

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della
Produzione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Cedimento asse aria di una pressa pneumatica per settore
enologico: analisi del cedimento e riprogettazione**



**Politecnico
di Torino**

Relatore

Prof.ssa Cristiana Delprete

Corelatore

Ing. Chiara Gastaldi

Candidato

Alessandro Chirco

Aa 2020-2021

Sommario

In questo elaborato di tesi è stato affrontato il problema del cedimento dell'asse di una pressa soffice per la vinificazione e la sua conseguente riprogettazione. La macchina in questione è un prodotto di Puleo S.p.a, azienda nella quale è stata svolta l'attività di tesi, che progetta e realizza macchinari e attrezzature per il settore enologico e juice.

L'obiettivo del lavoro di tesi è quello di analizzare le cause del cedimento dell'asse di alcune presse da 22hl, che hanno presentato tale problema durante il funzionamento presso clienti. Successivamente ci si è concentrati sulla riprogettazione di tale asse andando ad inserire una trasmissione a catena, tipica delle macchine più grandi.

Partendo dalla realizzazione di un modello analitico semplificato per l'analisi statica dell'assieme asse-tank, si è prestata attenzione alla definizione delle possibili condizioni di carico dovute sia ad un uso ottimale che ad un uso improprio della macchina.

Dai risultati ottenuti in questa prima fase si è deciso di passare direttamente alla riprogettazione di tale asse.

Utilizzando lo stesso modello analitico è stato effettuato il dimensionamento del nuovo asse e del sistema di trasmissione andando a soddisfare quelle che sono le richieste di utilizzo.

Si è deciso infine di realizzare un modello numerico del nuovo assieme, in modo da valutare le scelte sul dimensionamento dell'asse, e di eventuali elementi di rinforzo.

Il software utilizzato per le simulazioni FEM è ANSYS Workbench 2021.

1. Indice

1. Introduzione	1
2. Pressa soffice F/C 22	3
2.1. Caratteristiche generali	3
2.1.1. Tank.....	3
2.1.2. Assi.....	5
2.1.3. Supporti	5
2.1.4. Gruppo motorizzazione e trasmissione	6
2.2. Fasi di funzionamento Pressa pneumatica a membrana laterale	7
3. I Cedimenti riscontrati nelle macchine	9
3.1. Asse aria F/C 16–22	9
3.2. Casi di cedimento	10
4. Modello analitico	13
4.1. Geometria e materiali	13
4.2. Casi di carico	15
4.2.1. Tank pieno per $\frac{3}{4}$	16
4.2.2. Tank pieno per metà.....	18
4.2.3. Tank volume fine pressatura	19
4.3. Verifica statica.....	21
4.3.1. Analisi flessione-tank pieno	21
4.3.2. Analisi caso tank pieno per metà.....	23
4.4. Risultati modello Analitico.....	24
5. Studio nuovo asse con trasmissione a catena.....	25
5.1. Parametri di progetto	25
5.2. Verifica statica del nuovo modello	27
5.2.1. Sollecitazioni dovute alla trasmissione a catena	27
5.2.2. Reazioni vincolari piano YZ e XZ	29
5.3. Dimensionamento asse aria	30
5.3.1. Dimensionamento preliminare a torsione	30
5.3.2. Verifica diametro stato triassiale delle tensioni	31
5.4. Geometria definitiva asse	33
6. Scelta di particolari costruttivi asse aria tramite modello numerico.....	35
6.1. Modello numerico.....	35

6.1.1.	Geometria e mesh.....	35
6.1.2.	Definizione dei contatti e collegamenti tra componenti.....	40
6.1.3.	Definizione vincoli e carichi	43
6.2.	Risultati modello.....	46
6.2.1.	Caso 1	46
6.2.2.	Caso 2.....	48
6.3.	Scelta disco di rinforzo	50
6.3.1.	Analisi diametro disco di rinforzo.....	50
6.3.2.	Analisi spessore disco di rinforzo	56
7.	Conclusioni	59
8.	Bibliografia	62

Elenco Figure

Figure 2.1 Tank forato Pressa F22	3
Figure 2.2 Tank chiuso Pressa C22	4
Figure 2.3 Interno tank Pressa C22	4
Figure 2.4 Cuscinetto a sfere flangiato autoallineante (sinistra) Supporto a strisciamento su bronzina (destra).....	5
Figure 2.5 Trasmissione potenza tramite riduttore pendolare (sinistra), Trasmissione di potenza tramite catena (destra)	6
Figure 2.6 Fasi di funzionamento pressa pneumatica	7
Figure 3.1 Tavola asse aria Pressa F/C 22	9
Figure 3.2 Asse aria Pressa F/C 22, caso di cedimento con successiva riparazione momentanea del cliente.	10
Figure 3.3 Dettaglio cava linguetta asse aria Pressa F/C 22.	10
Figure 3.4 Dettaglio cava linguetta con presenza di cricche.....	11
Figure 3.5 Dettaglio deformazione su asse aria Pressa F/C 22.	11
Figure 4.1 Modello 3D tank con supporti Pressa F/C 22.	13
Figure 4.2 Modello analitico semplificato trave su due appoggi.	13
Figure 4.3 Dimensioni tank e posizione supporti.....	14
Figure 4.4 Geometria con carichi distribuiti massa prodotto e gruppo motoriduttore.	15
Figure 4.5 Posizione centro di massa tank pieno per 3/4, in posizione di pressatura.	16
Figure 4.6 Tank pieno per 3/4 in rotazione, condizione di coppia massima.....	17
Figure 4.7 Tank pieno per metà, in posizione di pressatura.....	18
Figure 4.8 Tank pieno per metà, condizione di coppia massima.	19
Figure 4.9 Tank volume fine pressatura, condizione coppia massima.....	20
Figure 4.10 Tank volume fine pressatura.....	20
Figure 4.11 Modello analitico, carichi piano YZ.	21
Figure 4.12 Tavola asse con sezioni di riferimento per calcolo sollecitazioni.	22
Figure 5.1 Geometria modello analitico, nuovo asse.	27
Figure 5.2 Dettaglio trasmissione a catena.....	28
Figure 5.3 Scomposizione forze scambiate dalla catena.....	28
Figure 5.4 Carichi tank piano YZ.....	29
Figure 5.5 Carichi tank piano XZ.....	29
Figure 5.6 Tavola asse aria, vista in sezione.	33
Figure 5.7 Tank assemblato, con assi e supporti.....	33
Figure 6.1 Geometria modello numerico.	35
Figure 6.2 Suddivisione superficie per mesh asse.....	36
Figure 6.3 Element Quality mesh fondo-asse	37
Figure 6.4 Grafico “Mesh Metrics” valutazione <i>element quality</i>	37
Figure 6.5 Grafico “Mesh Metrics” valutazione <i>jacobian ratio</i> elementi.....	38
Figure 6.6 Grafico “Mesh Metrics” valutazione <i>swekness</i> elementi.....	39
Figure 6.7 Mesh fondo, asse, flangia e cordoni.	39
Figure 6.8 Mesh su asse e flangia.	40
Figure 6.9 Contatti asse cordone 1 e flangia.	40

Figure 6.10 Contatto asse-fondo.	41
Figure 6.11 Contatti asse cordone 2 e flangia.	41
Figure 6.12 Fixed joint fondo-beam.....	42
Figure 6.13 Vincolo supporto asse aria.....	43
Figure 6.14 Vincolo supporto asse uva.	44
Figure 6.15 Massa distribuita su lunghezza tank.	44
Figure 6.16 Carichi applicati su tank, caso 2.	45
Figure 6.17 Deformazioni totali, caso 1	46
Figure 6.18 Tensioni equivalenti, caso 1.....	47
Figure 6.19 Dettaglio zona fondo con tensioni equivalenti superiori al limite elastico, caso 1.	47
Figure 6.20 Deformazioni totali fondo, caso 2.....	48
Figure 6.21 Tensioni equivalenti fondo, caso 2.	48
Figure 6.22 Tensioni equivalenti asse-flangia.....	49
Figure 6.23 Tensioni equivalenti fondo, valori su cordinata radiale Y.....	50
Figure 6.24 Grafico andamento tensioni su fondo, lungo cordinata radiale Y.	50
Figure 6.25 Rinforzi analizzati.....	51
Figure 6.26 Mesh fondo con rinforzo.....	52
Figure 6.27 Deformazione totale fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.....	52
Figure 6.28 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.....	53
Figure 6.29 Equivalent elastic strain fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.....	53
Figure 6.30 Deformazione totale fondo con rinforzo R 145 mm spessore 4 mm.....	54
Figure 6.31 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 145 mm spessore 4 mm.....	54
Figure 6.32 Deformazione totale fondo con rinforzo R 160 mm spessore 4 mm.....	55
Figure 6.33 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 160 mm spessore 4 mm.....	55
Figure 6.34 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 4 mm.	56
Figure 6.35 Grafico conformto andamento deformazioni vari spessori.....	56
Figure 6.36 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 6 mm.	57
Figure 6.37 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 8 mm.	58

Elenco Tabelle

Tabella 4.1 Dati geometria modello analitico.	14
Tabella 4.2 Caratteristiche materiale AISI 304.	14
Tabella 4.3 Masse e volumi riempimento tank per $\frac{3}{4}$	16
Tabella 4.4 Bracci e coppie, riempimento tank per $\frac{3}{4}$	16
Tabella 4.5 Masse e volumi riempimento tank per metà.	18
Tabella 4.6 Bracci e coppie, riempimento tank per metà.	18
Tabella 4.7 Masse e volumi riempimento tank per $\frac{1}{3}$	19
Tabella 4.8 Bracci e coppie, riempimento tank per $\frac{1}{3}$	19
Tabella 4.9 Dati reazioni vincolari e momenti flettenti, caso di sola flessione.	21
Tabella 4.10 Sollecitazioni sezioni di interesse con sola flessione, caso tank pieno.	22
Tabella 4.11 Dati reazioni vincolari e momenti flettenti, caso di riempimento per metà.	23
Tabella 4.12 Sollecitazioni sezioni di interesse, caso di riempimento per metà.	23
Tabella 5.1 Dati motore quattro poli trifase.	25
Tabella 5.2 Dati geometria modello analitico, nuovo asse.	27
Tabella 5.3 Dati coppia motrice e forze scambiate trasmissione a catena.	28
Tabella 5.4 Reazioni vincolari piano YZ.	29
Tabella 5.5 Reazioni vincolari piano XZ.	30
Tabella 5.6 Reazioni vincolari risultanti.	30
Tabella 5.7 Parametri di progetto nuovo asse.	30
Tabella 5.8 Sollecitazioni sezioni di interesse, primo dimensionamento.	31
Tabella 5.9 Tensioni sezioni di interesse, primo dimensionamento.	32
Tabella 5.10 Sollecitazioni sezioni di interesse, nuovo asse.	32
Tabella 6.1 Parametri valutazione Skewness.	38

1. Introduzione

Il progetto di tesi descritto in questo elaborato si è svolto presso la Puleo S.P.A di Marsala (TP), azienda che dà oltre 50 anni progetta e sviluppa internamente impianti ed attrezzature hi-tech per il settore enologia e juice. Puleo S.P.A è specializzata in particolar modo nella progettazione di impianti e attrezzature di vinificazione che compongono la “Linea di Ricevimento e di Pressatura”.

Nello stabilimento sono fabbricate le seguenti categorie di prodotto:

- **Ricezione:** Convogliatori monococlea/bicoclea, Grapeo (tavoli dosatori vibranti).
- **Diraspatura e selezione:** Vega (diraspatrici rotanti), Roll Selecto (tavolo a rullini selezione)
- **Pressatura:** Presse continue mono e bicoclea, Sgrondatori, Presse soffici F(tank forato), C(tank chiuso), N(tank chiuso con pressatura sotto atmosfera protetta da gas inerte).

Il tema affrontato in questo elaborato riguarda l’analisi delle cause del cedimento dell’asse aria di una pressa pneumatica a membrana laterale e la sua conseguente riprogettazione.

La macchina in questione è una pressa da 22 hl, che appartiene alla gamma delle piccole presse soffici da 8-16-22 hl. Tale modello è presente sul mercato già da diversi anni, ma solo negli ultimi due anni sono stati evidenziati dei casi di cedimento. I casi studiati riguardano macchine in funzione da 2/3 anni presso clienti e non risultano essere macchine particolarmente datate.

I cedimenti sono stati riscontrati a seguito di un aumento della rumorosità e delle vibrazioni nel vano motore, oltre ad un visibile disallineamento del gruppo motoriduttore. Nei casi più estremi si è registrata la completa rottura dell’asse.

La metodologia usata per risalire alla causa del cedimento, avendo a disposizione solo una delle macchine danneggiate ed alcune prove fotografiche dei clienti, è stata quella di realizzare un modello analitico semplificato per l’analisi statica dell’assieme asse-tank. Particolare attenzione è stata prestata alla definizione delle possibili condizioni di carico dovute sia ad un uso ottimale che ad un uso improprio della macchina.

I risultati ottenuti in questa prima fase non hanno lasciato molti dubbi sulla causa del cedimento, si è deciso quindi di passare direttamente alla riprogettazione di tale asse.

A seguito della definizione dei nuovi parametri di progetto da soddisfare, sono stati dapprima dimensionati gli elementi motore, riduttore, pignone e corona per una trasmissione a catena. Successivamente è stato effettuato un dimensionamento preliminare a torsione del nuovo asse, che è stato poi verificato utilizzando lo stesso modello analitico utilizzato per l’analisi del cedimento, apportando le relative modifiche sulle forze scambiate con la nuova trasmissione.

Si è deciso infine di realizzare un modello numerico semplificato del nuovo assieme, in modo da valutare le scelte sul dimensionamento dell'asse, e di eventuali elementi di rinforzo. In particolar modo si è prestata attenzione alla possibile deformazione della zona di attacco tra fondo e asse, causata da un eccessivo carico del tank.

2. Pressa soffice F/C 22

In questo capitolo vengono presentate in generale le caratteristiche costruttive e le fasi di funzionamento delle presse pneumatiche a membrana laterale ed in particolare della pressa F/C 22 macchina oggetto di studio.

2.1. Caratteristiche generali

Le presse pneumatiche sono delle macchine atte all'estrazione della frazione liquida dell'uva. La pressatura avviene all'interno di un'ampia gabbia cilindrica orizzontale, detta tank, mediante il gonfiaggio di una membrana con aria compressa, che esercita sul prodotto la pressione necessaria per estrarne la frazione liquida.

2.1.1. Tank

Elemento principale della macchina è il tank, ovvero una gabbia cilindrica in acciaio inox AISI 304, realizzata assemblando due fondi bombati con le virole intermedie. Le dimensioni volumetriche dei tank prodotti da Puleo Spa vanno dagli 8 ettolitri a 440 ettolitri.

Distinguiamo due tipologie di presse pneumatiche a membrana laterale, tipo "F", pressa a tank semi forato che permette l'espulsione della parte liquida direttamente dal mantello, tipo "C" è una pressa a tank chiuso che presenta delle canaline interne per lo sgrondo della frazione liquida.



Figure 2.1 Tank forato Pressa F22

Il tank della pressa F/C 22 è composto da due fondi bombati decinormali dal diametro di 1100mm ottenuti da una lamiera da 4 mm e da due virole lunghe 1000mm ottenute da una lamiera da 2.5 mm a seguito dell'operazione di calandratura.

Sul tank è presente un'apertura per il carico e lo scarico della massa di prodotto, tale apertura viene praticata al centro del cilindro dopo aver assemblato il tank. Su tale apertura viene applicata successivamente una piastra di rinforzo.

La chiusura di tale boccaporto può avvenire tramite una portella ermetica nel caso delle presse “C” e tramite una portella forata nel caso delle presse “F”.

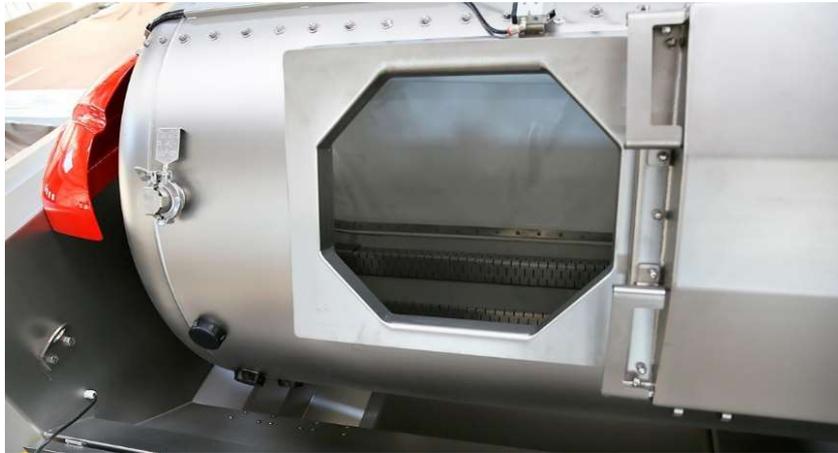


Figure 2.2 Tank chiuso Pressa C22

All'interno del tank viene montata una membrana in PVC alimentare, che durante le fasi di non pressatura, si troverà schiacciata in depressione sulla parete opposta a quella di drenaggio, Figure 2.3



Figure 2.3 Interno tank Pressa C22

2.1.2. Assi

Il tank presenta due assi saldati rispettivamente sui fondi bombati. Gli assi oltre a svolgere un ruolo di supporto, essendo cavi consentono l'ingresso dell'aria compressa e del prodotto all'interno delle due zone del tank.

In particolare chiamiamo asse aria, l'asse che tramite un sistema di canali interni e collettori dedicati, permette l'invio di aria compressa all'interno della zona aria del tank, per il gonfiaggio della membrana e il rifornimento di altre utenze poste sul tank. L'asse aria è solitamente anche l'asse a cui è collegato il gruppo motorizzazione.

L'asse uva è quell'asse cavo che comunica con la zona prodotto del tank, tramite il quale può essere effettuato il riempimento assiale della macchina.

2.1.3. Supporti

I supporti utilizzati per vincolare il tank sono solitamente realizzati su misura per ogni applicazione, in particolare si tratta di supporti a strisciamento tramite bronzina con lubrificazione manuale. Per le presse di piccole dimensioni si fa uso anche di supporti con cuscinetti a sfere auto-allineanti, che permettono di correggere piccoli errori di disallineamento degli assi.

Sulla F/C22 vengono montati due tipologie di supporti, sull'asse aria è previsto un cuscinetto a sfere auto-allineante, il supporto per asse uva è invece strisciante con bronzina lubrificata.



Figure 2.4 Cuscinetto a sfere flangiato autoallineante (sinistra) Supporto a strisciamento su bronzina (destra)

2.1.4. Gruppo motorizzazione e trasmissione

Il Gruppo motorizzazione è solitamente composto da:

- Motore elettrico;
- Riduttore;
- Trasmissione potenza.

Il motore elettrico utilizzato in queste applicazioni è solitamente un motore trifase auto-frenante a quattro poli. La presenza di un freno elettromagnetico fa sì che in mancanza di corrente l'arresto sia quasi istantaneo, ciò garantisce un'elevata precisione d'arresto sia esso volontario o non volontario.

Le tipologie di riduttori utilizzate in queste applicazioni vanno da modelli epicicloidali per le applicazioni più gravose a modelli ad assi paralleli. Infine per le macchine più piccole come nel caso della F/C 22 si montano dei riduttori pendolari.

La trasmissione di potenza, tra riduttore e asse del tank, può avvenire tramite un collegamento a catena con pignone e corona rispettivamente montati sull'uscita del riduttore e sull'asse del tank. Nel caso della pressa F/C22 oggetto di tesi la trasmissione di potenza avviene calettando il riduttore direttamente sull'asse del tank.



Figure 2.5 Trasmissione potenza tramite riduttore pendolare (sinistra), Trasmissione di potenza tramite catena (destra)

2.2. Fasi di funzionamento Pressa pneumatica a membrana laterale

Le fasi di funzionamento di una pressa pneumatica a membrana laterale per uso enologico si dividono:

1. Fase di carico prodotto;
2. Fase pressatura;
3. Fase di sgretolamento massa;
4. Fase di scarico massa esausta.

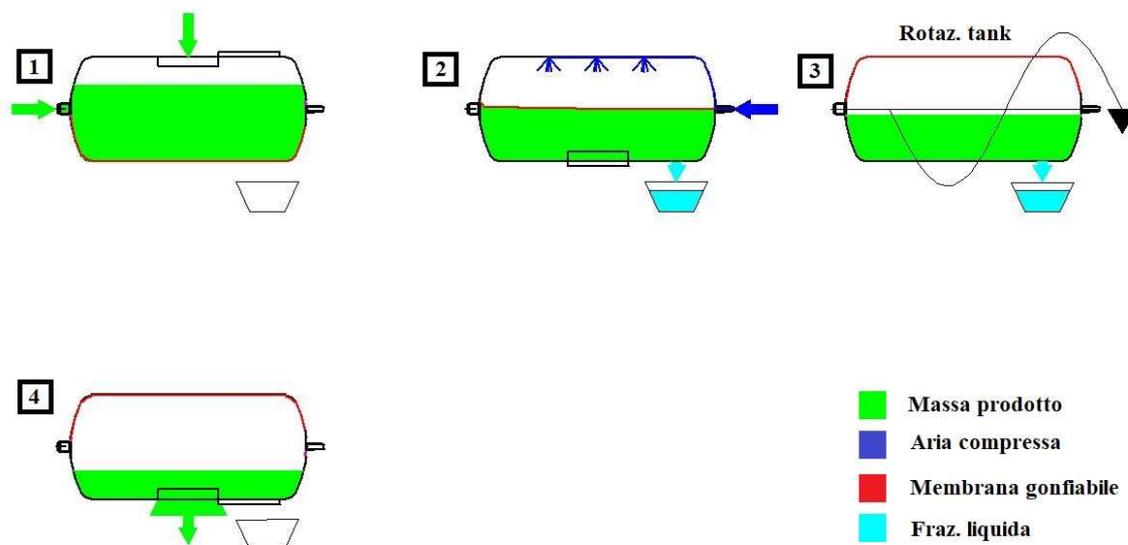


Figure 2.6 Fasi di funzionamento pressa pneumatica

La fase di carico del prodotto è la fase in cui il tank viene riempito fino alla capacità stabilita. Il carico può sostanzialmente avvenire in due modalità, la prima consiste in un carico tramite portella laterale per via di un nastro trasportatore o elevatore, al termine del riempimento viene chiusa la portella e si procede alla fase successiva, in questo caso l'utente ha una visuale sul riempimento del tank.

Una seconda modalità di carico può essere quella assiale, cioè tramite l'asse lato prodotto, che può essere collegato alla tubazione di mandata di una pompa. Durante tale modalità di carico, il tank può essere fermo, rotante o basculante. In questi ultimi due casi la portella risulta essere chiusa, non si ha quindi un'idea del grado di riempimento della macchina.

La fase di pressatura è caratterizzata dall'insufflaggio di aria compressa all'interno della zona aria con il conseguente gonfiaggio della membrana che andrà via via espandendosi, schiacciando la massa di prodotto. Tale fase avviene a tank completamente fermo e posizionato in modo che la membrana risulti parallela al piano. Durante la pressatura la frazione liquida sarà evacuata tramite le forature sul mantello nel caso delle presse "F", attraverso i canali di

sgrondo interno nelle presse “C”. La pressatura completa avviene in più cicli e con livelli di pressione che si innalzano ad ogni ciclo.

La fase di sgretolamento consiste nel rimescolamento della massa, che ha subito un ciclo di pressatura, attraverso la messa in rotazione del tank. Durante tale fase la membrana viene retratta e la massa che inizialmente era compatta tenderà a sgretolarsi. A seguito di tale fase la massa potrà subire il successivo ciclo di pressatura o se esausta si procederà con la fase di scarico.

La fase di scarico avviene a fine pressatura, quando la massa è esausta. In questa fase verrà aperta la portella e si procederà con la messa in rotazione del tank fino al completo svuotamento.

3.2. Casi di cedimento

I guasti che si sono verificati presso i clienti, sembrano presentare tutti un cedimento localizzato in prossimità della seconda linguetta.



Figure 3.2 Asse aria Pressa F/C 22, caso di cedimento con successiva riparazione momentanea del cliente.

Analizzando il caso riportato sopra, non è ben visibile la zona di cedimento, poiché a seguito del guasto il cliente ha risaldato il componente per terminare la stagione. Il componente presenta una leggera deformazione in prossimità della cava per la linguetta, sono però visibili anche delle cricche, Figure 3.3.



Figure 3.3 Dettaglio cava linguetta asse aria Pressa F/C 22.

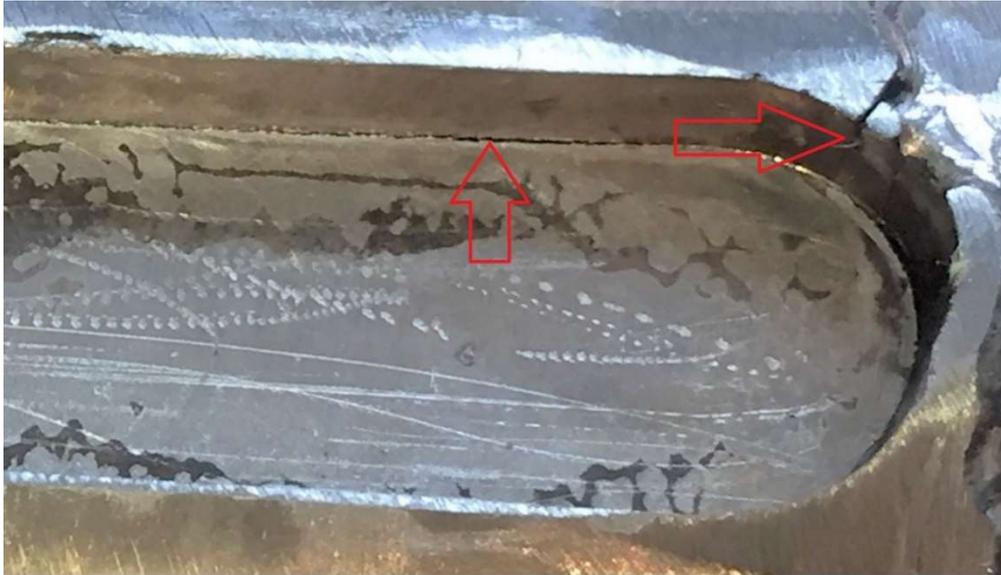


Figure 3.4 Dettaglio cava linguetta con presenza di cricche.

Un secondo caso, Figure 3.5, mostra una deformazione molto più evidente localizzata sempre al termine della seconda linguetta. Il componente sembra aver oltrepassato il limite elastico, deformandosi plasticamente. La modalità di deformazione sembra sia riconducibile a un elevato sforzo di torsione.



Figure 3.5 Dettaglio deformazione su asse aria Pressa F/C 22.

I casi analizzati sopra si differenziano per modalità di cedimento, infatti il primo sembra riportare un cedimento per fatica, in cui le deformazioni sono ridotte e vi è la presenza di cricche, non si sa però se alcune di esse siano nate a seguito dell'utilizzo della macchina con la riparazione effettuata dal cliente. Non è stato possibile effettuare una analisi visiva delle superfici di rottura, data la presenza della riparazione.

Nel secondo caso analizzato il cedimento sembra essere avvenuto per un sovraccarico, poiché sono evidenti ampie deformazioni plastiche.

4. Modello analitico

Per capire meglio la fenomenologia del cedimento si è deciso di sviluppare in prima battuta un semplice modello analitico che fosse rappresentativo del sistema tank ed assi. Le geometrie e le condizioni al contorno sono tali da poter essere descritte da un modello semplificato, utile in questi casi a dare un punto di riferimento per un successivo studio agli elementi finiti.

4.1. Geometria e materiali

Il tank è vincolato alla struttura portante tramite due supporti calettati sugli assi. Per lo studio dello stato tensionale dell'asse aria, soggetto a cedimento, il sistema può essere assimilato ad una trave semplicemente appoggiata, soggetta ad un carico distribuito sulla lunghezza del tank. Oltre alla lunghezza L_1 delle parti cilindriche del tank, i due fondi vengono approssimati da una lunghezza equivalente di cilindro $L_2 = \frac{2h}{3}$. A tali dimensioni sono aggiunte quelle relative agli assi.

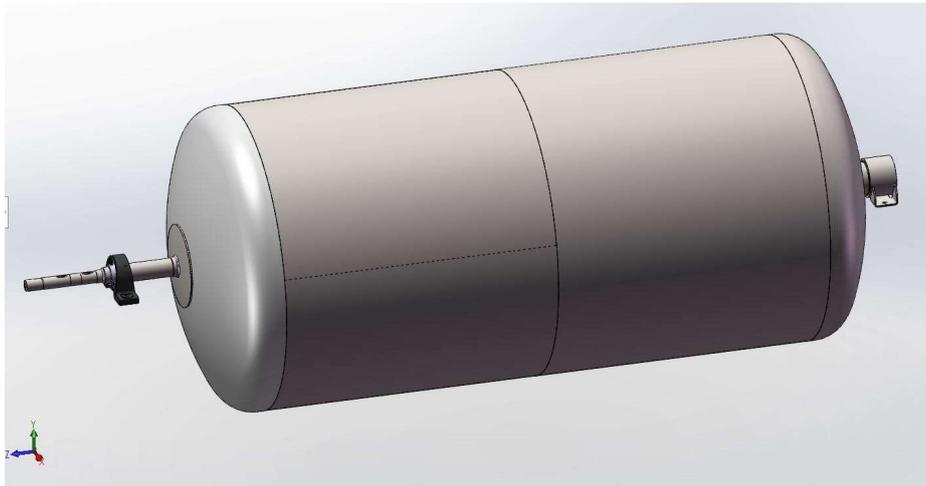


Figure 4.1 Modello 3D tank con supporti Pressa F/C 22.

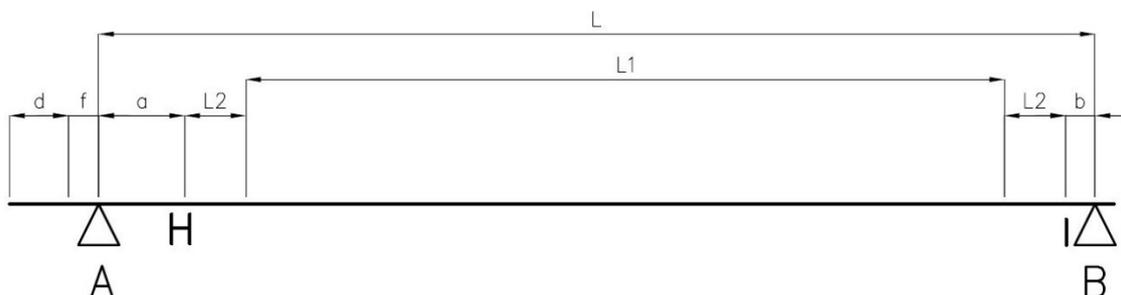


Figure 4.2 Modello analitico semplificato trave su due appoggi.

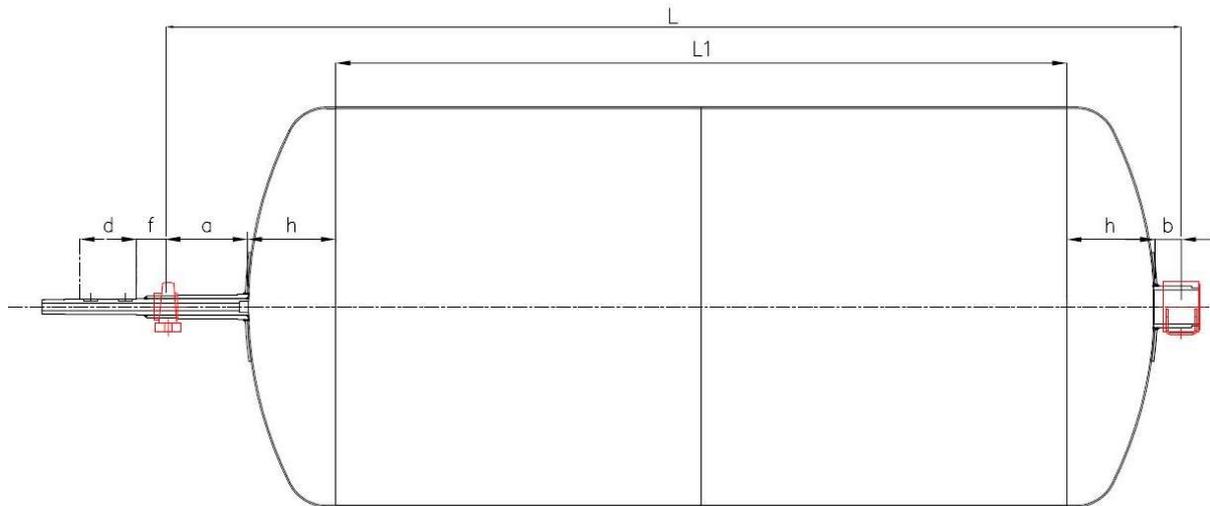


Figure 4.3 Dimensioni tank e posizione supporti.

I vincoli A e B rappresentano rispettivamente il supporto asse aria ed il supporto asse uva, invece i punti H ed I sono i punti di collegamento tra asse e fondo. La dimensione “d” rappresenta la zona dell’asse aria su cui è calettato il gruppo motorizzazione.

Tabella 4.1 Dati geometria modello analitico.

DATI GEOMETRIA	
a	226.9 mm
b	78 mm
d	155 mm
f	79.8 mm
L1	2000 mm
L2	161 mm

Il tank e gli assi sono realizzati completamente in Acciaio inox AISI 304, ampiamente utilizzato nel settore alimentare per la realizzazione di pentole, cucine, serbatoi. Il materiale in questione presenta le seguenti caratteristiche meccaniche:

Tabella 4.2 Caratteristiche materiale AISI 304.

Tensile Strength (MPa) min	Yield Strength 0.2% Proof (MPa) min	Elongation (% in 50mm) min	Hardness	
			Rockwell B (HR B) max	Brinell (HB) max
515	205	40	92	201

4.2. Casi di carico

Le presse pneumatiche possono essere utilizzate per la pressatura di diverse tipologie di prodotti. Lo stesso prodotto, a secondo delle lavorazioni che ha subito in precedenza, può presentare un rapporto tra frazione solida-liquida diverso. Il diverso peso specifico dei prodotti fa sì che a parità di riempimento i carichi sulla pressa possono variare considerevolmente. È da considerare che durante le varie fasi di pressatura il peso del prodotto all'interno della pressa tende a diminuire, per via del progressivo sgrondamento della parte liquida del prodotto.

Il centro di massa dell'insieme prodotto-tank presenta una certa eccentricità, che varia in funzione del riempimento del tank e del peso specifico della massa di prodotto. La membrana laterale tenderà a pressare la massa, compattandola su di un lato del cilindro. Tale eccentricità fa sì che sia richiesta una coppia per far ruotare il tank a seguito di ogni ciclo di pressatura.

Per un corretto funzionamento la pressa dovrebbe essere riempita per i $\frac{3}{4}$ del suo volume, molto spesso però gli utenti, non attenendosi alle indicazioni dei manuali, per ridurre i tempi tendono a riempire totalmente il tank della pressa.

Si è deciso di analizzare dapprima il comportamento flessionale dell'asse aria, simulando la condizione di tank completamente pieno di prodotto con peso specifico pari a $1 \frac{kg}{dm^3}$. A tale massa è stata aggiunta anche quella del tank e delle portelle, il carico totale q distribuito sulla lunghezza del tank equivale a $10060 \frac{N}{m}$. Sull'estremità dell'asse aria è stato aggiunto il peso del gruppo motorizzazione, poiché il riduttore è di tipo pendolare quindi sospeso e gravante esclusivamente sull'asse. Il carico, dovuto al gruppo motorizzazione, q_1 è pari a $3450 \frac{N}{m}$.

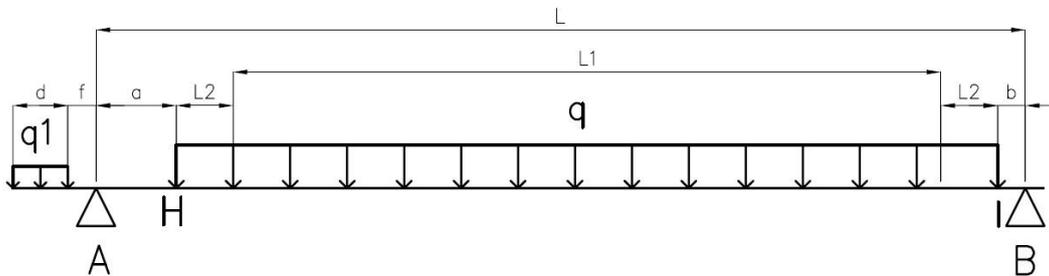


Figure 4.4 Geometria con carichi distribuiti massa prodotto e gruppo motoriduttore.

Il caso tank completamente pieno non corrisponde però alla condizione peggiore per la torsione, poiché all'aumentare del riempimento del tank, il centro di massa tende ad avvicinarsi all'asse di rotazione.

Come descritto al Capitolo 1, la fase di pressatura avviene con la membrana rivolta in alto e parallela al piano. Al termine di ogni fase di pressatura parziale, il tank viene messo in rotazione per effettuare lo sgretolamento della massa. È da tenere in considerazione che la massa rimarrà aderente alla parete del tank fino ad un certo angolo di rotazione, superato tale angolo, la massa tenderà a scivolare. Tale fenomeno varia però in funzione del grado di pressatura della massa.

Una massa a fine pressatura sarà molto compatta e tenderà a staccarsi più tardi, ad un angolo di rotazione ben maggiore.

Sono state prese, quindi, in considerazione diverse condizioni di carico per capire quale fosse la più gravosa ed al contempo realistica.

4.2.1. Tank pieno per $\frac{3}{4}$

Questa condizione rappresenta il riempimento massimo per un corretto funzionamento della pressa. In questa condizione si ha che il centro di massa dista dall'asse di rotazione 113.4 mm. La coppia richiesta per far ruotare il tank, tende ad aumentare, poiché il braccio tra centro di massa e asse di rotazione aumenta. In fase di spunto la coppia richiesta è di circa 495 Nm.

Tabella 4.3 Masse e volumi riempimento tank per $\frac{3}{4}$.

V_{prodotto} [L]	M_{prodotto} [kg]	M_{totale} [kg]
1650	990	1328.0

Tabella 4.4 Bracci e coppie, riempimento tank per $\frac{3}{4}$.

b_{spunto} [mm]	b_{max} [mm]	C_{spunto} [Nm]	C_{max} [Nm]	ϕ_{iniziale} [°]	$C \phi=30^\circ$ [Nm]	$C \phi=45^\circ$ [Nm]	$C \phi=60^\circ$ [Nm]	$C \phi=70^\circ$ [Nm]
38.0	113.2	494.9	1477.3	19.6	738.7	1044.6	1279.4	1388.2

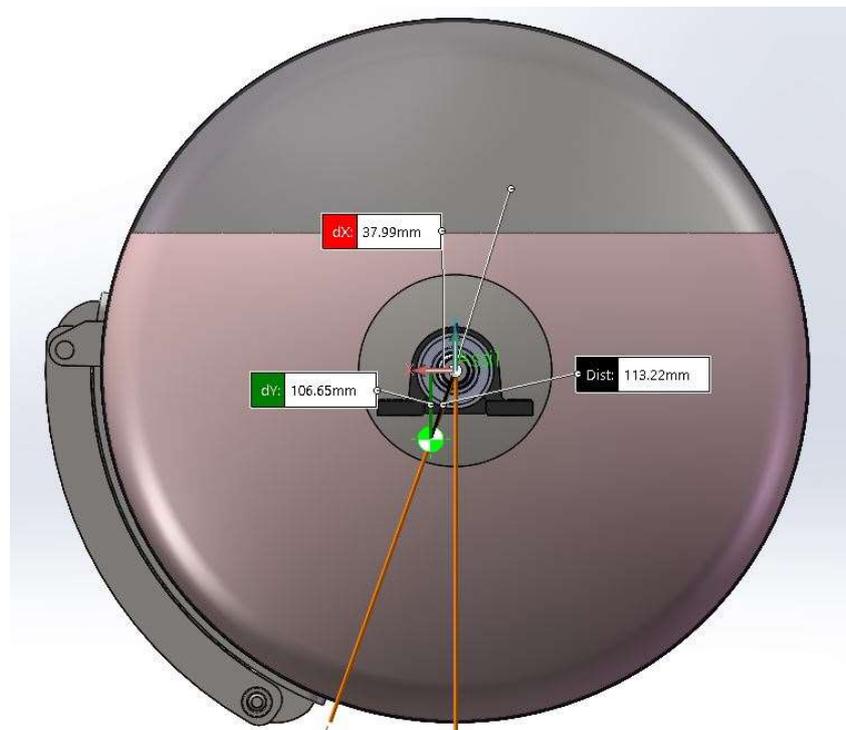


Figure 4.5 Posizione centro di massa tank pieno per $\frac{3}{4}$, in posizione di pressatura.

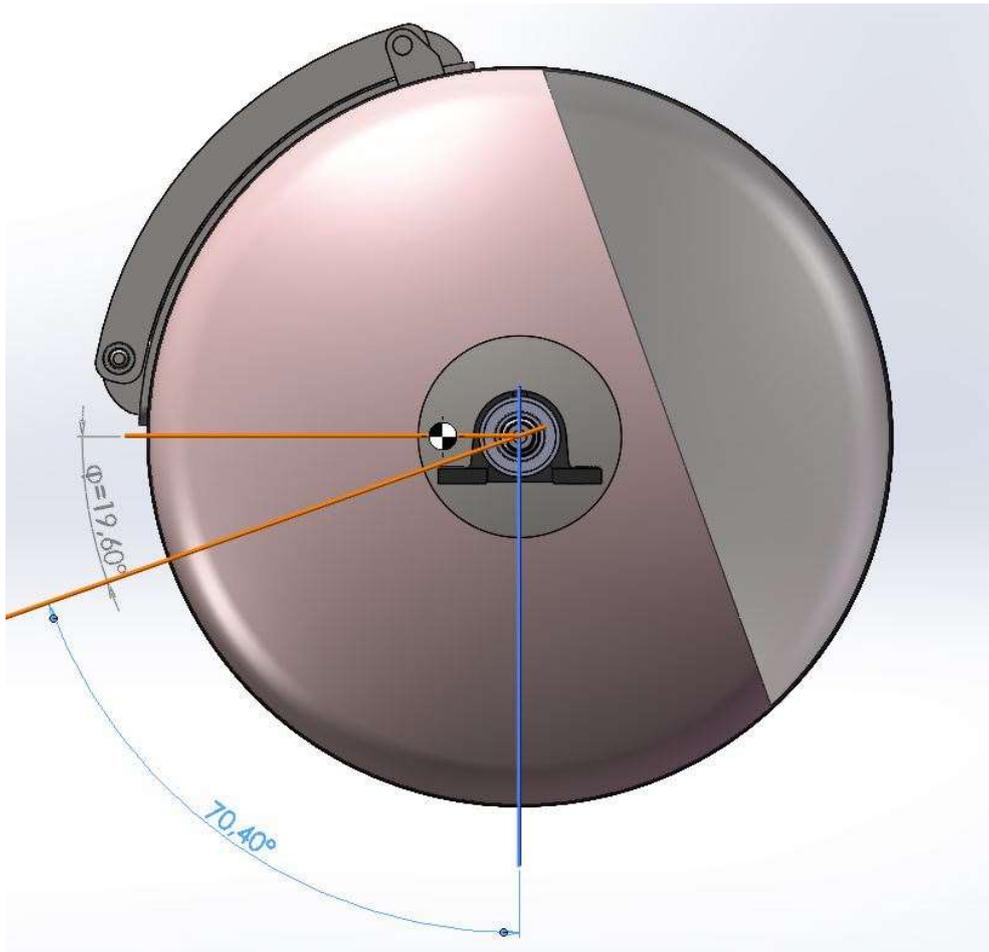


Figure 4.6 Tank pieno per 3/4 in rotazione, condizione di coppia massima

La coppia massima corrisponde ad una rotazione del tank di circa 70.4° in senso orario. Si può ipotizzare che tale coppia non sia raggiunta, dato che a quell'angolazione la massa, non ancora ben compattata, si sgretola scivolando verso il basso.

4.2.2. Tank pieno per metà

Una condizione intermedia che può essere valutata è quella del tank pieno per metà del suo volume. Tale condizione può riferirsi sia ad un riempimento non completo della macchina sia ad una condizione in cui la massa ha subito già qualche ciclo di pressatura, riducendo così il suo volume. In questo caso si ha che la distanza tra centro di massa e asse di rotazione è di 182,9 mm. La coppia richiesta allo spunto, durante la rotazione oraria, è pari a circa 493 Nm.

Tabella 4.5 Masse e volumi riempimento tank per metà.

V_{prodotto} [L]	M_{prodotto} [kg]	M_{totale} [kg]
1100	660	998.0

Tabella 4.6 Bracci e coppie, riempimento tank per metà.

b_{spunto} [mm]	b_{max} [mm]	C_{spunto} [Nm]	C_{max} [Nm]	ϕ_{iniziale} [°]	$C_{\phi=30^\circ}$ [Nm]	$C_{\phi=45^\circ}$ [Nm]	$C_{\phi=60^\circ}$ [Nm]	$C_{\phi=70^\circ}$ [Nm]
50.4	182.7	493.1	1788.7	16	894.4	1264.8	1549.1	1680.8

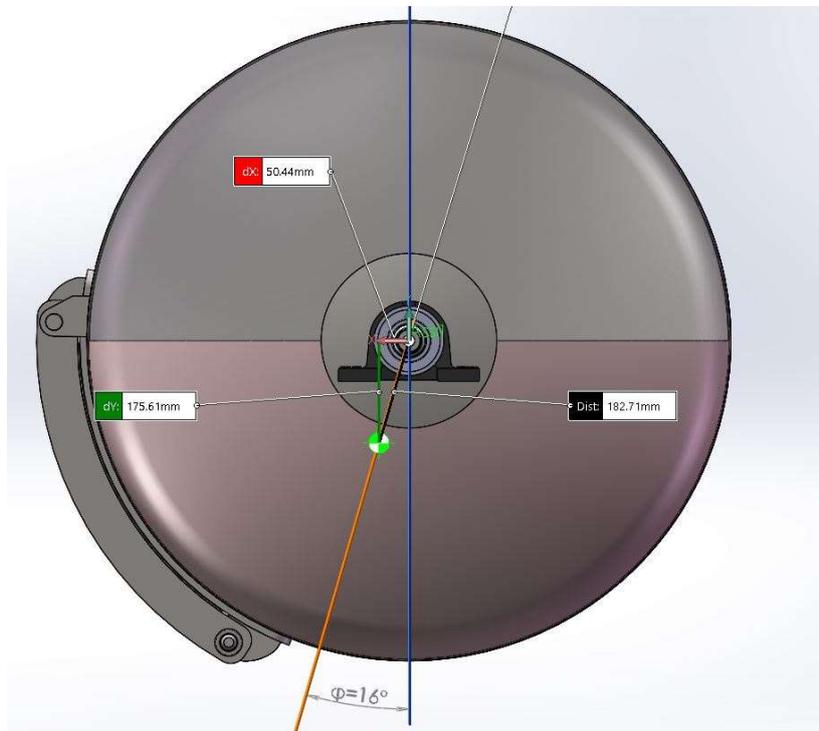


Figure 4.7 Tank pieno per metà, in posizione di pressatura.

Nel caso in cui la massa in questione abbia già subito una pressatura iniziale (0.2-0.5 bar), presenterà un grado di compattamento maggiore, tale per cui lo sgretolamento della massa potrebbe avvenire ad angoli di rotazione superiori ai 74°. È quindi da considerare possibile il raggiungimento di tale coppia C_{max} .

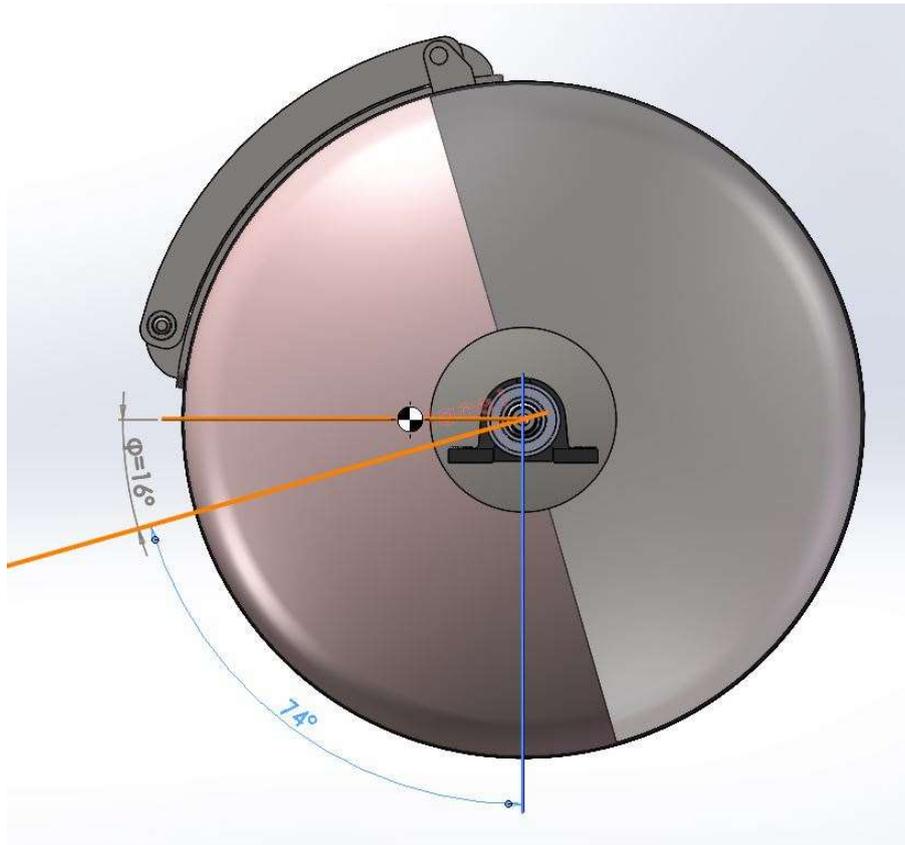


Figure 4.8 Tank pieno per metà, condizione di coppia massima.

4.2.3. Tank volume fine pressatura

Questa situazione può essere rappresentativa della fase di fine pressatura, la massa iniziale ha perso circa il 65%-70% del suo peso e al contempo sarà molto compatta ed il volume occupato risulta essere circa 1/5 del volume iniziale. In questo caso la massa tende a rimanere aderente alla superficie interna del tank, riuscendo a superare angoli di rotazione superiori ai 90° , senza scomporsi. La distanza tra asse e centro di massa è circa 250.6 mm. In fase di avvio della rotazione in senso orario la coppia richiesta sarà pari a 492 Nm. Durante la rotazione la coppia massima raggiunta sarà di 1682 Nm ad un angolo di rotazione del tank pari a 72.6° .

Tabella 4.7 Masse e volumi riempimento tank per 1/3.

V_{prodotto} [L]	M_{prodotto} [kg]	M_{totale} [kg]
340	346,5	684,5

Tabella 4.8 Bracci e coppie, riempimento tank per 1/3.

b_{spunto} [mm]	b_{max} [mm]	C_{spunto} [Nm]	C_{max} [Nm]	$\varphi_{\text{iniziale}}$ [°]	$C_{\varphi=30^\circ}$ [Nm]	$C_{\varphi=45^\circ}$ [Nm]	$C_{\varphi=60^\circ}$ [Nm]	$C_{\varphi=70^\circ}$ [Nm]
73,2	250,6	491,8	1682,8	17,4	841,4	1189,9	1457,3	1581,3

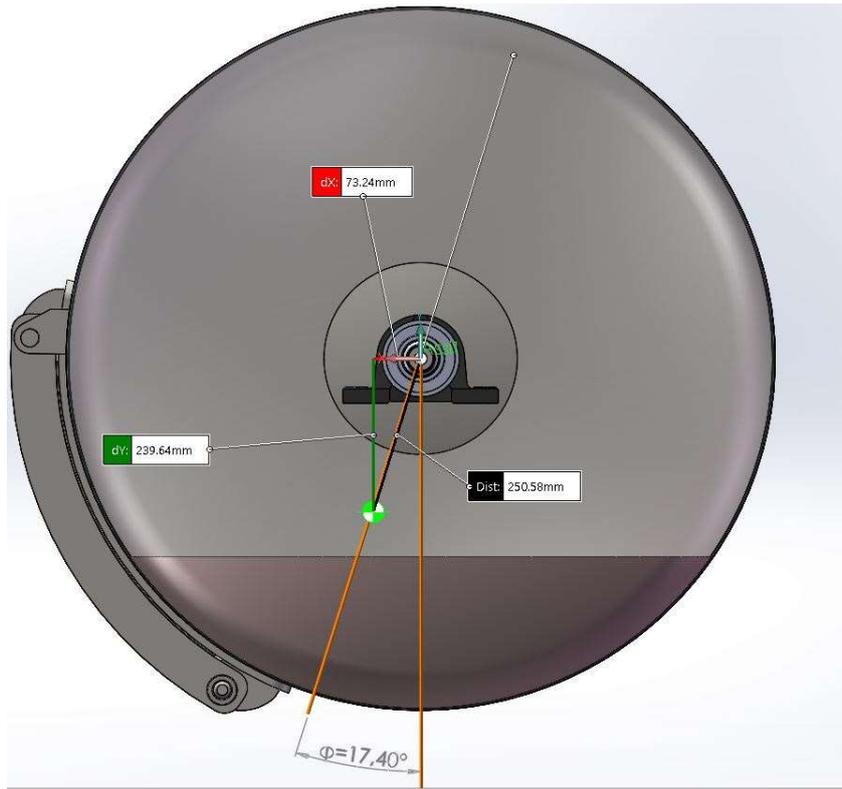


Figure 4.10 Tank volume fine pressatura.

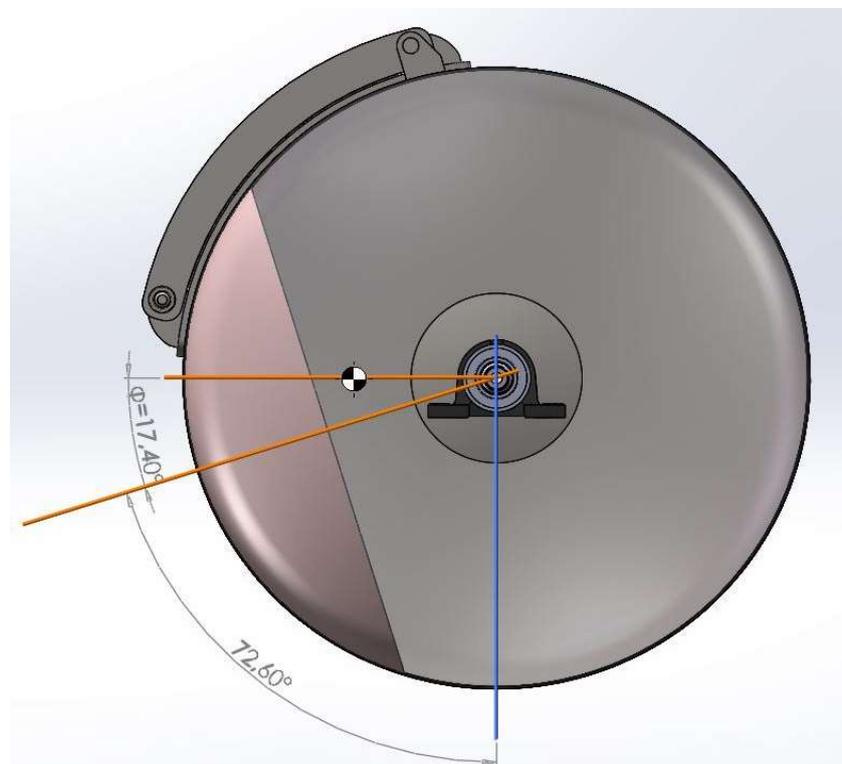


Figure 4.9 Tank volume fine pressatura, condizione coppia massima.

In questo caso è anche possibile che si verifichi la situazione in cui il distacco del prodotto dalla parete avvenga in maniera improvvisa e ad angoli di rotazione vicini ai 150°-170°.

4.3. Verifica statica

La verifica statica permette di capire se il dimensionamento dell'asse, soggetto a cedimento, è stato effettuato correttamente. Le condizioni di carico più gravose dal punto di vista della flessione e della torsione non coincidono, ma possono comunque verificarsi nei casi distinti, per questo si è deciso di verificare separatamente la flessione dovuta ad un completo riempimento del tank, dai casi di torsione dovuta all'eccentricità della massa di prodotto.

4.3.1. Analisi flessione-tank pieno

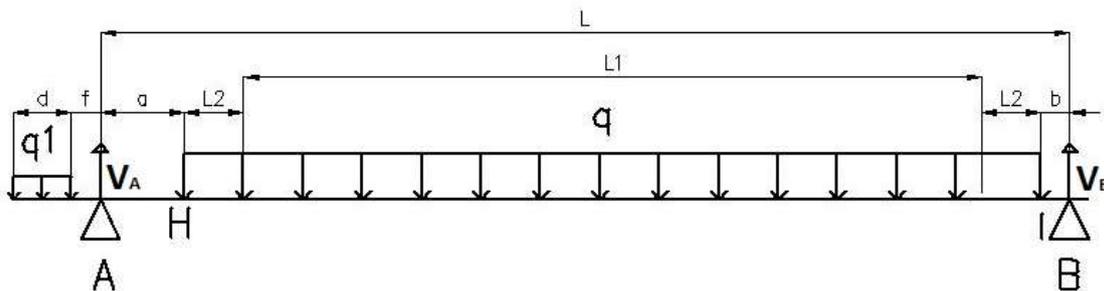


Figure 4.11 Modello analitico, carichi piano YZ.

Tabella 4.9 Dati reazioni vincolari e momenti flettenti, caso di sola flessione.

Reazioni vincolari e momenti flettenti	
V_A	13085,0 N
V_B	12347,5 N
M_H	2781,1 Nm
M_I	1020,6 Nm
M_A	-84,1 Nm
M_{A1}	-41,4 Nm

$$V_B = \frac{q \times L_1 \times \left(a + \frac{L_1}{2}\right) - q_1 \times d \times \left(f + \frac{d}{2}\right)}{L}$$

$$V_A = q \times L_1 + q_1 \times d - V_B$$

$$M_H = V_A \times a - q_1 \times d \times \left(a + f + \frac{d}{2}\right)$$

$$M_A = -q_1 \times d \times \left(f + \frac{d}{2}\right)$$

$$M_{A1} = -q_1 \times \frac{d^2}{2}$$

L'analisi si è concentrata sull'asse aria, non considerando la situazione tensionale del resto dei componenti del tank.

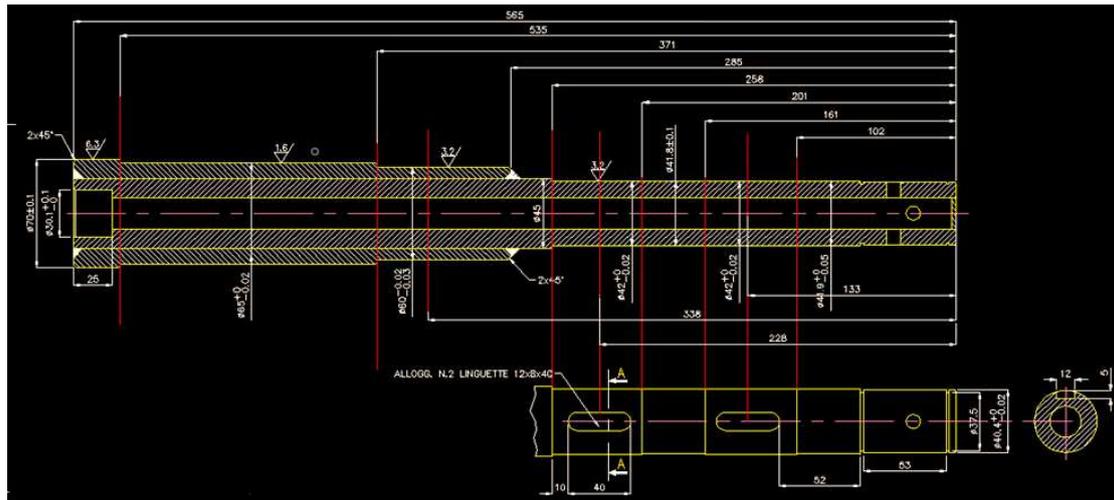


Figure 4.12 Tavola asse con sezioni di riferimento per calcolo sollecitazioni.

Tabella 4.10 Sollecitazioni sezioni di interesse con sola flessione, caso tank pieno.

Z [mm]	D [mm]	d [mm]	Mf [Nm]	A [mm ²]	Wf [mm ³]	σ_f [Mpa]	σ_{Mf} [Mpa]	CS
0,0	42	20	0,0	1071,3	6899,6	0,0	0	/
102,0	42	20	0,0	1071,3	6899,6	0,0	0	/
Prima linguetta								
133,0	42	20	-1,7	1071,3	6899,6	-0,2	0,2	/
161,0	42	20	-6,1	1071,3	6899,6	-0,9	0,9	/
201,0	42	20	-17,1	1071,3	6899,6	-2,5	2,5	82,6
Seconda linguetta								
228,0	42	20	-27,7	1071,3	6899,6	-4,0	4,0	51,0
Spallamento riduttore								
258,0	42	20	-42,0	1071,3	6899,6	-6,1	6,1	33,7
258,0	45	20	-42,0	1276,3	8597,1	-4,9	4,9	42,0
285,0	60	20	-70,7	2513,3	20944,0	-3,4	3,4	60,7
Cuscinetto								
338,0	60	20	-85,2	2513,3	20944,0	-4,1	4,1	50,4
Spallamento cuscinetto								
371,0	60	20	299,3	2513,3	20944,0	14,3	14,3	14,3
371,0	65	20	299,3	3004,1	26719,6	11,2	11,2	18,3
535,0	65	20	2242,0	3004,1	26719,6	83,9	83,9	2,4
565	70	30	2782,5	3141,6	32537,9	85,5	85,5	2,4

I valori di tensione calcolati sull'asse aria, mostrano che la singola flessione non dovrebbe essere la causa del cedimento, come visibile sulla penultima colonna della Tabella 4.10, la zona di incastro con il fondo è quella maggiormente sollecitata. I valori di tensione risultano comunque accettabili garantendo un coefficiente minimo di sicurezza pari a 2. La zona di cedimento evidenziata al Capitolo 2 non sembra essere interessata dalla flessione.

4.3.2. Analisi caso tank pieno per metà

I casi di carico descritti in precedenza, mostrano come al variare della percentuale di riempimento del tank e del grado di pressatura della massa, le coppie in gioco possono variare considerevolmente. Si è deciso di prendere in considerazione il caso con un riempimento del 50%, situazione rappresentativa di un prodotto che ha già subito una pressatura iniziale. La coppia massima richiesta in quella situazione è pari a circa 1790 Nm.

In questo caso il carico distribuito q è pari a 3955.7 N/m

Tabella 4.11 Dati reazioni vincolari e momenti flettenti, caso di riempimento per metà.

Reazioni vincolari e momenti flettenti	
V_A	5126,6 N
V_B	5205,5 N
M_H	1160,3 Nm
M_I	399,9 Nm
M_A	-85,2 Nm
M_{A1}	-42,0 Nm

Tabella 4.12 Sollecitazioni sezioni di interesse, caso di riempimento per metà.

Z [mm]	D [mm]	d [mm]	Mf [Nm]	Mt [Nm]	σ_{Mf} [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	σ_{Tresca} [MPa]	CS
0,0	42	20	0,0	0,0	0,0	0,0	0	/
102,0	42	20	0,0	0,0	0,0	0,0	0	/
Prima linguetta			-1,7		-0,2		129,6	1,6
133,0	42	20		894,4		64,8		
161,0	42	20	-6,1	894,4	-0,9	64,8	129,6	1,6
201,0	42	20	-17,1	894,4	-2,5	64,8	129,6	1,6
Seconda linguetta			-27,7		-4,0		259,28	0,8
228,0	42	20		1788,7		129,6		
Spallamento riduttore			-42,0		-6,1		259,32	0,8
258,0	45	20	-42,0	1788,7	-4,9	104,0	208,1	1,0
285,0	60	20	-70,7	1788,7	-3,4	42,7	85,5	2,4
Cuscinetto			-85,2		-4,1		85,5	2,4
338,0	60	20		1788,7		42,7		
Spallamento cuscinetto			66,6		3,2		85,5	2,4
371,0	60	20	66,6	1788,7	2,5	33,5	67,0	3,1
371,0	65	20	66,6	1788,7	2,5	33,5	67,0	3,1
535,0	65	20	833,6	1788,7	31,2	33,5	73,9	2,8
565	70	30	1160,3	1788,7	35,7	27,5	65,5	3,1

I calcoli effettuati in questo caso mostrano che l'asse risulta essere soggetto a tensioni superiori al limite di snervamento del materiale ($\sigma_{Ys} = 205MPa$). Le zone interessate sono quelle in prossimità della seconda linguetta e dello spallamento su cui va a battere il mozzo del riduttore.

4.4. Risultati modello Analitico

I risultati ottenuti nel caso di carico con tank pieno al 50% sembrano rispecchiare perfettamente il cedimento avvenuto sull'asse, descritto al Capitolo 2. La zona in prossimità della cava della seconda linguetta risulta essere sollecitata da una tensione equivalente massima di 260 MPa, la componente tangenziale dovuta al momento torcente risulta essere quella più gravosa rispetto alle tensioni normali di flessione. L'asse risulta essere non correttamente dimensionato poiché le coppie in gioco sono superiori alla massima coppia supportata dall'asse.

$$M_{t_max} = \tau_{max} \times W_t = 1415 Nm$$

Considerando anche la riduzione di sezione resistente, dovuta alla presenza della cava della linguetta, la coppia massima si riduce ulteriormente a circa 950 Nm. Tale coppia risulta essere molto inferiore a quella di esercizio massima ipotizzata.

In questo caso il modello analitico fornisce dei risultati abbastanza chiari, si è deciso quindi di non approfondire ulteriormente tali guasti e di procedere con la progettazione del nuovo asse.

5. Studio nuovo asse con trasmissione a catena

In questo capitolo viene affrontata la progettazione del nuovo asse aria per la pressa F/C 22. Oltre al completo ridimensionamento dell'asse è stato scelto di variare il sistema di trasmissione andando ad inserire una trasmissione a catena, utilizzata in tutte le macchine di dimensioni maggiori. E' stato quindi necessario effettuare la scelta del nuovo riduttore e degli organi di trasmissione come pignone e corona. La progettazione del nuovo asse viene effettuata cercando di mantenere pressoché invariate le distanze relative tra i supporti, poiché tali variazioni comporterebbero modifiche sostanziali a tutto il telaio della macchina, soluzione non auspicabile.

5.1. Parametri di progetto

Nel precedente capitolo sono state analizzate diverse condizioni di carico a cui può essere soggetta la pressa, la più critica di esse richiede una coppia motrice di circa 1800 Nm.

Un altro parametro di progetto risulta essere la velocità di rotazione del tank, che deve essere possibilmente 4-5 RPM, ciò per garantire sia che il rimescolamento della massa avvenga in tempi non troppo lunghi, sia per evitare di maltrattare il prodotto con velocità troppo elevate.

Partendo da questi primi parametri è possibile determinare la potenza P_N del motore che in questo caso sarà un motore trifase quattro poli autofrenante.

$$n_{asse\ tank} = 4 \div 5\ RPM$$

$$C \cong 2000\ Nm$$

$$P_N = \frac{C}{n_{asse\ tank}} = 0.84 \div 1\ kW$$

Si è deciso di utilizzare il motore della precedente versione, che ha una potenza $P_N = 0.95\ kW$.

Tabella 5.1 Dati motore quattro poli trifase.

4 poli/pole/polig										1500 rpm				IE2	
Tipo Type Typ	P_N kW	P_N HP	n_n min ⁻¹	η %	cos ϕ	I_N (400V) A	$\frac{I_{sp}}{I_n}$	M_N Nm	$\frac{M_{sp}}{M_n}$	$\frac{M_{max}}{M_n}$	J Kgm ²	Kg (TN)	Kg (TF)		
55 A	0.05	0.07	1300	35	0.68	0.35	1.8	0.4	1.7	1.3	0.00010	2.0	—		
56 B	0.09	0.12	1340	56	0.65	0.43	2.5	0.6	2.6	2.6	0.00018	2.9	4.0		
63 A	0.13	0.18	1360	60	0.68	0.60	2.4	0.91	2	2.2	0.00025	3.7	5.1		
63 B	0.18	0.25	1360	62	0.69	0.70	2.5	1.3	2.2	2.3	0.00029	4.5	5.9		
71 A	0.25	0.33	1400	70	0.70	0.85	3	1.7	2.3	2.3	0.00074	5.4	6.8		
71 B	0.37	0.50	1400	70	0.71	1.13	3.7	2.5	2.8	2.8	0.00096	6.4	7.8		
71 C	0.55	0.75	1400	73	0.75	1.45	3.9	3.75	2.5	2.5	0.00117	7	8.4		
80 A	0.55	0.75	1400	75	0.78	1.6	4	3.8	2.4	2.5	0.00191	8.5	10.4		
80 B	0.75	1	1400	79.6	0.78	2.1	4	5	2.4	2.5	0.00254	10.5	12.4		
80C	0.95	1.3	1420	78	0.75	2.5	4	6.5	2.3	2.6	0.00285	11.5	13.4		

Il rapporto di riduzione complessivo tra entrata motoriduttore e asse aria sarà nell'intervallo:

$$i_{r_{tot}} = \frac{n_1}{n_{asse\ tank}} = \frac{1420rpm}{4 \div 5rpm} = 284 \div 355$$

La scelta è ricaduta su un motoriduttore 3 stadi ad assi paralleli con rapporto di riduzione $i_n = 80$.

Scegliendo un pignone e corona, per catena Serie Europea da 1" e passo 25,4 mm, rispettivamente con $z=15$, $d_p=122.2$ mm e $z=62$, $d_p=501,5$ mm avremo che:

$$i_{r_{tot}} = \frac{80}{15} \times 62 \cong 330$$
$$\omega = 2\pi \frac{1420}{60 \times 330} \approx 0,45 \text{ rad/s}$$

Scelto il pignone è stata effettuata la verifica del carico radiale agente sull'albero di uscita del riduttore.

$$F_r \leq F_{r2} = 8000 \text{ N}$$

$$F_r = \frac{K_R \times T}{d} = \frac{2000 \times \left(\frac{2000}{62/15}\right) Nm}{122.2 \text{ mm}} = 7920 \text{ N}$$

$K_R = 2000$ per pignone per catena.

$T =$ Momento torcente uscita riduttore [Nm].

$d =$ Diametro pignone [mm].

5.2. Verifica statica del nuovo modello

Partendo dal modello analitico realizzato per la verifica del precedente asse, si è modificata la parte relativa all'asse aria andando ad aggiungere i nuovi carichi, dovuti al sistema di trasmissione.

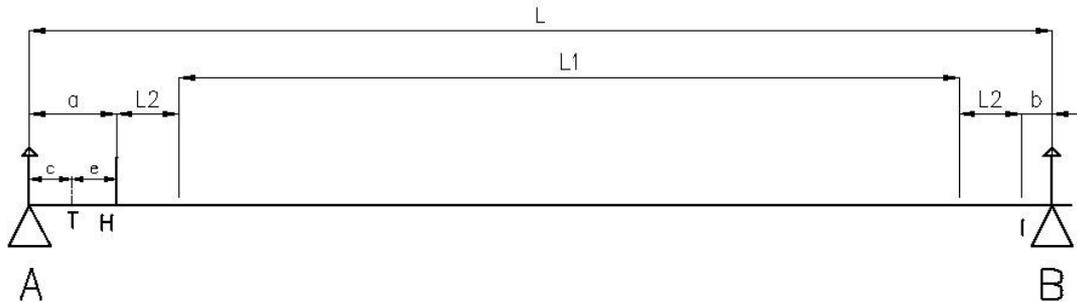


Figure 5.1 Geometria modello analitico, nuovo asse.

La posizione del supporto lato aria è rimasta pressoché la stessa, si è avvicinato al fondo tank di circa 5 mm. Il punto "T" rappresenta invece il punto in cui è saldata la flangia per il fissaggio della corona, su cui sarà applicata sia la coppia motrice che il carico radiale, dovuto al tiro della catena.

Tabella 5.2 Dati geometria modello analitico, nuovo asse.

DATI GEOMETRIA	
a	222,4 mm
b	78 mm
c	107,4 mm
e	115 mm
L1	2000 mm
L2	161 mm

5.2.1. Sollecitazioni dovute alla trasmissione a catena

La scelta è ricaduta su una trasmissione a catena poiché essa riesce a neutralizzare in buona misura gli strappi dovuti ad una discontinuità della trasmissione, in particolar modo durante le fasi di avvio e di arresto della rotazione. A differenza della trasmissione precedentemente utilizzata, che generava un momento torcente puro, in questo caso la coppia sarà data da una forza che agisce in direzione della catena. In base agli spazi disponibili il sistema di trasmissione è stato posizionato come mostrato nella Figure 5.2.

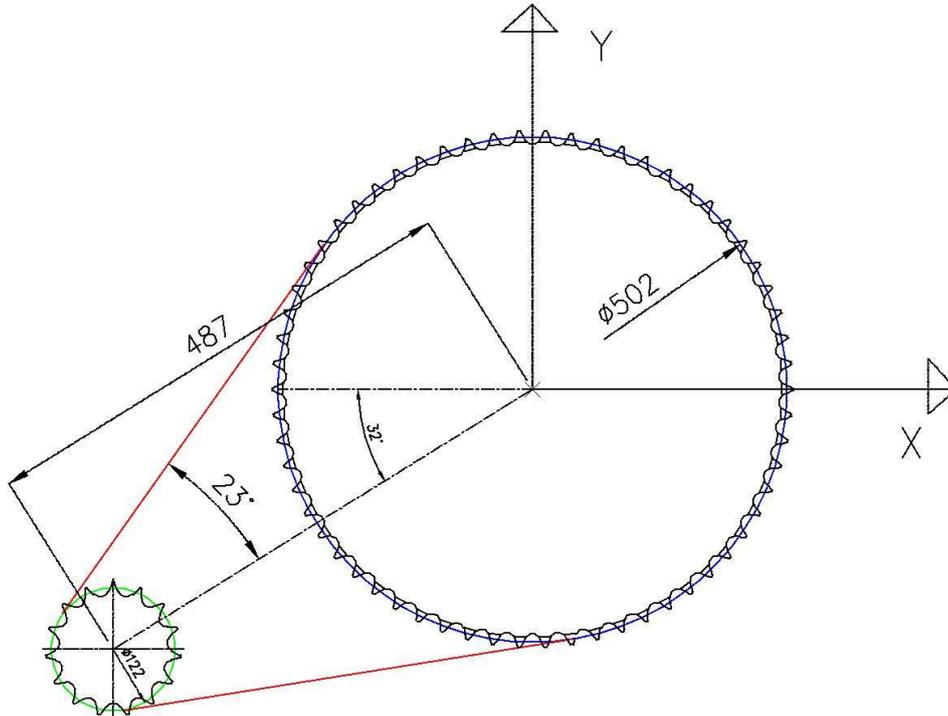


Figure 5.2 Dettaglio trasmissione a catena.

Considerando una rotazione oraria, il tratto di catena in tensione sarà solo quello in basso, mentre il tratto superiore viene considerato scarico “slack side”. Il momento flettente sull’asse sarà quindi generato dalla stessa forza che genera la coppia e che agirà con un angolo di 23° rispetto alla retta che unisce gli assi delle due ruote. La forza motrice sarà $F_c = \frac{C}{(D_p/2)}$. Sull’asse ari avremo quindi due componenti di forza F_{cx} ed F_{cy} , che andranno a generare un momento flettente rispettivamente lungo i due assi X e Y.

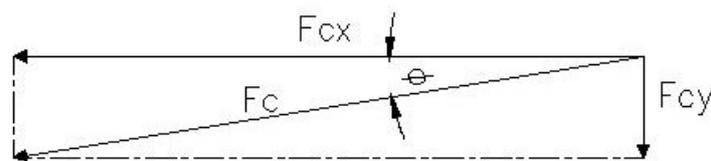


Figure 5.3 Scomposizione forze scambiate dalla catena.

Tabella 5.3 Dati coppia motrice e forze scambiate trasmissione a catena.

DATI COPPIA MOTRICE	
C_{MAX}	2536,3 Nm
D_P CORONA	501,5 mm
F_c	10115 N
F_{cx}	-9990 N
F_{cy}	-1585 N

$$\phi = 32^\circ - 23^\circ = 9^\circ$$

$$F_{cx} = F_c \times \cos \phi$$

$$F_{cy} = F_c \times \sin \phi$$

5.2.2. Reazioni vincolari piano YZ e XZ

I carichi agenti sulla struttura tank possono essere divisi ed analizzati in due piani distinti YZ e XZ. Sul piano YZ agirà sia il carico distribuito dovuto al peso del prodotto e del tank stesso sia la componente F_{cy} dovuta al tiro della catena. Dall'equilibrio imposto vengo calcolate quelle che sono le reazioni sui due vincoli, che saranno esclusivamente con direzione Y.

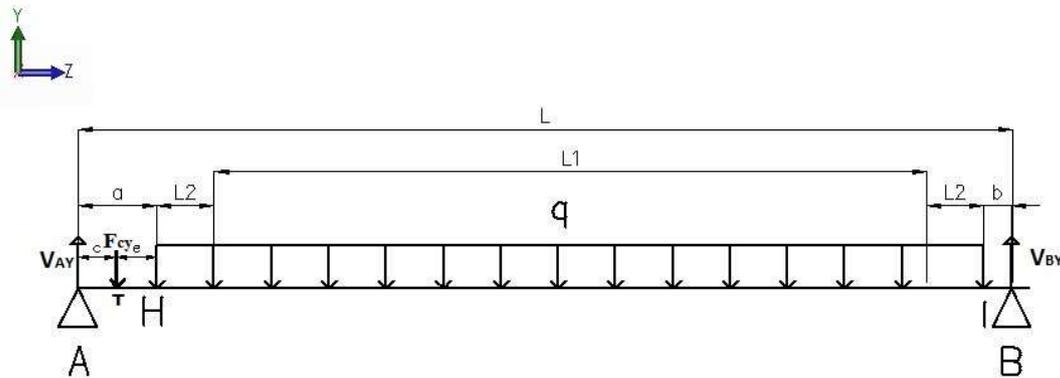


Figure 5.4 Carichi tank piano YZ.

Tabella 5.4 Reazioni vincolari piano YZ.

Reazioni vincolari piano YZ	
V_{AY}	9230,4 N
V_{BY}	8616,8 N

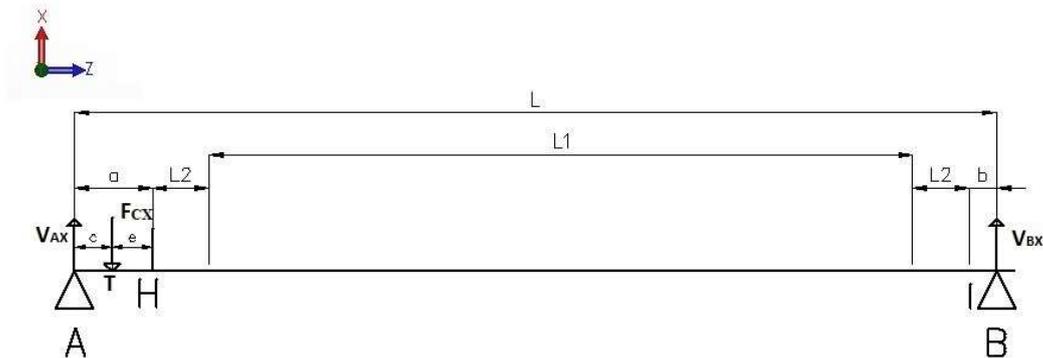


Figure 5.5 Carichi tank piano XZ.

Sul piano XZ l'unico carico presente è quello dovuto al tiro della catena F_{cx} , a seguito dell'equilibrio si otterranno anche qui le due reazioni sui supporti A e B.

Tabella 5.5 Reazioni vincolari piano XZ.

REAZIONI VINCOLARI PIANO XZ	
V_{AX}	9603,7 N
V_{BX}	386.6 N

Per calcolare le sollecitazioni complessive sull'asse sono state calcolate le reazioni risultanti dovute alla composizione dei due piani YZ e XZ.

Tabella 5.6 Reazioni vincolari risultanti.

REAZIONI VINCOLARI RISULTANTI	
V_A	13320,4 N
V_B	8625,5 N

$$V_A = \sqrt{V_{AY}^2 + V_{AX}^2}$$

$$V_B = \sqrt{V_{BY}^2 + V_{BX}^2}$$

5.3. Dimensionamento asse aria

A seguito delle sollecitazioni calcolate in funzione della nuova geometria, è stato effettuato un dimensionamento di massima a torsione in modo da determinare quale debba essere il diametro minimo dell'asse sollecitato dalla torsione. Partendo da tale valore di diametro si è poi considerato l'effetto della triassialità dello stato tensionale.

5.3.1. Dimensionamento preliminare a torsione

Il coefficiente di sicurezza **CS**, utilizzato per il dimensionamento è pari a 3, questo perché negli ultimi anni le applicazioni di tale macchina sono aumentate, infatti molto spesso vengono utilizzate anche per la pressatura di prodotti diversi dall'uva, che presentano pesi specifici maggiori, vedi polpa di pere e mele.

Tabella 5.7 Parametri di progetto nuovo asse.

Dati progetto	
CS	3
P	0.95 kW
ω_{tank}	0,45 rad/s

Utilizzando il criterio di cedimento di Tresca risulta che la tensione tangenziale massima equivale a:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_Y}{2} \approx 103 \text{ MPa}$$

$$\tau_{amm} = \frac{\tau_{max}}{CS} \approx 34,3 \text{ MPa}$$

$$D_{min} = 172 \times \sqrt[3]{\frac{P \times 1,2}{\tau_{amm} \times \omega_{tank}}} \approx 73 \text{ mm}$$

Nel calcolo del diametro minimo è stata considerata una potenza maggiorata del 20%, che tiene in considerazione possibili sovraccarichi.

5.3.2. Verifica diametro stato triassiale delle tensioni

Partendo dal diametro minimo calcolato $D_{min}=73$ mm, si è verificato se in condizioni di triassialità tale diametro sia sufficiente a garantire il coefficiente di sicurezza **CS** imposto, tenendo in considerazione che l'asse debba essere necessariamente cavo per consentire il passaggio dell'aria compressa.

Tabella 5.8 Sollecitazioni sezioni di interesse, primo dimensionamento.

	Z [mm]	D [mm]	d [mm]	M_f [Nm]	M_t [Nm]	A [mm ²]
	0,0	60	40	0,0	0,0	1570,8
Cuscinetto	114,6	60	40	0,0	0,0	1570,8
Spallamento cuscinetto	140,0	60	40	433,6	0,0	1570,8
	140,0	73	40	433,6	0,0	2928,7
Flangia corona	222,0	73	40	1430,6	2536,3	2928,7
Incastro su fondo	337,0	73	40	2125,9	2536,3	2928,7

Calcolati i momenti flettenti nelle sezioni di interesse, sono state calcolate le tensioni normali dovute al momento flettente e quelle tangenziali dovute al momento torcente, ed in fine è stato calcolato il CS per le varie sezioni, confrontando le tensioni ideali equivalenti ottenute secondo il criterio di cedimento di Tresca.

Tabella 5.9 Tensioni sezioni di interesse, primo dimensionamento.

	Z [mm]	D [mm]	d [mm]	σ_{Mf} [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	σ_{Tresca} [MPa]	CS
	0,0	60	40	0,0	0,0	0	/
Cuscinetto	114,6	60	40	0,0	0,0	0	/
Spallamento cuscinetto	140,0	60	40	23,7	0,0	23,7	8,7
	140,0	73	40	11,6	0,0	11,6	17,7
Flangia corona	222,0	73	40	38,4	36,5	82,5	2,5
Incastro su fondo	337,0	73	40	57,1	36,5	92,7	2,2

La zona su cui viene montato il supporto risulta essere correttamente dimensionata, la sezione in prossimità dello spallamento risulta resistere alle condizioni ipotizzate. Per quanto riguarda la zona interessata dal momento torcente presenta un **CS** inferiore rispetto a quello stabilito, Ciò è dovuto sia alla presenza del momento flettente, non considerato nella prima fase di dimensionamento, sia alla riduzione della sezione resistente per via dell'asse cavo.

Variando il diametro esterno **D**, dopo qualche tentativo la soluzione ottimale risulta essere **D=80 mm**.

Tabella 5.10 Sollecitazioni sezioni di interesse, nuovo asse.

	Z [mm]	D [mm]	d [mm]	σ_{Mf} [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	σ_{Tresca} [MPa]	CS
	0,0	60	40	0,0	0,0	0	/
Cuscinetto	114,6	60	40	0,0	0,0	0	/
Spallamento cuscinetto	140,0	60	40	23,7	0,0	23,7	8,7
	140,0	80	40	8,6	0,0	8,6	24,0
Flangia corona	222,0	80	40	28,3	26,9	60,8	3,4
Incastro su fondo	337,0	80	40	42,1	26,9	68,3	3,0

5.4. Geometria definitiva asse

La geometria definita a seguito del dimensionamento statico e delle scelte pratiche di ingombro risulta essere quella in figura. L'asse è ottenuto a partire da un tubo meccanico D_{ext} 80 mm e D_{int} 40 mm. La scelta di avere un albero cavo è dovuta alla necessità di avere un collegamento con la zona aria del tank per poter consentire il passaggio dell'aria compressa per il gonfiaggio della membrana. A tal fine sono state effettuate delle lavorazioni sul diametro interno per consentire il montaggio di un collettore dedicato. Sull'asse infine è saldata una flangia su cui viene poi montata la corona per la trasmissione a catena.

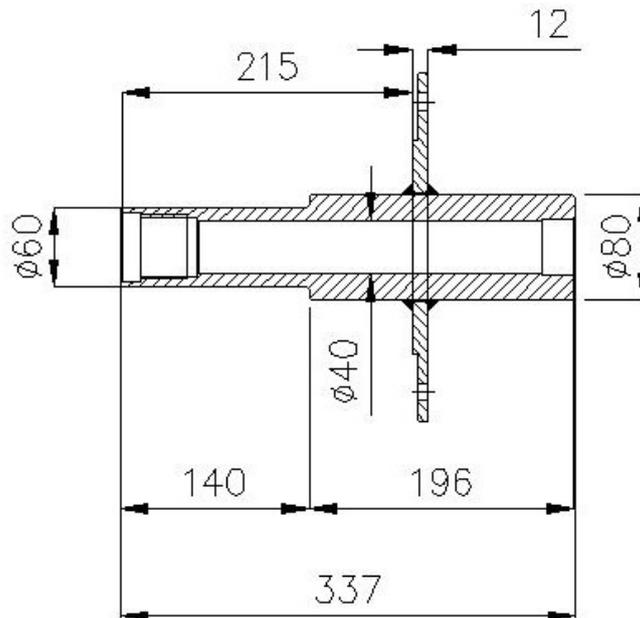


Figure 5.6 Tavola asse aria, vista in sezione.

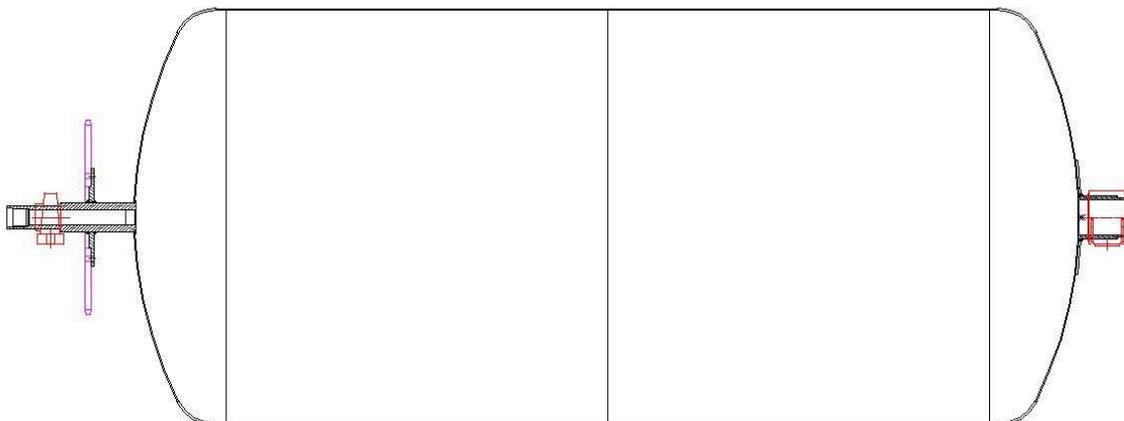


Figure 5.7 Tank assemblato, con assi e supporti.

6. Scelta di particolari costruttivi asse aria tramite modello numerico

A seguito del dimensionamento dell'asse aria, descritto nel precedente capitolo, si è deciso di proseguire il lavoro con un'analisi di tipo numerico, al fine di comprendere meglio il comportamento della zona di collegamento tra asse aria e fondo bombato, poiché il modello analitico sviluppato non ci permette di valutare se sia necessario un elemento di rinforzo o meno.

6.1. Modello numerico

Il modello è stato sviluppato utilizzando il software ANSYS Workbench 2021 Student, il quale impone un limite massimo di nodi/elementi pari a 128.000, è stato quindi necessario creare un modello semplificato ma allo stesso tempo rappresentativo, che ci permettesse di simulare correttamente vincoli e carichi e allo stesso tempo ci desse la possibilità di valutare il comportamento del fondo bombato e dell'asse appena progettato per effettuare un dimensionamento di particolari costruttivi come l'elemento di rinforzo.

6.1.1. Geometria e mesh

Al fine di ridurre il numero di nodi/elementi totali ed anche il tempo di calcolo, si è deciso di rappresentare la parte di tank non interessata dalla progettazione, tramite degli elementi **beam**, mantenendo invece le geometrie reali dell'asse aria e del fondo su cui viene saldato. Il beam centrale di lunghezza pari a 2000 mm corrisponde al tratto cilindrico di tank, il secondo è un elemento che rappresenta il fondo lato uva e che è stato modellato come un tratto cilindrico avente lunghezza equivalente pari a $\frac{2}{3}$ dell'altezza del fondo, l'ultimo rappresenta invece l'asse uva su cui verrà applicato il vincolo di supporto.

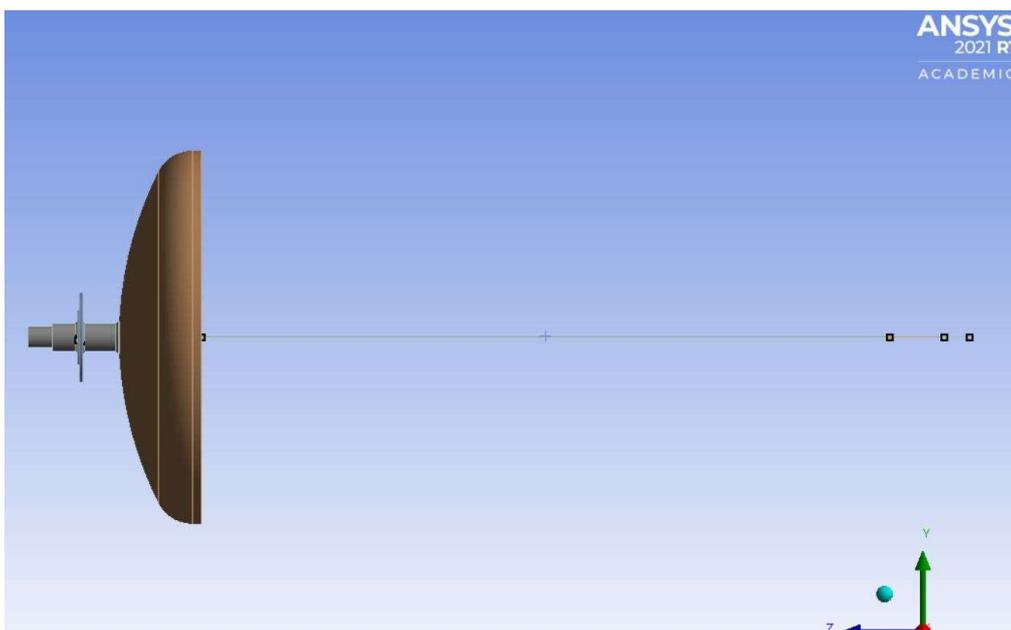


Figure 6.1 Geometria modello numerico.

Ai primi due elementi beam, usati per rappresentare la parte cilindrica ed il fondo, è stato imposto un comportamento rigido, sia per alleggerire il calcolo sia perché non siamo interessati allo studio delle tensioni e deformazioni in quei componenti. Gli elementi geometrici di interesse in questa fase di progetto risultano essere l'asse ari completo di flangia, le saldature ed il fondo bombato lato aria.

Partendo dalla geometria completa dell'asse aria, questa è stata semplificata andando ad eliminare sia le parti non soggette a sollecitazione, vedi estremità libera dell'asse, sia i dettagli di lavorazione come gli smussi. La superficie esterna è stata divisa per migliorare la creazione della mesh, in particolare in quelle zone dove è previsto un contatto con altri componenti.

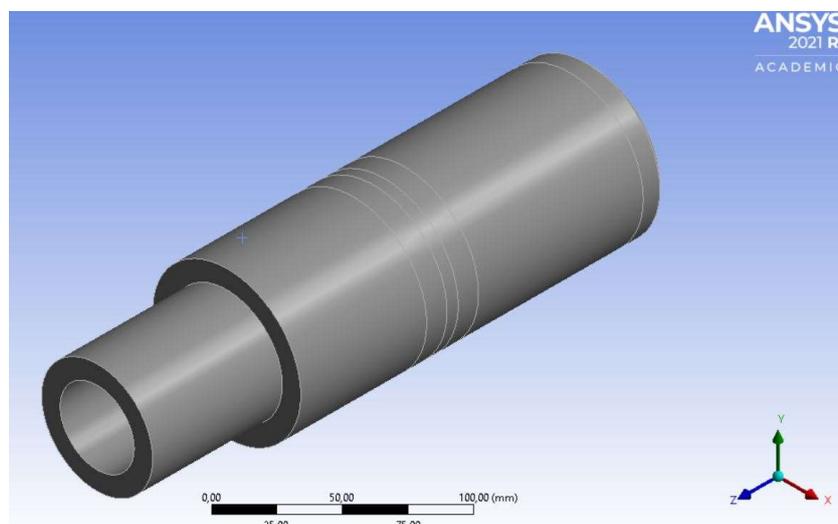


Figure 6.2 Suddivisione superficie per mesh asse.

La mesh è stata realizzata utilizzando il metodo *multizone*, che effettua una scomposizione automatica della geometria in regioni mappate, generando una mesh con elementi *hex*. Gli *hex8/hex20* sono elementi parallelepipedi ad otto nodi per elementi lineari, a venti nodi per elementi di secondo ordine.

Anche per la flangia è stato usato il metodo *multizone* con elementi *hex*, per i solidi rappresentanti i cordoni di saldatura è stato utilizzato invece il metodo *sweep*, che a partire da una mesh creata su una superficie detta *source*, effettuando la proiezione su una superficie opposta detta *target*, genera elementi solidi *hex* o *wedge*.

Il fondo bombato, rappresentato tramite la geometria shell, è stato modellato con il metodo *multizone* generando una mesh con elementi di tipo *quad*.

La valutazione della mesh è stata effettuata tramite la funzione *mesh metrics*, che permette di analizzare diverse caratteristiche degli elementi della mesh, consentendo di plottarle su un grafico a barre.

In particolar modo sono state prese in considerazione le proprietà seguenti:

- Element quality: permette di valutare la qualità di un elemento in funzione del rapporto tra il suo volume e la lunghezza del bordo. Il valore 1 indicherà un quadrato/cubo.

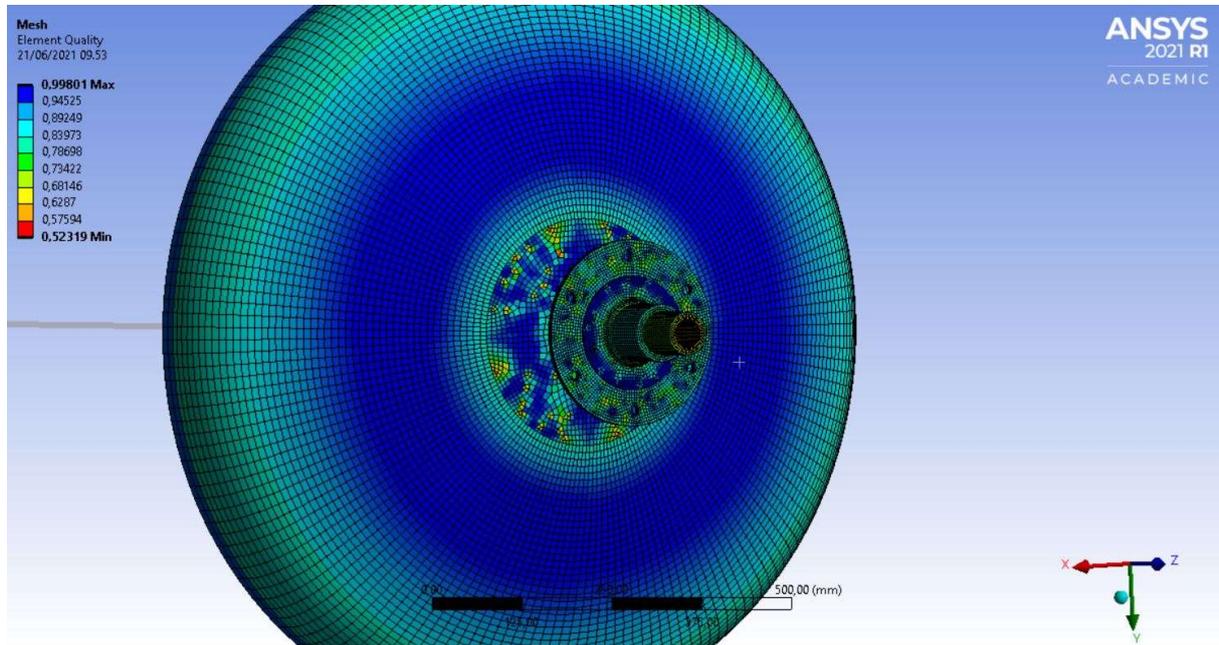


Figure 6.3 Element Quality mesh fondo-asse

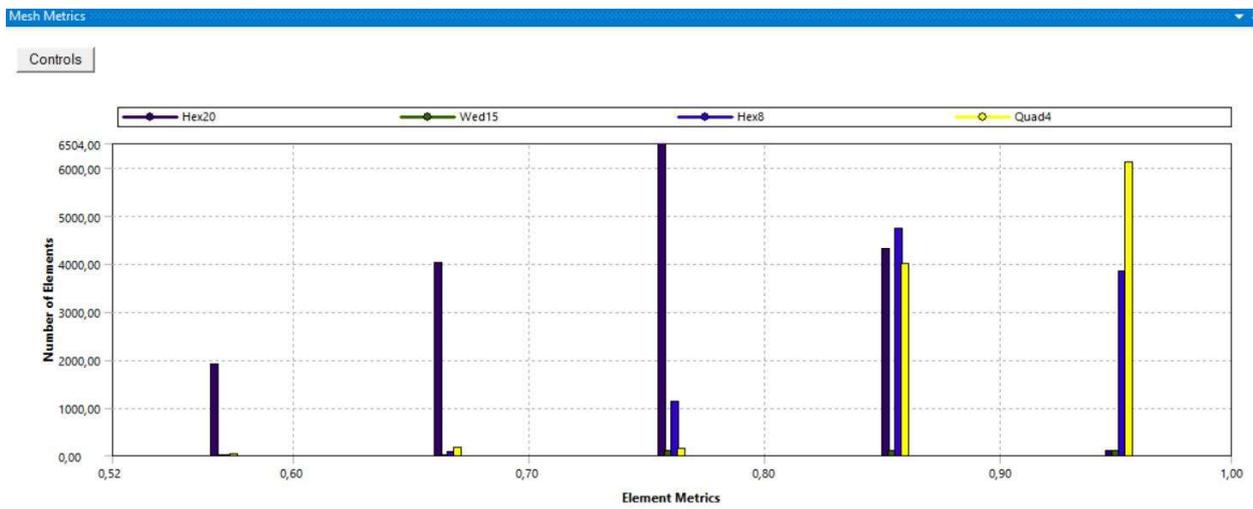


Figure 6.4 Grafico “Mesh Metrics” valutazione *element quality*.

- **Jacobian Ratio:** valuta la deviazione di un dato elemento dalla sua forma ideale. Un quadrilatero o cubo ha un rapporto Jacobiano pari a 1 se le facce opposte sono parallele tra di loro e ogni nodo intermedio è posizionato al centro tra i nodi degli angoli corrispondenti.

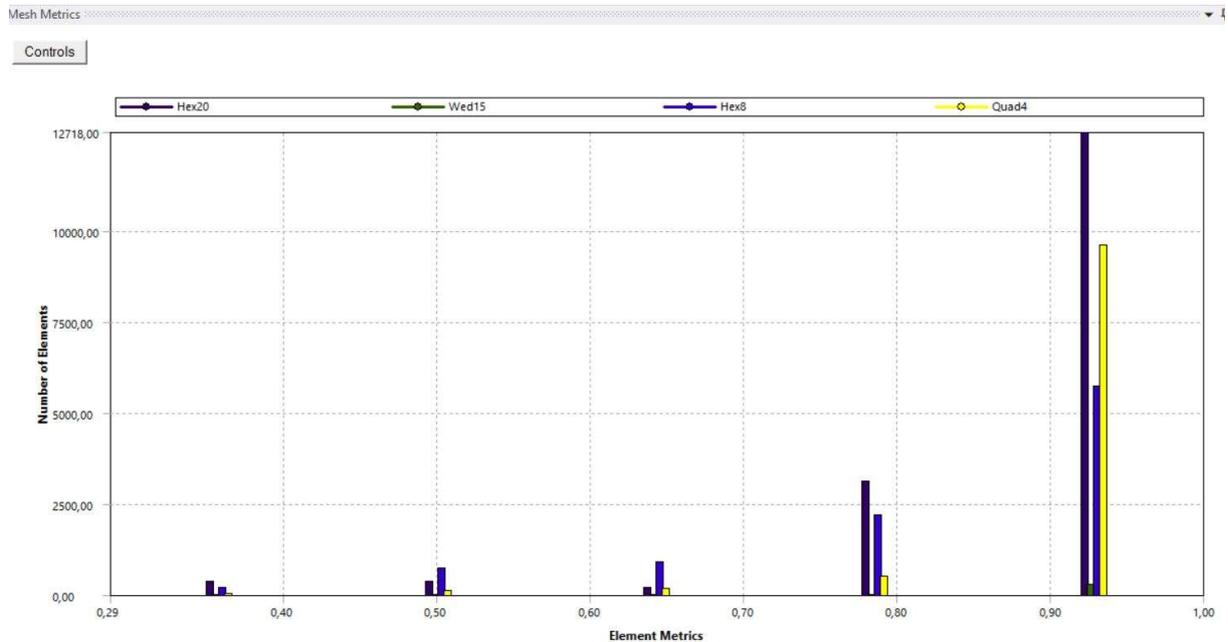


Figure 6.5 Grafico “Mesh Metrics” valutazione *jacobian ratio* elementi.

- **Skewness:** mostra quanto siamo vicini alla condizione ideale di elementi equilateri.

La Tabella 6.1 mostra come un valore 0 indichi un elemento equilatero, mentre il valore 1 corrisponde ad un elemento completamente degenerato.

Tabella 6.1 Parametri valutazione skewness.

Value of skewness	Cell Quality
1	Degenetate
0.9-<1	Bad (sliver)
0.75-0.9	Poor
0.5-0.75	Fair
0.25-0.5	Good
>0-0.25	Exellent
0	Equilateral

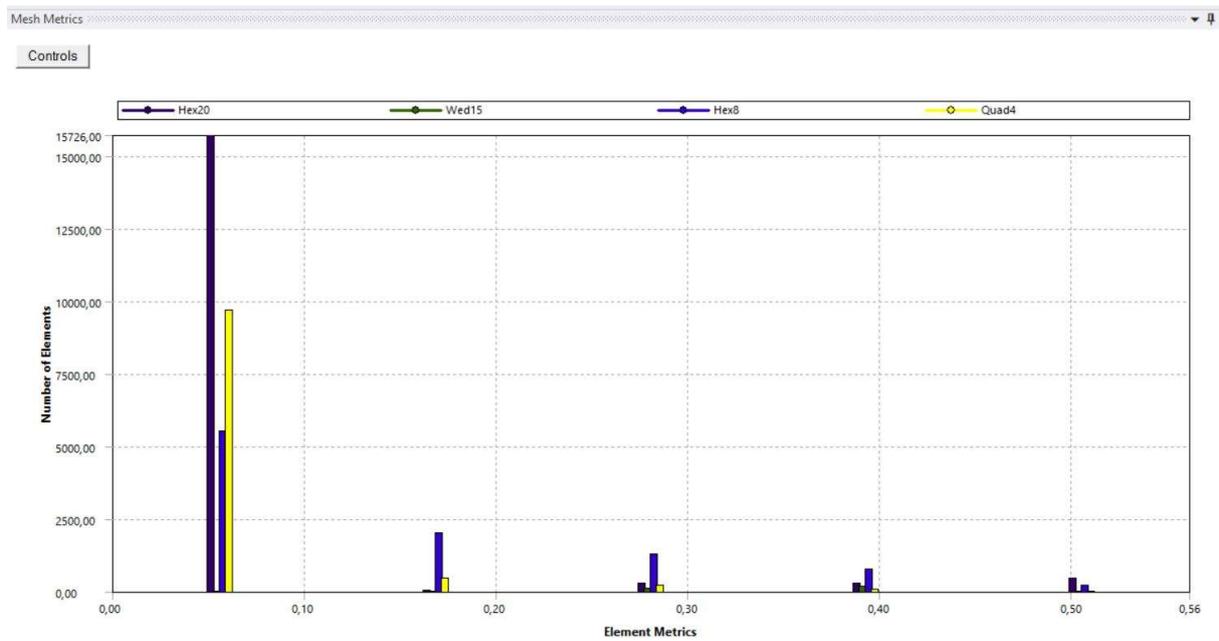


Figure 6.6 Grafico “Mesh Metrics” valutazione *swekness* elementi.

A seguito di varie ottimizzazioni, per minimizzare gli errori dovuti alla discretizzazione, la mesh definitiva sui componenti di interesse risulta essere quella in Figure 6.7, Figure 6.8.

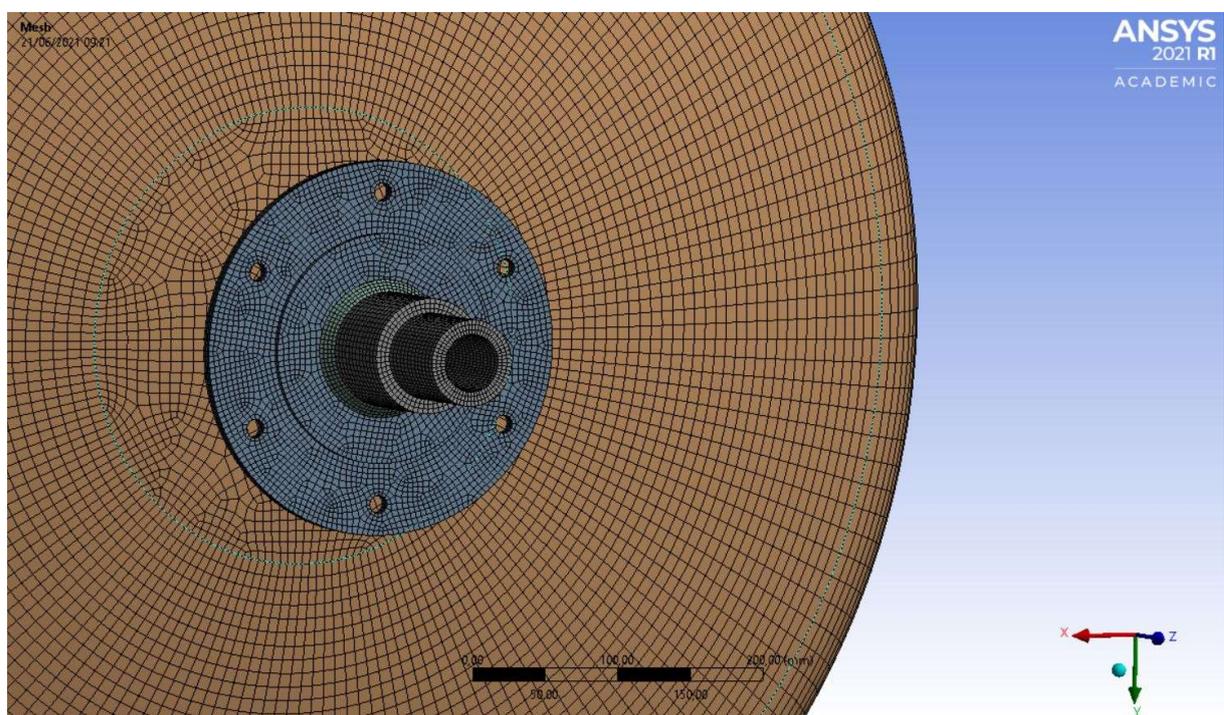


Figure 6.7 Mesh fondo, asse, flangia e cordoni.

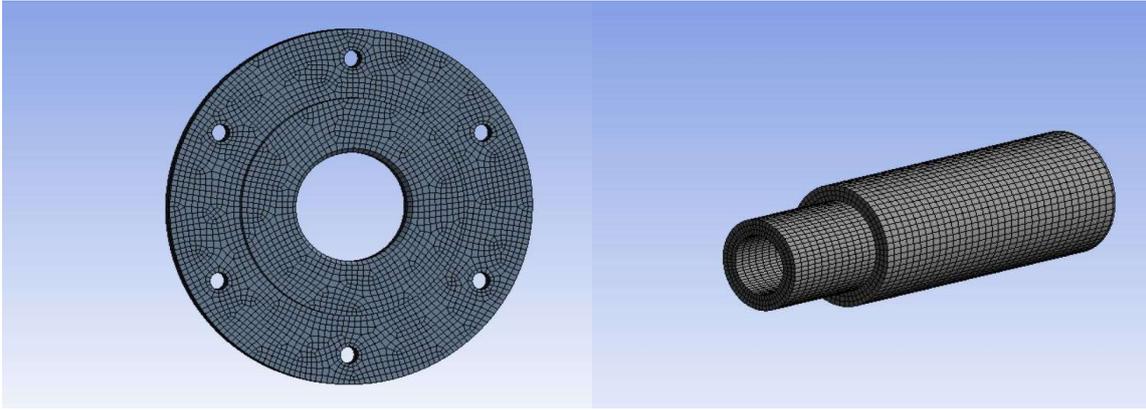


Figure 6.8 Mesh su asse e flangia.

6.1.2. Definizione dei contatti e collegamenti tra componenti

I componenti dell'assieme tank risultano essere saldati tra loro, i contatti da definire saranno quindi quelli tra i cordoni di saldatura e i componenti stessi. Il software identifica in maniera automatica i contatti andando a selezionare quelle superfici che si trovano ad una determinata tolleranza tra di loro. La tipologia di contatto usato è quello di tipo *bondend*, che va ad incollare le regioni di contatto non permettendo lo scorrimento o la separazione delle facce.

I contatti presenti nel modello risultano essere 5, in particolare avremo i contatti tra le saldature della flangia e l'asse e dell'asse sul fondo.

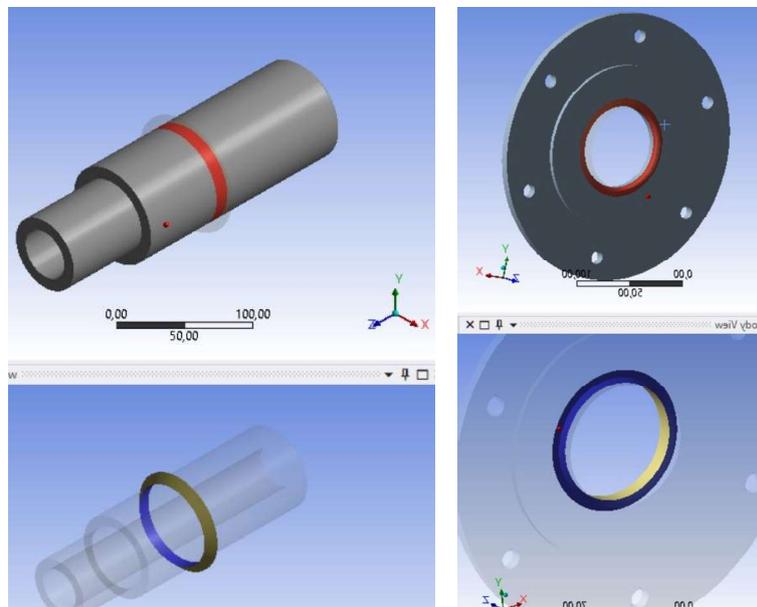


Figure 6.9 Contatti asse cordone 1 e flangia.

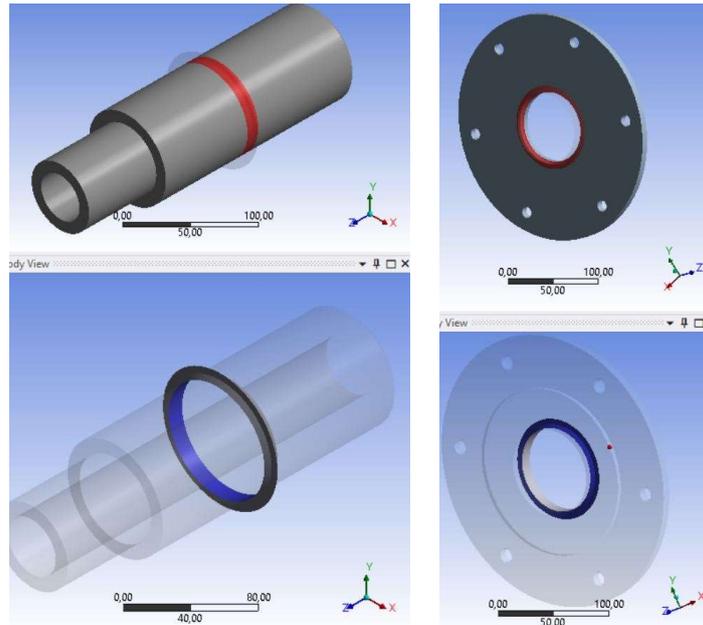


Figure 6.11 Contatti asse cordone 2 e flangia.

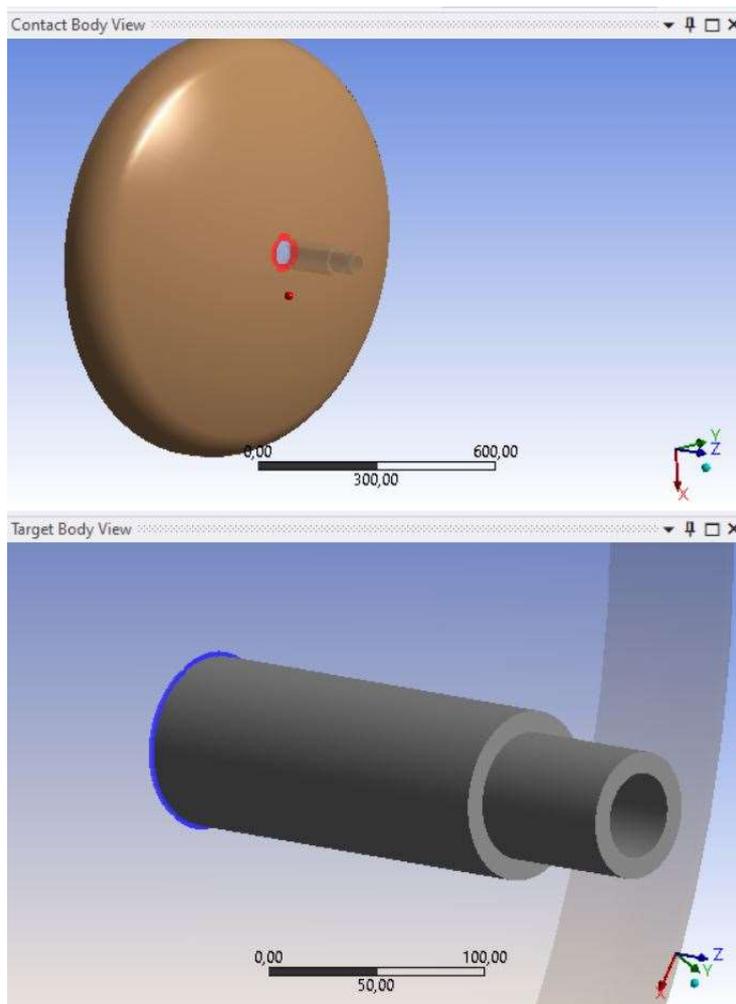


Figure 6.10 Contatto asse-fondo.

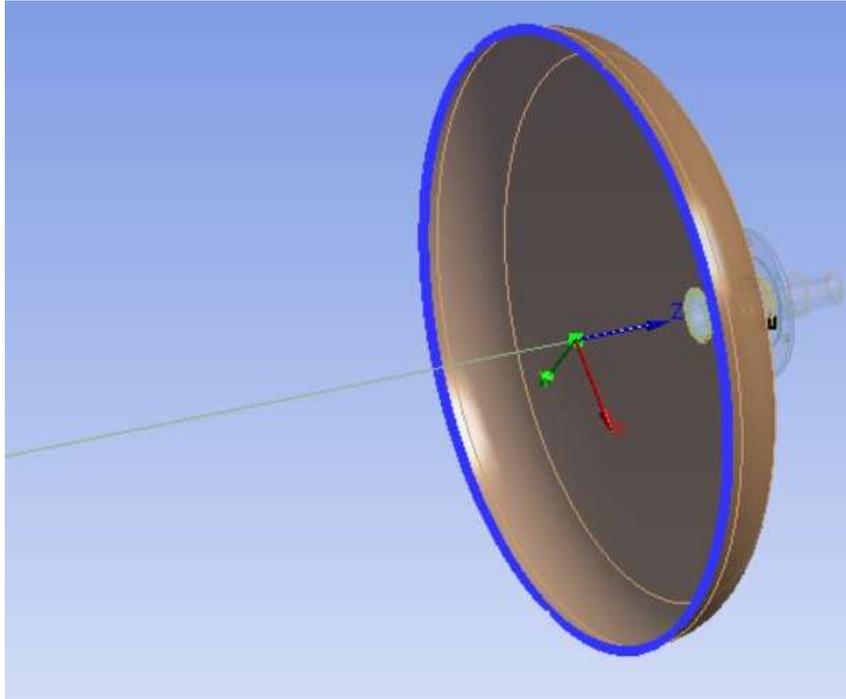


Figure 6.12 Fixed joint fondo-beam.

Per unire gli elementi *beam*, rappresentanti le restanti parti del tank, è stato usato il collegamento *fixed joint*, che va a connettere i vertici rendendoli fissi tra loro. Il collegamento tra l'elemento *beam* rappresentante cilindro ed il fondo bombato lato aria è stato effettuato andando a creare un *remote point* collegato al bordo cilindrico del fondo e fissato successivamente al vertice dell'elemento *beam*.

6.1.3. Definizione vincoli e carichi

I vincoli da applicare al modello saranno gli stessi utilizzati nella trattazione analitica. Sull'asse aria avremo un vincolo dovuto al supporto cuscinetto di tipo orientabile, quindi in questo caso avremo un vincolo sulle traslazioni X e Y, le rotazioni lungo le direzioni X e Y sono state lasciate libere per tenere in considerazione l'orientabilità del cuscinetto. Tale vincolo è stato imposto tramite *remote displacement* (E) che blocca i gradi di libertà al *remote point* legato alla superficie di calettamento del cuscinetto.

Per il supporto dell'asse uva, essendo esso un cuscinetto a strisciamento realizzato tramite una boccia in bronzo, oltre a vincolare le traslazioni lungo X, Y e Z, vengono vincolate anche le rotazioni lungo gli assi X e Y. Anche in questo caso l'applicazione del vincolo è avvenuto tramite *remote displacement* (A), bloccando i gradi di libertà discussi.

L'asse Z risulta invece essere l'asse di rotazione del tank, tale grado di libertà è stato bloccato impostando il vincolo (F) alla rotazione sul centro del tank, su cui si pensa possa agire il centro di massa del sistema che genera la coppia resistente.

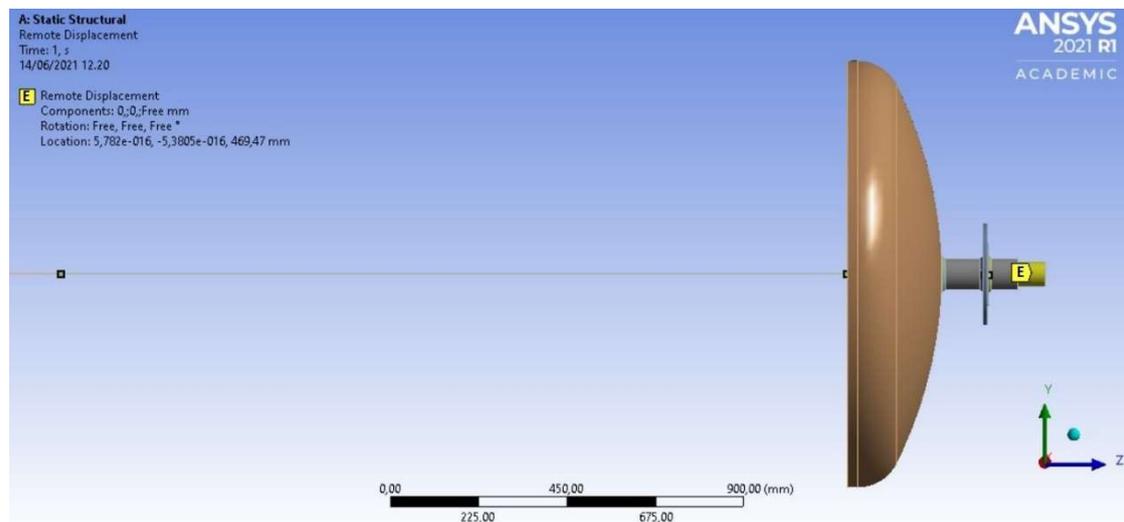


Figure 6.13 Vincolo supporto asse aria.

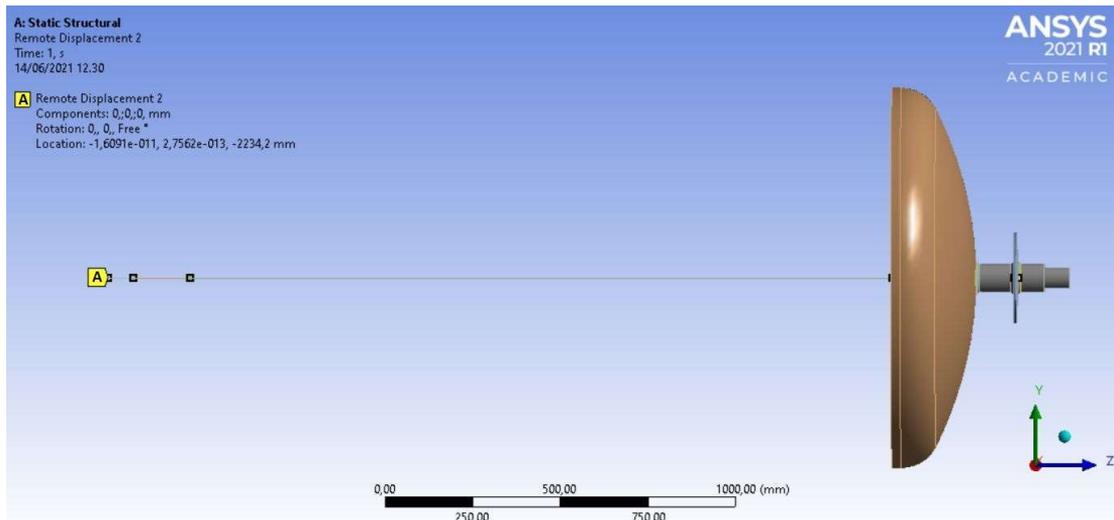


Figure 6.14 Vincolo supporto asse uva.

I casi di carico presi in considerazione in questo modello sono:

1. Tank pieno al 100%: in cui applicheremo il solo peso della massa distribuita sulla lunghezza del tank.
2. Tank pieno al 50%: in cui verranno applicati i carichi di forza peso della massa, di momento torcente all'asse e forza radiale dovuta al tiro della catena.

Per il primo caso di carico, è stata inserita una massa distribuita pari a 2200kg su tutta la lunghezza dell'elemento beam rappresentante la sezione cilindrica.

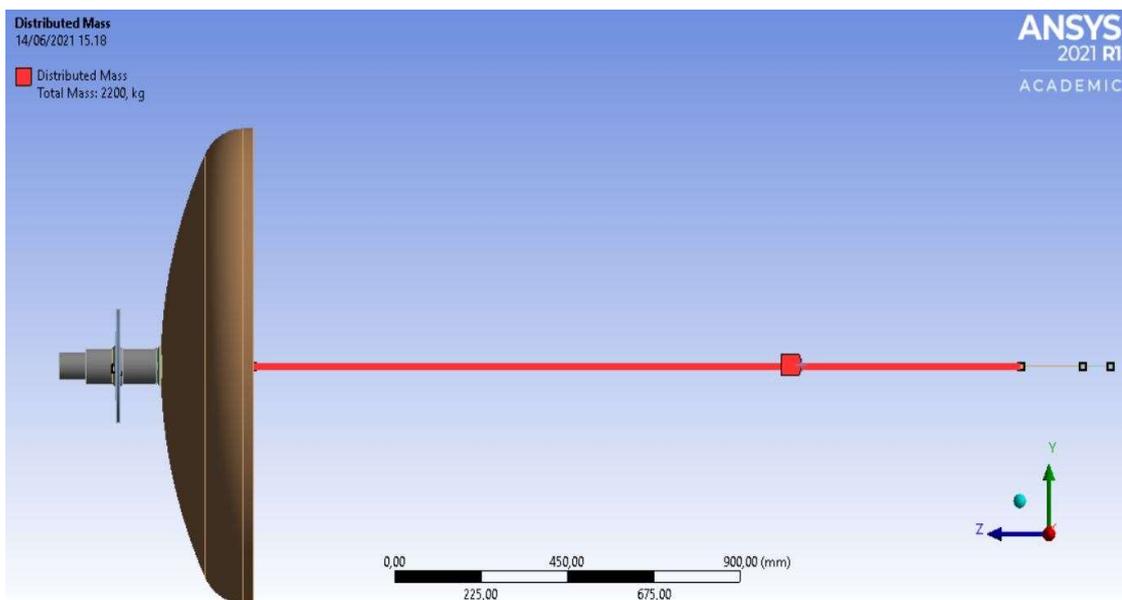


Figure 6.15 Massa distribuita su lunghezza tank.

La situazione descritta da questa condizione di carico rappresenta un caso di massima flessione per il tank, essendo esso caricato per l'intera capacità e con una massa avente peso specifico pari a 1 kg/dm^3 . Come descritto al Capitolo 4, un riempimento totale fa sì che il centro di massa coincida con l'asse di rotazione e che la coppia resistente sia quindi solo quella dovuta all'attrito dei supporti. Essendo il momento flettente predominante è stato deciso di trascurare il momento torcente dovuto all'attrito. Si ricorda comunque che il caso descritto non corrisponde ad una corretta condizione di funzionamento della macchina, poiché la membrana non lavorerebbe nelle condizioni prestabilite.

Il secondo caso rappresenta invece una tipica situazione di funzionamento, con un carico dovuto al peso della massa di prodotto che viene anche in questo caso distribuita sulla lunghezza del beam centrale, si avranno inoltre i carichi di momento torcente imposti sulla foratura della flangia, su cui va a scaricarsi la coppia della corona. E' stato inserito anche il carico dovuto al tiro della catena che agirà in due direzioni X e Y. Il verso di rotazione analizzato in questo caso è quello orario (-Z), che corrisponde al caso in cui è richiesta la coppia di spunto massima in fase di messa in rotazione del tank a seguito della pressatura.

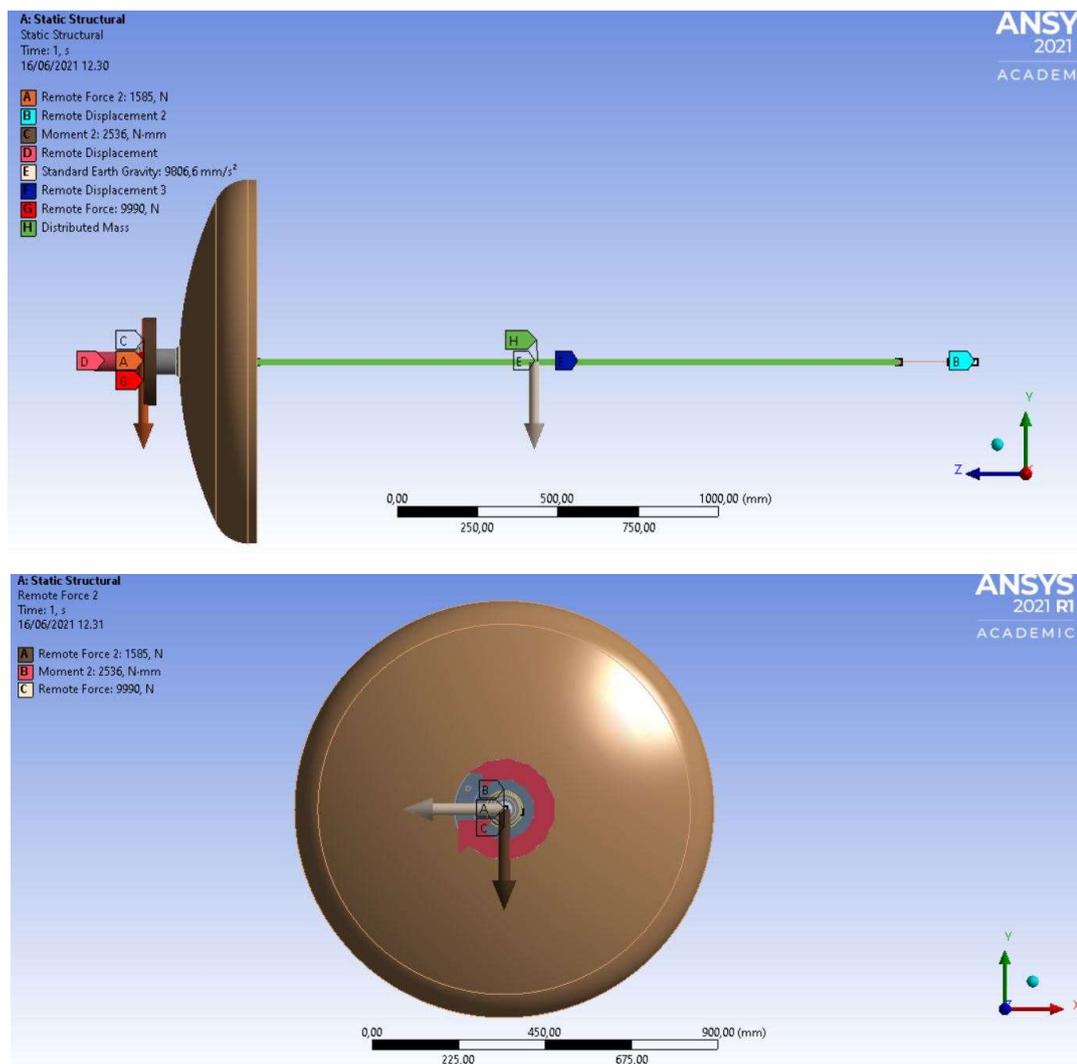


Figure 6.16 Carichi applicati su tank, caso 2.

6.2. Risultati modello

A seguito delle simulazioni effettuate, vengono riportati i risultati ottenuti nei due casi di carico analizzati. Dai risultati ottenuti in questa fase, verrà valutata la necessità di inserire dei componenti di rinforzo tra asse e tank.

6.2.1. Caso 1

Il caso in questione è stato preso in considerazione per valutare le deformazioni e le tensioni del fondo in prossimità della saldatura con l'asse, a causa di un completo riempimento del tank, che non è però soggetto a rotazione.

La deformazione totale ottenuta in questo caso risulta essere pari a circa 4.5 mm, il fondo risulta essersi deformato in prossimità della zona centrale del fondo bombato, a causa del peso gravante sul tank.

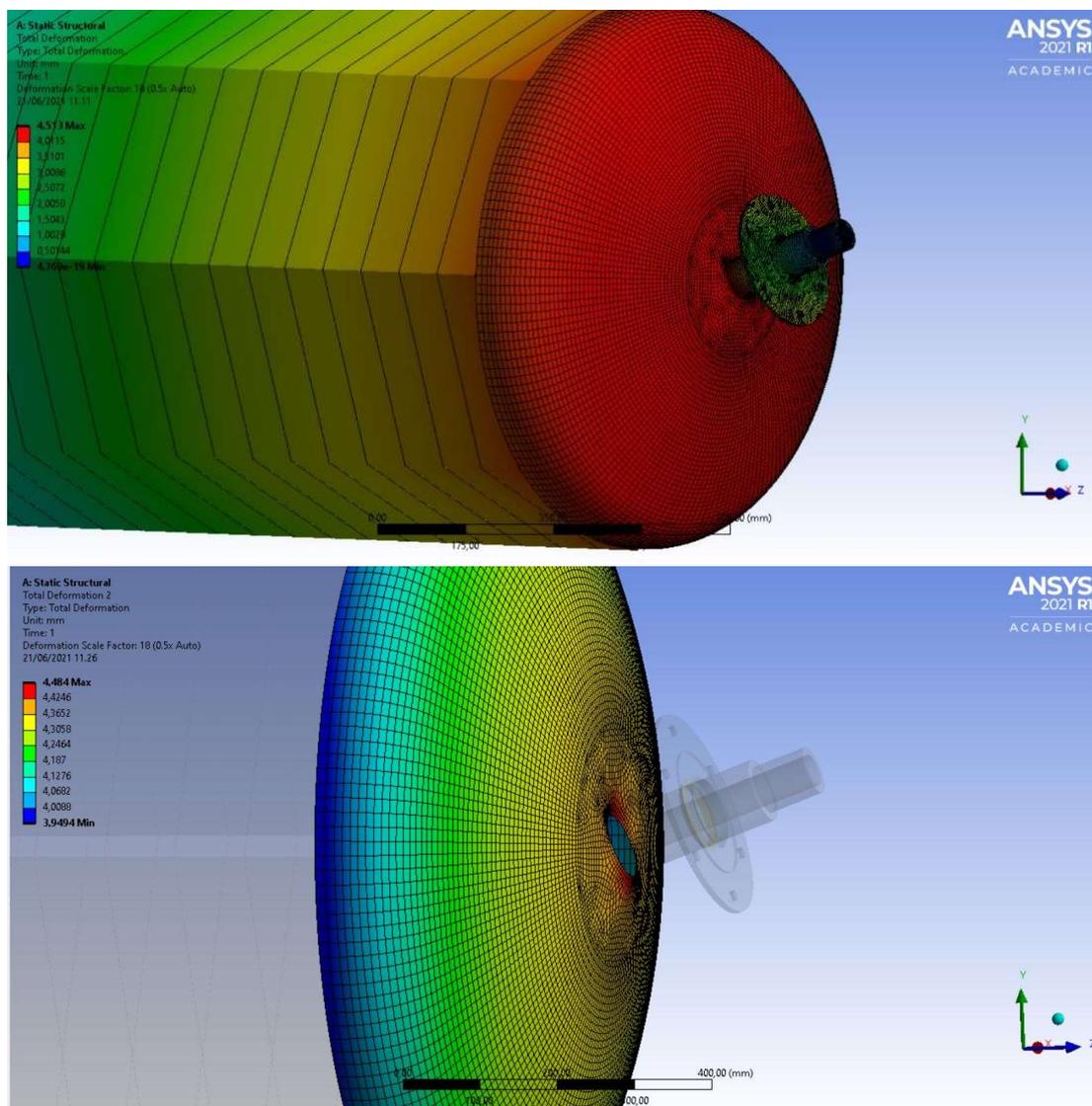


Figure 6.17 Deformazioni totali, caso 1

Per quanto riguarda lo stato tensionale dell'assieme fondo-asse, prendendo in considerazione la tensione equivalente di Von Mises, la zona più sollecitata risulta essere quella di contatto fra i due componenti. E' da considerare, però, che i cordoni di saldatura, tra fondo ed asse, andrebbero a distribuire le tensioni su delle superfici di contatto più grandi, rispetto a quelle considerate in questo caso.

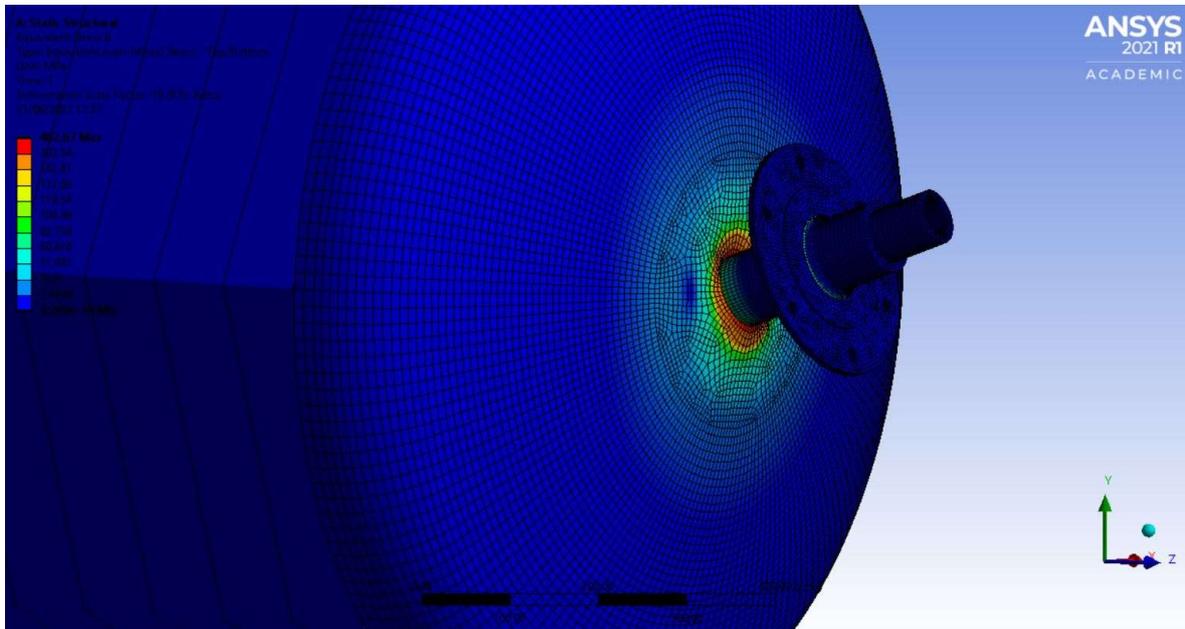


Figure 6.18 Tensioni equivalenti, caso 1.

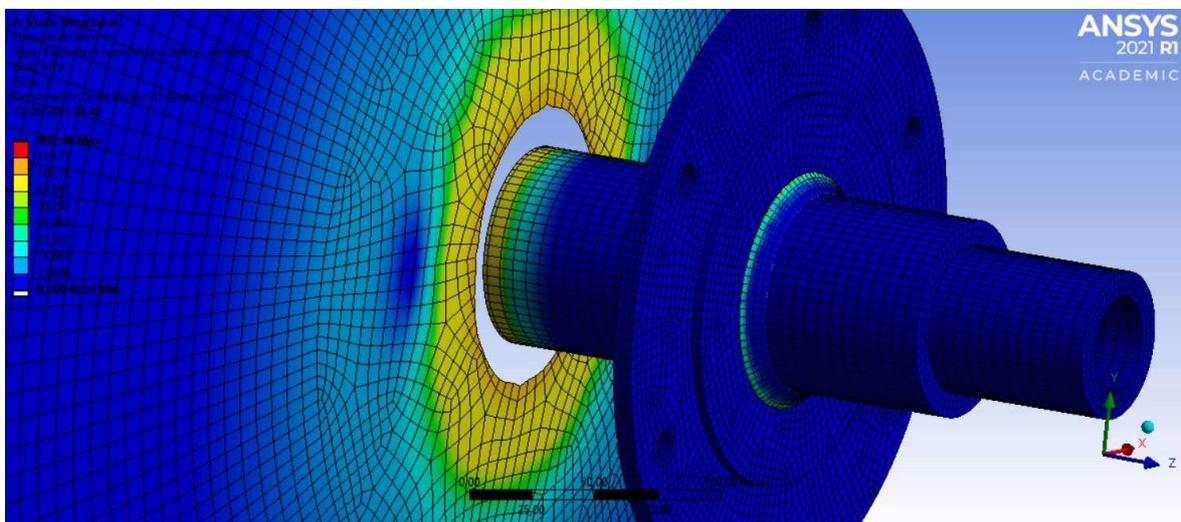


Figure 6.19 Dettaglio zona fondo con tensioni equivalenti superiori al limite elastico, caso 1.

Le zone interessate da una tensione superiore al limite di snervamento risultano essere quelle in prossimità dell'asse. Ciò è ben visibile nella Figure 6.19, in cui vengono mostrate quelle zone con tensioni inferiori al limite di snervamento.

Per limitare le deformazioni riscontrate sul fondo e per limitare le sollecitazioni in prossimità della saldatura tra fondo e asse, sarà necessario aggiungere un rinforzo opportunamente dimensionato.

6.2.2. Caso 2

Questo caso come visto prima corrisponde ad una condizione di funzionamento ordinaria della pressa.

La deformazione totale sul fondo risulta essere circa 2,6 mm, ciò è sempre dovuto alla rigidezza del fondo in prossimità della zona di saldatura. L'effetto della flessione in questo caso è dovuto sia al carico interno al tank, sia ai carichi derivanti dalla trasmissione a catena.

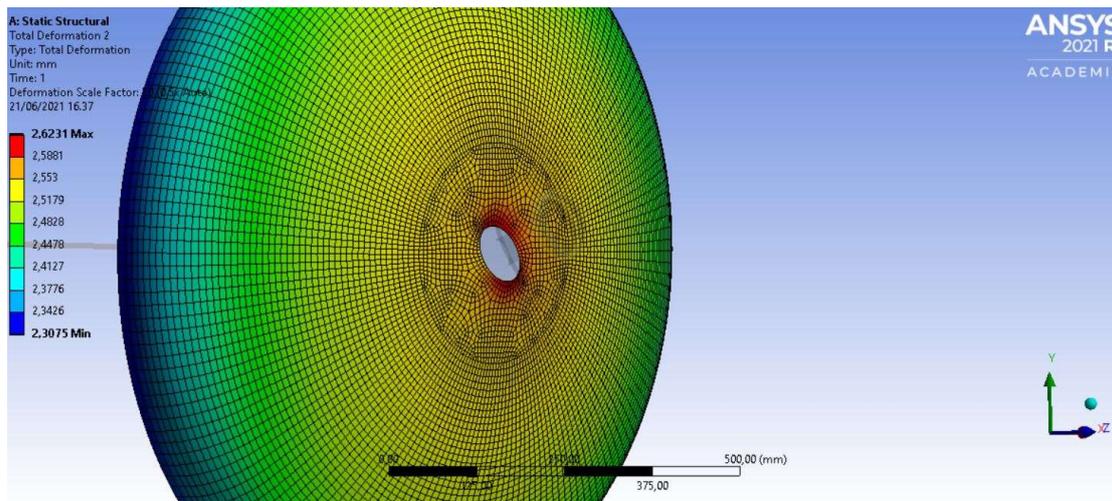
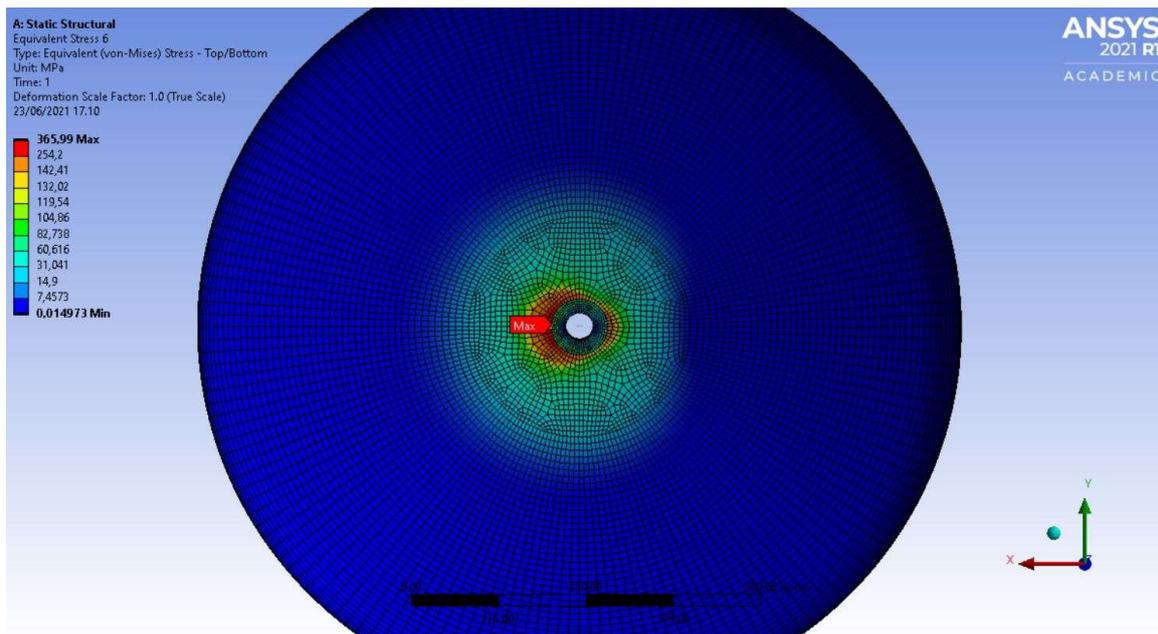


Figure 6.20 Deformazioni totali fondo, caso 2.

Anche qui i risultati ottenuti a livello tensionale, Figure 6.21, mostrano che la zona critica risulta essere sul fondo bombato sempre in prossimità della saldatura con l'asse, è evidente in questo caso la presenza delle componenti dovute al tiro della catena, che tendono a generare una flessione attorno la direzione Y.

Figure 6.21 Tensioni equivalenti fondo, caso 2.



In questo caso si è valutato anche il comportamento dell'asse, della flangia e dei cordoni di saldatura soggetti a momento torcente. La coppia proveniente dalla corona viene scaricata sulla serie di fori presenti sulla flangia. Il momento viene trasmesso all'asse tramite le tensioni tangenziali agenti sulla sezione di gola dei due cordoni. In termini di tensioni equivalenti si osservano dei valori elevati, superiori al limite di snervamento in prossimità della superficie sulla linea in cui agisce il contatto *bonded* con il fondo.

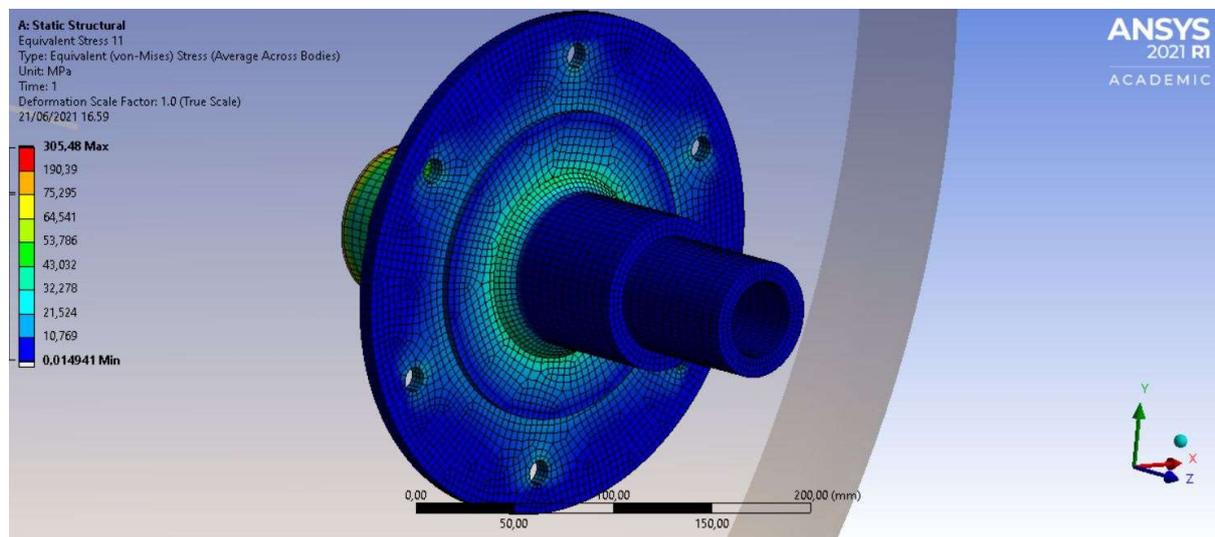


Figure 6.22 Tensioni equivalenti asse-flangia.

6.3. Scelta disco di rinforzo

I risultati ottenuti nel *Caso 1*, cioè la condizione in cui il tank si trovi ad essere completamente pieno e soggetto alla sola flessione, mostrano che lo stato tensionale del fondo tende a ridursi a man mano che ci si allontana dal centro, ove è posizionato l'asse aria. In particolar modo lo stress risulta ridursi notevolmente ad una distanza radiale dall'asse pari a circa 100 mm. Si è deciso di inserire un disco bombato come rinforzo del fondo che andrà saldato a seguito della saldatura tra asse e fondo. Di seguito sono stati analizzati tre diverse tipologie di rinforzo con una bombatura e un diametro esterno diversi, mantenendo però costante la distanza della zona di saldatura del rinforzo sull'asse.

6.3.1. Analisi diametro disco di rinforzo

Il livello di stress del fondo varia lungo la coordinata radiale. Come visibile nella Figure 6.23, ad una distanza radiale di circa 100 mm le tensioni equivalenti di Von Mises risultano essere diventate circa il 10 % di quelle del rispettivo punto di saldatura con l'asse.

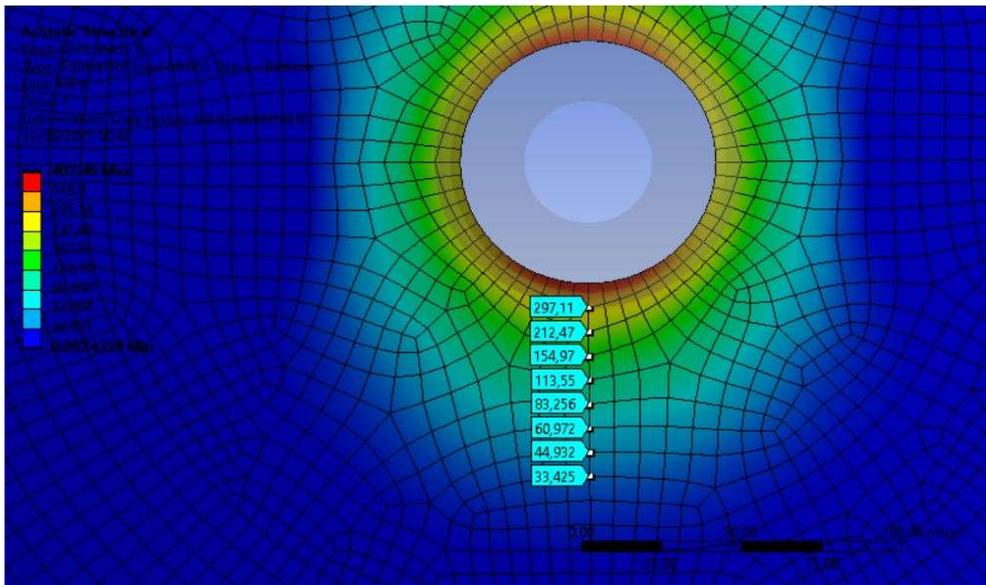


Figure 6.23 Tensioni equivalenti fondo, valori su cordinata radiale Y.

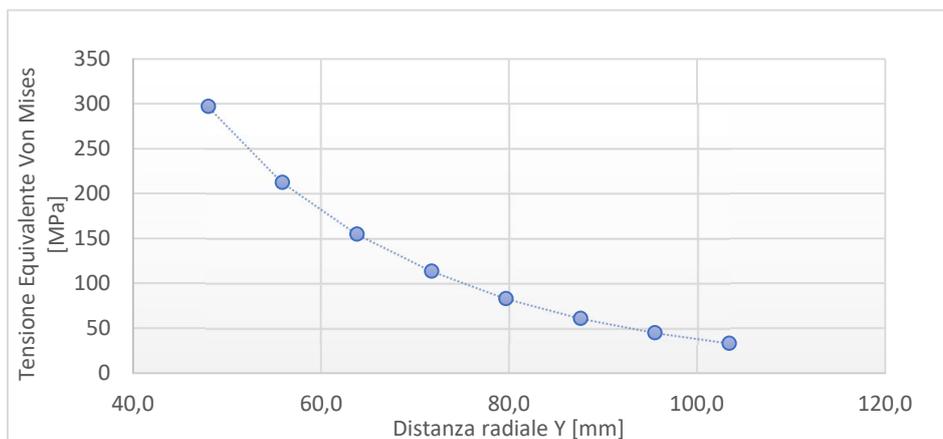


Figure 6.24 Grafico andamento tensioni su fondo, lungo cordinata radiale Y.

Dalle considerazioni fatte sullo stato tensionale è stato deciso di valutare tre tipologie di rinforzi bombati a partire da un raggio esterno pari a 125 mm e a seguire 145 mm e 160 mm. E' stato invece mantenuto costante il punto di contatto con l'asse, posizionato in maniera tale da consentire all'operatore di poter saldare agevolmente quella zona, visto che l'asse risulta già provvista di flangia saldata.

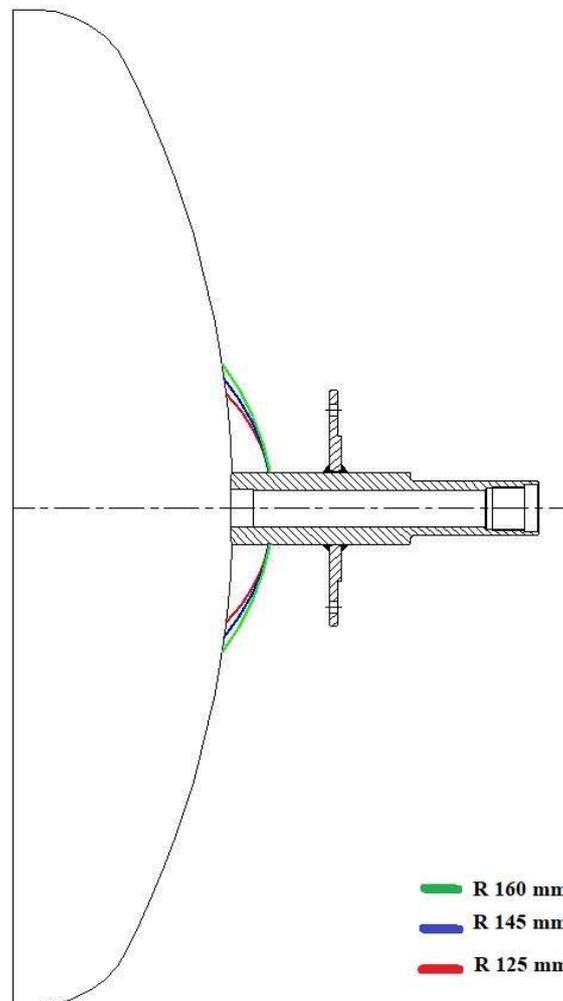


Figure 6.25 Rinforzi analizzati.

A partire dal modello già realizzato in assenza di rinforzi, è stata modificata la mesh sul fondo e asse, in particolar modo si è divisa la superficie del fondo e del asse riportando su di essi le linee di contatto col rinforzo, essendo esso modellato come shell. In tal modo è stato possibile dimensionare la mesh in modo da far coincidere i nodi con il disco rinforzo. In tali punti è stato poi inserito un contatto di tipo *bonded*, che simula la saldatura tra i due pezzi. L'analisi dei vari rinforzi è stata effettuata utilizzando in prima battuta uno spessore della lamiera pari a quello del fondo, cioè di 4 mm.

Vediamo adesso i risultati ottenuti nei singoli casi:

- Disco di rinforzo raggio esterno 125 mm.

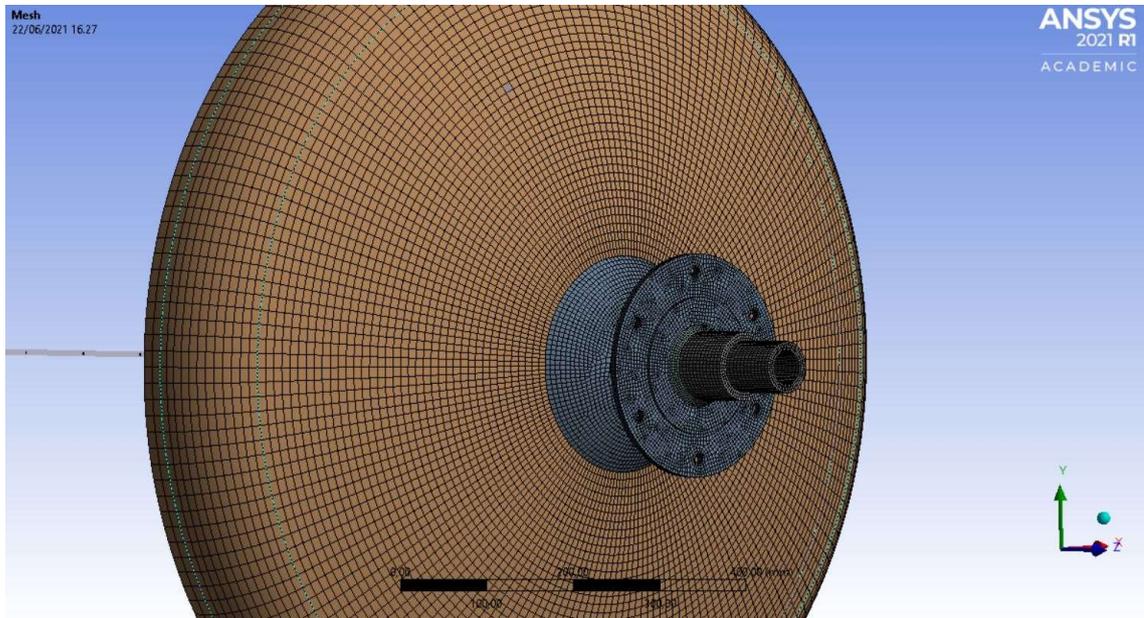


Figure 6.26 Mesh fondo con rinforzo.

La deformazione totale del fondo risulta essersi ridotta a circa 1 mm, inoltre come mostrato dall'andamento dello strain in , il rinforzo tende a non far deformare la zona del fondo che si trova al suo interno.

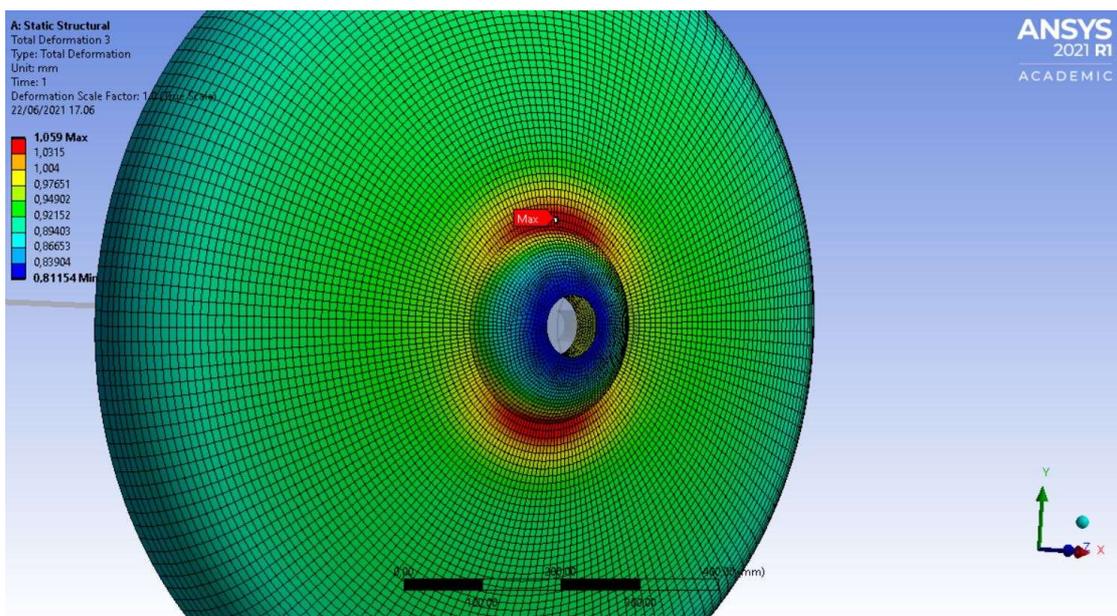


Figure 6.27 Deformazione totale fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.

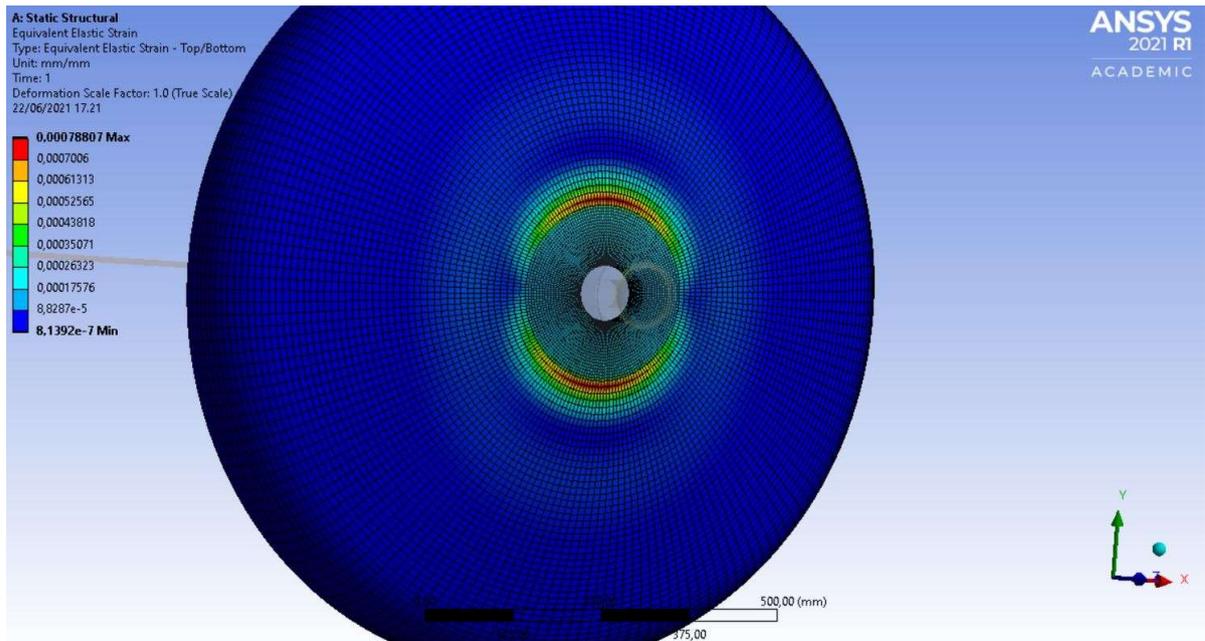


Figure 6.29 Equivalent elastic strain fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.

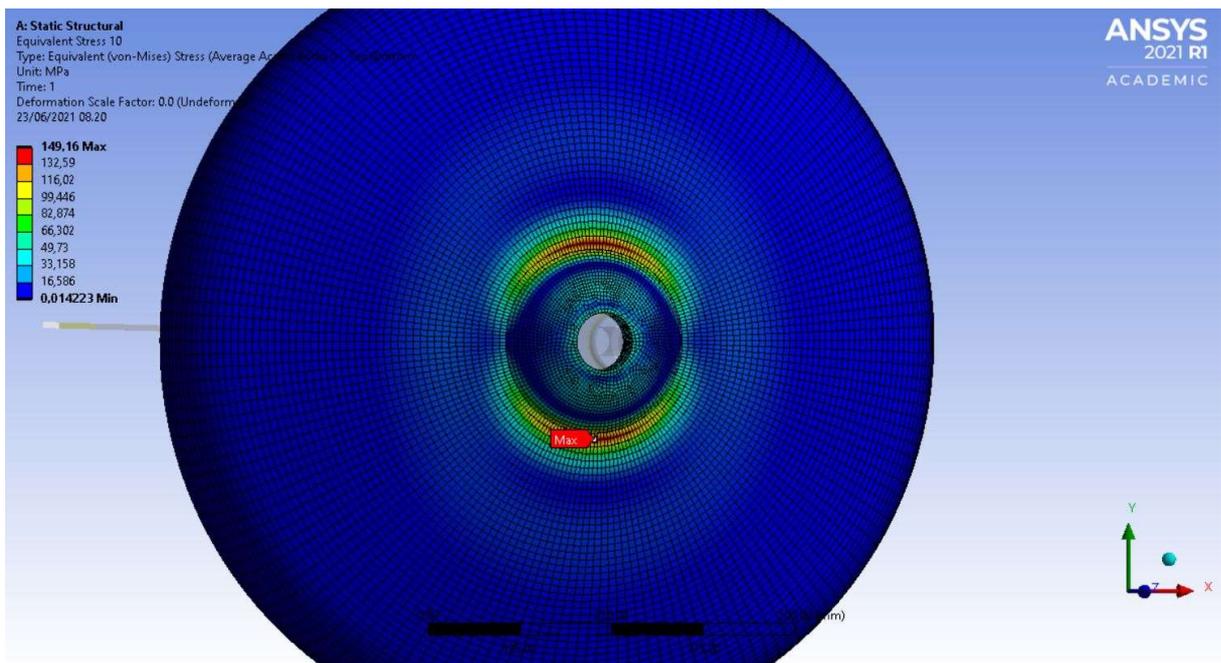


Figure 6.28 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 125 mm spessore 4 mm.

La tensione equivalente massima rilevata sul fondo in questo caso è pari a 149 MPa, decisamente inferiore ai valori di tensione riscontrati nel modello senza rinforzo. Parte della tensione viene scaricata sul rinforzo, che presenta nell'intorno della zona di attacco con l'asse un valore di tensione massima pari a 110 MPa.

- Disco di rinforzo raggio esterno 145 mm.

I risultati ottenuti con un raggio maggiore mostrano una leggera diminuzione della deformazione che scende a circa 0,88 mm. Si nota anche una riduzione dello stress sul fondo che si avvicina ai 110 MPa. I valori di tensione sulla zona di attacco del rinforzo con l'asse non sembrano essere cambiati rispetto al caso precedente.

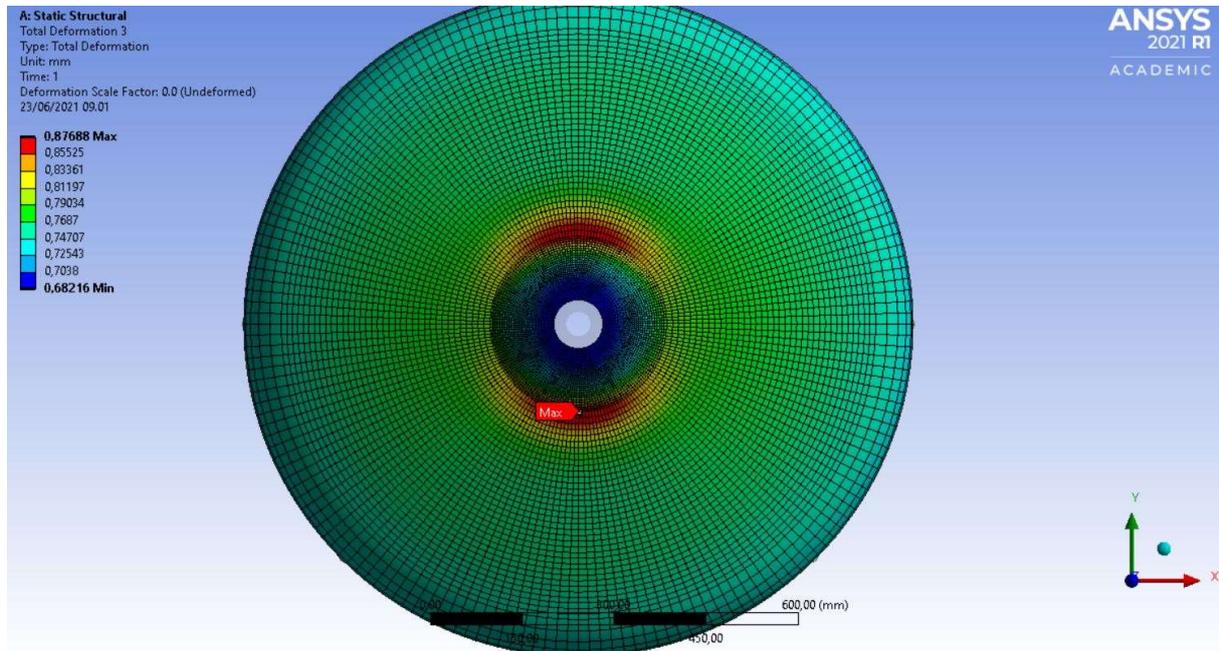


Figure 6.30 Deformazione totale fondo con rinforzo R 145 mm spessore 4 mm.

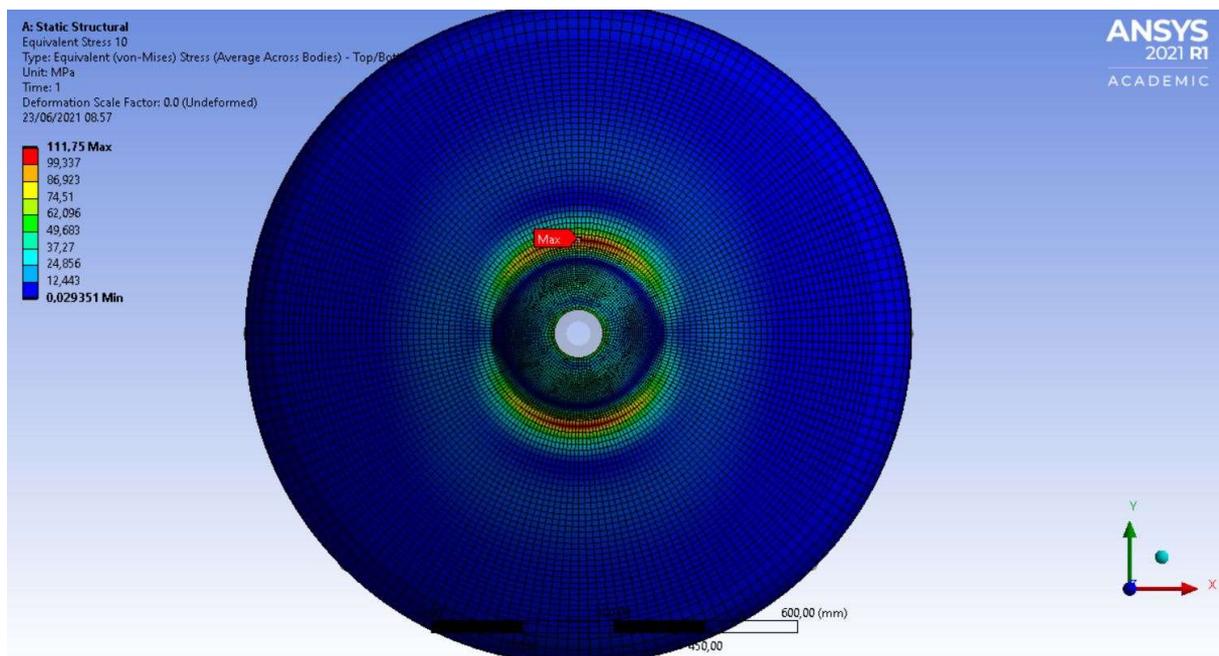


Figure 6.31 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 145 mm spessore 4 mm.

- Disco di rinforzo raggio esterno 160 mm.

Il rinforzo valutato in questo caso, fa sì che le deformazioni totali si riducano ulteriormente a 0.86 mm. Anche lo stato tensionale sul fondo sembra ridimensionarsi, aumentando il diametro del rinforzo, infatti la tensione equivalente massima rilevata su di esso è di circa 95 Mpa. Sul rinforzo risulta invece esserci un incremento delle tensioni rispetto ai casi precedenti, la tensione massima si aggira sui 120 MPa.

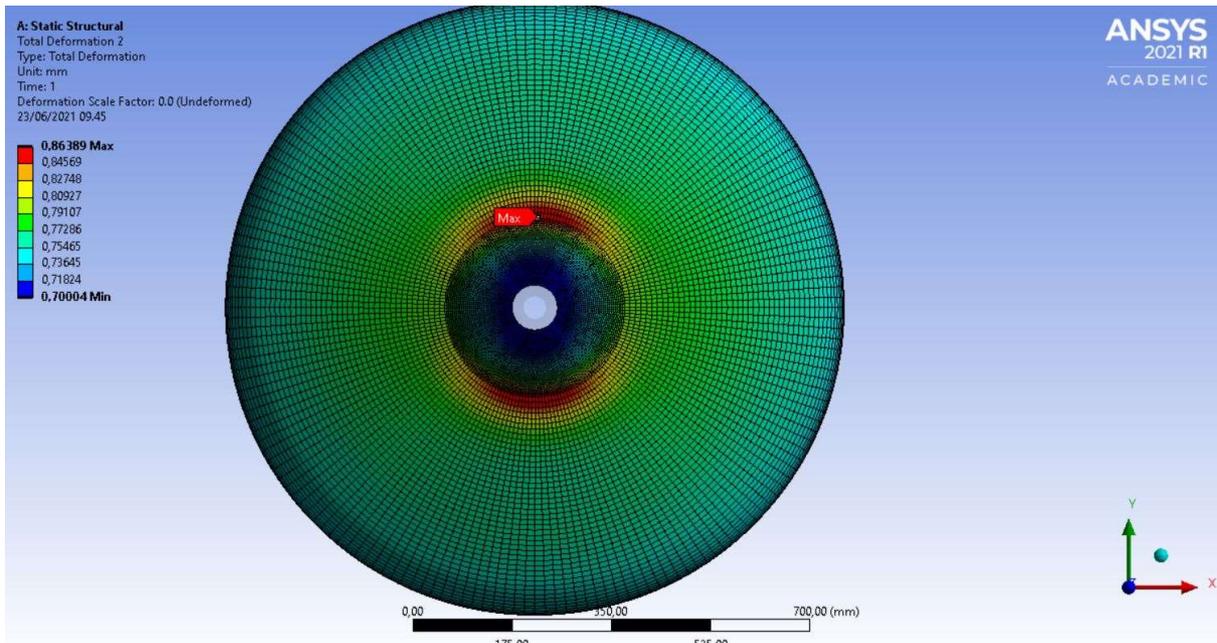


Figure 6.32 Deformazione totale fondo con rinforzo R 160 mm spessore 4 mm.

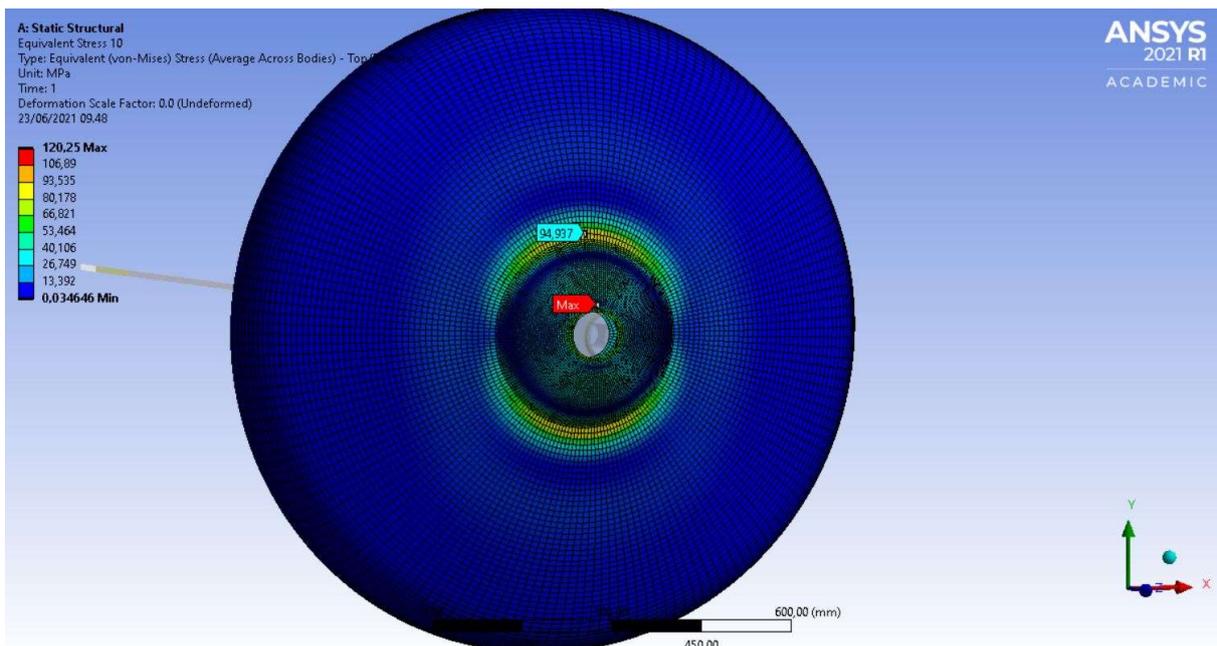


Figure 6.33 Tensioni equivalenti fondo con rinforzo R 160 mm spessore 4 mm.

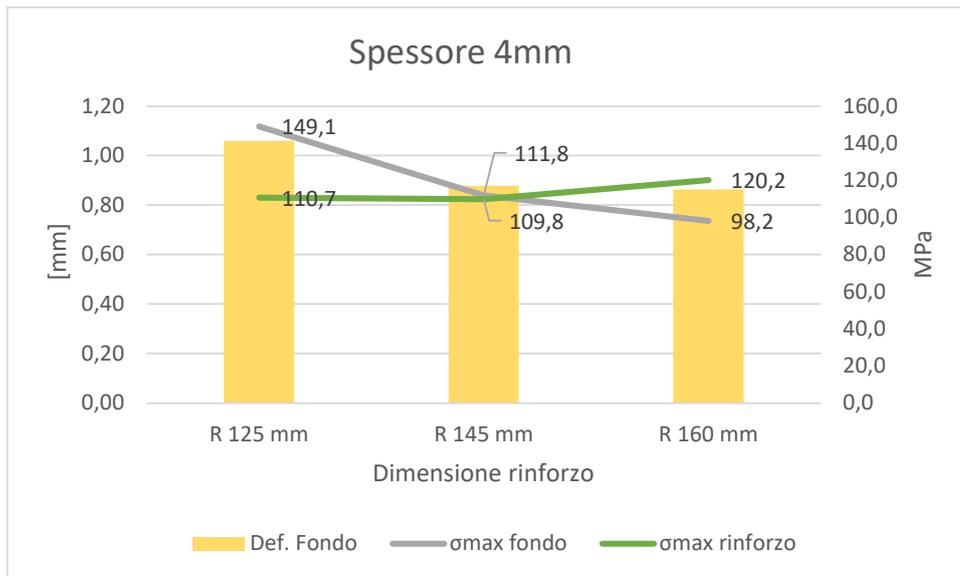


Figure 6.34 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 4 mm.

Analizzando adesso i risultati ottenuti con i rinforzi in lamiera spessore 4 mm, riportati sul grafico, Figure 6.34, risulta evidente che a parità di spessore i rinforzi da 145 mm e 160 mm mostrano un comportamento migliore rispetto a quello da 125 mm, poiché oltre a garantire una minore deformazione, risultano scaricare meglio le tensioni sul fondo. E' quindi evidente che la scelta ricadrà su un rinforzo di dimensione superiore a 125 mm. Per avere una migliore idea dell'influenza delle dimensioni radiali del rinforzo, verrà di seguito effettuato un confronto con spessori diversi.

6.3.2. Analisi spessore disco di rinforzo

Analizzeremo ora il comportamento del fondo e del suo rinforzo andando a variare lo spessore del disco, i tre spessori analizzati sono 4 mm, 6mm e 8mm. A seguito di queste valutazioni verrà scelto quello che presenta un giusto compromesso tra deformazioni e tensioni.

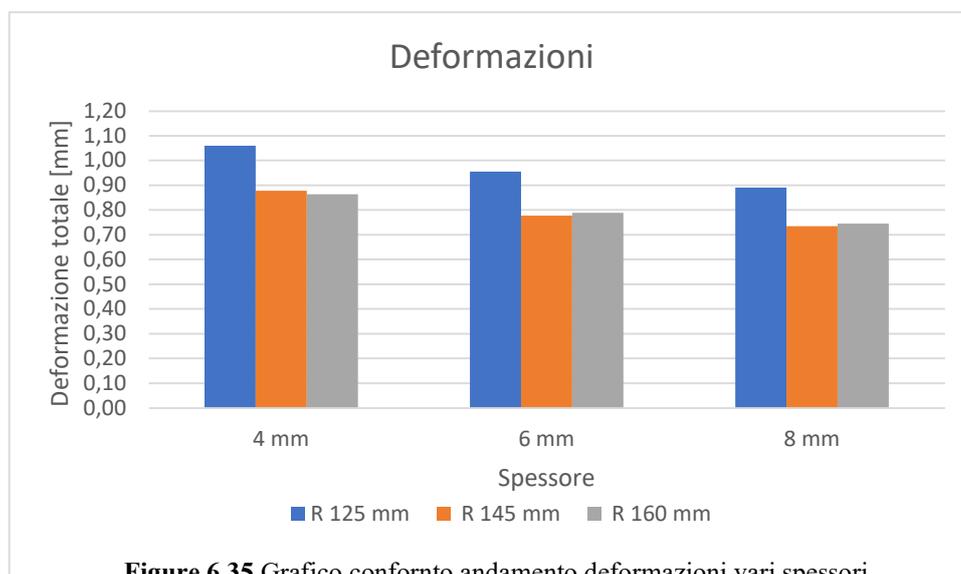


Figure 6.35 Grafico confronto andamento deformazioni vari spessori.

Il grafico riportato in Figure 6.35, mostra in maniera sintetica quelli che sono i risultati ottenuti in termini di deformazione, prendendo in considerazione sia i vari spessori che le dimensioni radiali del rinforzo. E' evidente che le deformazioni tendono a diminuire all'aumentare dello spessore del rinforzo, poiché esso tende ad essere più rigido. Il diametro del disco bombato costituisce anch'esso una variabile importante, è visibile infatti una differenza sostanziale tra il rinforzo più piccolo e il successivo, si fa meno marcata invece la differenza tra il 145 mm e 160 mm, ciò sta a significare che oltre un certo diametro i miglioramenti risultano essere pochi se non inesistenti.

Per quanto riguarda l'analisi dello stato tensionale, sono stati effettuati dei confronti sulle tensioni equivalenti massime in corrispondenza del fondo e del disco di rinforzo. I risultati ottenuti dal modello numerico e riportati nei grafici seguenti, evidenziano un leggero aumento delle tensioni massime sul fondo rispetto al caso con spessore 4 mm, a conferma che un rinforzo con spessore maggiore risulta essere più rigido.

Le tensioni sul rinforzo, nell'intorno della zona di saldatura con l'asse, risultano invece ridursi con l'aumentare dello spessore. I casi con spessore 6 mm e 8 mm confermano come l'andamento delle tensioni, all'aumentare delle dimensioni radiali del rinforzo, sia decrescente per le tensioni sul fondo e crescente sul rinforzo.



Figure 6.36 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 6 mm.

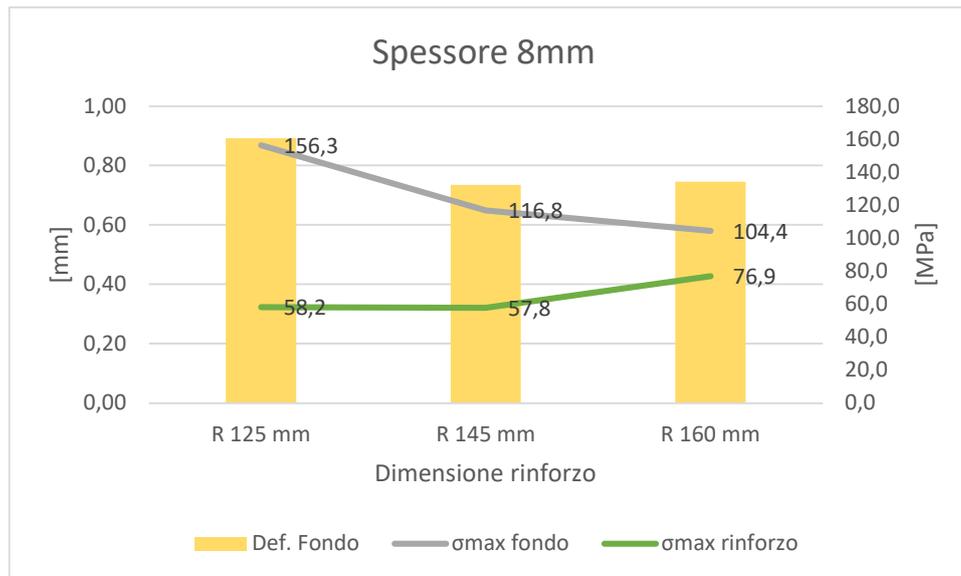


Figure 6.37 Grafico andamento deformazioni-tensioni rinforzo 8 mm.

Per la scelta delle caratteristiche del rinforzo, in funzione dei parametri analizzati, risulta evidente che uno spessore pari a 6 mm garantisce già dei buoni risultati in termini di deformazione del fondo e contenimento delle tensioni sia sul fondo che nell'intorno delle saldature con l'asse. La scelta ricade infine sul disco con raggio pari a 160 mm e spessore pari a 6 mm, poiché presenta un buon compromesso tra le deformazioni totali e le tensioni massime raggiunte, che risultano comunque garantire un coefficiente di sicurezza minimo pari a 2 sia sul fondo che sul rinforzo.

7. Conclusioni

In quest'ultimo capitolo di tesi si vuole riassumere quelli che sono stati i passaggi principali per la determinazione delle cause del cedimento e per la riprogettazione dell'asse, secondo le nuove scelte sulla trasmissione da utilizzare.

I casi analizzati al capitolo 3 mostrano che i cedimenti sono localizzati sulla sezione a diametro minore, in prossimità della seconda linguetta. Su tale tratto di asse viene scaricata la coppia proveniente dal motoriduttore. Data la geometria dell'assieme tank, si è scelto di creare un semplice modello analitico per analizzare i carichi gravanti sul sistema e sull'asse aria.

La prima fase di analisi ha visto la determinazione delle possibili condizioni di carico, dovute sia ad un utilizzo ottimale che improprio della macchina. Lo studio ha evidenziato l'estrema variabilità dei carichi in funzione sia del riempimento del tank che del grado di pressatura della massa. I casi di massima torsione non corrispondono a quelli più gravosi per la flessione, si è deciso quindi di analizzarli separatamente. La condizione più gravosa per la torsione è stata riscontrata con un riempimento al 50% del tank e una massa leggermente pressata che permette di raggiungere angoli di rotazione superiori senza sgretolarsi. I risultati ottenuti tramite il modello analitico, rappresentato da una trave su due appoggi, hanno mostrato che nel caso della sola flessione dovuta al completo riempimento del tank, le sollecitazioni maggiori risultano essere localizzate in prossimità dell'incastro col fondo, ma i valori ottenuti rientrano comunque nei limiti di sicurezza. Nel caso di massima torsione si è ottenuto, invece, che le coppie in gioco erano superiori a quelle supportate dalla sezione di diametro minore, la presenza delle cave per linguette è da ritenere come un ulteriore indebolimento per la sezione, poiché in prossimità di esse vi è un'intensificazione delle tensioni. I risultati ottenuti in questa prima fase danno conferma che il cedimento in quella determinata zona dell'asse risulta essere dovuto al momento torcente, che genera tensioni equivalenti superiori al limite di snervamento del materiale. A seguito di ciò, si è deciso di procedere direttamente con la riprogettazione dell'asse e di non approfondire ulteriormente il fenomeno di cedimento, andando ad attuare le modifiche sul sistema di trasmissione.

Riprogettando il sistema è stato scelto di utilizzare una trasmissione a catena. Questa scelta è motivata dai vantaggi in termini di assorbimento degli strappi in fase di avvio e di arresto istantaneo, condizioni molto frequenti durante il funzionamento della pressa. A partire dai parametri di progetto sono state effettuate le scelte su motore, riduttore e sistema di trasmissione a catena (pignone e corona).

Considerando la coppia fornita dal motore e i possibili sovraccarichi, è stato effettuato un dimensionamento di massima a torsione dell'asse, ipotizzando un CS pari a 3. Quest'ultima scelta è giustificata dall'incertezza sull'utilizzo delle presse, che negli ultimi anni tendono ad essere usate anche nel settore juice, per la pressatura di altre tipologie di frutta.

Il diametro minimo ottenuto è stato successivamente verificato, considerando una condizione di triassialità delle tensioni, tramite il criterio di cedimento di Tresca. A seguito di tale verifica risulta che il diametro della sezione più sollecitata dovrà essere 80 mm. Tenendo in considerazione la necessità di avere un asse cavo, la scelta è ricaduta su un tubo meccanico D_{ext}

80 mm D_{int} 40 mm, che verrà sottoposto a lavorazione di tornitura per ottenere le variazioni di diametro richieste per il montaggio del cuscinetto.

Avendo definito le geometrie dell'asse aria, si è deciso di procedere con la realizzazione di un modello FEM per l'analisi del comportamento della zona di attacco tra asse e fondo bombato, effettuando la scelta di particolari costruttivi come possibili rinforzi.

Al fine di contenere i tempi di calcolo e di rispettare i limiti imposti dal software Ansys in versione Student, si è optato per la semplificazione dell'assieme andando a considerare le reali geometrie dei soli componenti legati all'asse aria, rappresentando invece le restanti geometrie tramite degli elementi *beam* con relativa *cross section*.

L'analisi si è concentrata sullo studio di due casi di carico, il primo di sola flessione, dovuto ad un riempimento completo del tank con una massa di peso specifico pari a $1 \frac{kg}{dm^3}$, il secondo rappresentante invece il caso di riempimento al 50 % con coppia massima. Nel primo caso i risultati ottenuti mostrano che il fondo tende a deformarsi a causa del momento flettente in prossimità dell'attacco con asse, raggiungendo deformazioni totali di circa 4,5 mm. Lo stato tensionale in quella zona riporta dei valori superiori al limite di snervamento del materiale, è da considerare quindi che con un simile carico il tank si deformerebbe plasticamente rendendo l'asse non più allineato. Anche nel secondo caso sono stati ottenuti dei risultati che portano il tank a deformarsi in modo permanente, i valori di deformazione risultano dimezzati e a livello tensionale la zona con maggiore sollecitazione risulta essere sempre la stessa. Tali valutazioni hanno portato alla necessità di dimensionare un rinforzo che vada sia a diminuire la deformazione del tank, sia le tensioni sul fondo stesso. I risultati mostrano che le tensioni sul fondo tendono a diminuire all'aumentare della coordinata radiale infatti ad un raggio di circa 100 mm le tensioni risultano essersi ridotte del 90% rispetto a quelle ottenute in prossimità dell'accoppiamento con l'asse. Da tale considerazione si è deciso di effettuare delle prove con tre tipologie di rinforzi, realizzati a partire da un disco di lamiera di spessore pari a 4 mm (stesso spessore del fondo) che subisce una lavorazione di bombatura. Le tre dimensioni radiali analizzate sono: 125 mm, 145 mm e 160 mm. I rinforzi presentano inoltre raggi di bombatura diversi, poiché si è deciso di mantenere costante il punto di saldatura sull'asse, che si troverà in una posizione adeguata, per consentire una migliore operazione di saldatura.

I risultati numerici evidenziano una diminuzione della deformazione del fondo all'aumentare del diametro del disco bombato, fino ad un risultato di 0,87 mm nel caso del disco con raggio 160 mm. Per quanto riguarda lo stato tensionale, la presenza del rinforzo fa sì che il fondo risulti meno sollecitato in prossimità delle saldature con l'asse, e che la zona più sollecitata si sposti al di fuori del cerchio di contatto con il rinforzo. In questo caso, però, il rinforzo tende a raggiungere tensioni via via crescenti con l'aumento della sua dimensione radiale.

E' stata poi svolta una seconda analisi, sullo spessore del rinforzo, a partire dai modelli con spessore 4 mm, si è testato il comportamento anche con spessori da 6 mm e 8 mm. A parità di dimensione un disco bombato da 6 mm risulta essere più rigido e quindi la deformazione tende a diminuire ulteriormente, anche le tensioni sul rinforzo stesso tendono a diminuire. Un ulteriore aumento dello spessore nel caso dei rinforzi da 8 mm mostra una diminuzione della deformazione molto trascurabile rispetto ai risultati ottenuti con spessore 6 mm. Ciò che si nota

invece è che lo stato tensionale sul fondo con rinforzi da 6 mm o da 8 mm risulta pressoché invariato. A seguito di tali valutazioni, la scelta è ricaduta su un rinforzo con dimensioni radiali 160 mm e spessore 6 mm, poiché presenta un giusto compromesso tra deformazione totale raggiunta e tensioni massime rilevate, che risultano garantire un CS minimo pari a 2.

Il modello FEM fornisce dei risultati che il semplice modello analitico non è in grado di fornire, rappresenta quindi un elemento importante per la progettazione e la valutazione di particolari costruttivi. Risulta altresì vero che ottenere dei risultati corretti e ottimizzati dal punto di vista del tempo d'elaborazione richiede tempi di sviluppo non indifferenti. Allo stesso tempo un semplice modello analitico può fornire, in questo caso, dei risultati soddisfacenti per un'analisi di comportamento generale del sistema.

8. Bibliografia

Robert L. Mott, Machine Elements in Mechanical Design, 4th edition

ANSYS, Theory reference

A. Gugliotta, 2002, Elementi finiti, progetto didattica in rete, Otto editore

Appunti del corso “*Progettazione di prodotto e processo con metodi numerici*”, A. Somà,
Politecnico di Torino