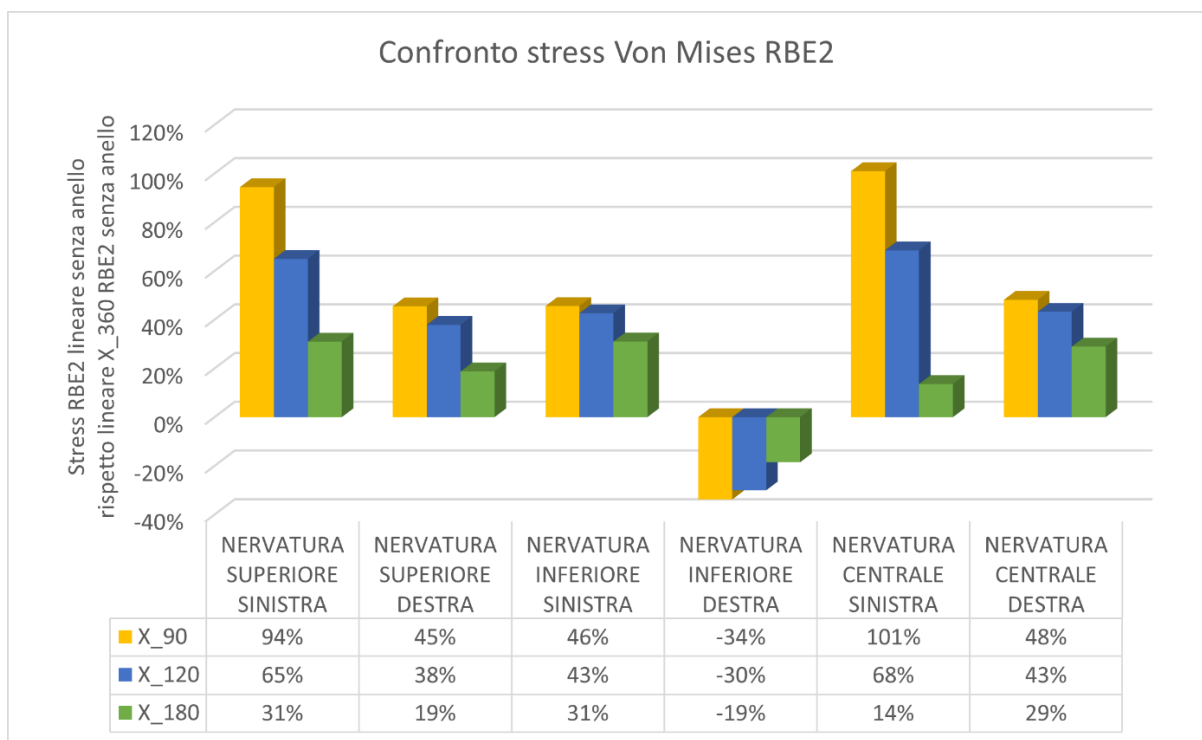


Figura 4.2-Confronto stress di Von Mises modello lineare senza anello, forza in X con RBE2

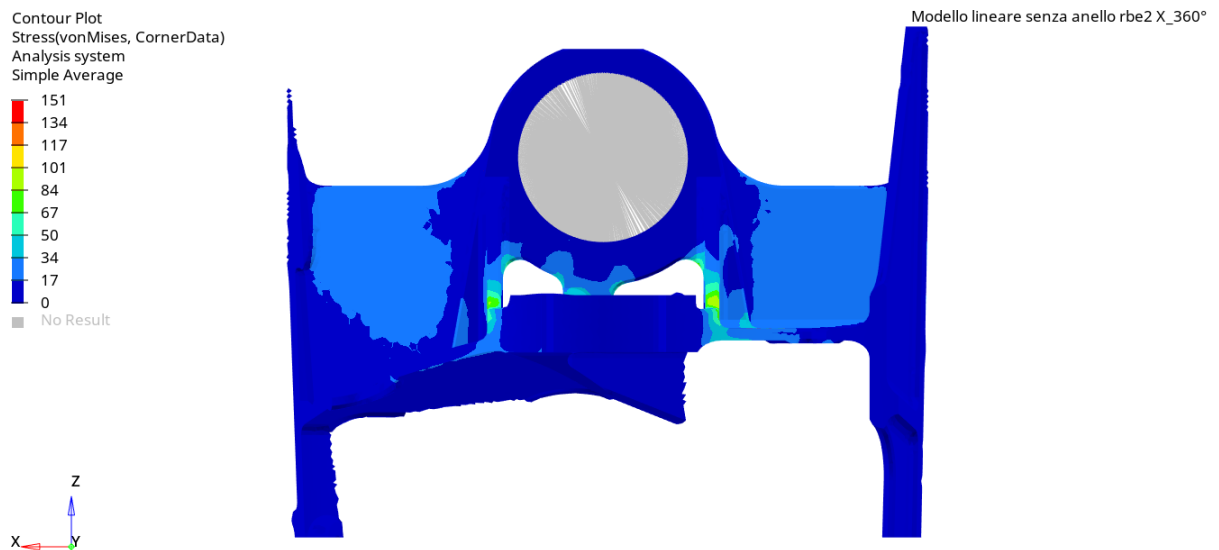


Figura 4.3-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

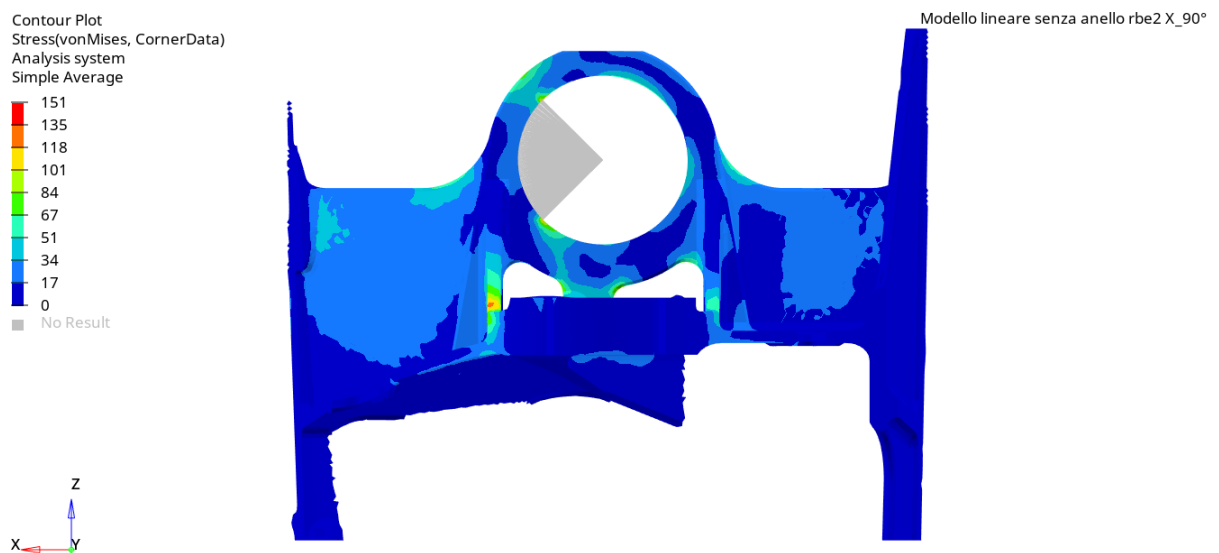


Figura 4.4-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

Visualizzando l'applicazione del carico con l'RBE3 e passando sempre da un'apertura di 360° ad una di 90°, si nota che il comportamento strutturale è lo stesso, cioè al diminuire dell'apertura dell'elemento lo stress localmente aumenta.

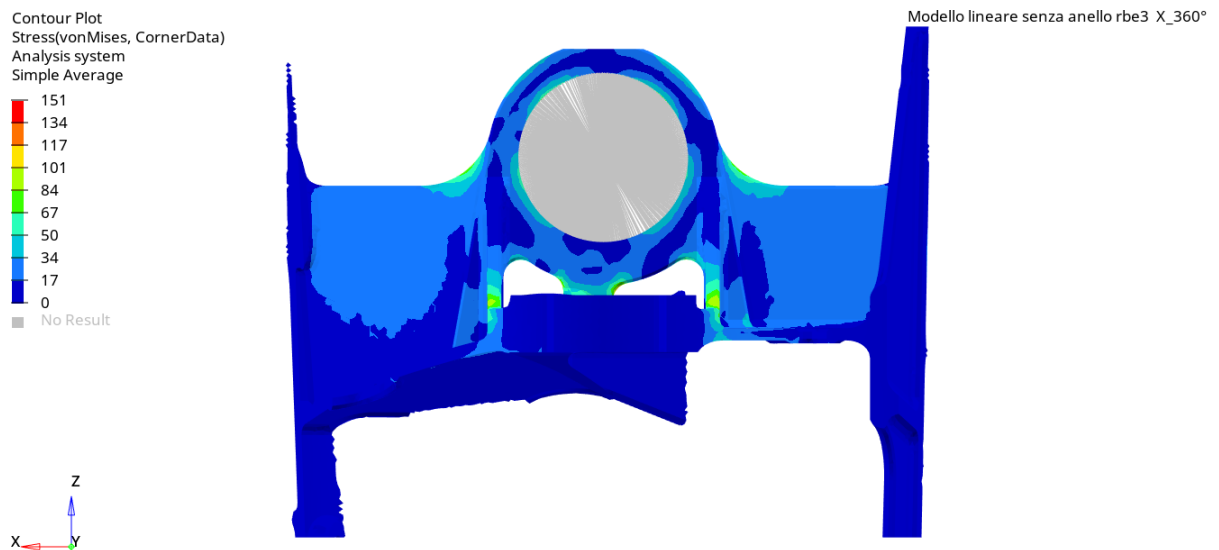


Figura 4.5-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

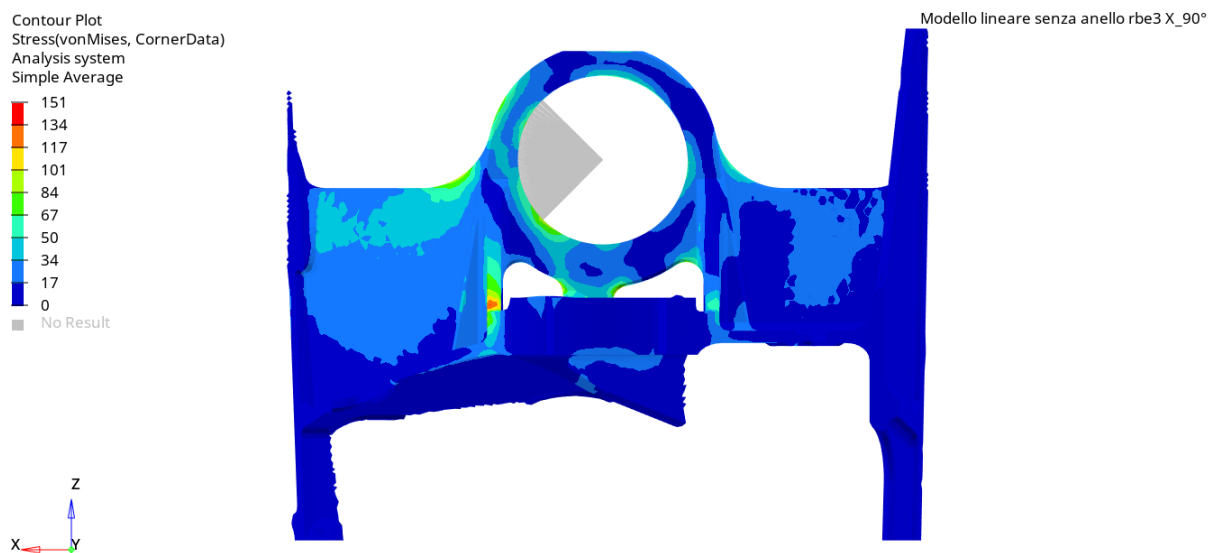


Figura 4.6-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

Come prima, anche in questo caso è possibile visualizzare la variazione degli stress in percentuale nelle diverse nervature rispetto al caso standard.

Si nota che dai dati ricavati se si varia la tipologia di vincolo si ottiene anche variazioni degli stress sia in valore che in posizione. Con gli RBE3 gli stress ottenuti sono molto superiori nelle nervature di sinistra, mentre nelle nervature di destra gli aumenti e le riduzioni si comportano in maniera abbastanza simile a come quando ci sono gli RBE2; questi andamenti in percentuale si possono leggere nella tabella sotto riportata.

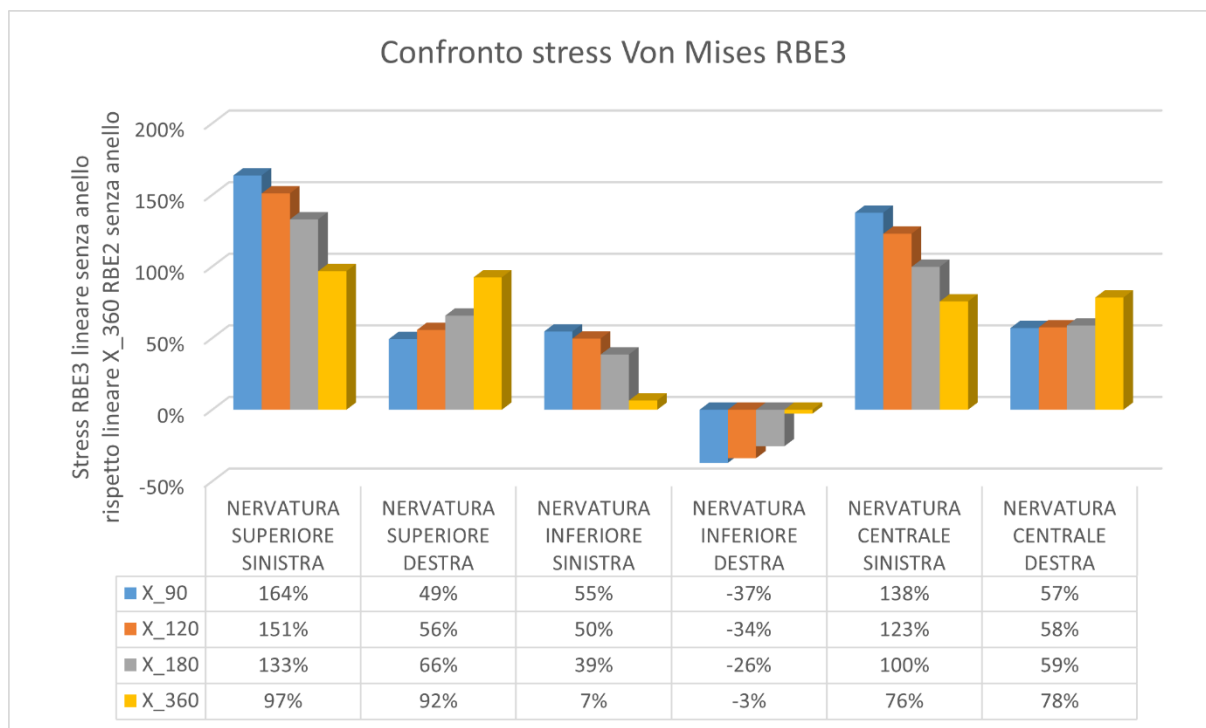


Figura 4.7-Confronto stress di Von Mises modello lineare senza anello, forza in X con RBE3

Perciò, dal confronto degli stress di Von Mises nelle simulazioni della modellazione lineare senza anello, si può concludere che utilizzare un RBE3 rispetto a un RBE2 rende la struttura più cedevole, a parità di angolo, perché l'RBE2 è un elemento rigido. Inoltre, questa cedevolezza è osservabile anche dal punto di vista dello spostamento radiale del centro della sede del cuscinetto. Applicando una forza al centro della sede del cuscinetto ci si aspetta uno spostamento della sede in direzione radiale, infatti, estrapolando i dati ottenuti dalle analisi, si osserva che con entrambi i casi di RBE tale spostamento radiale si verifica e questo tende ad aumentare con la riduzione dell'angolo di apertura dell'RBE, perché il carico tende a vincolarsi su una porzione di sede sempre più piccola e tornando al concetto di cedevolezza l'RBE2, essendo un elemento rigido, tenderà a fare assumere alla sede uno spostamento radiale minore se confrontato con l'RBE3.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE3 [mm]
X_90°	0.19	0.24
X_120°	0.15	0.22
X_180°	0.11	0.18
X_360°	0.07	0.14

Di seguito vengono riportate, con un fattore di scala pari a 25, le aperture massime e minime degli RBE considerando lo spostamento del centro della sede rispetto ad un sistema di riferimento rettangolare con origine nel centro di una delle due superfici della medesima sede appartenente al piano XZ; dallo spostamento radiale del centro della sede, si deduce che avviene un'ovalizzazione della sede stessa nella direzione in cui è applicato il carico; più è piccolo l'angolo di apertura dell'RBE, più è evidente come l'ovalizzazione sia concentrata sulla porzione di sede vincolata. Inoltre, si nota come l'ovalizzazione della sede con un RBE2 di 360° sia quasi impercettibile rispetto corrispondente con RBE3, quindi per questo caso si può dire che è inesistente.

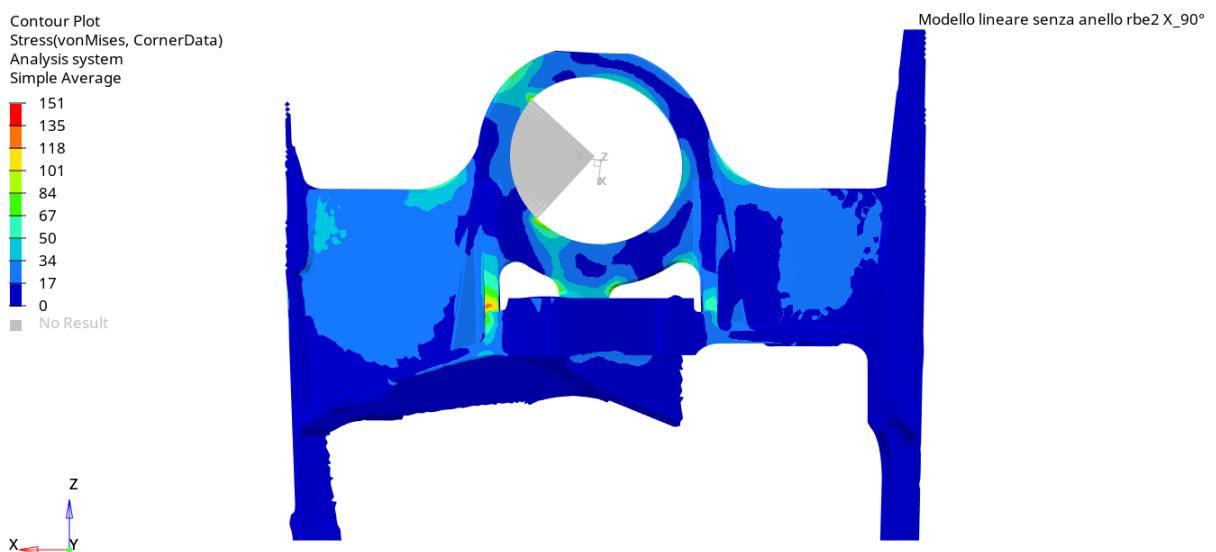


Figura 4.8-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

Contour Plot
Stress(vonMises, CornerData)
Analysis system
Simple Average

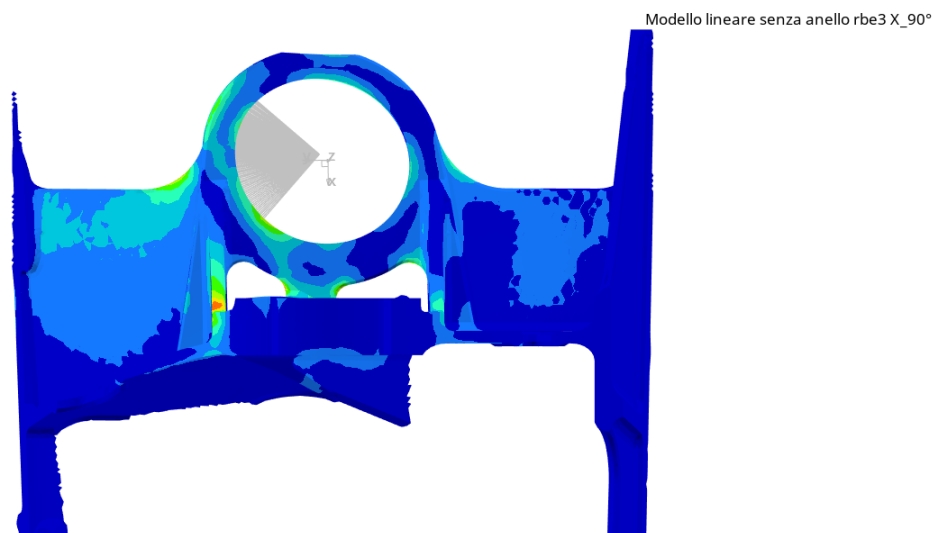
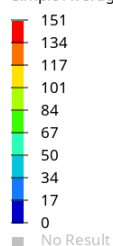


Figura 4.9-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

Contour Plot
Stress(vonMises, CornerData)
Analysis system
Simple Average

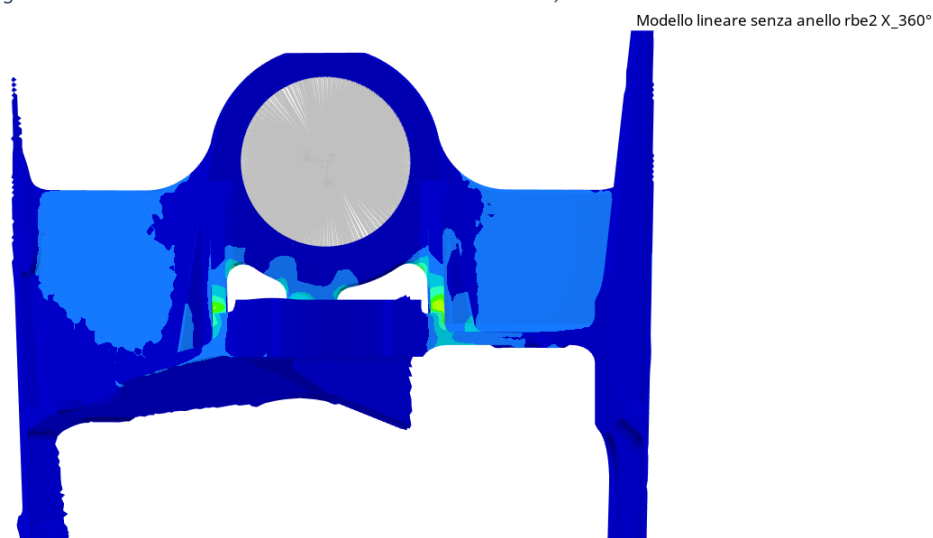
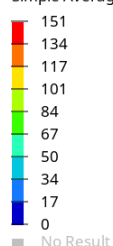


Figura 4.10-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

Contour Plot
Stress(vonMises, CornerData)
Analysis system
Simple Average

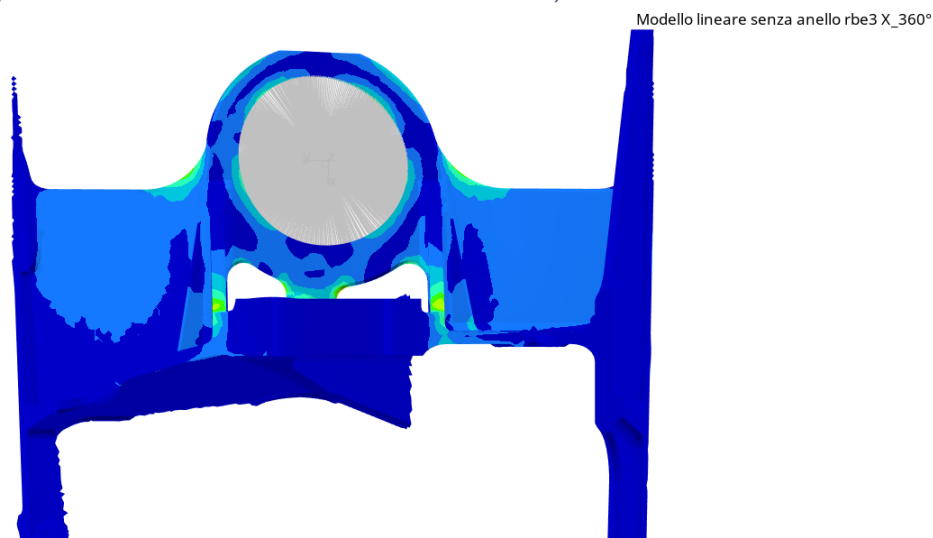
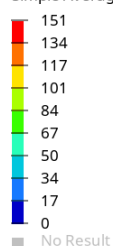


Figura 4.11-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

Come ultimo step dell'analisi lineare del modello senza anello, ma in seguito anche delle altre modellazioni, è stato ricavato l'andamento dello stress di Von Mises che mette in risalto le zone soggette a tensioni e compressioni; rispetto alla scala cromatica, sopra lo 0 sono rappresentate le zone sollecitate a tensione, in cui il valore più alto che si può raggiungere corrisponde al valore di massima tensione e corrisponde alla zona rossa, mentre con i colori sotto lo 0 sono individuate le zone soggette a compressione, che raggiungeranno il valore massimo in corrispondenza del colore blu.

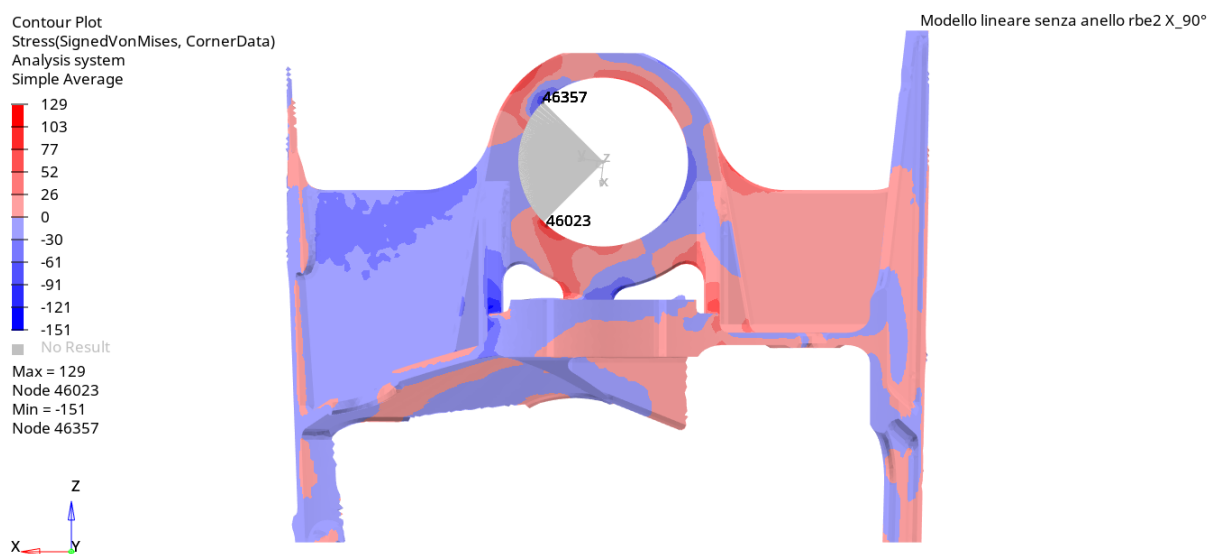


Figura 4.12-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

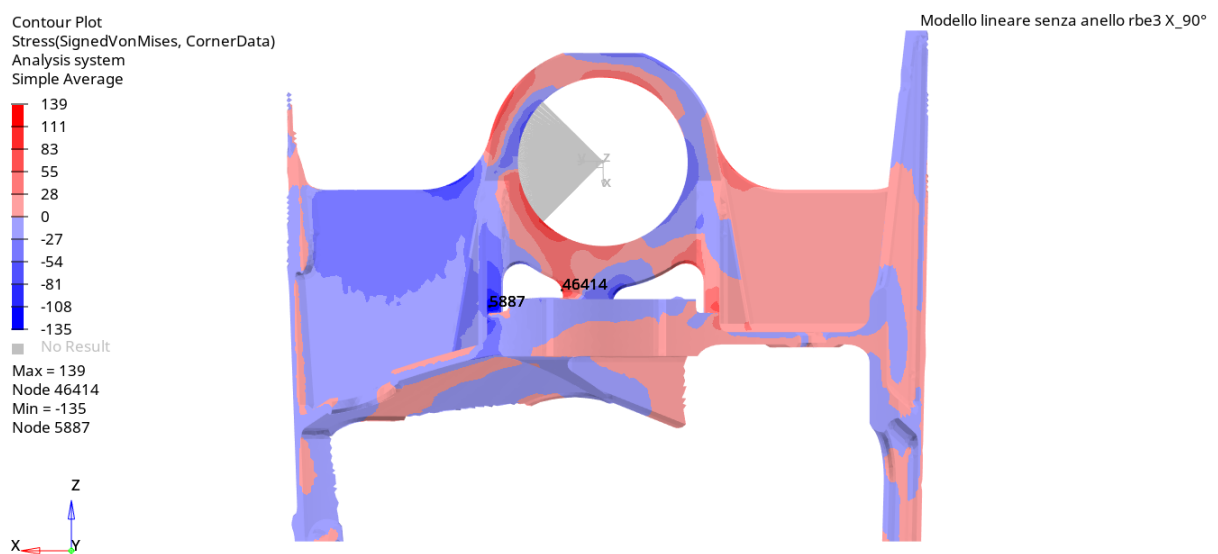


Figura 4.13-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

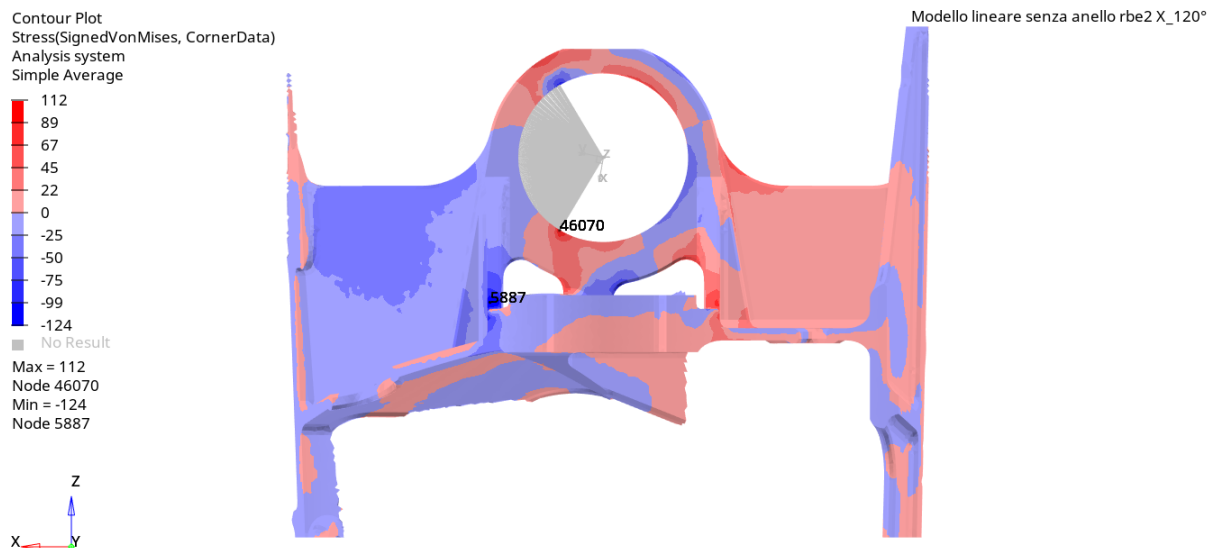


Figura 4.14-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 120°

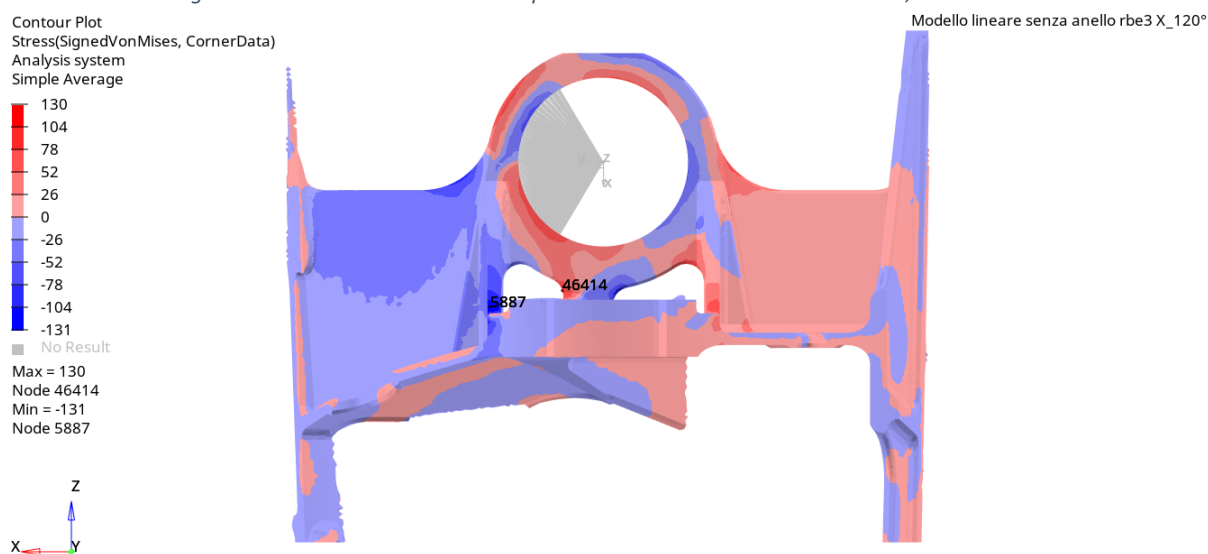


Figura 4.15-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 120°

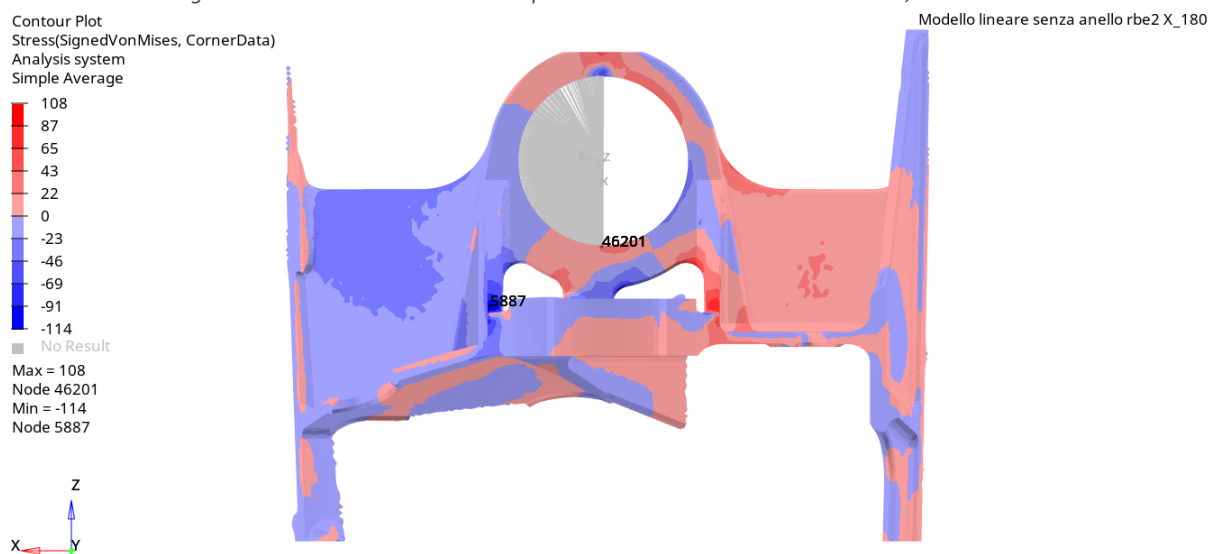


Figura 4.16-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 180°

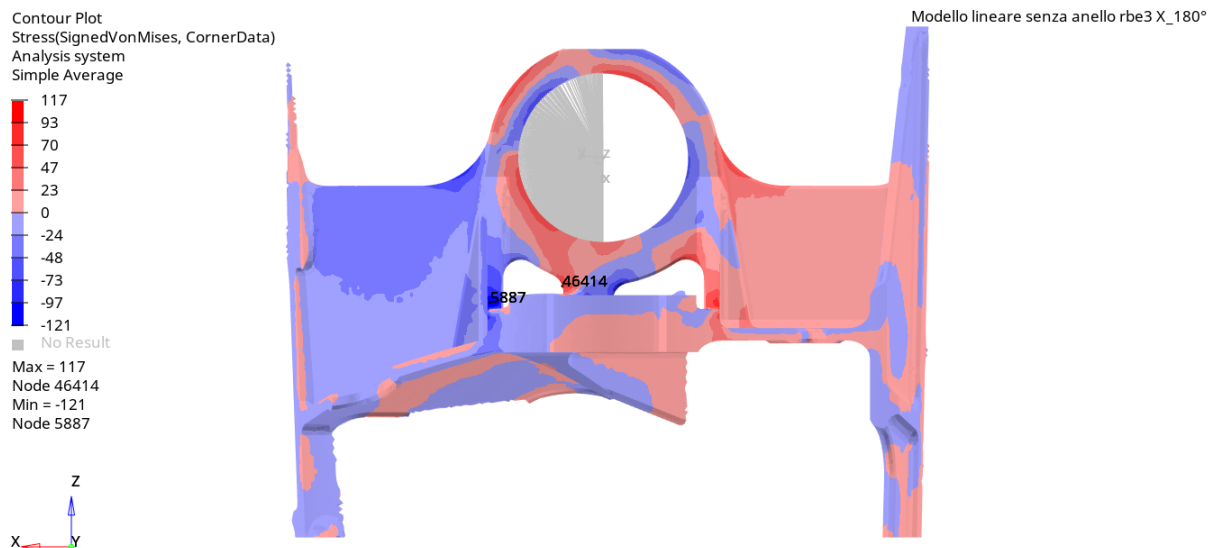


Figura 4.17-Massima tensione e compressione con RBE3 di 180°

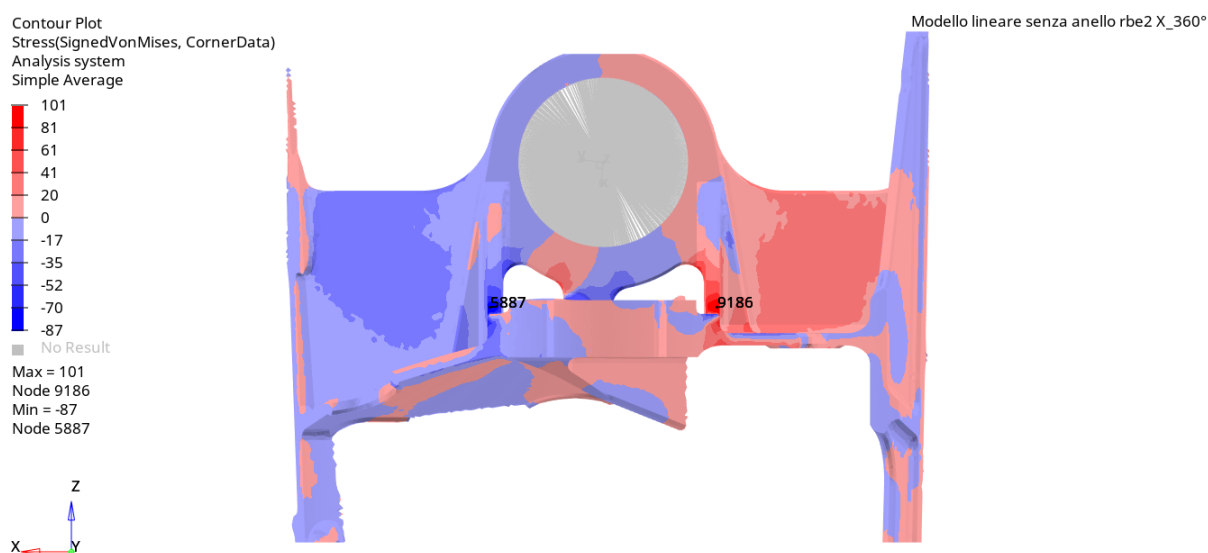


Figura 4.18-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

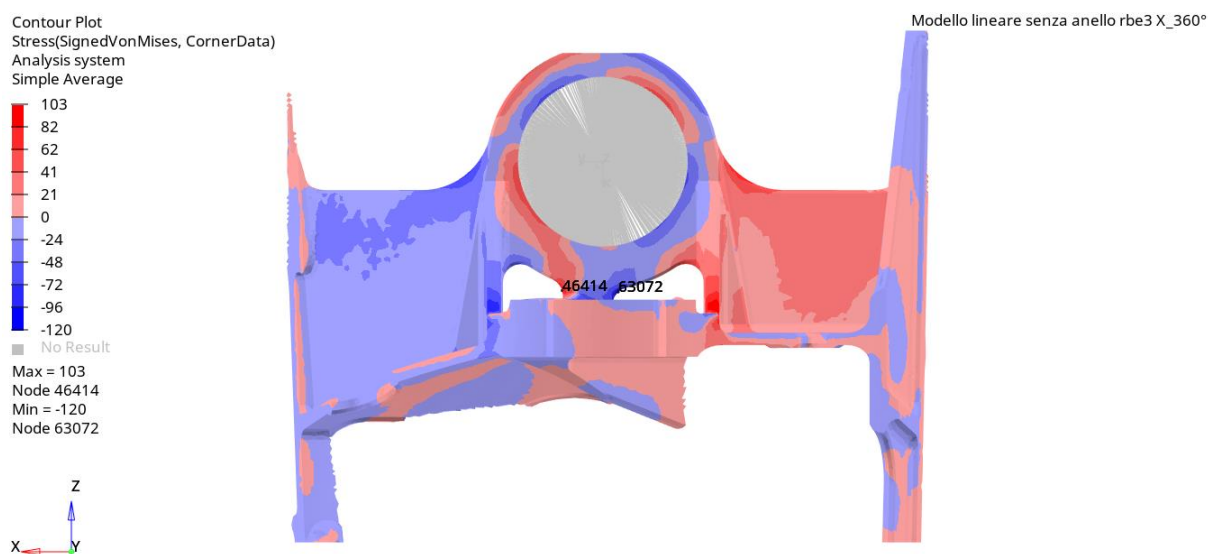


Figura 4.19-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

4.1.2 Modellazione lineare con anello

La modellazione lineare con anello unito alla sede del cuscinetto è stata effettuata in quanto permette di leggere dei risultati che si avvicinano maggiormente alla realtà, anche se la modellazione più veritiera rimane quella non lineare che verrà analizzata per ultima. Adesso l'RBE non è più vincolato alla sede del cuscinetto, ma alla superficie dell'anello unito.

Dai dati riportati nei diagrammi qui sotto, per la seconda modellazione lineare si osservano le seguenti variazioni percentuali di stress di Von Mises rispetto al caso standard.

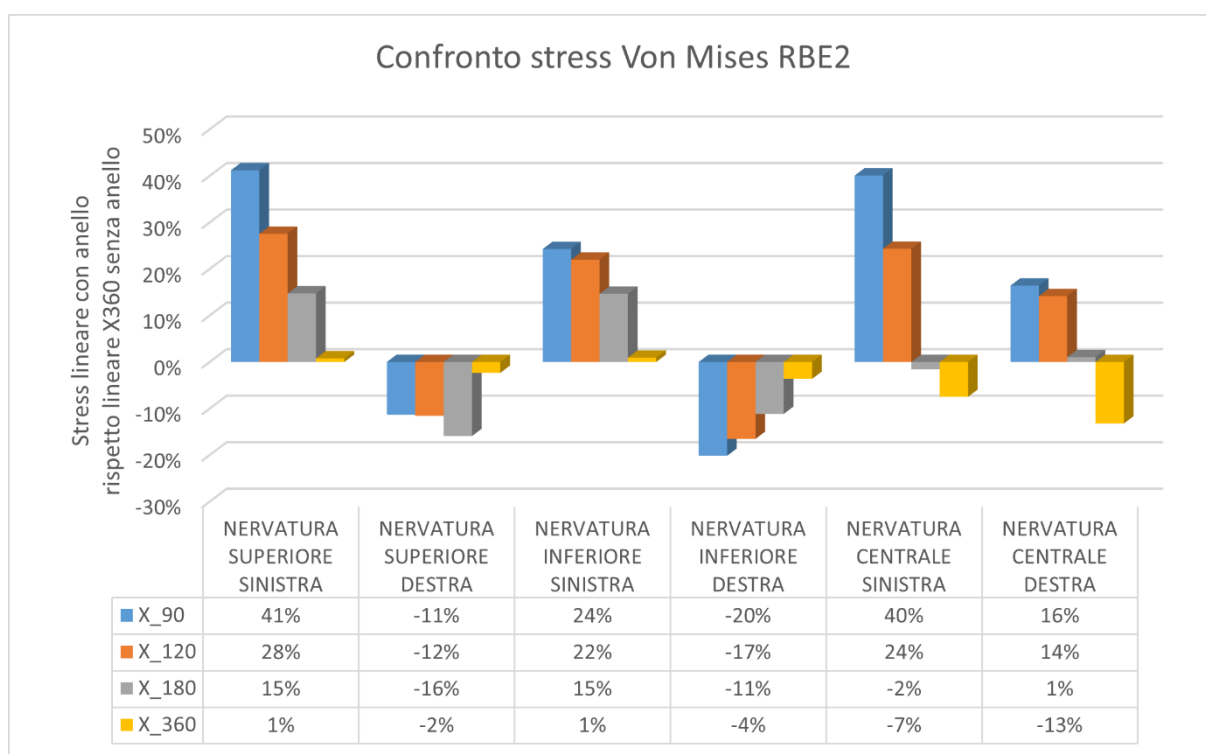


Figura 4.20-Stress di Von Mises modello lineare con anello, forza in X con RBE2

È possibile leggere che, come visto nella prima modellazione, anche in questo caso le nervature che si trovano alla sinistra del carter presentano un aumento dello stress al diminuire dell'angolo di apertura dell'RBE, comportamento attribuibile sempre ad una maggiore concentrazione del carico applicato nella

porzione di sede vincolata. Tutte le nervature dell'RBE2 di 360° hanno una variazione percentuale di stress molto ridotta e ciò è dovuto al fatto che c'è un vincolo rigido equamente distribuito sull'anello, che simula una continuazione della sede del cuscinetto.

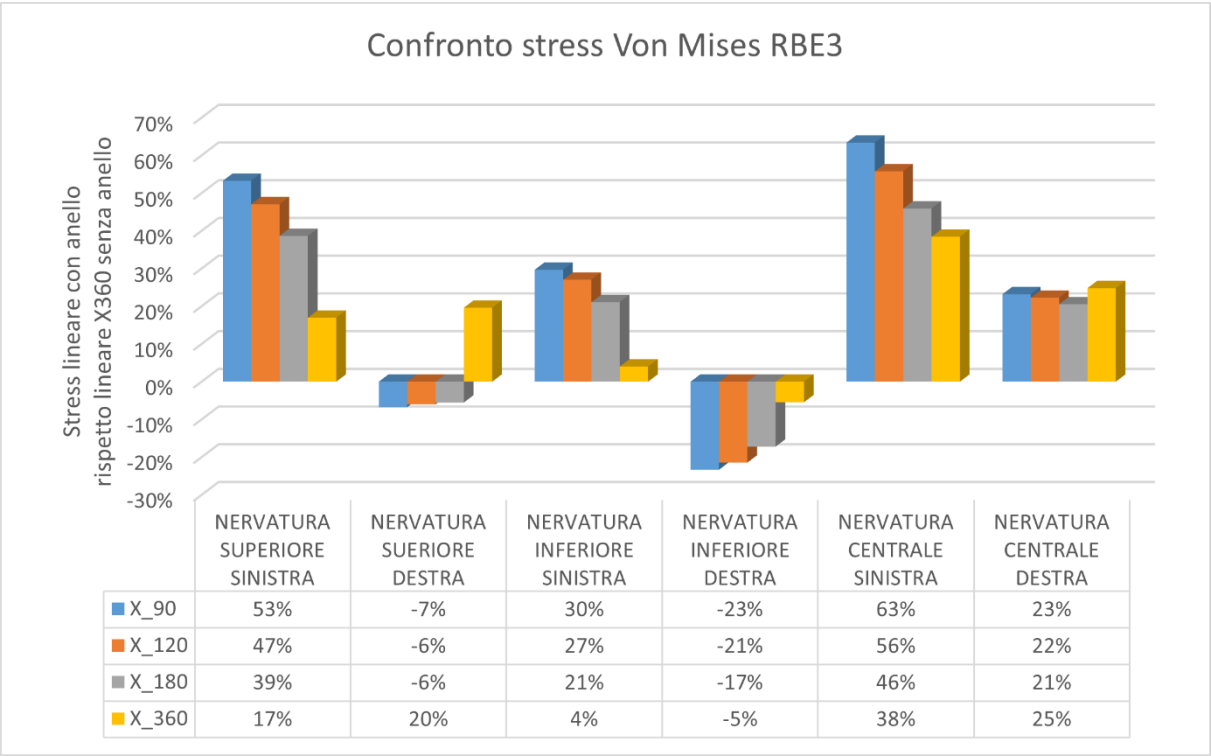


Figura 4.21-Stress di Von Mises modello lineare con anello, forza in Z con RBE3

Però, come si legge dal grafico sopra riportato, l'RBE3 di 360° non genera lo stesso tipo di variazioni di stress del corrispondente RBE2 perché, come già detto, è un elemento più cedevole, perciò tenderà a fare assumere alla struttura delle sollecitazioni maggiori. Inoltre, aggiungendo un ulteriore spessore alla sede si alleggerisce di più la zona destra del carter, che è opposta alla direzione in cui si concentra il carico e di conseguenza gli stress andranno a ridursi sempre di più con il restringimento dell'RBE; quanto detto non si verifica solo per la nervatura centrale destra, perché si trova appena sotto la sede e tra tutte le nervature di destra è quella che risente maggiormente del carico applicato e mantiene variazioni di stress quasi costanti.

Volendo visualizzare come si differenziano gli stress delle due modellazioni lineari, è stato scelto di estrapolare i dati attraverso la rappresentazione della differenza delle loro sollecitazioni di Von Mises. Le differenze di stress positive sono rappresentate in arancio, mentre quelle negative in verde.

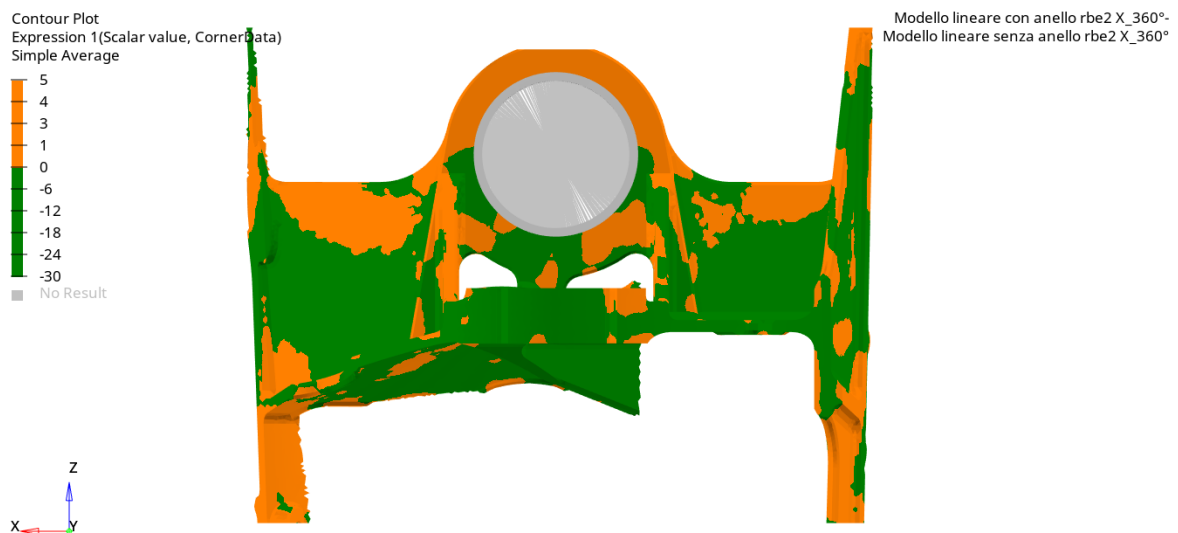


Figura 4.22-Differenza stress Von Mises tra modelli lineari con RBE2 di 360°

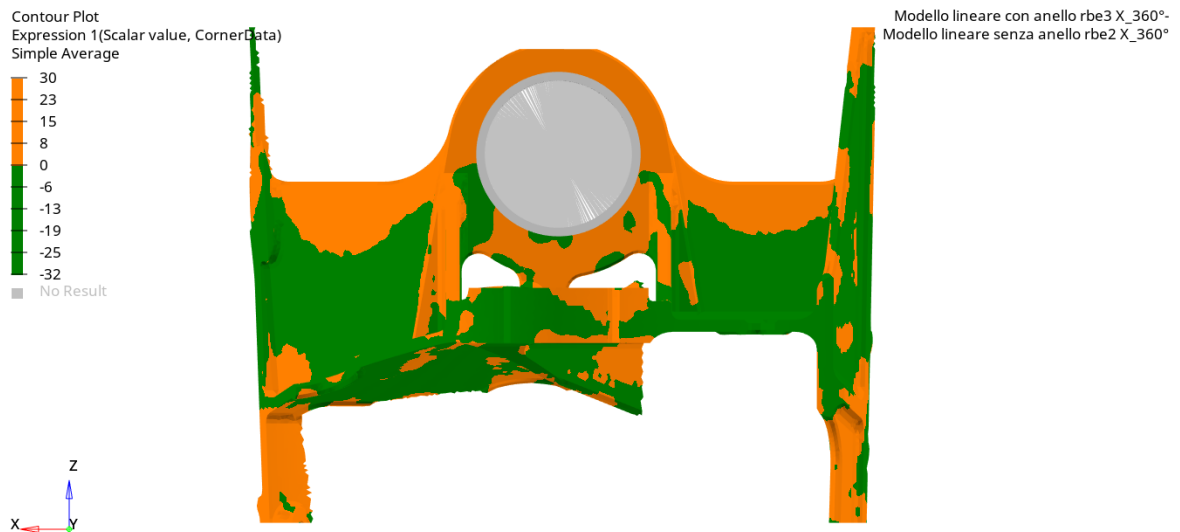


Figura 4.23-Differenza stress Von Mises tra modelli lineari con RBE3 e RBE2 di 360°

Analizzando lo spostamento radiale del centro della sede del cuscinetto per questa seconda modellazione, si ottengono spostamenti inferiori rispetto al caso senza anello, questo è un buon risultato perché così le ovalizzazioni che si creano

avranno un impatto minore sui componenti che si relazionano con la sede del cuscinetto, in quanto l'anello unito irrigidisce la sede circolare. Si nota che lo spostamento radiale con RBE2 di 360° non è cambiato rispetto alla precedente modellazione, perciò anche in questo caso l'ovalizzazione si definisce inesistente. Per la visualizzazione dei risultati si prendono minima e massima apertura degli RBE e si mantiene un fattore di scala pari a 25.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE3 [mm]
X_90°	0.12	0.13
X_120°	0.10	0.13
X_180°	0.09	0.12
X_360°	0.07	0.10

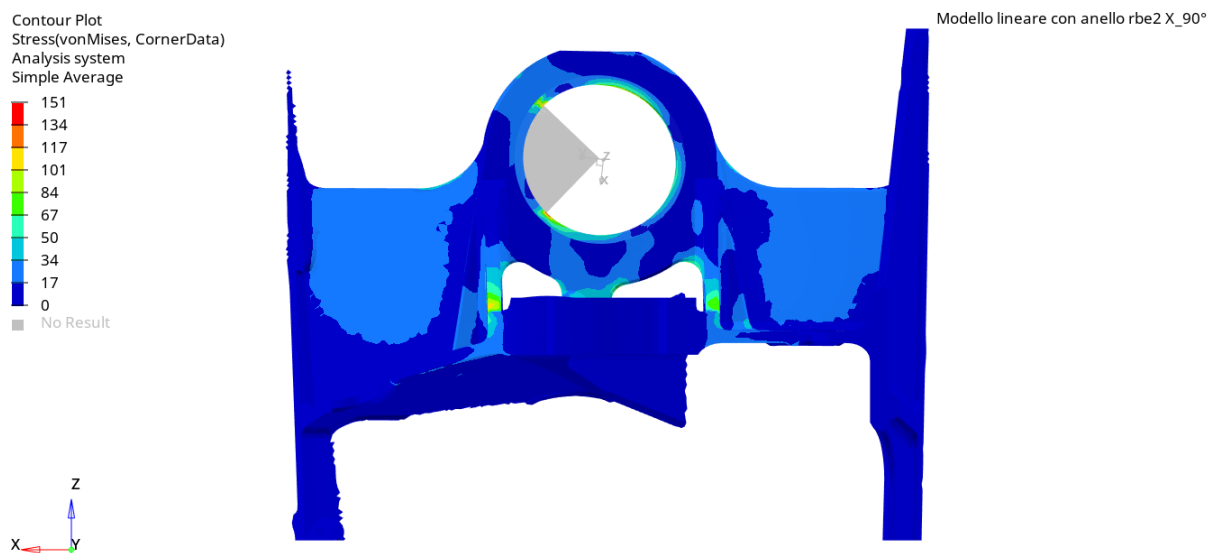


Figura 4.24-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE2 di 90°

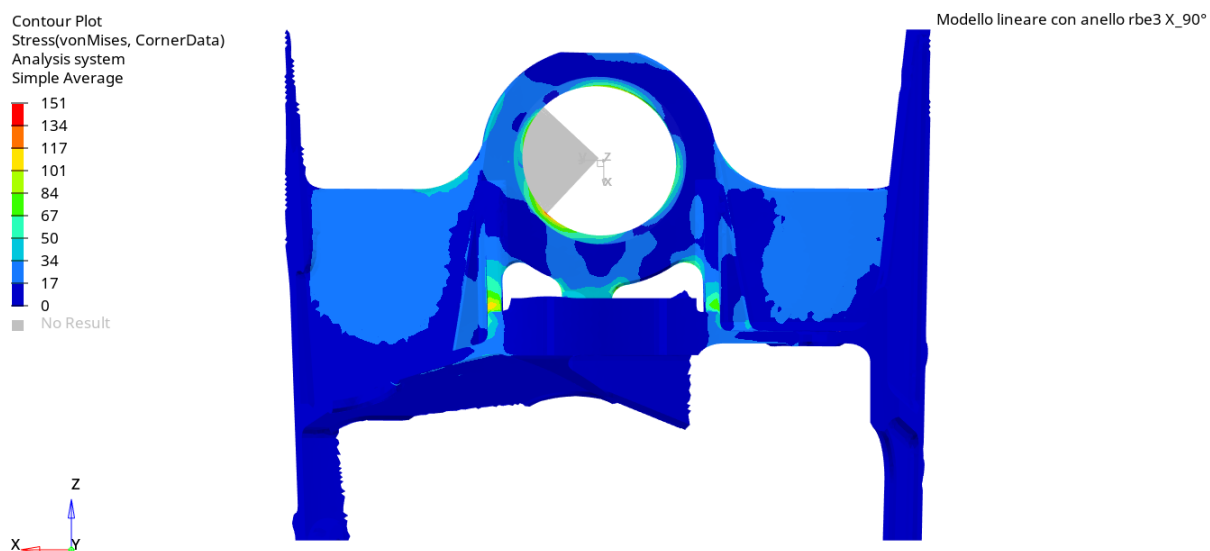


Figura 4.25-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE3 di 90°

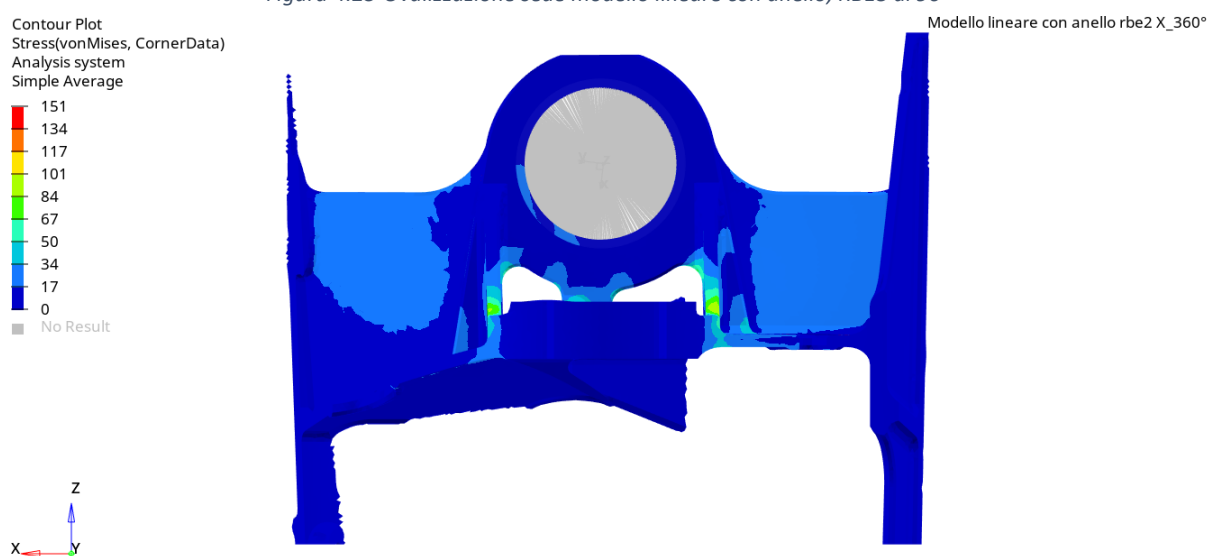


Figura 4.26-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE2 di 360°



Figura 4.27-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE3 di 360°

Nelle prossime pagine vengono riportate le immagini in cui si possono osservare le posizioni dei nodi che risentono del massimo stress di tensione e del massimo stress di compressione nella modellazione lineare con anello.

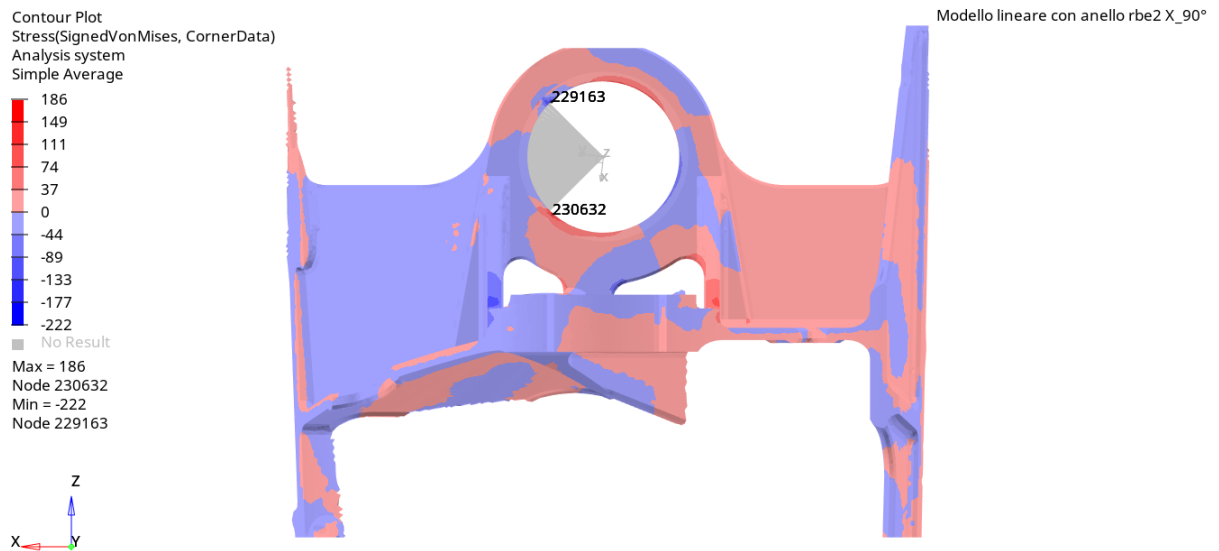


Figura 4.28-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 90°

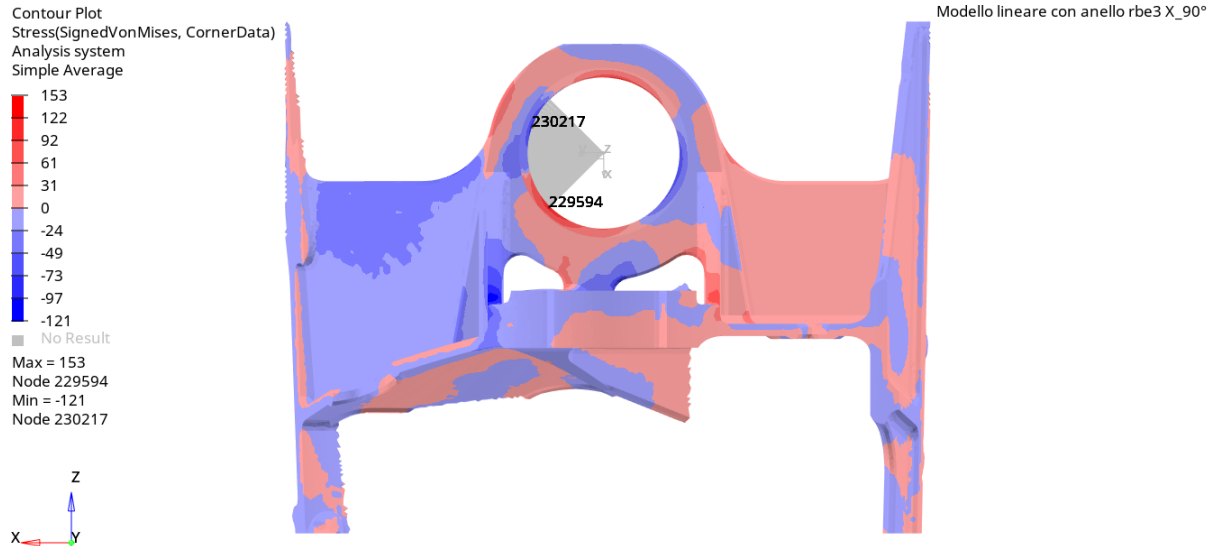


Figura 4.29-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 90°

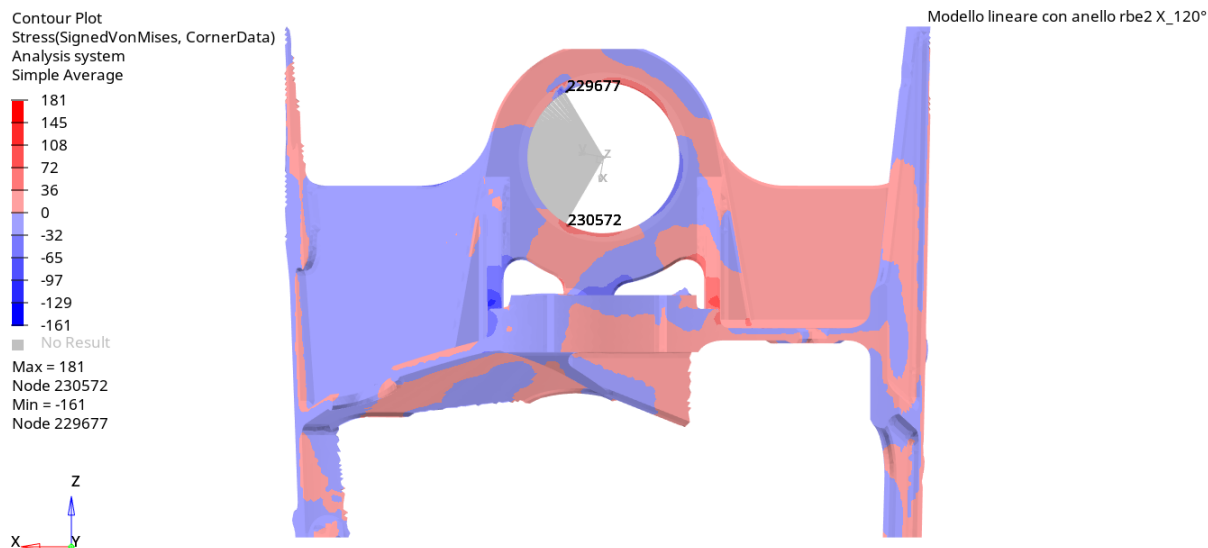


Figura 4.30-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 120°

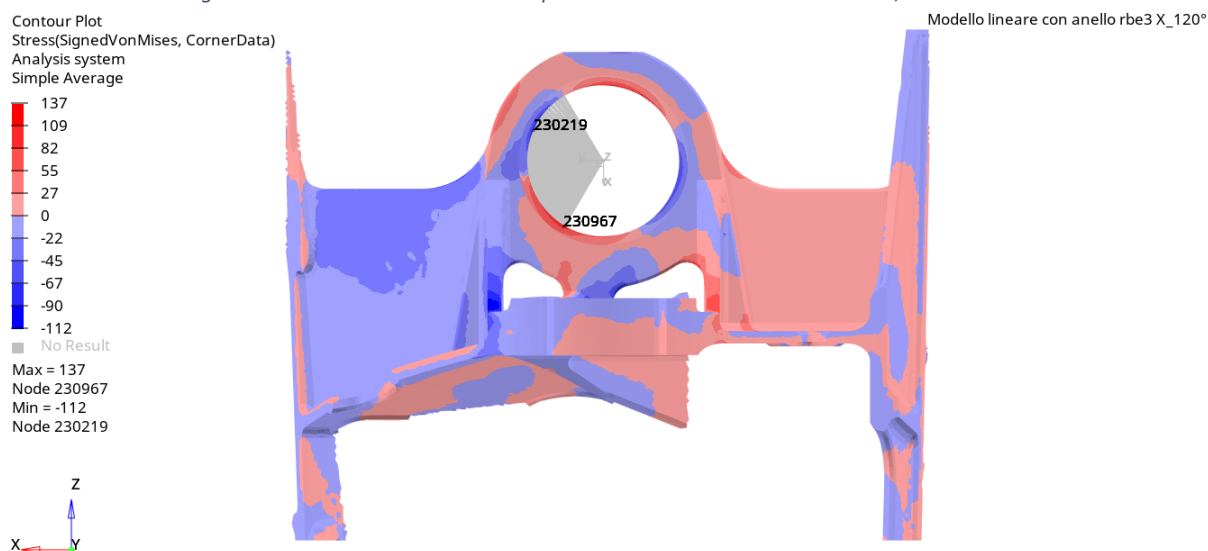


Figura 4.31-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 120°

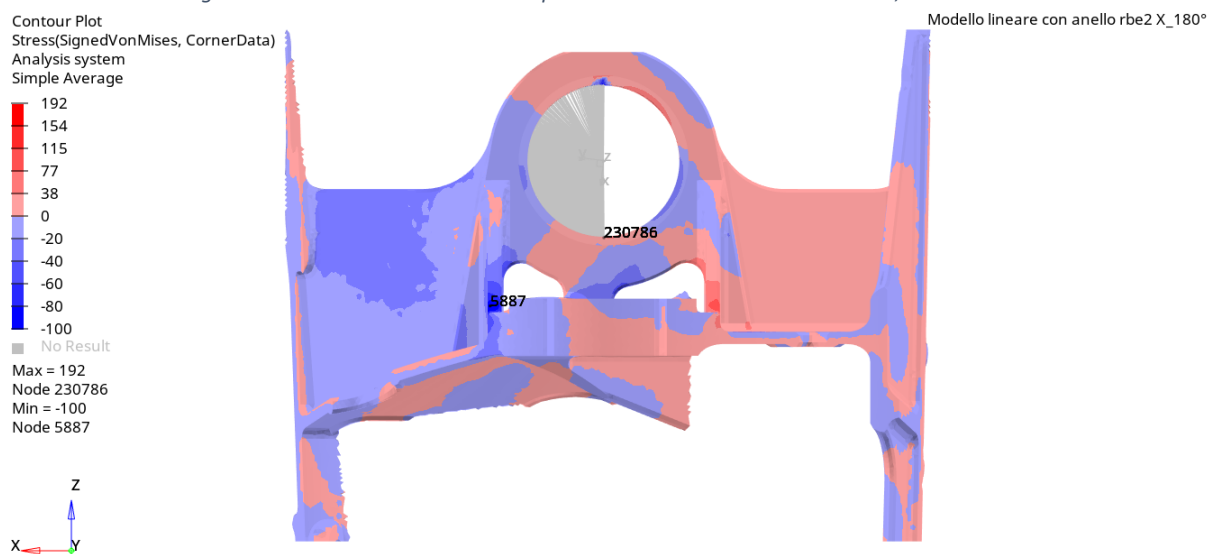


Figura 4.32-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 180°

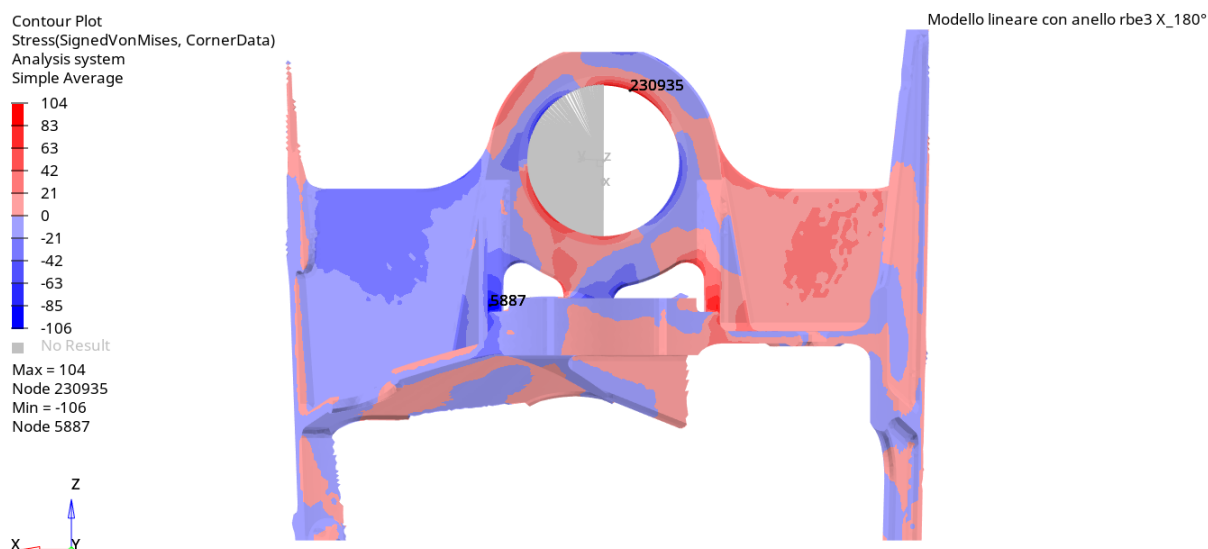


Figura 4.33-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 180°

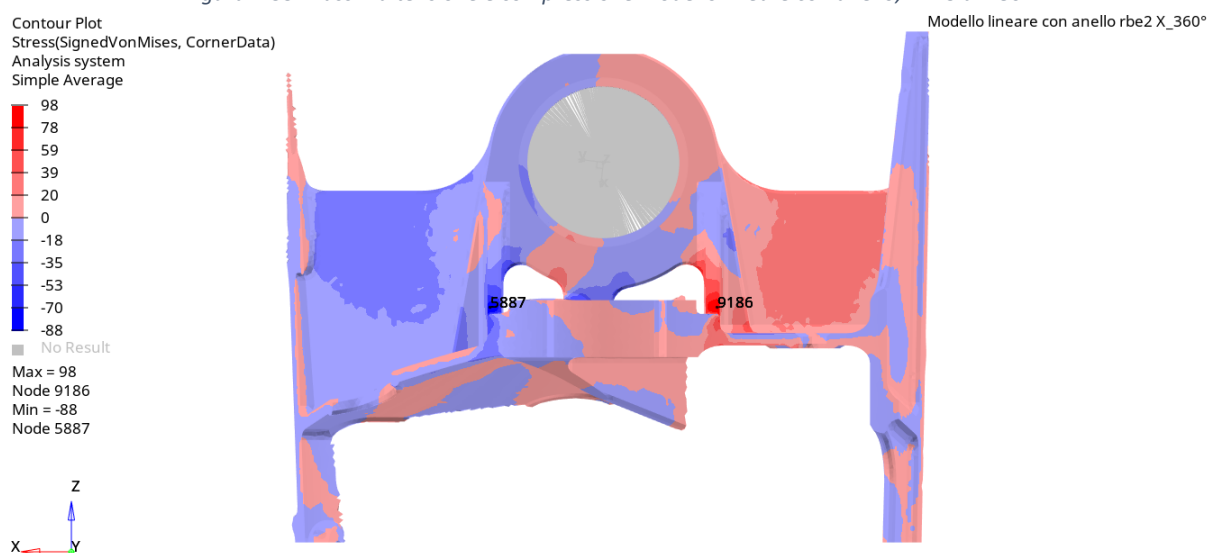


Figura 4.34-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 360°

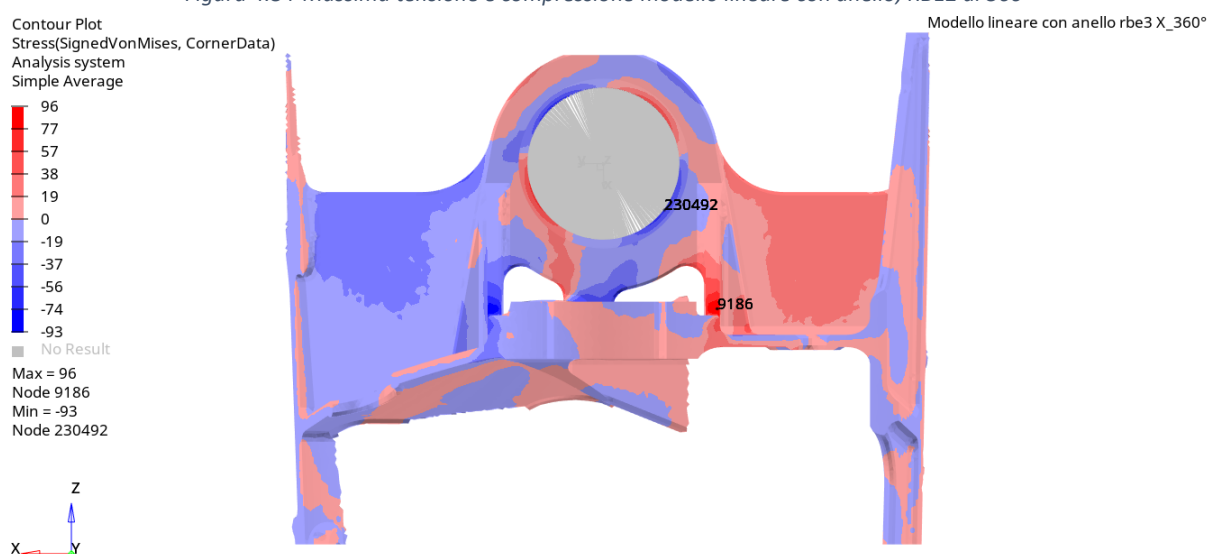


Figura 4.35-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 360°

4.1.3 Modellazione non lineare con anello

L'ultima modellazione che viene analizzata, per il caso di carico applicato in direzione X, è la non lineare con anello non unito alla sede, cioè un caso in cui i due corpi rappresentano due strutture in contatto tra loro. Come anticipato prima, da questa analisi si possono ottenere i risultati più realistici possibili. Anche in questa modellazione i punti vincolati dall'RBE appartengono alla superficie interna dell'anello.

Poiché le analisi fatte con gli RBE3 in entrambe le direzioni del carico applicato non hanno portato a convergenza dei risultati, queste verranno destinate a studi futuri e quindi trascurate in questa tesi. Di sotto, invece, viene rappresentato il grafico del confronto percentuale delle sollecitazioni con RBE2 al 100% del carico applicato rispetto al caso standard.

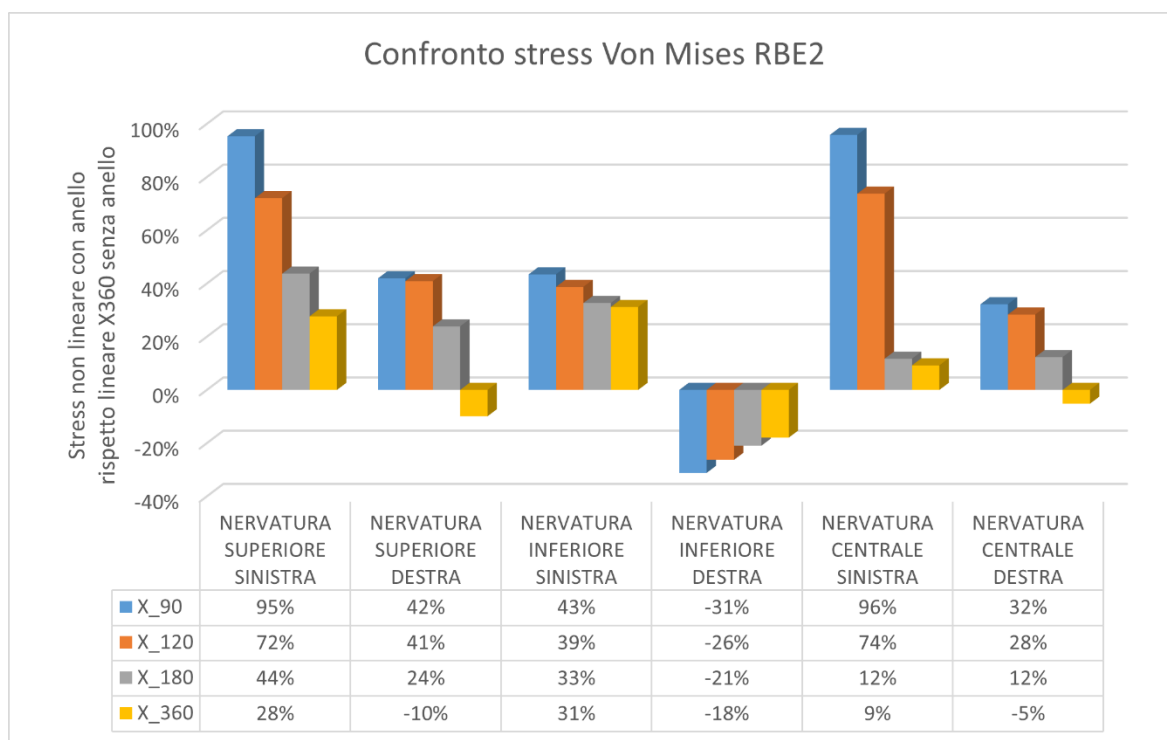


Figura 4.36-Confronto stress di Von Mises modello non lineare con anello, forza in X con RBE2

L'inserimento dell'anello che va a simulare la presenza del cuscinetto rende la struttura più rigida e nei casi di 90° e 120°, nelle nervature di sinistra più vicine

al vincolo, l'irrigidimento può sembrare eccessivo tanto da poter rischiare di alterare le condizioni della sede quando l'anello è spinto dal carico. L'aumento delle sollecitazioni dovute alla rigidità della struttura è presente anche nelle nervature di destra, ma sono più moderati. L'unica nervatura che mantiene un andamento degli stress coerente con le altre due modellazioni è la nervatura inferiore destra, la quale essendo sufficientemente distante dalla zona in cui si vincola l'RBE risente meno le tensioni.

Mentre nella modellazione precedente è stata notata una corrispondenza tra i modelli con RBE2 di 360°, in questa modellazione non lineare la corrispondenza è visibile tra il caso non lineare con RBE2 di 360° e il lineare senza anello con RBE2 di 180°.

FORZA - RBE2	NERV. SUP. SX [MPa]	NERV. SUP. DX [MPa]	NERV. INF. SX [MPa]	NERV. INF. DX [MPa]	NERV. CENT. SX [MPa]	NERV. CENT. DX [MPa]
X_180°	58	55	114	83	66	87
X_360°	57	42	114	83	59	64

Nel caso non lineare è presente un anello vincolato ad un elemento rigido con diversi angoli di apertura, l'elemento spinge solo sul lato sinistro dell'anello, che di conseguenza entra in contatto con la sede. Applicando un RBE2 di 360° l'anello appoggia su tutta la sede, ma avendo un carico che spinge solo verso l'asse positivo delle X, allora il diametro esterno dell'anello tenderà a poggiare solo dal lato in cui viene spinto e quindi solo a sinistra, il lato destro della sede, invece, non viene tirato perché il contatto è unilaterale e perciò avviene solo per compressione. Di conseguenza il caso non lineare con RBE2 di 360° è paragonabile ad un non contatto, quindi al caso lineare senza anello, ma in cui il carico è distribuito in modo tale da spingere solo da un lato e secondo le simulazioni svolte corrisponde più o meno ad un'apertura dell'elemento rigido di circa 180°.

In conclusione, è possibile definire che esistono sia stress locali dovuti al contatto, sia stress locali legati al vincolo rigido impostato.

Se si osservano gli spostamenti radiali del centro della sede del cuscinetto con anello non unito, si continua a notare la corrispondenza appena descritta tra i casi di RBE2 lineare senza anello e non lineare con anello, perché entrambi presentano in comune anche questo valore.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 LINEARE SENZA ANELLO [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 NON LINEARE [mm]
X_90°	0.19	0.19
X_120°	0.15	0.16
X_180°	0.11	0.12
X_360°	0.07	0.11

Di seguito sono riportate le immagini per visualizzare l’ovalizzazione della sede del cuscinetto, sottoposta al 100% del carico, con apertura minima e massima dell’RBE, mantenendo il solito fattore di scala di 25.

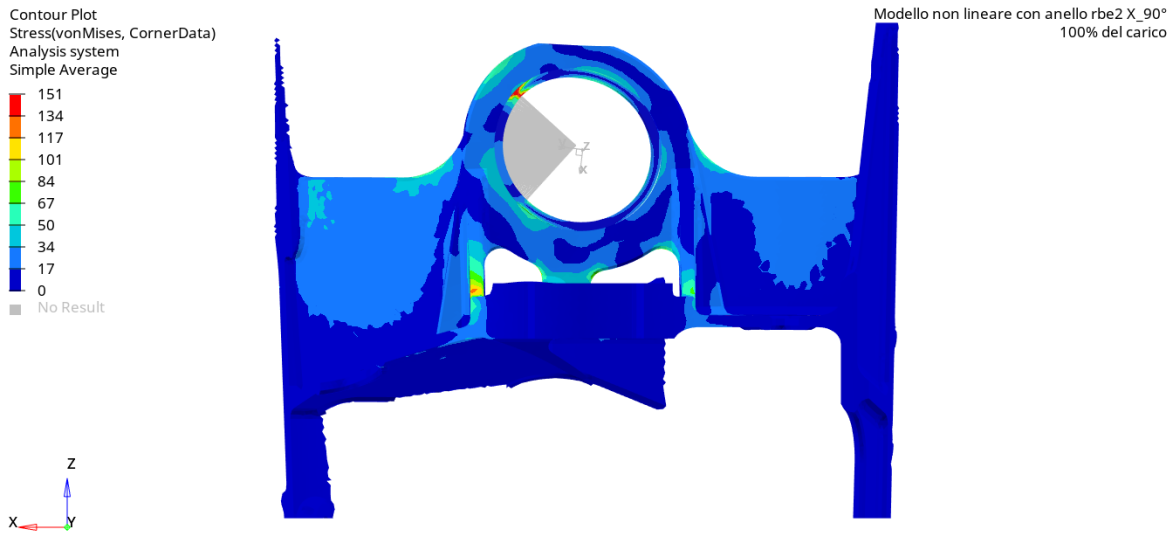


Figura 4.37-Ovalizzazione sede modello non lineare con anello, RBE2 di 90°

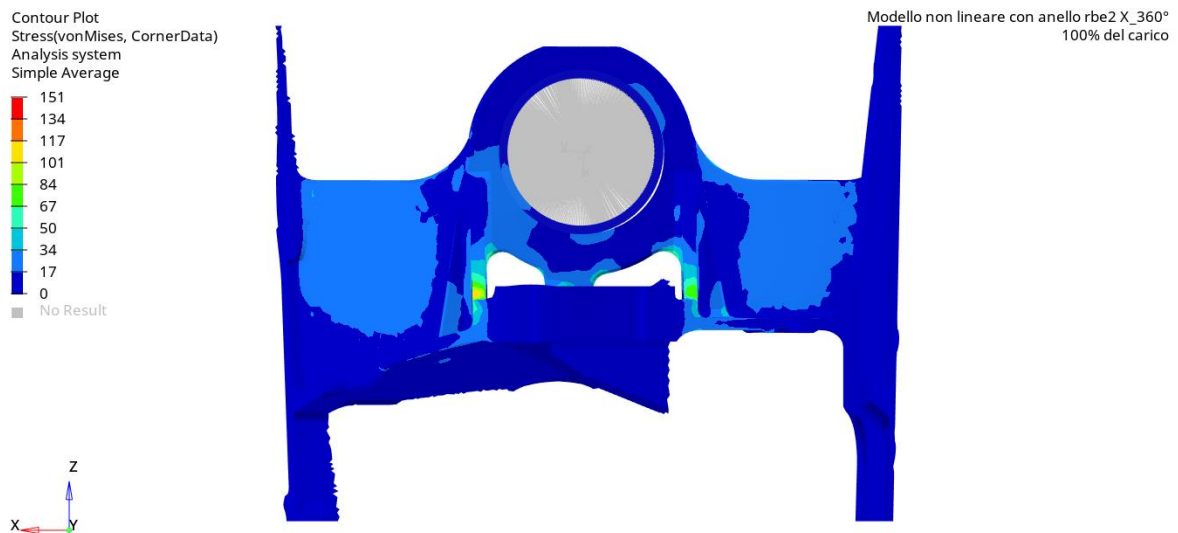


Figura 4.38-Ovalizzazione sede modello non lineare con anello, RBE2 di 360°

È interessante visualizzare la differenza degli stress di Von Mises tra il modello non lineare con anello con RBE2 di 360° e il modello standard. Dall'andamento della scala cromatica si riconoscono le variazioni percentuali delle sollecitazioni riportate nella Fig.4.36 riguardanti le zone che sono state oggetto dello studio.

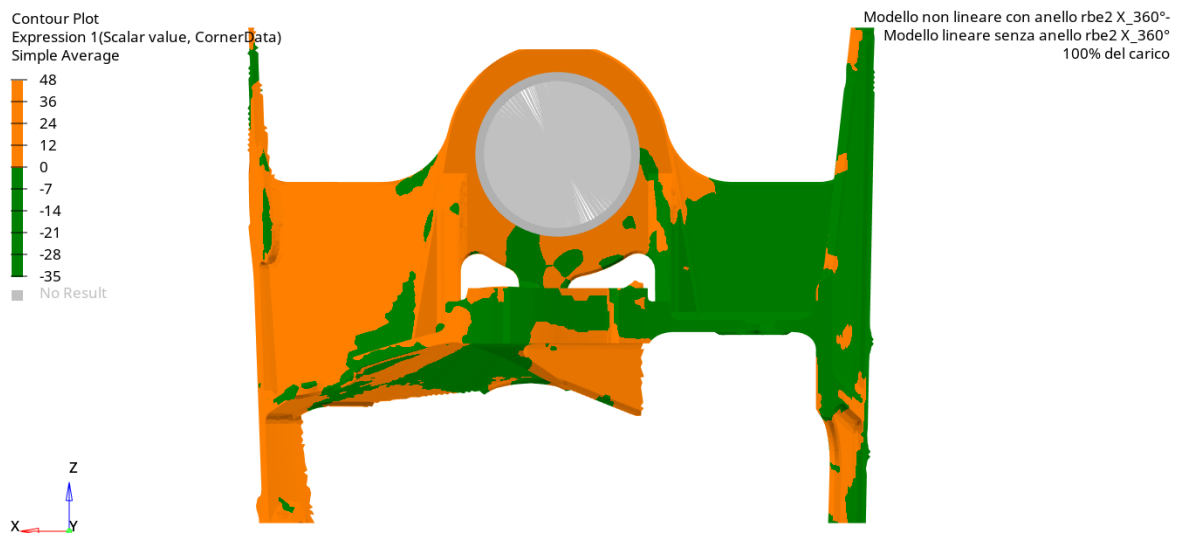


Figura 4.39-Differenza stress Von Mises tra modello non lineare e lineare senza anello con RBE2 di 360°

Come ultimo step si visualizzano le immagini che riguardano i nodi in cui si presenta la massima tensione e la massima compressione. Si nota che nei casi di

apertura a 90°, 120° e 180° i nodi più sollecitati si trovano nell'estremità superiore dell'RBE, mentre per il caso a 360° i punti sono gli stessi che si trovano in entrambe le modellazioni lineari con RBE2 di 360°.

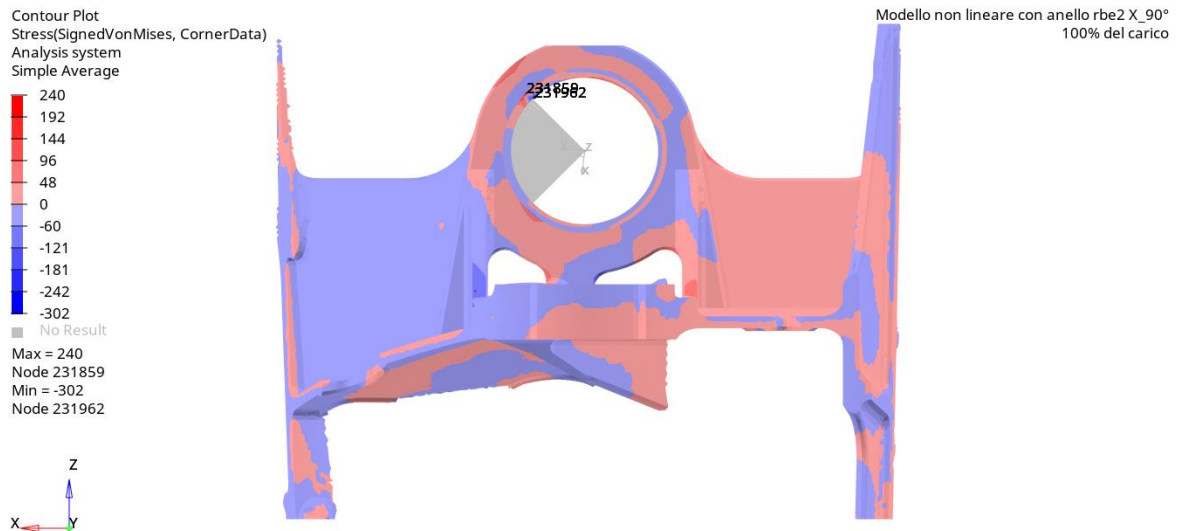


Figura 4.40-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 90°

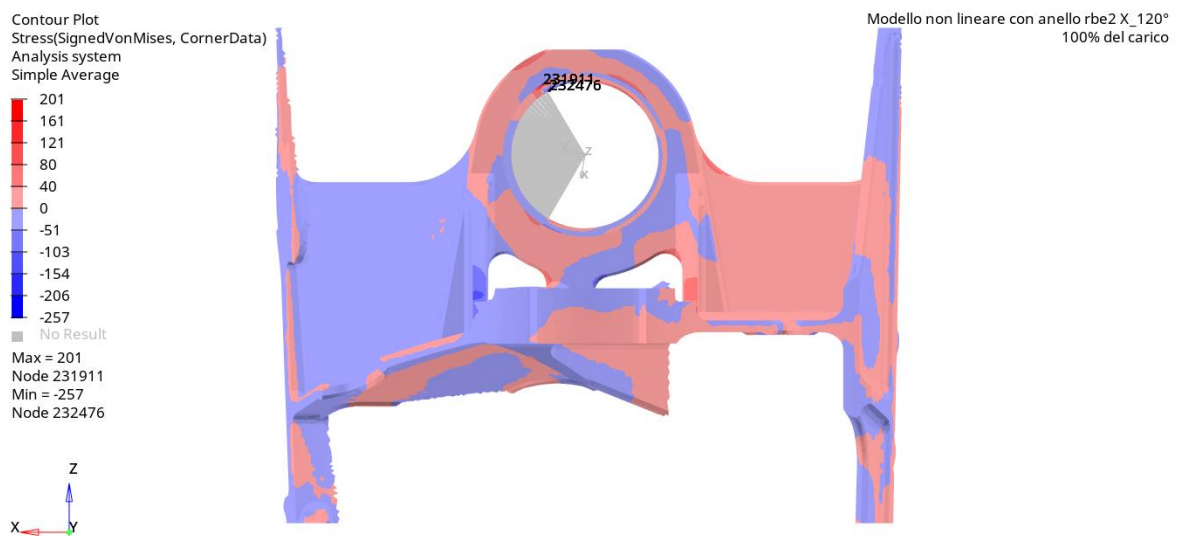


Figura 4.41-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 120°

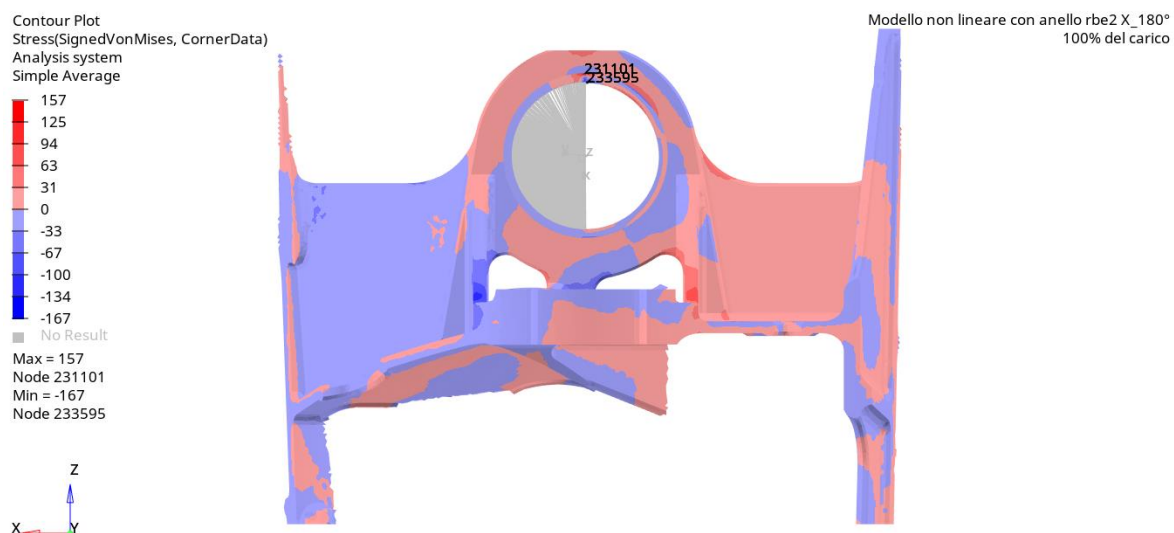


Figura 4.42-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 180°

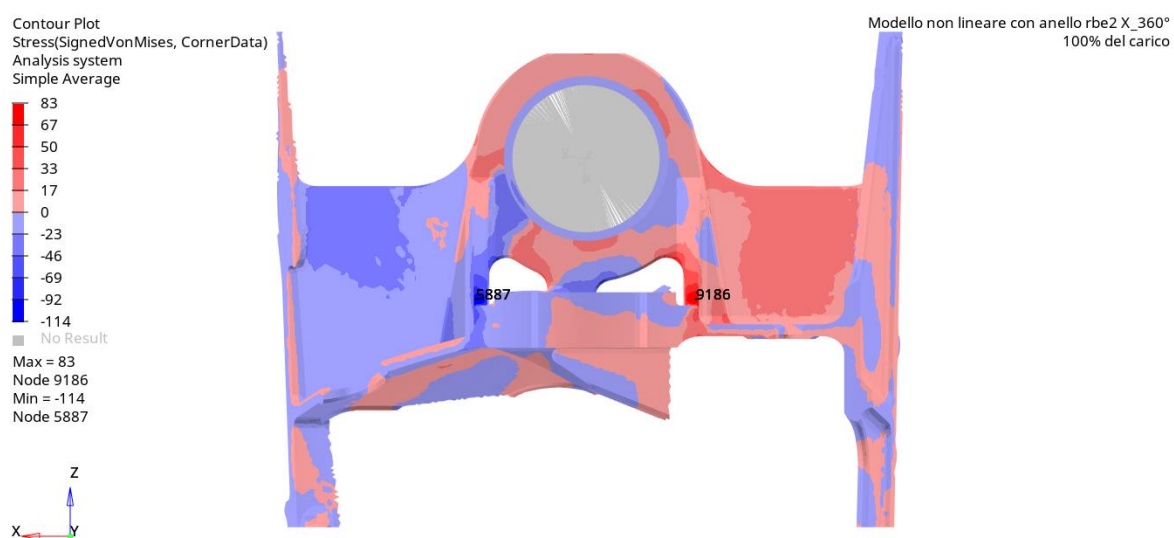


Figura 4.43-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 360°

4.2 Forza in direzione Z

4.2.1 Modellazione lineare senza anello

Confrontando la variazione dello stress di Von Mises rispetto al nuovo caso standard, quindi con la forza applicata in direzione Z (positiva) sul modello lineare senza anello vincolato con un RBE2 di 360°, si osserva che, come visto per la forza applicata in direzione X, se si ha un vincolo di tipo RBE2 lo stress tende ad aumentare con la riduzione dell'apertura dell'elemento che vincola la sede. Le nervature centrali assumono un comportamento opposto a quello delle altre nervature, cioè le sollecitazioni in queste zone tendono a ridursi notevolmente con la chiusura dell'RBE2, perché la forza è direzionata in modo opposto e perciò i suoi effetti si sentiranno sempre meno quando la porzione di sede vincolata rigidamente si riduce.

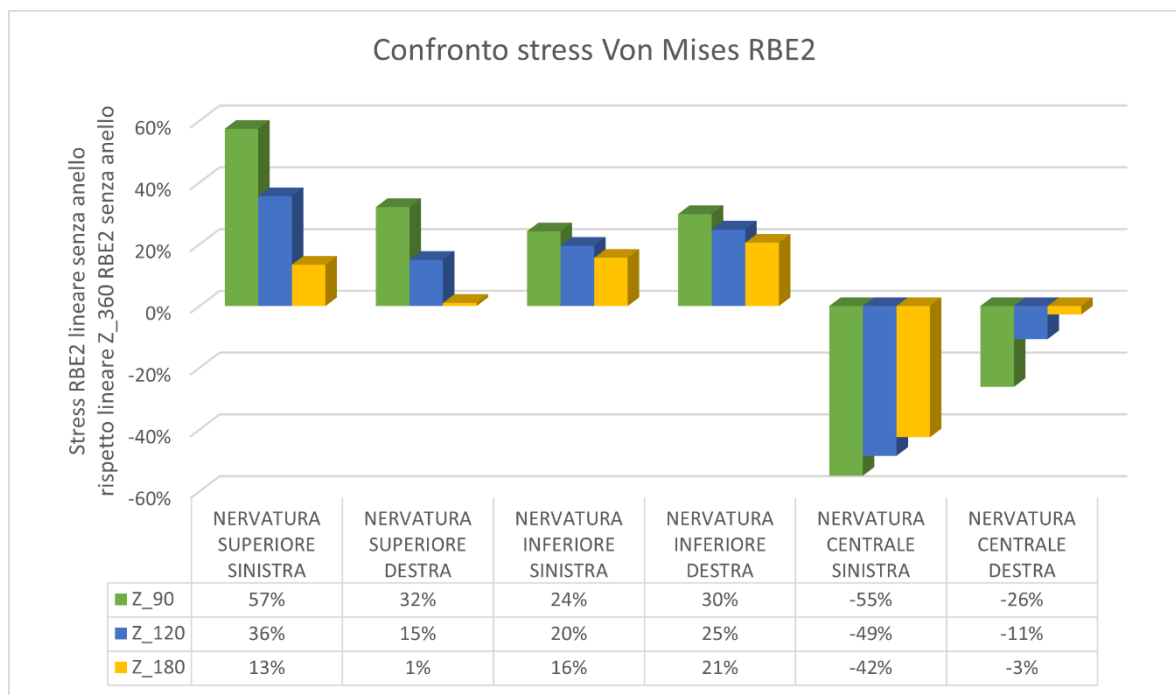


Figura 4.44-Confronto stress di Von Mises modello lineare senza anello, forza in X con RBE2

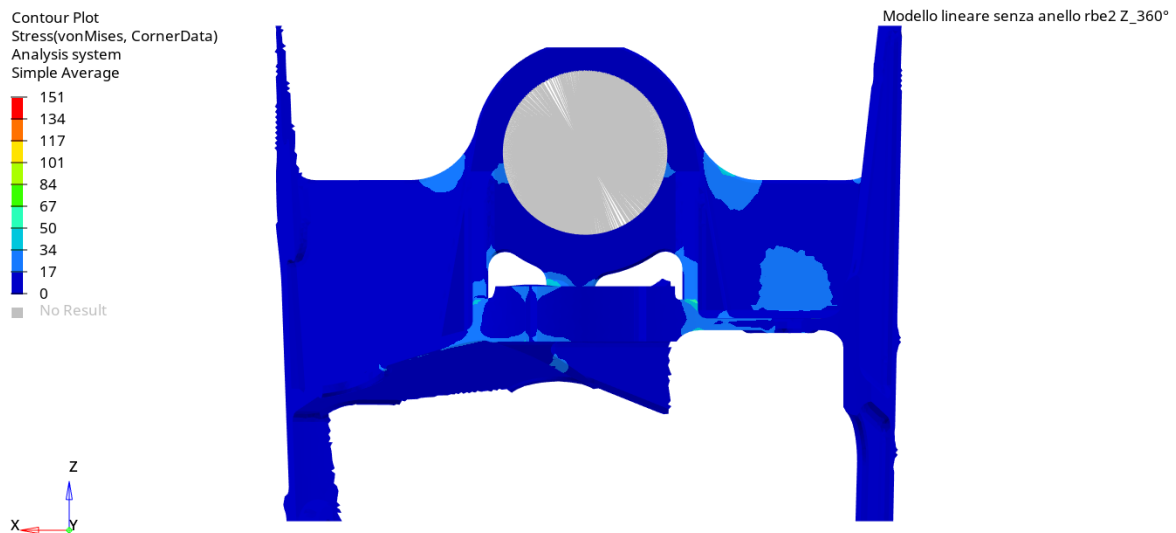


Figura 4.45-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

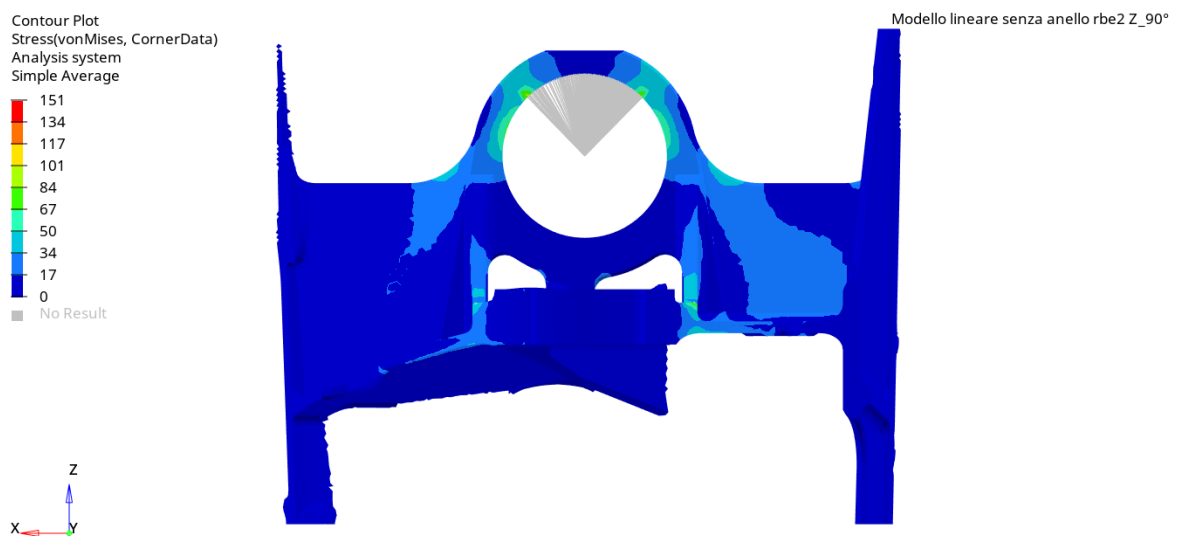


Figura 4.46-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

Anche applicando il vincolo RBE3 quando si passa da un'apertura di 360° ad una di 90° si nota graficamente, attraverso la scala cromatica, un aumento degli stress nelle zone prossime alla sede del cuscinetto, in particolare questo aumento delle tensioni riguarda le zone appartenenti alla metà superiore della sede. Le nervature centrali continuano a risentire poco gli effetti del carico applicato. Una zona che solo ora risulta particolarmente sottoposta alla forza applicata è la zona superiore esterna della sede, questo accade perché, oltre ad essere esattamente perpendicolare al carico, è la zona più libera del modello e quindi anche la più deformabile.

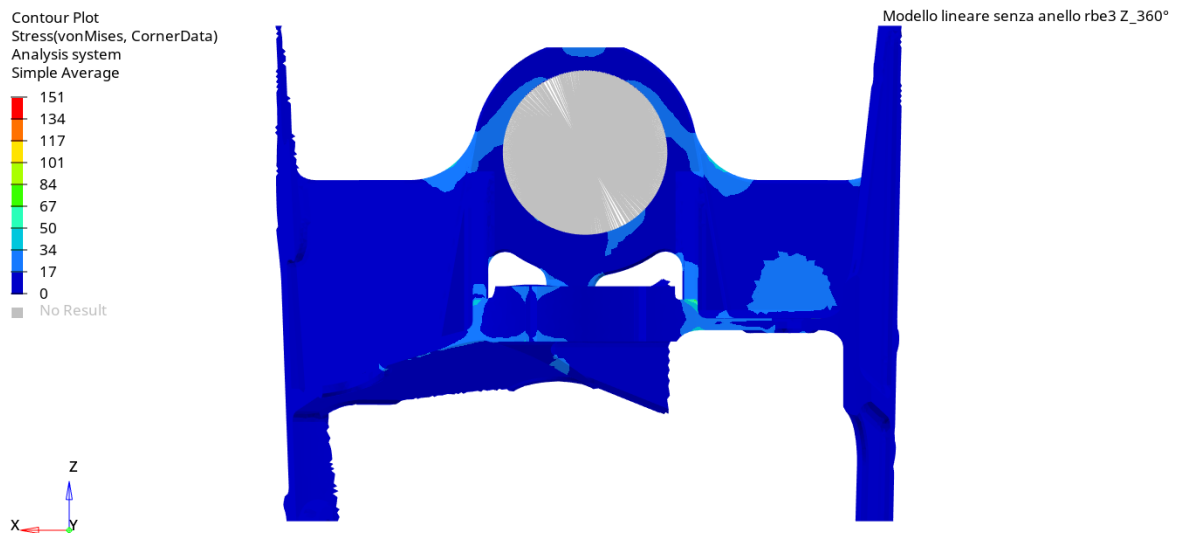


Figura 4.47-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

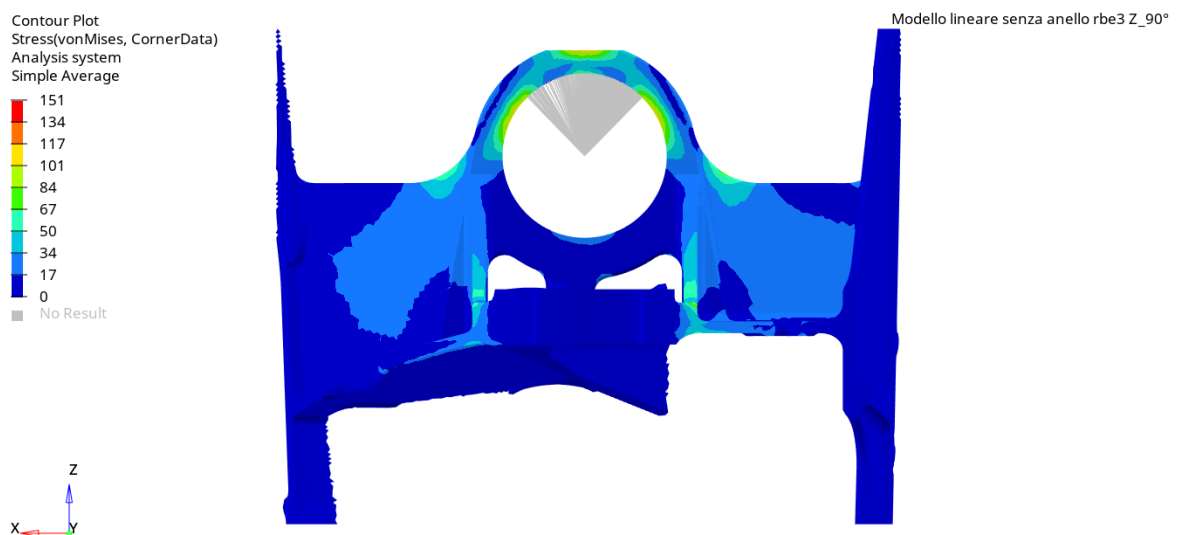


Figura 4.48-Sollecitazione di Von Mises modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

Per sapere come variano gli stress con RBE3 rispetto al nuovo caso standard di RBE2 è stata osservata la variazione in percentuale. Si nota che per tutte le nervature, tranne quelle centrali, lo stress è notevolmente superiore al ridursi dell'apertura dell'RBE, questo è giustificabile con la definizione degli elementi vincolanti, quindi col fatto che, come già detto nei capitoli precedenti, a parità di angolo di apertura l'RBE3 è un elemento più cedevole.

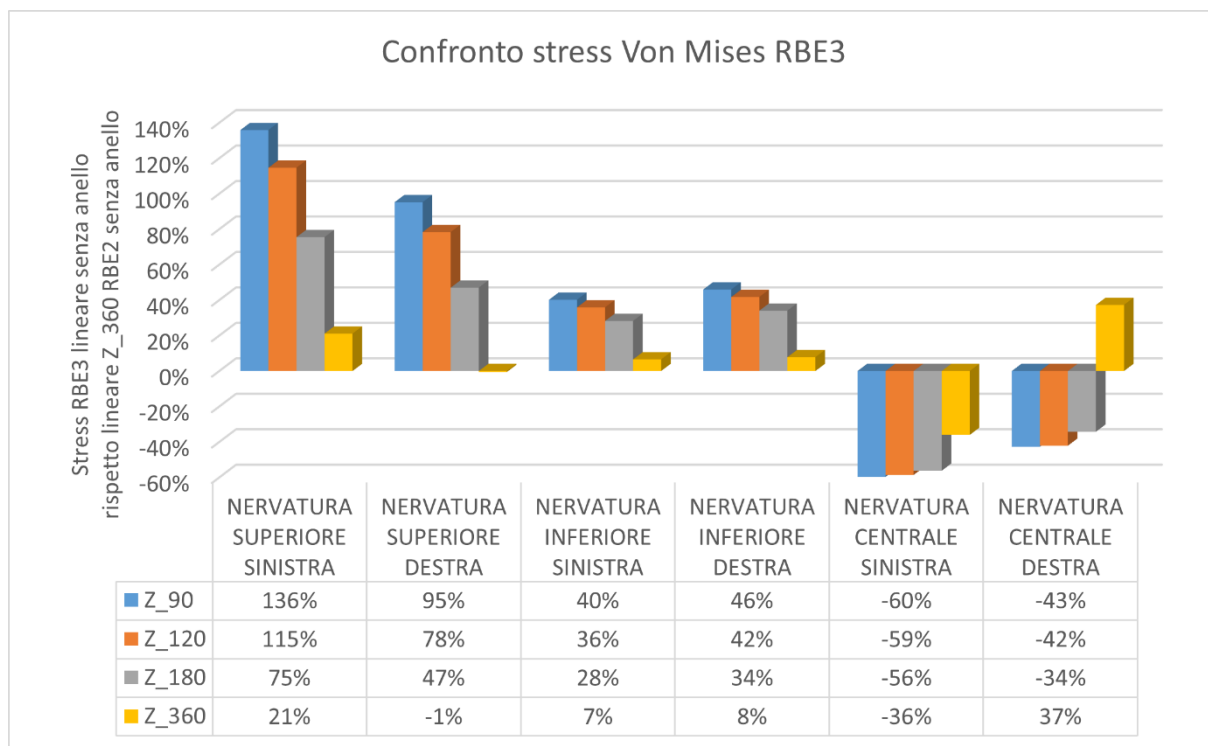


Figura 4.49-Confronto stress di Von Mises modello lineare senza anello, forza in Z con RBE3

Questa volta l'ovalizzazione segue la direzione positiva dell'asse delle Z del sistema di riferimento originale e il centro della sede prevede tali spostamenti.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE3 [mm]
Z_90°	0.09	0.15
Z_120°	0.07	0.12
Z_180°	0.05	0.08
Z_360°	0.04	0.05

I dati che si leggono confermano la maggiore cedevolezza del vincolo RBE3, infatti con apertura a 360° gli spostamenti sono quasi identici, ma arrivati ad un'apertura di 90° gli spostamenti arrivano ad essere quasi il doppio l'uno dell'altro perché il carico è distribuito su una porzione di sede più piccola. Inoltre, come è sempre stato definito finora, gli spostamenti centesimali si possono

considerare come inesistenti. Come per le altre simulazioni, anche qui le ovalizzazioni sono visualizzate con un fattore di scala pari a 25.

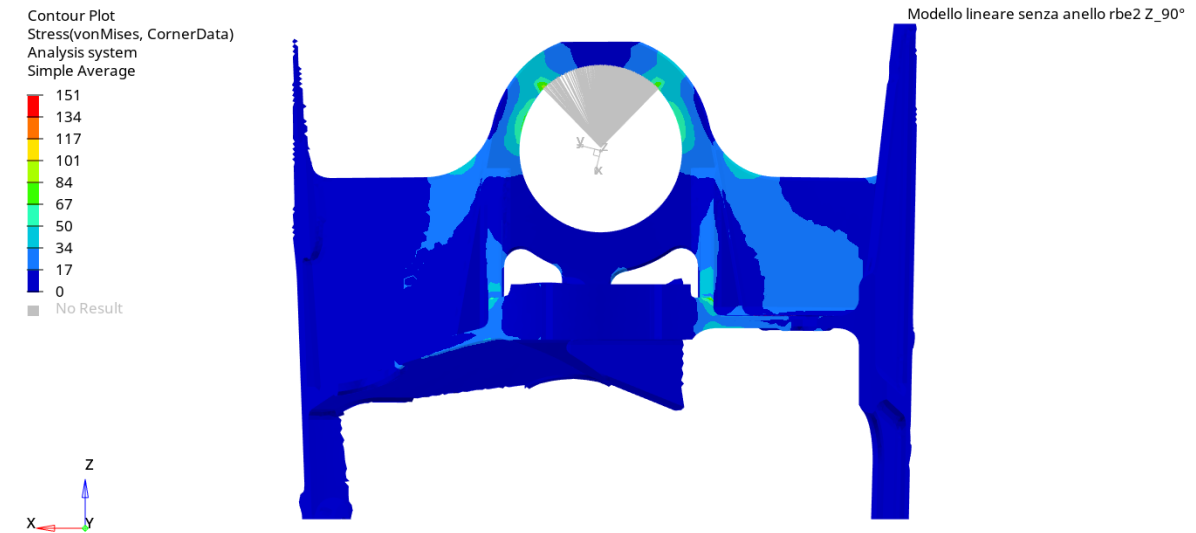


Figura 4.50-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

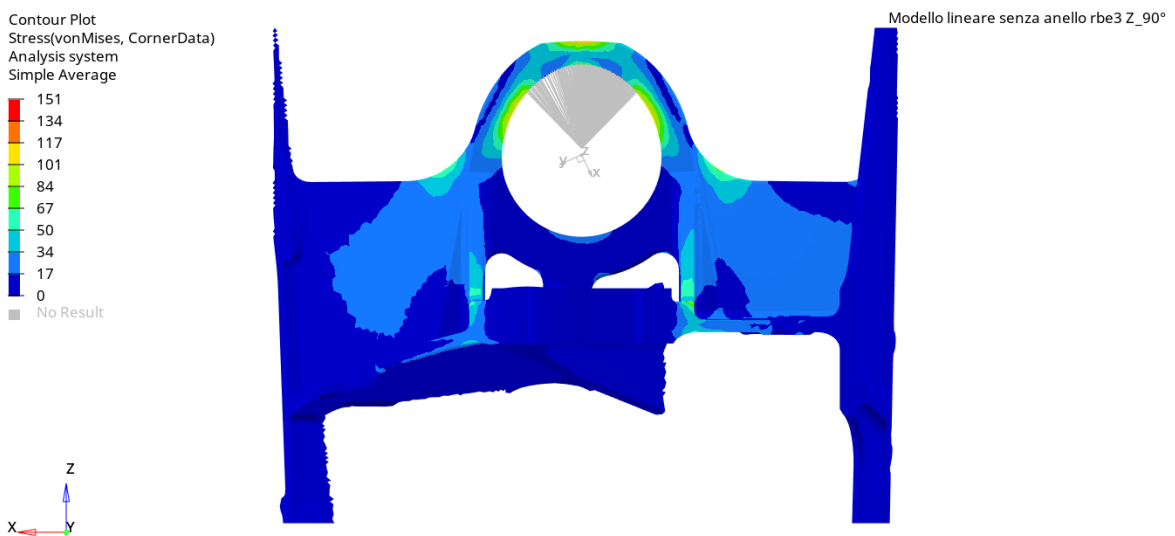


Figura 4.51-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

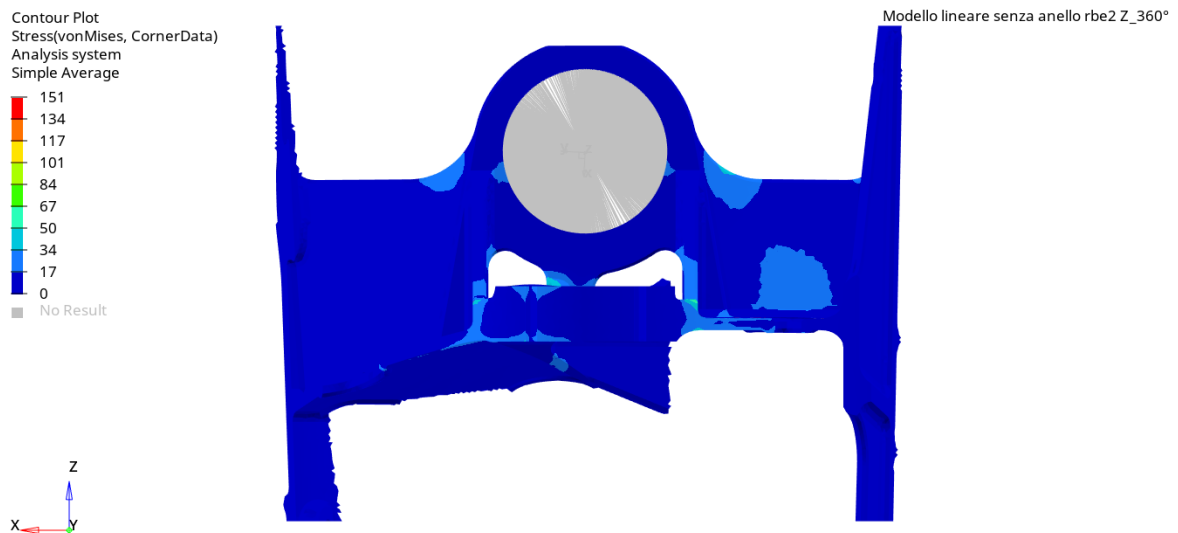


Figura 4.52-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

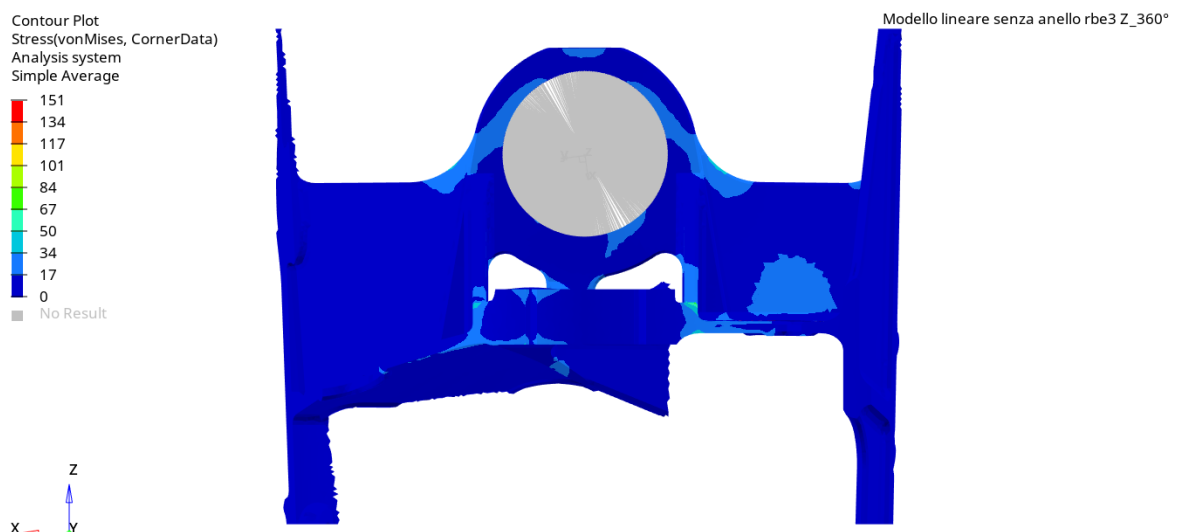


Figura 4.53-Ovalizzazione sede modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

Adesso viene riportato l'andamento dello stress di Von Mises mettendo in risalto, attraverso una scala cromatica, le zone soggette a tensione e compressione e verranno individuati graficamente i nodi che presenteranno i valori di massima tensione e compressione. Si nota che il nodo sottoposto a massima compressione è la nervatura inferiore destra in tutte le simulazioni, tranne nella prima, mentre il nodo che presenta massima tensione tende sempre a variare.

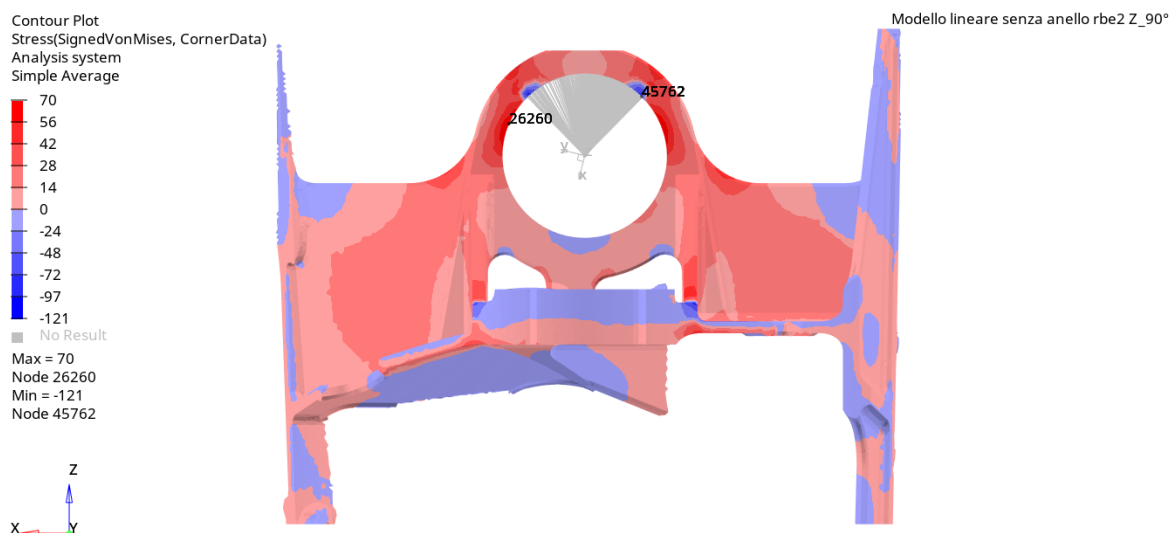


Figura 4.54-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 90°

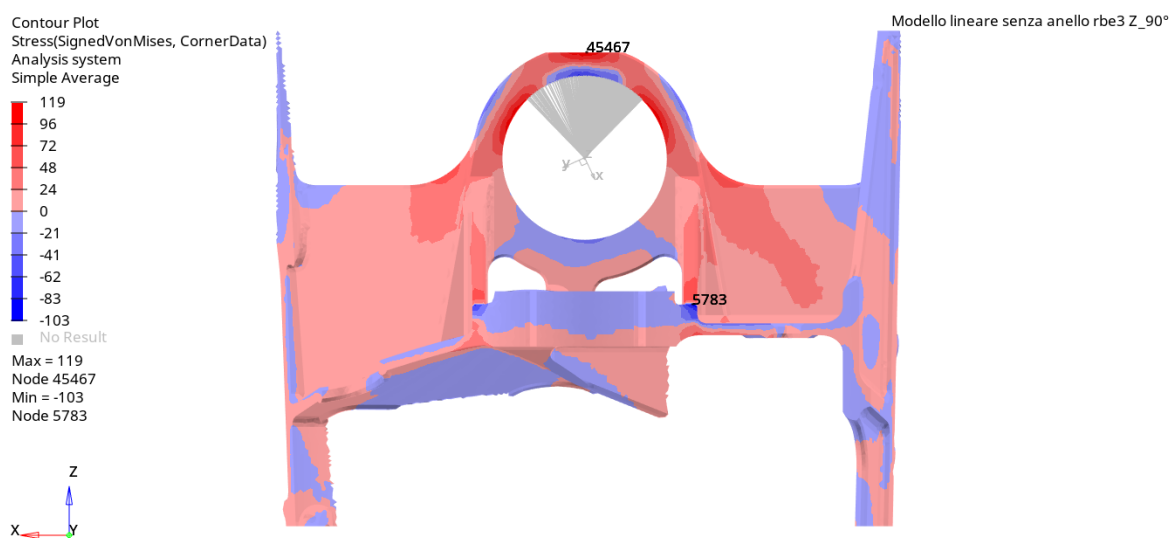


Figura 4.55-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 90°

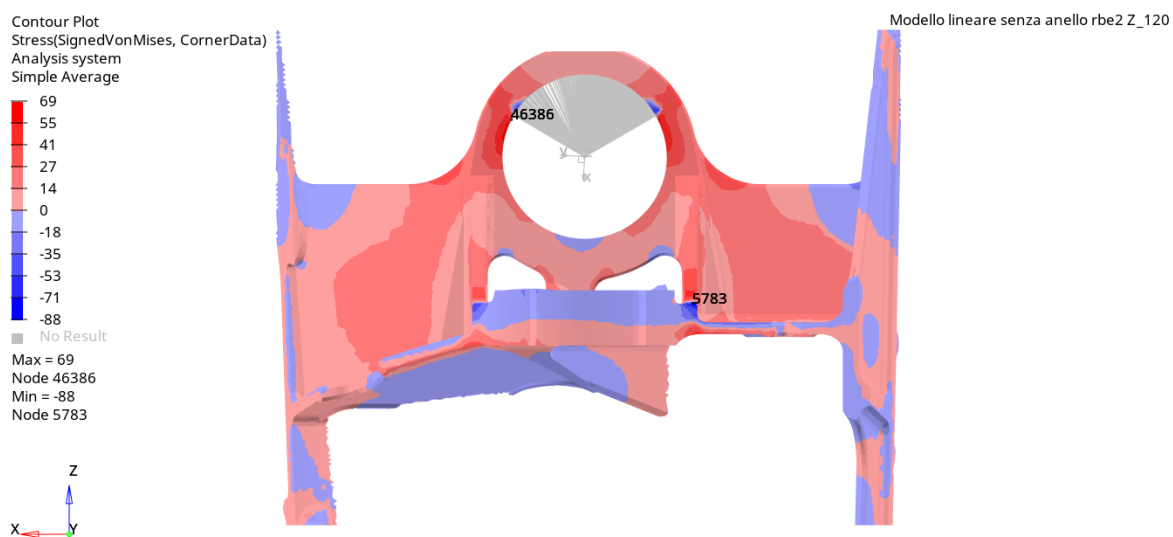


Figura 4.56-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 120°

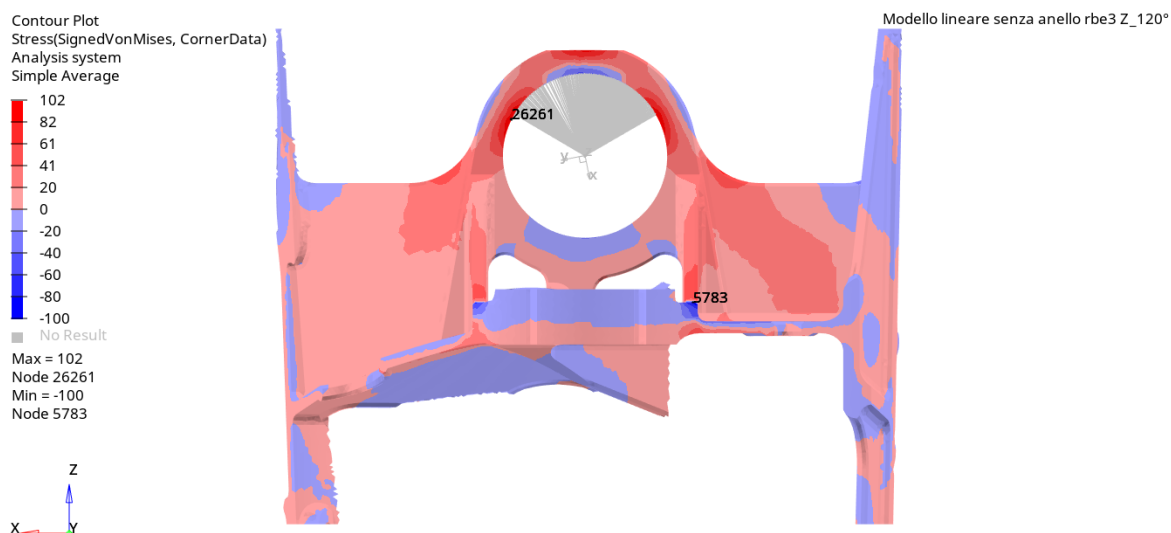


Figura 4.57-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 130°

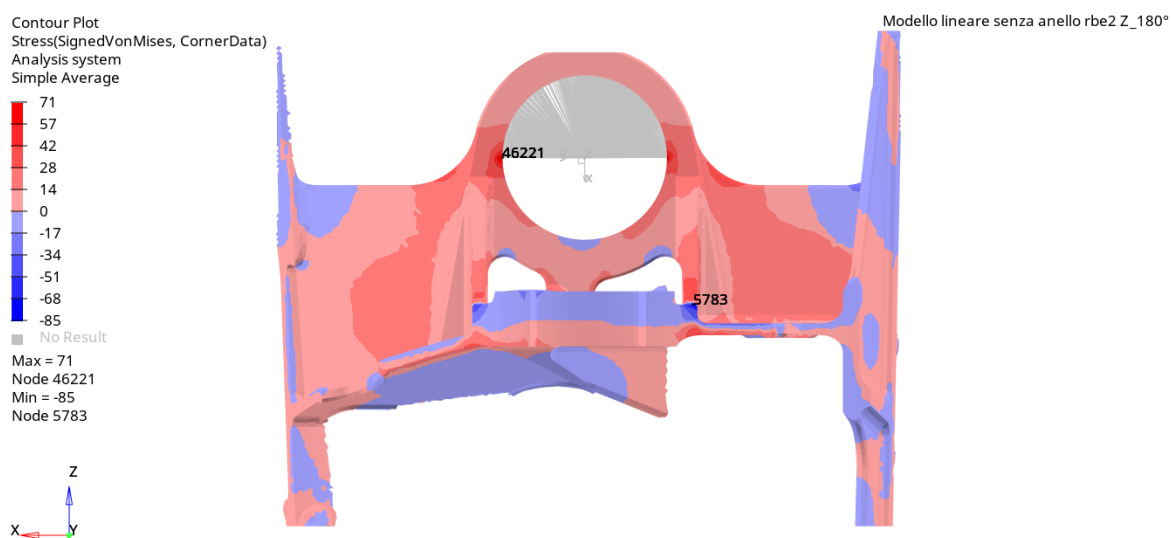


Figura 4.58-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 180°

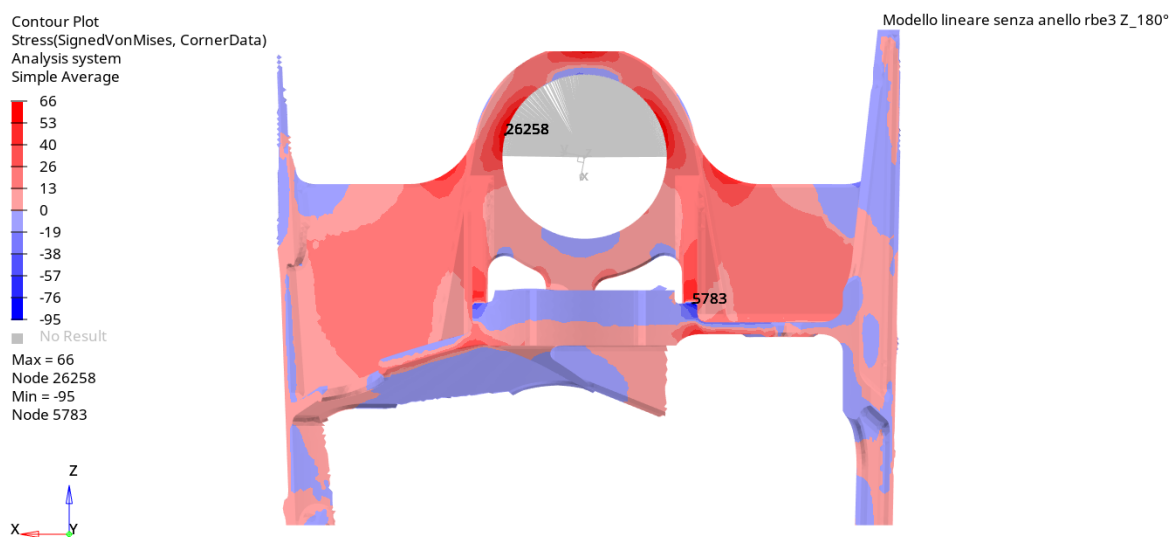


Figura 4.59-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 180°

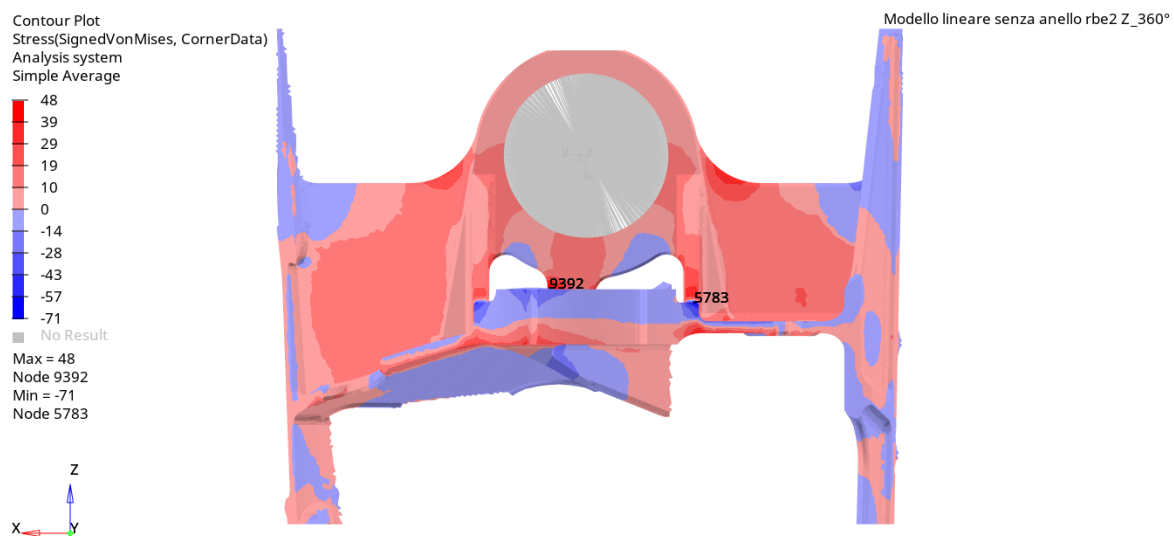


Figura 4.60-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE2 di 360°

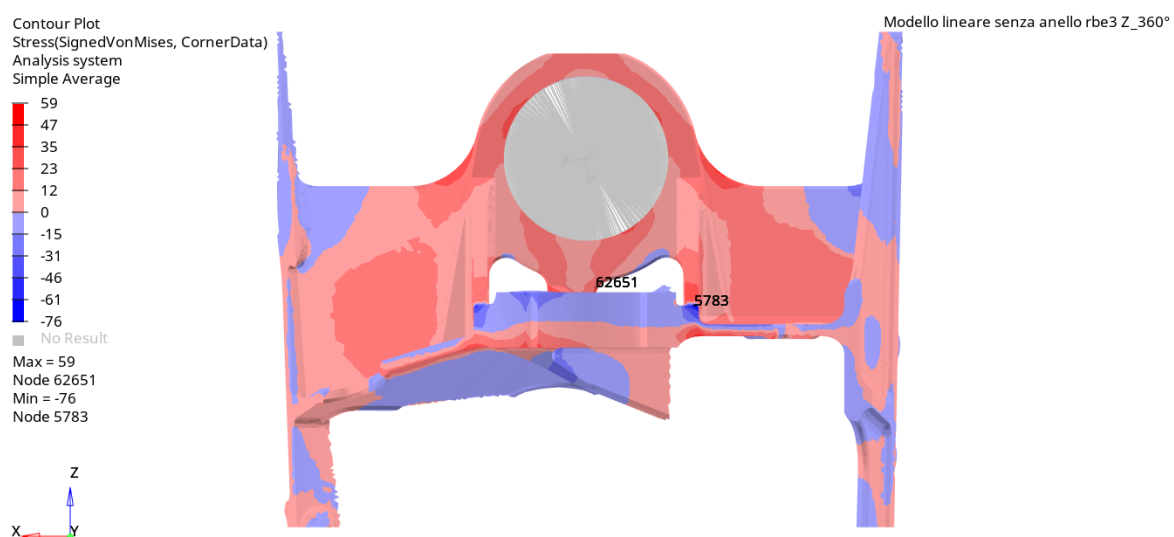


Figura 4.61-Massima tensione e compressione modello lineare senza anello, RBE3 di 360°

4.2.2 Modellazione lineare con anello

Procedendo con la seconda modellazione lineare, viene inserito il solito anello unito alla sede per simulare la presenza del cuscinetto facendo risultare i due componenti come un unico corpo.

Dai diagrammi riportati di sotto si osservano le variazioni percentuali delle sollecitazioni di Von Mises nei casi di vincolo RBE2 e RBE3 rispetto al nuovo caso standard.

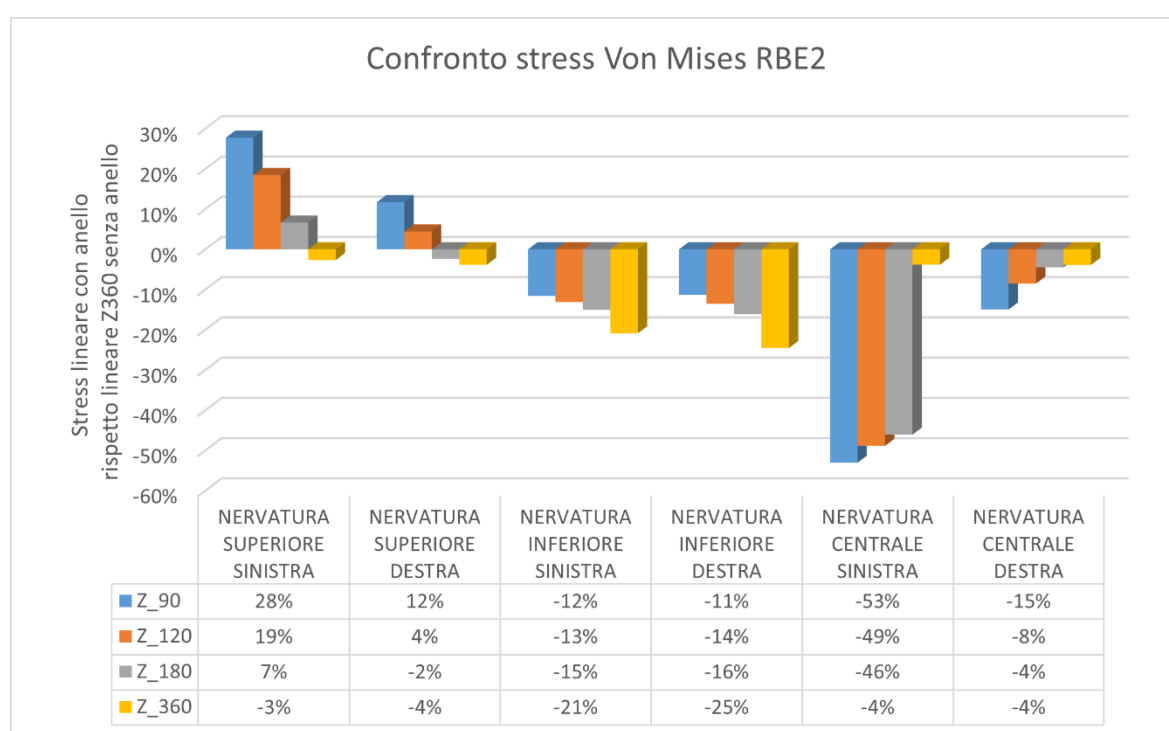


Figura 4.62-Confronto stress di Von Mises modello lineare con anello, forza in Z con RBE2

Per il caso di RBE2 si nota che la struttura si carica molto meno se viene inserito l'anello unito alla sede. Questa riduzione degli stress accade perché l'anello irrigidisce maggiormente la sede. In particolare, analizzando le nervature si nota che quelle centrali presentano uno stress sempre minore con il ridursi della porzione di sede vincolata, perché, trovandosi in una zona più interna del carter e opposta alla direzione in cui punta il carico, gli stress sono meno concentrati, inoltre le percentuali sono leggermente inferiori se confrontate con lo stesso caso

del modello lineare senza anello (Fig. 4.48); nelle nervature inferiori gli stress diminuiscono rispetto al caso standard, ma con andamento opposto alle nervature centrali, perché se il carico è distribuito su una porzione di anello sempre più piccola e perfettamente al centro tra le due nervature inferiori, queste ultime risentiranno maggiormente l'azione del carico.

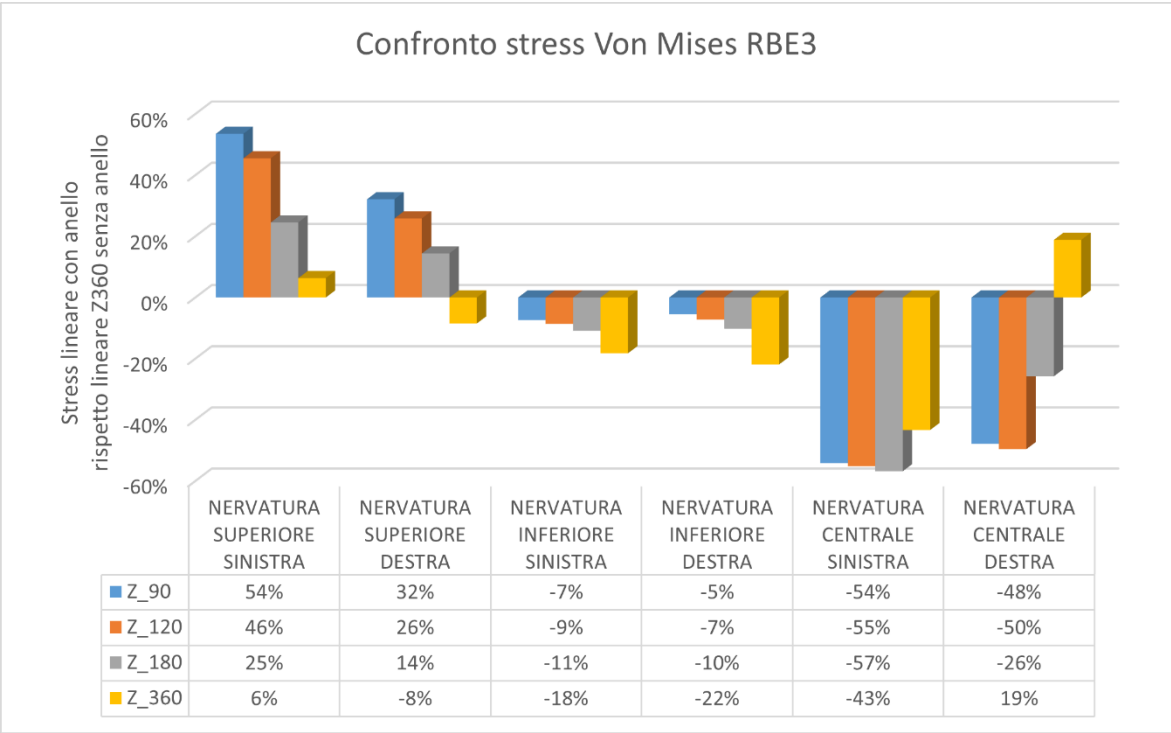


Figura 4.63-Confronto stress di Von Mises modello lineare con anello, forza in Z con RBE3

Anche con il vincolo RBE3 le sollecitazioni lungo le nervature principali mantengono lo stesso andamento, solo che in questo caso, non avendo un vincolo rigido, ma uno più cedevole, tali sollecitazioni a parità di angolo risultano essere più alte. Solo nelle nervature centrali gli stress risultano inferiori rispetto al caso con RBE2.

È possibile adesso visualizzare, attraverso una scala cromatica, la differenza di sollecitazioni di Von Mises tra il caso lineare con anello e lineare senza anello, prendendo come riferimento i casi di RBE a 360°.

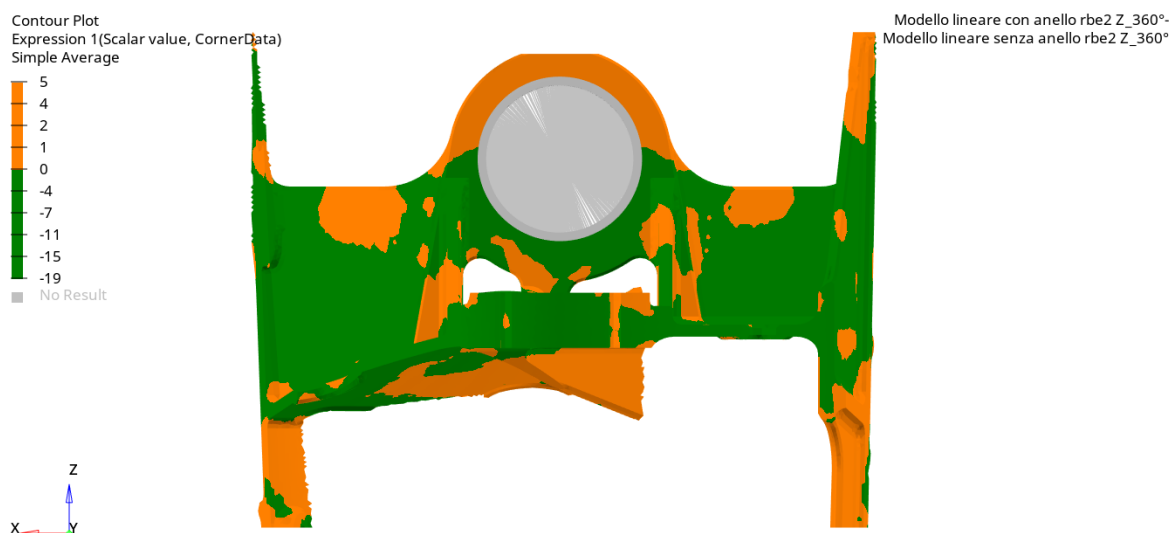


Figura 4.64-Differenza stress Von Mises tra modelli lineare con RBE2 di 360°

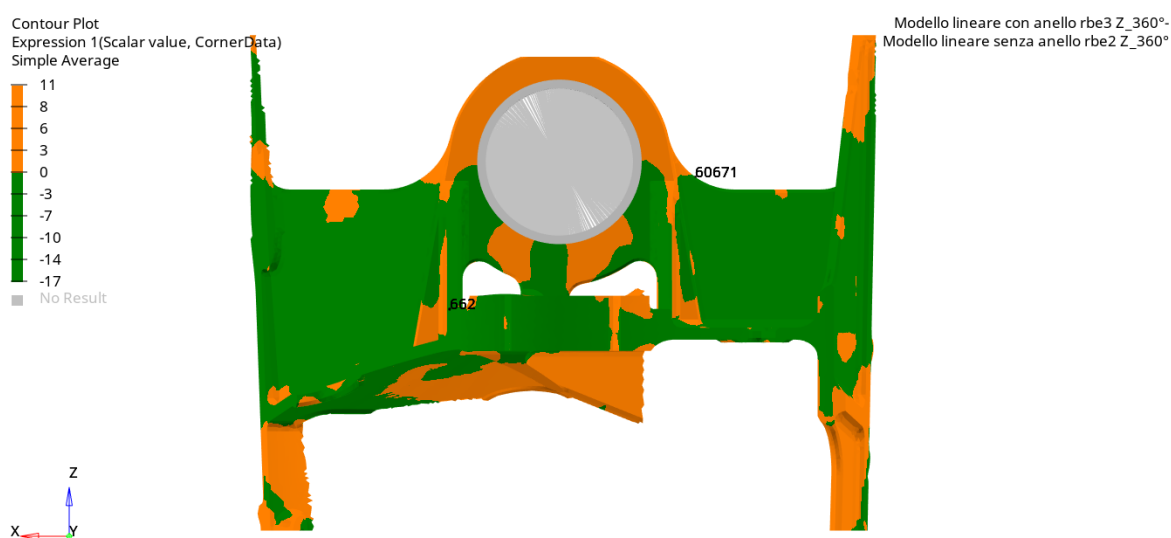


Figura 4.65-Differenza stress di Von Mises tra modelli lineari con RBE3 e RBE2 di 360°

Sotto sono riportati gli spostamenti radiali del centro della sede del cuscinetto.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE3 [mm]
Z_90°	0.06	0.09
Z_120°	0.05	0.07
Z_180°	0.04	0.06
Z_360°	0.04	0.04

Con la seconda modellazione, quindi con l'aggiunta dell'anello unito alla sede, come visto nel caso di forza applicata in direzione X (positiva), si ottengono spostamenti inferiori e quindi ovalizzazioni meno pronunciate, perché l'anello aumenta la rigidità della struttura. Infatti, per entrambi i casi di vincolo si generano spostamenti radiali centesimali e come si può osservare dalle seguenti immagini, mantenendo il fattore di scala pari a 25, per coerenza dei risultati visti finora, tali spostamenti sono impercettibili, tranne per il caso di RBE3 di 90°, che si spiega con quanto detto prima.

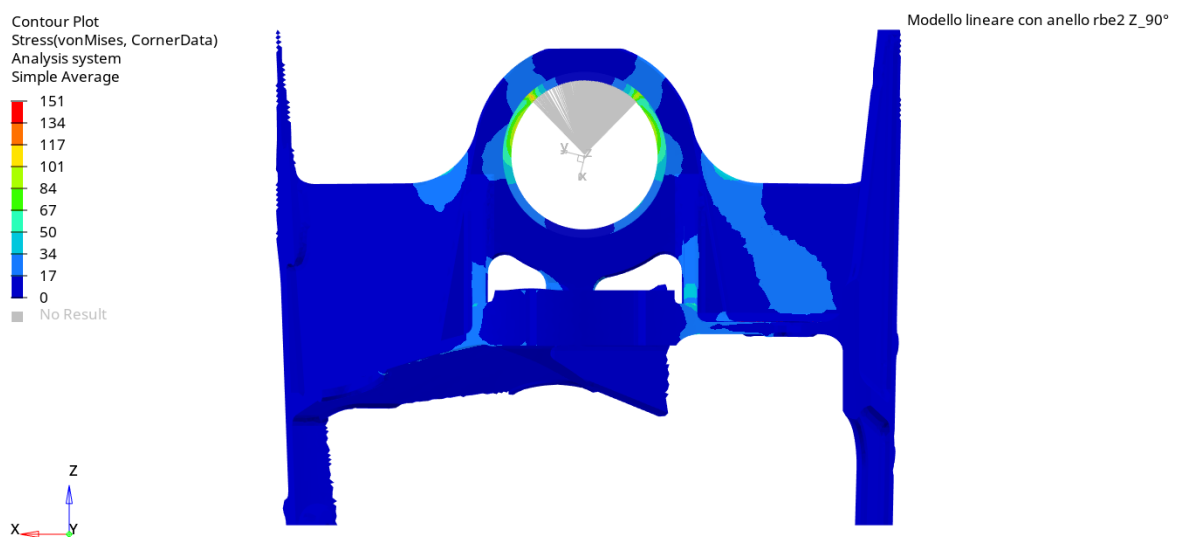


Figura 4.66-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE2 di 90°

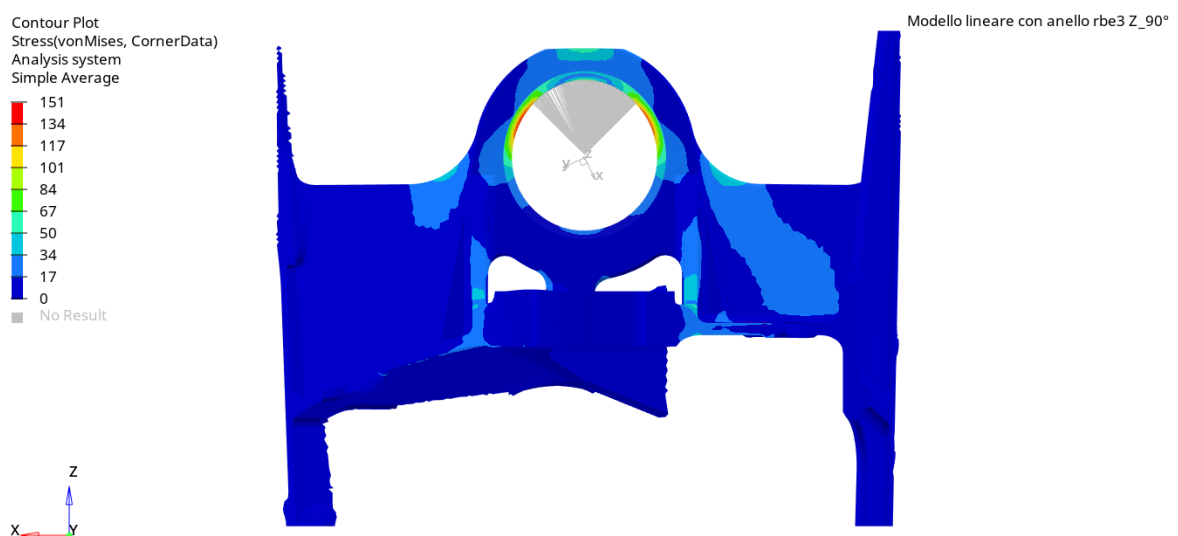


Figura 4.67-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE3 di 90°

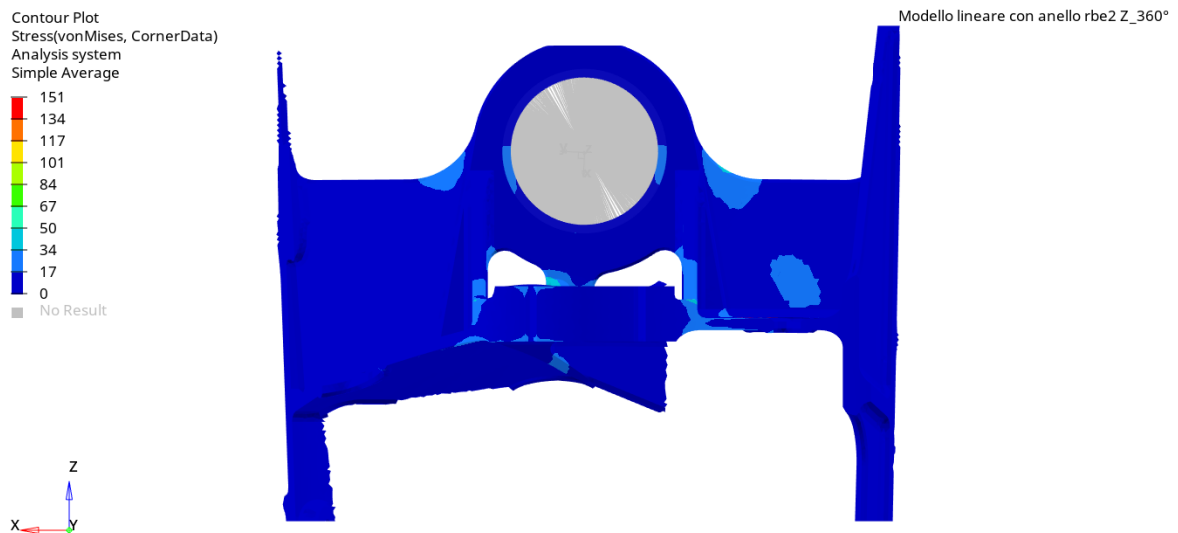


Figura 4.68-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE2 di 360°

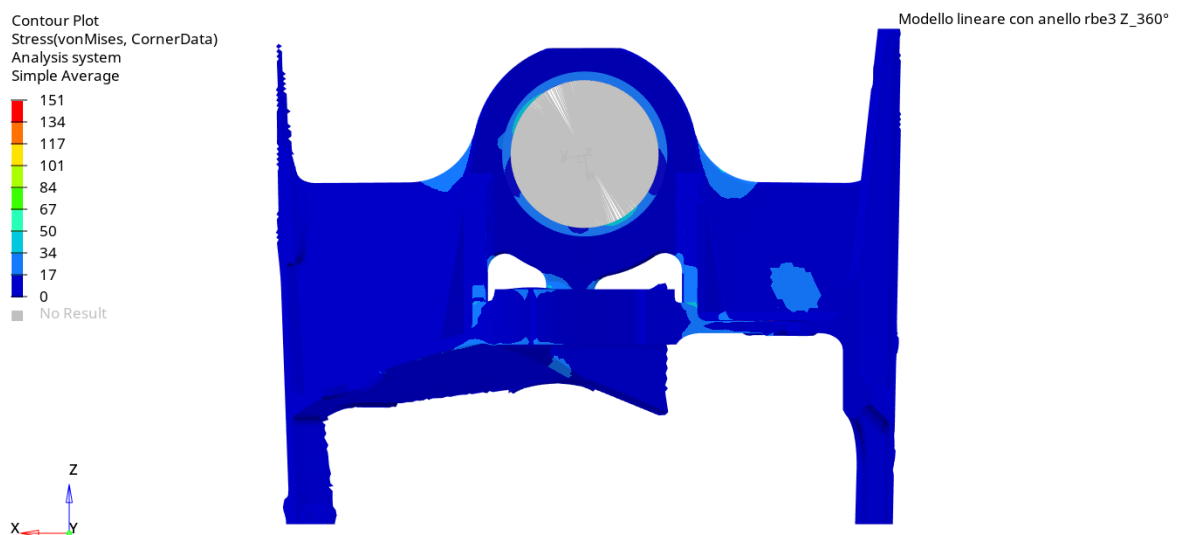


Figura 4.69-Ovalizzazione sede modello lineare con anello, RBE3 di 360°

L'ultima visualizzazione dei risultati del modello lineare con anello riguarda le zone sottoposte a tensione e compressione, in particolare vengono individuati i nodi sottoposti a maggiore tensione e compressione, che saranno rispettivamente indicati con il colore rosso e blu.

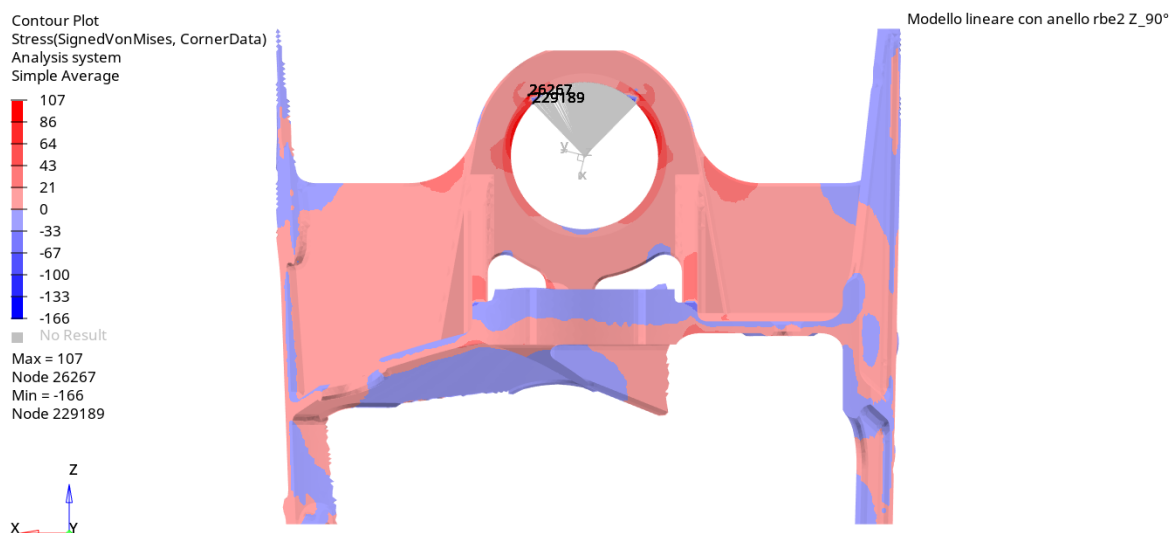


Figura 4.70-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 90°

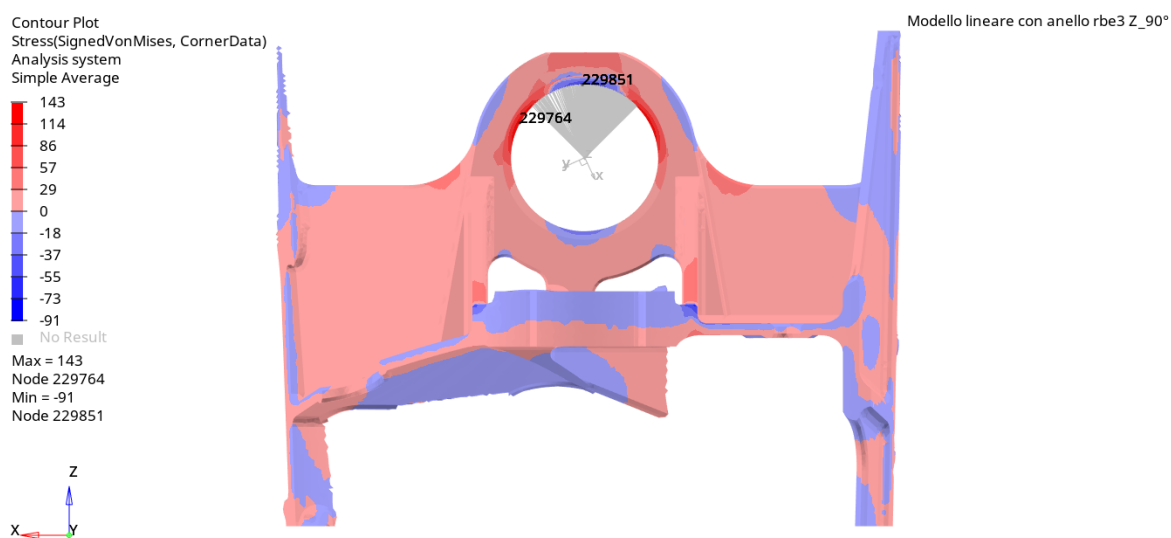


Figura 4.71-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 90°

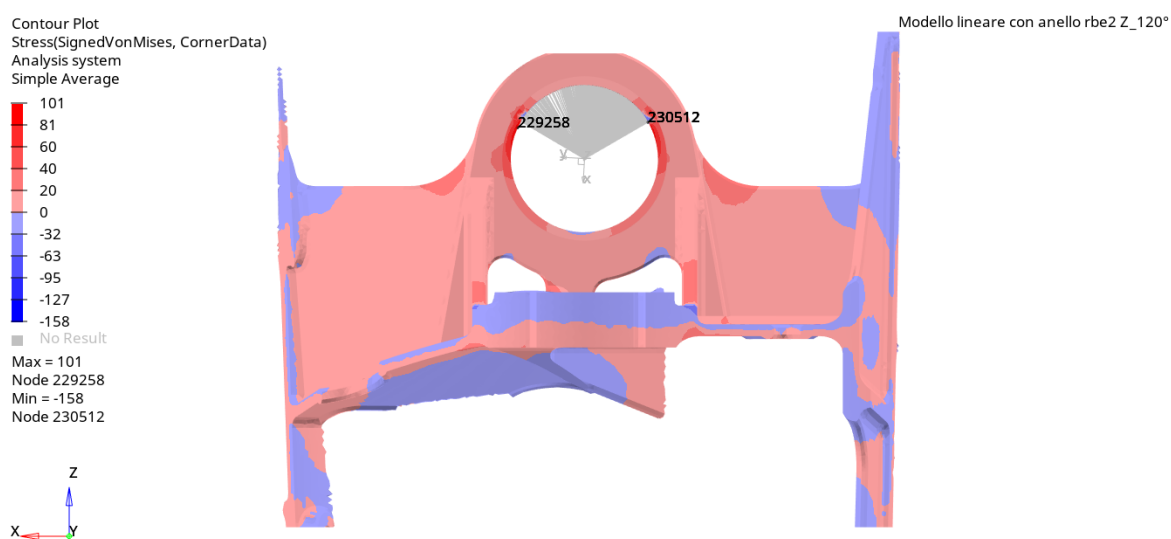


Figura 4.72-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 120°

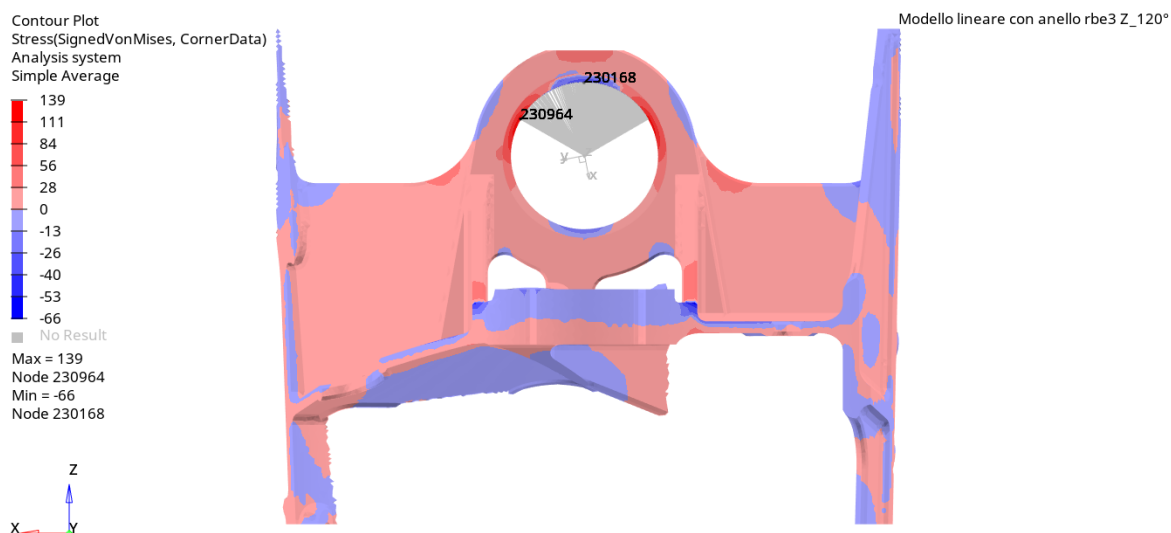


Figura 4.73-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 120°

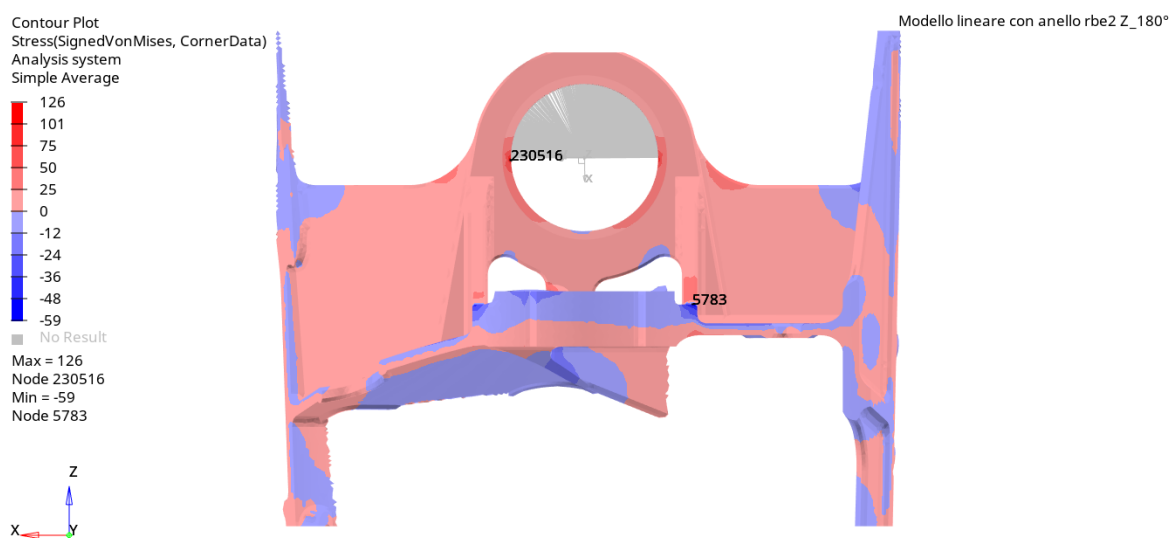


Figura 4.74-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 180°

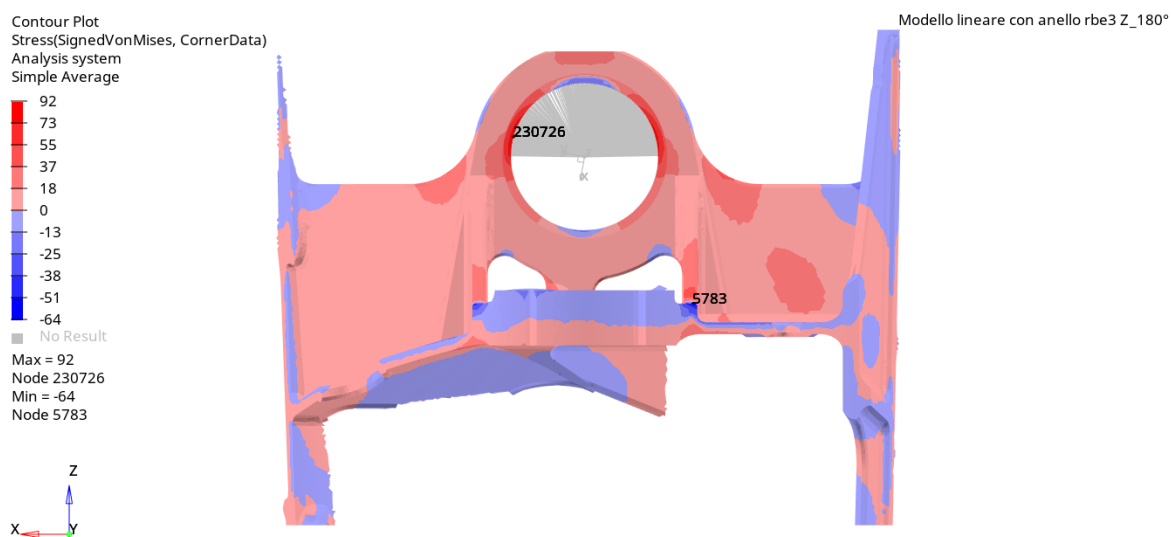


Figura 4.75-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 180°

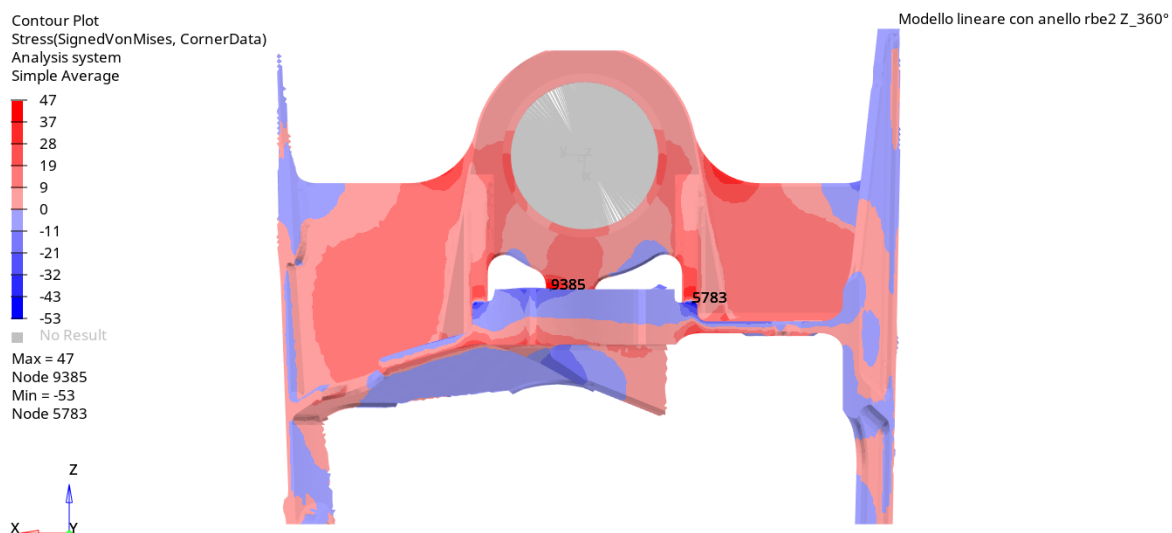


Figura 4.76-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE2 di 360°

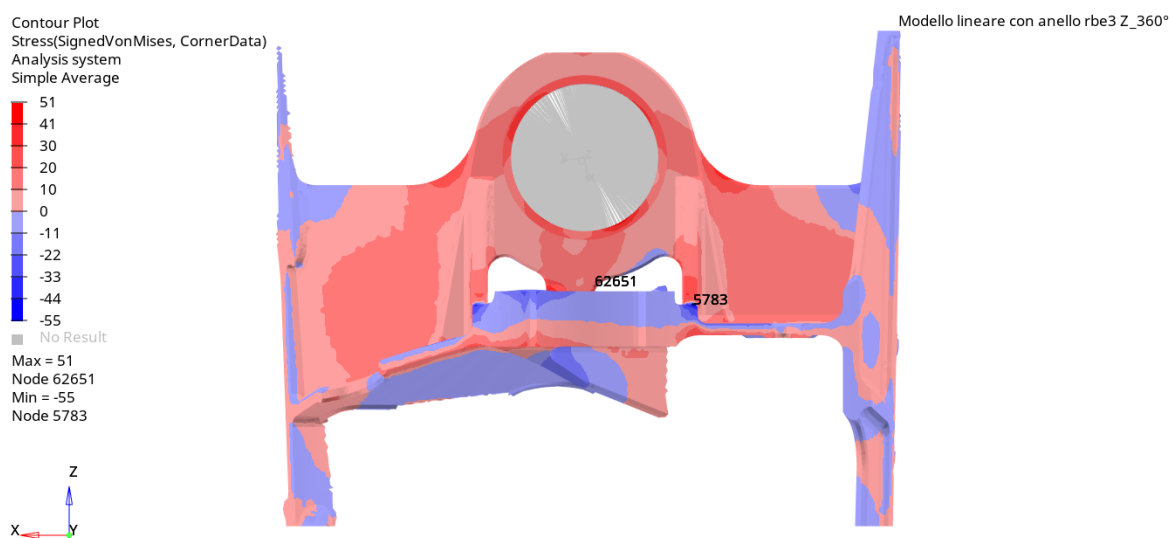


Figura 4.77-Massima tensione e compressione modello lineare con anello, RBE3 di 360°

4.2.3 Modellazione non lineare con anello

L'ultima modellazione, quella più realistica, riguarda l'inserimento di un anello all'interno della sede, ma non unito ad essa, per simulare la reale presenza del cuscinetto a rulli.

Per prima cosa si osserva il confronto percentuale delle variazioni degli stress di Von Mises con RBE2 al 100% del carico rispetto al nuovo caso standard. La struttura si presenta in tutte le nervature meno sollecitata, eccetto che nella superiore di sinistra. Come è stato detto più volte, l'inserimento di un anello all'interno della sede del cuscinetto irrigidisce la sede stessa, di conseguenza gli stress percepiti saranno inferiori.

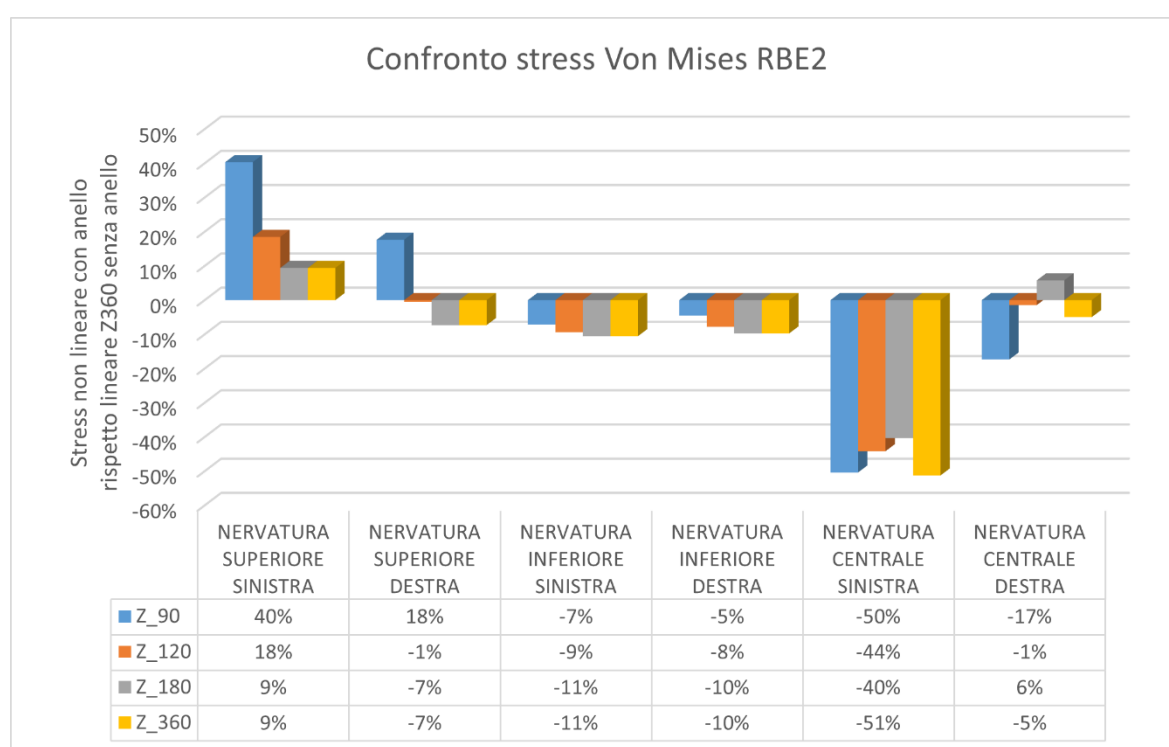


Figura 4.78-Confronto stress di Von Mises modello non lineare con anello, forza in Z con RBE2

È stata individuata una corrispondenza tra i casi di modellazione non lineare con RBE2 a 360° e modellazione lineare con anello con RBE2 di 180°.

FORZA - RBE2	NERV. SUP. SX [MPa]	NERV. SUP. DX [MPa]	NERV. INF. SX [MPa]	NERV. INF. DX [MPa]	NERV. CENT. SX [MPa]	NERV. CENT. DX [MPa]
Z_180°	33	39	42	59	26	41
Z_360°	34	37	44	64	24	41

Se si considera che l'RBE è rigidamente vincolato all'anello non unito, è possibile definire una relazione di contatto tra i due componenti, che interesserà solo la parte superiore della sede, perché il carico è applicato in direzione Z (positiva). Perciò il caso di modellazione non lineare, con un carico vincolato uniformemente su tutto l'anello, tende ad avere l'anello che spinge principalmente verso l'alto, generando stress confrontabili con quelli di una modellazione lineare con anello unito alla sede, ma vincolato solo a circa la metà superiore della sede stessa.

Introducendo gli spostamenti radiali del centro della sede del cuscinetto con anello non unito non si trova più la corrispondenza sopra descritta, ma si nota che a parità di angolo gli spostamenti sono quasi sempre raddoppiati, stando a significare una maggiore ovalizzazione della sede, causata dall'ovalizzazione dell'anello vincolato rigidamente.

APERTURA RBE	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 LINEARE CON ANELLO [mm]	SPOSTAMENTO RADIALE CON RBE2 NON LINEARE [mm]
Z_90°	0.06	0.10
Z_120°	0.05	0.09
Z_180°	0.04	0.08
Z_360°	0.04	0.08

Anche con le immagini che riguardano l'ovalizzazione della sede del cuscinetto con anello non unito, proposte sempre con un fattore di scala pari a 25, si può

notare che effettivamente la zona del carter più sollecitata, sia con apertura minima che massima dell'RBE, è sempre la parte superiore della sede.

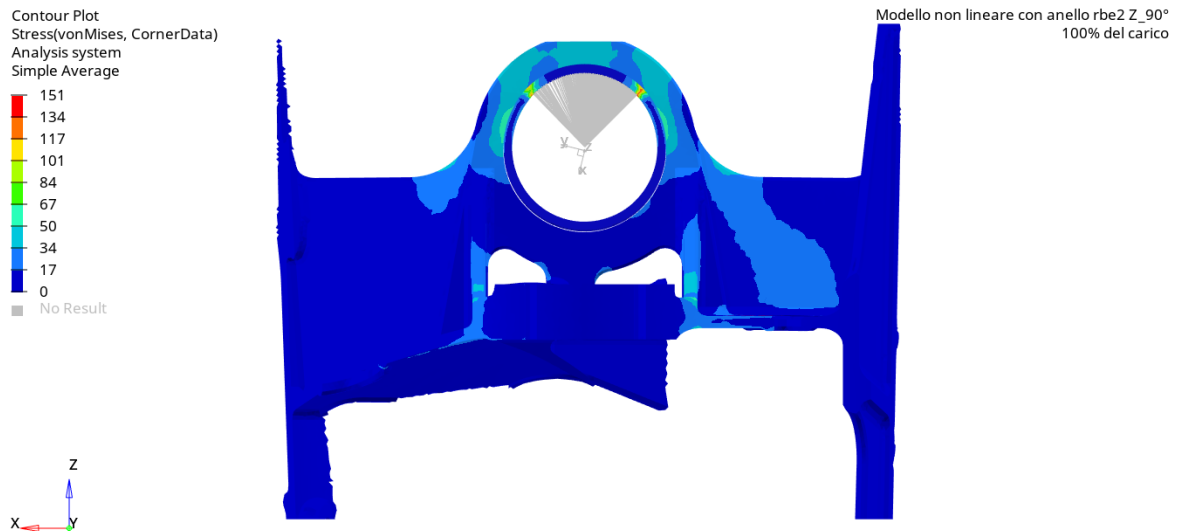


Figura 4.79-Ovalizzazione sede modello non lineare con anello, RBE2 di 90°

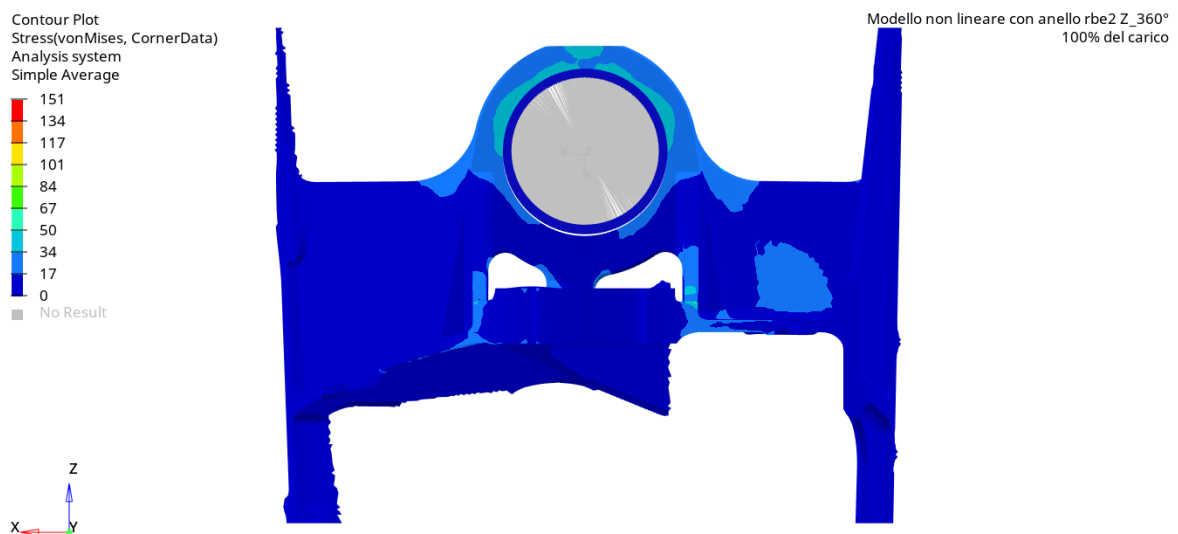


Figura 4.80-Ovalizzazione della sede modello non lineare con anello, RBE3 di 360°

Come è stato fatto per la forza applicata in direzione X, è interessante osservare come si differenziano il modello non lineare con RBE2 di 360° e il nuovo modello standard. Attraverso la scala cromatica, con l'arancio si definiscono le zone in cui la differenza di stress è positiva, mentre con il verde la differenza è negativa.

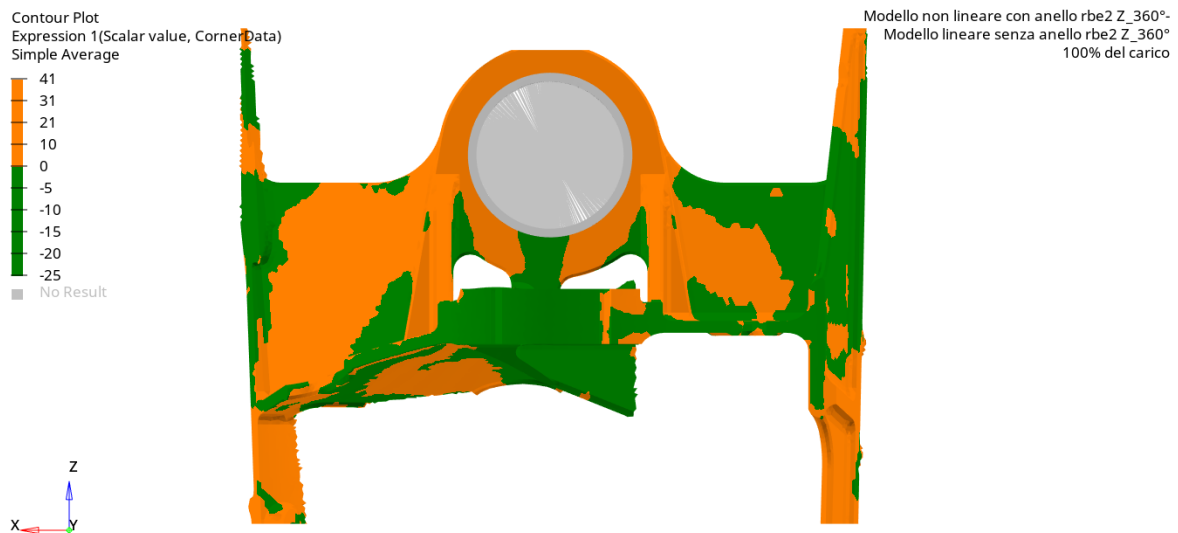


Figura 4.81-Differenza stress Von Mises tra modello non lineare e lineare senza anello con RBE2 di 360°

Infine, come ultima visualizzazione, si riportano i risultati ottenuti per individuare le zone sottoposte a stress di tensione e di compressione, in cui vengono specificati i nodi che ne riportano i massimi valori.

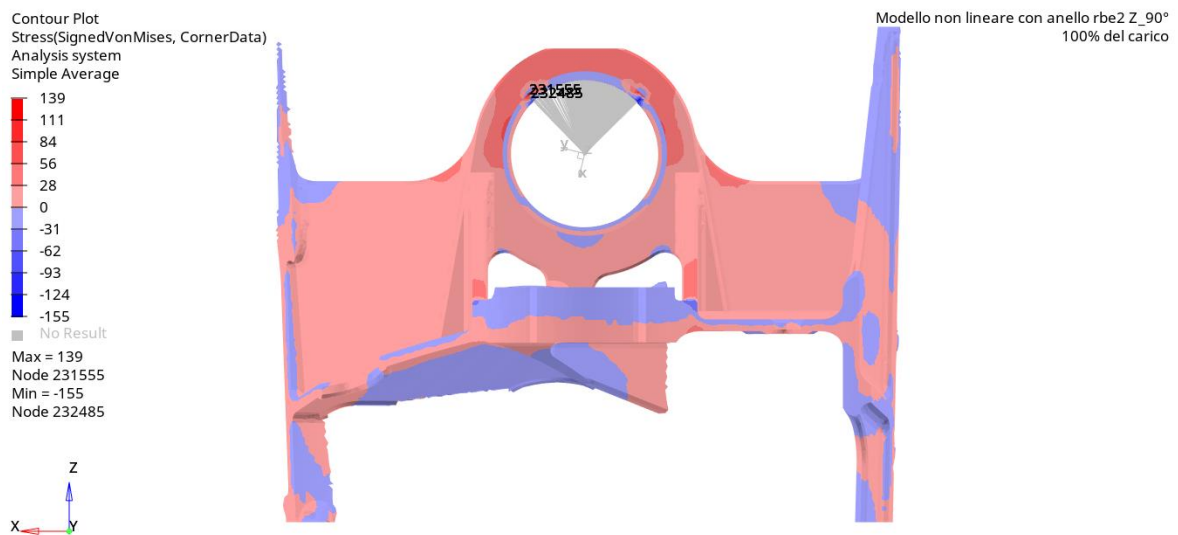


Figura 4.82-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 90°

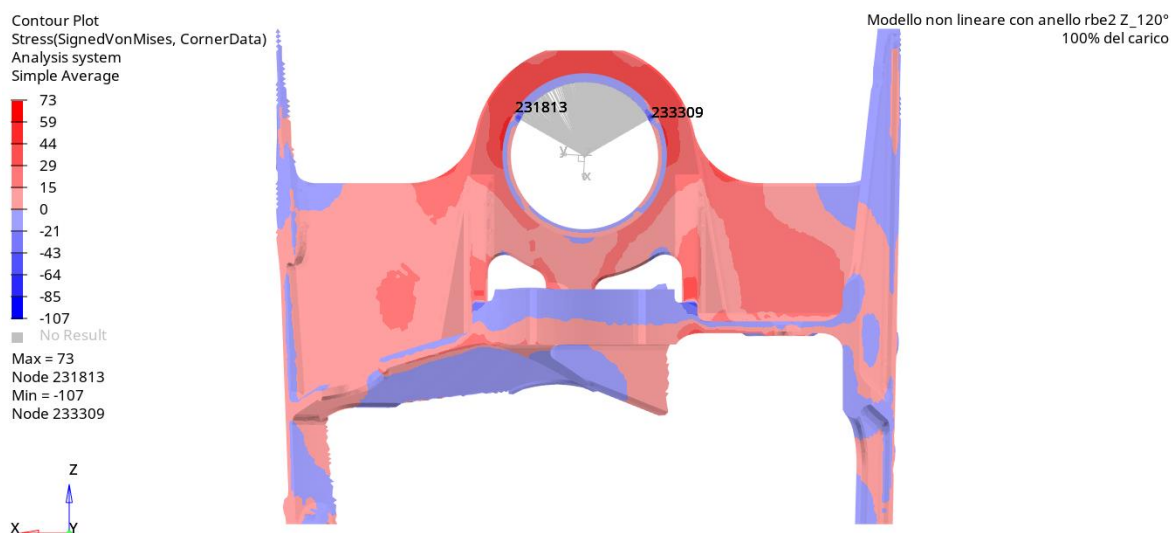


Figura 4.83-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 120°

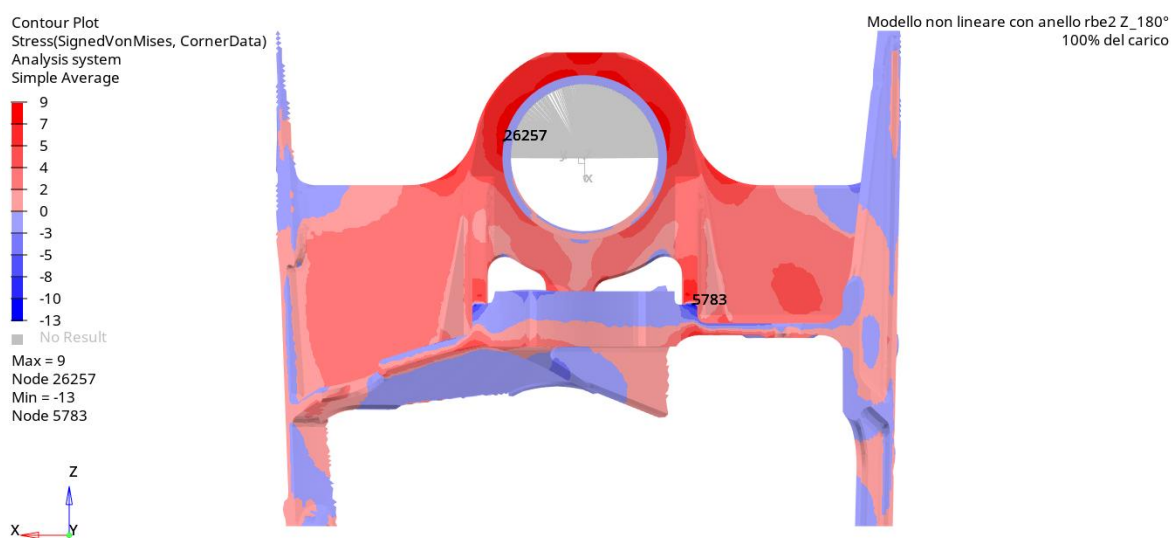


Figura 4.84-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 180°

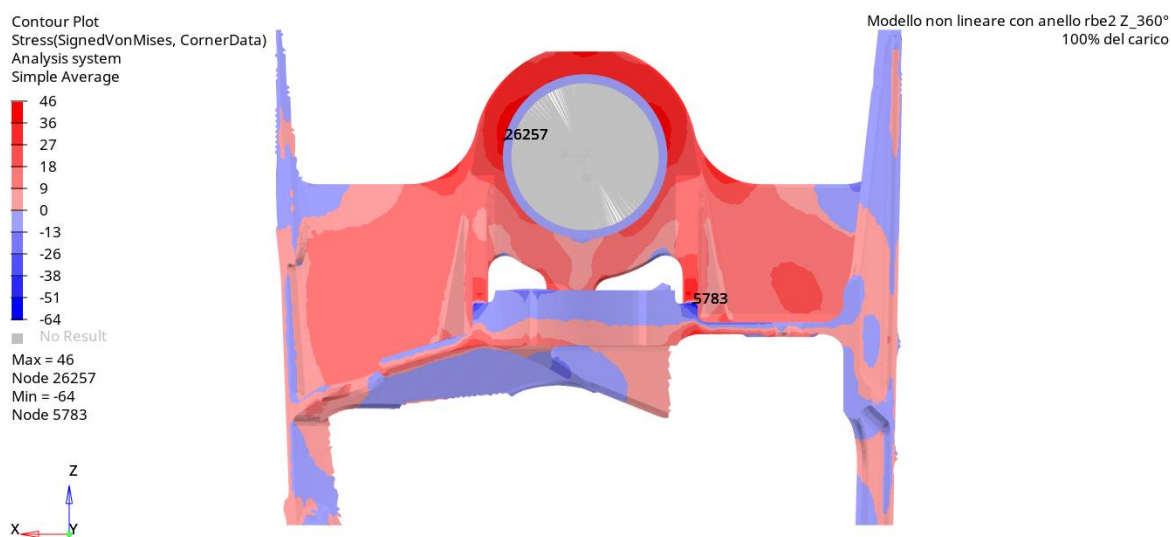


Figura 4.85-Massima tensione e compressione modello non lineare con anello, RBE2 di 360°

5 Conclusioni

Con questo elaborato sono state presentate diverse modellazioni per studiare la sede di un cuscinetto a rulli di potenza per elicottero. È stato dimostrato come variano le reazioni dei componenti al variare del tipo di modellazione, di vincolo e dei punti in cui viene applicato il vincolo. Si è passati da un'analisi approssimata sfruttando la modellazione lineare senza pista esterna del cuscinetto, ad una più accurata ottenuta con la modellazione non lineare in cui è stata inserita la pista esterna del cuscinetto per simulare il cuscinetto a contatto con la sede. Attraverso la visualizzazione della differenza delle sollecitazioni di Von Mises tra gli stessi casi di diverse modellazioni, è stato dimostrato quanto variano i dati ottenuti con un'analisi non lineare rispetto ad una lineare. Anche se la modellazione non lineare dà risultati più vicini ai comportamenti reali delle strutture, si deduce che la scelta del tipo di analisi da effettuare deve basarsi su un compromesso che considera non solo la precisione dei risultati, ma anche i tempi di calcolo previsti per ottenerli. Non sempre è necessario sfruttare tempi di calcolo che impiegano ore, se non giorni, per ottenere dei dati, in quanto per una prima valutazione dei modelli è sufficiente sviluppare un'analisi approssimata, che richiede tempi di calcolo all'incirca di decine di minuti, e solo successivamente è preferibile dedicare un'analisi più accurata nelle zone che risultano di maggiore interesse.

Dai risultati ottenuti con tutte le modellazioni è intuibile su quali zone sarebbe meglio concentrare le future analisi. Dalle analisi effettuate si evidenzia come la variazione di stress nelle zone prossime al cuscinetto è molto significativa a seconda di come venga condotta l'analisi i risultati presentati mostrano infatti, tra la simulazione più raffinata (non lineare con contatti) e la simulazione standard (elemento rigido su tutti i 360°), un fattore di circa 2 nella direzione di supporto della cartella e un fattore 1.5 nella direzione ad essa normale. Essendo l'installazione tipica per morfologia, è possibile utilizzare i fattori ricavati puntualmente per poter prevalutare lo stress nelle varie iterazioni progettuali, prima di fare un calcolo di dettaglio (ove necessario) per la soluzione finale. C'è da tenere presente che il coefficiente di sicurezza tipicamente utilizzato per dimostrazione analitica è 3.0 e che, nel caso in cui il componente poi dovesse

essere sostanziato by test, l'installazione sarà rappresentativa della configurazione reale.

Per approfondire lo studio della sede del cuscinetto di potenza in futuro sono consigliate modellazioni lineare e non lineare in cui si studia il medesimo modello, ma questa volta con cuscinetto flangiato, così da inserire nuovi vincoli. Inoltre, si dovrà approfondire la non convergenza dei risultati verificatasi nel caso di modellazione non lineare con pista esterna del cuscinetto non unita alla sede quando il vincolo applicato è un RBE3, quindi un vincolo non rigido; bisognerà trovare il modo di vincolare in maniera opportuna la sede del cuscinetto aggiungendo nuovi elementi per imporre nuovi vincoli e condizioni al contorno.

Indice figure

FIGURA 1.1-PRIMA VISTA IN PIANTA XZ CARTER PRINCIPALE	2
FIGURA 1.2-SECONDA VISTA IN PIANTA XZ CARTER PRINCIPALE	2
FIGURA 1.3-PRIMA VISTA IN PIANTA YZ CARTER PRINCIPALE	2
FIGURA 1.4-SECONDA VISTA IN PIANTA YZ CARTER PRINCIPALE	3
FIGURA 1.5-PRIMA VISTA IN PIANTA XY CARTER PRINCIPALE	3
FIGURA 1.6-SECONDA VISTA IN PIANTA XY CARTER PRINCIPALE	3
FIGURA 1.7-LOGO LEONARDO	4
FIGURA 1.8-PANORAMICA PORTFOLIO PRODOTTO	6
FIGURA 1.9-ELICOTTERI CIVILI	6
FIGURA 1.10-ELICOTTERI MILITARI.....	7
FIGURA 2.1-SEZIONE DI UN CUSCINETTO A SFERE	8
FIGURA 2.2-SEZIONE DI UN CUSCINETTO A RULLI.....	8
FIGURA 3.1-VISUALIZZAZIONE ELEMENTI DELLA MESH	14
FIGURA 3.2-APPLICAZIONE FORZA DIREZIONE X.....	16
FIGURA 3.3-APPLICAZIONE FORZA DIREZIONE Z	16
FIGURA 3.4-APPLICAZIONE VINCOLO SPC VISTA XZ	17
FIGURA 3.5-APPLICAZIONE VINCOLO SPC VISTA PIANO YZ	17
FIGURA 3.6-VISUALIZZAZIONE RBE 90° IN DIREZIONE X	19
FIGURA 3.7-VISUALIZZAZIONE RBE 360°.....	19
FIGURA 3.8-MODELLO LINEARE SENZA ANELLO	22
FIGURA 3.9-MODELLO LINEARE CON ANELLO.....	22
FIGURA 3.10-MODELLO NON LINEARE CON ANELLO	22
FIGURA 4.1-ZONE DI RIFERIMENTO	24
FIGURA 4.2-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, FORZA IN X CON RBE2	25
FIGURA 4.3-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 360°	26
FIGURA 4.4-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°	26

FIGURA 4.5-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 360°	27
FIGURA 4.6-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°	27
FIGURA 4.7-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, FORZA IN X CON RBE3	28
FIGURA 4.8-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°..	29
FIGURA 4.9-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°..	30
FIGURA 4.10-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 360°	30
FIGURA 4.11-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 360°	30
FIGURA 4.12-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°	31
FIGURA 4.13-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°	31
FIGURA 4.14-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 120°	32
FIGURA 4.15-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 120°	32
FIGURA 4.16-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 180°	32
FIGURA 4.17-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE CON RBE3 DI 180°	33
FIGURA 4.18-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 360°	33
FIGURA 4.19-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 360°	33
FIGURA 4.20-STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE CON ANELLO, FORZA IN X CON RBE2	34
FIGURA 4.21-STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE CON ANELLO, FORZA IN Z CON RBE3	35

FIGURA 4.22-DIFFERENZA STRESS VON MISES TRA MODELLI LINEARI CON RBE2 DI 360°	36
FIGURA 4.23-DIFFERENZA STRESS VON MISES TRA MODELLI LINEARI CON RBE3 E RBE2 DI 360°	36
FIGURA 4.24-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90° ...	37
FIGURA 4.25-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 90° ...	38
FIGURA 4.26-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360° .	38
FIGURA 4.27-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 360° .	38
FIGURA 4.28-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90°	39
FIGURA 4.29-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 90°	39
FIGURA 4.30-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 120°	40
FIGURA 4.31-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 120°	40
FIGURA 4.32-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 180°	40
FIGURA 4.33-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 180°	41
FIGURA 4.34-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360°	41
FIGURA 4.35-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 360°	41
FIGURA 4.36-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, FORZA IN X CON RBE2	42
FIGURA 4.37-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90°	44
FIGURA 4.38-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360°	45
FIGURA 4.39-DIFFERENZA STRESS VON MISES TRA MODELLO NON LINEARE E LINEARE SENZA ANELLO CON RBE2 DI 360°	45

FIGURA 4.40-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90°	46
FIGURA 4.41-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 120°	46
FIGURA 4.42-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 180°	47
FIGURA 4.43-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360°	47
FIGURA 4.44-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, FORZA IN X CON RBE2	48
FIGURA 4.45-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 360°	49
FIGURA 4.46-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°	49
FIGURA 4.47-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 360°	50
FIGURA 4.48-SOLLECITAZIONE DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°	50
FIGURA 4.49-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, FORZA IN Z CON RBE3	51
FIGURA 4.50-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°	52
FIGURA 4.51-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°	52
FIGURA 4.52-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 360°	53
FIGURA 4.53-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 360°	53
FIGURA 4.54-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 90°	54
FIGURA 4.55-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE3 DI 90°	54
FIGURA 4.56-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA ANELLO, RBE2 DI 120°	54

FIGURA 4.57-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA	
ANELLO, RBE3 DI 130°	55
FIGURA 4.58-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA	
ANELLO, RBE2 DI 180°	55
FIGURA 4.59-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA	
ANELLO, RBE3 DI 180°	55
FIGURA 4.60-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA	
ANELLO, RBE2 DI 360°	56
FIGURA 4.61-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE SENZA	
ANELLO, RBE3 DI 360°	56
FIGURA 4.62-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
FORZA IN Z CON RBE2.....	57
FIGURA 4.63-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
FORZA IN Z CON RBE3.....	58
FIGURA 4.64-DIFFERENZA STRESS VON MISES TRA MODELLI LINEARE CON RBE2 DI	
360°	59
FIGURA 4.65-DIFFERENZA STRESS DI VON MISES TRA MODELLI LINEARI CON RBE3 E	
RBE2 DI 360°	59
FIGURA 4.66-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90° ...	60
FIGURA 4.67-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 90° ...	60
FIGURA 4.68-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360° .	61
FIGURA 4.69-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 360° .	61
FIGURA 4.70-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
RBE2 DI 90°	62
FIGURA 4.71-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
RBE3 DI 90°	62
FIGURA 4.72-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
RBE2 DI 120°	62
FIGURA 4.73-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
RBE3 DI 120°	63
FIGURA 4.74-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO,	
RBE2 DI 180°	63

FIGURA 4.75-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 180°	63
FIGURA 4.76-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360°	64
FIGURA 4.77-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 360°	64
FIGURA 4.78-CONFRONTO STRESS DI VON MISES MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, FORZA IN Z CON RBE2	65
FIGURA 4.79-OVALIZZAZIONE SEDE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90°	67
FIGURA 4.80-OVALIZZAZIONE DELLA SEDE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE3 DI 360°	67
FIGURA 4.81-DIFFERENZA STRESS VON MISES TRA MODELLO NON LINEARE E LINEARE SENZA ANELLO CON RBE2 DI 360°	68
FIGURA 4.82-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 90°	68
FIGURA 4.83-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 120°	69
FIGURA 4.84-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 180°	69
FIGURA 4.85-MASSIMA TENSIONE E COMPRESSIONE MODELLO NON LINEARE CON ANELLO, RBE2 DI 360°	69

Bibliografia

- [1] Linear Static Analysis User's Guide – MSC Nastran 2019 – MSC Software
- [2] Nonlinear (SOL 400) User's Guide – MSC Nastran 2019 – MSC Software
- [3] Implicit Nonlinear Analysis using MSC Nastran and Patran – NAS400
Session 1 – Course Notes
- [4] Contact Analysis using Contact Pairs in MSC Nastran and Patran – NAS133 –
Course Notes
- [5] Analisi non lineare delle strutture aerospaziali – Appunti professore E.
Carrera
- [6] Libreria multimediale SKF – [https://www.skf.com/it/search-
results?searcher=library&language=it&site=364&q=*%&tridion_target=live&tri
dion_version=3&language_preset=Italiano](https://www.skf.com/it/search-results?searcher=library&language=it&site=364&q=*%&tridion_target=live&tridion_version=3&language_preset=Italiano)
- [7] Analisi strutturale FEM –
https://numerical.it/cae_services/fem_structural_analysis
- [8] Tesi di laurea in Strutture e Materiali Aerospaziali –
https://amslaurea.unibo.it/4013/1/Bulgarelli_Marco_Tesi.pdf
- [9] Analisi agli elementi finiti non lineari – [https://meccanica-plus.it/wp-
content/uploads/sites/4/2009/06/20041222007_11.pdf](https://meccanica-plus.it/wp-content/uploads/sites/4/2009/06/20041222007_11.pdf)
- [10] AutoFEM Analisi Statica – [https://autofem.com/it/prodotti/analisi-
statica.html](https://autofem.com/it/prodotti/analisi-statica.html)
- [11] MSC Nastran analisi strutturale multidisciplinare –
<https://www.mscsoftware.com/it/product/msc-nastran>
- [12] Trasmissioni di potenza – [https://www.researchgate.net/profile/Franco-
Concli/publication/269408360_Qual_e_la_strada/links/548b07a30cf214269f1dc
d88/Qual-e-la-strada.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Franco-Concli/publication/269408360_Qual_e_la_strada/links/548b07a30cf214269f1dc_d88/Qual-e-la-strada.pdf)
- [13] Acciai per cuscinetti a rotolamento – Politecnico di Milano, Dipartimento di
Meccanica – Marco Boniardi, Andrea Casaroli, Veronica Sandrini -
http://www.fafe.com/files/pdf/libri_articoli/it/5_Acciai_per_cuscinetti_a_rotolamento.pdf