



UNIVERSITÀ
DI PARMA

Dipartimento di Ingegneria e Architettura

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica LM-33

"Metodo degli elementi finiti nella progettazione meccanica"

"ANALISI STAFFA MOTORE"

Chiar.ma
Professoressa Enrica Riva

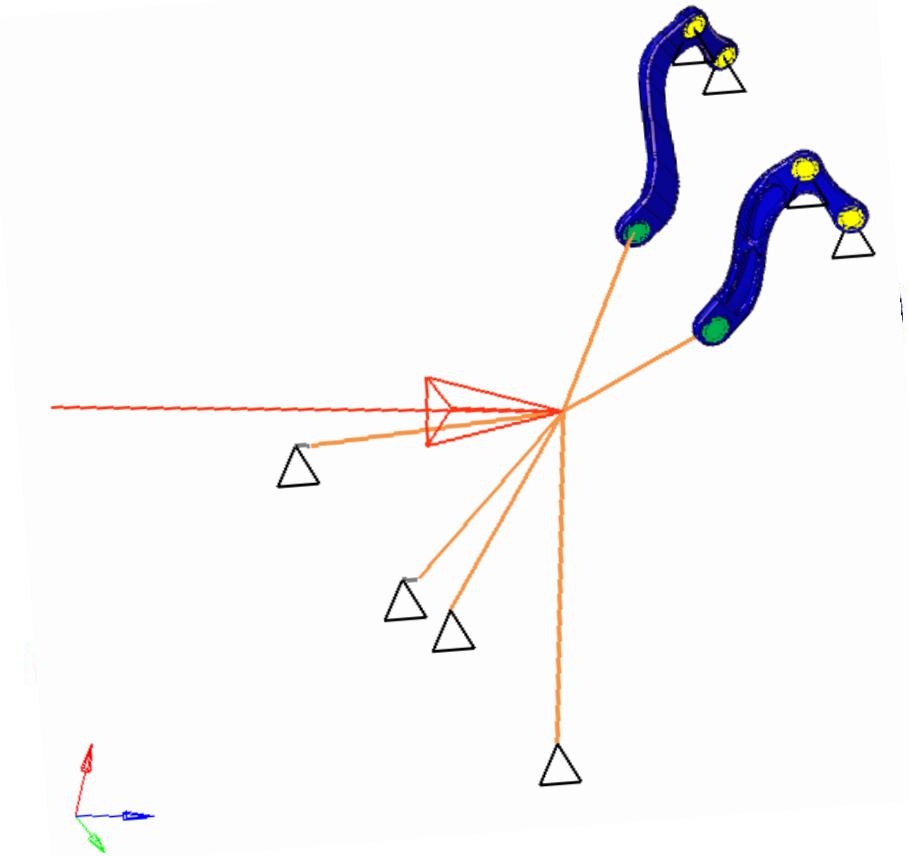
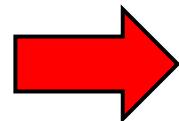
Studenti:

Andrea Meni 353456
Gianluca Montomoli 353452
Roberto Ravaglia 356094

Anno Accademico 2023/2024

Obiettivo Progettuale

Partendo dal componente (staffa sx) rotto, a nostra disposizione, si realizza il modello FEM, al fine di stabilire la condizione critica di rottura più probabile tramite un'analisi statica e proporre una soluzione ottimizzata tramite un'analisi topografica.



Analisi della geometria

Per ottenere la geometria si è andati ad effettuare una scansione 3D del componente tramite scanner industriali.

Tale scansione viene poi scalata per rappresentare accuratamente il componente reale.

La misura di riferimento scelta è stato il diametro dei fori pari a 9 mm.

La scansione è rappresentata nell'immagine a fianco. Si può ancora apprezzare la linea di frattura del componente.



Analisi della geometria

Per ottenere la geometria si è andati ad effettuare una scansione 3D del componente tramite scanner industriali.

Tale scansione viene poi scalata per rappresentare accuratamente il componente reale.

La misura di riferimento scelta è stato il diametro dei fori pari a 9 mm.

La scansione è rappresentata nell'immagine a fianco. Si può ancora apprezzare la linea di frattura del componente.



Analisi della geometria

Nella seguente slide possiamo vedere la sovrapposizione tra la scansione e il CAD 3D generato a partire dalla scansione.

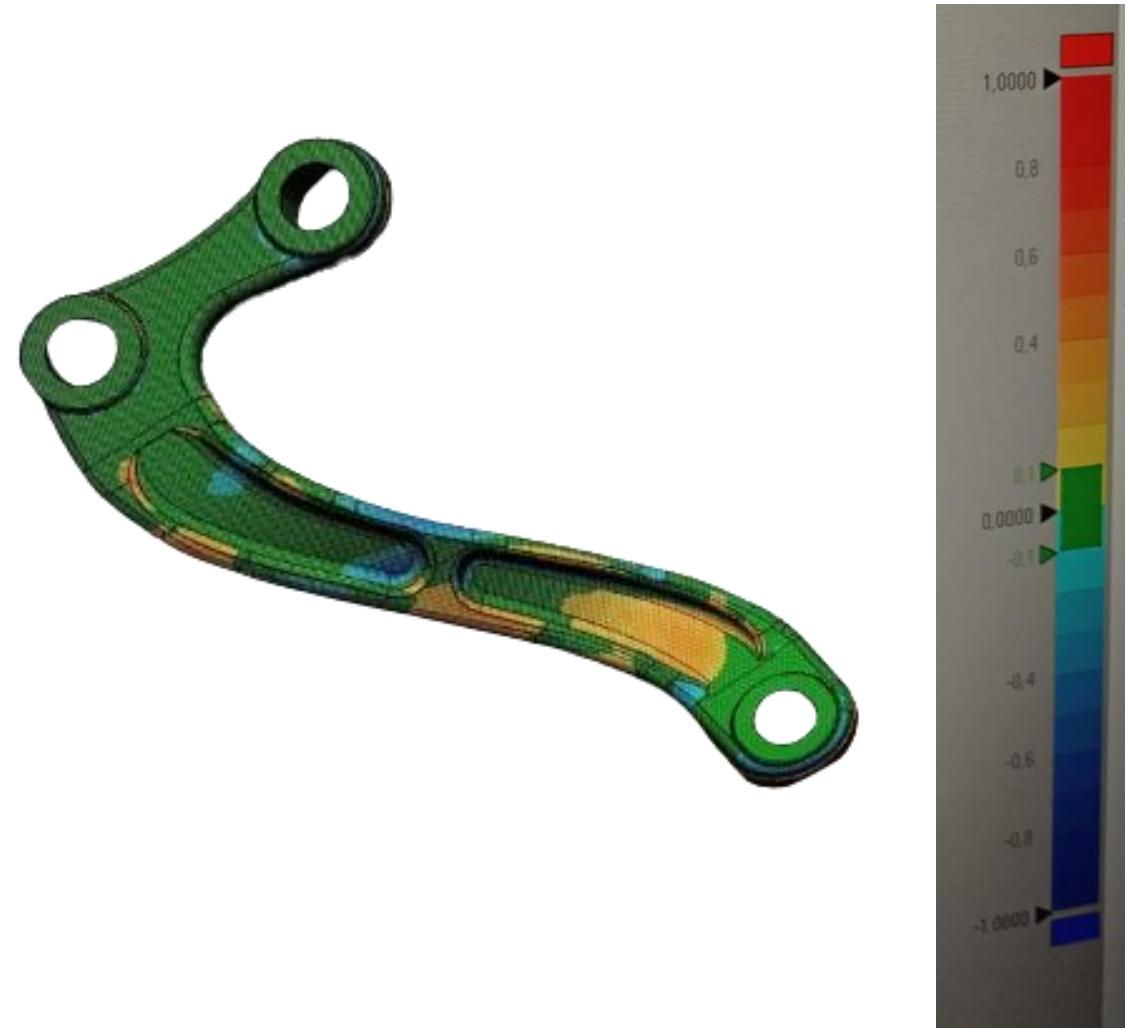
Come si può vedere visivamente dall'immagine, la scansione e il CAD 3D sono assolutamente sovrapponibili.



Analisi della geometria

L'accuratezza ottenuta è molto elevata come si può vedere dall'immagine a fianco.

L'immagine rappresenta l'accuratezza della scansione rispetto al modello reale. L'area di colore verde rappresenta un errore tra scansione e CAD compreso tra ± 0.01 mm . L'errore totale massimo è compreso in un intervallo di ± 0.05 mm.



Analisi della geometria

L'aspetto del componente finale è il seguente.

Nella seguente slide si propone un confronto tra il componente reale e il CAD 3D.

Il CAD è stato generato secondo un processo di reverse engineering a partire dal file STL della scansione, tramite l'utilizzo della funzione loft presente sul software SolidWorks.

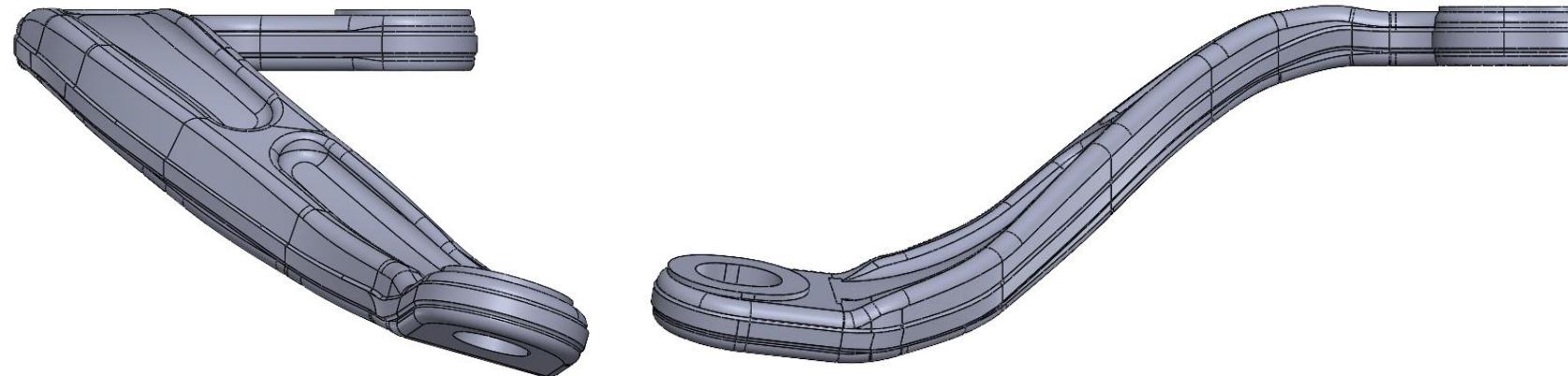


Analisi della geometria

Di seguito si riportano alcune viste del componente, al fine di comprenderne meglio la geometria complessiva.

Vista la geometria del componente, ci si aspetta che si sviluppino tensioni dovute a:

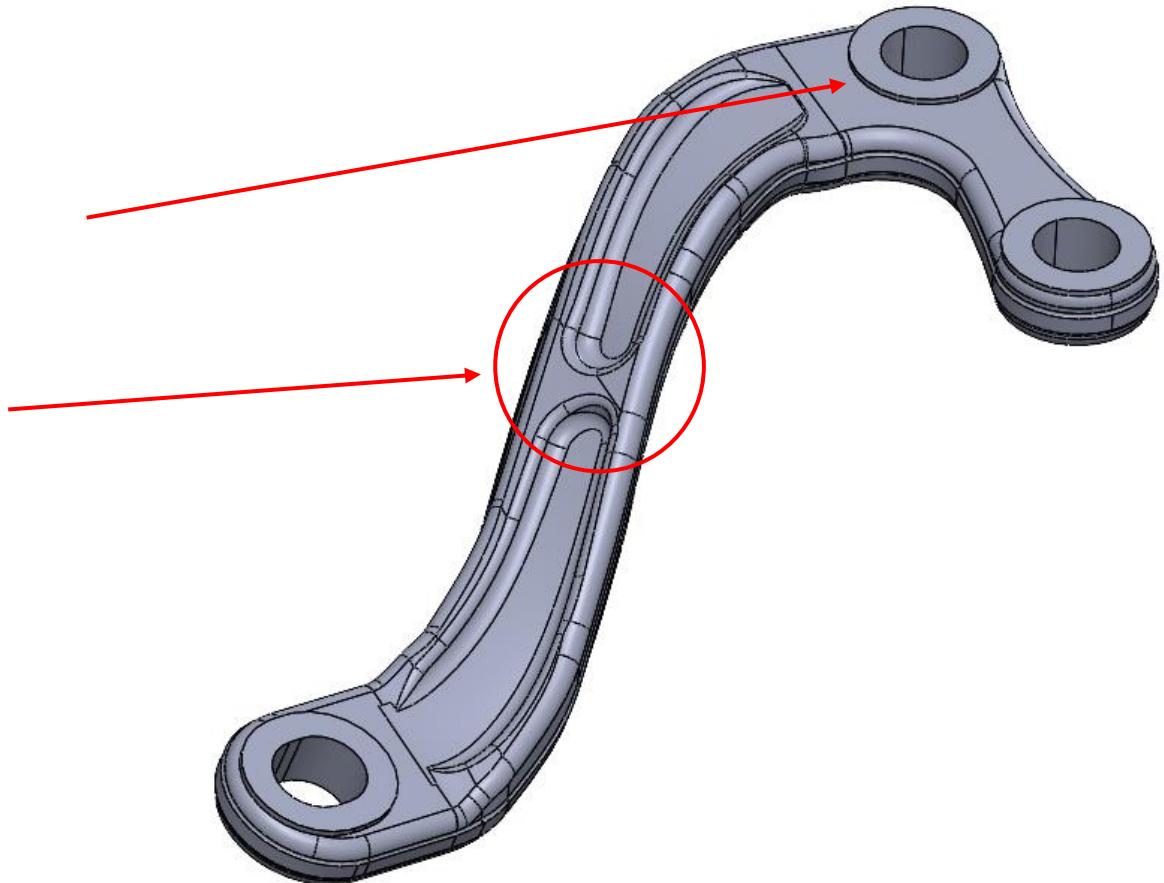
- Flessione
- Torsione



Analisi della geometria

Le zone in cui ci aspettiamo maggiori tensioni sono gli spallamenti in corrispondenza dei rialzi per le sedi delle rondelle e i cambi repentina di sezione e/o di curvatura.

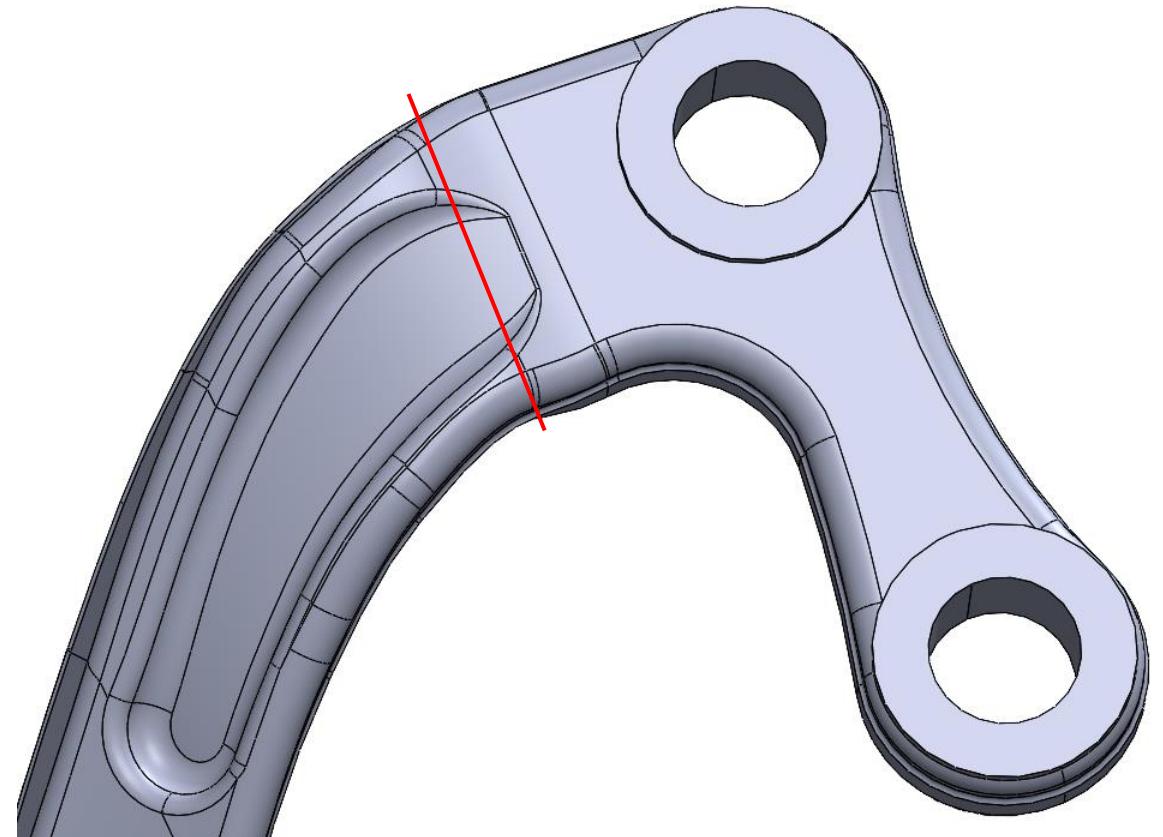
Si osserva che una nervatura è stata aggiunta in corrispondenza del cambio di curvatura, nella zona centrale.



Analisi della geometria

In particolare, la zona di nostro interesse è quella corrispondente alla minima sezione prima del tratto con doppio foro, cioè dove è presente la rottura.

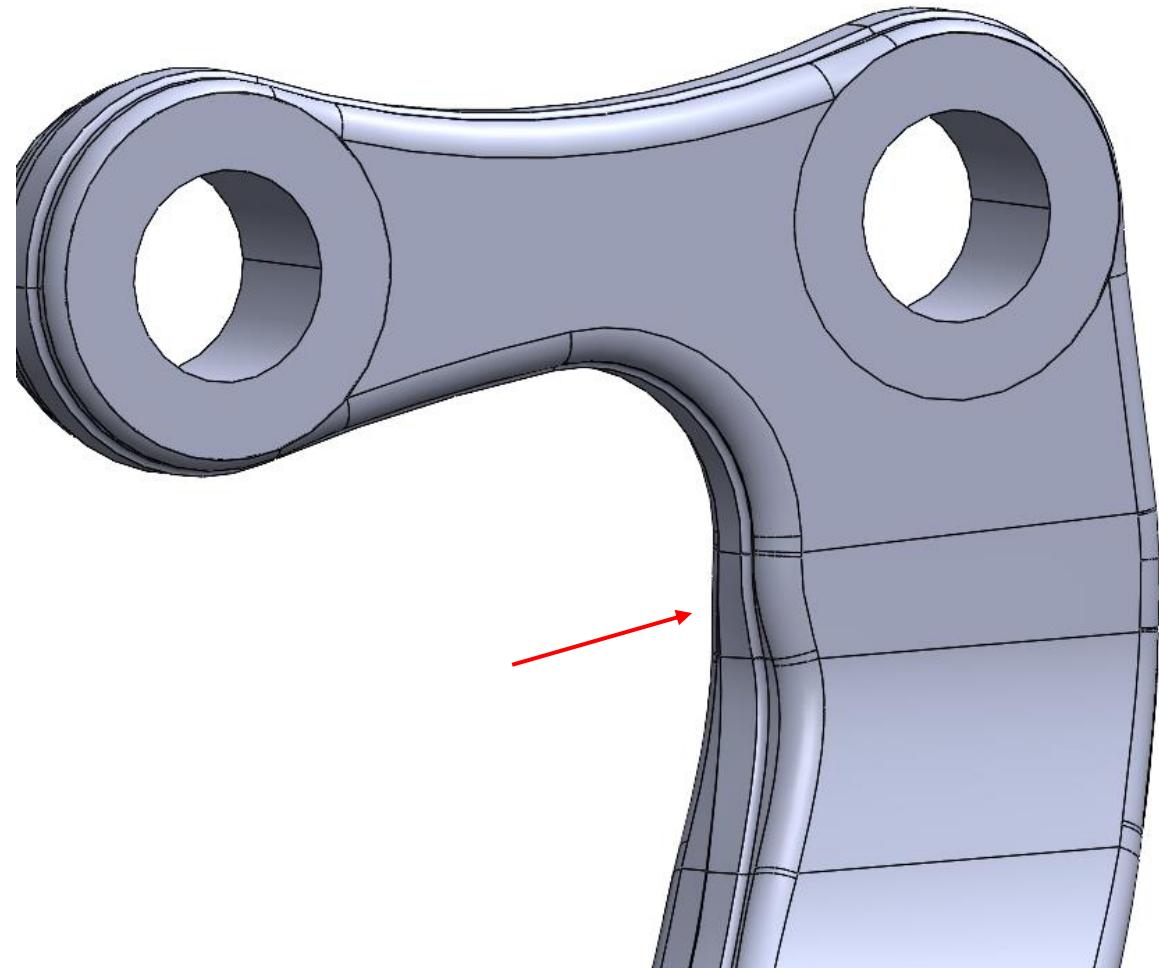
Prima di realizzare il modello FE e procedere con l'analisi, si osserva che ci si aspetta una condizione critica in tale sezione, in particolare in presenza di una condizione di flessione, con incastro in corrispondenza dei due fori superiori.



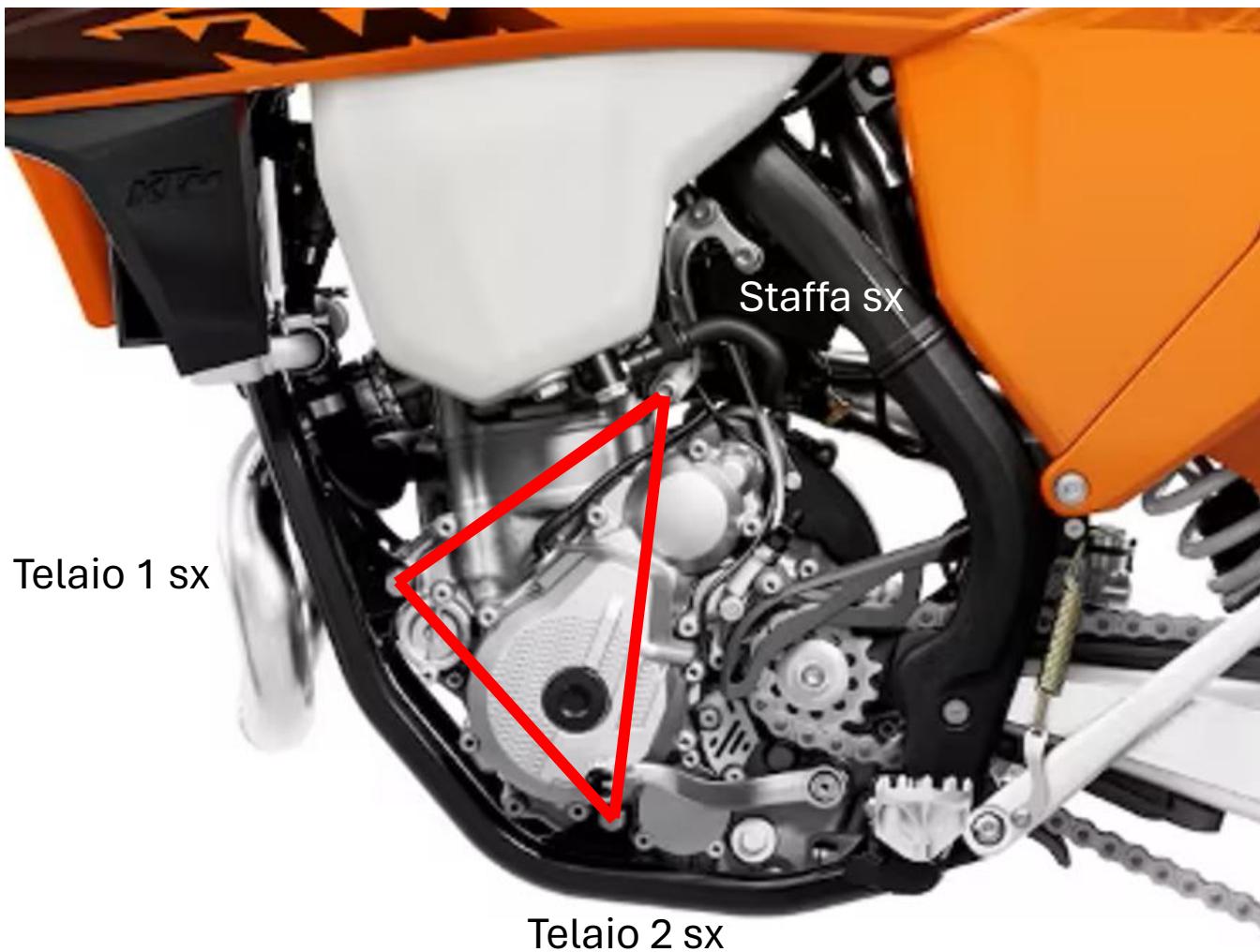
Analisi della geometria

Ulteriori criticità di tale sezione sono che:

- Lo spessore del componente diminuisce rapidamente nel tratto centrale, terminata la nervatura (vista dall'alto).
- Il componente si restringe trasversalmente in corrispondenza del cambio di curvatura (vista dal basso).



Condizioni al contorno

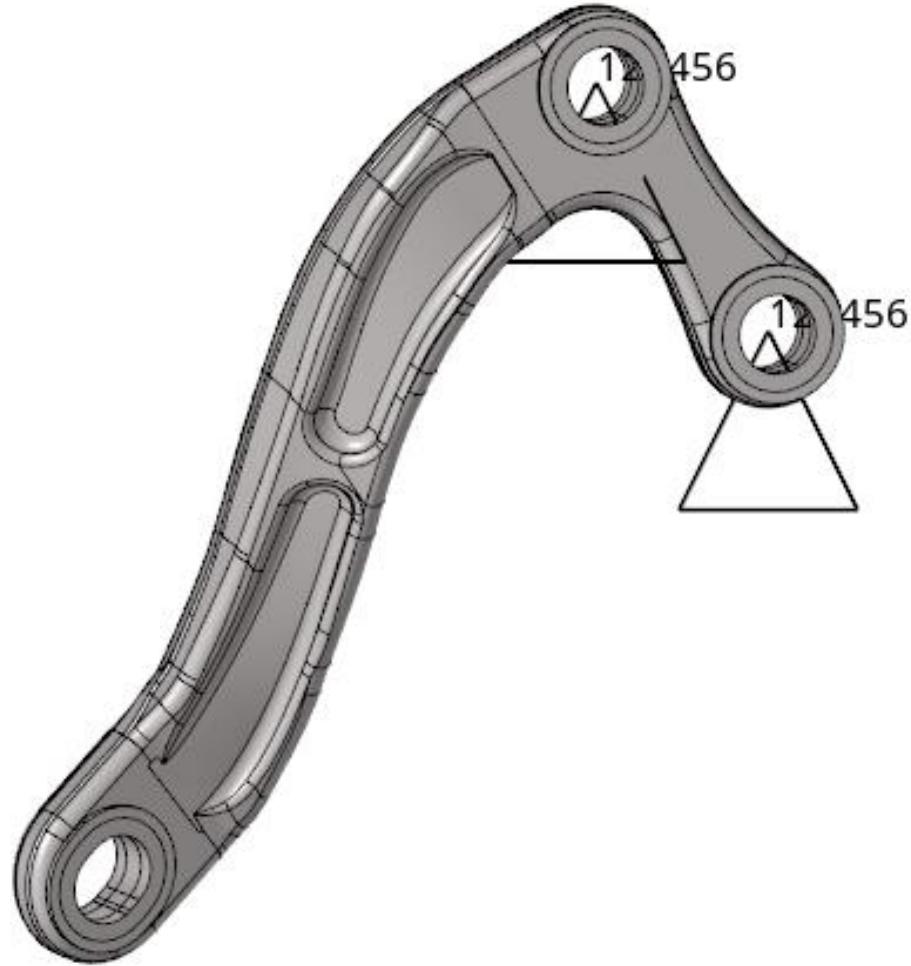


LATO SX MOTO KTM

- **Telaio 1 sx** e **Telaio 2 sx** sono i collegamenti tra motore e telaio
- **Staffa sx** è il collegamento tra la staffa e il motore

Sul lato destro si hanno gli stessi collegamenti, simmetrici rispetto al piano di simmetria della moto.

Condizioni al contorno

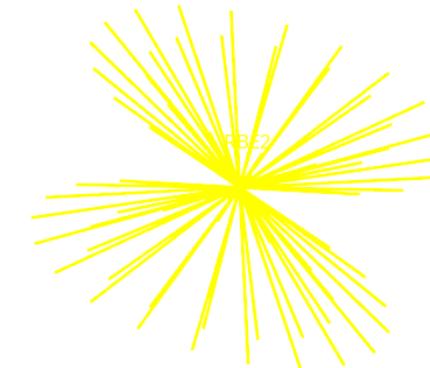
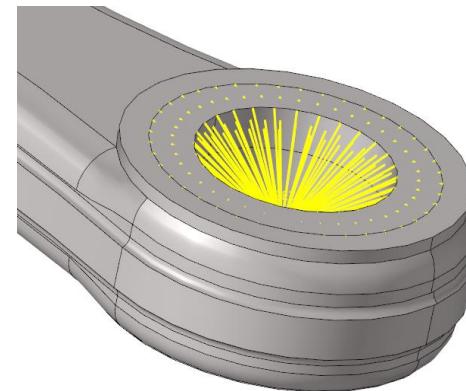


VINCOLI STAFFA/TELAIO



Sono stati inseriti i vincoli che bloccano tutte le traslazioni e tutte le rotazioni nei due collegamenti tra staffa e telaio, al fine di modellare il collegamento come un incastro, fedelmente al comportamento reale.

Si sono utilizzati gli RBE2 a "clessidra" con i nodi slaves sulle corone circolari delle due facce e il nodo master calcolato automaticamente dal programma.

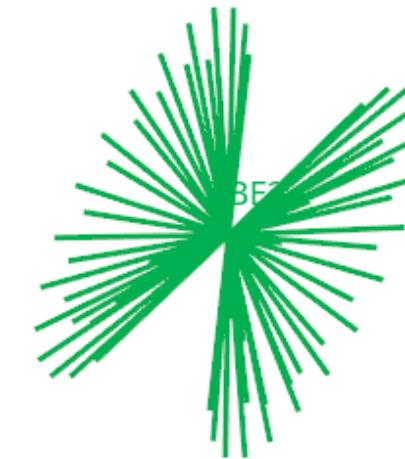
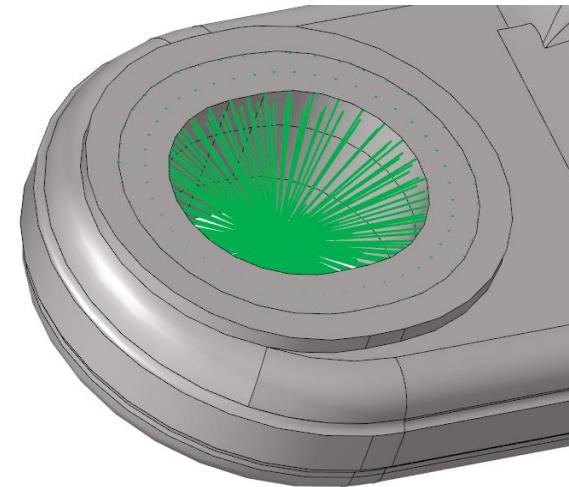


Condizioni al contorno

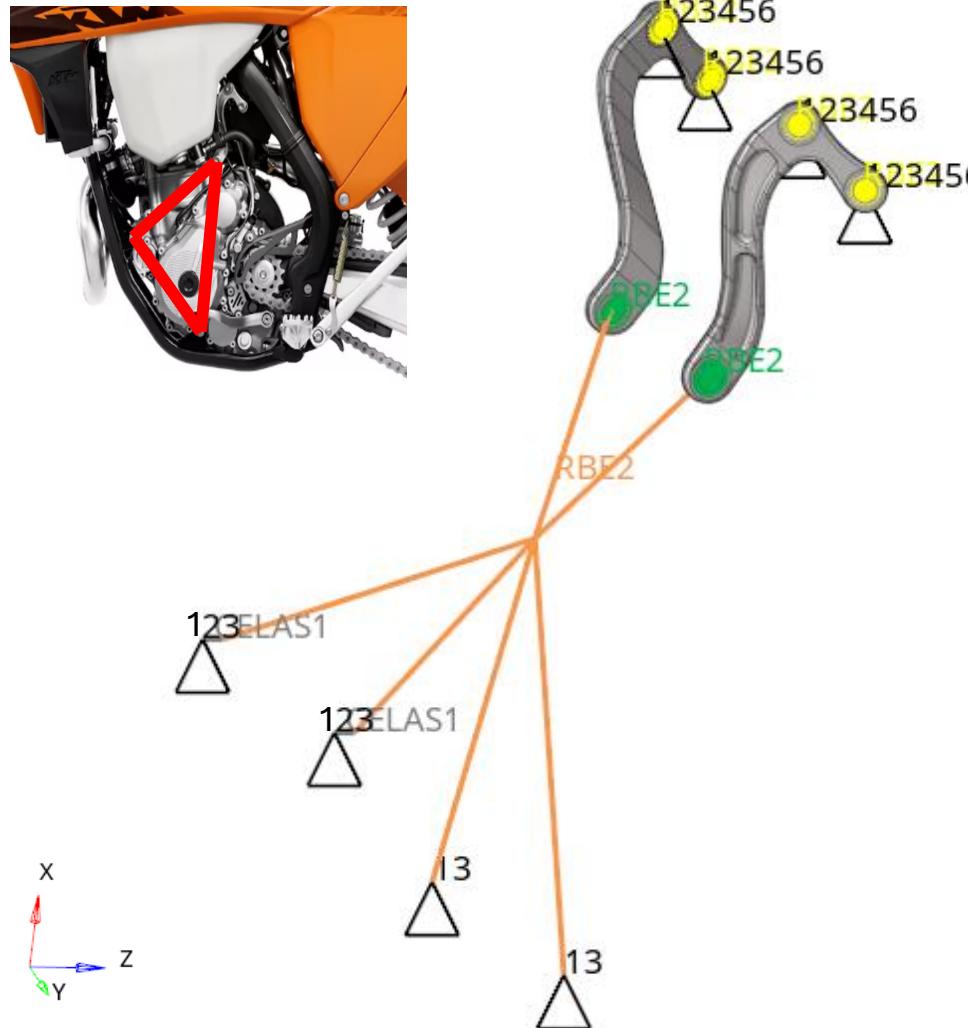


CARICHI MOTORE/STAFFA

Anche per l'inserimento del carico agente sulla staffa si è utilizzato un RBE2 a "clessidra" con i nodi slaves sulle corone circolari delle due facce e il nodo master calcolato automaticamente dal programma.



Condizioni al contorno



CARICHI AGENTI SULLA STAFFA

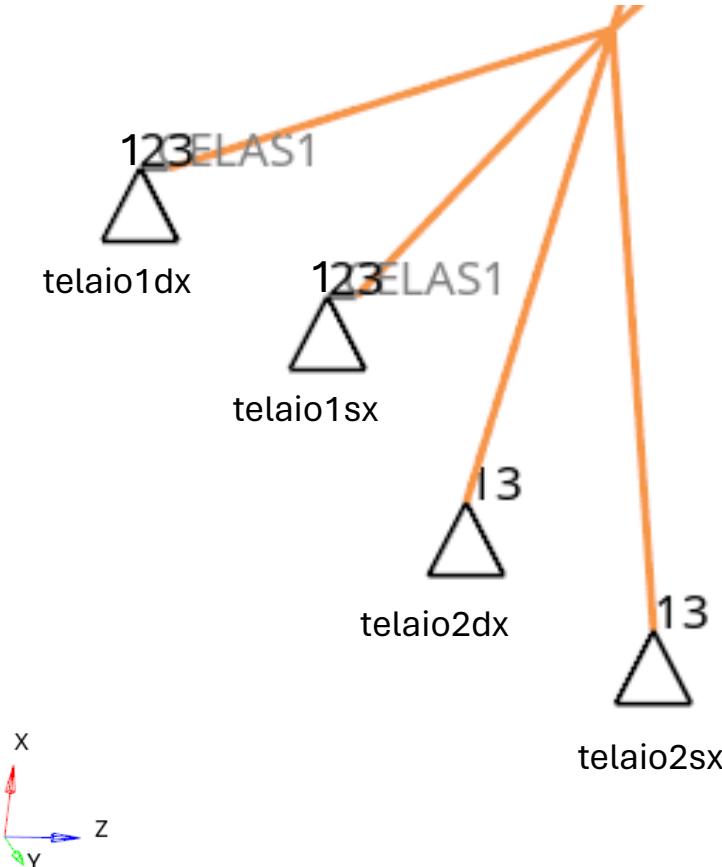
Per determinare i carichi agenti sulla staffa, si è realizzato il modello su Hypermesh dell'intero sistema sia del lato dx che del lato sx.

Con l'utilizzo dell'elemento rigids RBE2, evidenziato in arancione, è stato possibile riprodurre la geometria del sistema. Si sono collegati rigidamente telaio1, telaio 2 e staffa, sia della parte sx che dx, al baricentro del sistema.

Nel baricentro saranno applicati tutti i carichi agenti sul sistema che poi saranno parzialmente trasferiti alle due staffe.



Condizioni al contorno



VINCOLI MOTORE/TELAI



Si sono inseriti dei vincoli per i collegamenti telaio2sx e telaio2dx che bloccano le traslazioni lungo x (per contrastare parte della forza peso ed eventuali forze verticali) e lungo z per contrastare forze parallele al terreno.

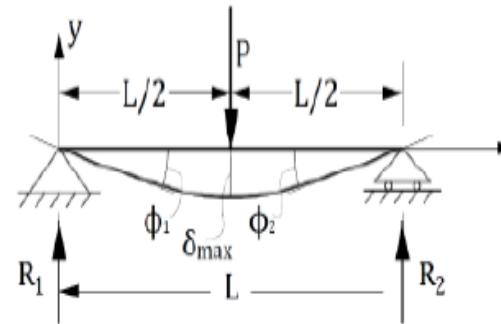
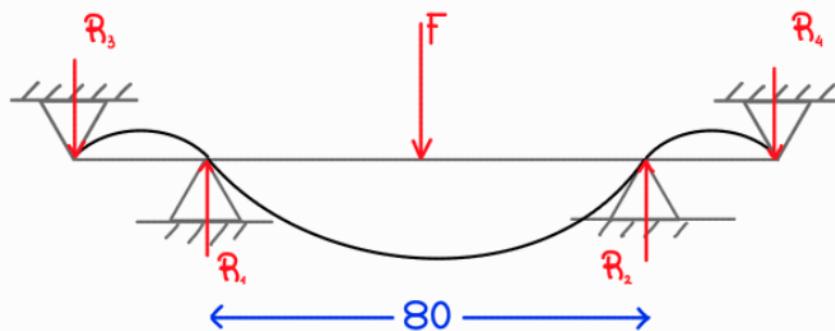
Al fine di rendere il sistema isostatico, per i collegamenti telaio1sx e telaio1dx si è valutata la cedevolezza del collegamento inserendo gli elementi speciali "springs" e successivamente si sono inserite delle cerniere che bloccano tutte le traslazioni.

Si riporta, in seguito, il calcolo della rigidezza flessionale delle viti M10 del collegamento, dato che poi verrà inserito in input sul programma come rigidezza equivalente delle molle.

Condizioni al contorno

Modelliamo la cedevolezza dei vincoli attraverso due molle. Con ipotesi di carico centrale, $R_1 = R_2$. Le due molle hanno, quindi, stessa rigidezza, che calcoliamo come la rigidezza equivalente del bullone.

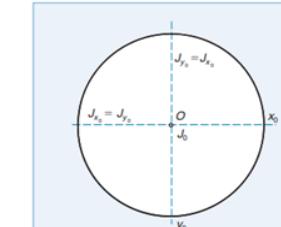
Ipotizziamo una deformata del bullone in questione come di seguito.



$$v(x) = \frac{P}{12 EI} \left(2(x - \frac{L}{2})^3 - x^3 + \frac{3L^2}{4}x \right)$$

$$\delta_{max} = \frac{PL^3}{48EI}$$

$$\phi_2 = \phi_1 = \frac{PL^2}{16EI}, \quad R_1 = R_2 = \frac{P}{2}$$



$$I_{x_0} = I_{y_0} = \frac{\pi}{4} r^4$$

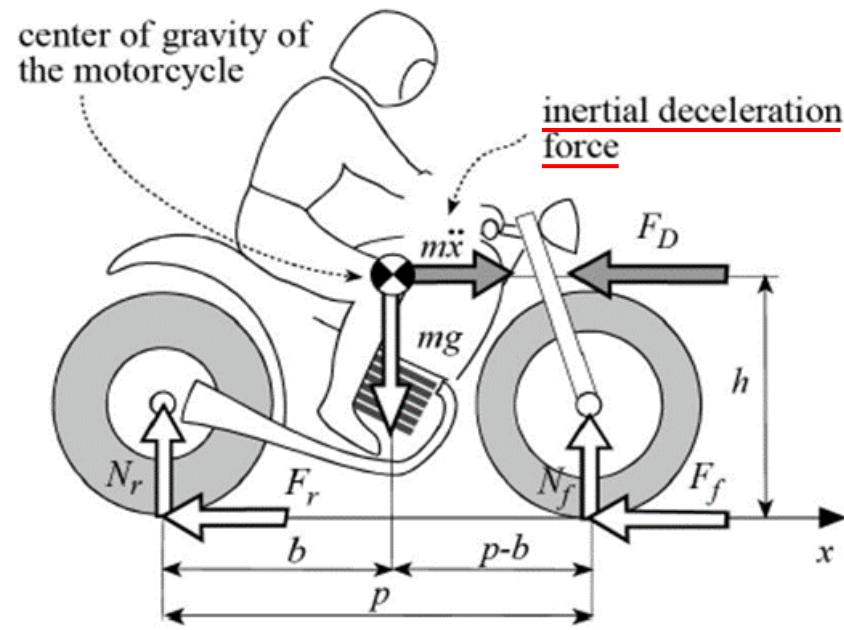
10 Momenti d'inerzia assiali di un cerchio.

l	80 mm	è la lunghezza della vite
E	210000 MPa	Modulo di Young
r	5 mm	Vite M10
I	490,87385 mm ⁴	momento d'inerzia
K_{eq}	9664,079 N/mm	Rigidezza a flessione vite
→ $K_1=K_2$	4832,0395 N/mm	

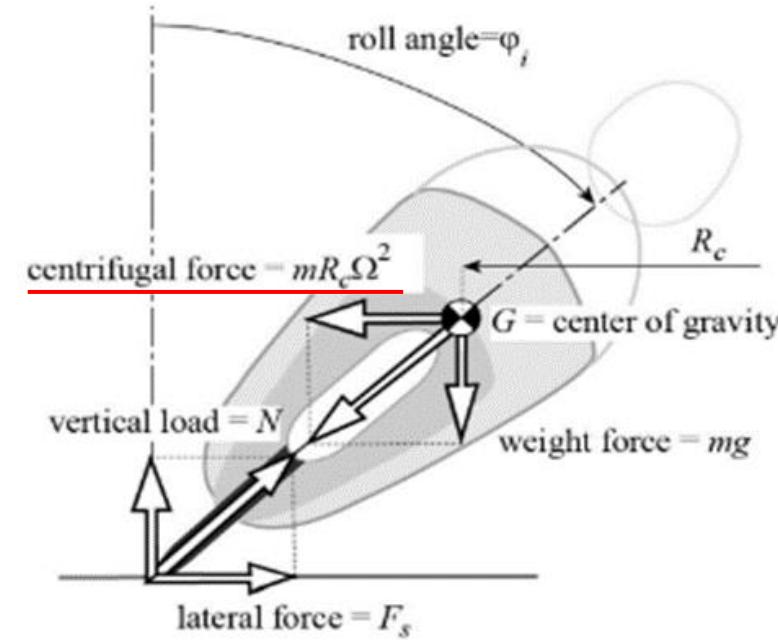
Condizioni al contorno

FORZE AGENTI SUL SISTEMA

IN FRENATA/ACCELERAZIONE



IN CURVA



Condizioni al contorno

FORZE AGENTI SUL SISTEMA

IN FRENATA/ACCELERAZIONE

Si considera una massa che grava sulla staffa pari a 28.8 Kg , equivalente al peso del motore, perché, si suppone che il resto dell'inerzia si scarichi sul telaio e sulle sospensioni.

Per quanto riguarda l'accelerazione: si considera una velocità della moto compresa tra 20-100 Km/h in condizioni di utilizzo standard. Solitamente il passaggio da 0 a 100 Km/h si compie in 4/5 secondi. Considerando la condizione peggiore si ha che l'accelerazione massima sarà pari a circa 7 m/s^2 .

Di conseguenza si ha che il modulo della forza massima che si scarica sul baricentro del motore, in condizioni di accelerazione massima oppure decelerazione massima (frenata), sarà pari a:

$$F_{max} = 28.8 \text{ Kg} * 7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 200 \text{ N}$$

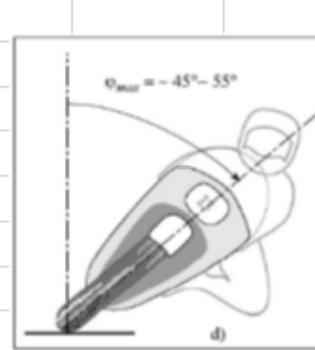
Condizioni al contorno

IN CURVA

Per il calcolo della forza centrifuga, si considera il seguente procedimento.

Si ipotizza l'angolo di rollio e si ottiene il raggio di curvatura della curva.

FORZE AGENTI SUL SISTEMA

$\varphi_i = \arctan \frac{R_c \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g R_c}$	
m	28,8 kg
V	27,77778 m/s
g	9,81 m/s ²
phi	1,22 rad
Rc	28,7823 m
Omega	0,965099 rad/sec
Fc	772,0796 N

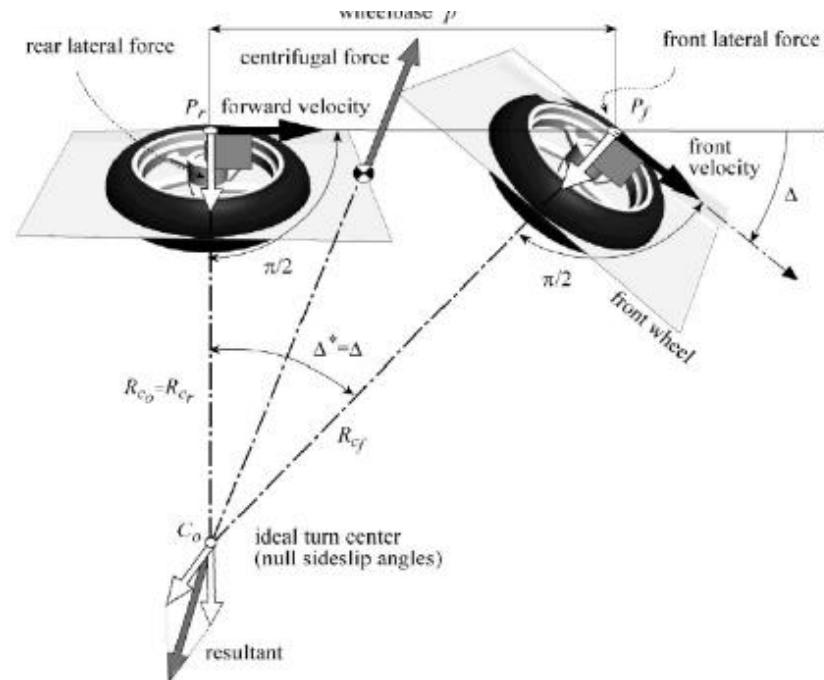
Condizioni al contorno

IN CURVA

Per il calcolo esatto dell' angolo di applicazione della forza centrifuga sul baricentro, è stato seguito il procedimento riportato.

Il calcolo in questione permette di ottenere la direzione e i versi della componente lungo z.

FORZE AGENTI SUL SISTEMA



Calcoli angolo di inclinazione Fc

p	1,482 m
Rcf	28,82042 m
Delta	0,051445 rad
Delta/2	0,025722 rad
Delta_grad	1,473778 °

interasse da scheda tecnica KTM

trascurabile

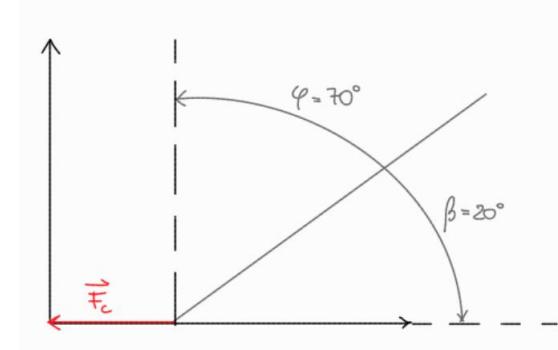
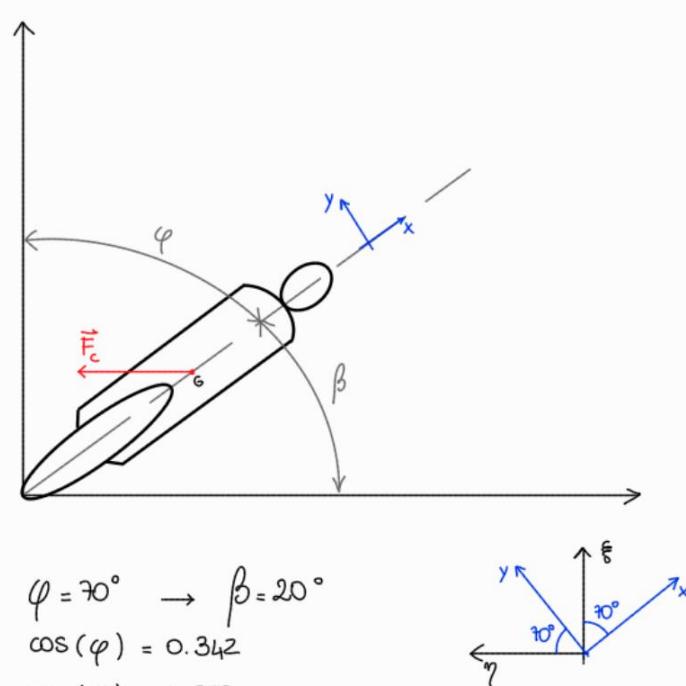
Condizioni al contorno

FORZE AGENTI SUL SISTEMA

IN CURVA

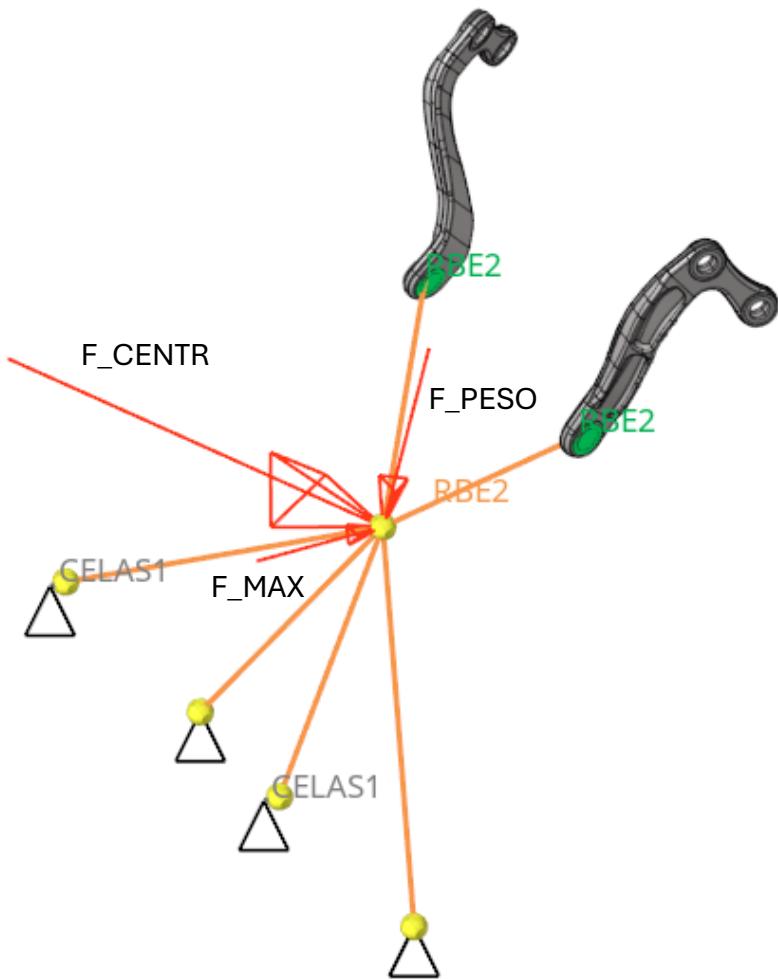
Per il calcolo esatto dell'angolo di applicazione della forza centrifuga sul baricentro, è stato seguito il procedimento riportato.

Così facendo si ottengono le direzioni e i versi delle componenti lungo x e y.



Calcoli angolo di inclinazione Fc		interasse da scheda tecnica KTM
p	1,482 m	
Rcf	28,82042 m	
Delta	0,051445 rad	
Delta/2	0,025722 rad	
Delta_grad	1,473778 °	trascutabile
xcomp	0,343646	<input checked="" type="radio"/> create
ycomp	0,939099	<input type="radio"/> update
zcomp	1,473778	<input checked="" type="radio"/> nodes
		<input checked="" type="radio"/> local system
		<input type="radio"/> x comp = 0.342
		<input type="radio"/> y comp = 0.939
		<input type="radio"/> z comp = 1.470

Condizioni al contorno



FORZE AGENTI SUL SISTEMA

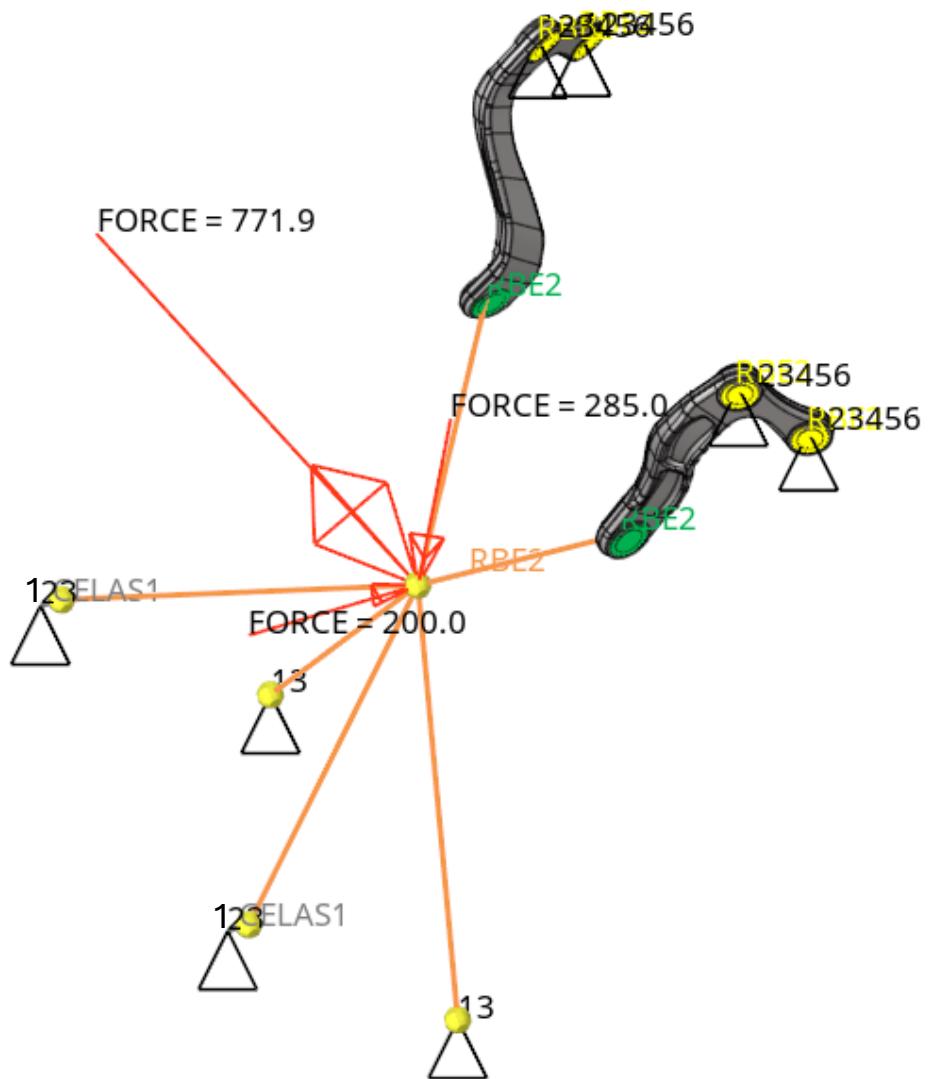


Si sono inserite nel modello Hypermesh tutte le forze agenti sul sistema nel baricentro:

- **Forza di accelerazione** = 200 N
- **Forza centrifuga** = 772 N
- **Forza peso** = 283 N

Si è considerata, per le analisi successive, solamente il verso della forza di accelerazione e non quella di frenata, dal momento che i risultati ottenuti sono i medesimi con il segno invertito.

Descrizione del Modello di Calcolo



Si riporta il modello completo del sistema che abbiamo utilizzato per svolgere le analisi agli elementi finiti riportate successivamente.

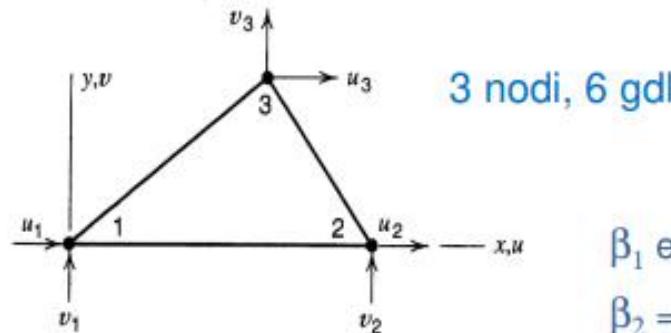


È opportuno sottolineare che per la realizzazione del modello sono state fatte alcune **ipotesi semplificative** che si riportano di seguito:

- Si considera il materiale isotropo
- Si considera il baricentro del motore corrispondente al baricentro complessivo della moto.
- I collegamenti tra staffe e telaio sono considerati incastri rigidi con 6 reazioni vincolari
- Le forze agenti sul sistema sono state ridotte a 3 forze fondamentali, senza considerare eventuali effetti delle vibrazioni o urti.

Scelta dell'elemento finito

Sono i primi ed i più semplici elementi finiti



3 nodi, 6 gdl

Spostamenti lineari

$$u = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y$$

$$v = \beta_4 + \beta_5 x + \beta_6 y$$

β_1 e β_4 rappresentano le due traslazioni rigide nel piano

$\beta_2 = \beta_6$ e $\beta_3 = -\beta_5$ rappresenta la rotazione rigida nel piano

$$\{u\}^T = \begin{bmatrix} u & v \end{bmatrix} = [P]\{\beta\}$$

dove:

$$\{\beta\}^T = \{\beta_1 \ \beta_2 \ \beta_3 \ \beta_4 \ \beta_5 \ \beta_6\}$$

$$[P] = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix}$$

DEFORMAZIONI SONO COSTANTI ALL'INTERNO DELL'ELEMENTO

↳ CST Constant Strain triangle

Scelta dell'elemento finito

Gli elementi tetraedrici a quattro nodi hanno tre gdl per nodo e quindi un totale di **12 gdl**



$$u = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 z$$

$$v = \beta_5 + \beta_6 x + \beta_7 y + \beta_8 z$$

$$w = \beta_9 + \beta_{10} x + \beta_{11} y + \beta_{12} z$$

Sono elementi a **spostamento lineare** e, quindi, a **deformazione costante**



Gli elementi tetraedrici a dieci nodi hanno tre gdl per nodo e quindi **un totale di 30 gdl**

Agli spostamenti precedenti si aggiungono i termini in x^2 , y^2 , z^2 , xy , xz , yz

Sono elementi a **spostamento quadratico** e, quindi, **deformazione lineare**

✓ 3 g.d.l. traslazionali a ogni nodo

✓ formulazione non richiede semplificazioni della geometria

✓ adatte per geometrie complesse derivanti da modellatori solidi

✗ risultati non accurati con tetraedri in presenza di gradienti degli sforzi

INPUT UTENTE
OBBLIGATORI



MATERIALE

Scelta dell'elemento finito

For a 3-D elastic solid, six components of stress and strain exist, as defined by

$$\boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (8.67)$$

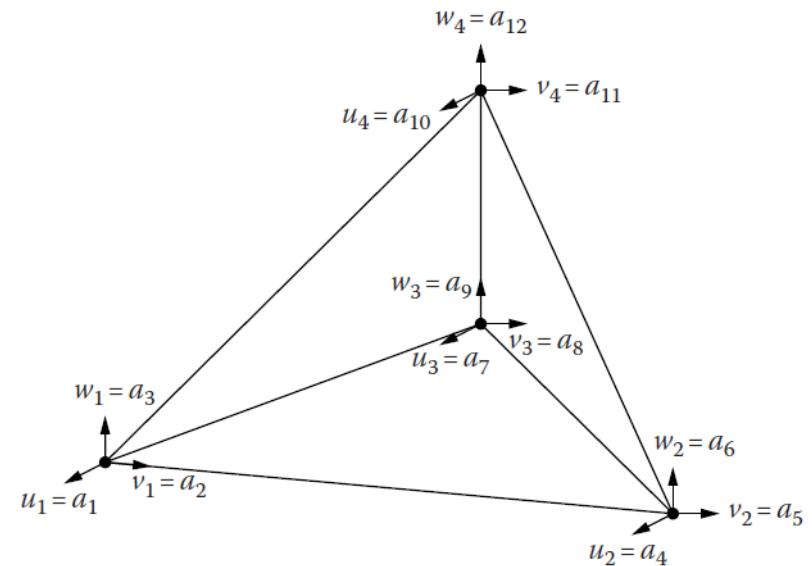


FIGURE 8.6 Three-dimensional tetrahedral element and displacement degrees of freedom.

“The Finite Element Method Basic Concepts and Applications with MATLAB®, MAPLE, and COMSOL”

Scelta dell'elemento finito

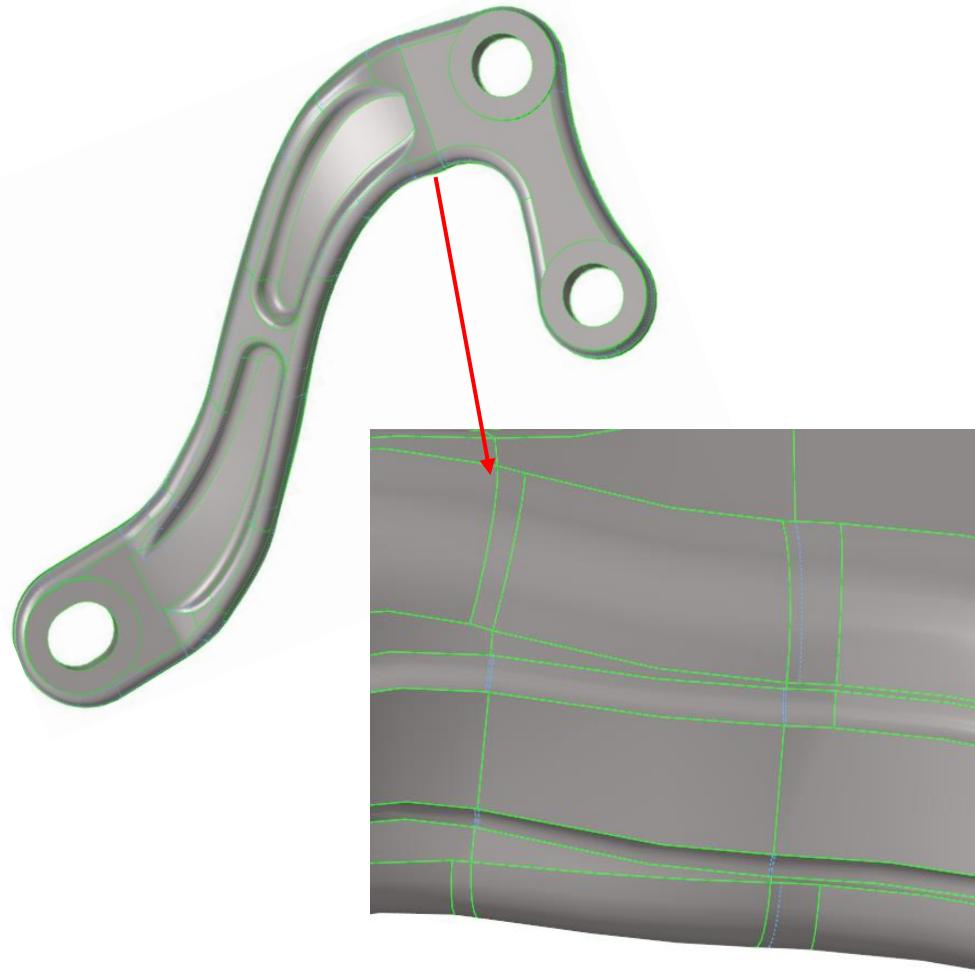


Gli elementi tetraedrici si utilizzano quando si modellano oggetti con geometrie complesse e irregolari, poiché i tetraedri possono adattarsi bene a forme non regolari, come nel nostro caso.

La flessibilità degli elementi tetraedrici consente di generare mesh che si adattano bene a varie forme senza dover suddividere eccessivamente l'oggetto in elementi più semplici.

Tuttavia, gli elementi tetraedrici possono essere soggetti a problemi di distorsione, specialmente quando si confrontano con elementi più regolari come gli elementi ottaedrici. La distorsione può verificarsi quando l'elemento ha una forma molto sottile o allungata, portando a risultati meno accurati.

Preparazione della geometria



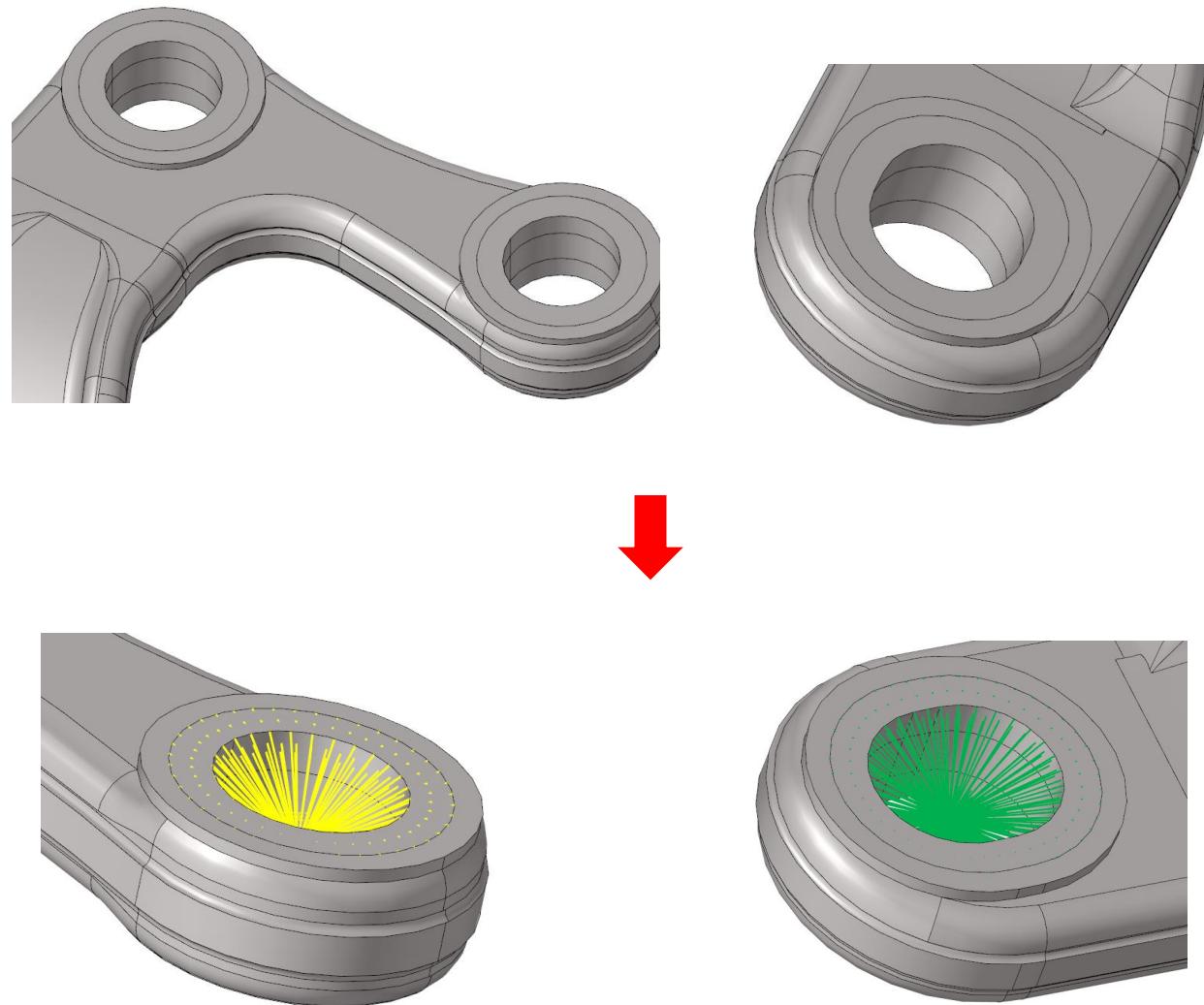
Prima di realizzare la mesh, su tutte le superfici del componente si sono utilizzati i comandi presenti nella sezione «quick edit»; in particolare, i comandi «toggle edge» e «split surf-node» ci hanno permesso di ottenere una geometria delle superfici più pulita, almeno nelle aree di maggior interesse strutturale.

split surf-node:	node	node	◆
split surf-line:	node	line	◆
washer split:	line(s)	offset value:	0.100
unsplit surf:	line(s)	tolerance:	0.010
toggle edge:	line(s)	<input type="checkbox"/> suppress edges	
filler surf:	line(s)		
delete surf:	surf(s)		

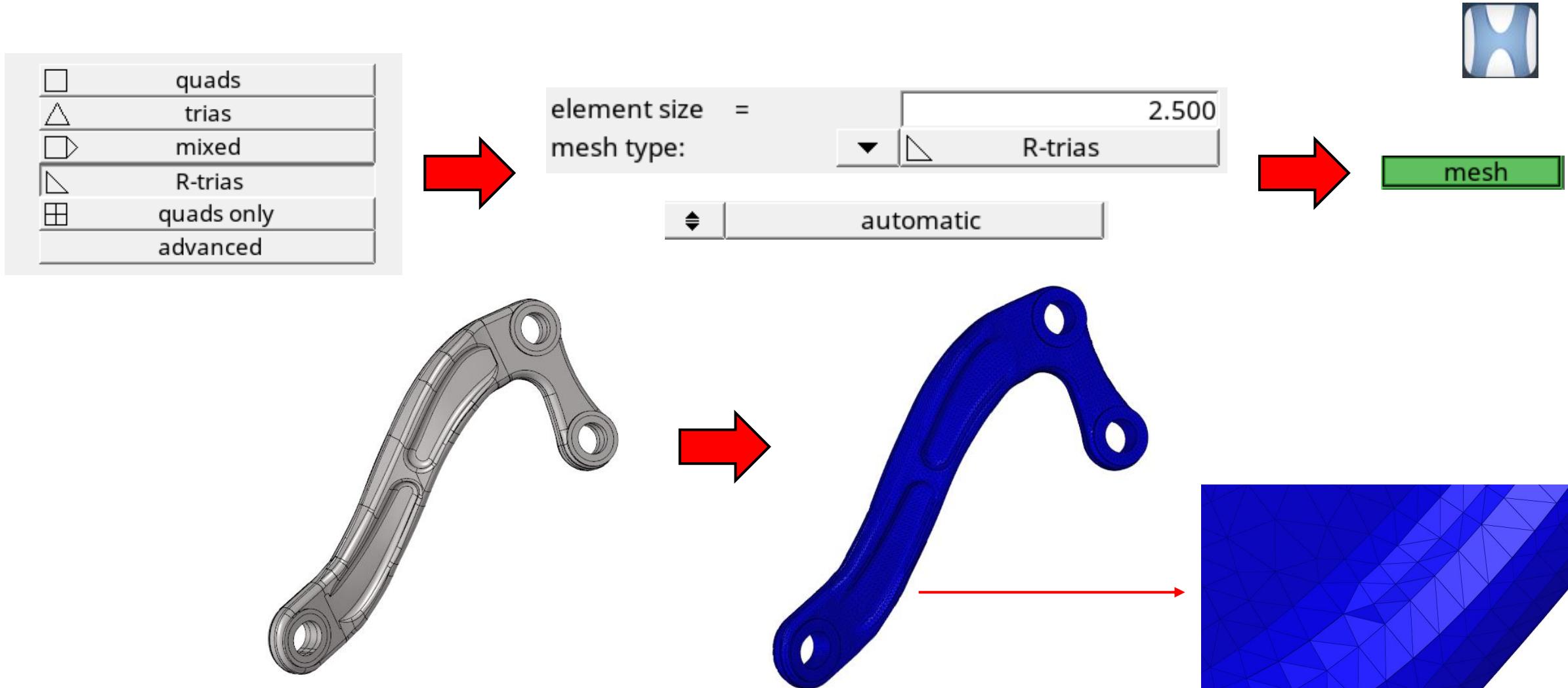
Preparazione della geometria

Nell'ipotesi di nessun scorrimento tra rondella e superficie corrispondente, nonché tra bullone e rondella, la trasmissione delle forze per attrito è stata modellata definendo una superficie offset, tramite la funzione «washer split» di Hypermesh.

Tale superficie ci ha permesso di definire i nodi slave in riferimento al nodo master, al centro del foro (RBE2).



Scelta dell'elemento finito: Hypermesh



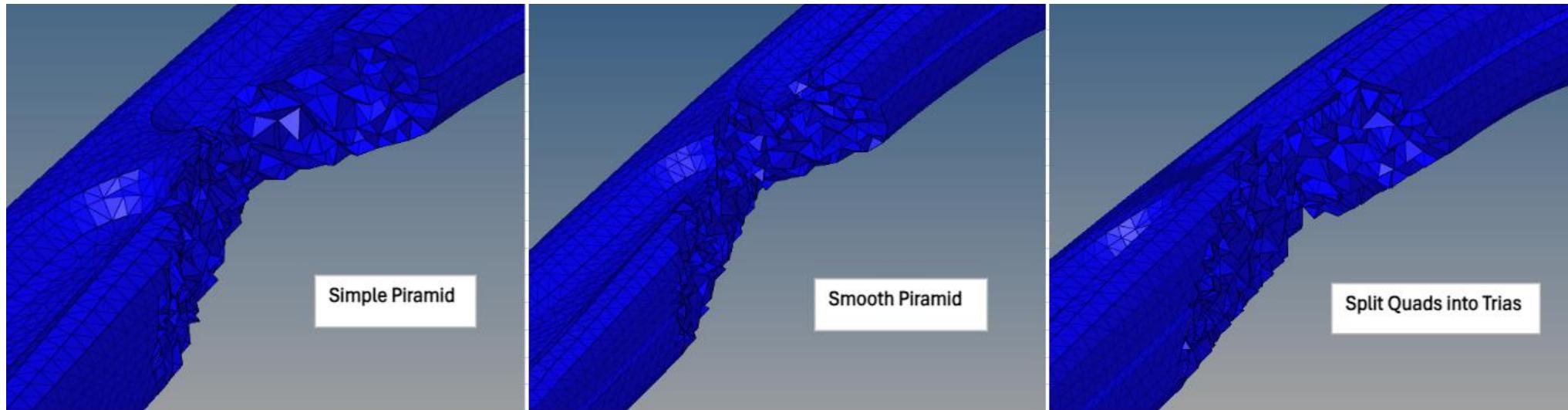
Definizione della mesh

Per la realizzazione della mesh 3D tetraedrica, il programma mette a disposizione tre opzioni:



- Simple Pyramid
- Smooth Pyramid
- Split Quads Into Trias

Abbiamo realizzato la mesh nei tre modi e confrontato la qualità. Di seguito si riportano le tre mesh 3D, ottenute a parità di mesh 2D.

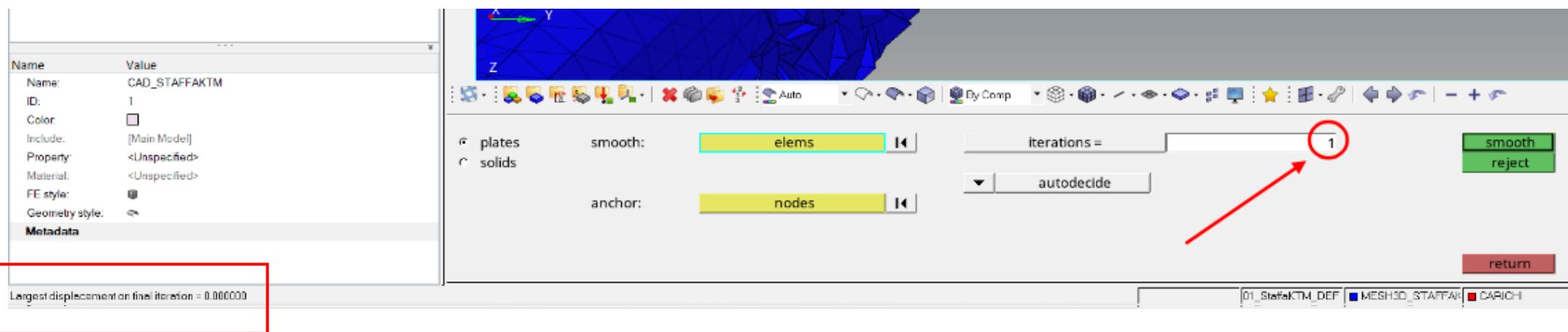


Definizione della mesh

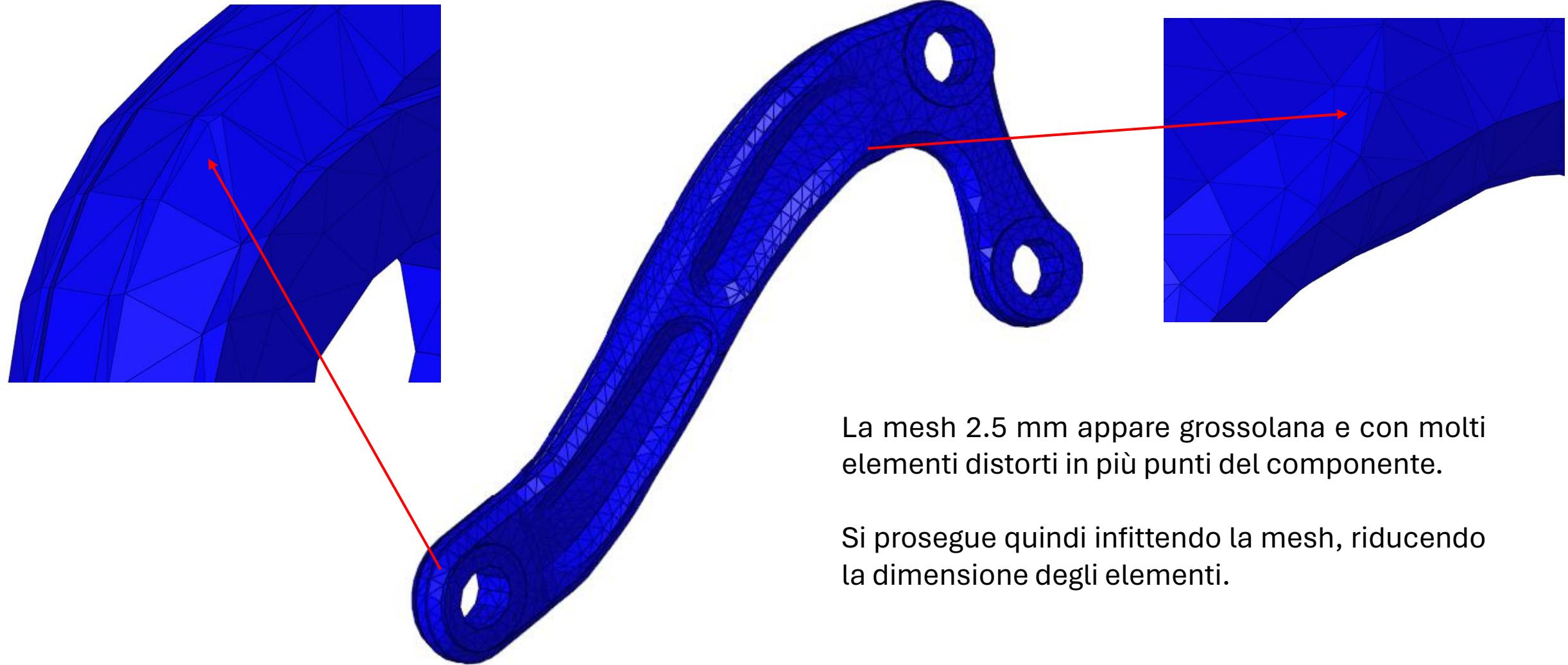
Simple Pyramid vs. Smooth Pyramid

Smooth Pyramid rispetto a Simple Pyramid garantisce elementi più smooth, cioè tali che approssimano in maniera più accurata la geometria del componente solido.

In questo caso, utilizzare Simple Pyramid o Smooth Pyramid non costituisce una differenza significativa. Inoltre, utilizzando Simple Pyramid e andando ad eseguire uno smoothing di tutti gli elementi si ottiene «largest displacement = 0» già con 1 singola iterazione.



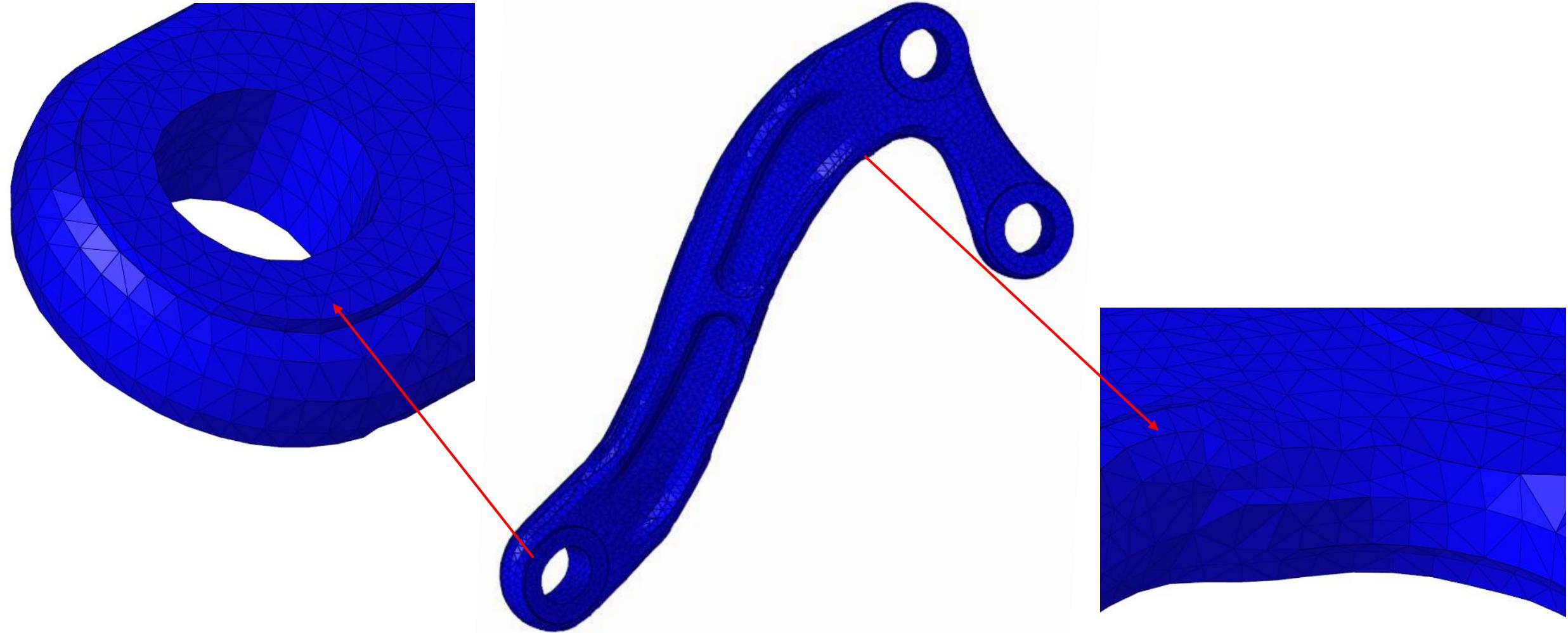
Mesh 3D con R-trias 2.5mm



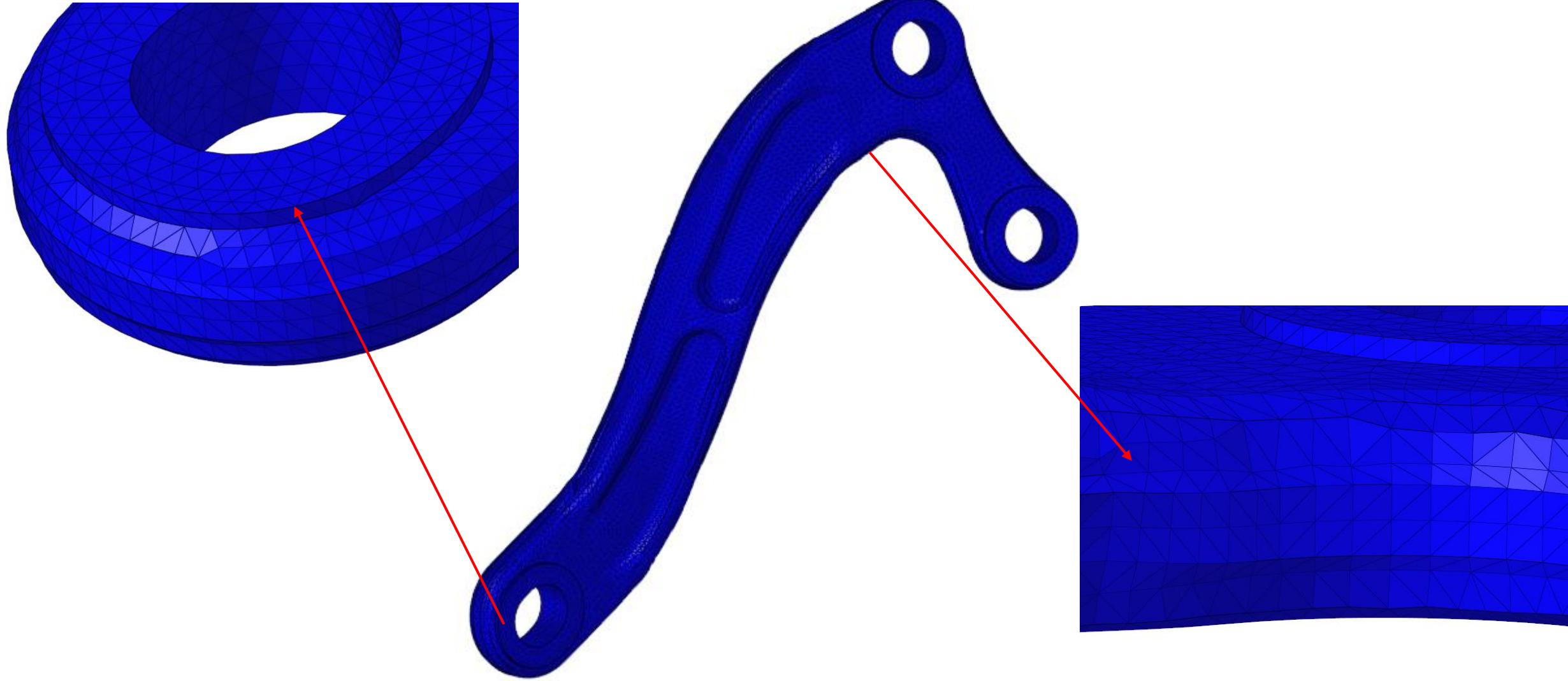
La mesh 2.5 mm appare grossolana e con molti elementi distorti in più punti del componente.

Si prosegue quindi infittendo la mesh, riducendo la dimensione degli elementi.

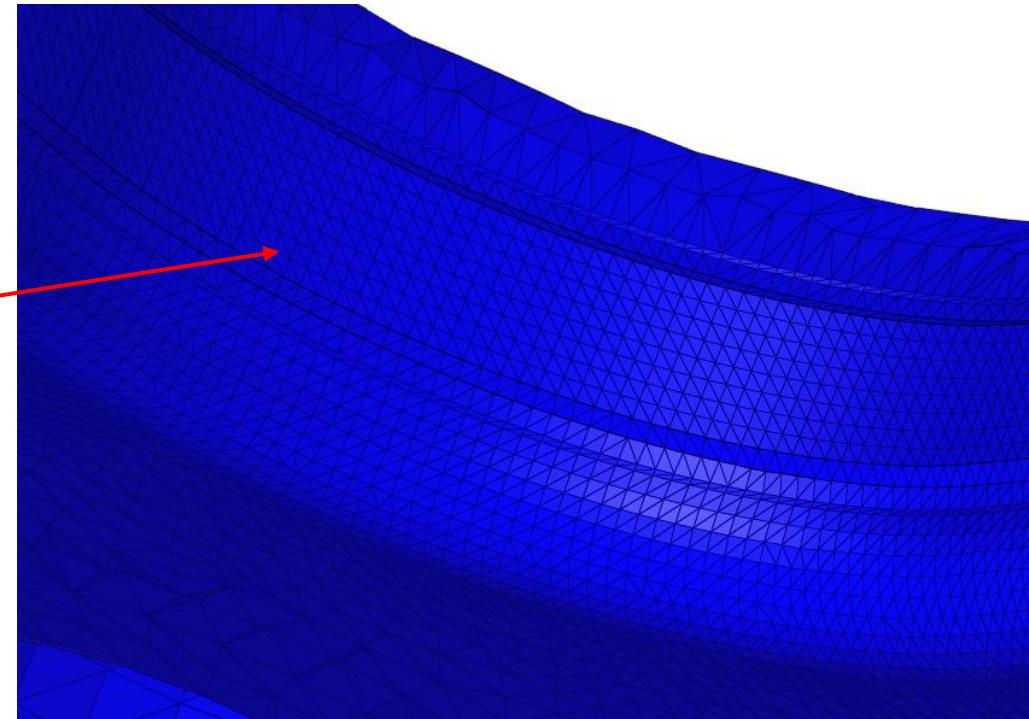
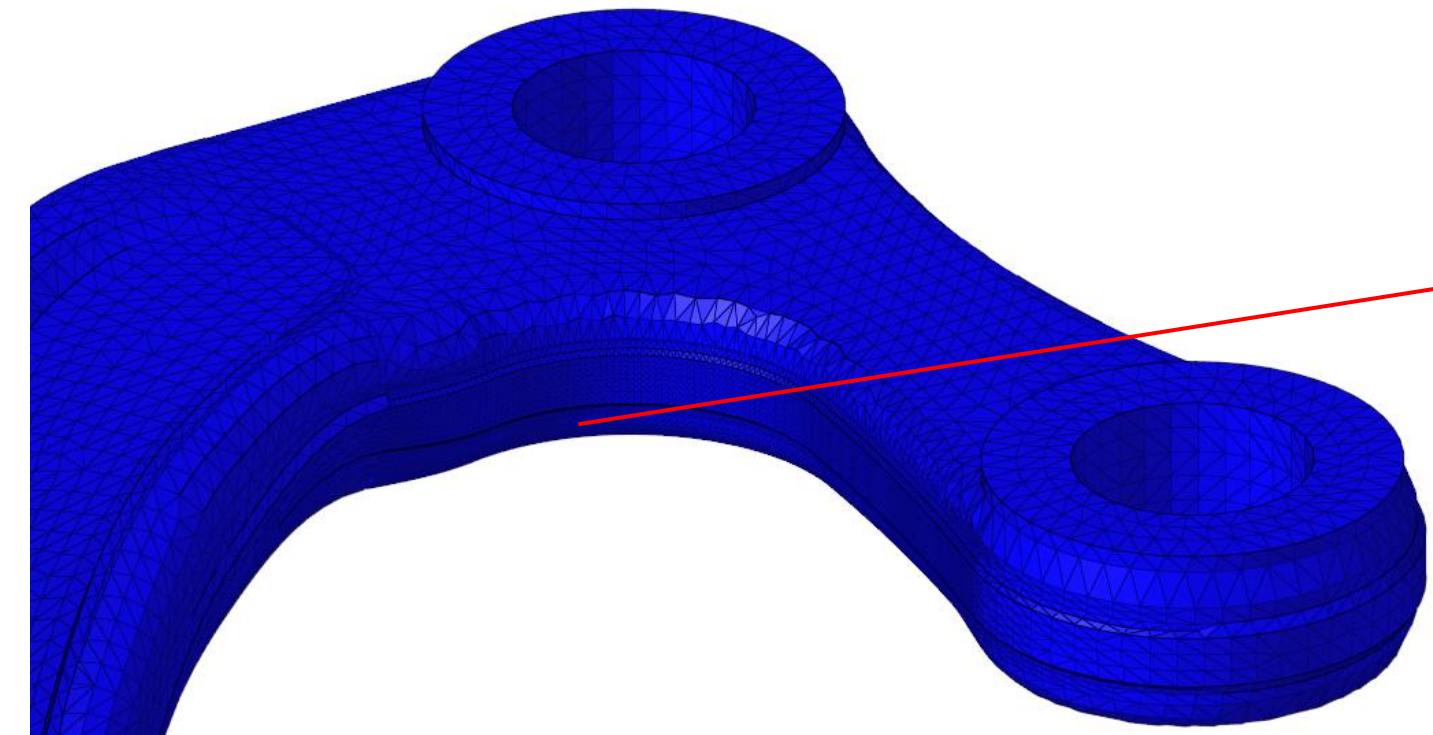
Mesh 3D con R-trias 1.5mm



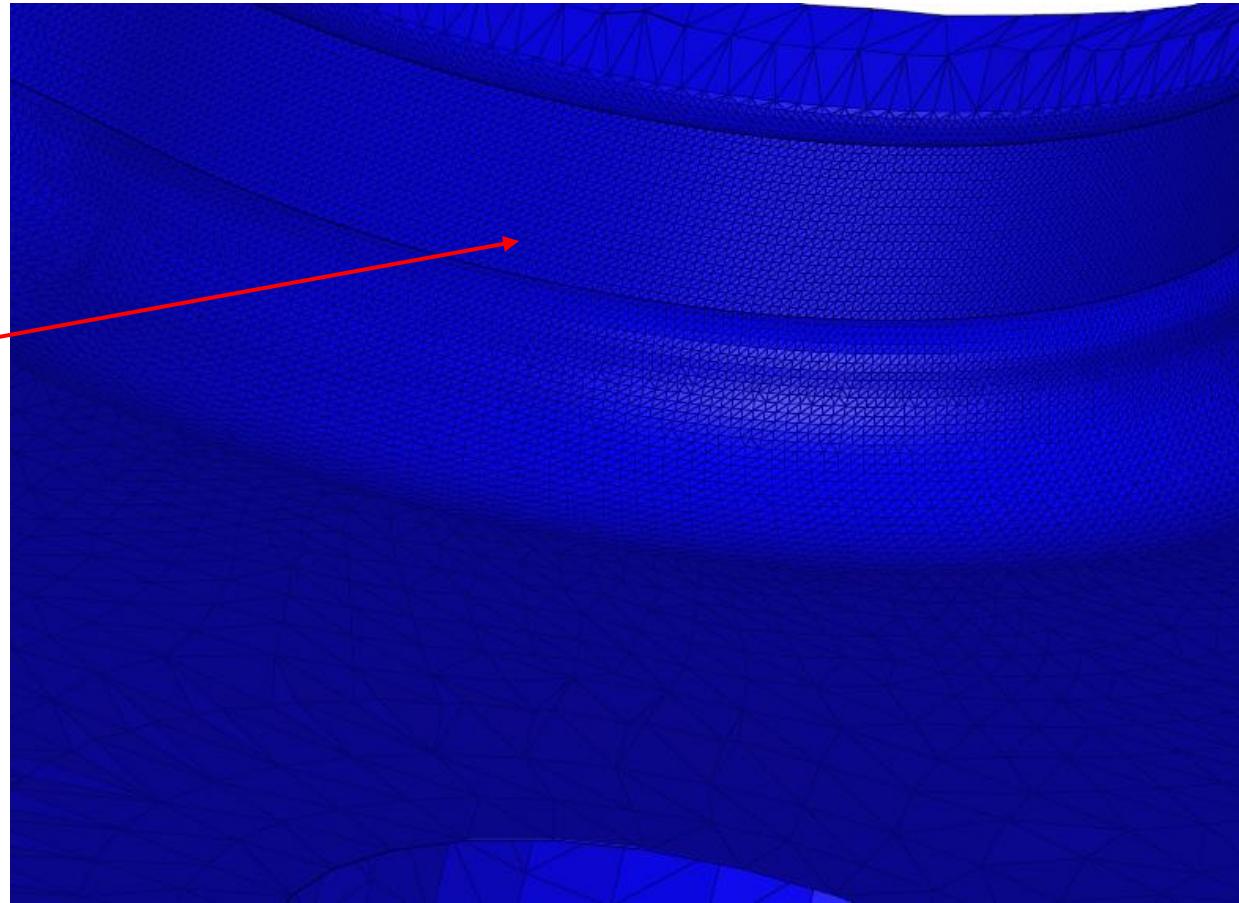
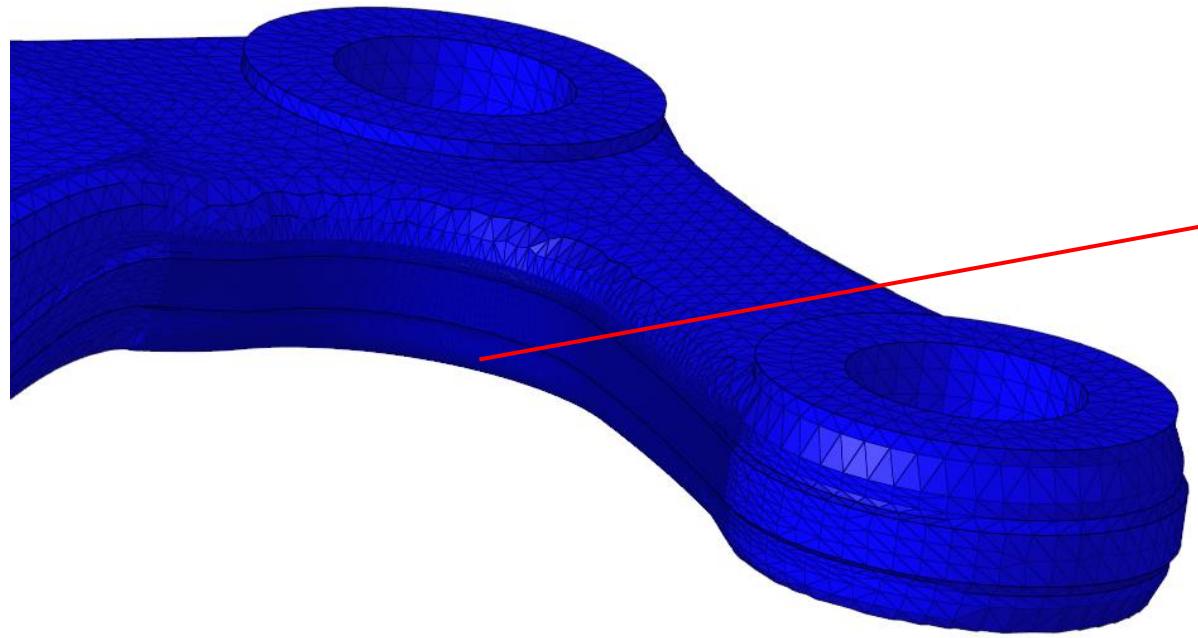
Mesh 3D con R-trias 1mm



Mesh 3D con R-trias 1mm con infittimento nella zona critica 0.5mm



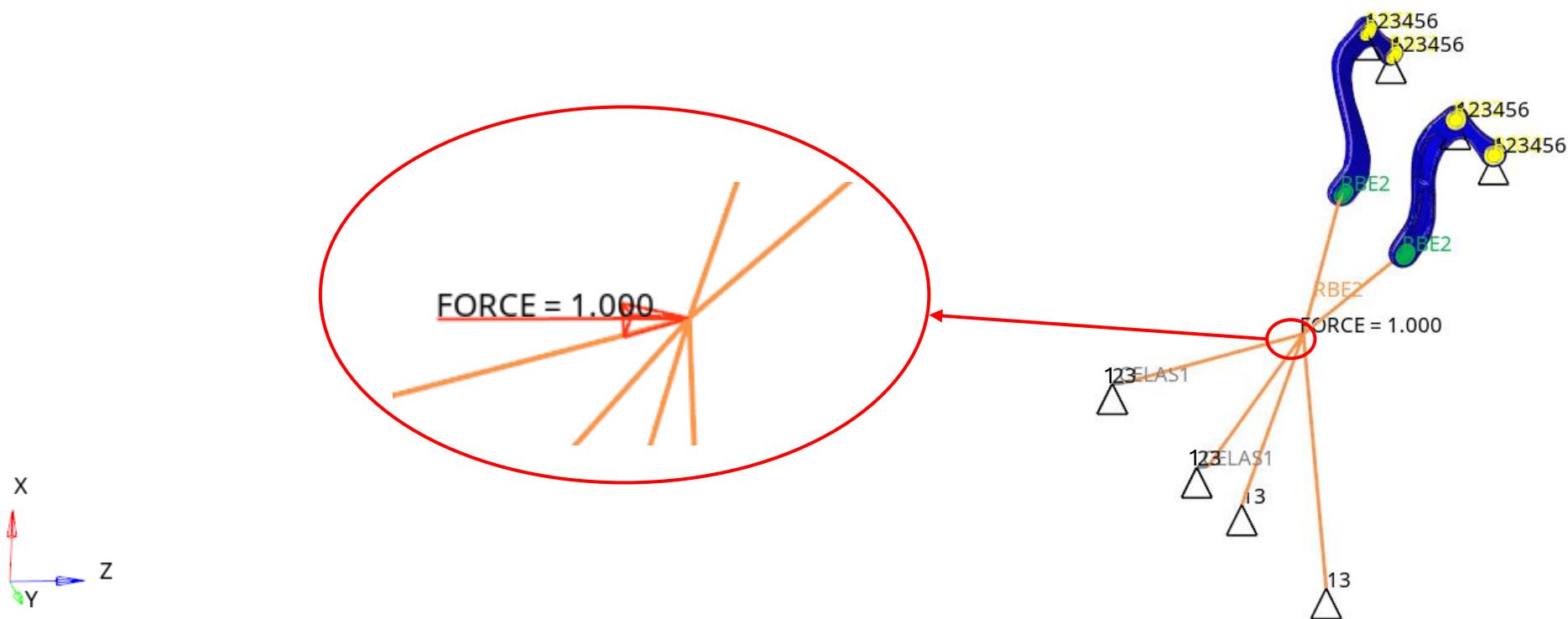
Mesh 3D con R-trias 1mm con infittimento nella zona critica 0.2mm



Analisi della convergenza: carico di accelerazione

Lanciando l'analisi con le diverse mesh presentate (a parità di condizioni al contorno), si confrontano i risultati, fino a convergenza.

Nei modelli con differenti mesh, si è inserito un carico parallelo a z, di prova, **pari a 1000N** e con l'utilizzo di Excel si è effettuata l'analisi di convergenza, per stabilire la mesh più opportuna da utilizzare, e per trovare il valore critico della forza di accelerazione.



Analisi della convergenza: Limite a fatica



Alluminio EN 7075 (Ergal)

normativa di riferimento UNI: 9007/2

Corrispondenze approssimative:								
UNI	Convenzionale	DIN	AFNOR	BS	USA			
9007/2	P-AlZn5.8MgCu	AlZnMgCu1.5 3.4365	A-ZGU	2L95/L160	7075			
Analisi Chimica indicativa (%)								
Cu	Fe max.	Si max.	Mg	Mn	Zn max.	Cr max.	Ti max.	Zn max.
1.2 ÷ 2.0	0.5	0.4	2.1 ÷ 2.9	0.3	5.1 ÷ 5.6	0.18 ÷ 0.28	0.2	0.25
Proprietà fisiche								
Densità	Temp. di fusione		Conduttività elettrica	Conduttività termica				
2.8 (Kg/dm ³)	480 ÷ 640°C		19 ÷ 23 (m/Ωmm ²)	130 ÷ 160 (W/mK)				
Caratteristiche meccaniche								
Stato	Carico di rottura R _m (N/mm ²)	Limite di snervamento R _s 0,2 (N/mm ²)		Allungamento a rottura A ₅ (%)	Durezza Brinell (HB)			
T6	540 ÷ 560	500 ÷ 510		7 ÷ 8	150 ÷ 160			

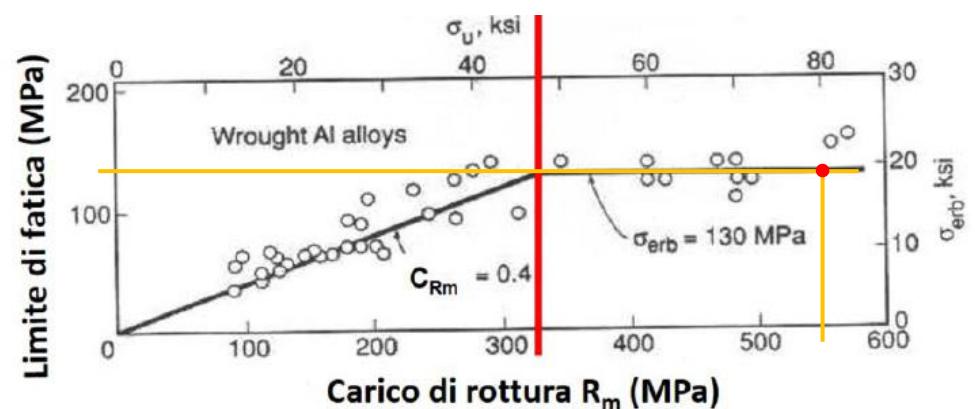
Si riporta la scheda tecnica, di Trevigiana Metalli, dell'alluminio specifico del componente in esame.

È stato scelto come carico a rottura un valore medio pari a 550 N/mm².

Da questo valore è stato stimato il limite a fatica con il seguente grafico valido per le leghe di Al.

Il valore del limite a fatica è pari a **140 MPa**.

Leghe d'alluminio per lavorazione plastica

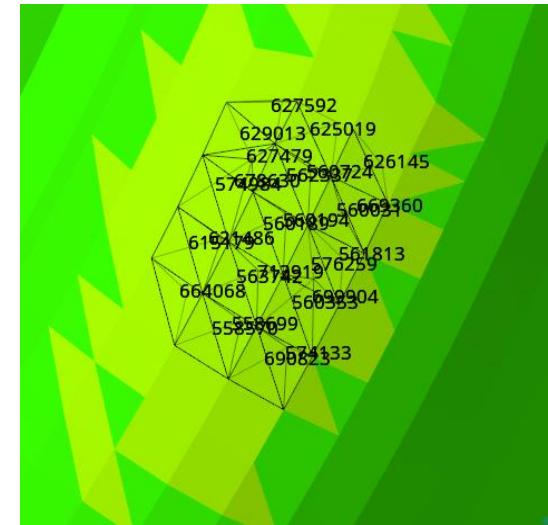


Analisi della convergenza: carico di accelerazione

Proseguendo con l'analisi si vanno a determinare le tensioni degli elementi nell'intorno della zona critica, con le diverse mesh.

Si riportano di seguito solamente i risultati degli stress ottenuti utilizzando la mesh con R-trias di 1mm e infittimento nella zona critica di 0.5mm.

Successivamente si svolge lo stesso procedimento anche per la mesh più piccola dove si sono ottenuti valori di tensione uguali, entro una certa tolleranza, ai risultati ottenuti in precedenza.



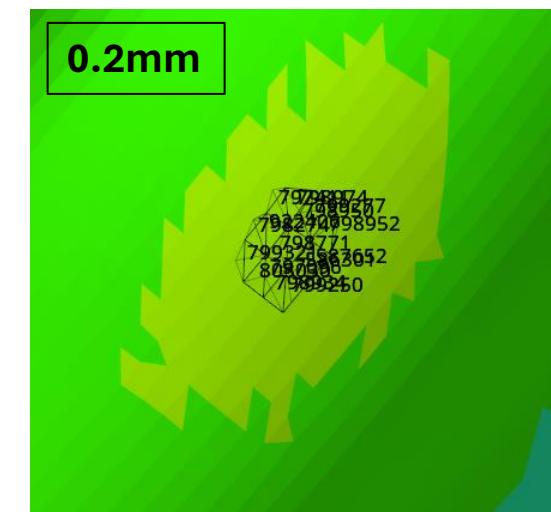
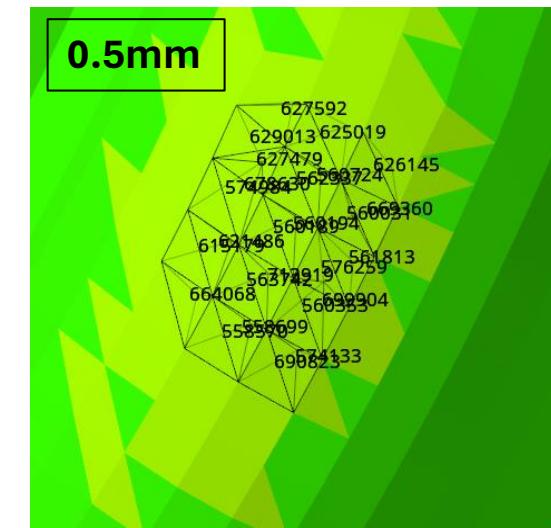
Analisi della convergenza: carico di accelerazione

Mesh 1mm con infittimento a 0.5mm

Element ID	Stress in MPa
560189	42,15
560194	41,66
560724	41,86
562337	41,75
563742	41,81
574984	41,92
615179	41,17
621486	41,63
627479	42,29
629013	41,54
678630	42,33
713919	41,31

Mesh 1mm con infittimento a 0.2mm

Element ID	Stress in MPa
586301	42,03
795857	41,99
797411	41,92
798771	41,92
798950	42,15
798952	41,84
798974	42,21
799277	41,83
922406	41,81



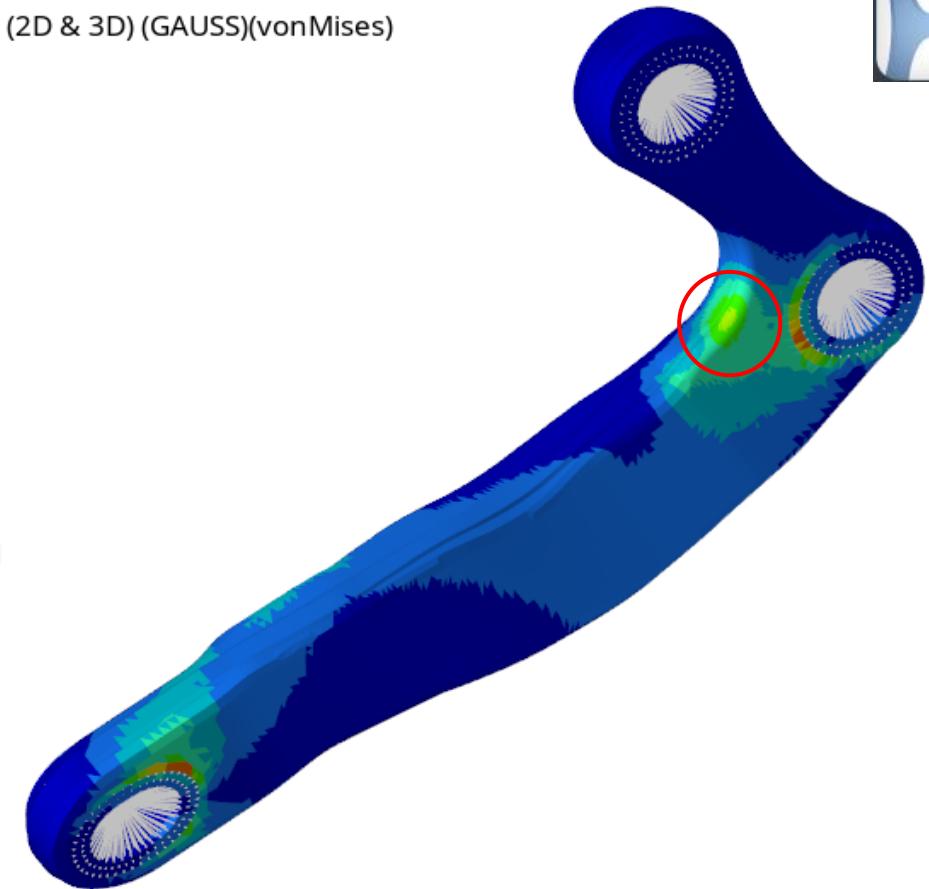
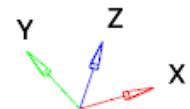
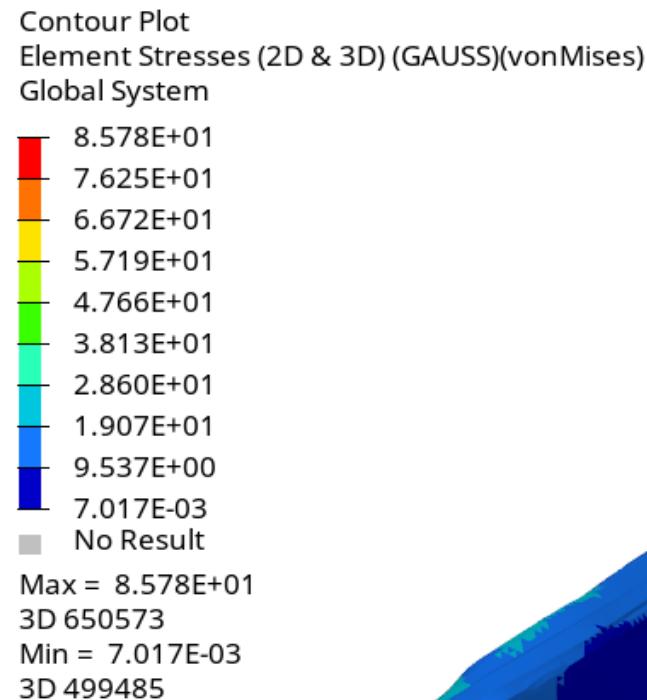
Si vede chiaramente che già con la mesh infittita a 0.5mm si è arrivati a convergenza.

Analisi della convergenza: carico di accelerazione



Dai risultati dell'analisi di convergenza si è deciso di utilizzare la mesh infittita a 0.5 nella zona critica.

Si osserva che, nel caso di sola applicazione della forza di accelerazione, la zona di interesse è sollecitata.

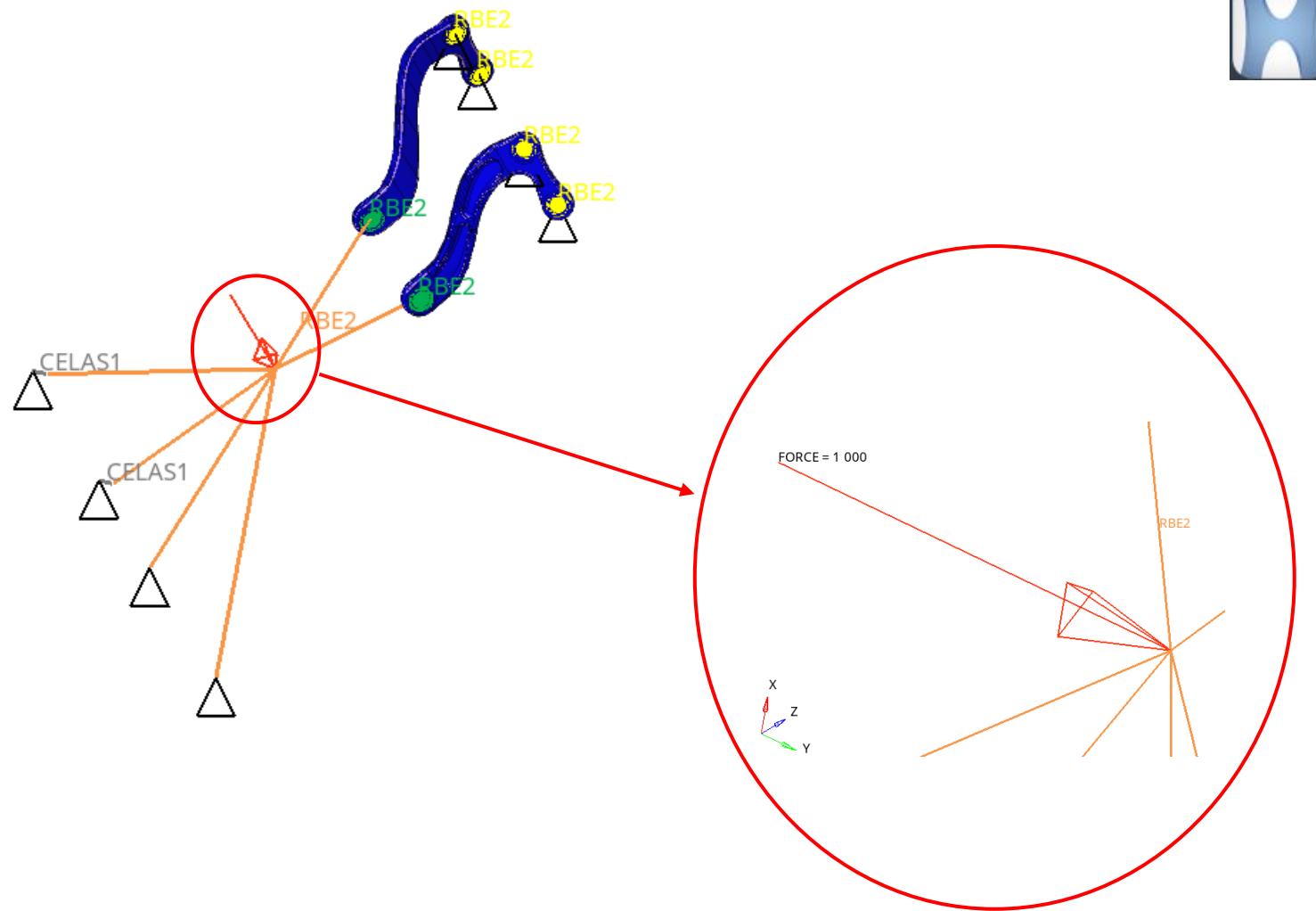


Analisi della convergenza: carico centrifugo



Come per il caso della frenata, procediamo allo stesso modo per il calcolo della condizione critica con forza centrifuga.

Si riporta, quindi, il sistema in esame con la sola forza centrifuga, di intensità pari alla forza di prova.



Analisi della convergenza: carico centrifugo

Anche per il caso con la sola forza centrifuga si procede a valutare le tensioni sempre nella stessa zona, per poter stabilire quale delle condizioni sia quella effettivamente più critica.

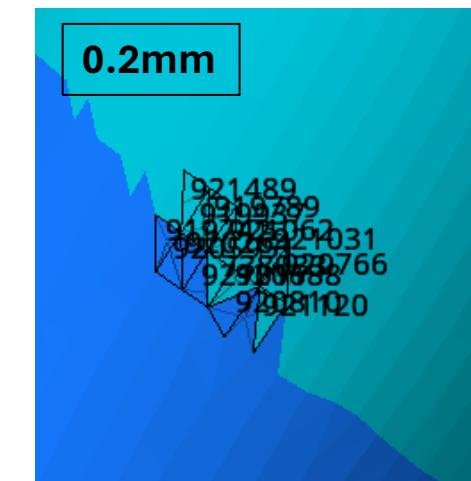
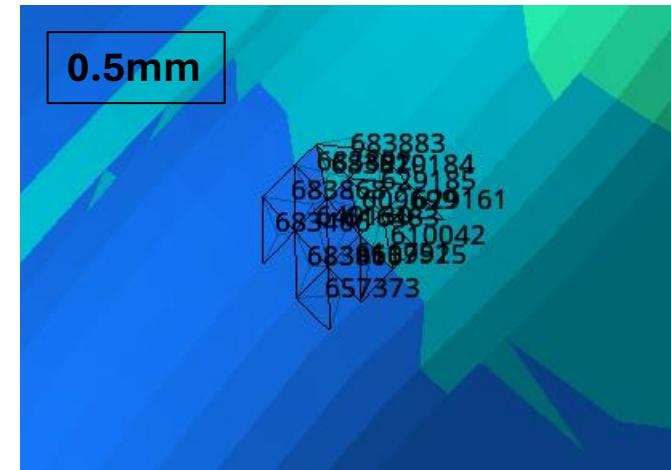
Si prende come condizione di carico più critica quella che porta il componente a rottura con forza di minor intensità.

Mesh 1mm con infittimento a 0.5mm

Element ID	Stress in MPa
609699	28,46
609925	27,28
610024	28,23
610042	28,95
611751	25,61
612129	27,59
616483	26,51
625216	30,89
629161	30,82
629184	30,27
629185	30,43
640130	25,1

Mesh 1mm con infittimento a 0.2mm

Element ID	Stress in MPa
609925	27,28
609940	25,55
609946	27,35
609974	28,01
609997	30,2
610024	28,23
610042	28,94
610046	24,7
611642	28,11
611653	30,24
611747	26,48
611790	24,92
613760	31,49
613841	30,25

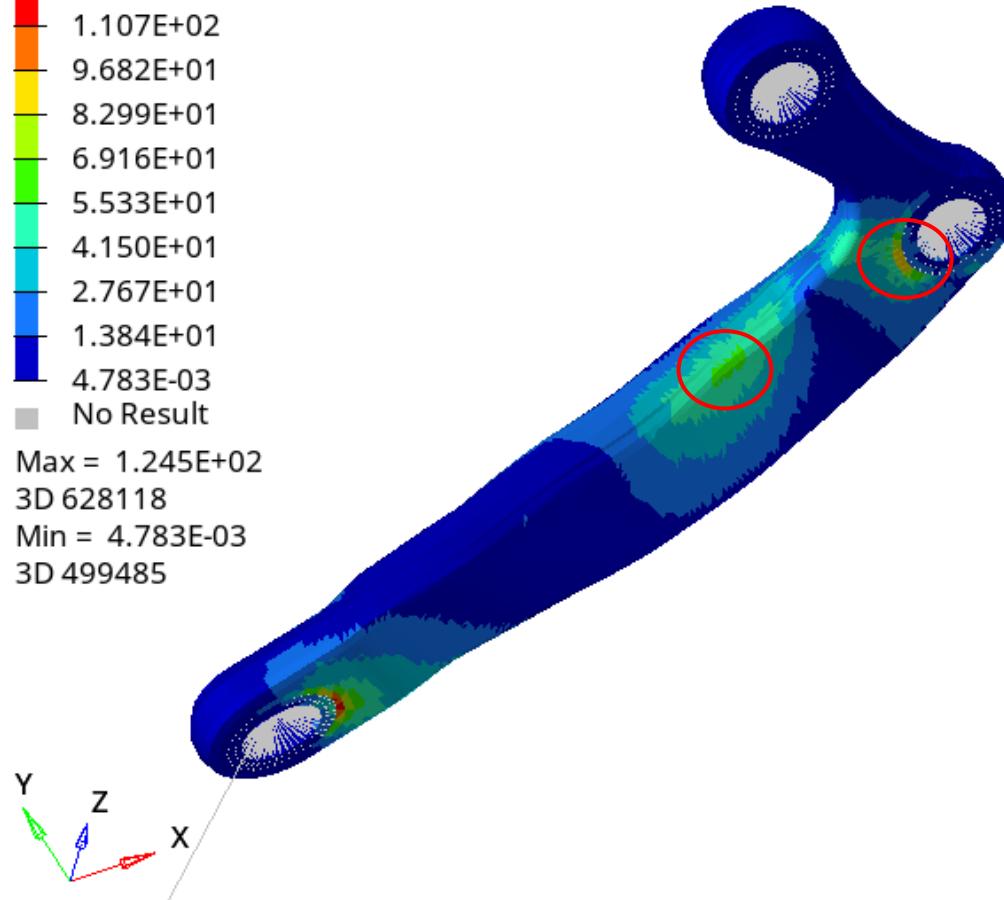
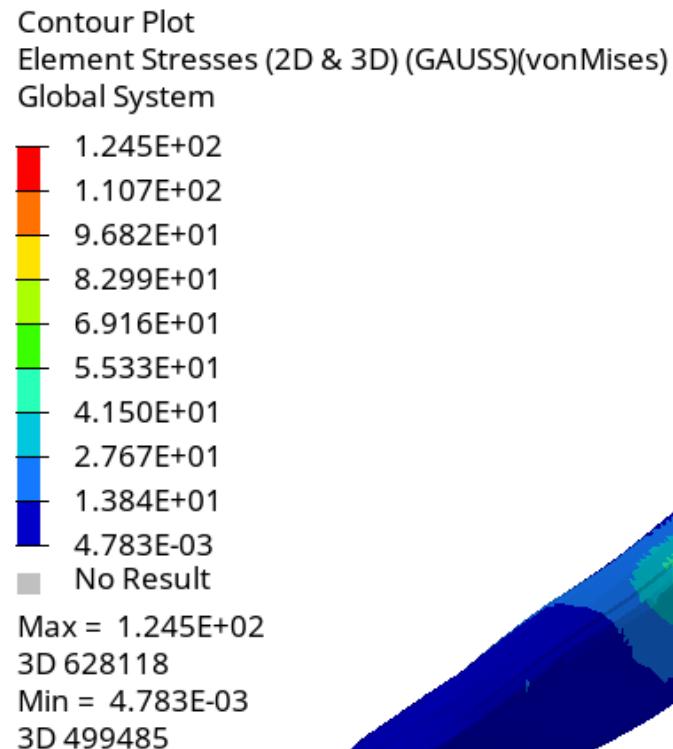


Analisi della convergenza: carico centrifugo



Si osserva che, nel caso di sola applicazione della forza centrifuga, la sezione maggiormente sollecitata si sposta, scendendo lungo il corpo della staffa.

Per questo motivo, il caso di sola forza centrifuga perde di importanza per le nostre specifiche valutazioni.



Condizione critica di rottura

Si riportano, dunque, i calcoli effettuati per individuare la forza critica che porta le tensioni al valore del limite a fatica sia per la forza di accelerazione che per la forza centrifuga.

MAX degli elementi della sezione critica	42,33						
Limite di fatica σ_{wo}	140 MPa						
Forza unitaria di frenata	1000 N						
							usata per ottenere i valori su cui fare la proporzione (ipotesi di linearità)
Forza max per arrivare al limite di fatica nella zona di rottura							
F_max	3307,347035 N						

MAX degli elementi della sezione critica	30,89						
Limite di fatica σ_{wo}	140 MPa						
Forza unitaria di frenata	1000 N						usata per ottenere i valori su cui fare la proporzione (ipotesi di linearità)
Forza max per arrivare al limite di fatica nella zona di rottura							
F_max	4532,211072 N						

Si può vedere che la condizione critica in accelerazione nella sezione di interesse corrisponde ad una forza di minor intensità rispetto al caso di sola forza centrifuga.

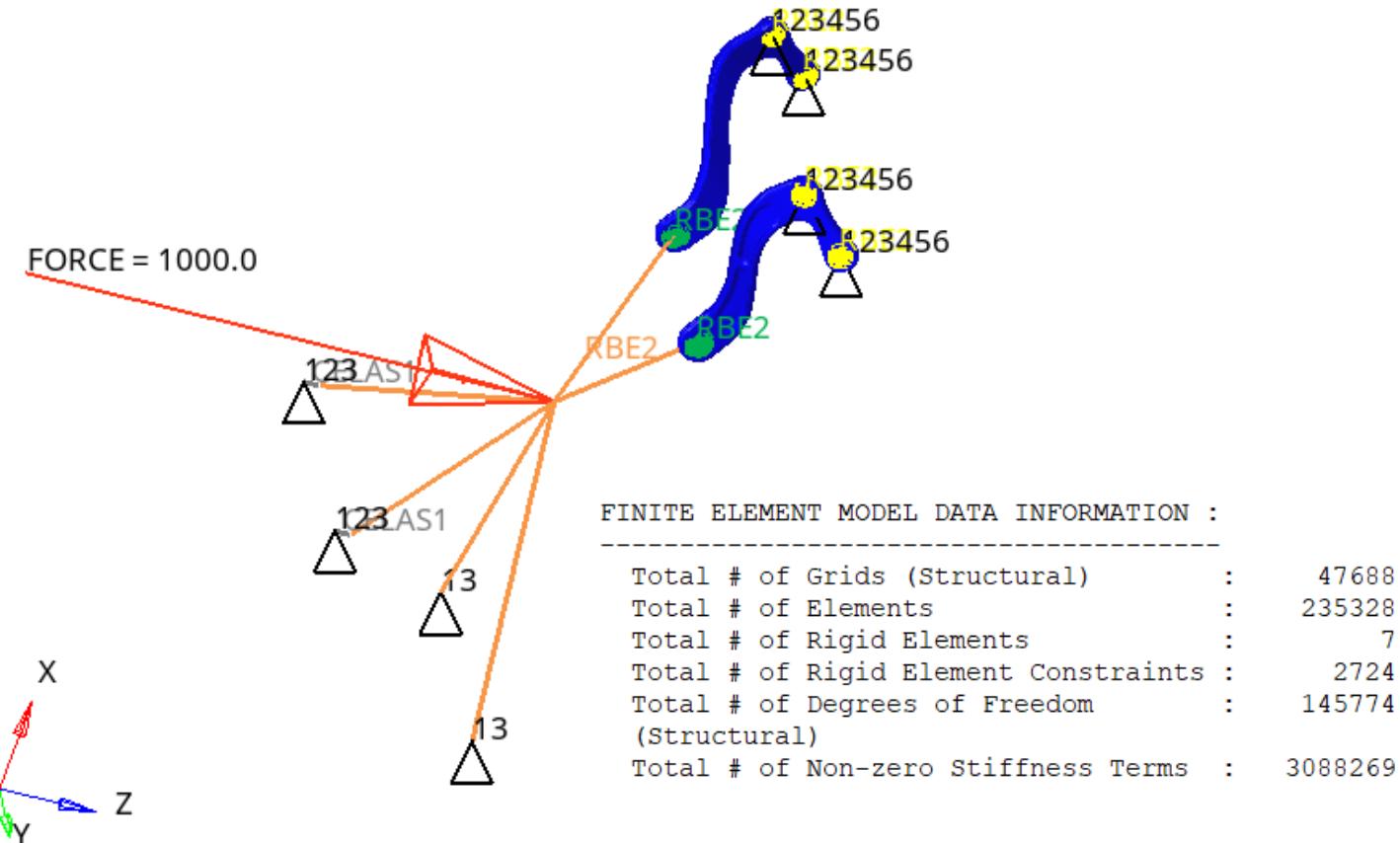
Mesh finale: N° elementi, nodi e DOF

Mesh 3D con R-trias 1mm con infittimento nella zona critica 0.5mm



Sceglieremo, dunque, come mesh definitiva quella con minor numero di elementi che garantisca la convergenza del risultato.

Utilizziamo, infine, questa mesh per il calcolo della sollecitazione critica, cioè la minima sollecitazione che porti al raggiungimento di 140 Mpa.



Verifica qualità mesh

In seguito ad una fase iterativa di preparazione della geometria e valutazione della mesh 2D tramite quality indexes, abbiamo ottenuto la mesh 2D definitiva.

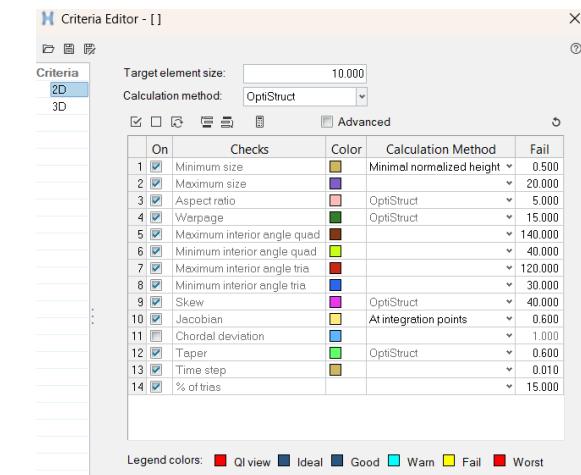
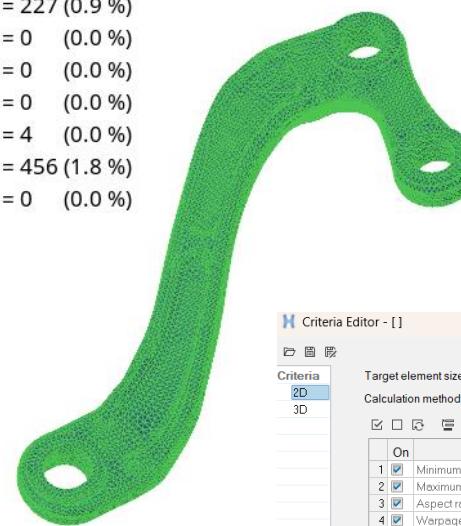
Per non appesantire il report, si riporta la mesh definitiva e la corrispondente valutazione di quality indexes.

Con la mesh 2D definitiva abbiamo ripercorso i passaggi e verificato la convergenza.



Elements Violating Thresholds:

min size	= 0	(0.0 %)
max size	= 0	(0.0 %)
aspect ratio	= 0	(0.0 %)
warpage	= 0	(0.0 %)
skew	= 227	(0.9 %)
jacobian	= 0	(0.0 %)
max angle quad	= 0	(0.0 %)
min angle quad	= 0	(0.0 %)
max angle tria	= 4	(0.0 %)
min angle tria	= 456	(1.8 %)
taper	= 0	(0.0 %)



Verifica qualità mesh

Si riporta un ingrandimento della mesh in corrispondenza della zona di nostro interesse.

Gli elementi 0.5 rientrano tutti nel caso ideale.

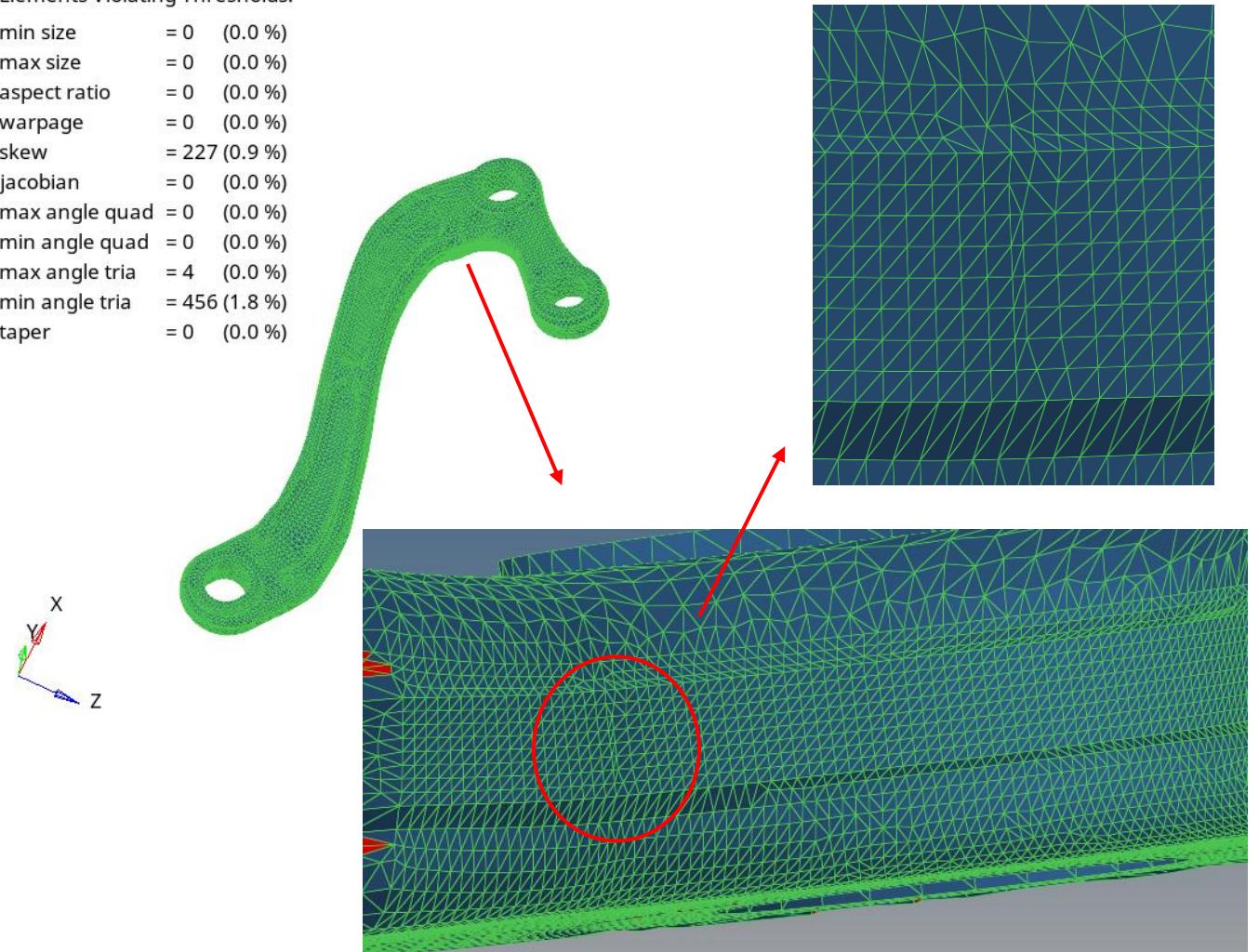
color legend: ideal good warn fail worst

display summary legend
 allow to move fixed and shared nodes
 set max failed elements to save

summary file:

Elements Violating Thresholds:

min size	= 0	(0.0 %)
max size	= 0	(0.0 %)
aspect ratio	= 0	(0.0 %)
warpage	= 0	(0.0 %)
skew	= 227	(0.9 %)
jacobian	= 0	(0.0 %)
max angle quad	= 0	(0.0 %)
min angle quad	= 0	(0.0 %)
max angle tria	= 4	(0.0 %)
min angle tria	= 456	(1.8 %)
taper	= 0	(0.0 %)

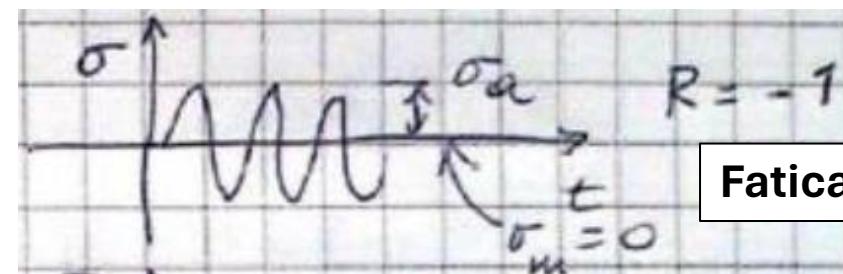
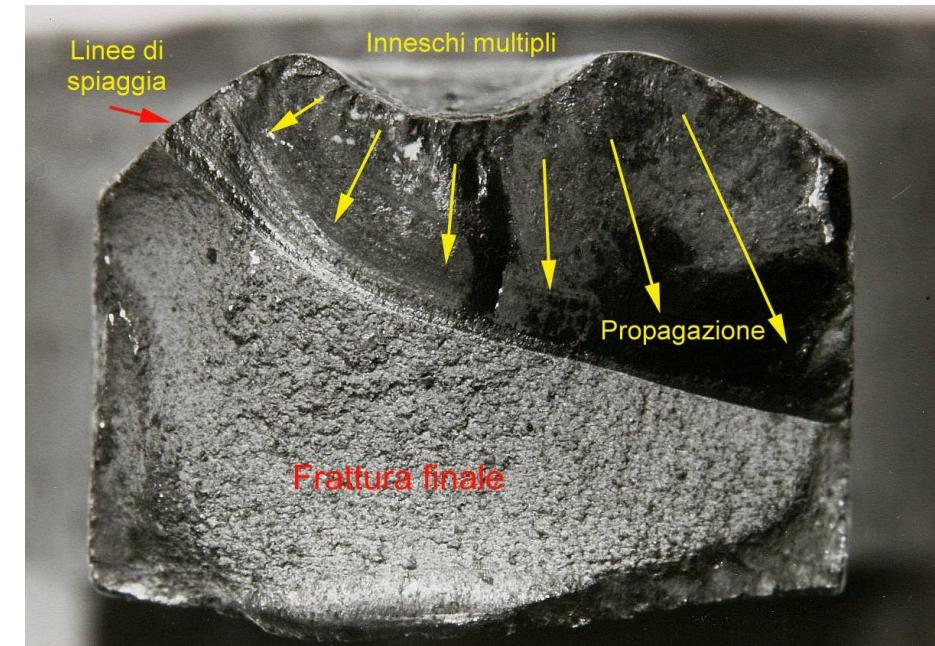


Validazione Sperimentale del Modello FEM

Avendo a nostra disposizione il componente rotto, abbiamo avuto la possibilità di osservare la superficie nella sezione di rottura.

Si riconoscono inneschi multipli, zona di propagazione e zona di frattura finale.

In base ai risultati ottenuti, si è supposto che la rottura sia dovuta a frenate e accelerazioni ripetute in un terreno dissestato, aggravata dal non corretto disaccoppiamento della frizione.



Analisi warnings ed errori

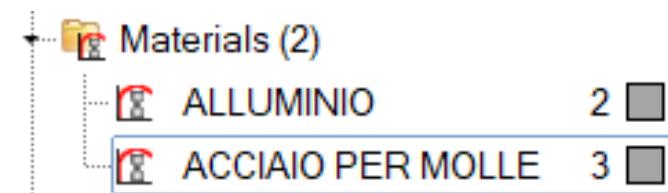


```
→ Element # 497753, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Face Vertex Angle = 14.037  
lower limit = 15.000  
  
→ Element # 497785, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Face Skew Angle = 76.043  
upper limit = 75.000  
WARNING - Outside of recommended range: Face Vertex Angle = 7.2013  
lower limit = 15.000  
WARNING - Outside of recommended range: Edge Angle = 81.532  
upper limit = 75.000  
  
→ Element # 497793, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Face Vertex Angle = 10.436  
lower limit = 15.000  
WARNING - Outside of recommended range: Edge Angle = 76.903  
upper limit = 75.000  
NOTE : other similar error/warning messages were suppressed,  
use PARAM,CHECKEL,FULL to obtain full report  
  
→ Element # 497794, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Edge Angle = 75.449  
upper limit = 75.000  
  
→ Element # 497953, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Face Skew Angle = 77.373  
upper limit = 75.000  
  
→ Element # 498262, element type TETRA.  
WARNING - Outside of recommended range: Face Skew Angle = 77.609  
upper limit = 75.000  
Element Quality Check Summary
```

I principali warnings che restituisce il programma sono relativi alla qualità degli elementi stessi, tuttavia si può notare che i valori riportati superano i limiti di poche unità e soprattutto sono elementi che si trovano lontani dalla zona critica di interesse.

→ *** WARNING 1932: MAT ID 1 is not referenced.

Tale warning si riferisce alla presenza di un materiale definito e non assegnato ad alcuna property. In particolare, si tratta del mat1 (Acciaio per molle), che non abbiamo utilizzato perché non necessario.

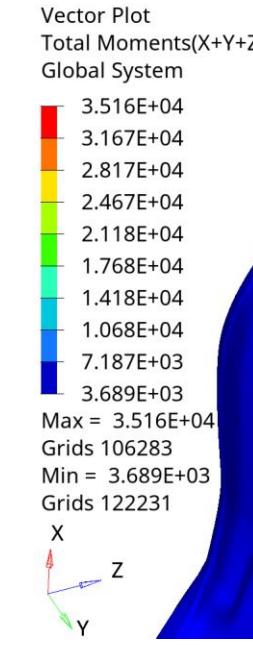
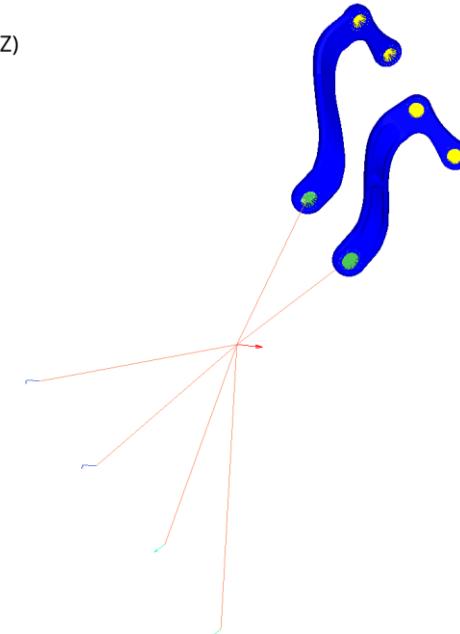
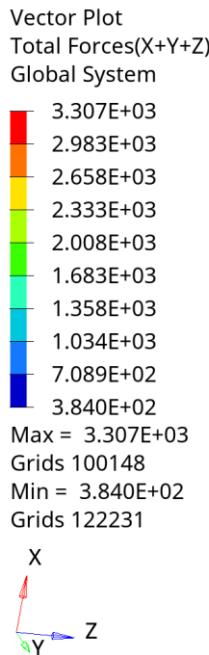
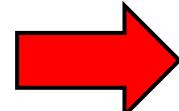


Risultati: controllo equilibrio globale e lista reazioni vincolari



Dal file .out si ottiene:

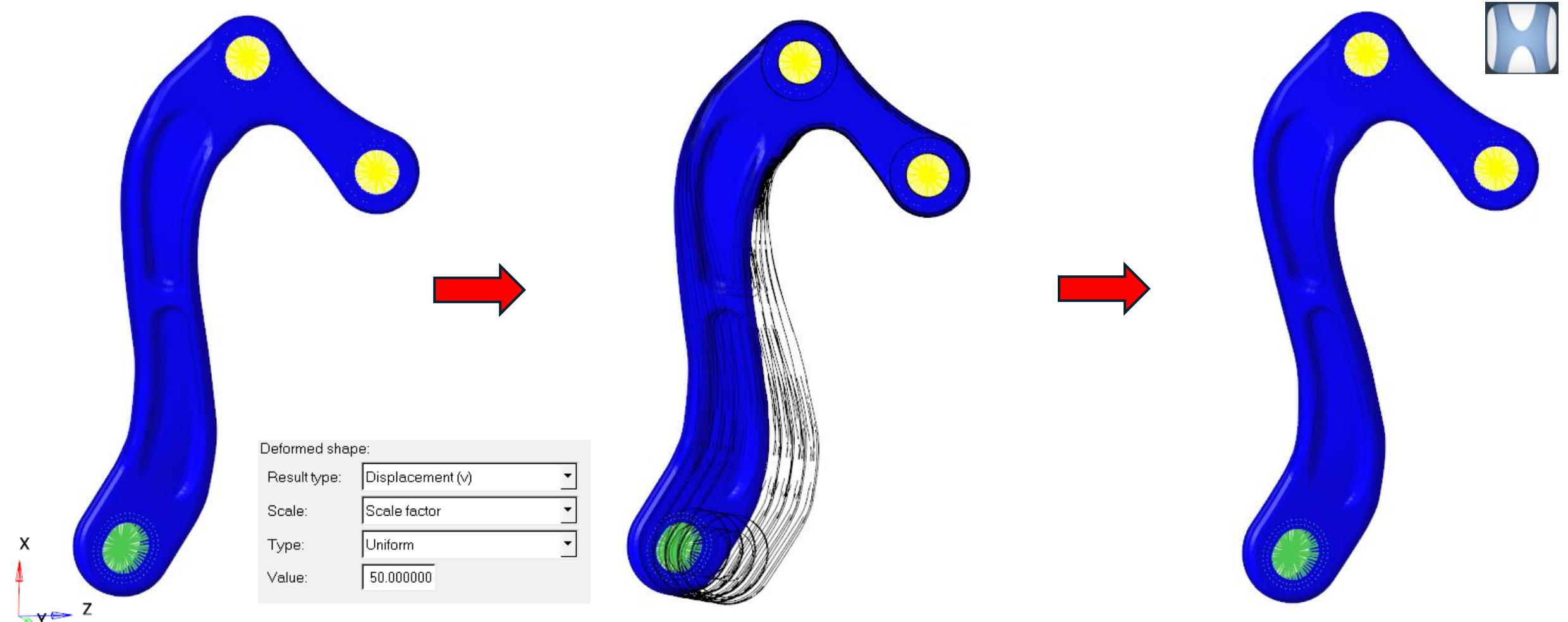
Label	x-force	y-force	z-force
Sum-App.	0.000E+00	0.000E+00	3.307E+03
Sum-SPCF	-4.273E-08	-1.242E-08	-3.307E+03
Label	x-moment	y-moment	z-moment
Sum-App.	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
Sum-SPCF	5.359E-06	7.068E+03	-6.116E-07



L'equilibrio globale risulta soddisfatto

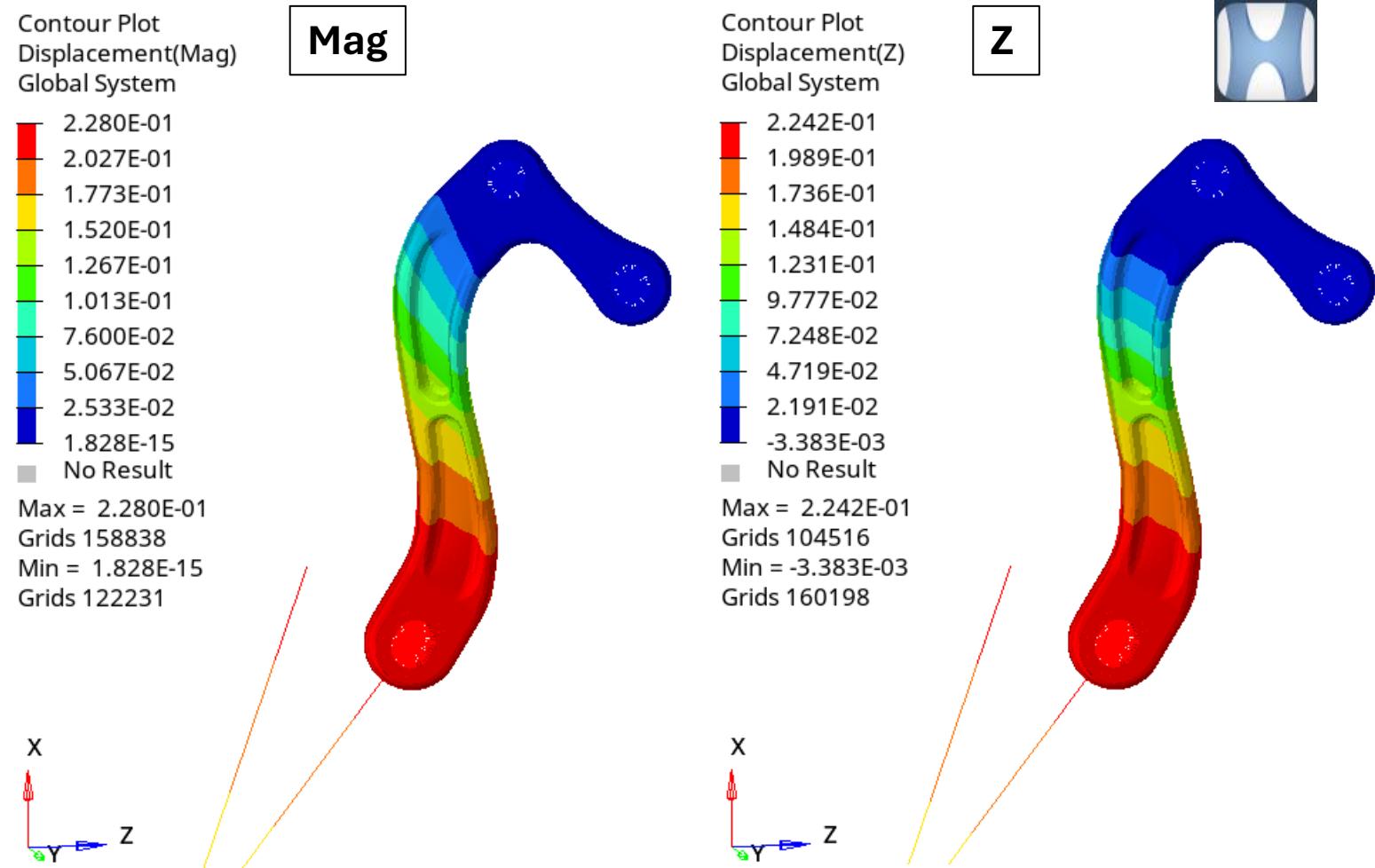
Risultati: plot deformata in CC

Si riporta la deformata della staffa sinistra, con fattore di amplificazione pari a 50, per permetterne la visualizzazione:



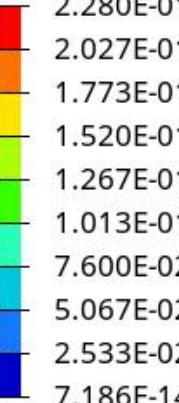
Risultati: Contour Spostamenti

Valutando i risultati ottenuti, si osserva che la maggior quota parte di displacement è lungo l'asse z, direzione di applicazione della forza di accelerazione.

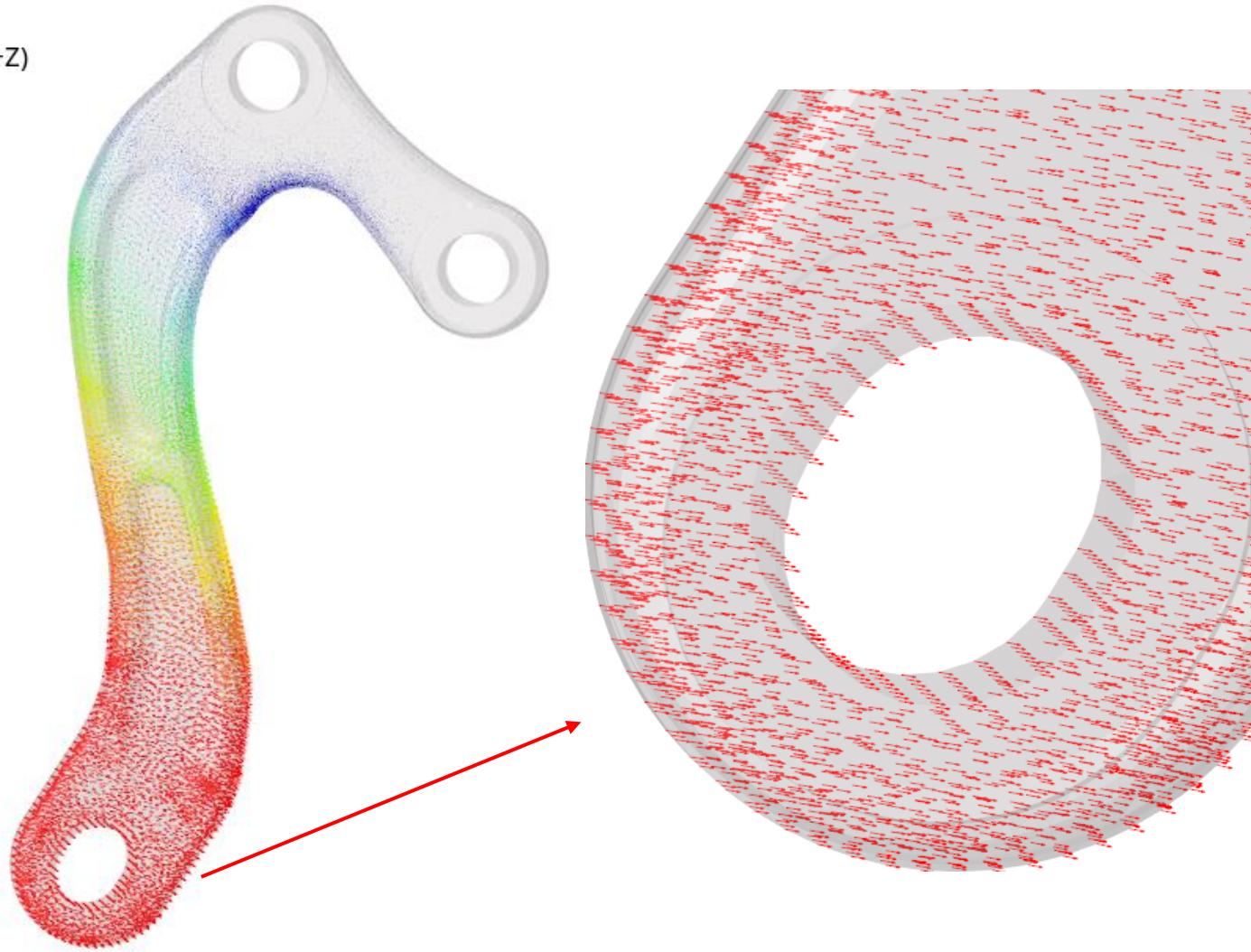
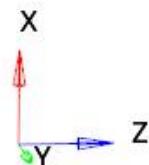


Risultati: Vector Plot Spostamento

Vector Plot
Displacement(X+Y+Z)
Global System

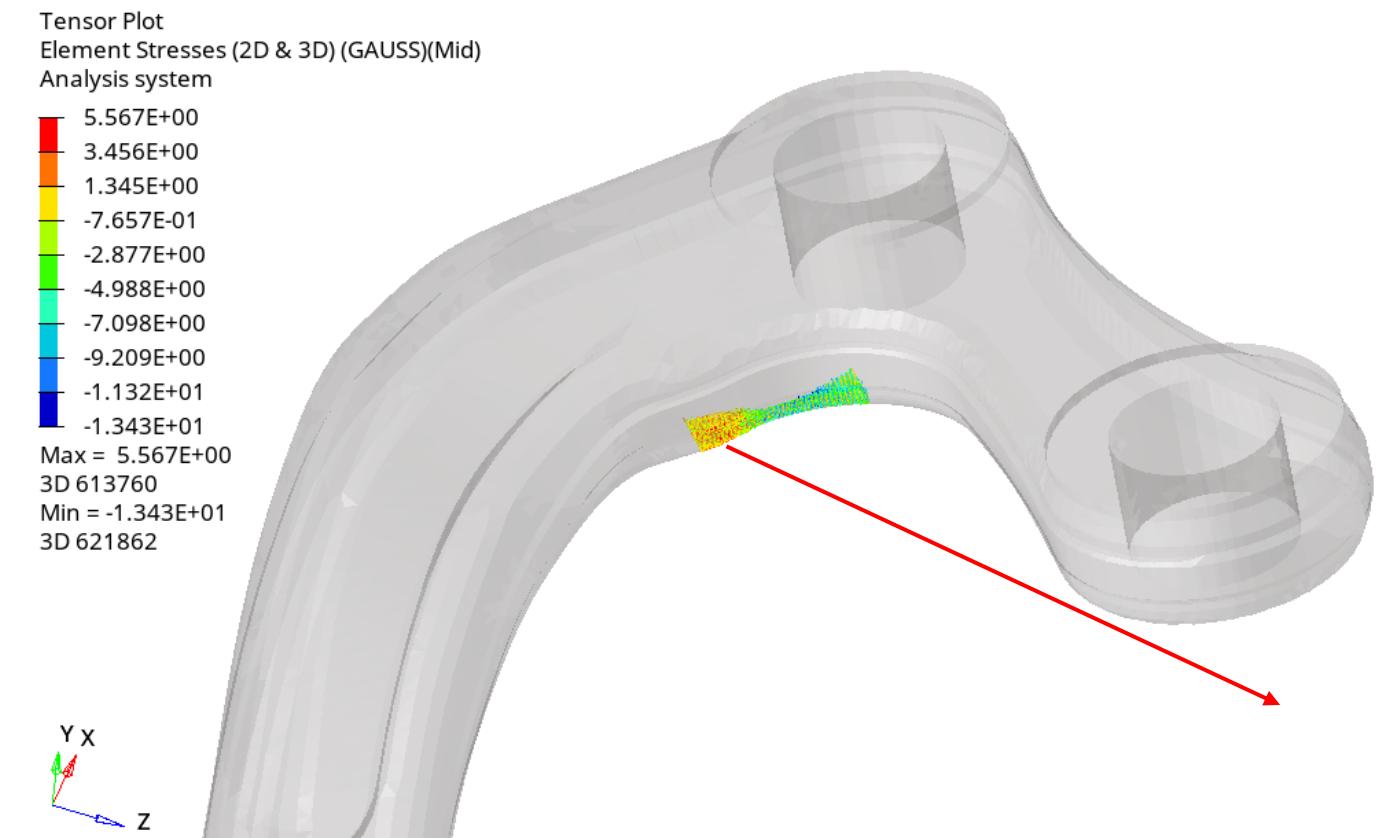


2.280E-01
2.027E-01
1.773E-01
1.520E-01
1.267E-01
1.013E-01
7.600E-02
5.067E-02
2.533E-02
7.186E-14
Max = 2.280E-01
Grids 158838
Min = 7.186E-14
Grids 158548

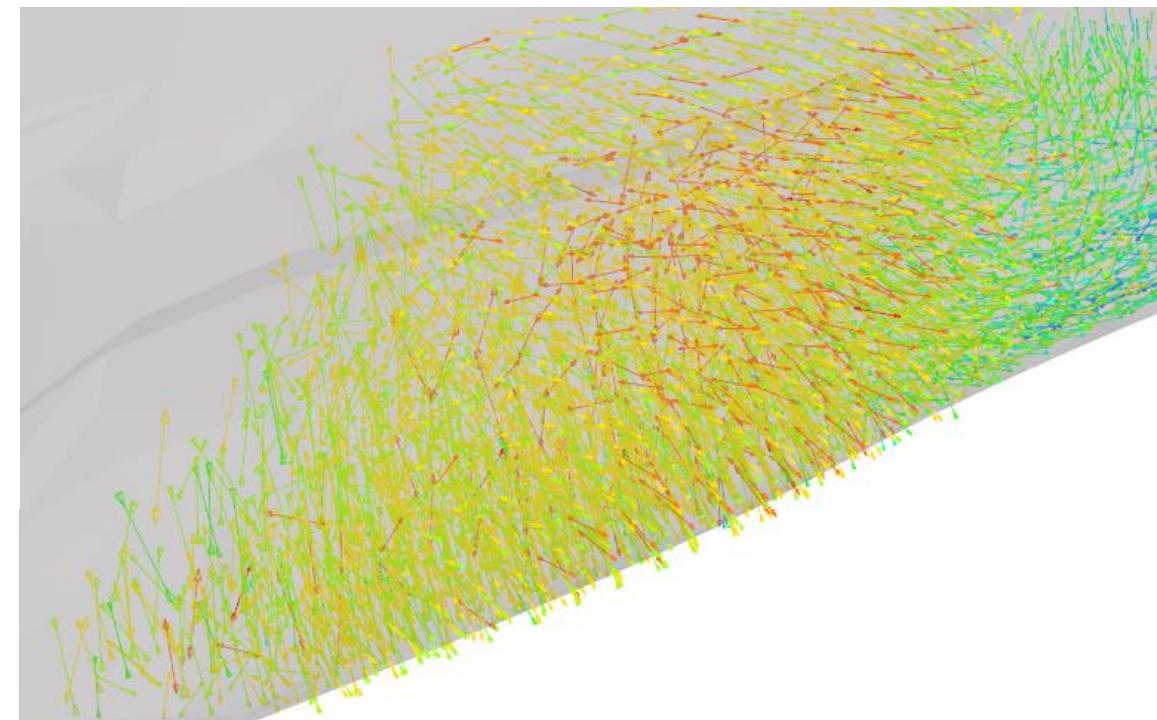


Si riporta il Vector Plot dello spostamento e un suo ingrandimento per mostrare con maggiore chiarezza direzione e verso dello spostamento del componente soggetto al carico critico.

Risultati: Tensor Plot Tensioni

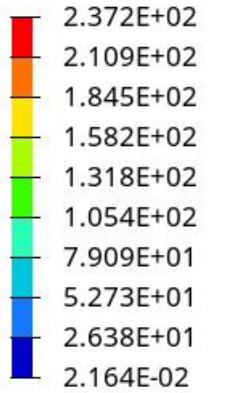


Da questo tensor plot, si vede chiaramente che lo stress nella zona di interesse coinvolge tensioni multiassiali, per questo motivo l'analisi del contour stress è stata sviluppata andando ad analizzare il modulo delle tensioni secondo il criterio di Von Mises.

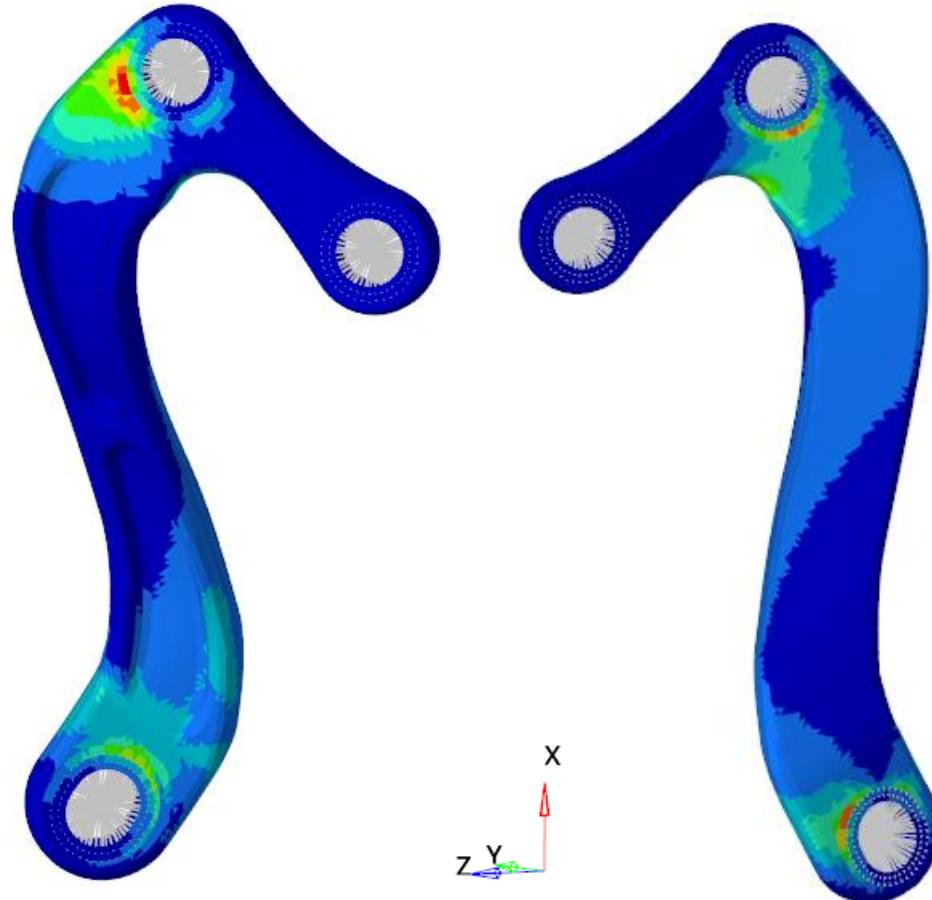
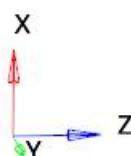


Risultati: Contour Stresses (Corner Gauss)

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D) (GAUSS)(vonMises)
Global System



Max = 2.372E+02
3D 650573
Min = 2.164E-02
3D 597040



Si osserva che le tensioni maggiori si manifestano in corrispondenza degli spallamenti dei fori, superando localmente i 200 Mpa.

Bisogna, però, tener conto del fatto che il modello 3D ottenuto ha spallamenti con nessun raccordo rispetto al componente reale e che non è quella la nostra zona di interesse.

Inoltre, valutando la zona con valori puntuali (senza averaging) il risultato appare più critico di quello che realmente è.

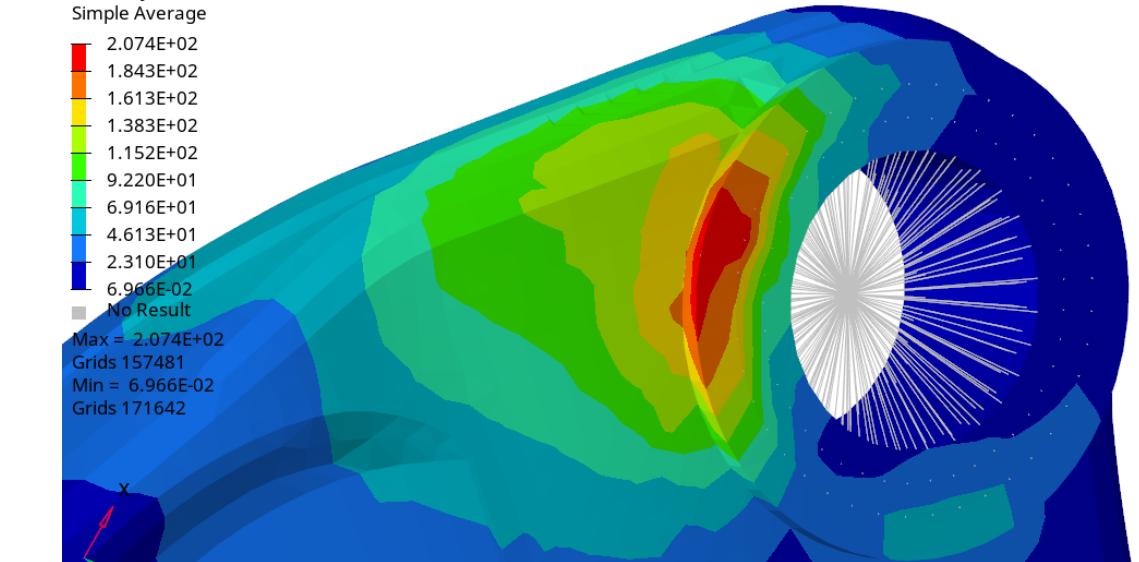
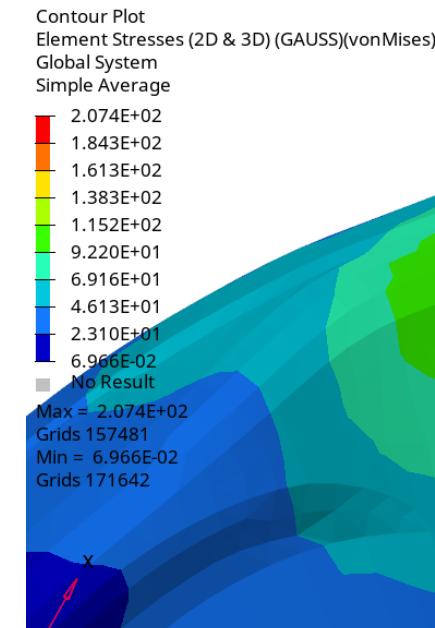
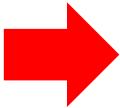
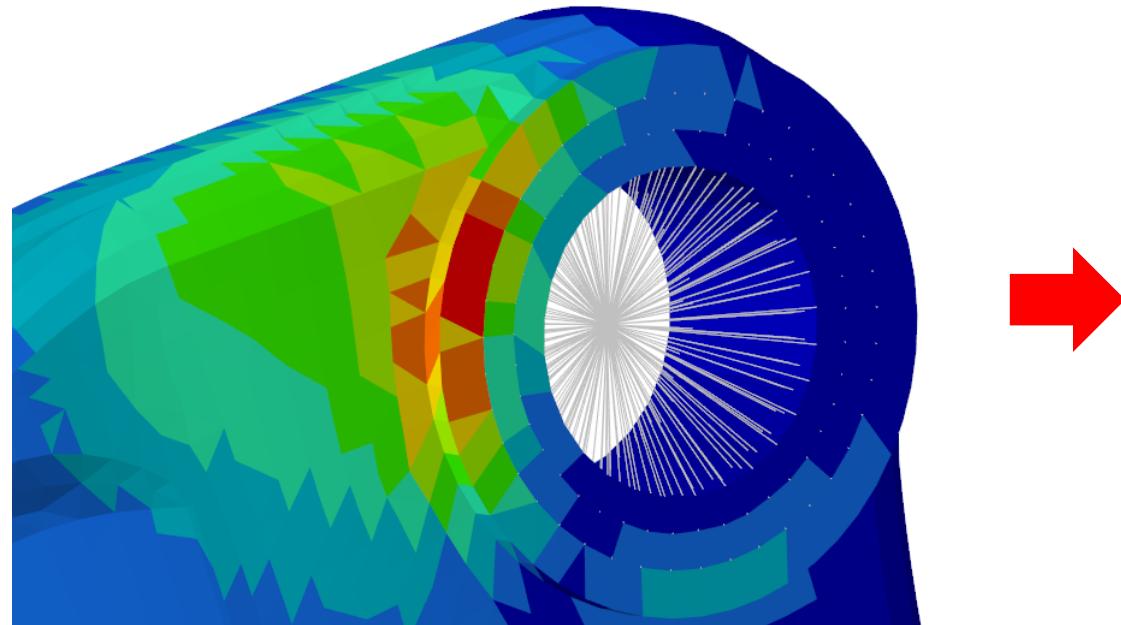


Risultati: Contour Stresses (Corner Gauss)

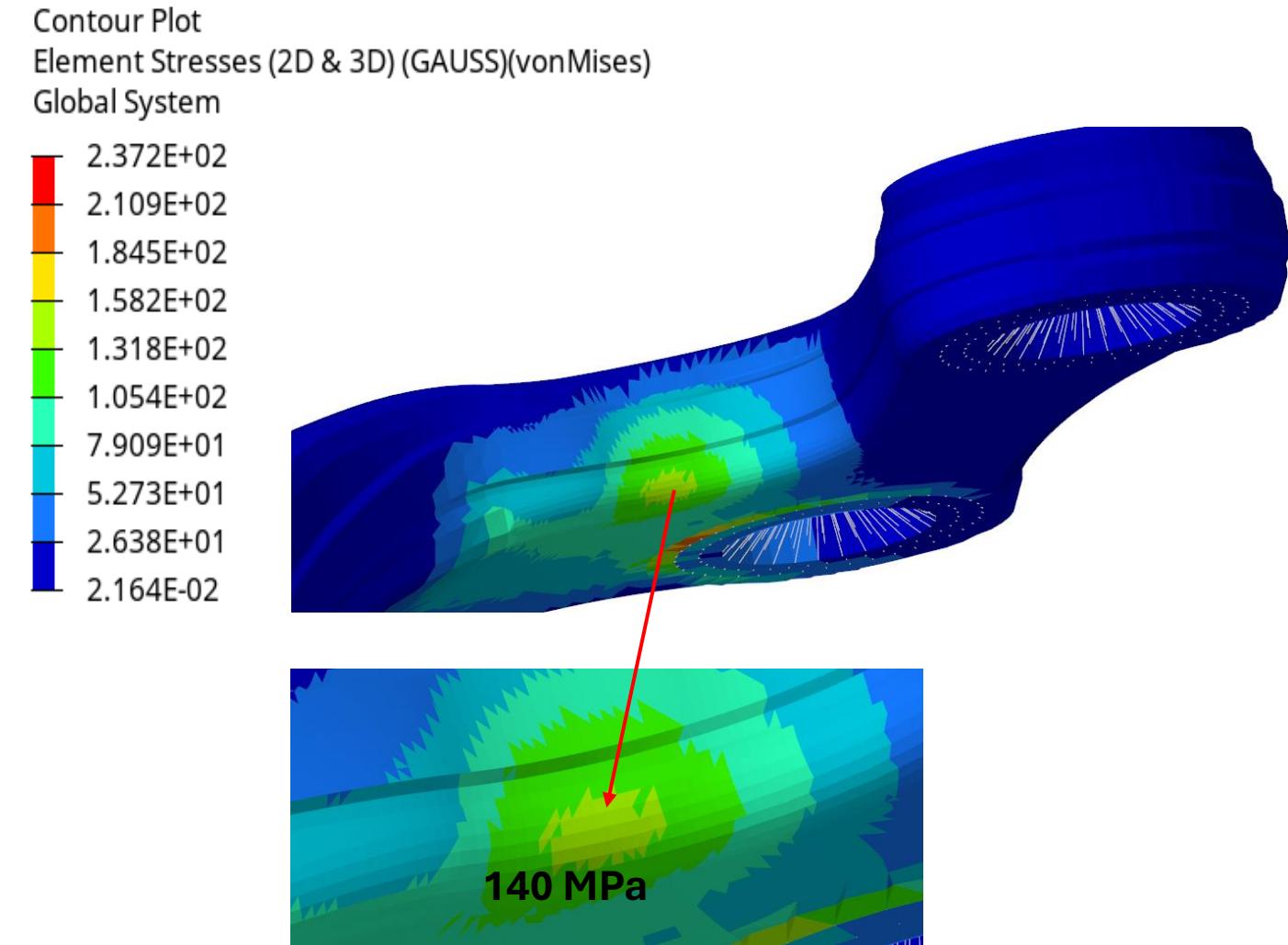
Impostando una Simple Averaging si nota un passaggio più graduale delle tensioni, in corrispondenza del washer split, definito per l'inserimento degli RBE.



La tensione maggiore si riscontra in corrispondenza dello spigolo superiore dello spallamento, che, a livello reale, risulta smussato.



Risultati: Contour Stresses (Corner Gauss)



Si nota che nella zona di interesse vi è un picco delle tensioni. Questo ci porta a confermare che la flessione alternata, dovuta alle forze di frenata e a quelle di accelerazione, sia uno dei carichi che hanno portato un contributo significativo in merito alla rottura del componente nella zona di interesse.

Nella zona indicata, il picco delle tensioni raggiunge localmente il valore di 140 MPa, coerentemente con i calcoli effettuati su Excel in precedenza.

La zona corrisponde a quella valutata durante l'analisi della geometria.

Analisi critica dei risultati

Dalle analisi effettuate nelle slide precedenti, dove si sono riportati i contour plot di spostamenti, tensioni e la deformata del componente in esame, sono emerse alcune considerazioni che riportiamo in seguito:

- La deformata è coerente con il comportamento reale del componente. 
- Le tensioni che si sviluppano nel componente si concentrano nella zona di interesse, corrispondente alla sezione di rottura del componente. 
- Lo spostamento risulta coerente con la direzione dei carichi agenti sul componente. 
- Il raggiungimento dello stress nella zona di interesse è ottenuto tramite tensioni normali e tangenziali (fatica multi-assiale). 

Si può affermare che il modello generato è attinente e congruente alla realtà, rispecchiando caratteristiche peculiari del componente in esame, seppur con ipotesi semplificative.

Si ottiene, quindi, un modello valido, che potrà essere utilizzato per la verifica dei risultati ottenuti con l'analisi topografica.

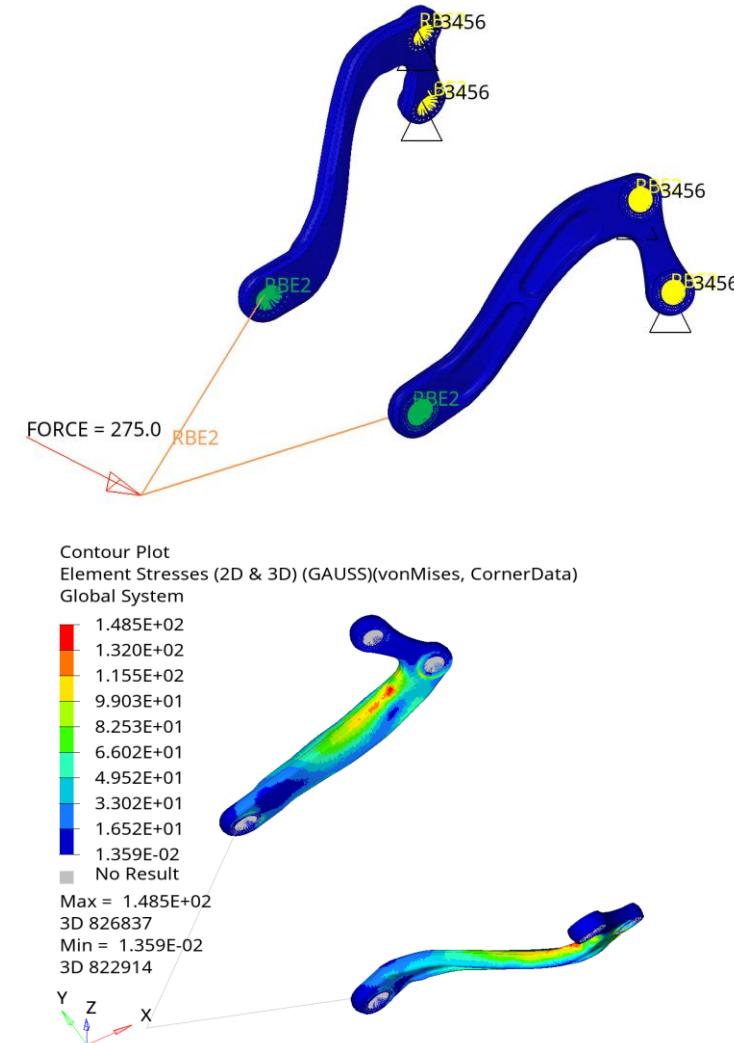
Analisi Topografica: Il modello

L'analisi topografica prevede un irrobustimento di alcune zone del componente ai fini di minimizzare lo stress sulla staffa e, di conseguenza, nella zona di rottura.

Si è generato un modello equivalente che ricreasse le stesse tensioni sul componente ma senza la presenza di vincoli al telaio, che non rendono possibile l'analisi.

L'obiettivo è stato quello di trovare una forza equivalente che restituisse un valore delle tensioni pari al limite a fatica.

Dall'immagine sulla destra possiamo vedere come lo stress nella staffa raggiunga il limite a fatica.



Analisi Topografica: Il modello

La zona di design è la zona in azzurro, interessata dallo stress maggiore.

I parametri relativi alle nervature, che verranno generate dall'analisi topografica, sono riportati nell'immagine sottostante.



<input type="radio"/> create <input type="radio"/> update <input checked="" type="radio"/> bead params <input type="radio"/> pattern grouping <input type="radio"/> bounds <input type="radio"/> pattern repetition	desvar = <input type="text" value="TOPO"/>	draw direction: ▼ <input type="text" value="normal to elements"/>
	minimum width = <input type="text" value="4.000"/>	boundary skip: ▼ <input type="text" value="load & spc"/>
	draw angle = <input type="text" value="60.000"/>	
	draw height = <input type="text" value="2.000"/>	
	<input checked="" type="checkbox"/> buffer zone	

Analisi Topografica: Il modello

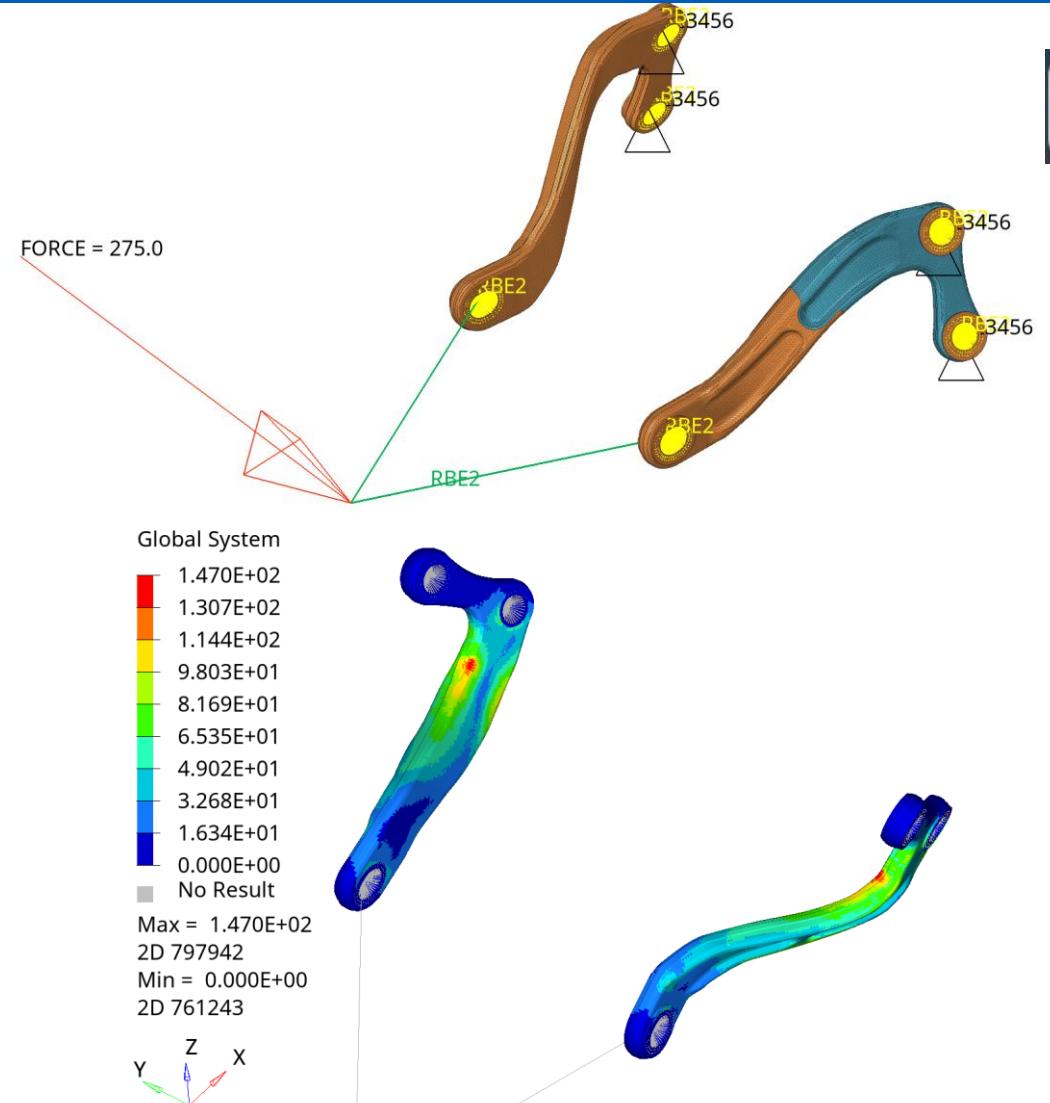


Definita la forza e la zona di design, si è andati a generare un secondo modello formato da elementi shell di spessore 2.15 mm.

La scelta è stata obbligata, in quanto l'analisi topografica è possibile solamente con elementi SHELL.

Si è deciso di utilizzare elementi con spessore 2.15 mm, poiché con questo spessore si ottiene una tensione massima nella zona di rottura pari al limite a fatica di 140 MPa.

Questo modello è coerente con quello a tetraedri.



Analisi Topografica: Risultati con mesh 2D



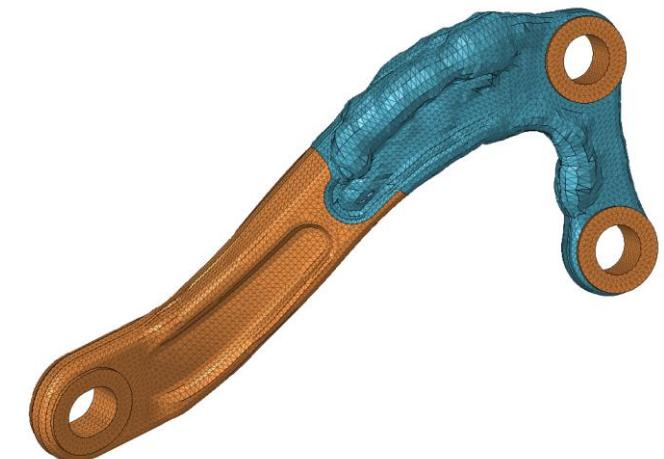
NESSUNA TOPOGRAFICA



PRIMA TOPOGRAFICA



SECONDA TOPOGRAFICA



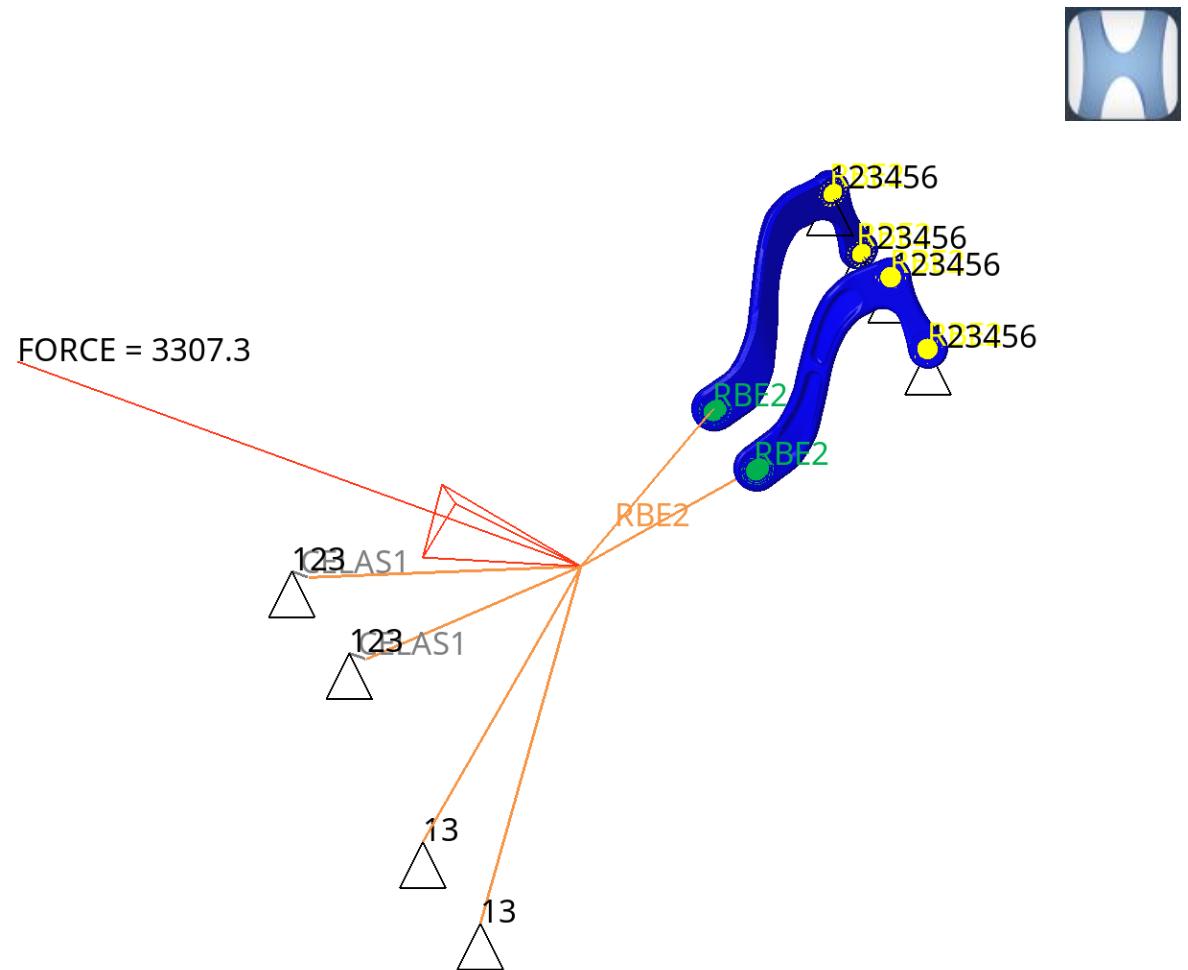
Ottenute le topografiche, tramite lo strumento «apply-results» nella sezione di «post processing» presente sul programma HyperMesh, si aggiorna la mesh 2D all'ultima iterazione ottenuta tramite l'analisi topografica.

Analisi Topografica: Modello Mesh 3D

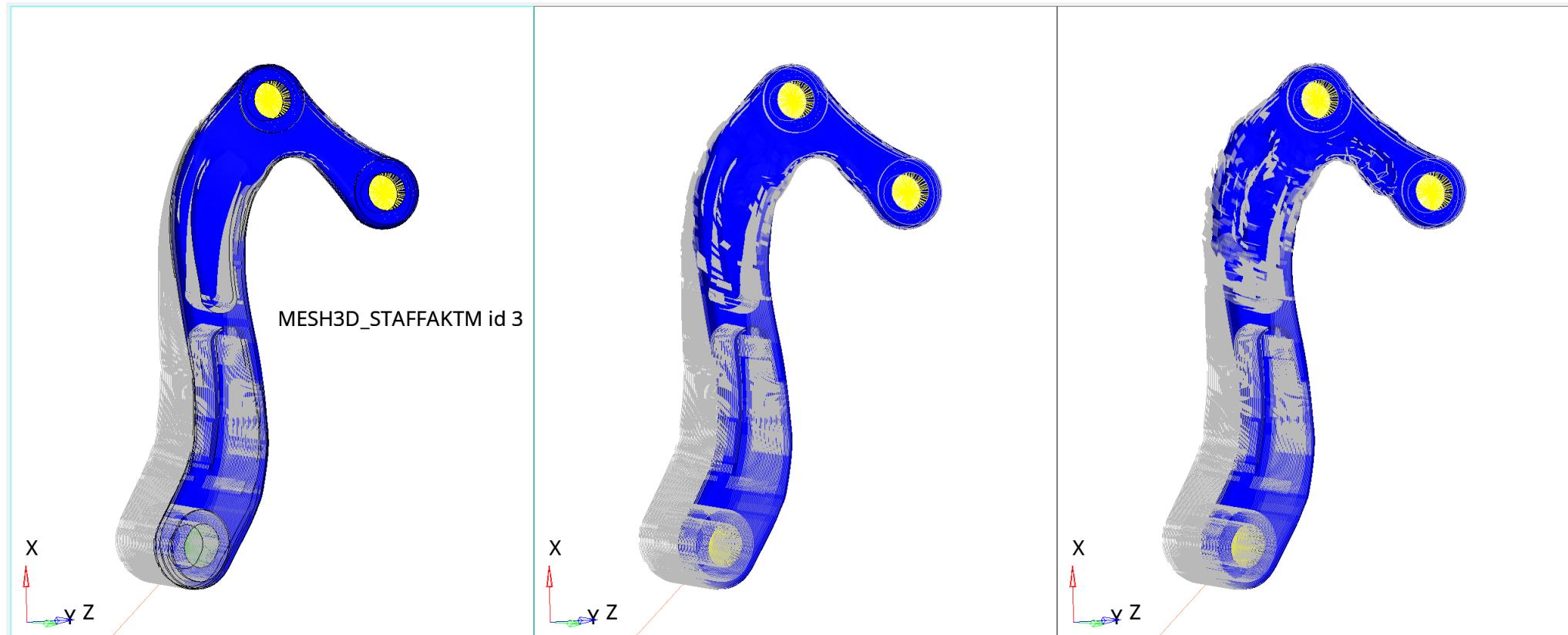
Si ricava la mesh 3D partendo dalla mesh 2D e vengono utilizzate all'interno dello stesso modello utilizzato per valutare la condizione critica.

Tramite questo modello si riesce a comprendere se i risultati ottenuti tramite analisi topografica rappresentano risultati utili, coerenti e migliorativi.

Le mesh 3D vengono sollecitate tramite il carico di rottura utilizzato in precedenza.

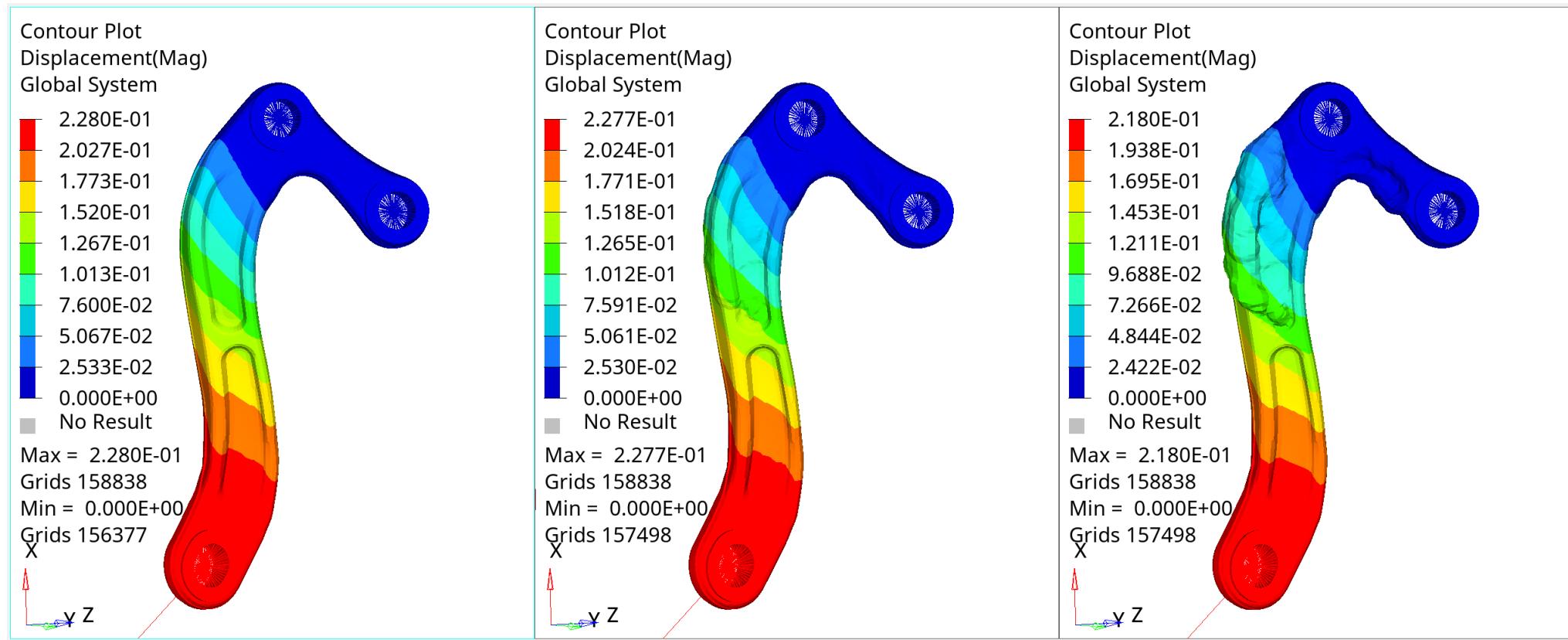


Analisi Topografica: Risultati



Nella seguente slide possiamo visualizzare la deformata del componente, con un fattore di amplificazione pari a 50.

Analisi Topografica: Risultati con mesh 3D

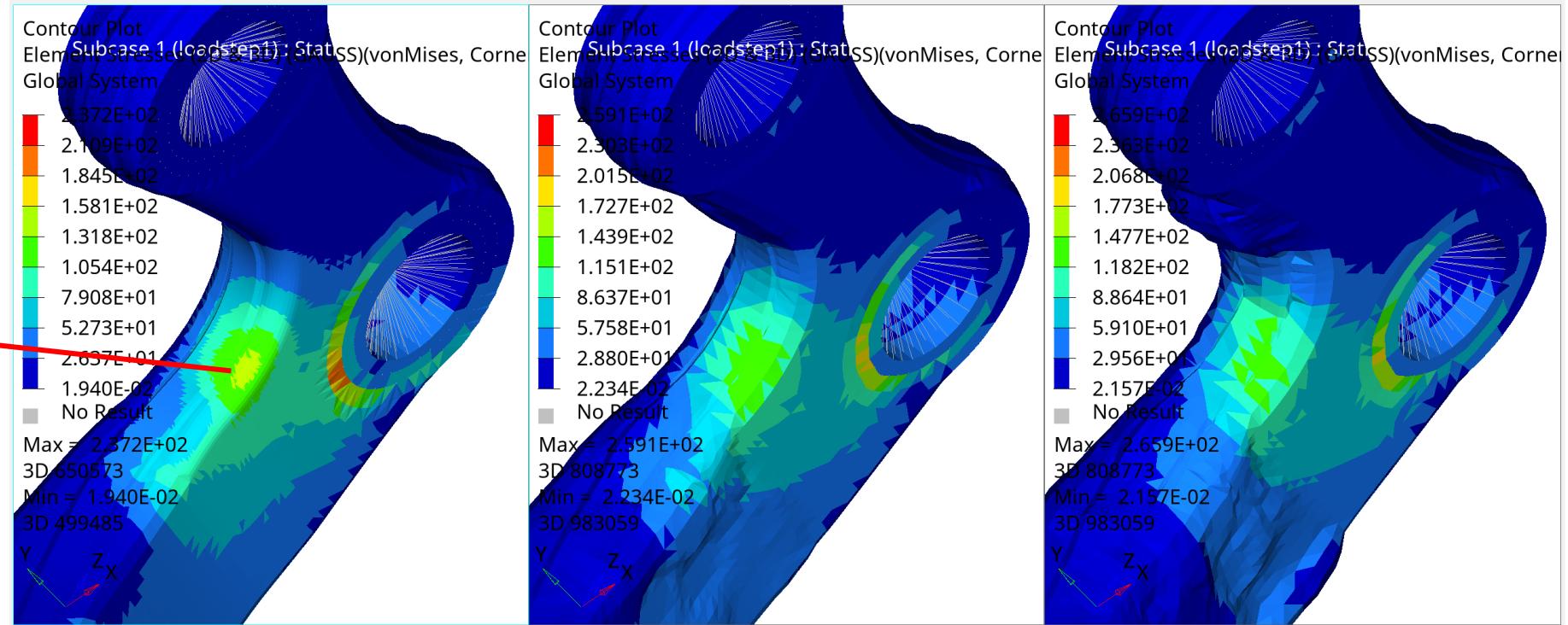
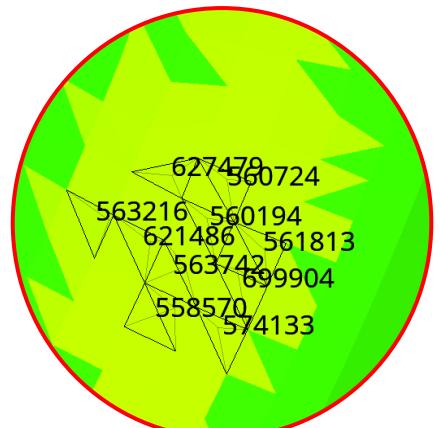


Coerentemente con i risultati mostrati in precedenza, anche il modulo dello spostamento diminuisce. Si ha una diminuzione di circa il 5%.

Analisi Topografica: Risultati con mesh 3D



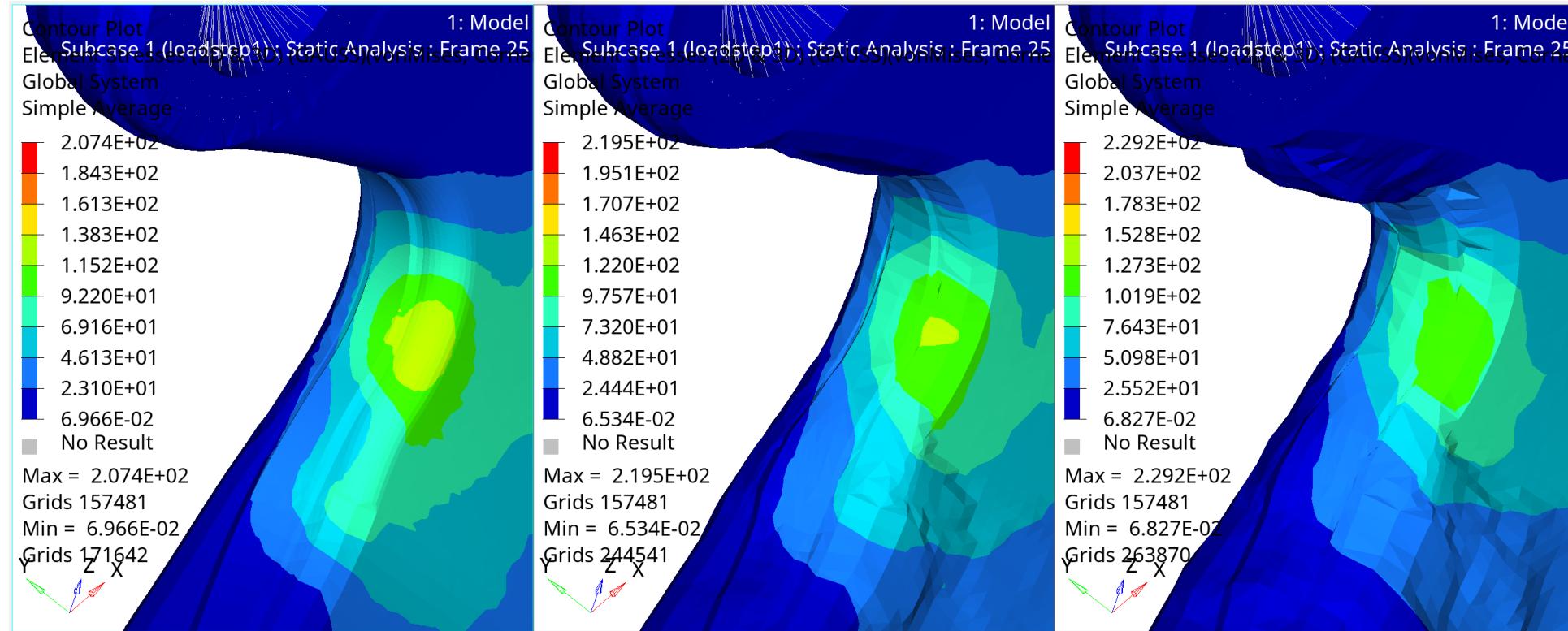
Averaging Method: None



ELEMENTI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
NO TOPOGR	134	138	135	132	137	133	135	137	137	135
1^ TOPOGR	123	122	127	127	122	124	116	117	112	119
2^ TOPOGR	120	120	122	125	112	117	111	120	122	110

Analisi Topografica: Risultati con mesh 3D

Averaging Method: Simple



Si ottiene un decremento visibile di tensione sulla sezione di rottura, passando dai 135 MPa del caso iniziale ai 128 Mpa della prima topografica, fino ai 121 MPa della seconda topografica.

Node ID	Node Coordinates	Contour(Element Stresses (2D & 3D) (GAUSS))
154084	164.669 79.5155 59.7686	1.352E+02
234389	164.653 80.4445 60.0012	1.276E+02
234477	164.235 80.2693 59.8965	1.208E+02



Conclusioni

Confronto con la staffa nuova proposta da KTM:



Conclusioni

Confronto con la staffa nuova proposta da KTM:



Analisi critica dei risultati

L'analisi topografica mostra come le zone che hanno subito un aumento di volume sono pressoché le stesse delle staffe che si possono trovare sui motocicli my2022.

Alla luce delle simulazioni effettuate sul componente e del confronto con il componente aggiornato, possiamo ritenere i risultati ottenuti interessanti. Tali risultati non definiscono la forma finale del nostro componente ma forniscono indicazioni su dove andare principalmente ad aumentare il volume del componente.

La forma finale sarà un risultato di unione tra canoni pratici e canoni estetici, rendendo la superficie del pezzo la più uniforme possibile.

Ci riteniamo particolarmente soddisfatti dei risultati ottenuti, avendo avuto a disposizione relativamente poche informazioni sul sistema analizzato.

La concentrazione di tensioni nella zona dello spallamento del foro più in alto è dovuta al rapido cambio di sezione che si genera con l'analisi topografica. Nella realtà, come detto in precedenza, anche questa zona verrà resa uniforme e si genereranno raggi di raccordo volti alla diminuzione della tensione.

Conclusioni

L'analisi statica svolta sul componente in esame ha riportato carichi di rottura molto elevati, come si è visto nelle slide precedenti. Tali carichi non sono gli unici ad agire sulla staffa. Il contributo dato dalle vibrazioni dovute al funzionamento del motore monocilindrico endotermico presente sul motociclo sono sicuramente un fattore da tenere in considerazione.

Si può affermare, quindi, che l'analisi statica svolta, rappresenta un ottimo punto di partenza per sviluppare successive analisi che includano anche carichi dovuti alle vibrazioni.

Per via della complessità data da questo tipo di analisi (in particolare in mancanza di diverse informazioni) e dal tempo necessario ad ottenere eventuali risultati, si è deciso di fermarsi ad una analisi statica ed una analisi topografica, che possano comunque fornire un quadro completo del componente ed una proposta di ottimizzazione.

Appendice: Bibliografia e Sitografia

- “*Darrel W. Pepper, Juan C. Heinrich, The Finite Element Method Basic Concepts and Applications with MATLAB®, MAPLE, and COMSOL*”.
- “*Vittore Cossalter, Motorcycle Dynamics*”
- “*Jasvir Singh Dhillon et al. Int. Journal of Engineering Research and Applications, Design of Engine Mount Bracket for a FSAE Car Using Finite Element Analysis*”
- Corso di “*Metodo degli Elementi Finiti nella Progettazione Meccanica*”, Enrica Riva
- Corso di “*Costruzione di Macchine*”, Gianni Nicoletto
- “*Trevigiana Metalli, <https://trevigianametalli.it/wp-content/uploads/pdf/catalogo-generale.pdf>*”

GRAZIE PER L'ATTENZIONE

