

Termomehanička analiza posude pod tlakom

Bakota, Niko

Master's thesis / Diplomski rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:160896>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-17**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

TERMOMEHANIČKA ANALIZA POSUDE POD TLAKOM

Rijeka, srpanj, 2023.

Niko Bakota

0069079859

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

TERMOMEHANIČKA ANALIZA POSUDE POD TLAKOM

Mentor: Prof. dr. sc. Marko Čanađija, dipl. ing.

Komentor: Izv. prof. dr. sc. Sanjin Krščanski

Rijeka, srpanj, 2023.

Niko Bakota

0069079859

Rijeka, 9. ožujka 2022.

Zavod: **Zavod za tehničku mehaniku**
Predmet: **Termomehanika**
Grana: **2.11.01 opće strojarstvo (konstrukcije)**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

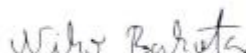
Pristupnik: **Niko Bakota (0069079859)**
Studij: **Diplomski sveučilišni studij strojarstva**
Modul: **Računarska mehanika i inženjerstvo**

Zadatak: **Termomehanička analiza posude pod tlakom / Thermomechanical analysis of a pressure vessel**

Opis zadatka:

Provesti termomehaničku analizu posude pod tlakom izabranog kapaciteta, radnog tlaka, radne temperature i namjene. Analizu je potrebno provesti metodom konačnih elemenata. Odrediti tlak kod kojeg počinje plastifikacija. Odrediti granična opterećenja pri rubnica pri kojim počinje plastifikacija. Analizirati moguću pojavu pukotina te njihov utjecaj na sigurnost posude.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.



Zadatak uručen pristupniku: 21. ožujka 2022.

Mentor:


Prof. dr. sc. Marko Čanađija


Doc. dr. sc. Sanjin Krščanski (komentor)

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:


Prof. dr. sc. Kristian Lenić

IZJAVA

Sukladno članku 97. Pravilnika o studiranju Tehničkog fakulteta, Sveučilišta u Rijeci, izjavljujem da sam samostalno izradio diplomski rad pod naslovom “Termomehanička analiza posude pod tlakom“, uz mentorstvo i konzultacije s mentorom prof. dr. sc. Markom Čanađijom i komentorom izv. prof. dr. sc. Sanjinom Kršćanskim.

Rijeka, srpanj, 2023.

Niko Bakota

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Marku Čanadiji i komentoru izv. prof. dr. sc. Sanjinu Kršćanskom na pruženoj pomoći, podršci i stručnom vođenju tijekom pisanja diplomskog rada.

Sadržaj

1. UVOD.....	1
2. AMONIJAK – GORIVO BUDUĆNOSTI	3
3. PRORAČUN TLAČNOG SPREMNIKA.....	6
3.1. Ulazni parametri.....	6
3.2. Materijal posude pod tlakom.....	7
3.3. Proračun cilindričnog plašta.....	8
3.3.1. Proračun debljine stijenke zbog unutarnjeg opterećenja	9
3.3.2. Proračun debljine stijenke zbog vanjskog opterećenja	10
3.4. Proračun debljine stijenke torisferičnog dna.....	14
3.5. Naprezanje cilindričnog plašta i torisferičnog dna zbog unutarnjeg tlaka	17
3.6. Naprezanje konstrukcije usred hidrostatskog testa	18
3.7. Inspekcijski otvor	18
3.8. Proračun dovoda i odvoda fluida	23
3.9. Cijevni priključci s navojem	28
3.10. Nosači konstrukcije	30
3.11. Masa posude pod tlakom	33
3.12. Transportne uške.....	34
3.13. Geometrija posude pod tlakom.....	35
3.14. Posuda pod tlakom unutar PVElite softvera.....	36
4. MODELIRANJE GEOMETRIJE.....	37
5. ANALIZA POSUDE POD TLAKOM U PROGRAMU FEMAP 2021	39
5.1. Izrada mreže	39
5.2. Rubni uvjeti	44

5.3.	Opterećenje.....	44
5.4.	Statički proračun posude pod tlakom.....	45
6.	ANALIZA POSUDE POD TLAKOM PRI POVIŠENOJ TEMPERATURI.....	54
7.	ANALIZA POJAVE PUKOTINA KOD POSUDE POD TLAKOM.....	63
7.1.	Pukotina u cilindričnom plaštu.....	63
7.2.	Numerička analiza pukotine u cilindričnom plaštu u softverskom paketu Ansys	65
7.2.1.	Prikaz rezultata.....	73
7.3.	Pojava pukotinu u zavaru dovoda fluida.....	77
7.3.1.	Numerička analiza pukotine u zavaru.....	78
8.	UTJECAJ ZAMORA NA PRIKLJUČAK DOVODA FLUIDA.....	87
8.1.	Numerička analiza zamora priključka za dovod fluida.....	89
9.	ZAKLJUČAK.....	94
10.	LITERATURA.....	95
11.	POPIS OZNAKA.....	96
12.	SAŽETAK.....	98
13.	ABSTRACT.....	99

1. UVOD

Posude pod tlakom nezamjenjiva su komponenta moderne industrije. Naftna industrija, prerađivačka, prehrambena i farmaceutska industrija samo neke od grana u kojima je upotreba posuda pod tlakom veoma bitna i neophodna za rad. Te posude su dizajnirane za skladištenje i transport različitih plinova i tekućina pod povišenim tlakom i temperaturom.

Posude pod tlakom, zbog svoje uloge u proizvodnji, smatraju se veoma rizičnim komponentama sustava i njihovo otkazivanje može dovesti do požara, eksplozija i ispuštanja otrovnih plinova u okolinu. Upravo zbog tih razloga potrebno je uložiti posebnu pažnju tijekom dizajna, proizvodnje i održavanja s ciljem sigurnosti ljudskih života i zaštite okoliša.

Kroz ovaj diplomski rad bit će odrađena detaljna analiza posude pod tlakom. Kroz rad prikazat će se postupak proračuna, modeliranje i odabir konstrukcijskih elemenata posude pod tlakom. Nadalje, bit će odrađena analiza deformacija i naprezanja zbog utjecaja unutarnjeg tlaka na stijenkama posude. Analizirat će se zamor na prirubnicama i pojava pukotina u materijalu.

Rad je podijeljen u 11 poglavlja u kojima je detaljno prikazan svaki odrađeni korak.

Drugo poglavlje daje kratki opis proizvodnje i korištenja amonijaka.

Treće poglavlje prikazuje analitički proračun posude pod tlakom korištenjem PVElite softvera prema normi EN 13445.

Četvrto poglavlje sadrži prikaz modelirane geometrije u SolidWorksu i PVElitu.

U petom poglavlju prikazana je statička analiza posude pod tlakom pri radnom tlaku od 10 bara unutar programskog paketa Femap.

Šesto poglavlje sadrži statičku analizu posude pod tlakom pri povišenoj temperaturi.

Sedmo poglavlje sadrži analizu pojave pukotine u cilindričnom plaštu i zavaru dovoda fluida te proračun uvjeta *leak before break*.

Osmo poglavlje sadrži proračun utjecaja zamora na dovod fluida posude pod tlakom.

Deveto poglavlje sadrži kratki završni osvrt o radu.

Deseto poglavlje je popis svih referenci korištenih za pisanje diplomskog rada.

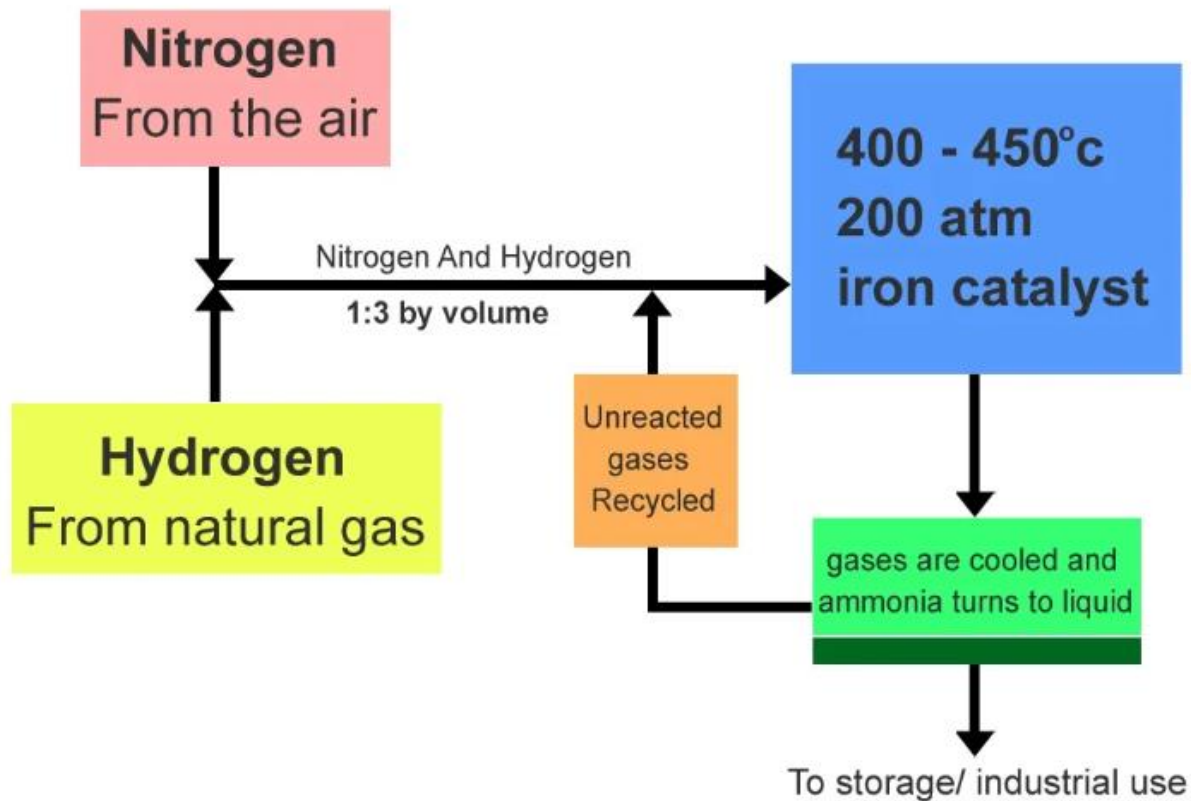
Jedanaesto poglavlje sadrži popis oznaka korištenih u diplomskom radu.

Dvanaesto poglavlje sadrži kratki sadržaj cijelog rada s ključnim rječima na hrvatskom jeziku.

Trinaesto poglavlje jednako dvanaestom, osim šta je na engleskom jeziku.

2. AMONIJAK – GORIVO BUDUĆNOSTI

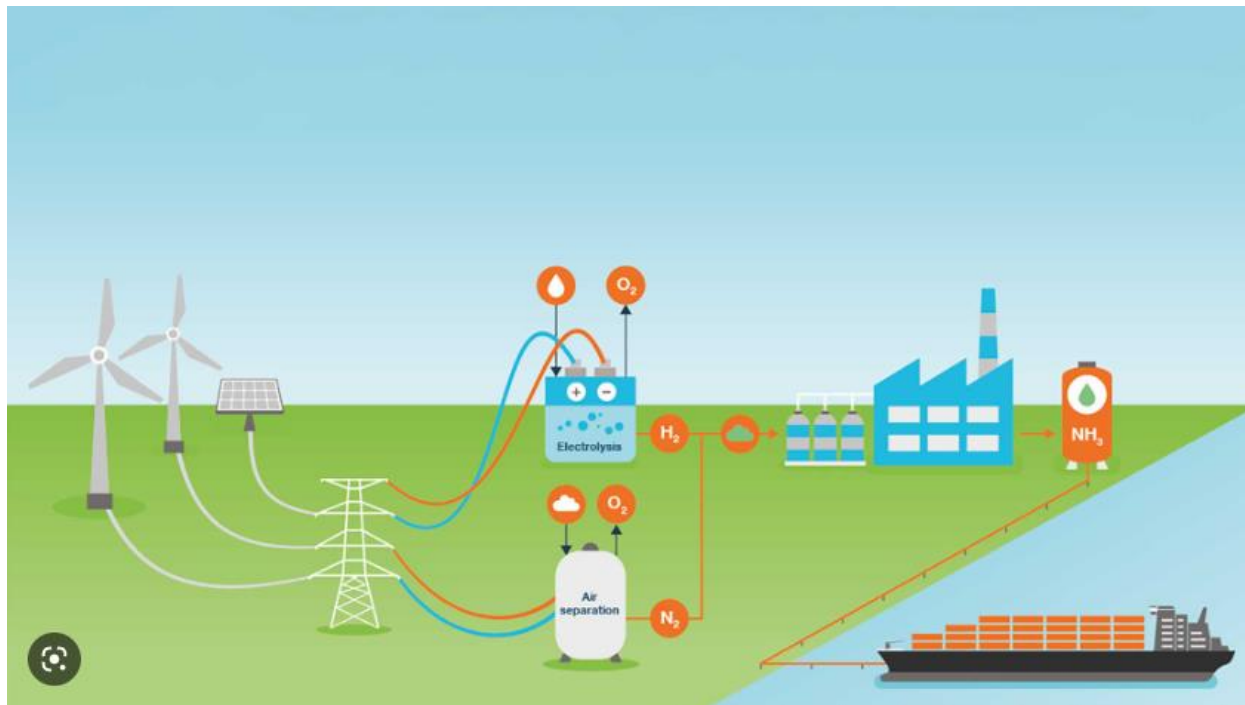
Amonijak (NH_3) je glavni resurs u kemijskoj industriji i proizvodnji umjetnih gnojiva. Glavna primjena mu je u proizvodnji gnojiva poput amonijevog nitrata i uree. Godišnje se proizvede oko 183 Mt amonijaka, a većina se proizvodi pomoću fosilnih goriva. Proces dobivanja amonijaka naziva se Haber-Bosch čiji dijagram možemo vidjeti na slici 2.1.



Slika 2.1. Haber-Bosch postupak [1]

Haber-Bosch postupak koji je se danas koristi u industriji bazira se na korištenju prirodnog plina za dobivanje potrebnog vodika. Potencijalni novi pristupi uključuju proces elektrolize za dobivanje vodika, a energija potrebna za kemijski proces dolazi iz obnovljivih izvora energije. Treba napomenuti da u trenutnom stanju proizvodnja amonijaka generira velike količine ugljikovog dioksida (CO_2) i moderni pristupi žele značajno smanjiti ili kompletno ga izbaciti kao nusprodukt

proizvodnje amonijaka. Primjer Haber-Bosch postupka gdje se za dobivanje vodika koristi elektroliza možemo vidjeti na slici 2.2.



Slika 2.2. Shema proizvodnje amonijaka upotrebom elektrolize [2]

Amonijak se u zadnjih par godina razmatra kao ozbiljan izbor kao gorivo u morskome transportu. S obzirom na uvođenje kvota brodarima na količinu ugljikovog dioksida koji mogu ispustiti, potreba za alternativnim rješenjima veća je nego ikada. Za potrebe pomorskog prometa amonijak kao gorivo razmatra se u dva slučaja:

- amonijak u tekućem stanju na -33 Celzijeva stupnja i pri atmosferskom tlaku
- amonijak u tekućem stanju na 25 Celzijevih stupnjeva i pri tlaku od 10 bara

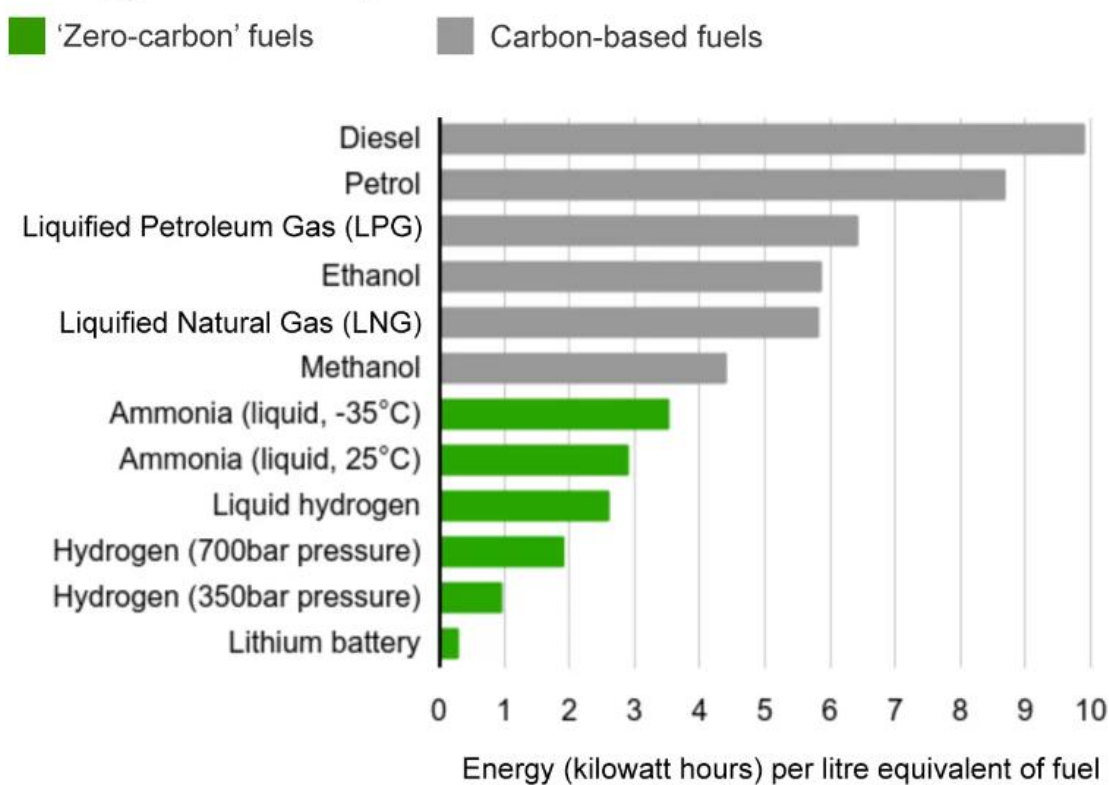
Oba pristupa imaju svoje tehničke poteškoće za realizaciju i skladištenje u brodskim spremnicima.

Za slučaj kada je amonijak pri atmosferskom tlaku treba osigurati potrebno hlađenje i izolaciju spremnika. Dok u slučaju kada se amonijak nalazi na temperature od 25 Celzijevih stupnjeva treba

uzeti u obzir tlak od 10 bara, u tom slučaju se radi o posudi pod tlakom koja na brodu može predstavljati rizik.

Nadalje, treba uzeti u obzir energetska učinkovitost samog amonijaka po litri goriva. Iako ima veliki potencijal kao zeleno gorivo, energetski je mnogo neučinkovitije od fosilnih goriva koja su danas standard u industriji. Slika 2.3. prikazuje graf različitih goriva ovisno o energetskom potencijalu po litri goriva.

Energy released per litre consumed of various fuels



Slika 2.3. Energija goriva po litri [3]

S obzirom na načine skladištenja amonijaka, za potrebe diplomskog rada razmatrat će se tlačni spremnik za skladištenje amonijaka pri temperaturi od 25 Celzijevih stupnjeva i tlaku od 10 bara.

3. PRORAČUN TLAČNOG SPREMNIKA

Proračun tlačnog spremnika će biti izvršen prema EN 13445_2009 standardu. Proračun posude pod tlakom biti će izvršen u softverskom paketu PV Elite. PV Elite je specijalizirani softver za izradu i analizu posuda pod tlakom i izmjenjivača topline.

Proračun će biti izvršen za posudu pod tlakom u vertikalnoj izvedbi za skladištenje amonijaka u tekućem stanju pri 10 bara.

Konstruktivski elementi posude pod tlakom su:

- cilindrični plašt
- torisferično dno
- cijevni priključci
- nosači posude
- transportne uške

3.1. Ulazni parametri

Projekttni tlak: $p = 10$ bar

Volumen posude: $V = 5$ m³

Za posude pod tlakom koje se nalaze ispod područja puzanja, testni hidrostatski tlak se određuje prema EN 13445-5 10.2.3.3.1 po formuli:

$$P_t = 1,43 \cdot P_s \quad (3.1)$$

gdje je:

P_t - testni hidrostatski tlak

P_s - maksimalni radni tlak

Za zadani projekttni tlak testni tlak iznosi: $P_t = 14,3$ bar.

3.2. Materijal posude pod tlakom

S obzirom da je operativno područje u kojem će se nalaziti posuda pod tlakom u blizini ili uz samo more, potrebno je odabrati materijal koji je otporan na koroziju.

Za izradu posude pod tlakom odabran je čelik AISI 316L. Tehničke specifikacije materijala dane su u tablici 3.1.

Tablica 3.1. Karakteristike materijala uzete iz PVElite softvera

Tehničke specifikacije materijala AISI 316L	
Ime materijala	X2CrNiMo17-12
Oznaka u standardu	1.4404
Gustoća materijala (kg/m ³)	7840
$R_{p1.0}$ (MPa)	259,99
$R_{p0.2}$ (MPa)	219,95
Vlačna čvrstoća, R_m , (MPa)	529,98
Youngov modul elastičnosti (GPa)	200
Poissonov koeficijent	0,3

Za austenitne čelike dopušteno proračunsko naprezanje prema EN 13445-3 6.6.2 iznosi:

$$f_d = \frac{R_{p1.0}}{1,5} = 173,3 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

gdje je:

- f_d - proračunsko dopušteno naprezanje, MPa
- $R_{p1.0}$ - naprezanje pri kojem nastane trajna plastična deformacija od 1%, MPa
- faktor sigurnosti prema normi u vrijednosti od 1,5

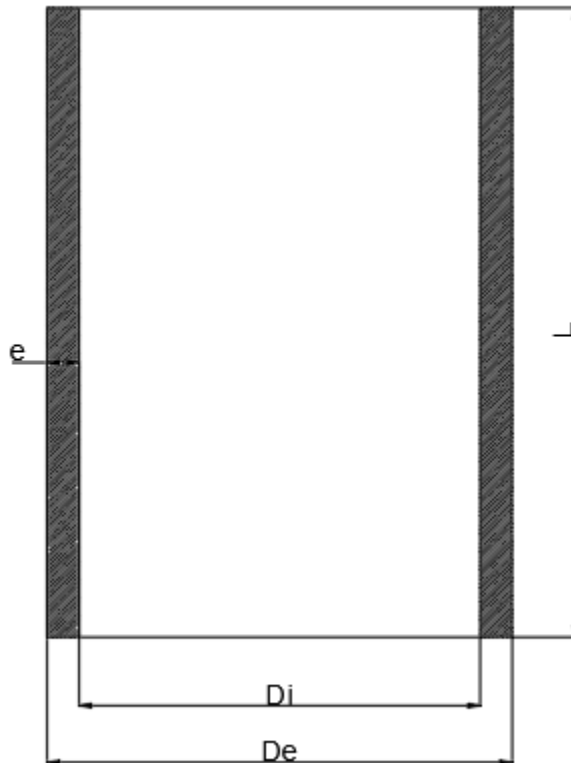
Dopušteno naprezanje prilikom hidrostatskog testiranja dobije se iz izraza:

$$f_{\text{test}} = \max\left(\frac{R_{p1.0}}{1,05}; \frac{R_m}{2}\right) = 264,99 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

3.3. Proračun cilindričnog plašta

Proračun cilindričnog plašta posude pod tlakom vrši se prema EN 13445-3 7.4.2.

Dimenzije cilindričnog plašta su prikazane na slici 3.1.



Slika 3.1. Karakteristične dimenzije cilindričnog plašta

gdje je:

e – debljina stijenke plašta, mm

D_i – unutarnji promjer cilindričnog plašta, mm

D_e – vanjski promjer cilindričnog plašta, mm

L – duljina cilindričnog plašta, mm

3.3.1. Proračun debljine stijenke zbog unutarnjeg opterećenja

Potrebno je osigurati da posuda pod tlakom zadovolji potrebni volumen amonijaka koji moramo skladištiti. Odabrana je duljina cilindričnog plašta od 3.2 m pod pretpostavkom da 80% volumena posude spada pod cilindrični plašt, a ostatak volumena obuhvate dva torisferična dna. S obzirom na duljinu od 3.2 m unutarnji promjer koji zadovoljava gore navedene uvjete iznosi $D_i = 1.32$ m.

Potrebna debljina dobije se iz jednadžbe prema EN 13445 7.4.2:

$$e = \frac{PD_i}{2fz - P} \quad (3.4)$$

gdje je:

e – potrebna debljina stijenke, mm

P – proračunski tlak, MPa

D_i – unutarnji promjer cilindričnog plašta, mm

f – dopušteno naprezanje, MPa

z – koeficijent zavarivanja

Kada unesemo sve poznate vrijednosti:

$$e = \frac{1,021 \cdot 1320}{2 \cdot 174,58 \cdot 1 - 1,021} = 3,871 \text{ mm}$$

3.3.2. Proračun debljine stijenke zbog vanjskog opterećenja

S obzirom na duljinu plašta potrebno je provesti proračun naprezanja s obzirom na vanjsko opterećenje. S obzirom da plašt posude pod tlakom nije ojačan ukrutama potrebno je odrediti debljinu koja zadovoljava vanjska opterećenja prema EN 13445 8.5.2. S obzirom da se radi o iterativnom postupku, proračun je izvršen pomoću softvera PVElite. Kroz ovo poglavlje prikazat ću formule i grafove korištene za proračun, ali rješenja su dobivena softverski čije ću rezultate prikazati u obliku slika na kraju poglavlja. Minimalna preporučena debljina stijenke plašta prema rezultatima softvera PVElite iznosi 6,424 mm. Odabrao sam prvu veću debljinu u iznosu od 7 mm. Za tu debljinu napravljen je proračun na vanjsko opterećenje.

Nominalna granica elastičnosti

$$\sigma_e = \frac{R_{p0,2}}{1,25} = 175,99 \text{ MPa} \quad (3.5)$$

Točka naprezanja tečenja

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_a}{R} = 1,856 \text{ MPa} \quad (3.6)$$

gdje je:

e_a – odabrana debljina stijenke u vrijednosti od 7 mm

R – unutarnji radijus cilindričnog plašta, mm

Faktor naprezanja

$$Z = \pi \cdot \frac{R}{L} = 0.578 \quad (3.7)$$

gdje se L dobije iz EN 13445 8.5.2.1 prema slici ispod:

8.5.2.1 Unsupported length

In Figure 8.5-1, L is given by:

$$L = L_{\text{cyl}} + 0,4h' + 0,4h'' \quad (8.5.2-1)$$

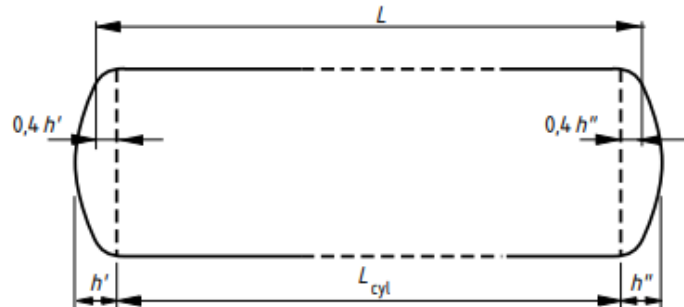


Figure 8.5-1 — Cylinder with heads

Slika 3.2. slobodna duljina prema 8.5.2.1

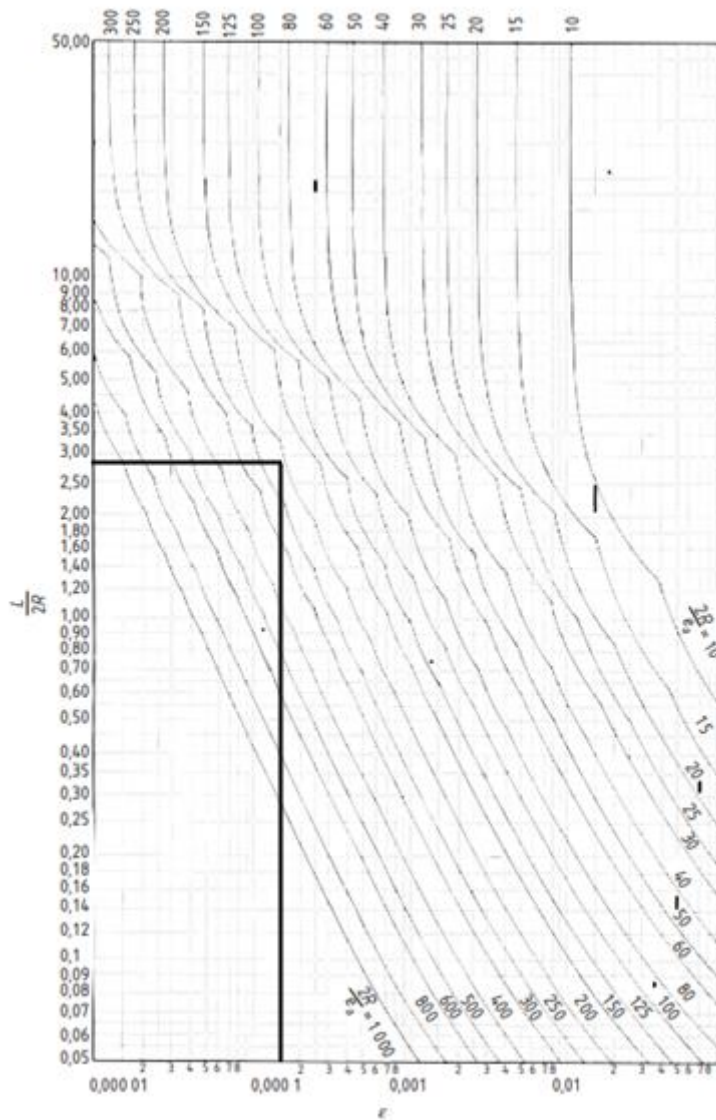
Za zadanu geometriju $L = 3604$ mm.

Elastični tlak nestabilnosti

$$P_m = \frac{E \cdot e_a \cdot \varepsilon}{R} = 0,392 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

gdje je:

ε – konstanta koja se dobije iz EN 13445 8.5.2-6 ili prema slici ispod koja u standard ima oznaku EN 13445 Figure 8.5-3.



Slika 3-3. Graf za dobivanje konstante ϵ

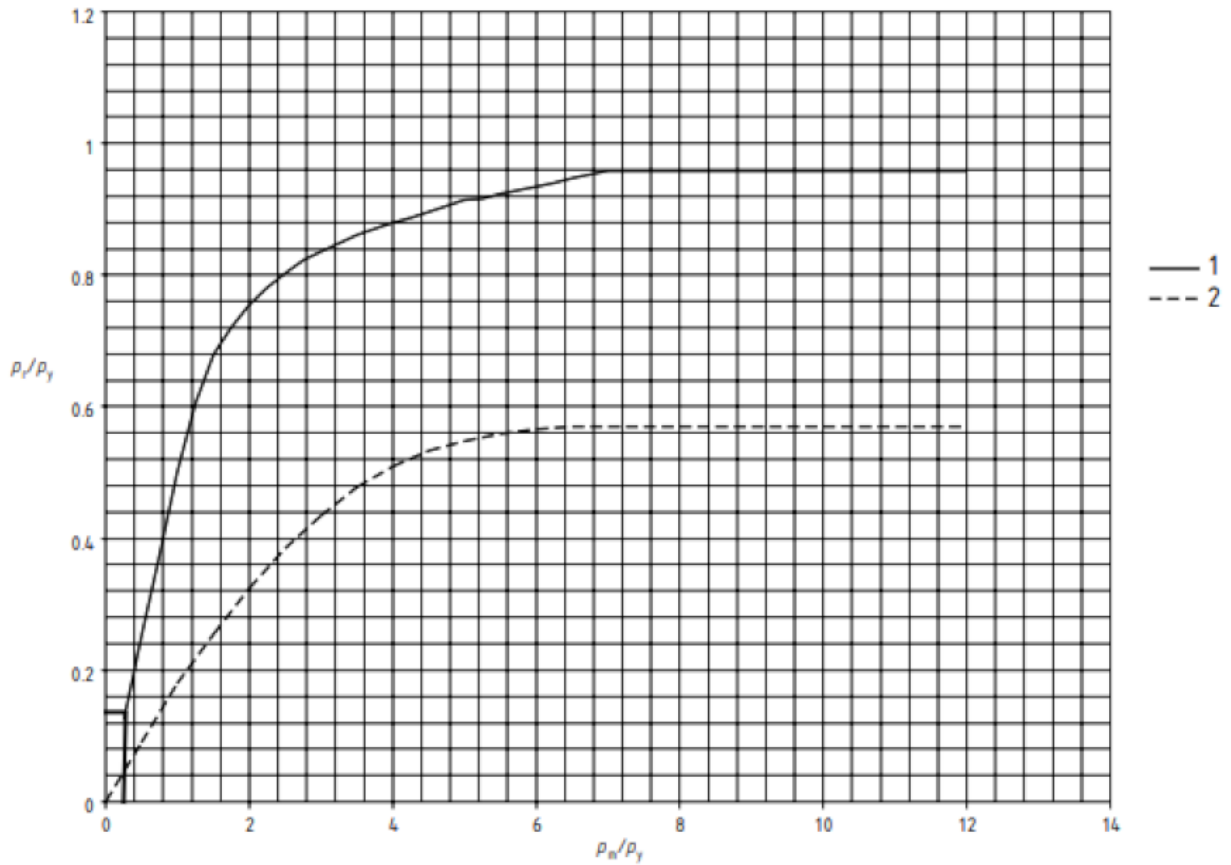
Za definiranu geometriju ϵ poprima vrijednost od 0,0001857.

Odnos P_m / P_y

$$\frac{P_m}{P_y} = 0,211$$

P_y – tlak pri kojem cilindrični plašt dođe u točku tečenja

Iz krivulje prema EN 13445 8.5-5 potrebno je odrediti odnos P_r / P_y :



Slika 3.4. EN 13445 8.5-5

Krivulja jedan se koristi za očitavanje vrijednosti za plašt, a krivulja dva za proračun torisferičnog dna. U ovom slučaju s obzirom da se radi o proračunu cilindričnog plašta koristimo krivulju jedan.

$$\frac{P_r}{P_y} = 0,105$$

Cilindrični plašt mora zadovoljiti uvjet prema EN 13445 8.5.2-8 gdje vrijedi:

$$P < \frac{P_r}{1,5} \quad (3.9)$$

P – vanjski tlak zraka, 0,103425 MPa

$$0.103425 < 0.130$$

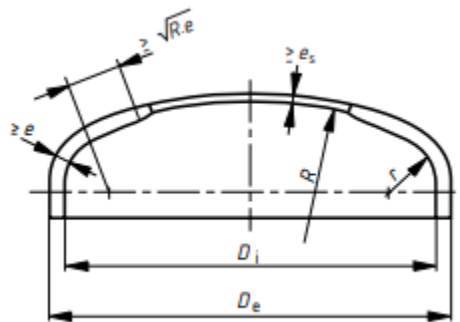
Debljina zadovoljava.

Prihvaćena debljina cilindričnog plašta iznosi $e = 7$ mm.

3.4. Proračun debljine stijenke torisferičnog dna

Proračun debljine stijenke torisferičnog dna definiran je prema EN 13445 7.5.3.

Geometrija torisferičnog dna prikazana je na slici ispod:



Slika 3-5. Torisferično dno

gdje je:

D_i - unutarnji promjer plašta, mm

D_e – vanjski promjer plašta, mm

R – unutarnji polumjer sferičnog dijela dna, mm

r – unutarnji polumjer torusnog dijela dna, mm

e_s - standardna debljina dna lima, mm

Odabran je Kloemperov tip torisferičnog dna gdje je $R = D_e$, $r = 0,1 \cdot D_e$.

$$R = 1334 \text{ mm}$$

$$r = 133,4 \text{ mm}$$

Unutarnja dubina torisferičnog dna

$$h = R - \sqrt{\left(R - \frac{D_i}{2}\right) \cdot \left(R + \frac{D_i}{2} - 2r\right)} = 254,6 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Debljina stijenke torisferičnog dna dobije se prema EN13445 7.5.3.2 i uzima se maksimalna vrijednost $e = \max(e_s, e_b, e_y)$, gdje je:

- e_s – potrebna debljina torusnog dijela kako bi se spriječilo izvijanje, mm
- e_b – potrebna debljina za ograničavanje membranskog dijela u središnjem dijelu, mm
- e_y – potrebna debljina torusnog dijela za spriječiti aksisimetrično popuštanje, mm

$$e_s = \frac{P \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0.5P} = 3,9130 \text{ mm} \quad (3.11)$$

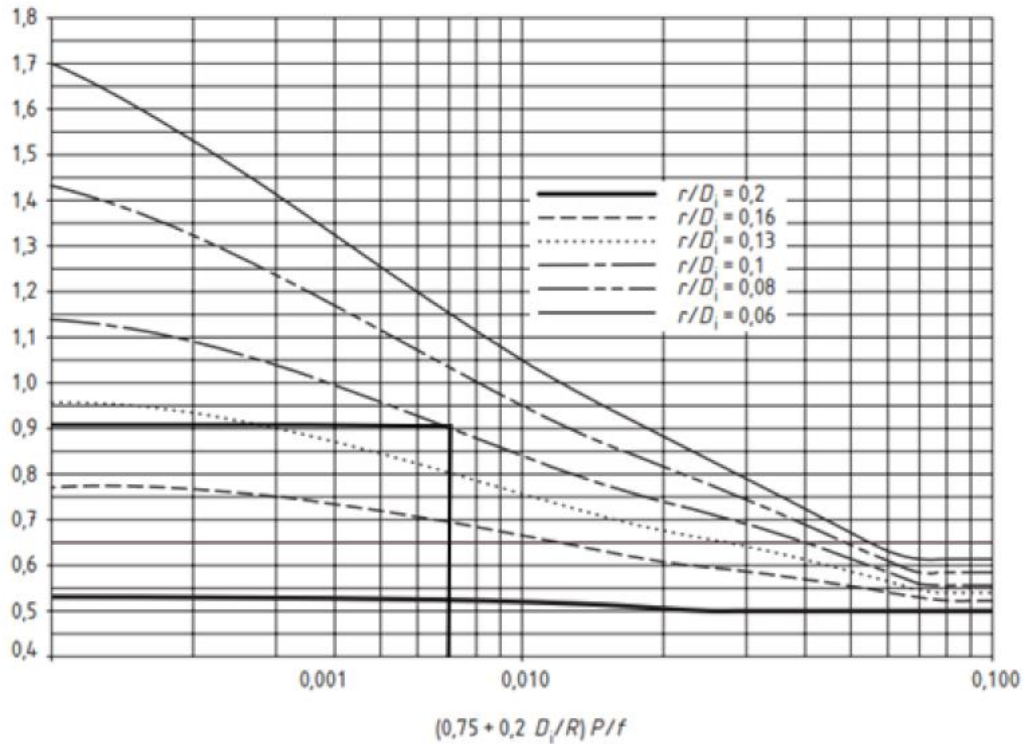
$$e_b = (0,75R + 0,2D_i) \left[\frac{P}{111f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5}\right)} = 7,1139 \text{ mm} \quad (3.12)$$

gdje je:

$$f_b = \frac{R_{p0.2}}{1,5} = 144,415 \text{ MPa} \quad (3.13)$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P(0,75R + 0,2D_i)}{f} = 6,8977 \text{ mm} \quad (3.14)$$

gdje je β dobivena korištenjem PVElite softvera prema EN 13445 7.5-1.



Slika 3-6. Parametar β prema 7.5-1

$$\beta = 0,931$$

Debljina stijenke torisferičnog dna iznosi:

$$e = \max(3,9189, 7,1247, 6,9081) = 7,1139 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke torisferičnog dna iznosi:

$$e_a = 8 \text{ mm}$$

Prema EN 13445 7.5.3.1 torisferično dno mora zadovoljiti sljedeće uvjete:

$$r \leq 0,2 \cdot D_i$$

$$133,4 \text{ mm} \leq 263,6 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

$$r \geq 0.06 \cdot D_i$$

$$133,4 \text{ mm} \geq 79,08 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

$$r \geq 2 \cdot e$$

$$133,4 \text{ mm} \geq 14,23 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

$$e \leq 0,08 \cdot D_e$$

$$7,114 \text{ mm} \leq 106,7 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

$$e_a \geq 0.001 \cdot D_e$$

$$8 \text{ mm} \geq 1,334 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

$$R \leq D_e$$

$$1334 \text{ mm} \leq 1334 \text{ mm} \rightarrow \text{Uvjet zadovoljava}$$

Torisferično dno zadovoljava sve geometrijske uvjete.

3.5. Naprezanje cilindričnog plašta i torisferičnog dna zbog unutarnjeg tlaka

U tablici 3.2. prikazane su vrijednosti naprezanja komponenti nakon usvajanja debljine stijenki.

Tablica 3.2. Naprezanja komponenti

Komponenta	Naprezanje (MPa)	Dopušteno naprezanje (MPa)	Omjer
Cilindrični plašt	96,75	174,58	0,55
Torisferično dno	146,84	174,58	0,84

3.6. Naprezanje konstrukcije usred hidrostatskog testa

Hidrostatski test se vrši prema EN 13445-5 koji definira uvjete testiranja posuda pod tlakom.

Za posudu izrađenu od austenitnog čelika testni tlak iznosi 14.3 bara i medij je voda.

Dopušteno naprezanje materijala prema EN 13445-3 6.6.2 iznosi:

$$f_{\text{test}} = \max\left(\frac{R_{p1,0}}{1,05} ; \frac{R_m}{2}\right) = 264,99 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Naprezanja svih dijelova konstrukcije dana su u tablici ispod.

Tablica 3.3. Naprezanja usred hidrostatskog testa

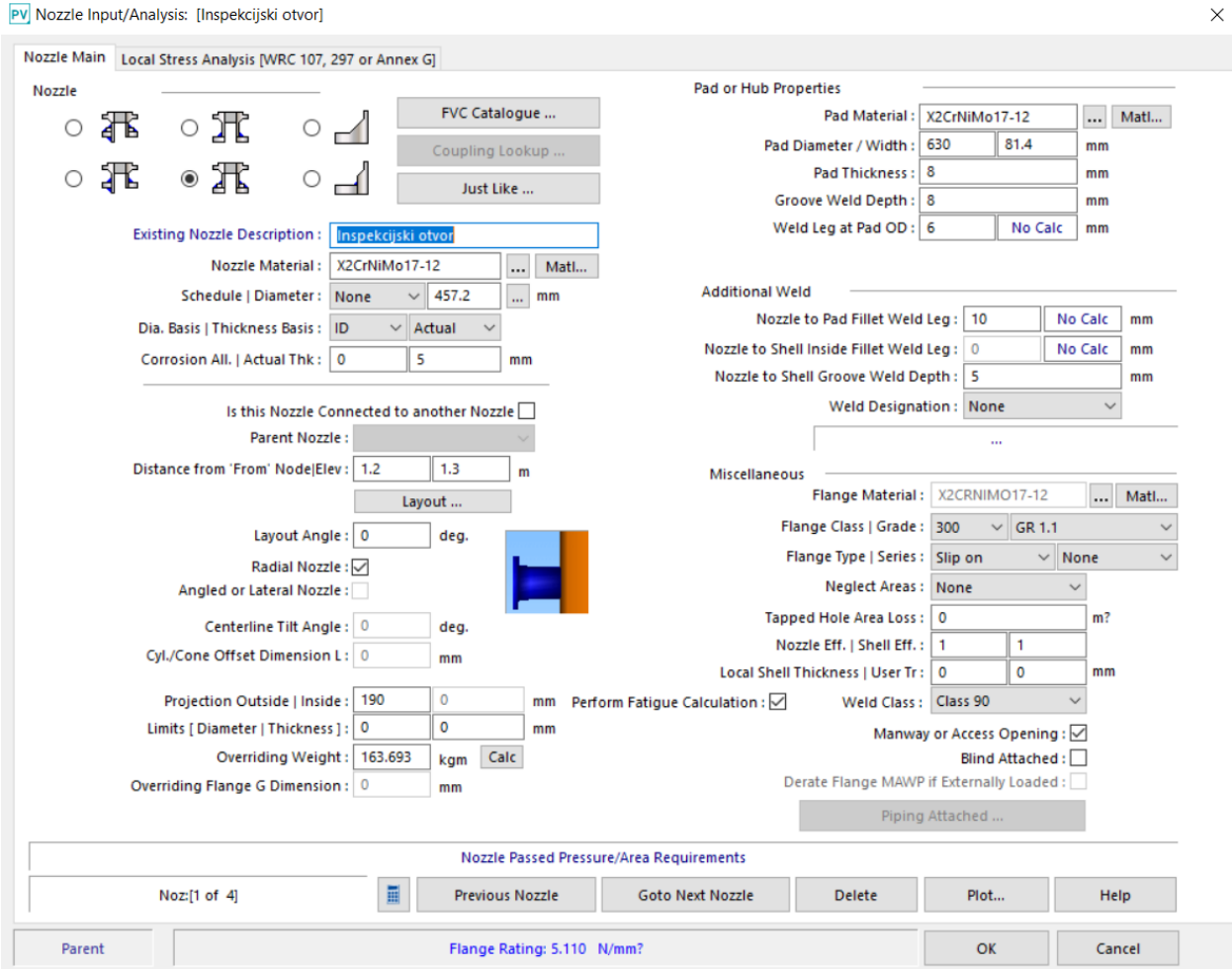
Komponenta	Naprezanje (MPa)	Dopušteno naprezanje (MPa)	Omjer
Plast	138,7	264,99	0,523
Torisferično dno-dno	210,59	264,99	0,795
Torisferično dno-gore	205,59	264,99	0,776

Sve komponente zadovoljavaju dozvoljena naprezanja za vrijeme hidrostatskog testa.

3.7. Inspekcijski otvor

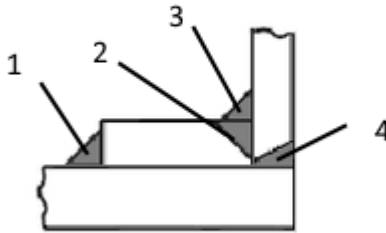
Za potrebe unutarnjih zavara i inspekcije tijekom radnog vijeka potrebno je napraviti inspekcijski otvor. Otvori u strukturi posude pod tlakom koji su izolirani, odnosno u njihovoj blizini nema drugih otvora, definiraju se prema EN 13445-3 9.5.

Inspekcijski otvor je definiran pomoću PVElite softvera prema slici 3.7:



Slika 3.7. Ulazni parametri inspekijskog otvora

Za otvor je instalirano dodatno ojačanje kako ne bi strukturalno oslabili cilindrični plašt. Detalj ojačanja s pripadnim zavarima dan je na slici ispod.



Slika 3.8. Detalj ojačanja na plaštu s pripadnim zavarima

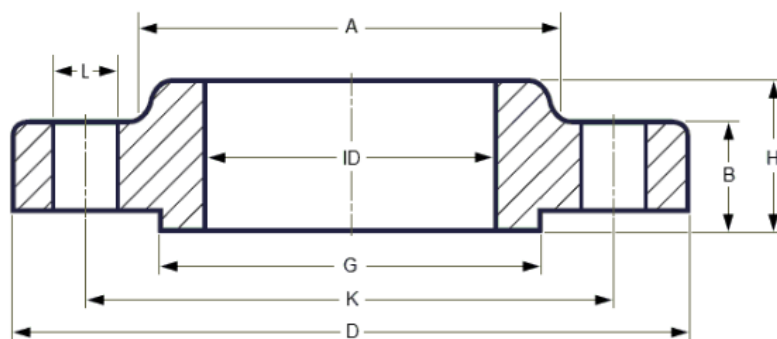
U tablici 3.4. dane su vrijednosti debljina zavara za sliku 3.8.

Tablica 3.4. Debljine zavara inspekcijskog otvora

Oznaka zavara	Debljina zavara (mm)
1	6
2	10
3	5
4	5

Na inspekcijski otvor instalirana je prirubnica klase 300. Vrsta prirubnice je "Slip on".

Detaljni prikaz prirubnice je dan ispod na slici 3.9.



Slika 3.9. Slip on prirubnica

Tablica 3.5. Parametri prirubnice

Nazivni otvor ID (inch)	Mjere prirubnice (mm)										Težina (kg)
	D	B	A	G	H	ID	L	K	Broj vijaka	navoj	m
18	711,2	60,5	533,4	533,4	88,9	457,2	35,1	628,7	24	M32	113

Proračun inspekcijskog otvora prema EN 13445 poglavlje 9

Proračun je napravljen unutar PVElitea i ovdje će biti prikazani svi potrebni koraci za proračun.

Unutarnji radijus prema 9.5-3

$$r_{is} = \frac{D_i}{2} = 660 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Udaljenost uzduž ljuske prema 9.5.1

$$I_{so, l's} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} = 96,38 \text{ mm} \quad (3.17)$$

gdje je $e_{c,s} = 7 \text{ mm}$.

Udaljenost uzduž mlaznice prema 9.5-76

$$I_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_b) \cdot e_b} = 48,07 \text{ mm} \quad (3.18)$$

gdje je $e_b = 5 \text{ mm}$, debljina stijenke inspeksijskog otvora, a $d_{eb} = 467,2 \text{ mm}$ vanjski promjer.

Površina djelovanja tlaka prema 9.5-29

$$Ap_s = r_{is} \cdot (l's + a) = 0,218 \text{ m}^2 \quad (3.19)$$

gdje je $a = 238,72 \text{ mm}$, duljina inspeksijskog otvora.

Površina djelovanja tlaka za inspeksijski otvor koristeći I_{bo} i promjer

$$Ap_b = 0.5 \cdot d_{ib} \cdot (l'b + e_{a,s}) = 0.0126 \text{ m}^2 \quad (3.20)$$

Raspoložive metalna površine prema 9.5-78 – 9.5-81

$$Af_s = 0,0000148 \text{ m}^2$$

$$Af_b = 0,000240 \text{ m}^2$$

$$Af_p = 0,000570 \text{ m}^2$$

$$Af_w = 0,000068 \text{ m}^2$$

Nakon šta smo izračunali sve potrebne komponente možemo izračunati izraz sile koji se javlja prema paragrafu 9.5.2.1.1.

$$P_a = P(Ap_s + Ap_b + 0.5 \cdot App_{si}) = 233,5 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} F_a &= (Af_w + Af_s) \cdot (f_s - 0,5P) + Af_p(\min(f_s, f_p) - 0,5P) + Af_b(\min(f_s, f_b) - 0,5P) \\ &= 276,4 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (3.22) \end{aligned}$$

S obzirom da je $F_a \geq P_a$, uvjeti standarda su zadovoljeni.

Maksimalno naprezanje u ravnini prema 9.5-10

$$P_{max} = 1,199 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.23)$$

Provjera ojačanja inspekcijskog otvora u transverzalnom smjeru

Površina opterećena tlakom

$$Ap_s = \frac{0.5 \cdot r_{is}^2 (l's + a)}{(0.5 \cdot e_{a,s} + r_{is})} = 0,11 \text{ m}^2 \quad (3.24)$$

$$P_a = 124,3 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_a = 276,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

S obzirom da je $F_a \geq P_a$, uvjeti standarda su zadovoljeni.

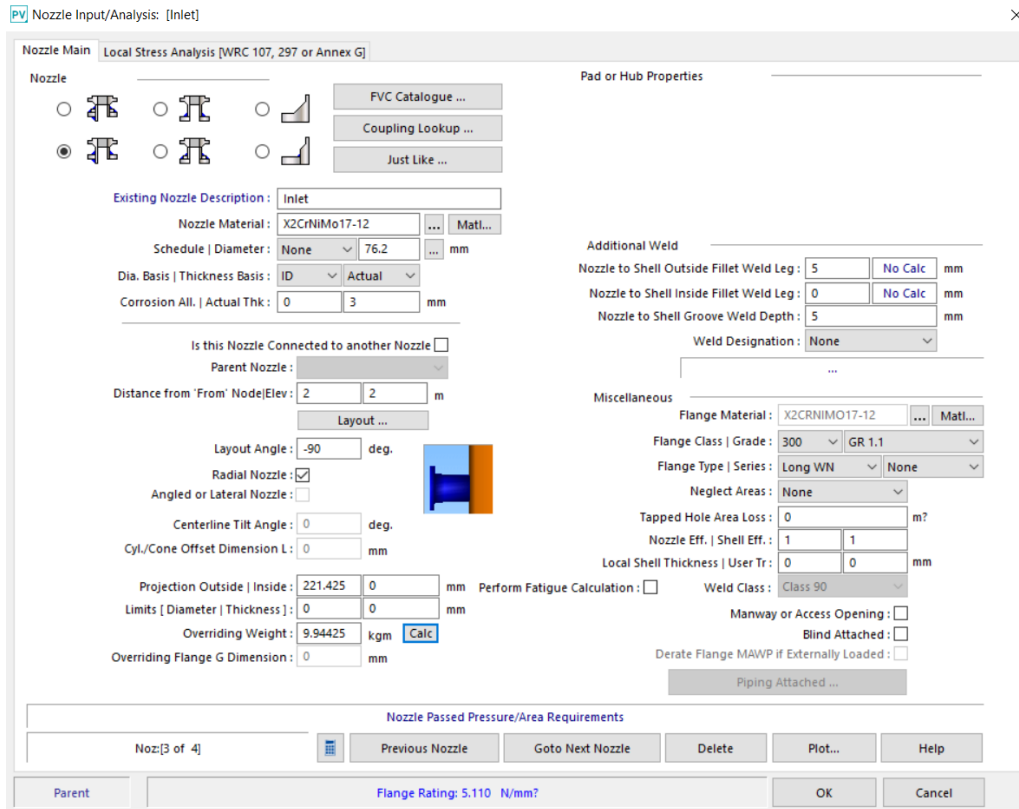
Maksimalno naprezanje u transverzalnoj ravnini prema 9.5-10

$$P_{max} = 2,247 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

S obzirom na dobivene rezultate možemo zaključiti da je inspekcijski otvor zadovoljio potrebe standarda. Detaljniji prikaz i objašnjenja izraza i vrijednosti moguće je dobiti u EN 13445 Poglavlje 3.

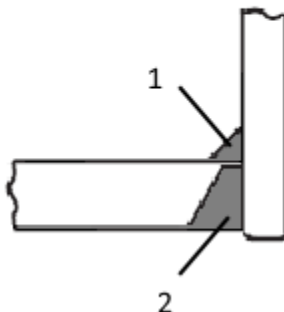
3.8. Proračun dovoda i odvoda fluida

S obzirom da su dimenzije odvoda i dovoda fluida jednake promatrat će se samo priključak za dovod fluida. Dimenzije su prikazane unutar PVElitea sa pripadajućim debljinama zavara na slici 3.10.



Slika 3.10. Parametri dovoda fluida

Detalj zavora između cijevnog priključka i cilindričnog plašta može se vidjeti na slici ispod. S obzirom da se radi o manjoj cijevi, dodatno ojačanje nije instalirano. Tablica s debljinama zavora dana je ispod slike 3.11.

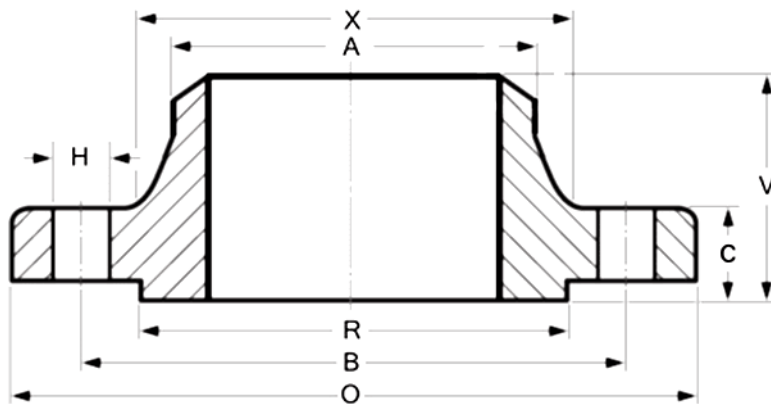


Slika 3.11. Detalj zavora

Tablica 3.6. Debljine zavora

Oznaka zavora	Debljina zavora (mm)
1	5
2	5

Na dovod i odvod fluida instalirane su prirubnice s vratom koje je potrebno zavariti na cijev. Prikaz prirubnice dan je na slici 3.12.



Slika 3.12. Prirubnica s vratom za zavarivanje

U nastavku dana je tablica s geometrijskim veličinama prirubnice.

Tablica 3.7. Parametri prirubnice

Nazivni otvor ID (inch)	Mjere prirubnice (mm)										Težina (kg)
	O	C	R	X	A	V	L	B	Broj vijaka	navoj	
3	209,6	28,4	127	117,3	88,9	79,2	35,1	168,1	4	M20	7

Proračun inspekcijskog otvora prema EN 13445 poglavlje 9

Proračun je napravljen unutar PVElitea i ovdje će biti prikazani svi potrebni koraci za proračun.

Unutarnji radijus prema 9.5-3

$$r_{is} = \frac{D_i}{2} = 660 \text{ mm}$$

Udaljenost uzduž ljuske prema 9.5.1

$$I_{so}, l's = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} = 96,38 \text{ mm}$$

gdje je $e_{c,s} = 7 \text{ mm}$.

Udaljenost uzduž mlaznice prema 9.5-76

$$I_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_{a,b}) \cdot e_{a,b}} = 15,41 \text{ mm}$$

gdje je $e_{a,b} = 3 \text{ mm}$, debljina stijenke dovoda, a $d_{eb} = 82,2 \text{ mm}$ vanjski promjer.

Područje utjecaja tlaka (pressure area) prema 9.5-29

$$Ap_s = r_{is} \cdot (l's + a) = 0,0907 \text{ m}^2$$

gdje je $a = 41,1 \text{ mm}$, duljina inspekcijskog otvora.

Područje utjecaja tlaka za inspekcijski otvor koristeći I_{bo} i promjer

$$Ap_b = 0,5 \cdot d_{ib} \cdot (l'b + e_{a,s}) = 0,000853 \text{ m}^2$$

Dostupna metalna površina (Available metal areas) prema 9.5-78 – 9.5-81

$$Af_s = 0,000674 \text{ m}^2$$

$$Af_b = 0,000067 \text{ m}^2$$

$$Af_p = 0 \text{ m}^2$$

$$Af_w = 0,0000125 \text{ m}^2$$

Nakon što smo izračunali sve potrebne komponente možemo izračunati izraz sile koji se javlja prema paragrafu 9.5.2.1.1.

$$P_a = P \cdot (Ap_s + Ap_b + 0.5 \cdot App_{si}) = 92,41 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_a &= (Af_w + Af_s) \cdot (f_s - 0.5P) + Af_p(\min(f_s, f_p) - 0.5P) + Af_b(\min(f_s, f_b) - 0.5P) \\ &= 131,3 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned}$$

S obzirom da je $F_a \geq P_a$, uvjeti standarda su zadovoljeni.

Maksimalno naprezanje u ravnini prema 9.5-10

$$P_{max} = 1,432 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Provjera ojačanja inspeksijskog otvora u transverzalnom smjeru

Površina opterećena tlakom

$$Ap_s = \frac{0.5 \cdot r_{is}^2 (l's + a)}{(0.5 \cdot e_{a,s} + r_{is})} = 0,05 \text{ m}^2$$

$$P_a = 46,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_a = 131,3 \cdot 10^3 \text{ N}$$

S obzirom da je $F_a \geq P_a$, uvjeti standarda su zadovoljeni.

Maksimalno naprezanje u transverzalnoj ravnini prema 9.5-10

$$P_{max} = 2,841 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dovod i odvod fluida zadovoljavaju uvjete standarda.

3.9. Cijevni priključci s navojem

Za potrebe instalacije senzora tlaka i mogućnosti otvaranja ispusta potrebno je montirati cijevne priključke s Whitworthovim navojem.

U tablici 3.8. su dane vrijednosti odabranih cijevnih navoja.

Tablica 3.8. Cijevni navoji

Komponenta	Whitworthov navoj (inch)
Senzor tlaka	R 1/2
Ispust	R 1

Proračun je odrađen unutar PVElite softvera, ali neće biti prikazan s obzirom da je veoma sličan proračunu dovoda i odvoda fluida i ne javljaju se kritična naprezanja.

Detalji ispusta i senzora tlaka dani su na slikama koje su dobivene iz PVElite softvera.

Nozzle Main
Local Stress Analysis [WRC 107, 297 or Annex G]

Nozzle

Existing Nozzle Description :

Nozzle Material :

Schedule | Diameter : mm

Dia. Basis | Thickness Basis :

Corrosion All. | Actual Thk : mm

Is this Nozzle Connected to another Nozzle

Parent Nozzle :

Offset Dimension L : mm

Layout Angle : deg.

Radial Nozzle :

Angled or Lateral Nozzle :

Centerline Tilt Angle : deg.

Cyl./Cone Offset Dimension L : mm

Projection Outside | Inside : mm

Limits | Diameter | Thickness : mm

Overriding Weight : kgm

Overriding Flange G Dimension : mm

Pad or Hub Properties

Additional Weld

Nozzle to Shell Outside Fillet Weld Leg : mm

Nozzle to Shell Inside Fillet Weld Leg : mm

Nozzle to Shell Groove Weld Depth : mm

Weld Designation :

Miscellaneous

Flange Material :

Flange Class | Grade :

Flange Type | Series :

Neglect Areas :

Tapped Hole Area Loss : m?

Nozzle Eff. | Shell Eff. :

Local Shell Thickness | User Tr : mm

Weld Class :

Manway or Access Opening :

Blind Attached :

Derate Flange MAWP if Externally Loaded :

Nozzle Passed Pressure/Area Requirements

Noz:[1 of 1]

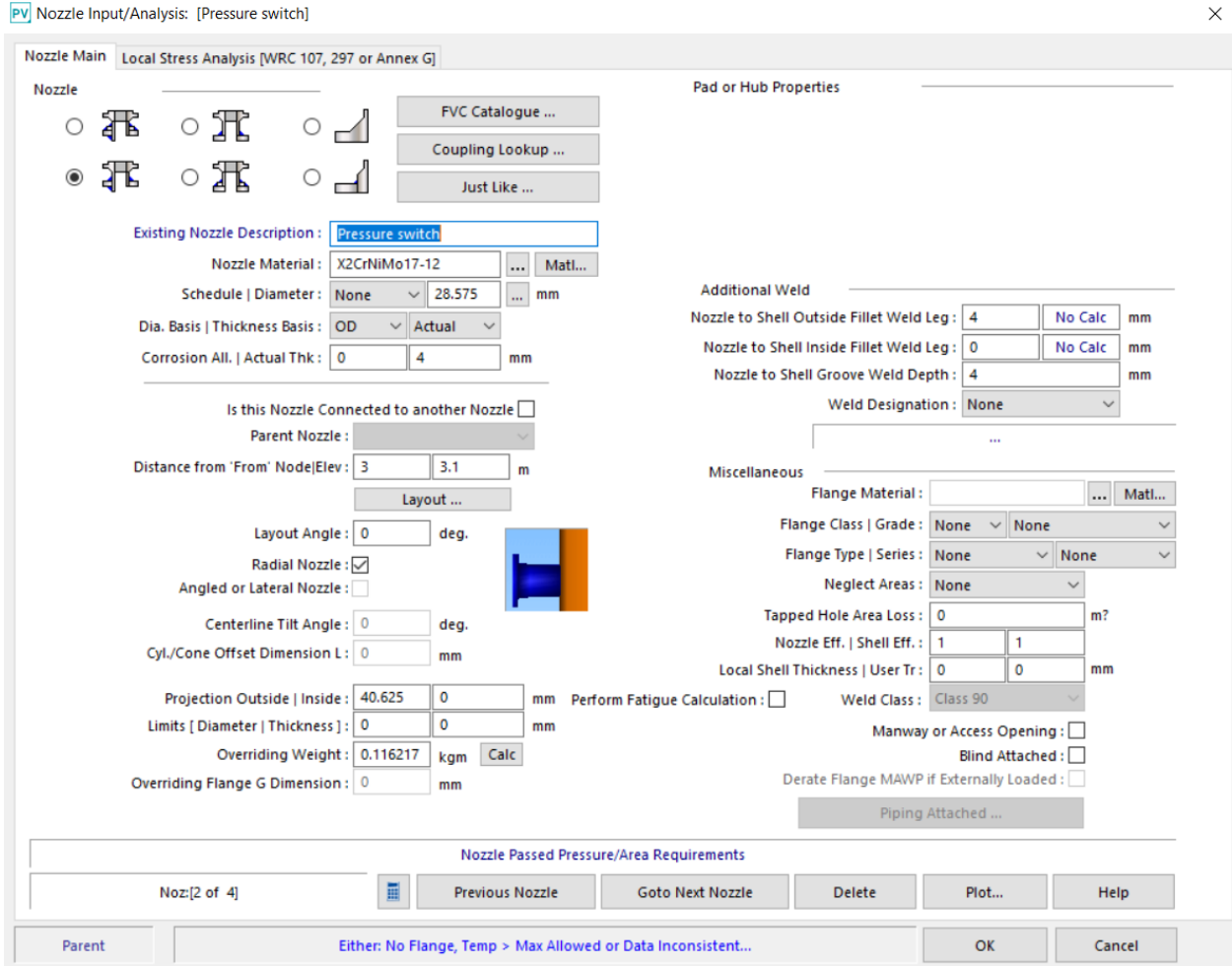
Parent

Either: No Flange, Temp > Max Allowed or Data Inconsistent...

OK

Cancel

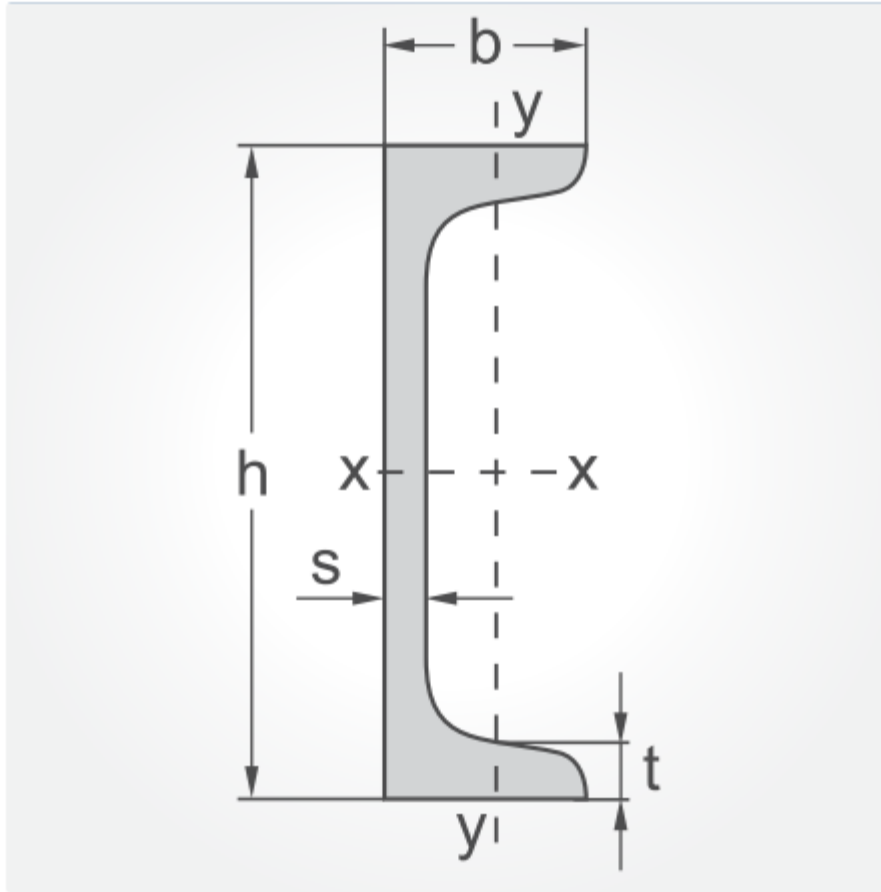
Slika 3.13. Ispust



Slika 3.14. Priključak za senzor tlaka

3.10. Nosači konstrukcije

Za nosače konstrukcije odabrana su 4 europska UPN240 profila duljine $L=1$ m. Poprečni presjek profila dan je na slici 3.15.



Slika 3.15. UPN240

Geometrijske vrijednosti UPN 240 profila dane su u tablici ispod.

Tablica 3.9. Geometrijske značajke UPN240

Profil	h (mm)	b (mm)	s (mm)	t (mm)	Težina (kg/m)	Površina poprečnog presjeka (cm ²)
UPN240	240	85	9.5	13	33,2	42,3

Kako se nosači ne bi direktno zavarivali na posudu, dodana su ojačanja 300 x 300 x 3,5 mm.

S obzirom da je zbog amonijaka kojeg skladištimo potrebno održavati konstantu temperature, spremnik se nalazi u zatvorenoj prostoriji. Zbog tog razloga se utjecaj vjetra na posudu pod tlakom neće razmatrati.

Utjecaj potresa analizirat će prema Eurocode normi EN 1998-1:2004 za područje Primorsko goranske županije.

Prema Eurocode normi EN 1998-1:2004 poglavlje 3 promatrat će se tip tla A sa pripadajućim koeficijentima. Podatke o tlu unosimo u PVElite softver kao što je prikazano na slici 3.16.

The image shows a screenshot of a software interface for seismic design. It contains several input fields and dropdown menus. The 'Seismic Design Code' is set to 'EN 1998-1:2004'. 'Percent Seismic for Hydrotest' is 0%. 'Ground Type' is 'A'. 'Lower Limit Period Acc. Value [Tb]' is 0.15, 'Upper Limit Period Acc. Value [Tc]' is 0.4, and 'Beginning Displacement Range Value [Td]' is 2. 'Soil Factor [S]' is 1, 'Design Ground Acceleration [ag]' is 0.2 g, and 'Behavior Factor [q]' is 1. Finally, '% of Horizontal Load Applied to Vertical' is 0%.

Seismic Design Code :	EN 1998-1:2004	
Percent Seismic for Hydrotest :	0	%
Ground Type :	A	
Lower Limit Period Acc. Value [Tb] :	0.15	
Upper Limit Period Acc. Value [Tc] :	0.4	
Beginning Displacement Range Value [Td] :	2	
Soil Factor [S] :	1	
Design Ground Acceleration [ag] :	0.2	g
Behavior Factor [q] :	1	
% of Horizontal Load Applied to Vertical :	0	%

Slika 3.16. Postavke za seizmičku analizu

Detaljan opisan varijabli dan je u standardu.

Proračun čvrstoće nosača vrši se pomoću PVElite softvera i u nastavku poglavlja bit će prikazani dobiveni rezultati.

Aksijalno naprezanje najdalje od neutralne osi

$$S_{ma} = 5,185 \text{ MPa}$$

Aksijalno naprezanje najbliže neutralnoj osi

$$S_{va} = 2,406 \text{ MPa}$$

Dopušteno aksijalno naprezanje za jednu nogu

$$S_a = 175,648 \text{ MPa}$$

Savijanje na dnu noge

$$S = 115,48 \text{ MPa}$$

Dopušteno savijanje

$$S_b = 198,515 \text{ MPa}$$

AISC kontrola

$$S_c = \frac{\left(\frac{S_{ma}}{S_a}\right) + 0.85 * S}{\left(1 - \frac{S_{ma}}{S_{pex}}\right) \cdot S_b} = 0,5271 \quad (3.24)$$

S obzirom da S_c mora biti između $0 < S_c \leq 1$, uvjet je zadovoljen.

3.11. Masa posude pod tlakom

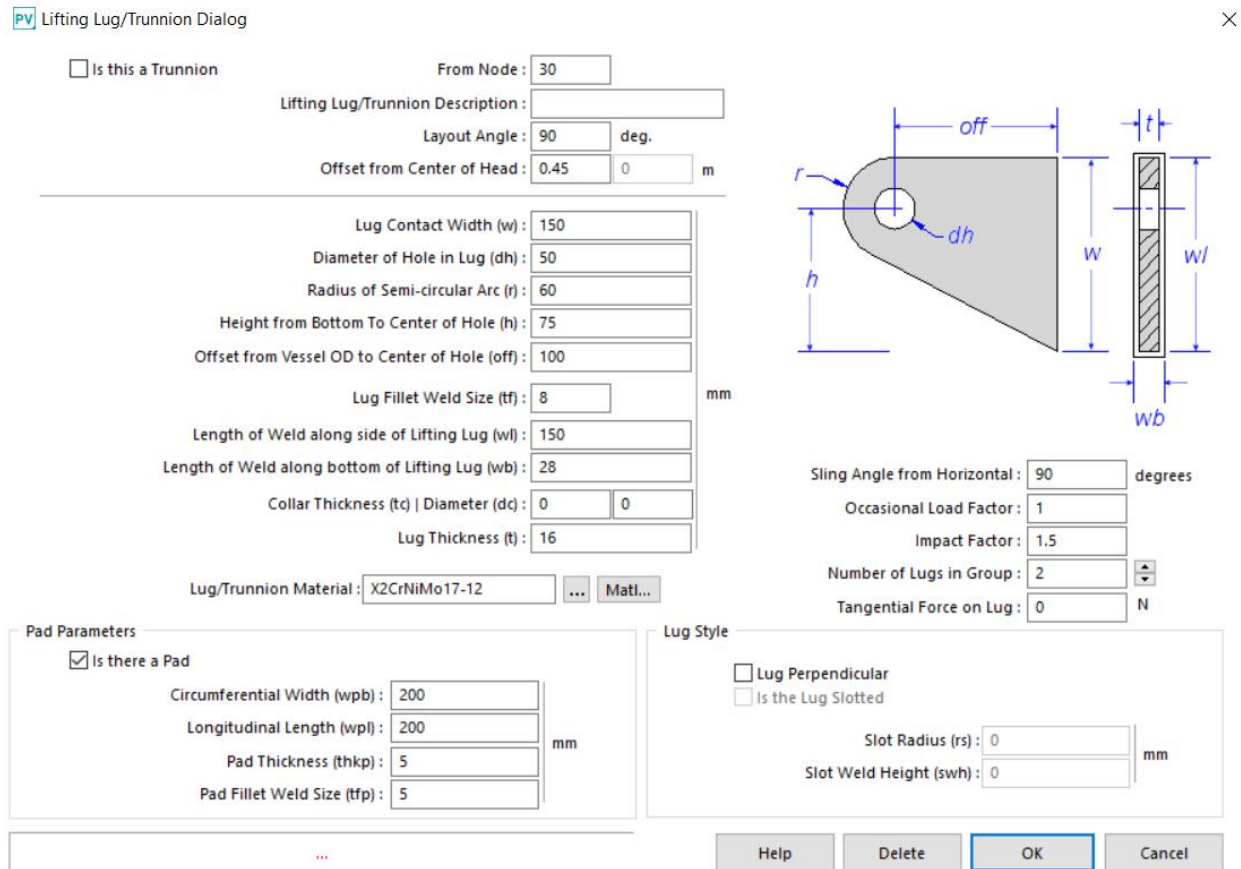
Tablica 3.10. Masa posude pod tlakom

Stanje	masa (kg)
Prazna, masa same konstrukcije	1321,2
Napunjena vodom zbog hidrostatkog testa	6427,5
Napunjena amonijakom, radno stanje	4285,1

3.12. Transportne uške

Transportne uške napravljene su prema EN 13445 16.7. Dimenzije transportnih uški su uzete iz PVELite dokumentacije za posudu od 2000 kilograma. S obzirom da je promatrana posuda teška 1321.2 kg, uške su namjerno predimenzionirane kako bi osigurali sigurnost tijekom transporta.

Prikaz vrijednosti geometrijskih veličina u softveru PVELite dan je na slici 3.17.



Slika 3.17. Transportne uške

3.13. Geometrija posude pod tlakom

U ovom poglavlju prikazane su konačne geometrijske vrijednosti cilindričnog plašta i torisferičnog dna.

Cilindrični plašt

Unutarnji promjer: $D_i = 1320 \text{ mm}$

Vanjski promjer: $D_e = 1334 \text{ mm}$

Debljina stijenke: $e_a = 7 \text{ mm}$

Torisferično dno

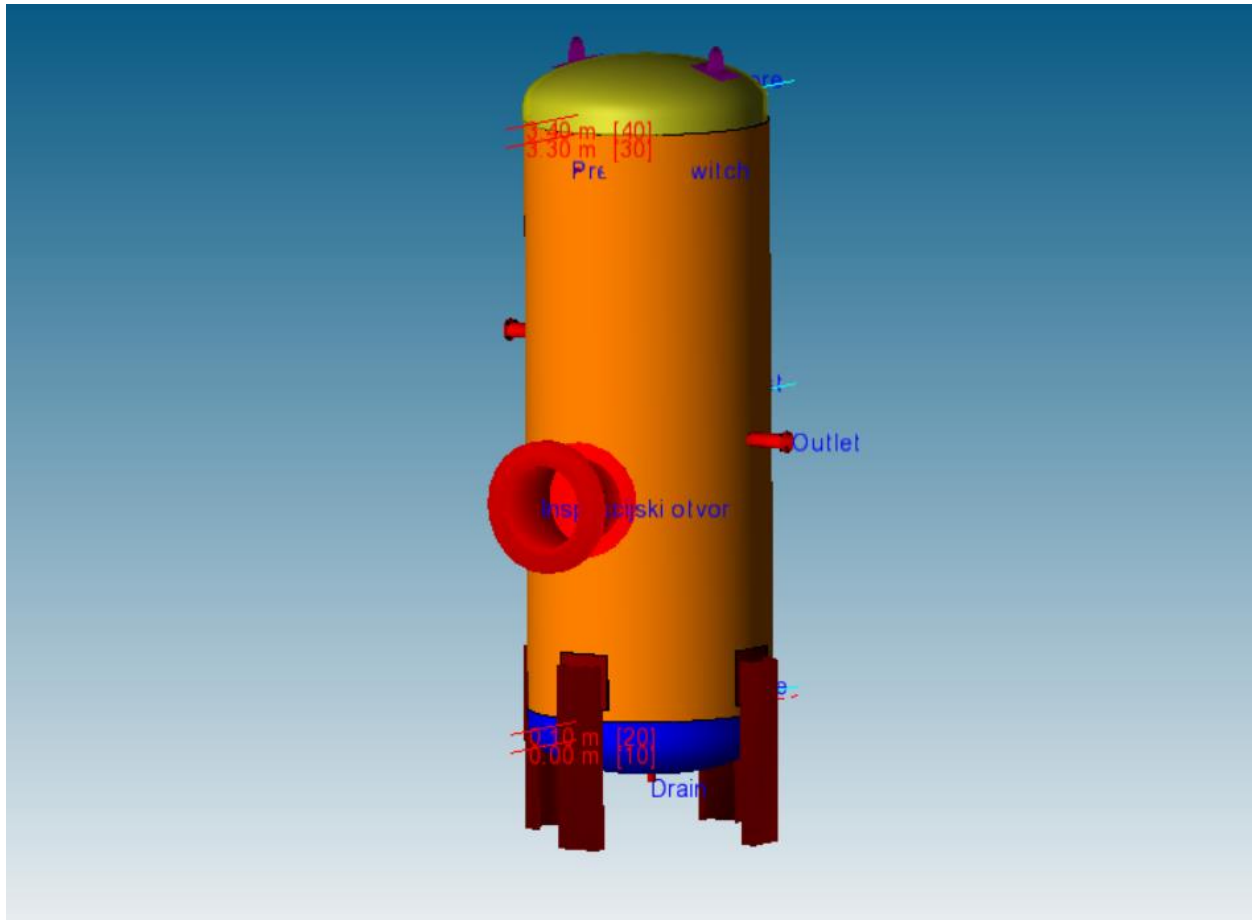
Unutarnji promjer: $D_i = 1318 \text{ mm}$

Debljina stijenke: $e_a = 8 \text{ mm}$

Dubina torisferičnog dna: $h = 254,6 \text{ mm}$

3.14. Posuda pod tlakom unutar PVElite softvera

Geometrija posude pod tlakom prikazana je u PVElite softveru na slici 3.13.1.

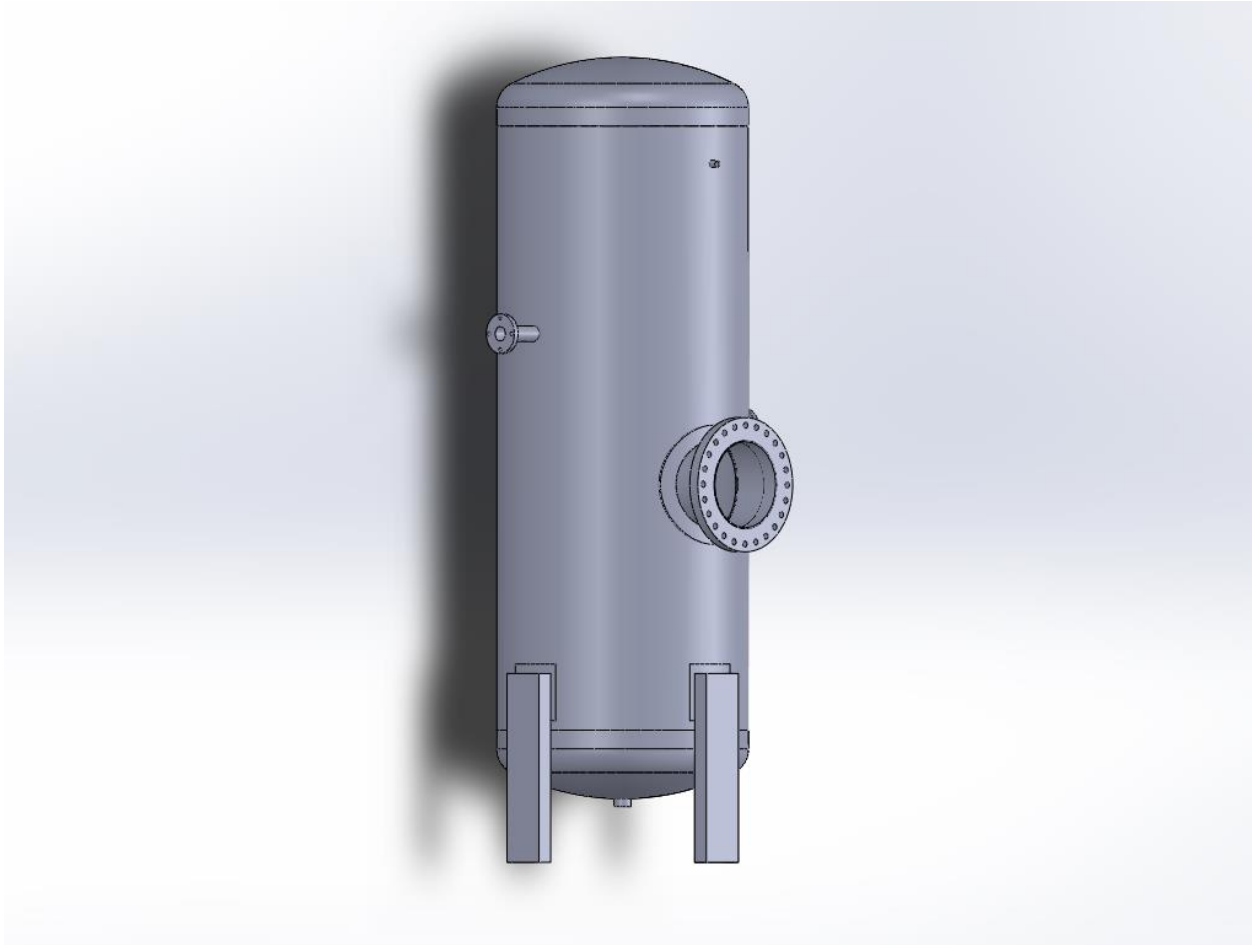


Slika 3-18. Posuda pod tlakom

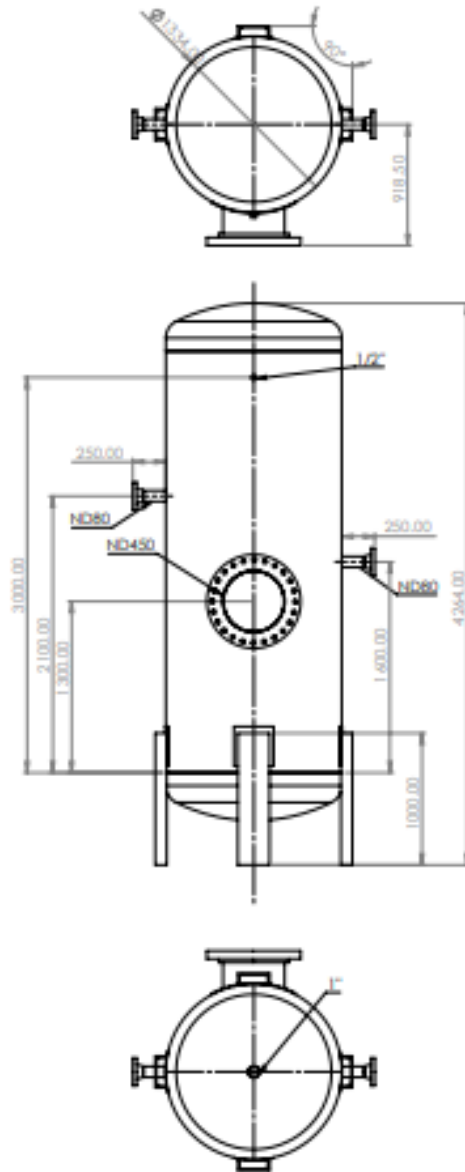
Zbog loše kvalitete geometrije koju dobijemo iz PVElite softvera, potrebno je izmodelirati geometriju. Za potrebe modeliranja koristio sam SOLIDWORKS. S obzirom da model koji radimo je potreban za FEM analizu, a naprezanje tijekom transporta nećemo promatrati, uške neće biti ukomponirane u modelu.

4. MODELIRANJE GEOMETRIJE

Za modeliranje korišten je softverski paket SOLIDWORKS. Geometrija je prebačena u *step* obliku kako bi je mogli ubaciti u Femap softverski paket.



Slika 4-1. Posuda pod tlakom u SOLIDWORKS softveru



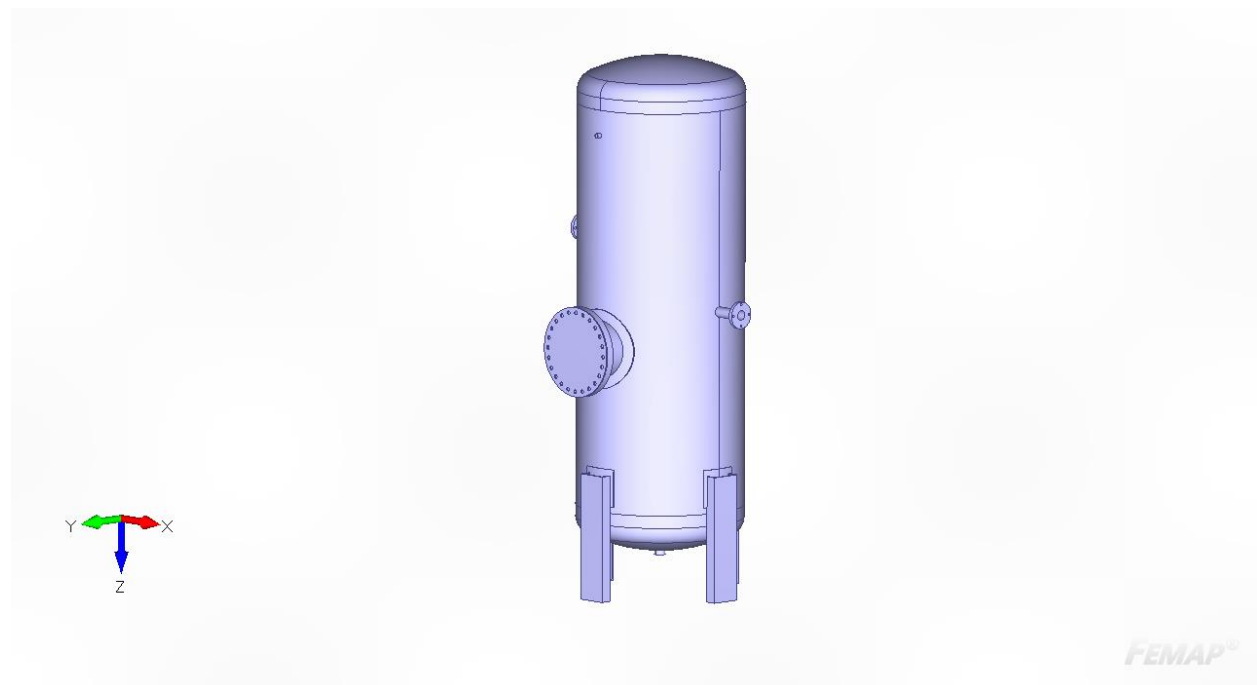
Slika 4-2. Opisni nacrt posude pod tlakom

5. ANALIZA POSUDE POD TLAKOM U PROGRAMU FEMAP 2021

U ovom poglavlju bit će prikazan postupak analize posude pod tlakom koristeći metodu konačnih elemenata unutar programskog paketa Femap.

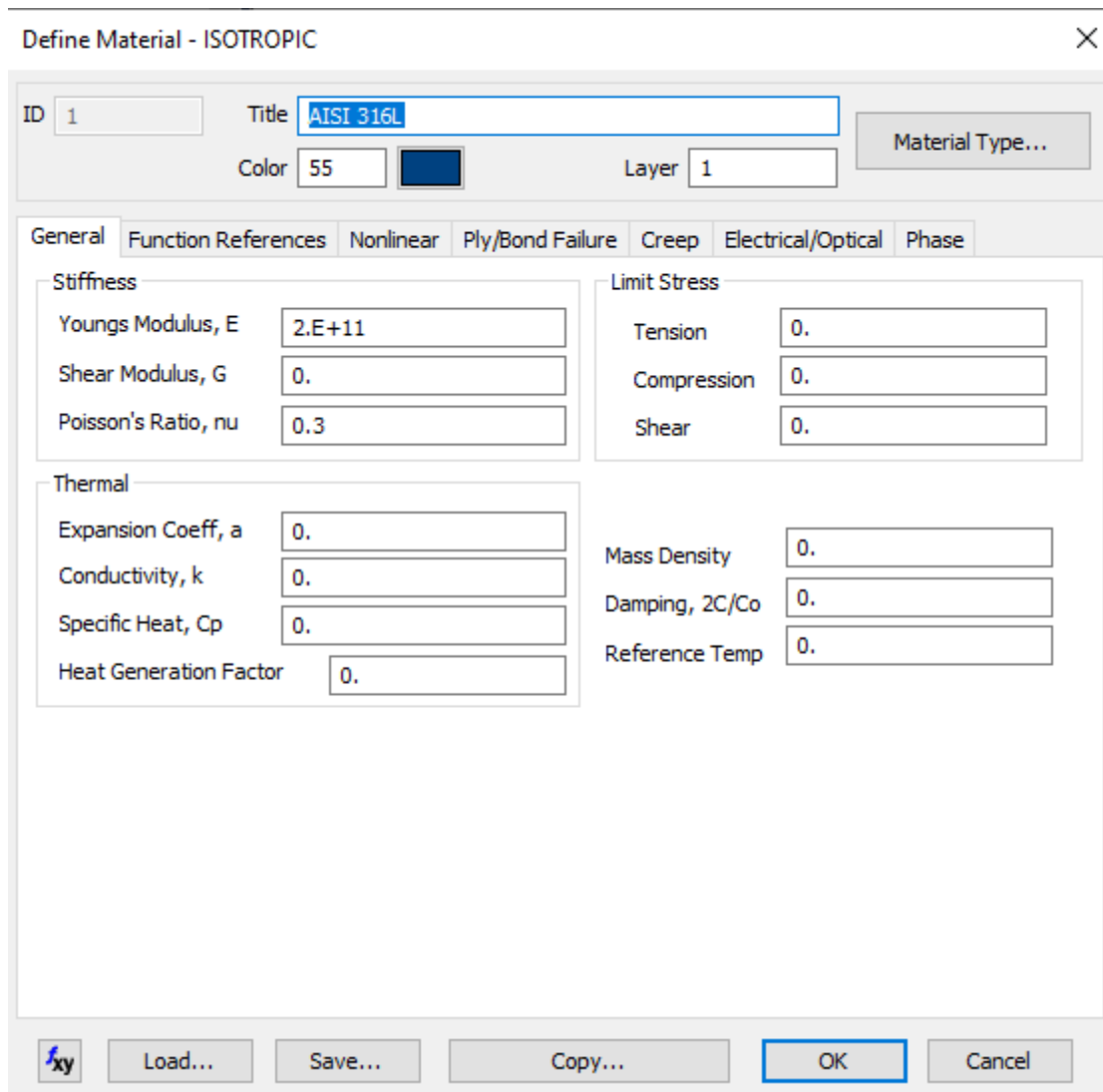
5.1. Izrada mreže

Izmodeliranu geometriju unijeli smo u program pomoću naredbe *File/Import/Geomet*, gdje smo pritom definirali *Scale factor = 1*, kako bi geometrija bila u metrima.



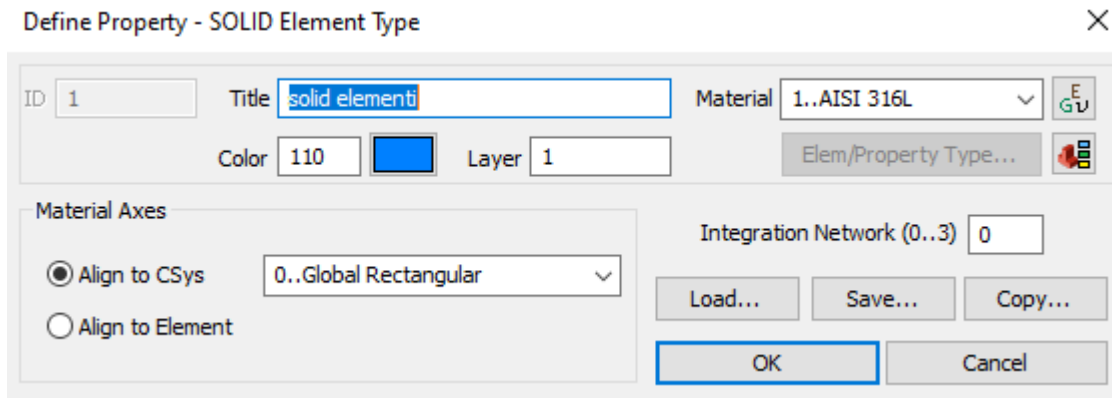
Slika 5.1. Geometrija spremnika unutar programa Femap

Podatke o materijalu definiramo pomoću naredbe *Model/Material*. Podaci o materijalu unutar Femapa dani su na slici 5.2.



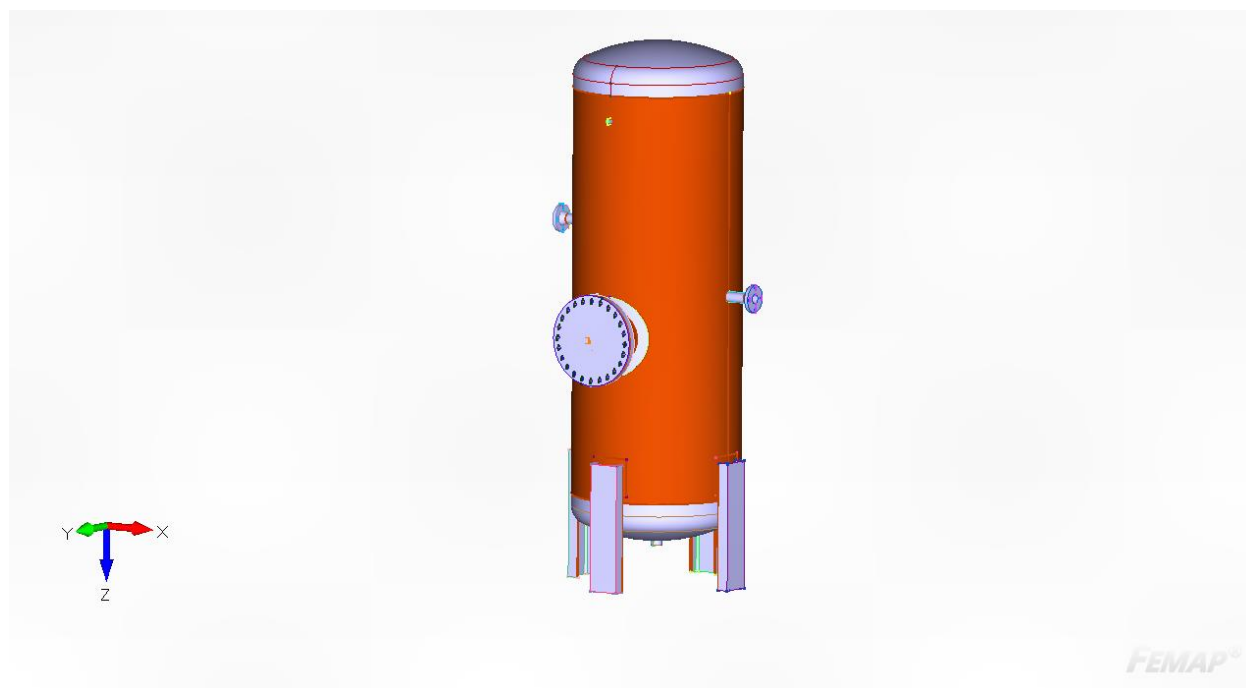
Slika 5.2. Definiranje materijala

S obzirom da koristimo metodu konačnih elemenata za proračun deformacija i naprezanja potrebno je odabrati vrstu elemenata. Kako se radi o trodimenzionalnom problem koristit ćemo *Solid* elemente. Unutar Femapa njih definiramo pomoću *Model/Property/Element type/Solid*, gdje pritom elementima dodijelimo definirani materijal.



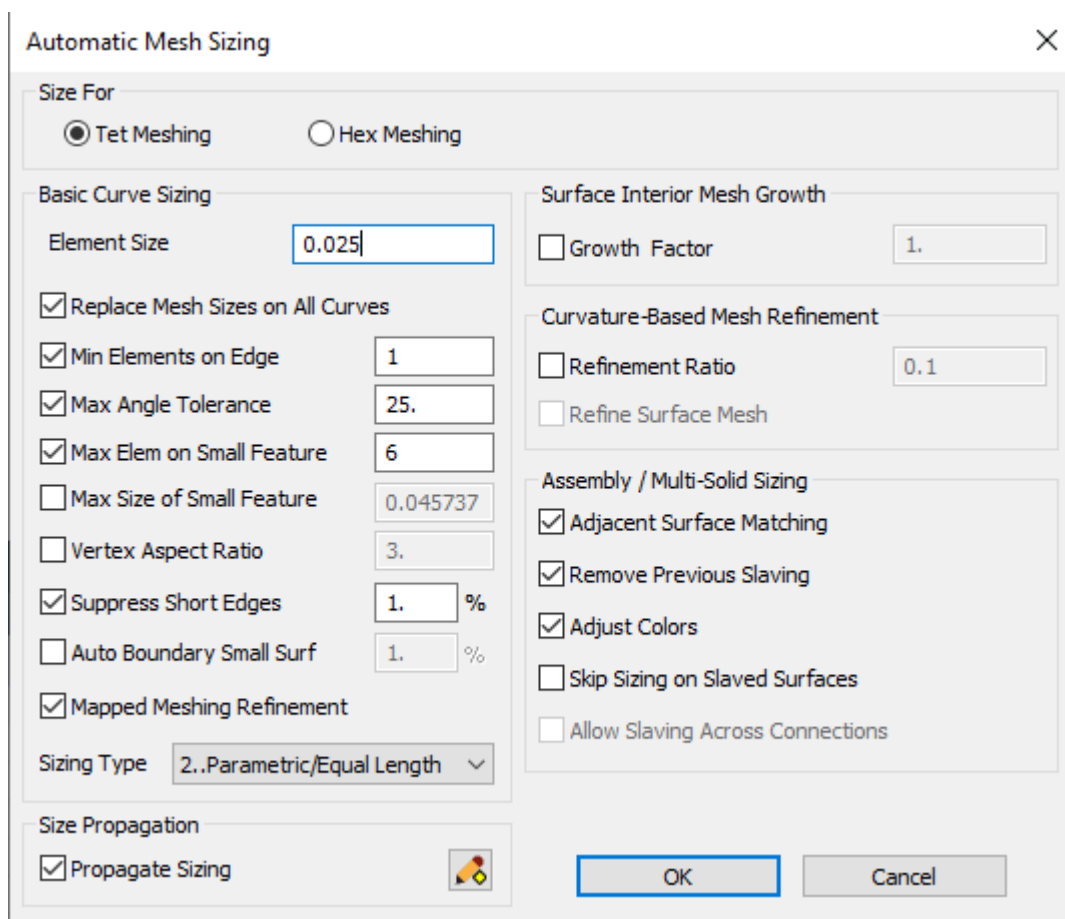
Slika 5-3. Definiranje konačnih elemenata

Prije omreživanja potrebno je definirati odnos između površina koje su u kontaktu. Femap ima mogućnost automatskog prepoznavanja kontakta između površina. Idemo pod *Connect/Automatic* i odaberemo cijeli model. Tip kontakta je *Glued*.



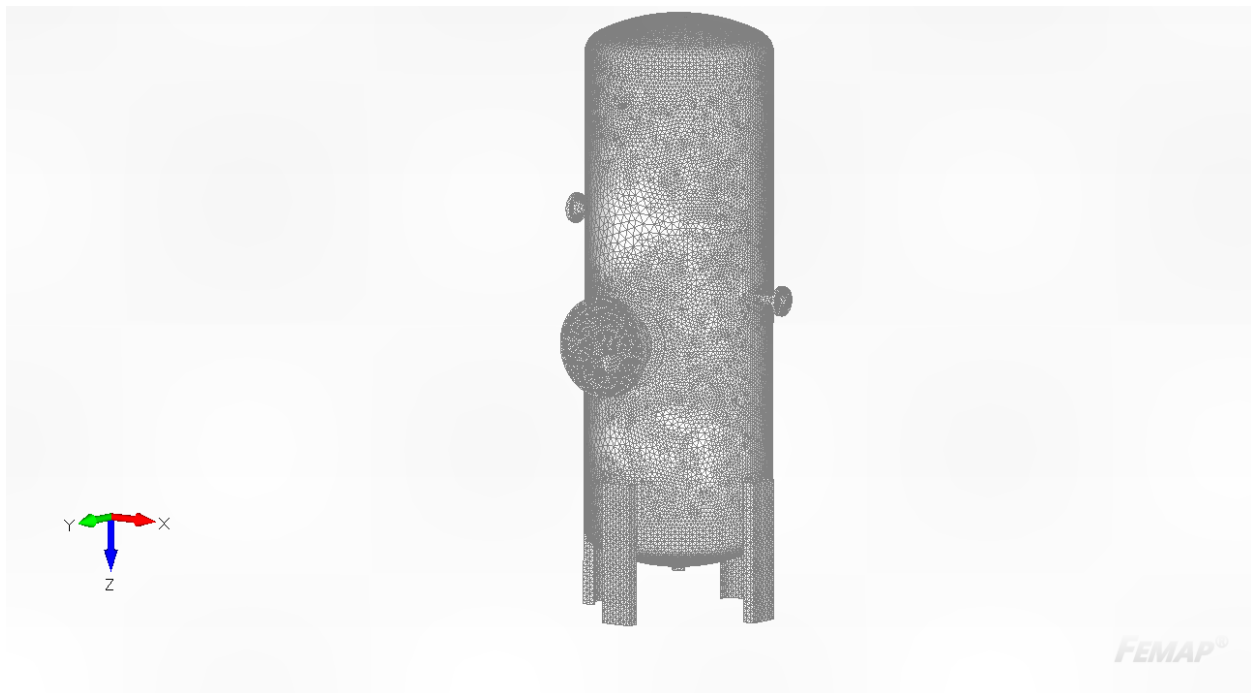
Slika 5.4. Definirani kontakt između površina

Potrebno je odabrati veličinu konačnih elemenata. To radimo pomoću *Mesh/Mesh control/Size on Solid* naredbom. Odabrana veličina elemenata je 0.025 m. Prikaz postavke veličine mesha dan je na slici ispod.

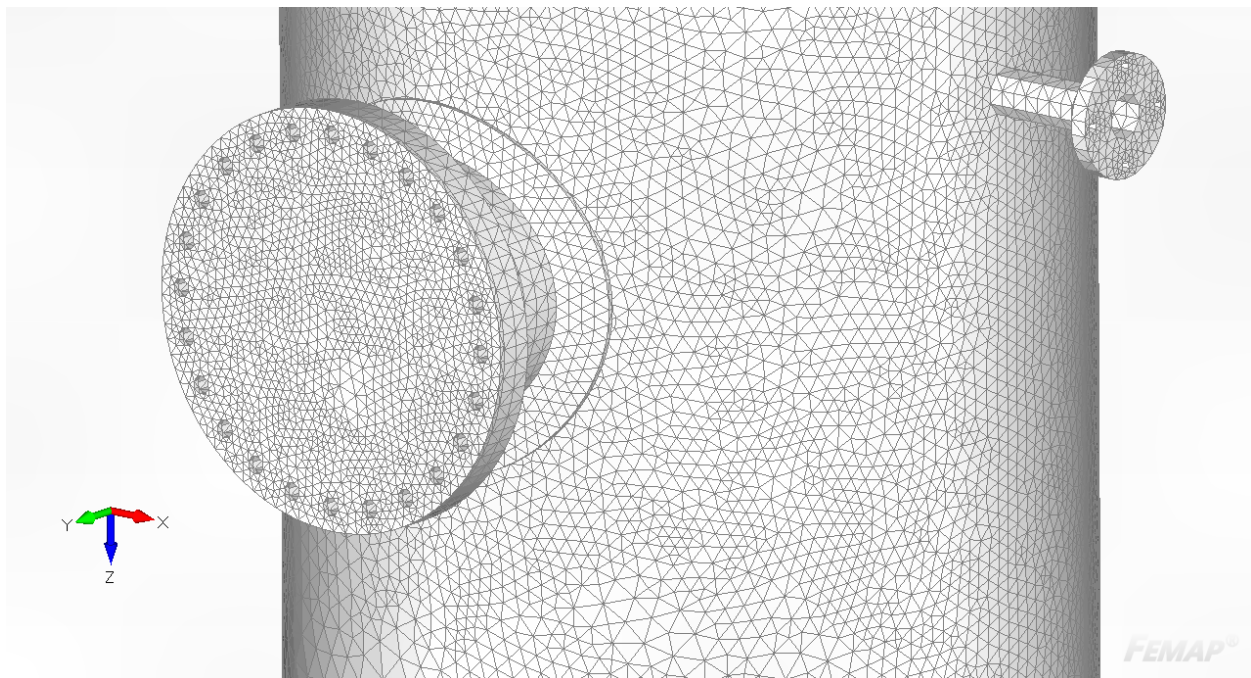


Slika 5.5. Veličina konačnih elemenata

Tip solid elemenata su tetradarski konačni elementi. Omreženi model dan je na slici ispod.



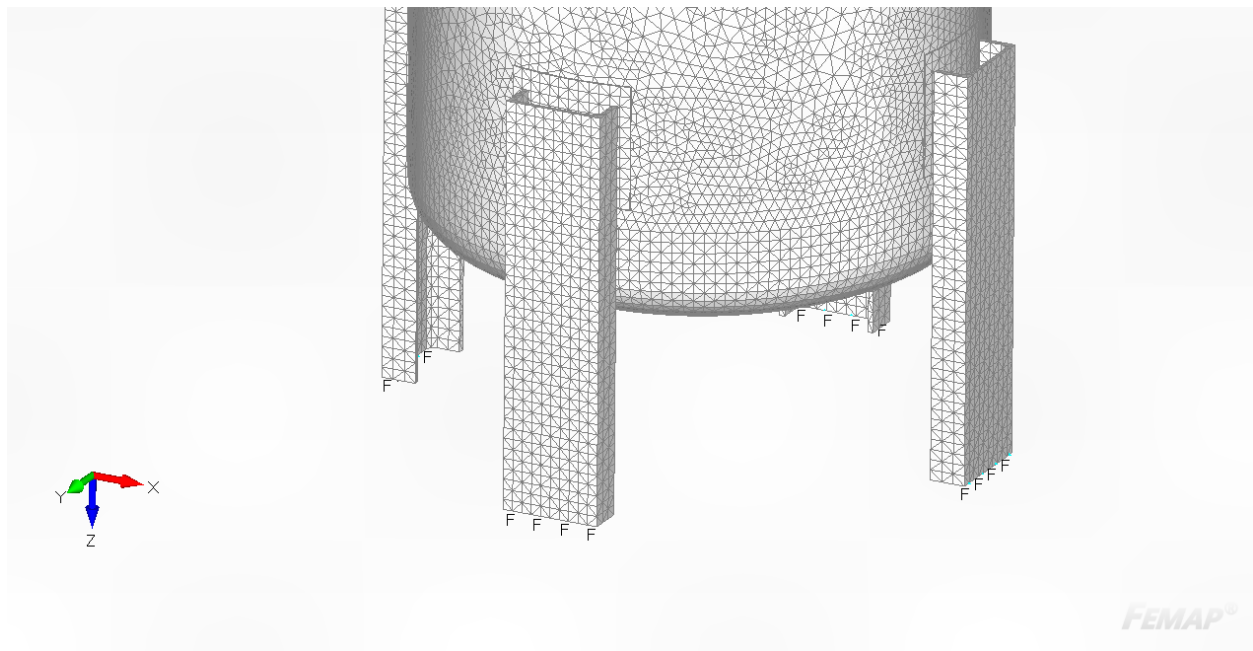
Slika 5.6. Omreženi model



Slika 5.7. Detaljniji prikaz konačnih elemenata

5.2. Rubni uvjeti

Potrebno je definirati oslonce odnosno pozicije u kojima je posuda pod tlakom u kontaktu s tlom. Oslonci se definiraju preko *Model/Constraints/On Surface*. Odabrane su površine koje su u kontaktu s tlom i spriječene su im sve rotacije i translacije.

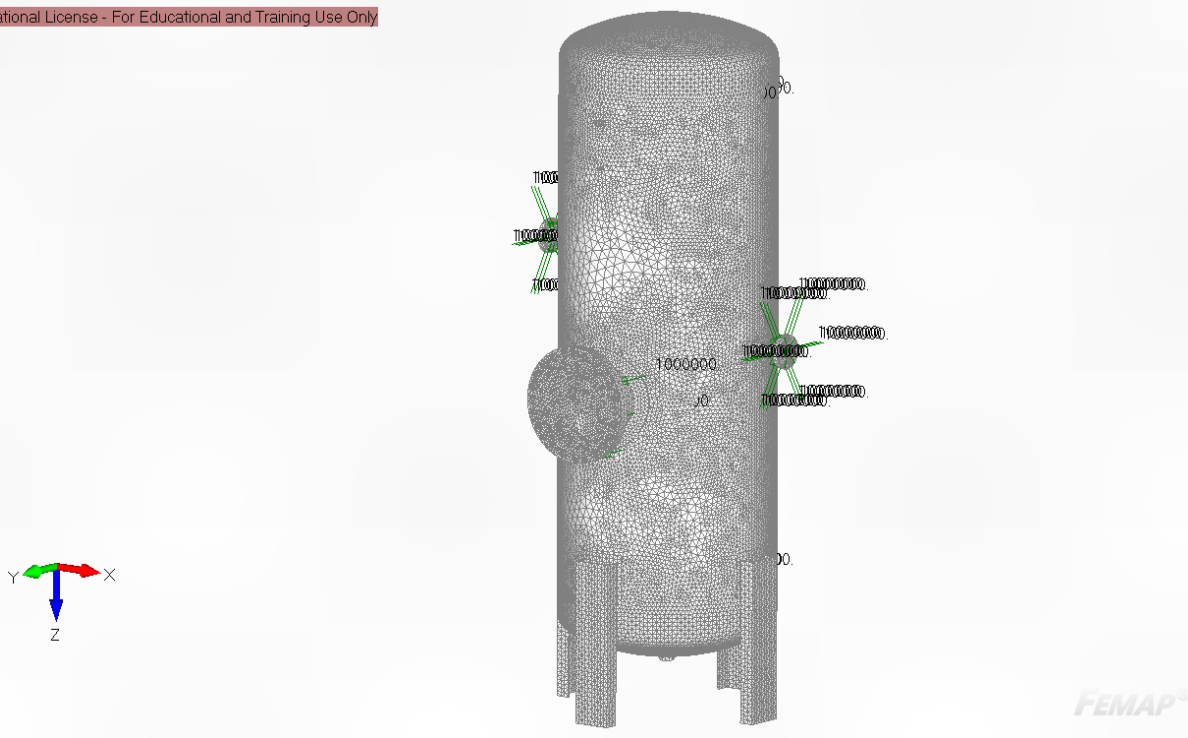


Slika 5.8. Definicija oslonaca

5.3. Opterećenje

Opterećenje je definirano radnim tlakom posude. Radni tlak iznosi 10 bara i potrebno je nanijeti ga unutar programa na sve unutarnje plohe plašta, torisferičnog dna, cijevnih priključaka i prirubnica. Opterećenje nanosimo pomoću *Model/Load/Load on Surface*. Prikaz nanesenog opterećenja dan je na slici ispod.

-

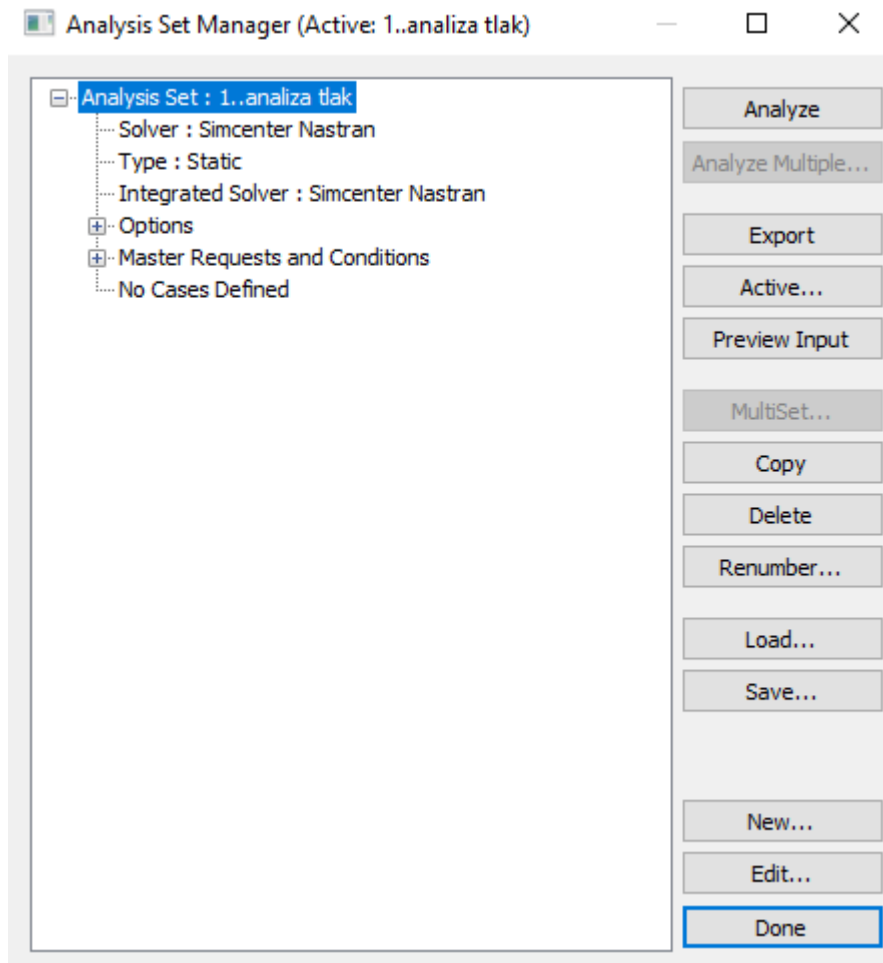


Slika 5.9. Opterećenje posude pod tlakom

Nakon šta smo definirali opterećenje model je spreman za analizu.

5.4. Statički proračun posude pod tlakom

Svi potrebni podaci su definirani i moguće je provesti statičku analizu posude pod tlakom. U Femapu analizu pokrećemo pomoću *Model/Analysis* i odabiremo vrstu analize *Static*.



Slika 5.10. Postavke statičke analize

Nakon šta proračun završi možemo prikazati rezultate koje smo dobili simulacijom.

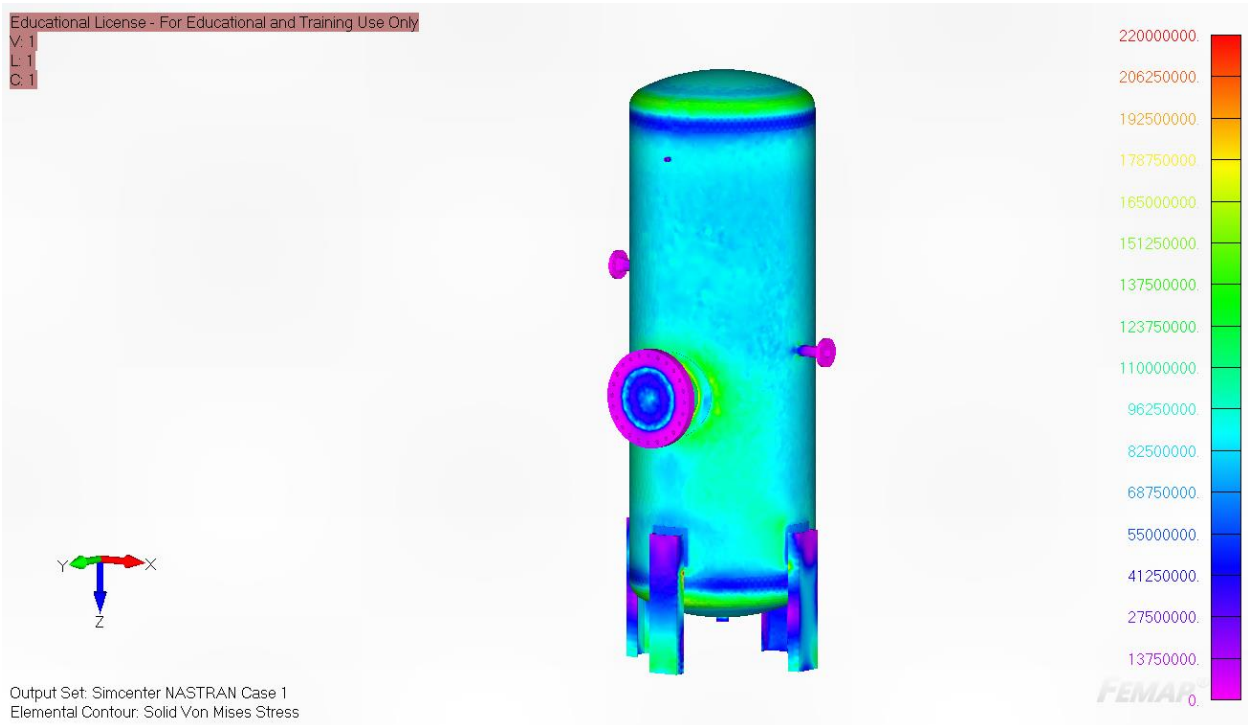
U sklopu ovog poglavlja bit će prikazana ukupna translacija modela, naprezanje prema kriteriju Von Misesa cijelog modela i pojedinačnih komponenti.

Maksimalno dopušteno naprezanje za analizu iznosi $\sigma_{dop} = 220$ MPa.

U tablici 5.1 dane su vrijednosti naprezanja koja su dobivena pomoću softvera PVElite koji vrijednost naprezanja računa prema standardu EN 13445.

Tablica 5.1. Analitička naprezanja komponenti

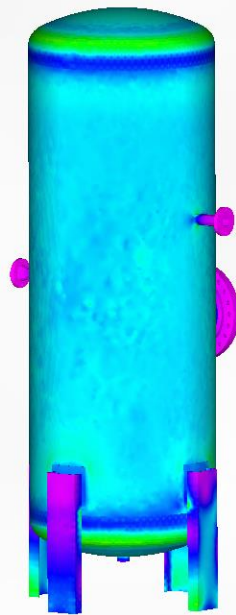
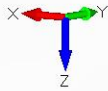
Komponenta	Analitičko naprezanje (MPa)
Cilindrični plašt	96,75
Torisferično dno	146,56



Slika 5.11. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa

Educational License - For Educational and Training Use Only

V: 1
L: 1
C: 1



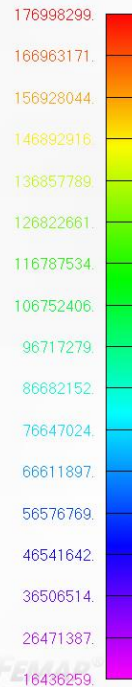
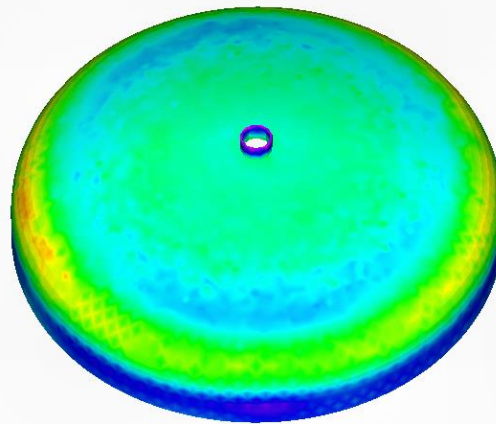
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Solid Von Mises Stress

FEMAP 0.

Slika 5.12. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa

Educational License - For Educational and Training Use Only

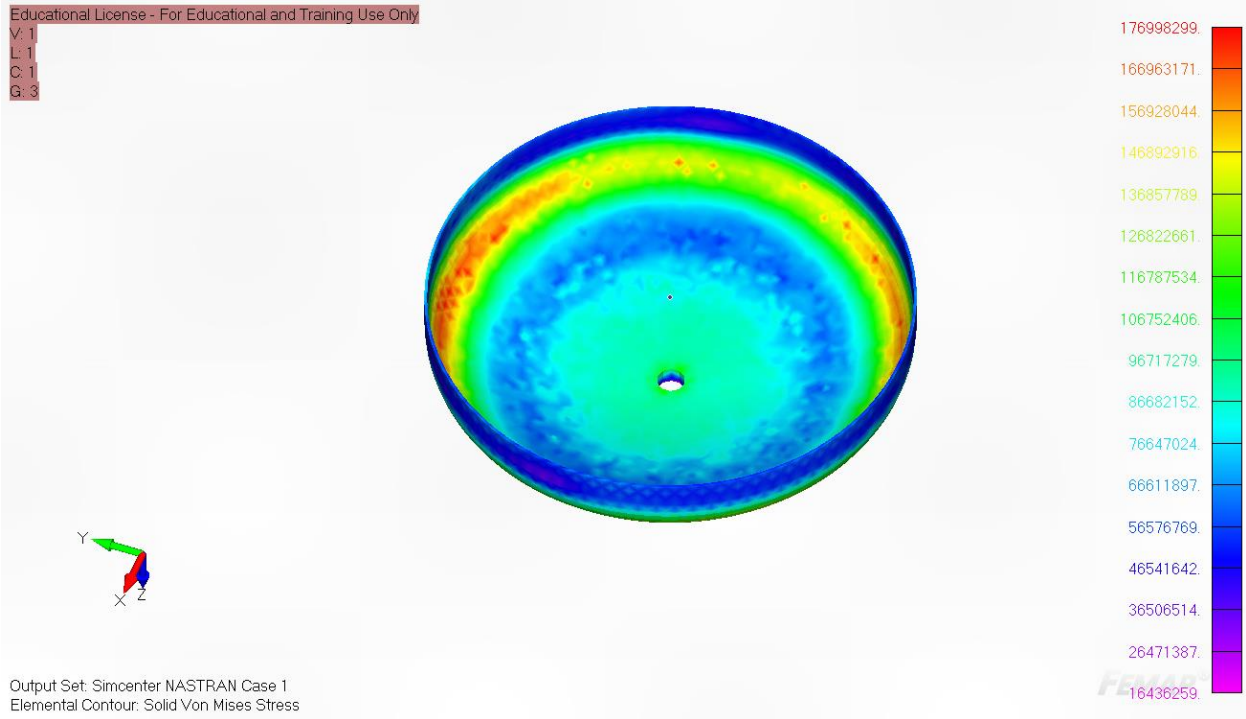
V: 1
L: 1
C: 1
G: 3



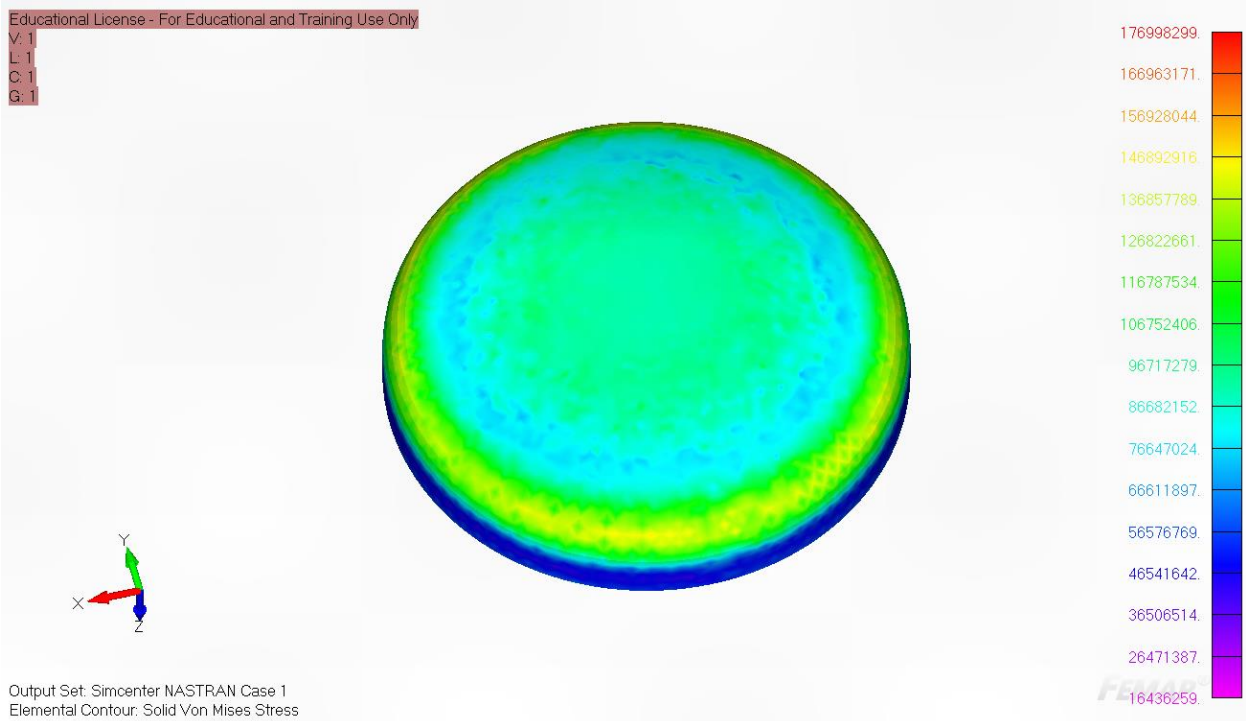
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Solid Von Mises Stress

FEMAP 0.

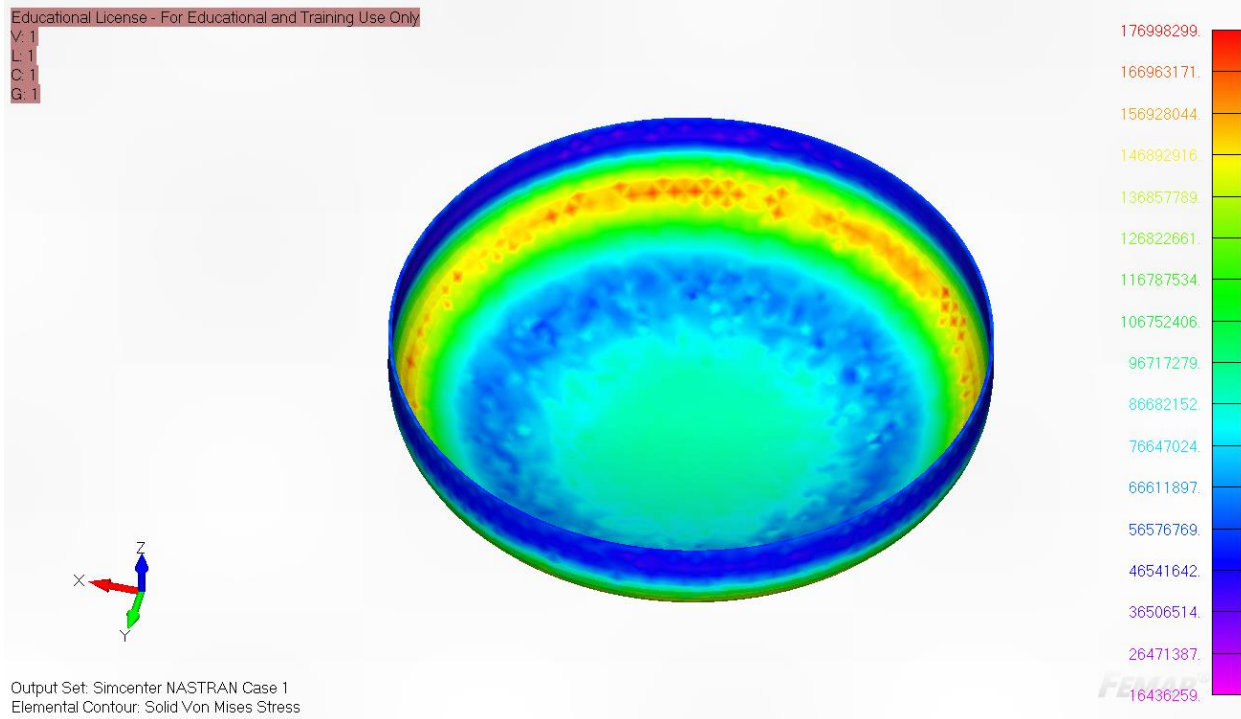
Slika 5.13. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa



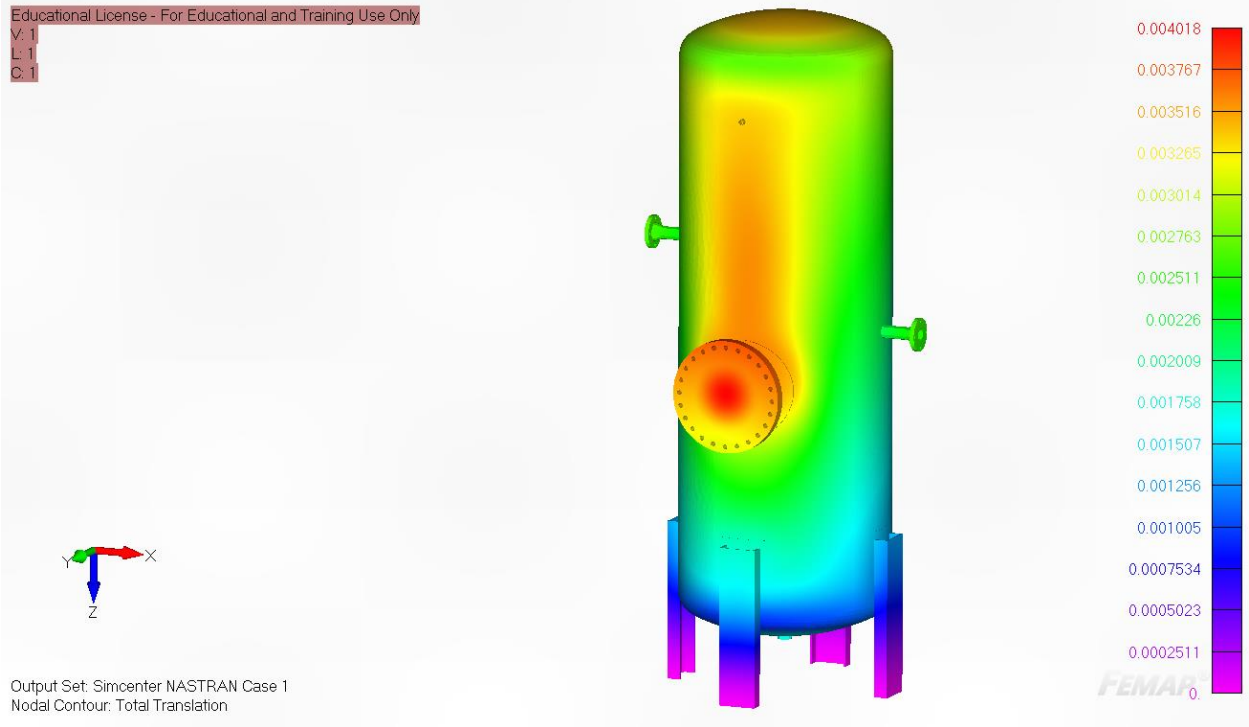
Slika 5.14. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa



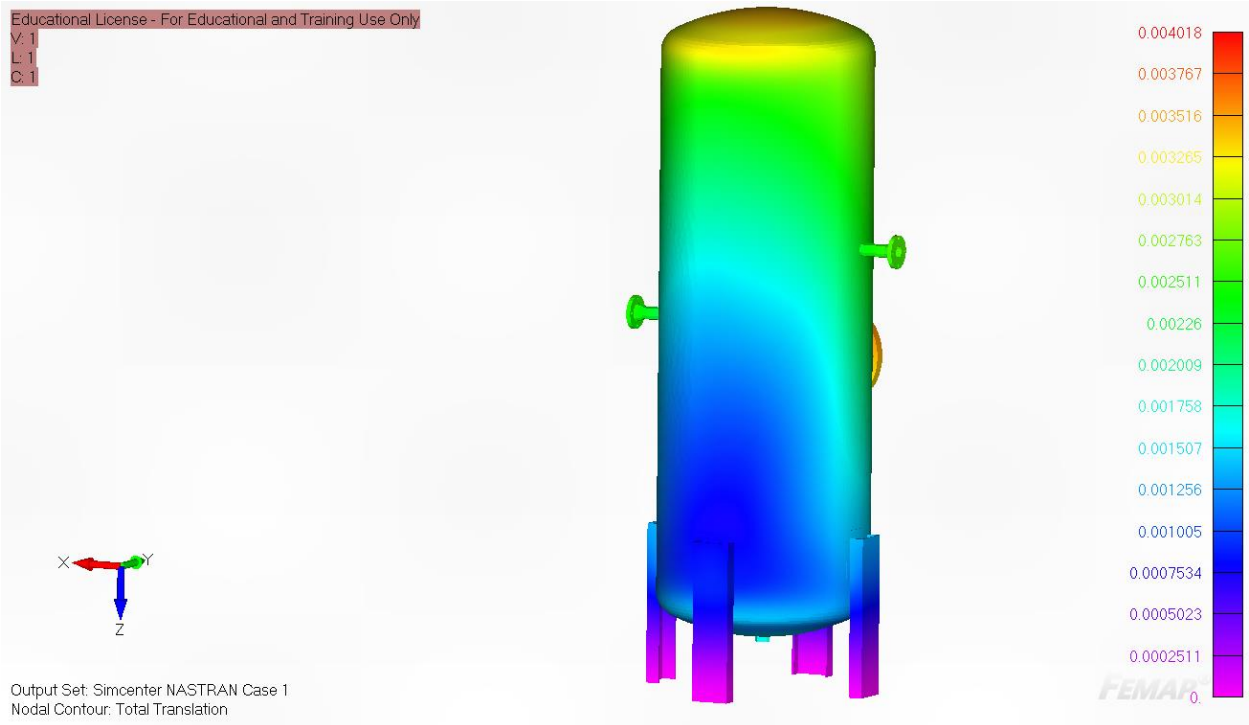
Slika 5.15. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa



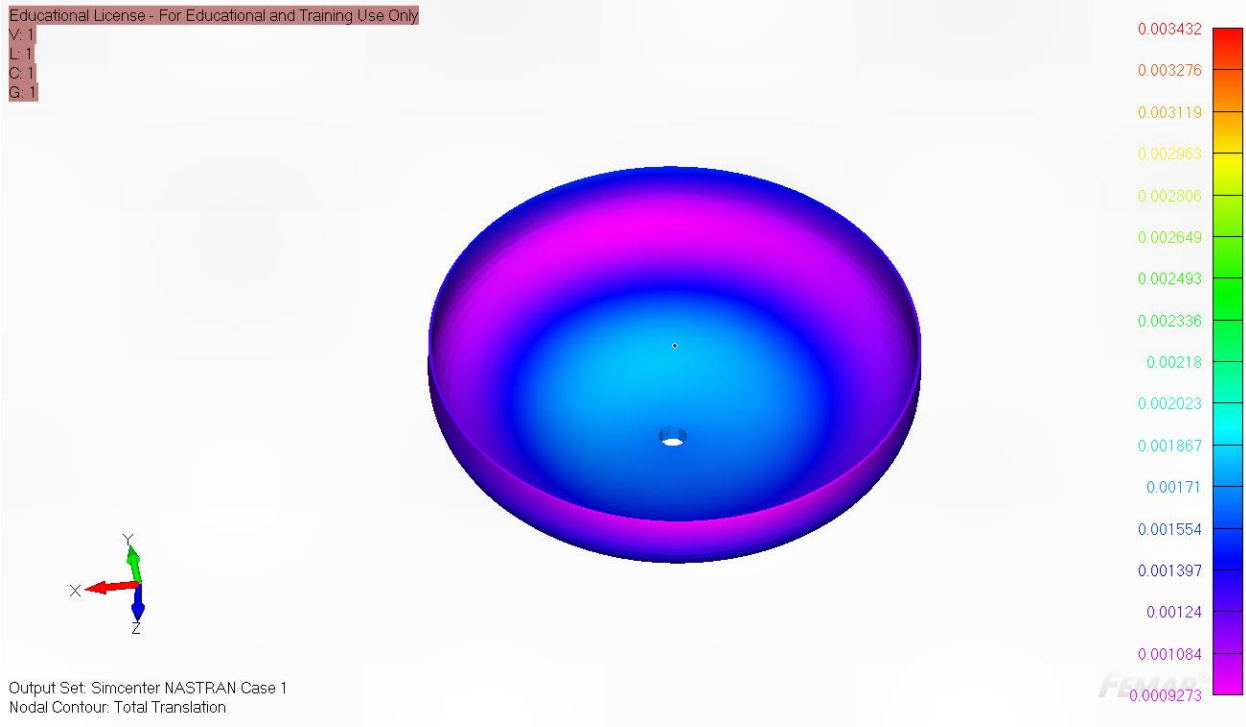
Slika 5.16. Kontura maksimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa



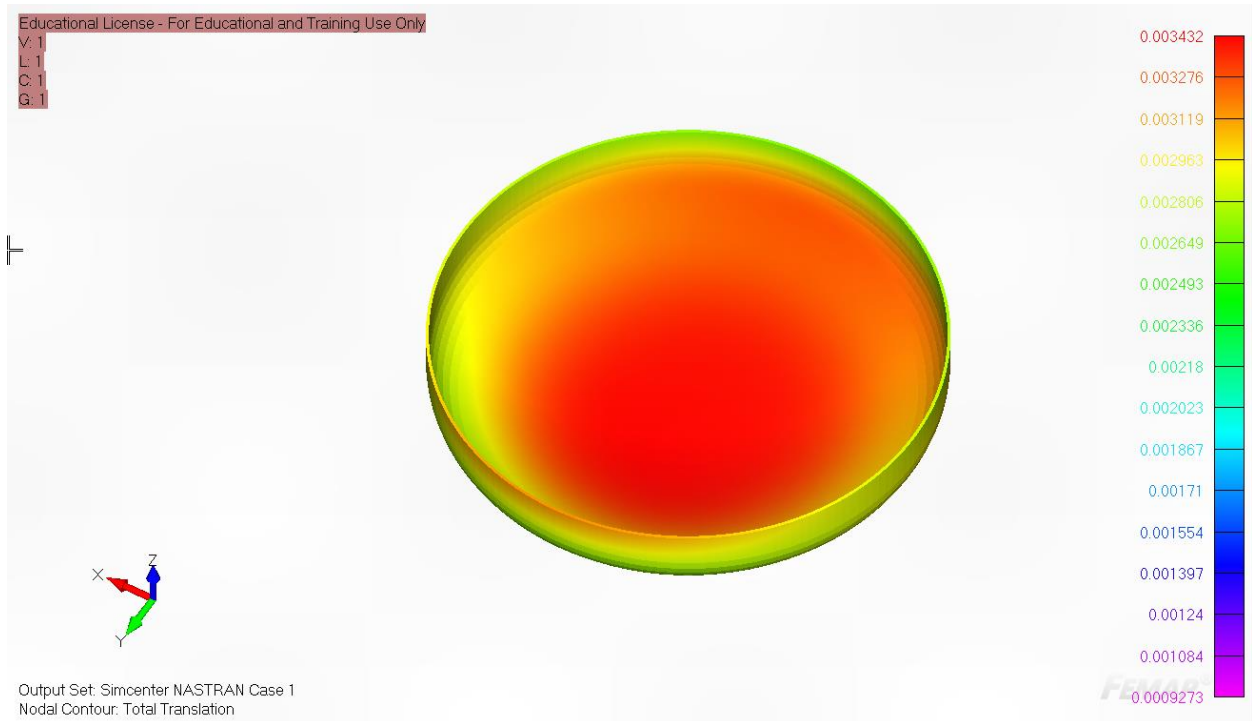
Slika 5.17. Kontura ukupne translacije posude pod tlakom



Slika 5.18. Kontura ukupne translacije posude pod tlakom



Slika 5.19. Kontura ukupne translacije toriferičnog dna



Slika 5.20. Kontura ukupne translacije toriferičnog dna

Maksimalna translacija koja se javlja na modelu iznosi 4.018 mm. Maksimalno naprezanje nije moguće očitati jer se javlja konzentator naprezanja oko inspekcijskog otvora koji nastaje zbog oblika geometrije i ukoliko bi htjeli saznati točne vrijednosti naprezanja u zoni inspekcijskog otvora potrebno bi bilo napraviti detaljni lokalni model gdje bi trebalo uključiti i geometriju zavora.

Za usporedbu s analitičkim rješenjem naprezanje koje se javlja na plaštu veoma je blizu analitičkom rješenju šta možemo vidjeti na slikama 5.9 i 5.10.

Maksimalno naprezanje koje je dobiveno metodom konačnih elemenata u torisferičnom dnu iznosi 176,99 MPa.

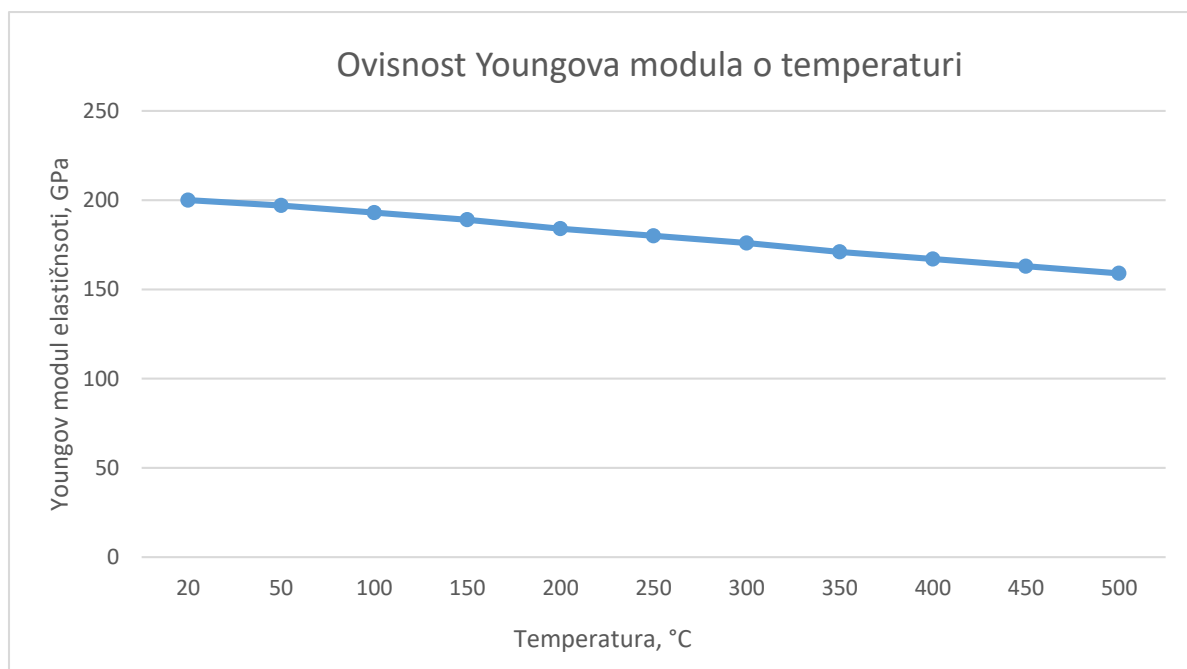
6. ANALIZA POSUDE POD TLAKOM PRI POVIŠENOJ TEMPERATURI

Potrebno je provjeriti može li se posuda pod tlakom prenamjeniti za skladištenje medija koji se nalazi u stanju povišene temperature. S obzirom na stanje modernog tržišta nije loše imati proizvod koji je fleksibilan i moguće ga je veoma brzo prenamijeniti u druge svrhe.

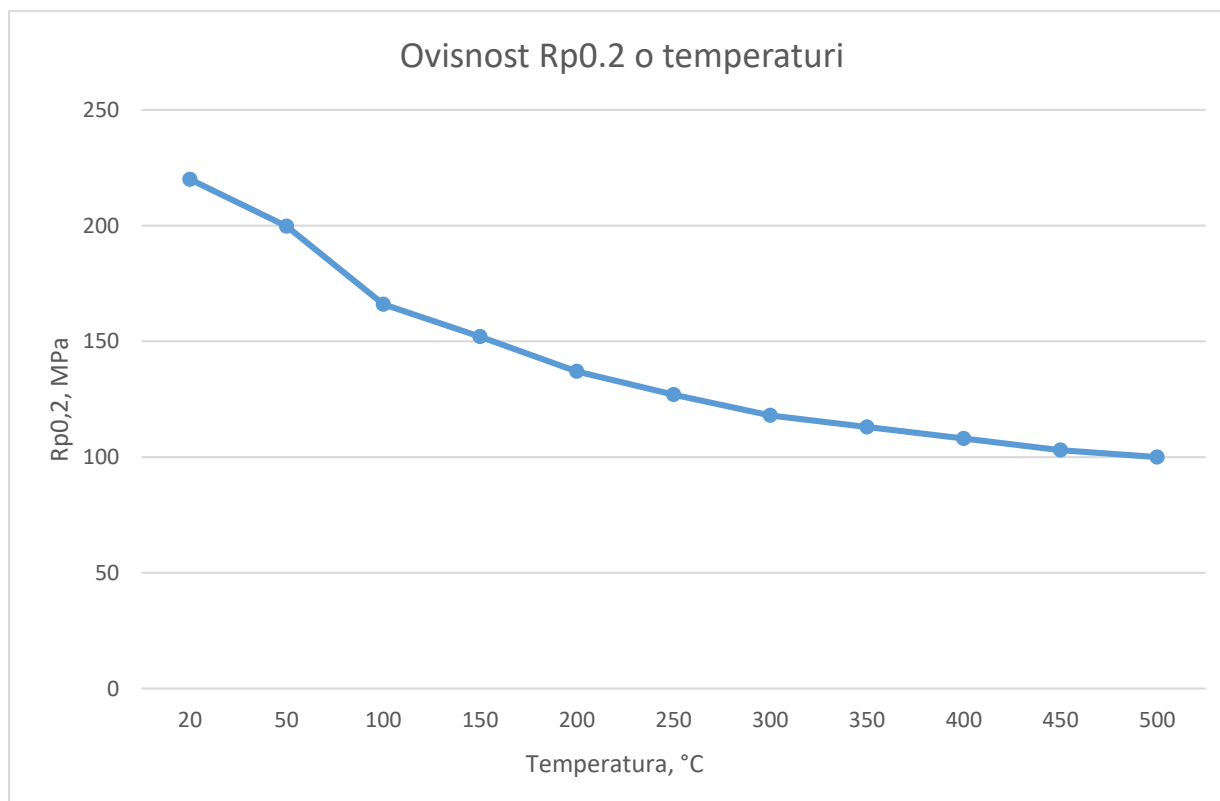
Pritom je potrebno paziti s obzirom da nismo radili detaljne proračune posude pod tlakom pri povišenoj temperaturi rada, da ne uđemo u zonu puzanja materijala.

Puzanje materijala možemo definirati kao sporu deformaciju materijala koja nastaje zbog dugotrajnog opterećenja pri povišenoj temperaturi. Za konstrukcijske čelike puzanje nastupa u temperaturnom području koje iznosi 30 % posto vrijednosti temperature taljenja. Za konstrukcijski čelik to je otprilike 400 °C.

Za odabrani materijal AISI 316L, koristeći podatke koji su dani u programu PVElite, napravljeni su grafovi mehaničkih svojstava materijala ovisno o temperaturi. Grafovi su dani u nastavku na slikama 6.1 i 6.2.



Slika 6.1. Graf ovisnosti Youngova modula o temperaturi



Slika 6.2. Graf ovisnosti $R_{p0,2}$ o temperaturi

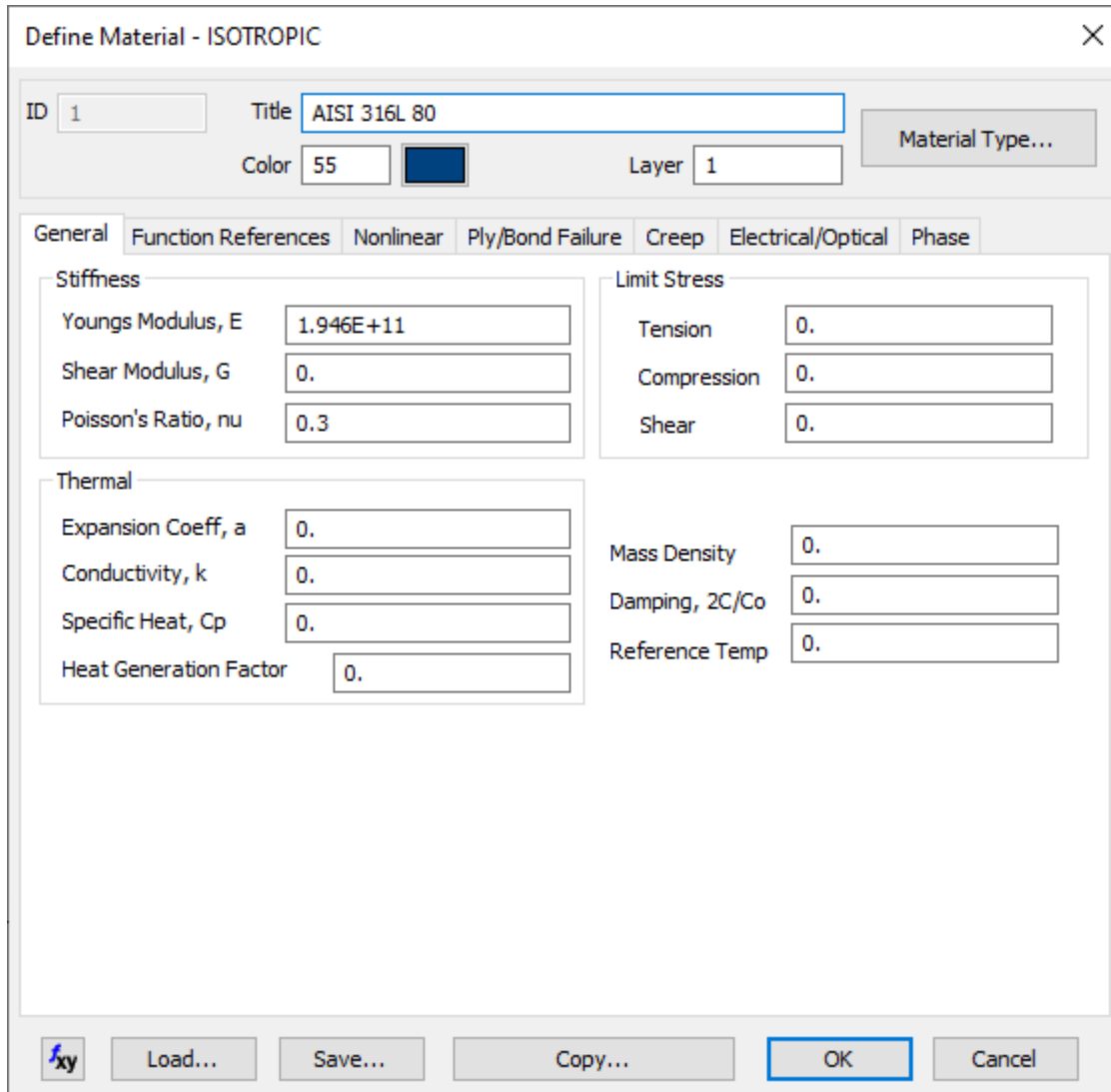
Pri radnom tlaku maksimalno naprezanje koje se javlja u posudi pod tlakom iznosi 177 MPa. Maksimalna vrijednost se javlja na torisferičnom dnu. Radna temperatura bit će odabrana na način da maksimalno naprezanje dobiveno u analizi pri standardnoj temperature ne prelazi vrijednost $R_{p0,2}$ pri odabranoj povišenoj temperaturi.

S obzirom da maksimalno naprezanje iznosi 177 MPa, vrijednost $R_{p0,2}$ koju ne želimo prijeći iznosi 180 MPa. Za tu vrijednost naprežanja temperatura iznosi prema grafu na slici 6.2 iznosi 80 °C.

Za temperaturu od 80 °C Youngov modul prema grafu na slici 6.1 iznosi 194,6 GPa.

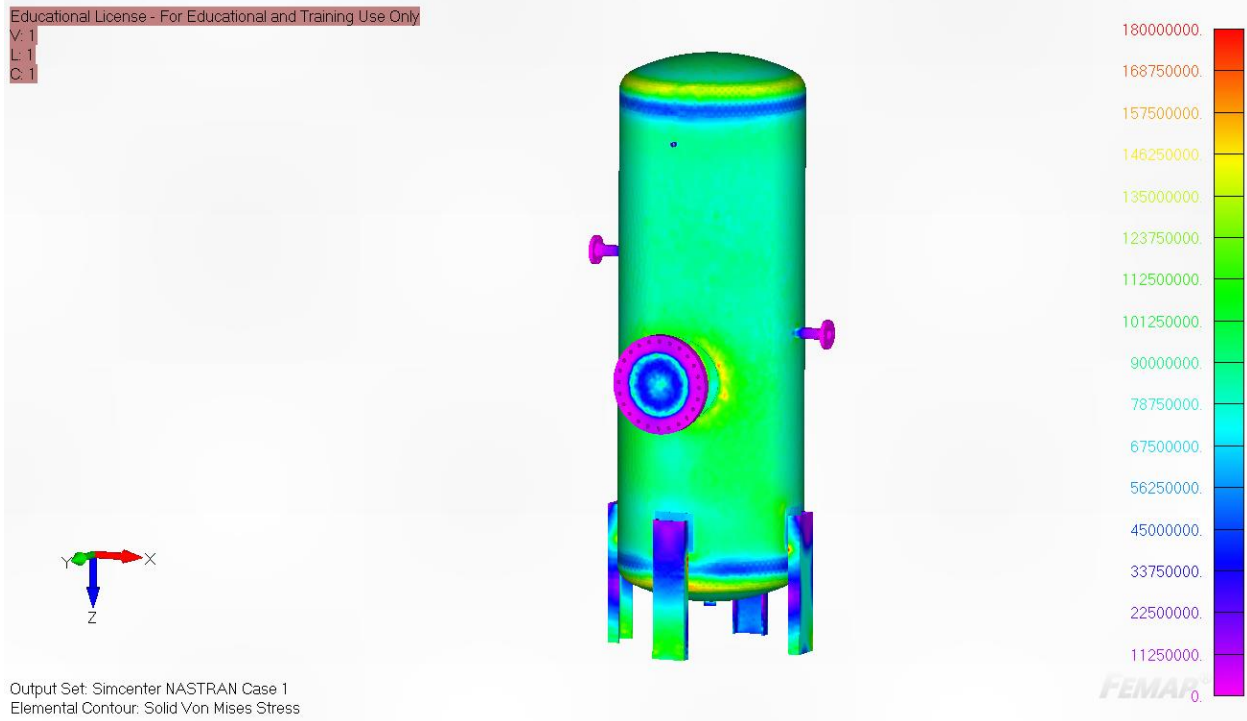
S dobivenim podacima ponavljamo proračun u Femapu.

Sve postavke proračuna ostaju iste osim postavke materijala. Materijalu je potrebno promijeniti vrijednost Youngova modula. Vrijednost Youngova modula dana je na slici ispod.

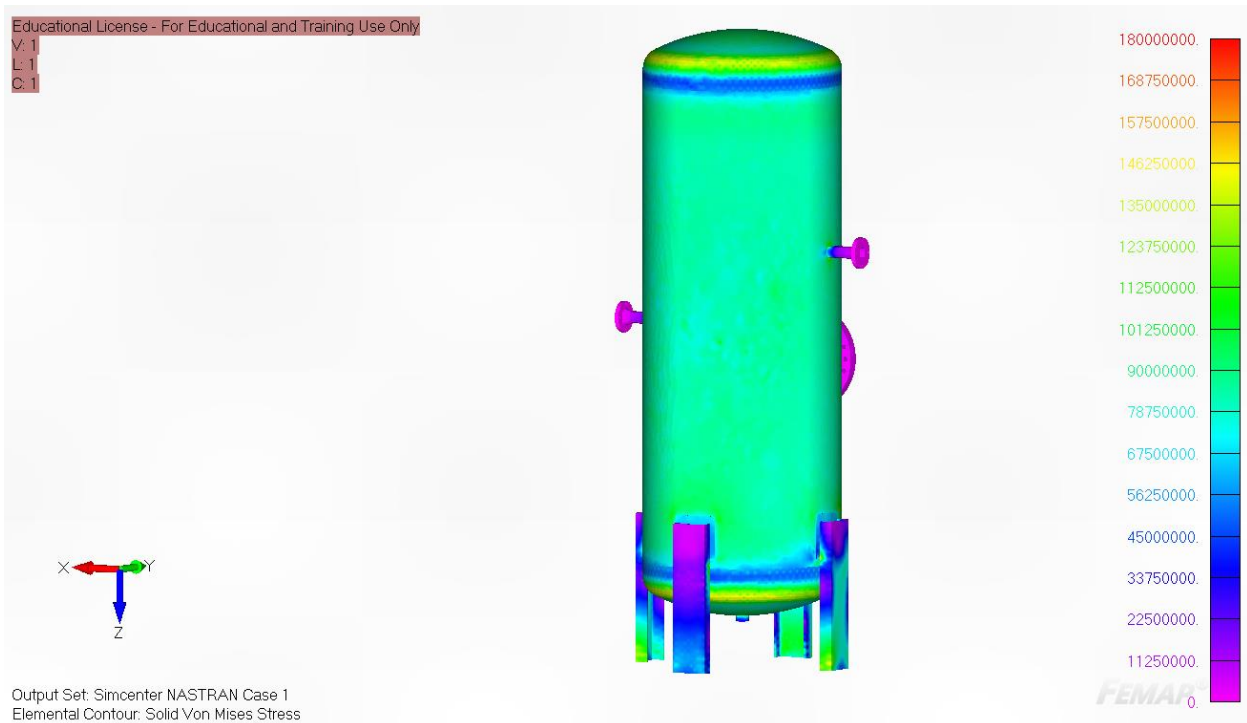


Slika 6.3. Youngov modul za temperaturu od 80 °C

Pokrećemo statičku analizu. Nakon šta je analiza završila možemo prikazati rezultate u nastavku poglavlja. Bit će prikazani rezultati naprezanja prema kriteriju Von Misesa i totalna deformacija posude pod tlakom.



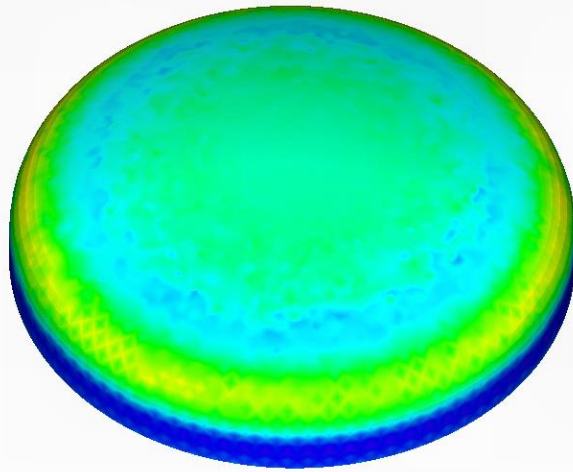
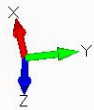
Slika 6.4. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C



Slika 6.5. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C

Educational License - For Educational and Training Use Only

V: 1
L: 1
C: 1
G: 1

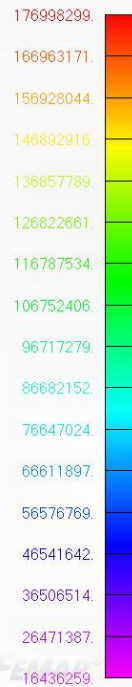
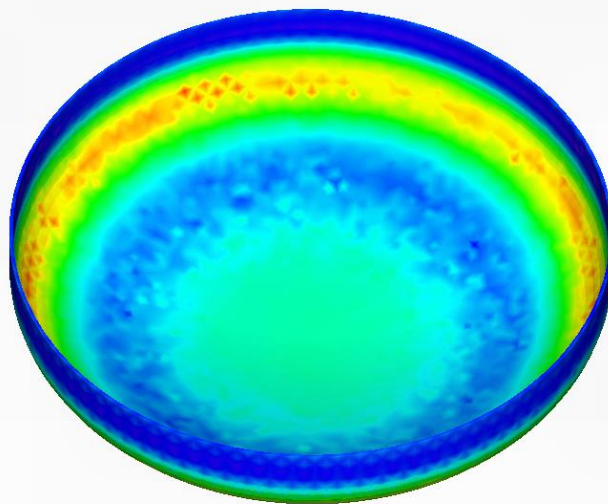
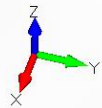


Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Solid Von Mises Stress

Slika 6.6. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C

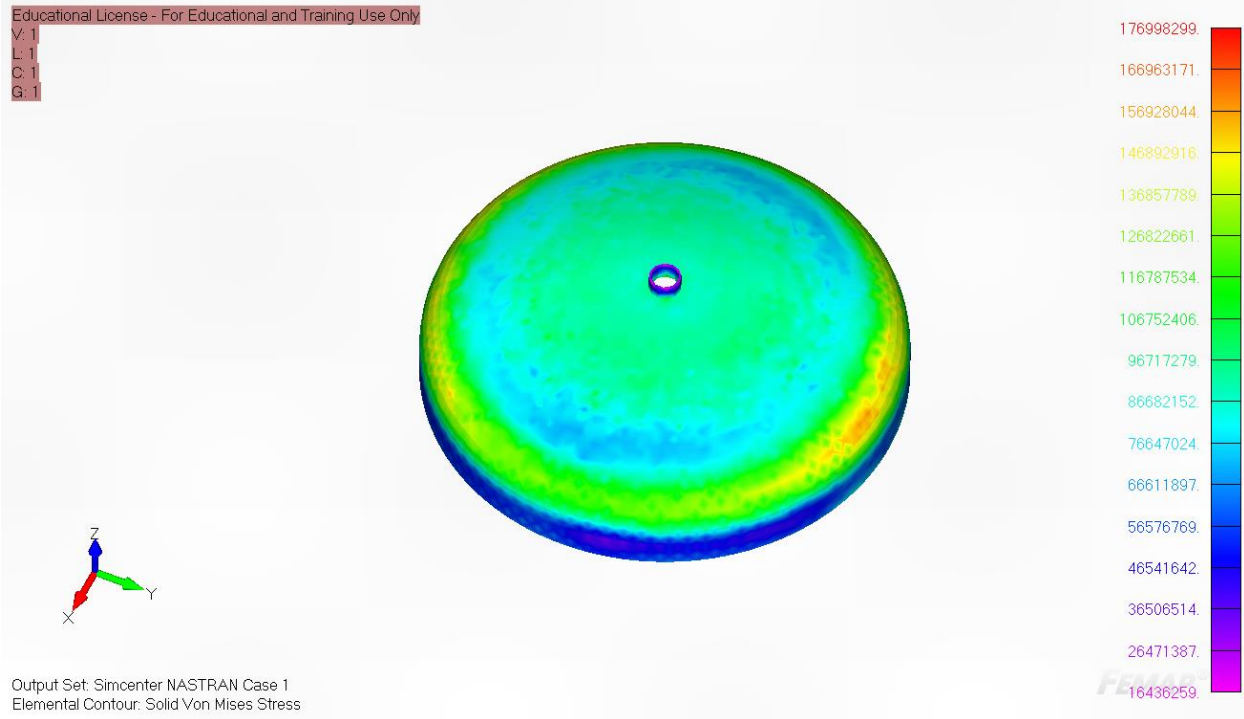
Educational License - For Educational and Training Use Only

V: 1
L: 1
C: 1
G: 1

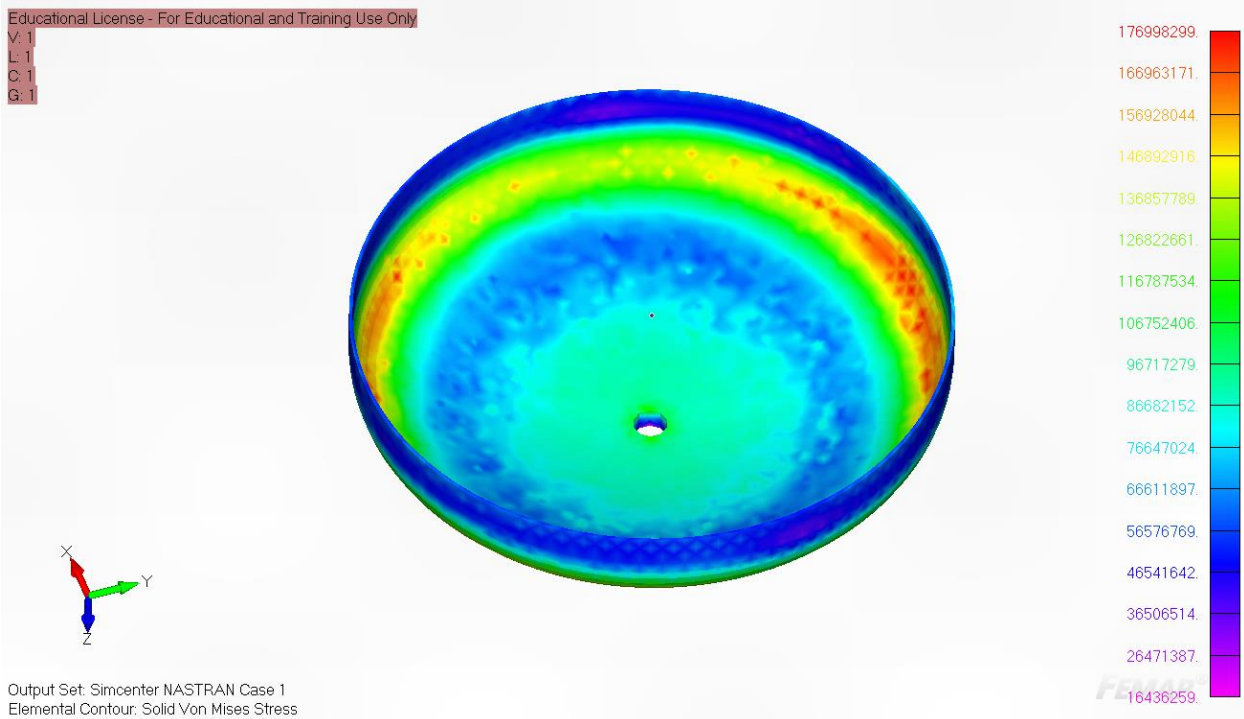


Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Solid Von Mises Stress

Slika 6.7. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C



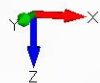
Slika 6.8. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C



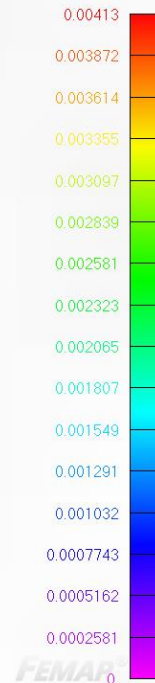
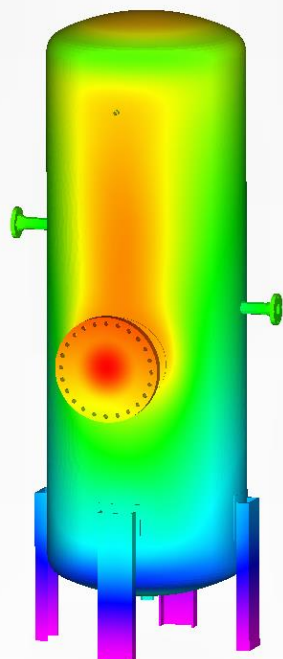
Slika 6.9. Kontura maskimalnog naprezanja prema kriteriju Von Misesa za temperaturu 80 °C

Educational License - For Educational and Training Use Only

V: 1
L: 1
C: 1



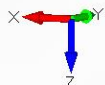
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Nodal Contour: Total Translation



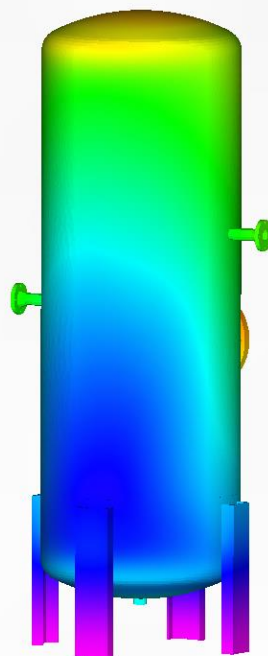
Slika 6.10. Kontura ukupne translacije posude pod tlakom za temperaturu 80 °C

Educational License - For Educational and Training Use Only

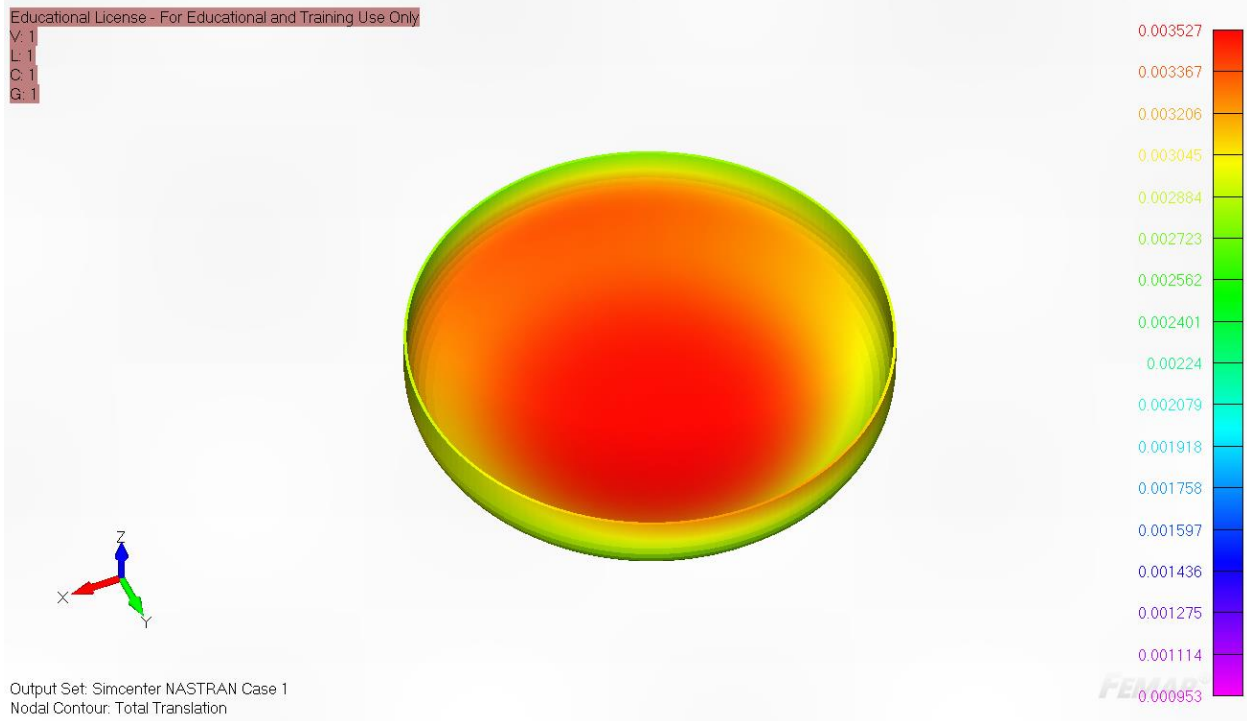
V: 1
L: 1
C: 1



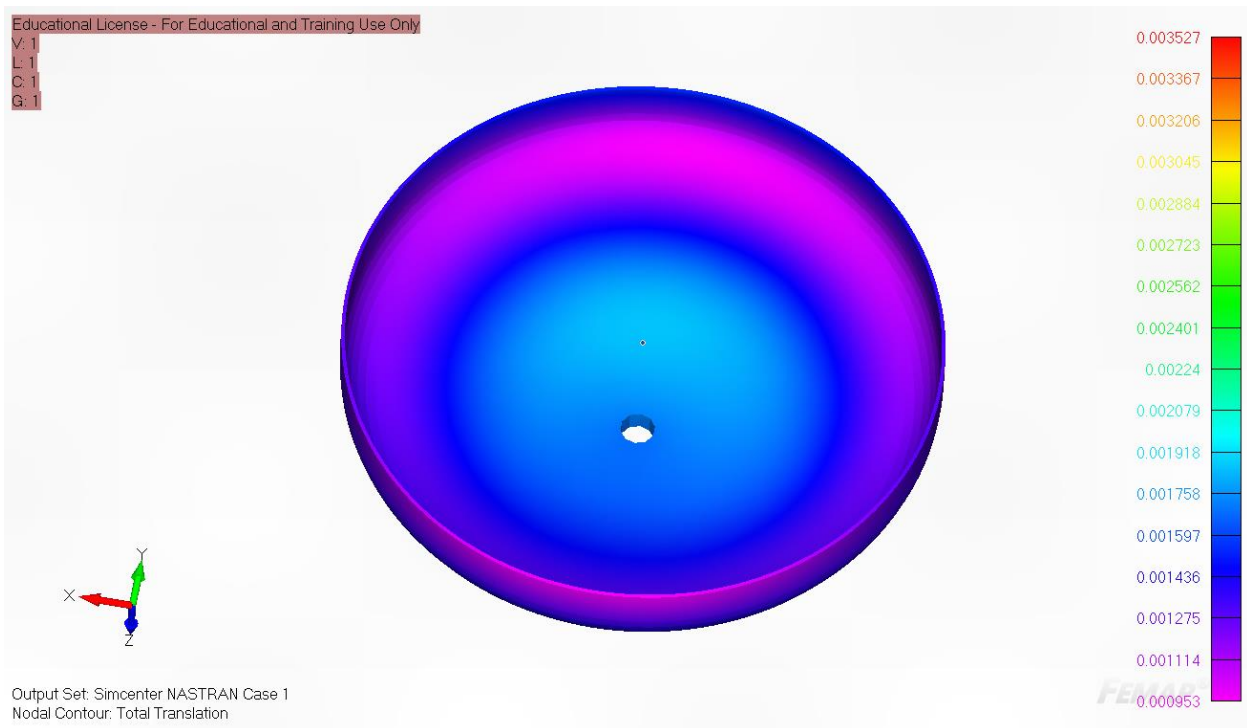
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Nodal Contour: Total Translation



Slika 6.11. Kontura ukupne translacije posude pod tlakom za temperaturu 80 °C



Slika 6.12. Kontura ukupne translacije torisferičnog dna za temperaturu 80 °C



Slika 6.13. Kontura ukupne translacije torisferičnog dna za temperaturu 80 °C

Možemo primijetiti iz rezultata da nema velike razlike između analize pri temperature od 20 °C i analizi pri temperature od 80 °C. To je bilo i za očekivati jer razlika između modula elastičnosti nije velika. Treba napomenuti pri temperaturi od 80 °C materijal brže ulazi u područje plastifikacije.

Možemo zaključiti da temperatura ima veliku ulogu prilikom dizajniranja posude pod tlakom i ne možemo je zanemariti. S obzirom da je ova posuda pod tlakom dizajnirana za relativno nisku temperaturu, njen utjecaj je zanemariv. Upravo zbog toga posuda pod tlakom nije u mogućnosti podnijeti veća termička opterećenja.

7. ANALIZA POJAVE PUKOTINA KOD POSUDE POD TLAKOM

Pojava pukotine u strukturi, komponenti ili mehanizmu može uzrokovati otkaz konstrukcije i njeno pucanje. To se može dogoditi pri naprezanjima koja su ispod razine koje uzrokuje plastifikaciju, gdje probleme najčešće ne očekujemo. Kod slučajeva gdje pukotine nije moguće izbjeći, upotreba metodologije mehanike loma nam može pomoći pri odabiru materijala i geometrije konstrukcije kojima bi spriječili pojavu i širenje pukotine te otkaz konstrukcije.

Osim samih pukotina, drugi tipovi nesavršenosti, poput površinskih ogrebotina i grešaka u zavarima mogu rezultirati stvaranjem pukotine u konstrukciji.

Pukotine su od velike inženjerske važnosti jer se javljaju puno češće od očekivanog. Njihova pojava uvelike je prisutna u brodskim elementima, mostovima, posudama pod tlakom, cijevima, dijelovima avionskih konstrukcija i sl.

Osim same analize pukotina, važan dio sprječavanja njihovog utjecaja na konstrukciju je i redovna inspekcija komponenti. Tipovi inspekcije za pukotine variraju od vizualnog pregleda konstrukcije pa do rendgenskog skeniranja konstrukcije. Svaka konstrukcija koja je osjetljiva na pojavu pukotine mora imati jasno definirano vrijeme nakon kojeg je potrebno izvršiti inspekciju.

Šta se tiče utjecaja pukotine na čvrstoću, ukoliko je opterećenje komponente koja sadrži pukotinu preveliko, pukotina može naglo narasti i uzrokovati krhak lom konstrukcije, to jest lom s veoma malo plastične deformacije. Iz teorije mehanike loma, faktor intenziteta loma K jedan je od glavnih parametara s kojim opisujemo pukotinu. Faktor intenziteta loma ovisi o materijalu, načinu nanesenog opterećenja i dubini pukotine. Materijal će se odupirati krhkom lomu sve dok mu je faktor intenziteta loma manji od kritične vrijednosti za odabrani materijal. Kritična vrijednost se naziva ravninska žilavost materijala na lom, K_{Ic} . Svaki materijal ima različitu vrijednost i ovisi o dosta čimbenika

7.1. Pukotina u cilindričnom plaštu

Kod tankostijenih posuda pod tlakom mogu se dogoditi dva scenarija:

1. Pukotina može postepeno uznapredovati i prodrijeti kroz stijenu posude, uzrokovajući curenje medija iz posude
2. Krhki lom (naglo nestabilno širenje pukotine) koji se dogodi prije nego šta posuda procuri

S obzirom da krhki lom kod posuda pod tlakom može izazvati eksploziju, poželjno je da posuda procuri prije nego dođe do loma zbog naglog nestabilnog širenja pukotine. Prema tome, potrebno je dizajnirati posudu da procuri, a da prije toga ne dođe do krhkog loma.

Analitički proračun za provjeru zadovoljava li posuda pod tlakom navedene kriterije je odrađen prema knjizi *Mechanical Behavior of Materials* [5].

Za posude pod tlakom vrijedi sljedeće: nagli krhki lom će se dogoditi ukoliko materijal nema dovoljno veliku žilavost na lom da može podržati pukotinu kroz stijenu duljine:

$$c_c \geq t \quad (7.1)$$

Takvu pukotinu moguće je analizirati kao središnju pukotinu u plaštu, tako da se duljina može izračunati prema sljedećoj formuli:

$$c_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_t} \right)^2 \quad (7.2)$$

gdje je:

K_{Ic} – ravninska žilavost materijala na lom (kritični faktor intenziteta napreznja za odcijepni mod otvaranja pukotine), $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$

σ_t – maksimalno normalno napreznje koje se javlja u plaštu, MPa

Za odabrani materijal AISI 316L K_{Ic} iznosi $165 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$.

Maksimalno normalno napreznje u plaštu računa se prema sljedećoj formuli:

$$\sigma_t = \frac{pd}{2t} = 94,29 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

Gdje je:

p – radni tlak, 1 MPa

d – unutarnji promjer cilindričnog plašta, 1320 mm

t – debljina stijenke, 7mm

Nakon šta smo dobili sve potrebne podatke c_c iznosi 0.97 m odnosno 970 mm. To nam govori da je konstrukcija veoma otporna na krhki lom uzrokovan pukotinom i da je krhki lom skoro pa nemoguć. S ovime smo zadovoljili uvjet curenja prije pucanja.

U slučaju da posuda curi duljina pukotine iznosi $2c = 2t$. Dubina pukotine iznosi t . U tom trenutku faktor intenziteta naprezanja se računa prema sljedećoj formuli i iznosi:

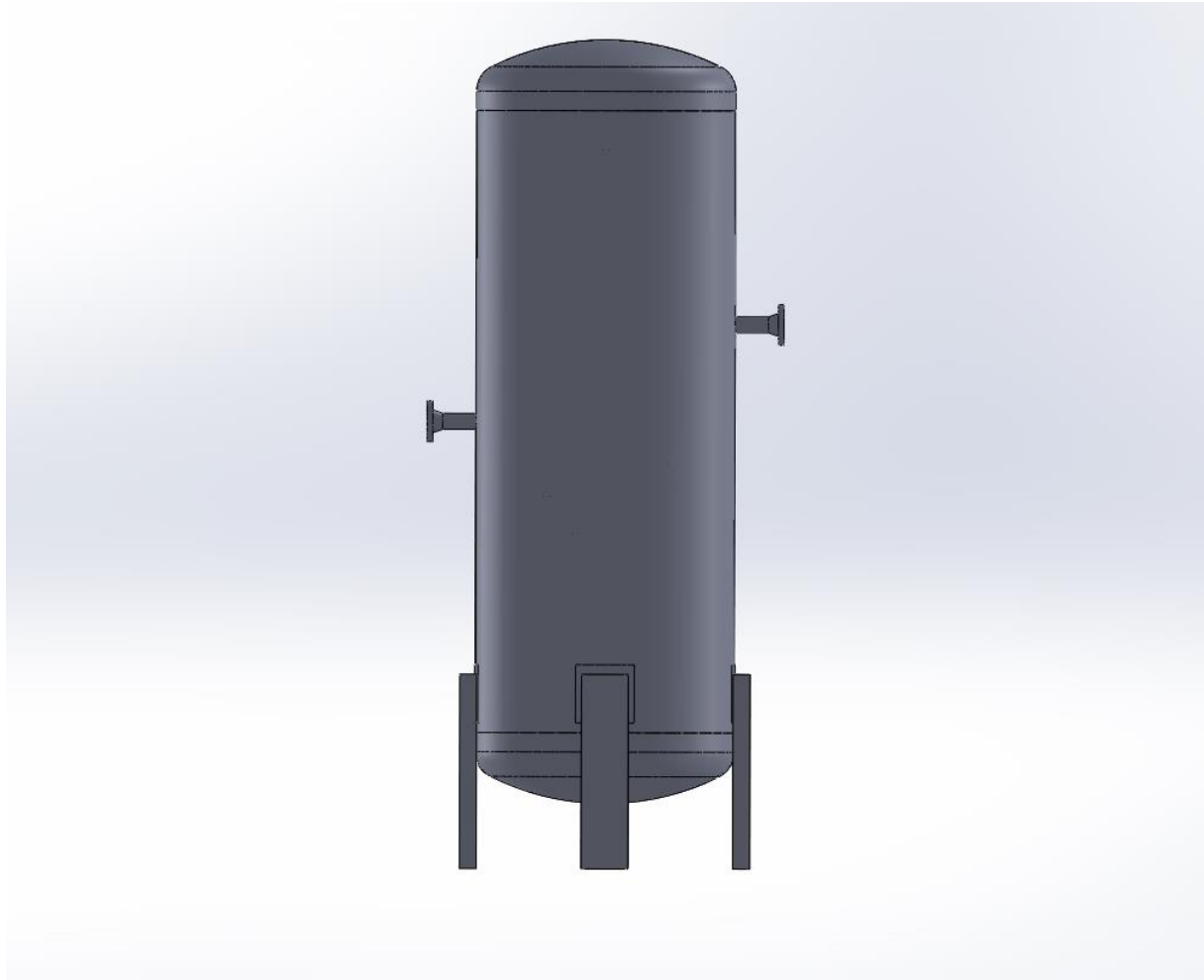
$$K_I = \sigma_t(\sqrt{\pi a}) = 13,98 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}} \quad (7.4)$$

Prema tome faktor sigurnosti iznosi:

$$X_K = \frac{K_{Ic}}{K_I} = 11,8 \quad (7.5)$$

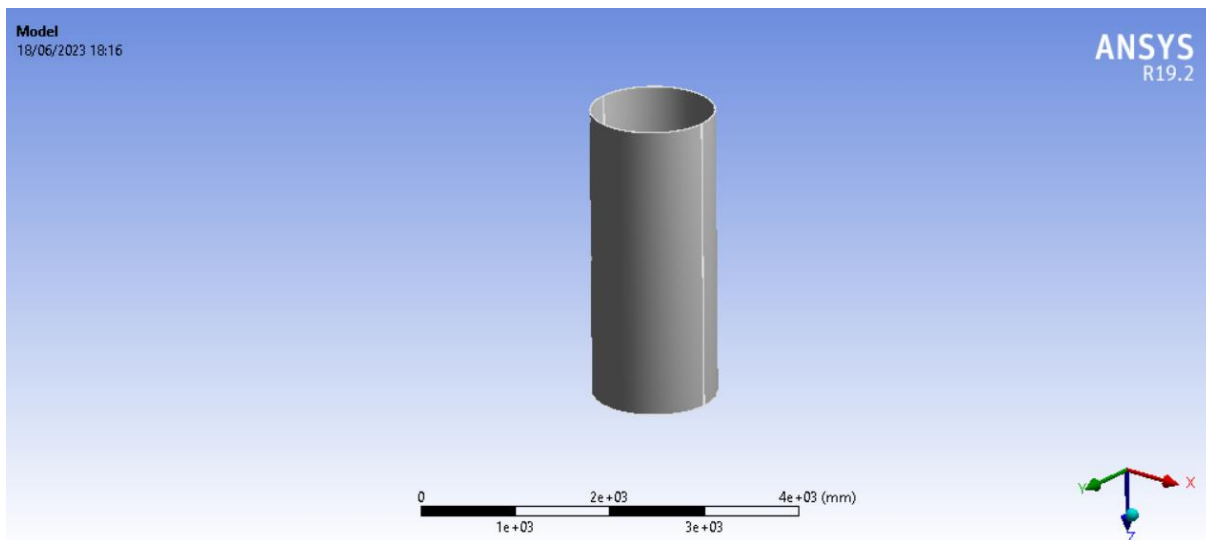
7.2. Numerička analiza pukotine u cilindričnom plaštu u softverskom paketu Ansys

U sklopu softverskog paketa Ansys Mechanical postoji Fracture tool koji se koristi za proračun pukotina. U sklopu ovog poglavlja prikazat ću proračun nekoliko pukotina različitih dimenzija i usporediti rezultate sa analitičkim pristupom. S obzirom da se u knjizi *Mechanical Behavior of Materials* [5] koriste izrazi za cilindrični plašt bez otvora i ojačanja, kao geometriju uzet ću cilindrični plašt bez ikakvih dodatnih komponenti. S obzirom da posuda pod tlakom na stražnjoj strani konstrukcije nema ni jedan otvor, a pozicija pukotine će biti tamo poizicionirana kako bi mogli usporediti s analitičkim rezultatima, model s kojim idemo u analizu neće imati niti jedan otvor na sebi.



Slika 7.1. Stražnja strana posude pod tlakom

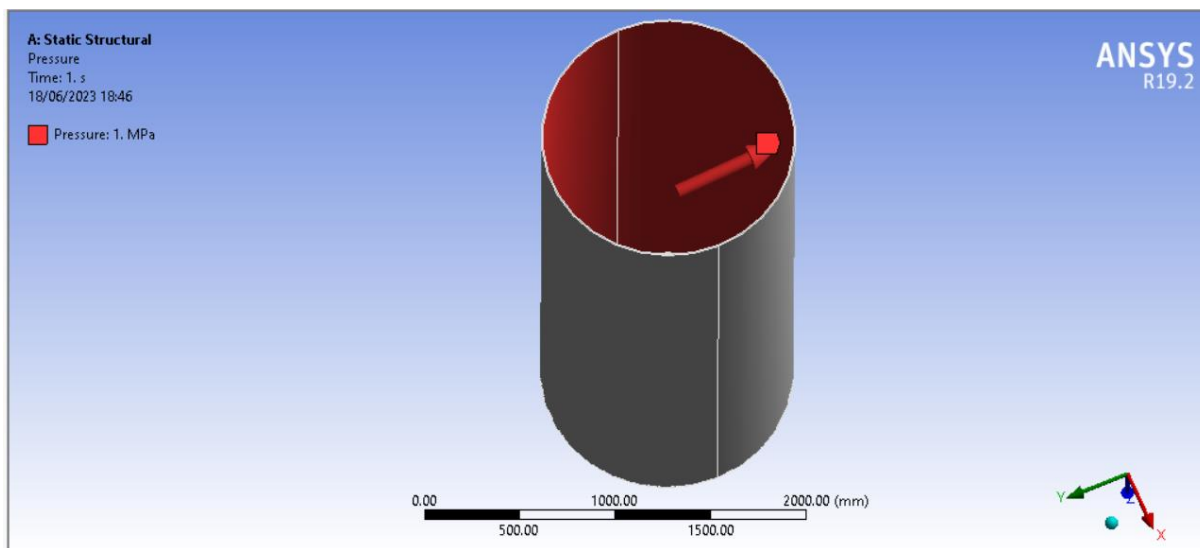
Cilindrični plašt ubacujemo u Ansys, kao šta je prikazano na slici 7.2.



Slika 7.2. Geometrija cilindričnog plašta u Ansysu

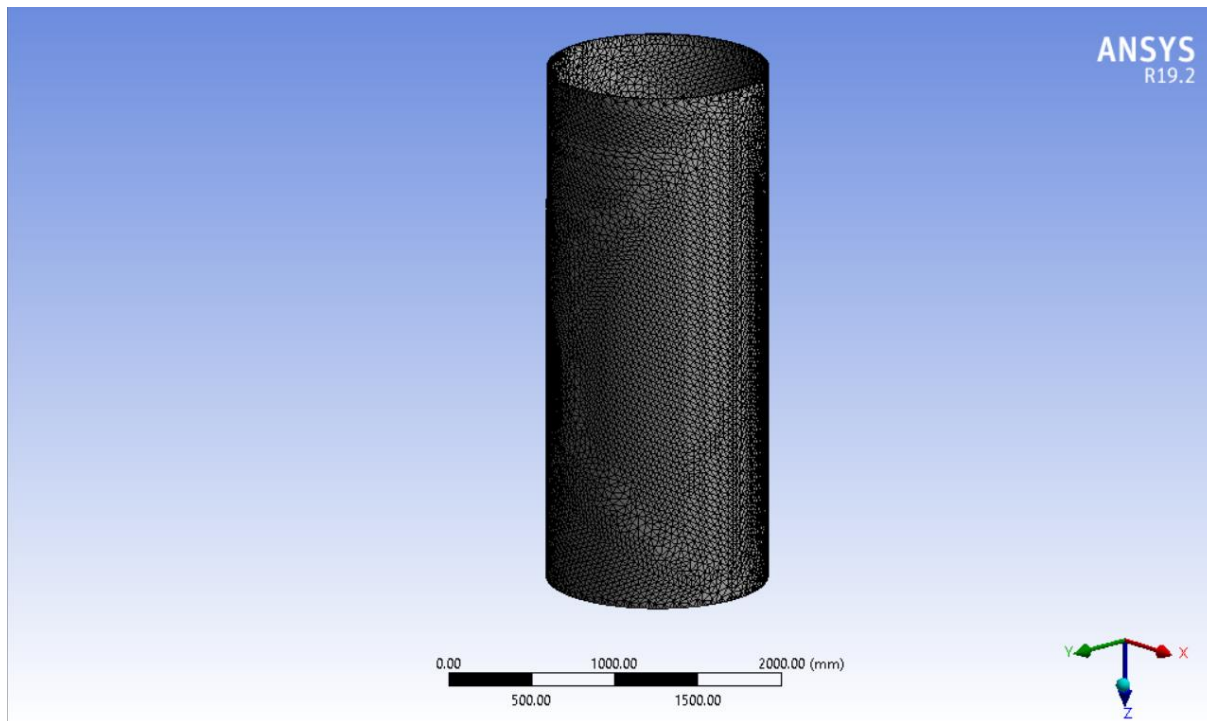
S obzirom da se radi o lokalnom modelu cilindričnog plašta potrebno je nanijeti rubne uvjete koji odgovaraju globalnom modelu posude pod tlakom. Na gornji i donji rub modela nanešene su translacije po osima koje odgovaraju prosječnim translacijama na tim pozicijama u globalnom modelu.

Nanešen je tlak na unutarnje plohe cilindričnog plašta u vrijednosti od 1 MPa. Prikaz opterećenja dan je na slici 7.3.



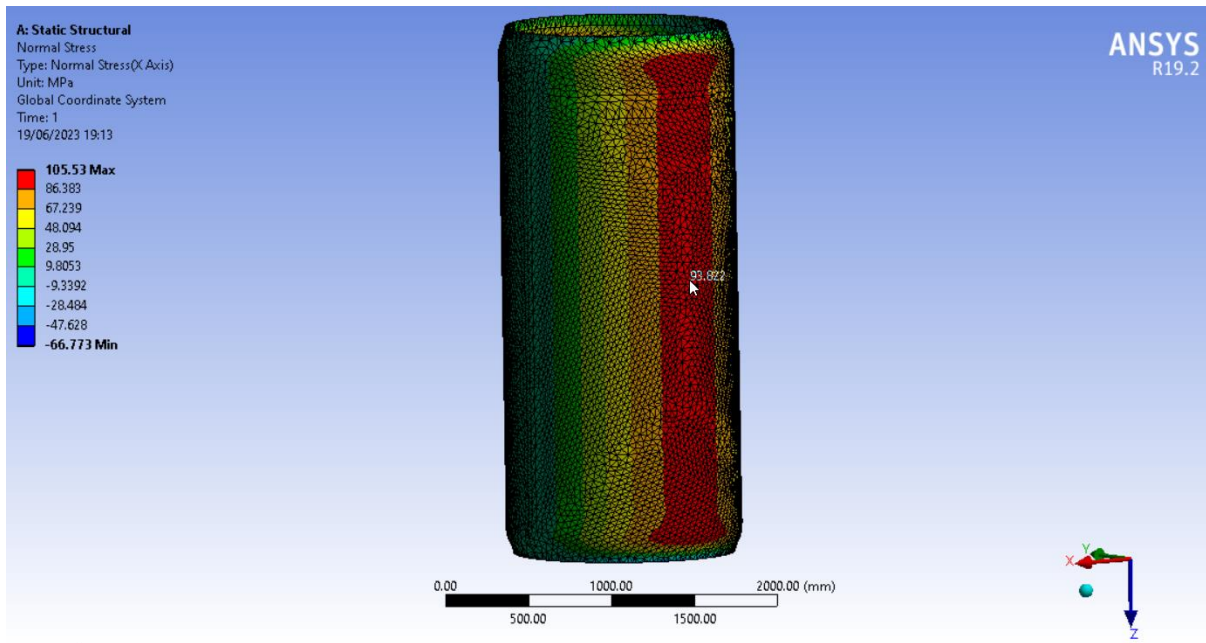
Slika 7.3. Opterećenje modela

Model je umrežen sa paraboličkim tetraedarskim elementima veličine 50 mm. Prikaz mreže konačnih elemenata dan je na slici 7.4.

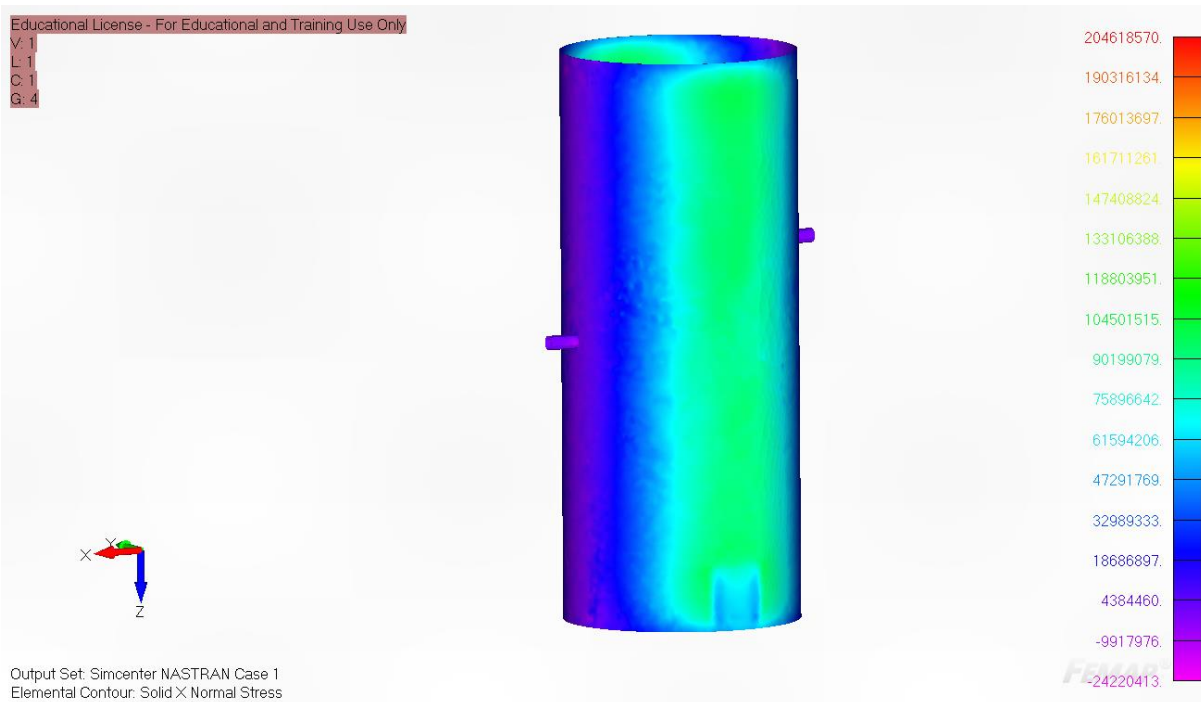


Slika 7.4. Umrežena geometrija

Nakon šta smo definirali potrebne rubne uvjete i opterećenja, možemo pokrenuti proračun i usporediti rezultate sa globalnim modelom. Budući da nas zanima maksimalno normalno naprezanje usporedit ćemo ga na stražnjoj strani oba modela. Maksimalno normalno naprezanje javlja se u smjeru globalne osi X.



Slika 7.5. Normalno naprezanje u smjeru X osi cilindričnog plašta u Ansysu

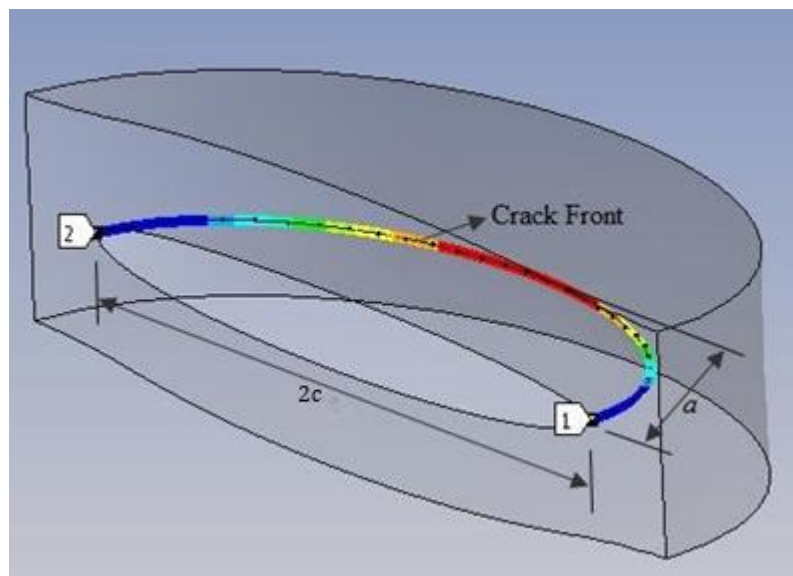


Slika 7.6. Normalno naprezanje za X os cilindričnog plašta u globalnom modelu

Možemo primijetiti da se maksimalno normalno naprezanje na obje slike kreće oko 94 MPa, šta je veoma blizu analitičkom rješenju od 94,29 MPa koliko smo dobili. Da bi još smanjili grešku pukotina će biti pozicionirana na pola visine cilindričnog plašta, $h = 1600$ mm

Treba napomenuti da Ansys računa faktor intenziteta naprezanja za sve načine (modove) otvaranja pukotine (I – odcijepni, II – smični, III – vijčani). Odcijepni mod je najčešće najdominantniji i zbog toga najkritičniji za daljnje otvaranje pukotine. S obzirom da su ostali modovi puno manji, oni neće biti prikazani u rezultatima jer nemaju veliku relevantnost s obzirom da se uvijek gleda dominantna vrijednost faktora intenziteta naprezanja.

Pukotina se modelira kao polu elipsa sa parametrima većeg i manjeg radijusa elipse. Slika pukotine dana je ispod.



Slika 7.7. Prikaz pukotine u Ansysu [6]

U sklopu analize napravit ću tri pukotine sa parametrima prikazanim na slikama 7.8 do 7.10.

Scope	
Source	Analytical Crack
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Coordinate System	crack
Align with Face Normal	Yes
Project to Nearest Surface	Yes
Crack Shape	Semi-Elliptical
<input type="checkbox"/> --Major Radius	3. mm
<input type="checkbox"/> --Minor Radius	1. mm
Mesh Method	Tetrahedrons
<input type="checkbox"/> Largest Contour Radius	1.5 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)
<input type="checkbox"/> Front Element Size	Default (0.15106 mm)
<input type="checkbox"/> Mesh Contours	6
<input type="checkbox"/> Solution Contours	Match Mesh Contours
Suppressed	No

Slika 7.8. Parametri prve pukotine

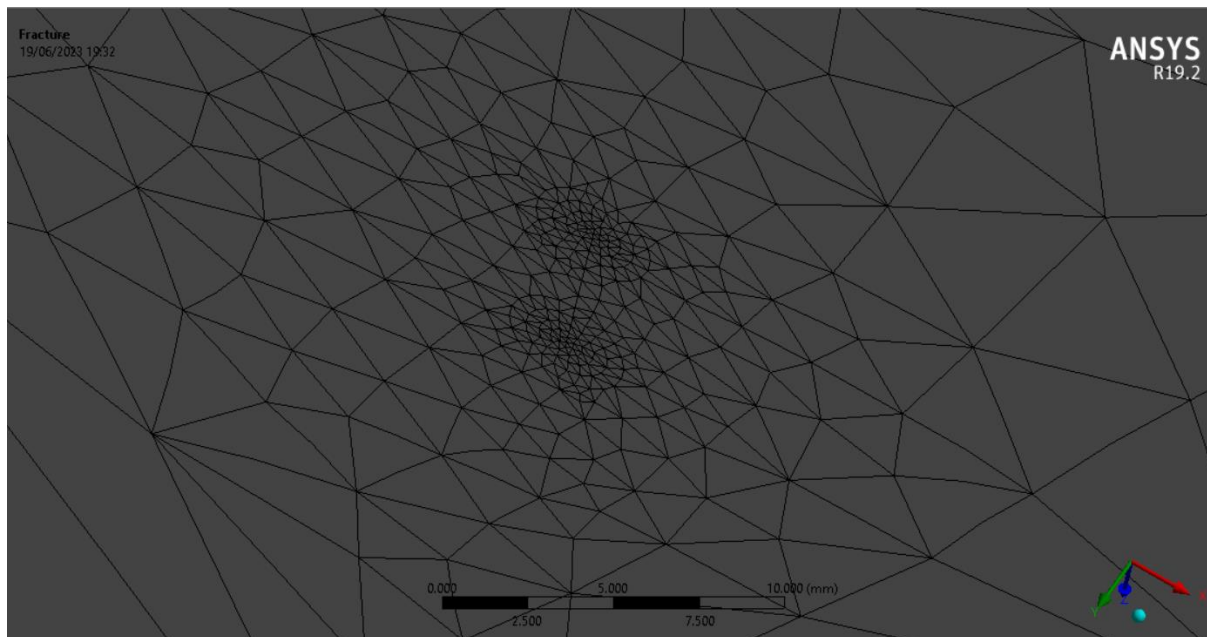
<input type="checkbox"/> Scope	
Source	Analytical Crack
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<input type="checkbox"/> Definition	
Coordinate System	crack
Align with Face Normal	Yes
Project to Nearest Surface	Yes
Crack Shape	Semi-Elliptical
<input type="checkbox"/> --Major Radius	5. mm
<input checked="" type="checkbox"/> --Minor Radius	2. mm
Mesh Method	Tetrahedrons
<input type="checkbox"/> Largest Contour Radius	1.5 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)
<input type="checkbox"/> Front Element Size	Default (0.15106 mm)
<input type="checkbox"/> Mesh Contours	6
<input type="checkbox"/> Solution Contours	Match Mesh Contours
Suppressed	No

Slika 7.9. Parametri druge pukotine

Scope	
Source	Analytical Crack
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Coordinate System	crack
Align with Face Normal	Yes
Project to Nearest Surface	Yes
Crack Shape	Semi-Elliptical
<input type="checkbox"/> --Major Radius	6. mm
<input type="checkbox"/> --Minor Radius	4. mm
Mesh Method	Tetrahedrons
<input type="checkbox"/> Largest Contour Radius	1.5 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)
<input type="checkbox"/> Front Element Size	Default (0.15106 mm)
<input type="checkbox"/> Mesh Contours	6
<input type="checkbox"/> Solution Contours	Match Mesh Contours
Suppressed	No

Slika 7.10. Parametri treće pukotine

Mreža konačnih elemenata umrežene pukotine prikazana je na slici 7.11. Za ostale dvije pukotine neće biti prikazano umrežavanje.

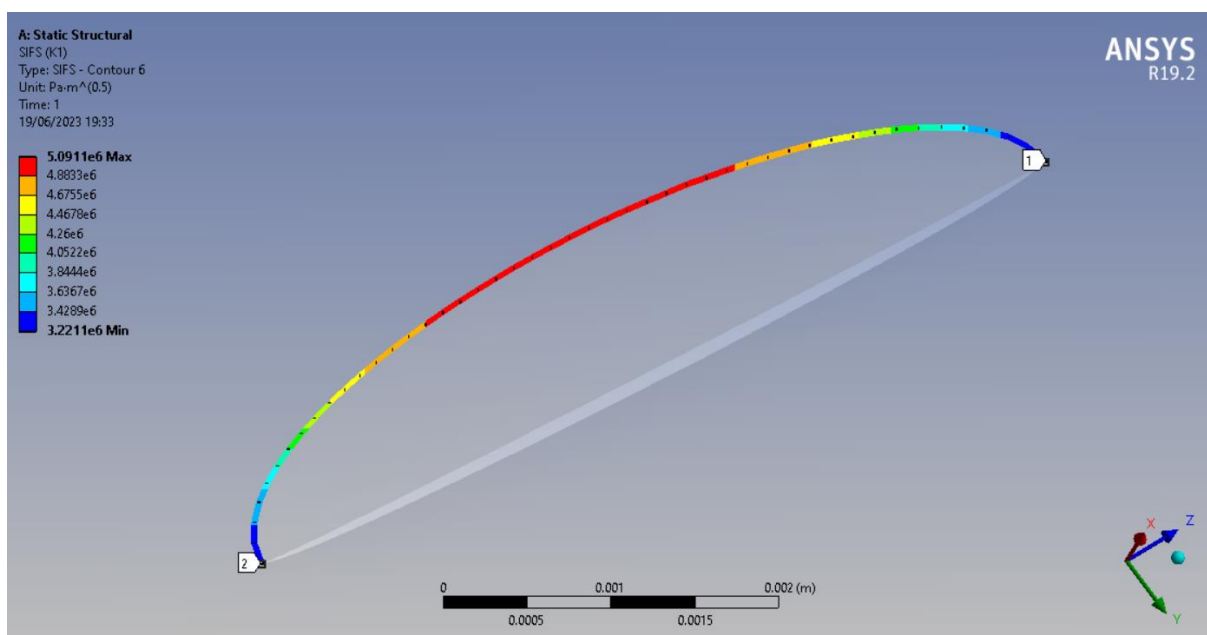


Slika 7.11. Prikaz umrežene pukotine

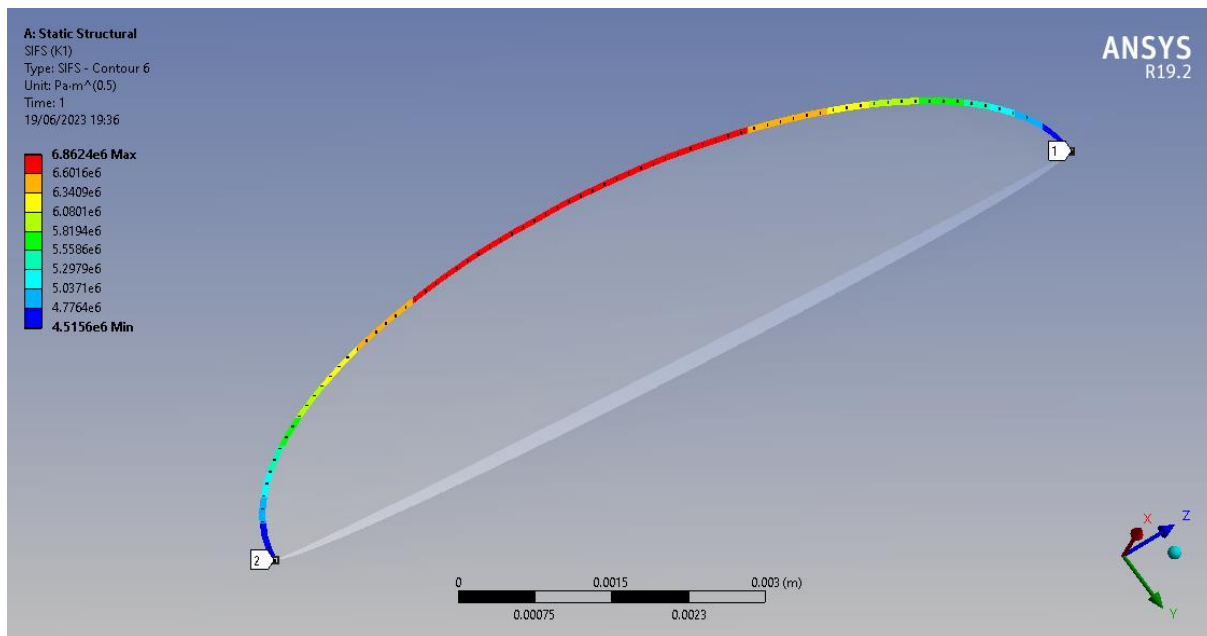
Nakon šta smo definirali sve potrebne podatke možemo pokrenuti analizu.

7.2.1. Prikaz rezultata

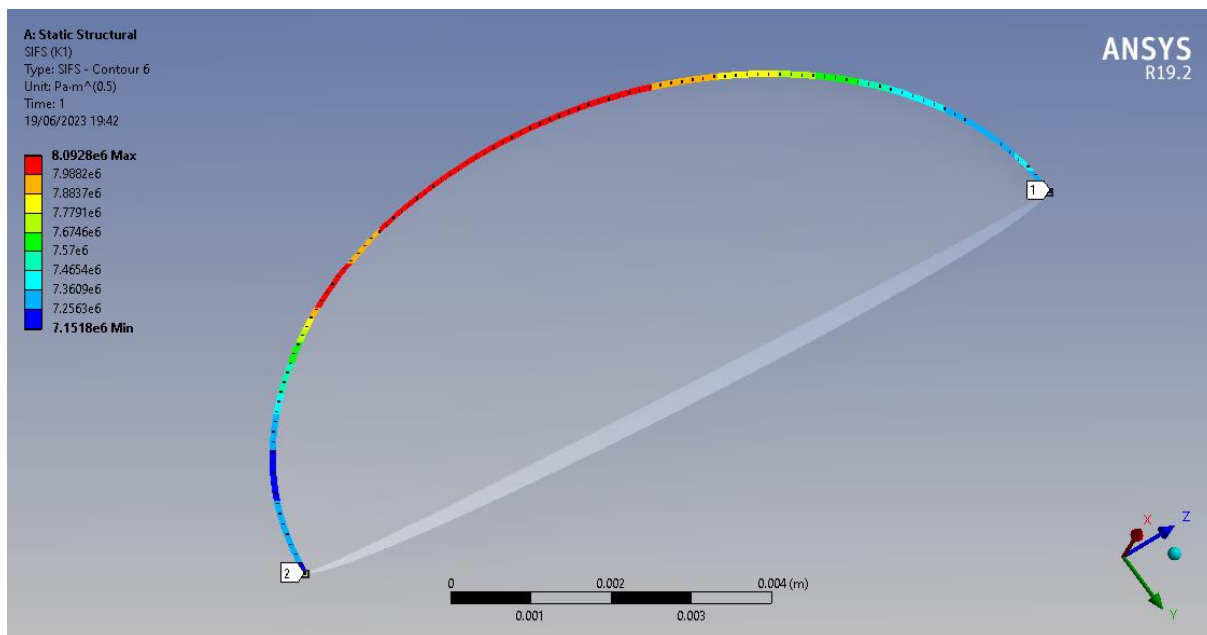
U nastavku su dani rezultati faktora intenziteta naprezanja za tri različite veličine površinske pukotine u plaštu posude (slike 7.12 do 7.14).



Slika 7.12. Faktor intenziteta naprezanja za prvu pukotinu



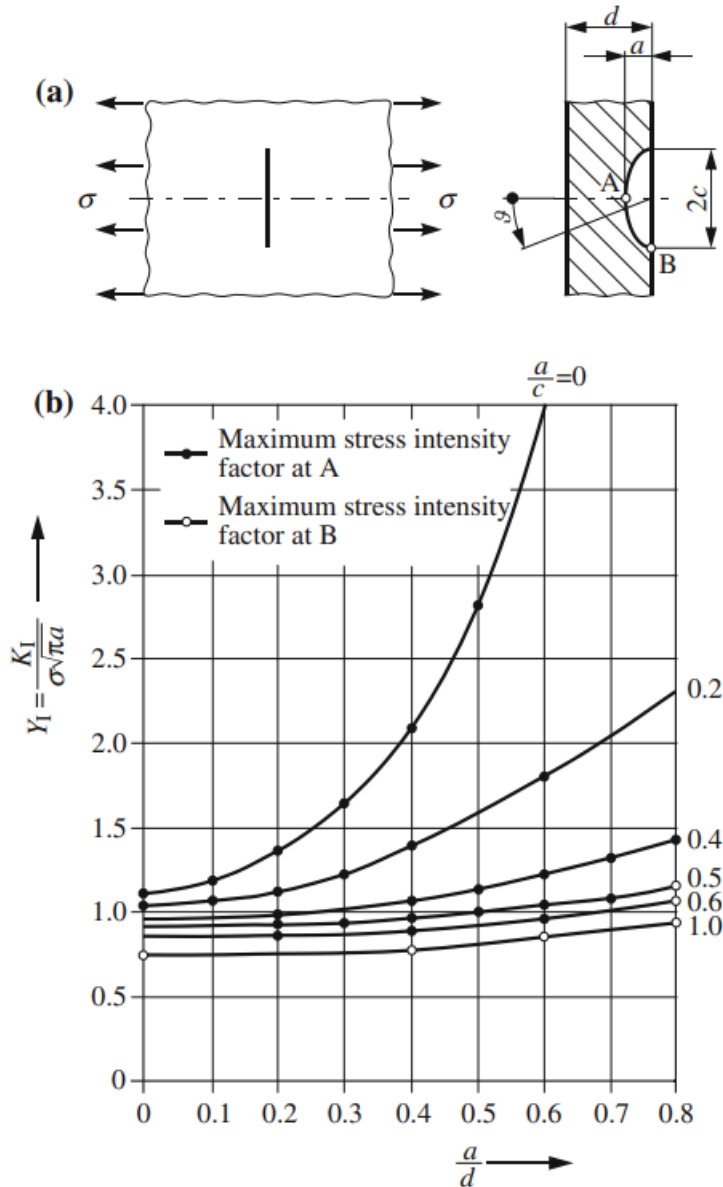
Slika 7.13. Faktor intenziteta naprezanja za drugu pukotinu



Slika 7.14. Faktor intenziteta naprezanja za treću pukotinu

Dobivene rezultate potrebno je usporediti sa analitičkim vrijednostima. Analitičke podatke je potrebno očitati iz grafa koji se nalazi na slici 7.15, a može se naći u knjizi *Fatigue Crack Growth*

Detect-Assess-Avoid [7]. Graf daje vrijednost geometrijskog faktora za polu-eliptične površinske pukotine. Treba naglasiti da graf ne uzima zakrivljenost plašta u obzir nego promatra pukotinu kao da se nalazi na ravnoj ploči.



Slika 7.15. Graf za očitovanje geometrijskog faktora pukotine [6]

Formula koja se koristi za analitički proračun glasi:

$$K_I = Y_I \sigma_t \sqrt{\pi a} \quad (7.6)$$

gdje je:

σ_t – maksimalno normalno naprezanje koje se javlja u plaštu i iznosi 94.29 MPa

a – dubina pukotine i njena vrijednost je dana u tablici ispod za svaku pojedinu pukotinu

Y_I – geometrijski faktor pukotine

Usporedba dana je u tablici 7.1.

Tablica 7.1. Vrijednosti intenziteta faktora naprezanja

Pukotina	Parametri pukotine (mm)	Geometrijski faktor Y_I	Numeričko rješenje (MPa \sqrt{m})	Analitičko rješenje (MPa \sqrt{m})	Odstupanje od analitičkog rješenja (%)
1	c = 3, a = 1	0,98	5,09	5,18	1,74
2	c = 5, a = 2	0,99	6,86	7,39	7,2
3	c = 6, a = 4	0,9	8,09	9,51	14,93

Prema dobivenim rezultatima možemo zaključiti da zakrivljenost plašta rezultira razlikom između numeričkog i analitičkog pristupa koji ne uzima u obzir zakrivljenost. Također, vrijednost naprezanja dobivena numeričkim putem nije potpuno jednaka onim analitičkim šta isto utječe na konačni rezultat.

Unatoč tome, možemo zaključiti da je vrijednost intenziteta faktora naprezanja ispod vrijednosti K_{Ic} i do daljnjeg nestabilnog širenja pukotine neće doći u ni jednom od 3 analizirana slučaja.

7.3. Pojava pukotine u zavaru dovoda fluida

Tijekom proizvodnog procesa posude pod tlakom, sve cijevne priključke i komponente koje se spajaju na posudu pod tlakom potrebno je zavariti. Tijekom zavarivanja komponente za posudu pod tlakom mogu se javiti nesavršenosti i/ili pukotine u samom zavaru ili u materijalu oko pukotine kao rezultat samog procesa zavarivanja.

Tijekom procesa inspekcije posude pod tlakom moguće je uočiti pukotinu ili naznake pojave pukotine. Pojava pukotine i nesavršenosti nikako nije poželjna, ali za takve slučajeve gdje je pukotina uočljiva i možemo je fizički opisati, moguće je odraditi numeričku analizu pukotine i provjeriti njen utjecaj na strukturalni integritet same posude i predstavlja li pukotina potencijalnu opasnost. Primjer pukotine koja se može javiti u zavaru dan je na slici 7.16.

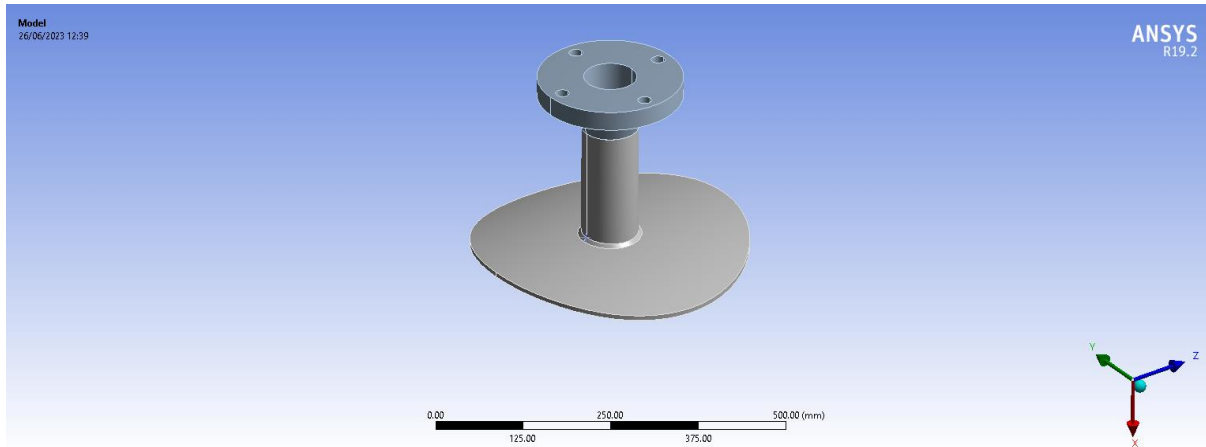


Slika 7.16. Pukotina u zavaru [8]

U sklopu ovog poglavlja odradit će se numerička analiza jedne od pukotina koja se javlja na zavaru između cilindričnog plašta i dovoda fluida.

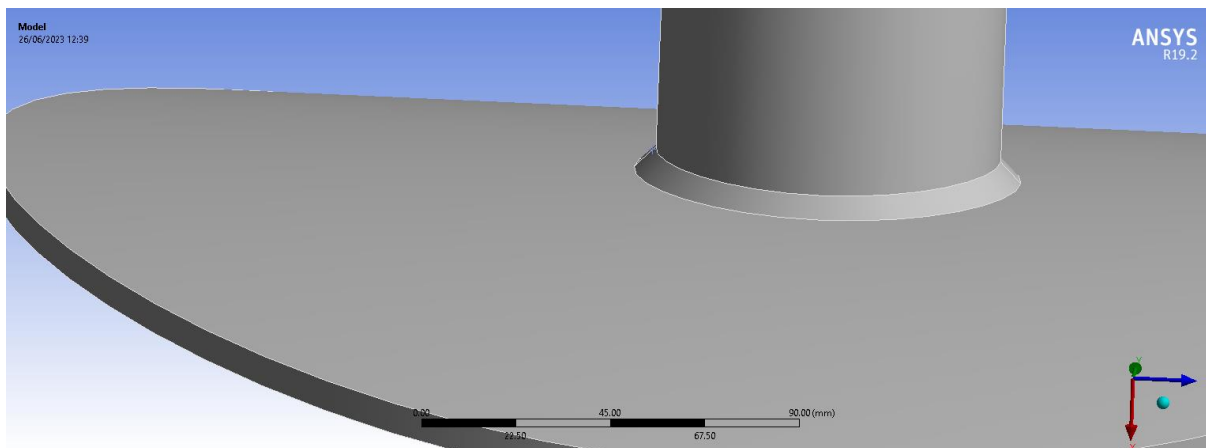
7.3.1. Numerička analiza pukotine u zavaru

Za potrebe ove analize napravljen je lokalni model dovoda fluida. Lokalni model je prikazan na slici 7.17.

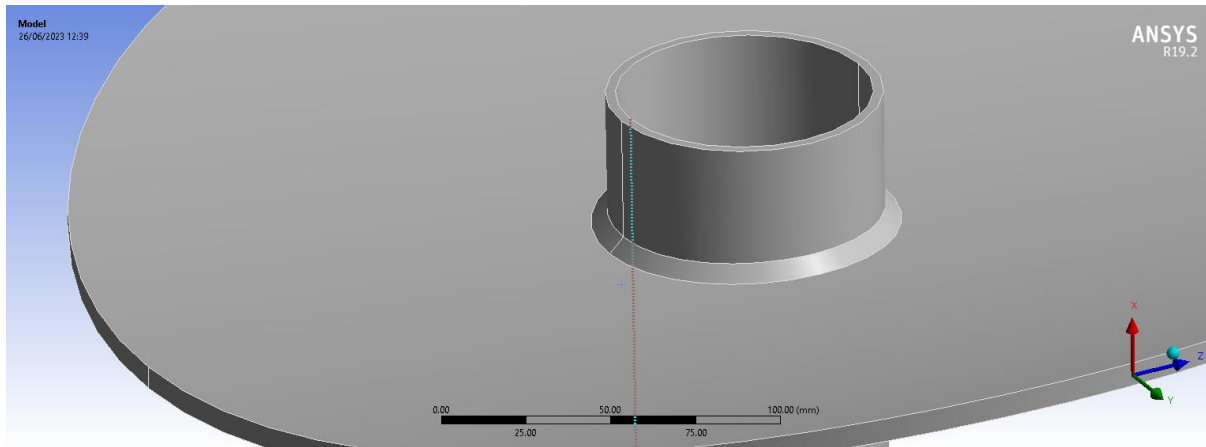


Slika 7.17. Lokalni model dovoda fluida

S obzirom da promatramo utjecaj pukotine na zavaru, potrebno ih je bilo izmodelirati. Geometrijski parametri zavara definirani su prema Tablici 3.6. Detaljni prikaz zavara dan je na slikama 7.18 i 7.19.



Slika 7.18. Prikaz zavara sa vanjske strane posude pod tlakom

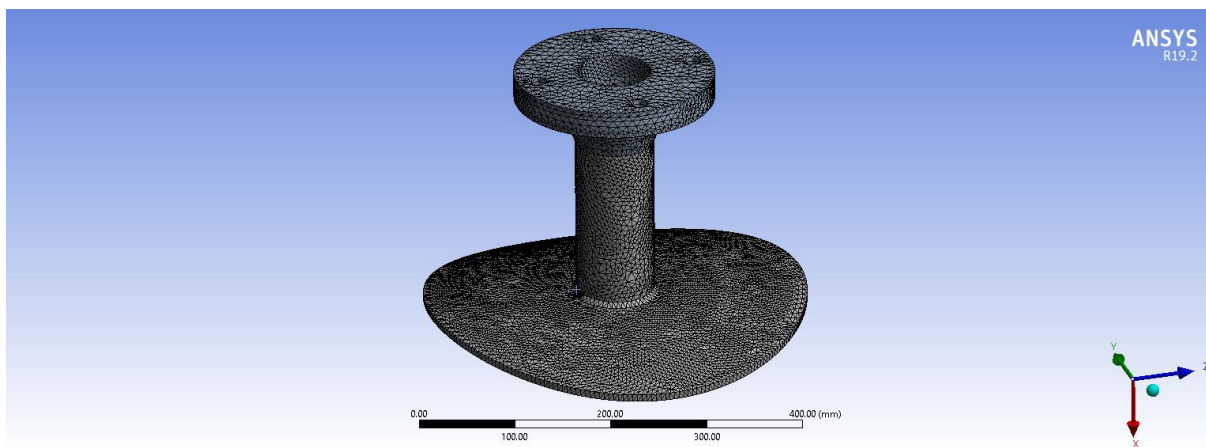


Slika 7.19. Prikaz zavora sa unutarnje strane posude pod tlakom

Zavare nije preporučljivo modelirati u globalnim modelima jer predstavljaju potencijalni konzentator naprezanja zbog oštih kuteva koji nastaju tijekom modeliranja i potrebna je gušća mreža kako bi se kvalitetno omrežili.

Za potrebe ove simulacije napravljena je parabolična tetraedarska mreža konačnih elemenata veličine 5 mm.

Prikaz omreženog modela dan je na slici 7.20.

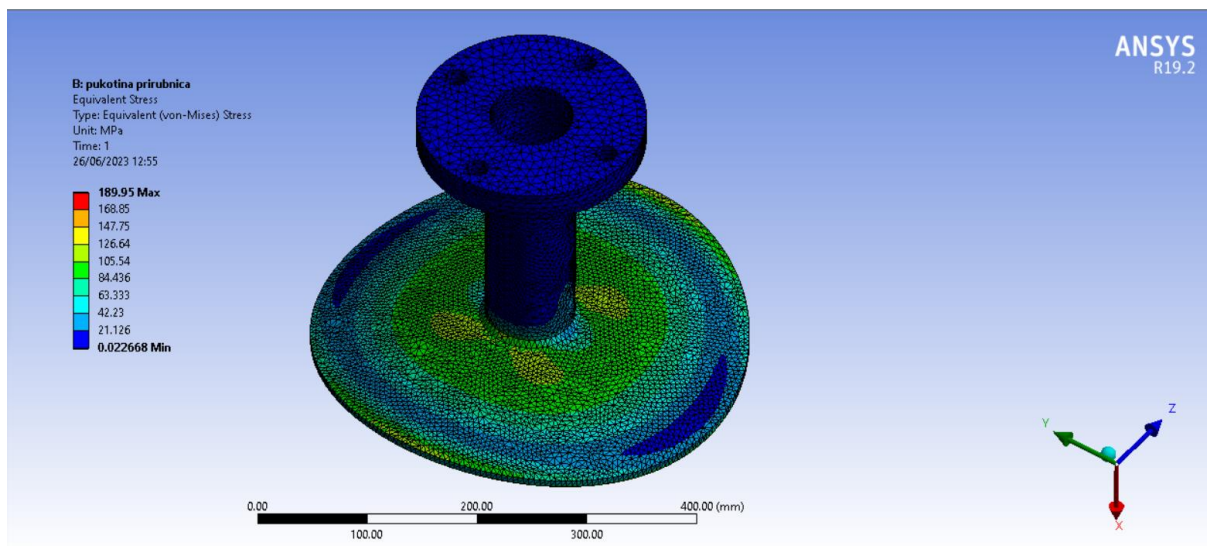


Slika 7.20. Omreženi lokalni model

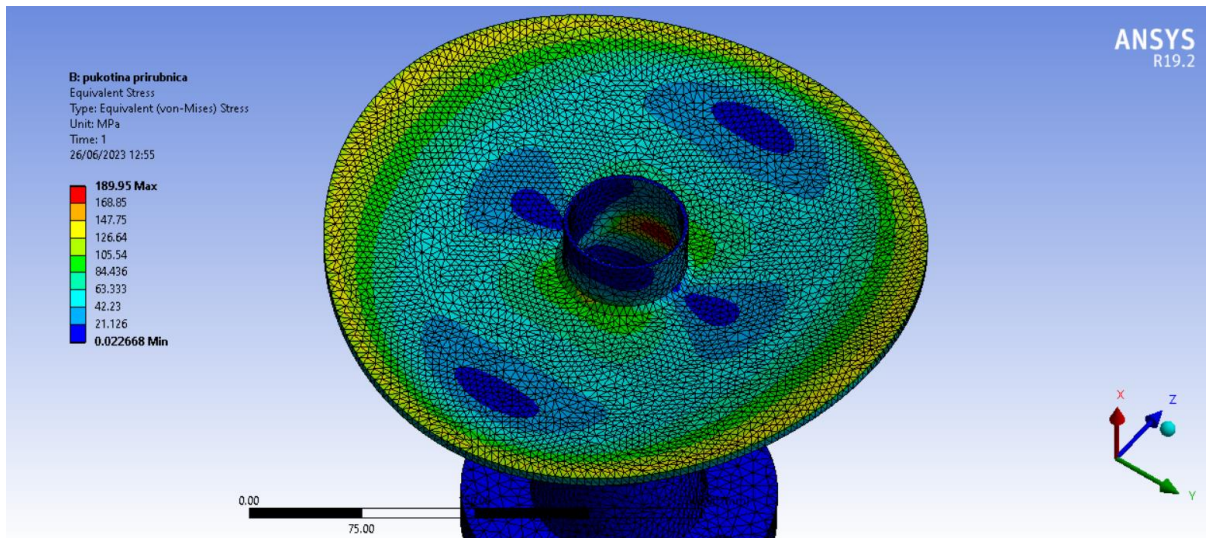
Rubni uvjeti su postavljeni kao u prethodnom poglavlju, definirana je translacija vanjskog ruba plašta čija je vrijednost uzeta iz globalnog modela. Opterećenje je definirano kao tlak od 1 MPa i nanoseno je na sve plohe koje su tlaku izložene.

S obzirom da je u prethodnom poglavlju prikazano nanošenje rubnih uvjeta i opterećenja, u ovom poglavlju taj dio je izostavljen.

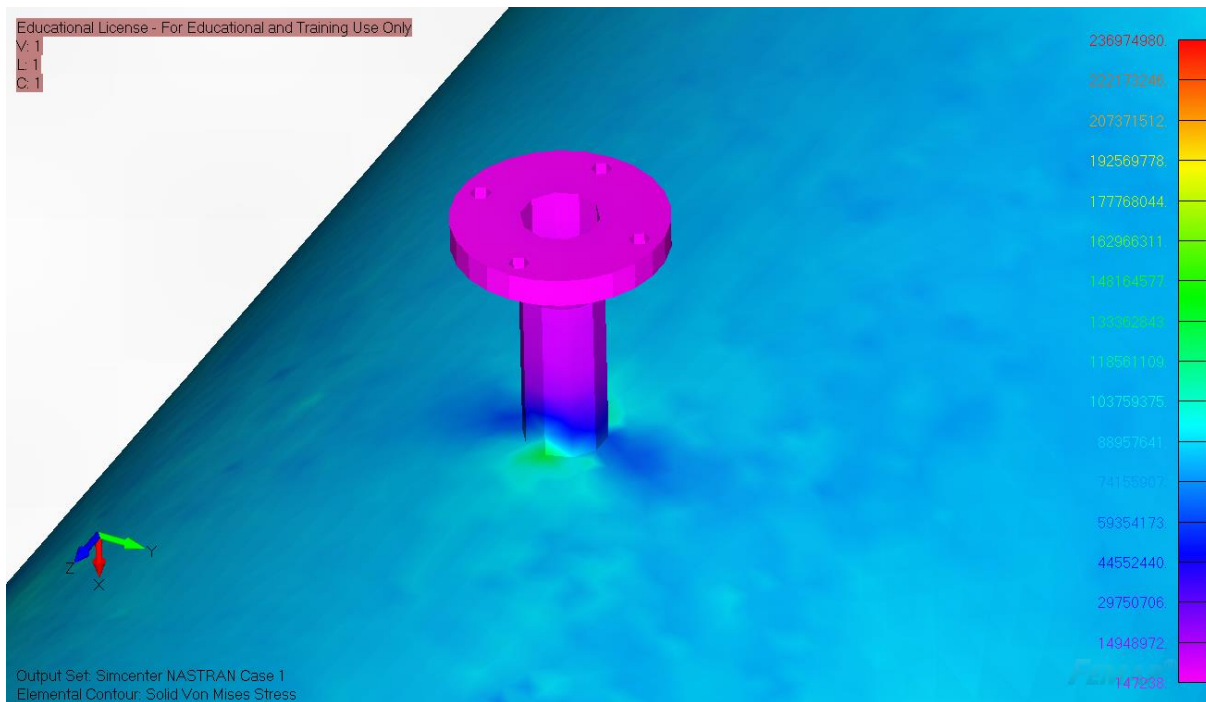
Nakon šta smo pokrenuli simulaciju možemo usporediti naprezanje prema kriteriju Von Misesa za lokalni i globalni model. Usporedba je dana na slikama 7.21 do 7.23.



Slika 7.21. Naprezanje prema Von Misesu u Ansys mechanicalu



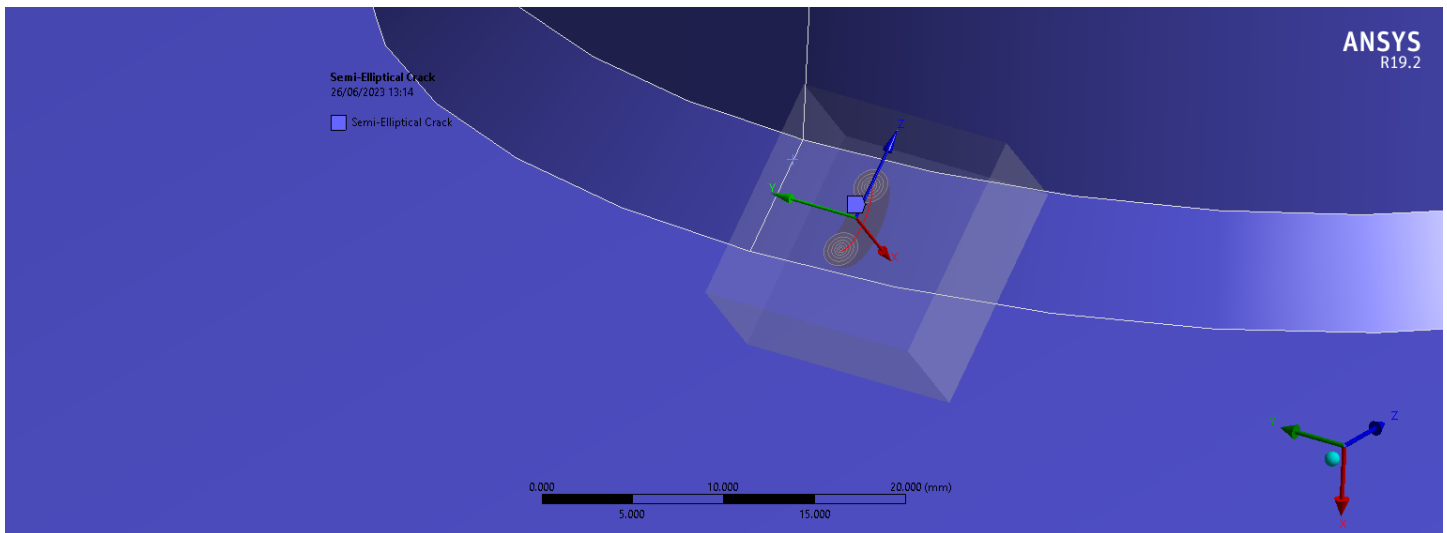
Slika 7.22. Detalj koncentracije naprezanja zbog utjecaja zavara



Slika 7.23. Naprezanje dovoda fluida u globalnom modelu

Možemo primijetiti da je naprezanje veoma slično, osim šta se zbog utjecaja zavara pojavljuje koncentracija naprezanja šta je bilo i za očekivati.

Potrebno je još definirati parametre pukotine. Pukotina će biti pozicionirana u zoni najvećeg opterećenja jer je tamo najveća šansa da dođe do njenog širenja. Pozicija pukotine prikazana je na slici 7.24, a u nastavku su dani parametri pukotine.

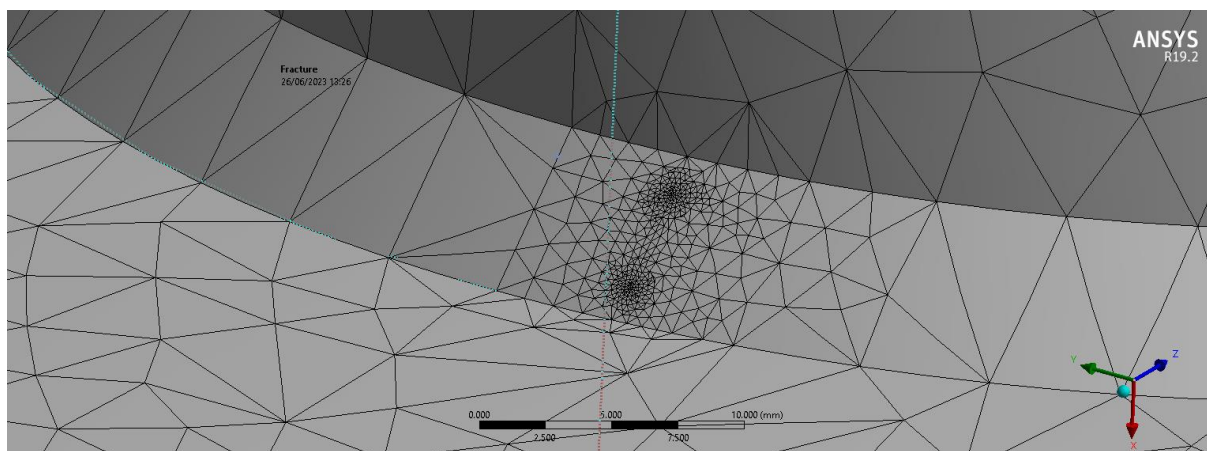


Slika 7.24. Pozicija pukotine na zavaru

Details of "Semi-Elliptical Crack"	
Scope	
Source	Analytical Crack
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Coordinate System	Coordinate System
Align with Face Normal	Yes
Project to Nearest Surface	Yes
Crack Shape	Semi-Elliptical
<input type="checkbox"/> --Major Radius	2. mm
<input type="checkbox"/> --Minor Radius	1. mm
Mesh Method	Tetrahedrons
<input type="checkbox"/> Largest Contour Radius	1. mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)
<input type="checkbox"/> Front Element Size	Default (0.10071 mm)
<input type="checkbox"/> Mesh Contours	6
<input type="checkbox"/> Solution Contours	Match Mesh Contours
Suppressed	No

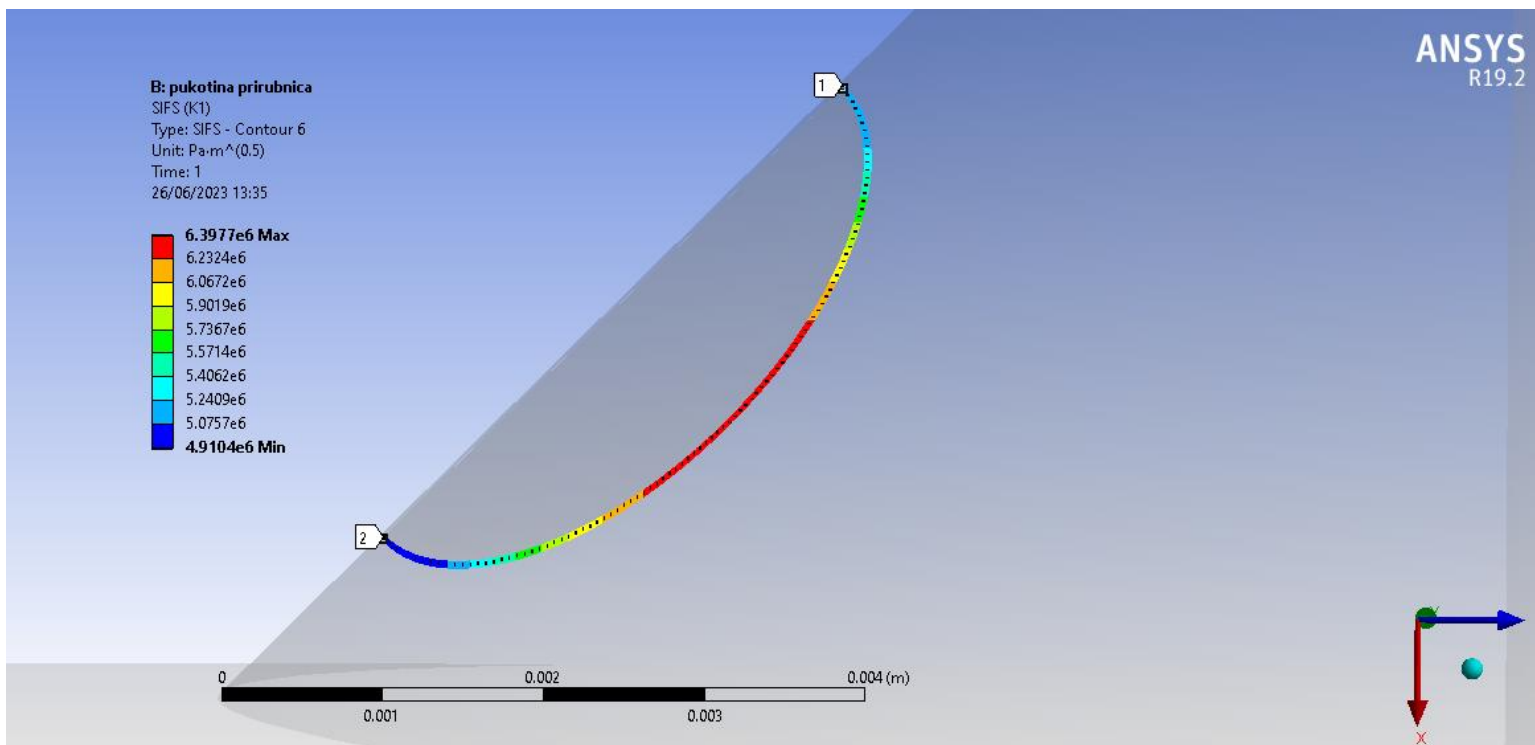
Slika 7.25. Parametri pukotine

Nakon šta je pukotina definirana potrebno ju je omrežiti. Prikaz omrežene pukotine dan je u nastavku.

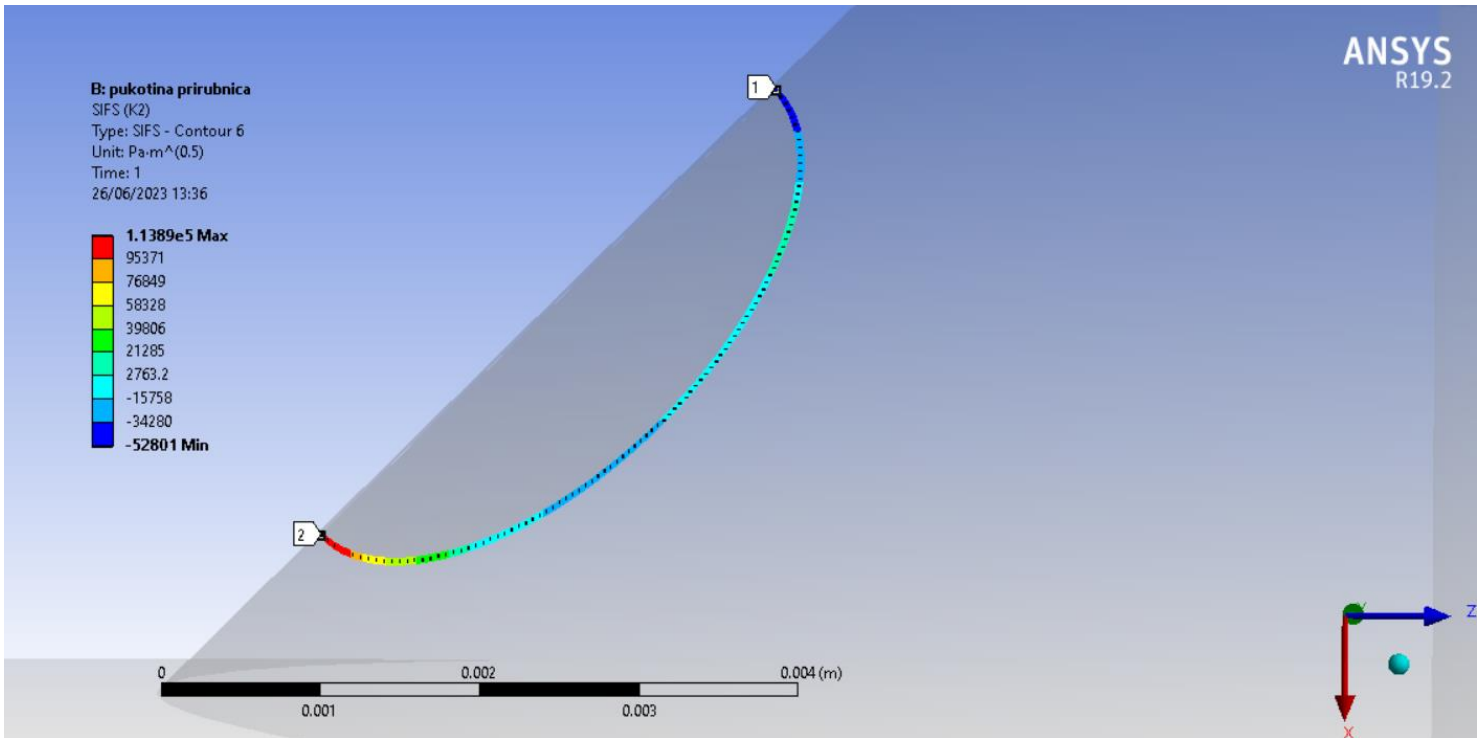


Slika 7.26. Omrežena pukotina

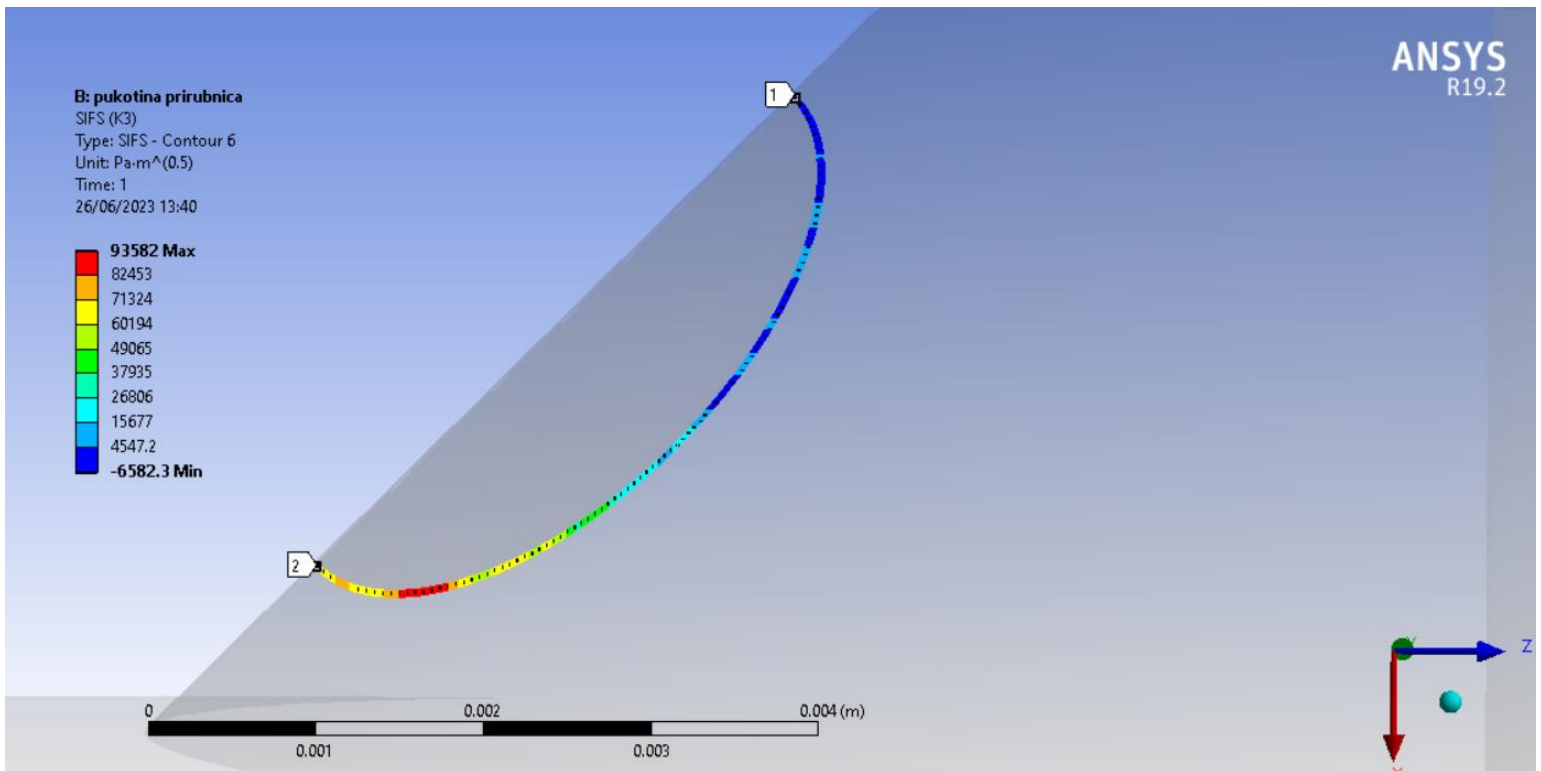
U sklopu rezultata bit će prikazana sva tri moda faktora intenziteta naprežanja pukotine (slike 7.27 do 7.30).



Slika 7.27. Prvi mod faktora intenziteta naprežanja



Slika 7.28. Drugi mod faktora intenziteta naprezanja



Slika 7.29. Treći mod faktora intenziteta naprezanja

Možemo primijetiti da je pri mod daleko veći od preostala dva. Prikaz vrijednosti dan je u tablici 7.2.

Tablica 7.2. Faktor intenziteta naprezanja za pukotinu

Parametri pukotine (mm)	K_I , (MPa \sqrt{m})	K_{II} , (MPa \sqrt{m})	K_{III} , (MPa \sqrt{m})
c = 2, a = 1	6,4	1,1	0,94

S obzirom na dobivene rezultate možemo zaključiti da pukotina nije opasna i da pri radnom stanju posude pod tlakom do daljnjeg širenja pukotine neće doći.

8. UTJECAJ ZAMORA NA PRIKLJUČAK DOVODA FLUIDA

Termin zamor materijala odnosi se na postepenu degradaciju i u konačnosti otkazivanje mehaničke komponente ili konstrukcije pod utjecajem opterećenja koje je ovisno o vremenu. Sa inženjerskog stajališta, problem zamora je naočigled riješen s obzirom da je broj katastrofalnih nesreća koje su uzrokovane zamorom veoma mali. Unatoč tome, manja zamorna oštećenja konstrukcija i mehaničkih komponenti su još uvijek veoma česta i uzrokuju veliku količinu izgubljenog novca i vremena. Takve tipove zamora veoma je teško prepoznati ukoliko inspekcija nije vršena od strane stručnjaka.

Za slučaj posuda pod tlakom, utjecaj zamora je teško pretpostaviti s obzirom da sama konstrukcija nije konstantno izložena cikličkom opterećenju. U većini slučajeva, radi se o procesu punjenja i pražnjenja posude odabranim radnim medijem. Također, u takvim slučajevima najviše su zamoru izloženi cijevni priključci dovoda i odvoda fluida.

Nadalje, s obzirom da se posude pod tlakom smatraju opasnim konstrukcijama, obavezno je provoditi redovite periodičke preglede. U Republici Hrvatskoj 2017. godine izdan je pravilnik o pregledima i ispitivanju opreme pod tlakom. Prema pravilniku kroz radni vijek posude pod tlakom vrše se tri različita testa:

- Vanjski pregled
- Unutarnji pregled
- Ispitivanje tlakom (tlačna proba)

S obzirom na kategoriju tlačne posude dana je smjernica koliko redovno je potrebno izvršiti određenu vrstu pregleda. Tablica s vremenskim periodom inspekcije za različite kategorija posuda pod tlakom dana je na slici 8.1.

DODATAK III.
ROKOVI REDOVNIH PERIODIČKIH PREGLEDA

Br.	Opreme pod tlakom visoke razine opasnosti	Vanjski pregled	Unutarnji pregled	Tlačna proba
1	Dijagram 1, Dodatak I	2 godine	6 godina	10 godina
2	Dijagram 2, Dodatak I	2 godine	6 godina	10 godina
3	Dijagram 3, Dodatak I	2 godine	6 godina	10 godina
4	Dijagram 4, Dodatak I	2 godine	6 godina	10 godina
5	Dijagram 5, Dodatak I	1 godina	3 godine	9 godina
6	Dijagram 6, Dodatak I	5 godina		10 godina
7	Dijagram 7, Dodatak I	5 godina		10 godina
8	Dijagram 8, Dodatak I	5 godina		10 godina
9	Dijagram 9, Dodatak I	5 godina		10 godina

Slika 8.1. Vrijeme redovnih periodičkih pregleda posuda pod tlakom u RH [9]

U slučaju posude pod tlakom, koja je promatrana u sklopu ovog diplomskog rada, u PVElite softveru definiran je radni vijek od 100000 sati uz potrebno obavljanje redovne inspekcije, te je softver tijekom proračuna to uzeo u obzir.

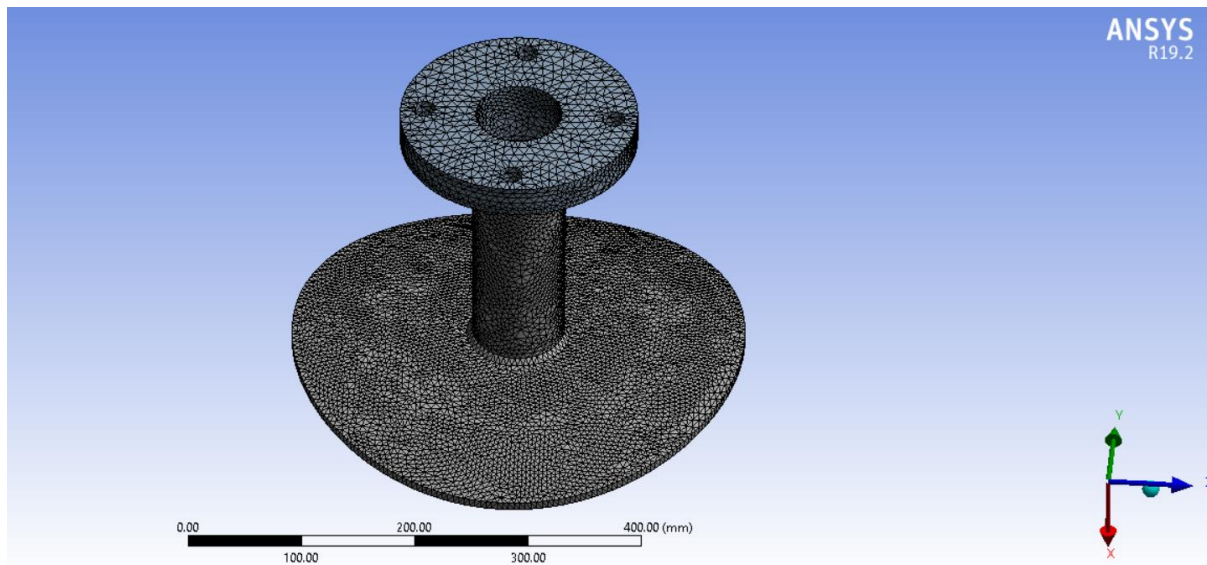
EN Allowable Stresses are Hydrotest Allowables	
Fabrication Tolerance Quality Class	Class C (Normal) ▼
Design Lifetime in Hours	100000
Is the Vessel Monitored during it's Lifetime	Yes ▼

Slika 8.2. Postavke radnog vijeka posude pod tlakom unutar PVElite softvera

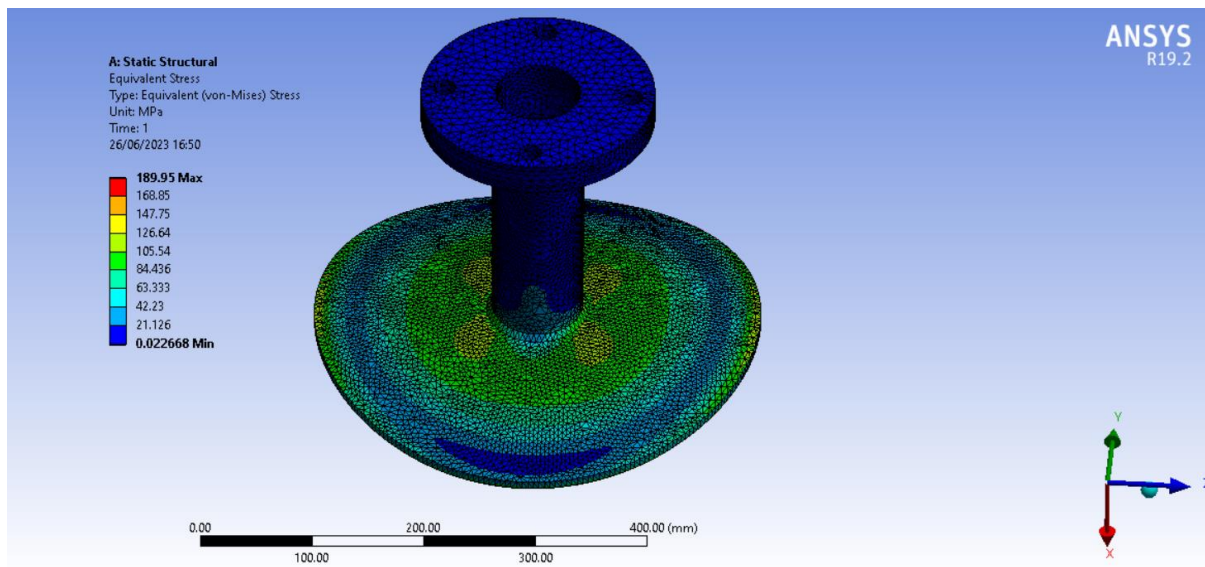
U sklopu ovog poglavlja odradit će se analiza zamora dovoda fluida posude pod tlakom pri čemu će zavari biti modelirani i uzeti u obzir tijekom analize. Analiza će biti izvršena pomoću softverskog paketa Ansys mechanical.

8.1. Numerička analiza zamora priključka za dovod fluida

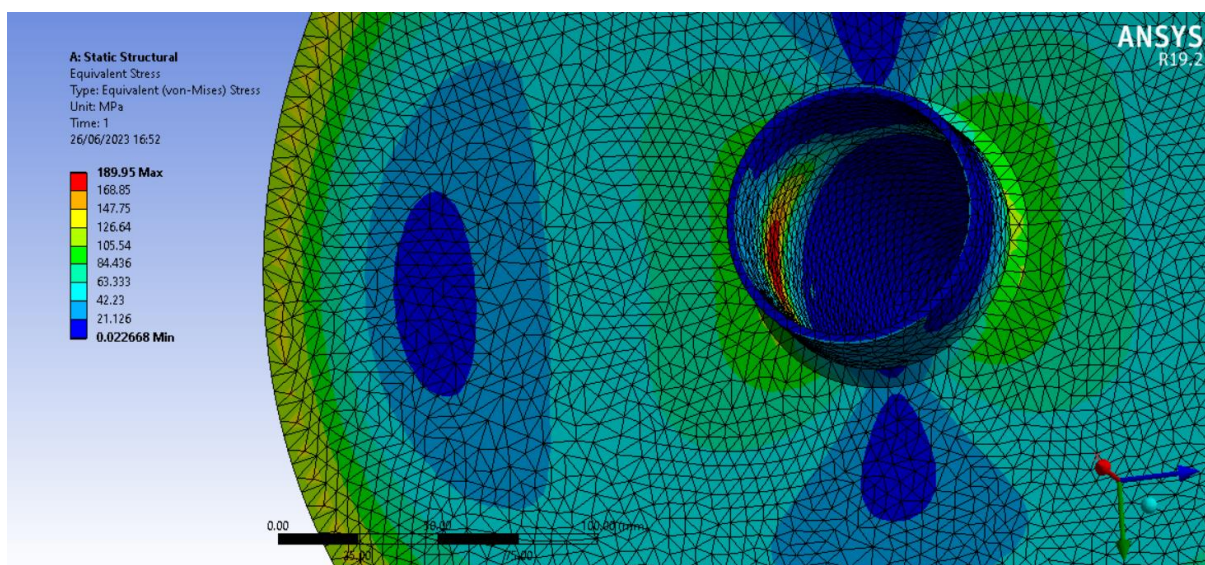
Kao u prethodnom poglavlju koristi se lokalni model priključka za dovod fluida. S obzirom da su rubni uvjeti i opterećenje jednaki, u nastavku će samo biti prikazana mreža konačnih elemenata i rezultat u obliku ukupnog naprezanja prema teoriji Von Misesa.



Slika 8.3. Mreža konačnih elemenata



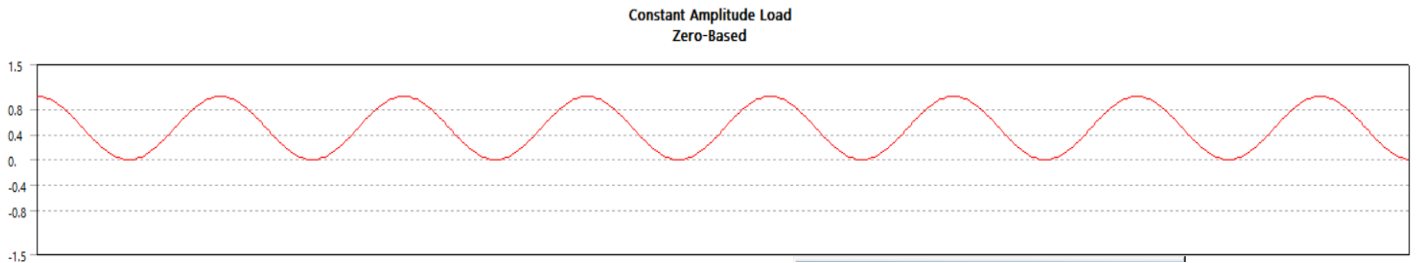
Slika 8.4. Ukupno naprežanje prema teoriji Von Misesa



Slika 8.5. Detalj koncentracije naprežanja zbog utjecaja zavara

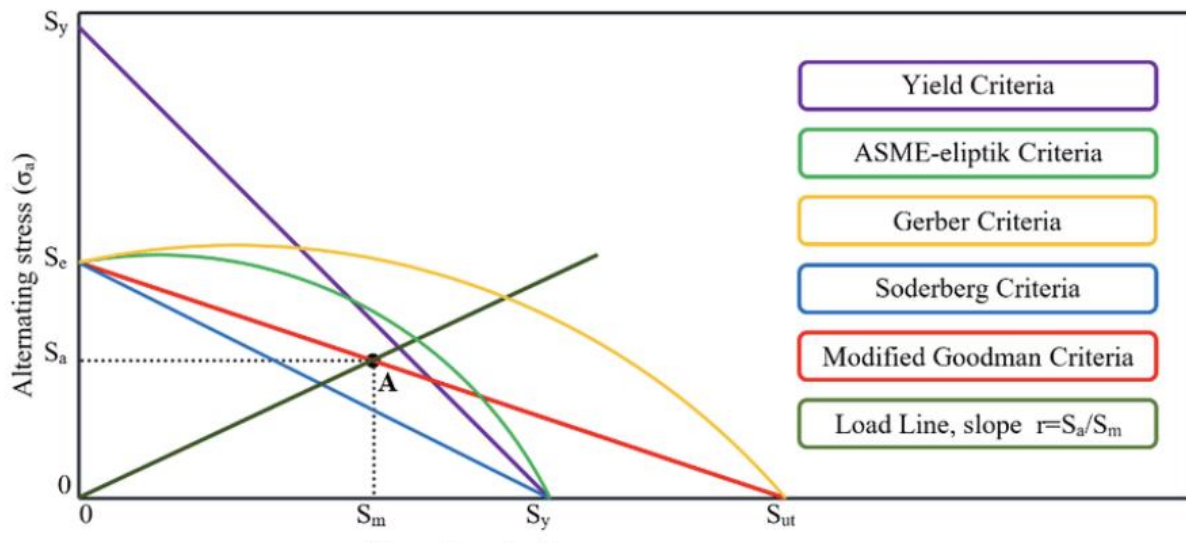
Maksimalno naprežanje koje se javlja u lokalnom modelu iznosi 189.95 MPa i javlja se zbog utjecaja geometrije zavara. Kako bi dobili analizu zamora, potrebno je ubaciti *Fatigue tool*. Unutar njega odabiremo sve parametre koji su potrebni kako bi odradili analizu zamora.

Cikličko opterećenje je definirano procesom punjenja i pražnjenja, odnosno promatramo stanja posude pod tlakom kada je puna, odnosno prazna.



Slika 8.6. Definicija tipa cikličkog opterećenja

Kako bi mogli dobiti faktor sigurnosti konstrukcije, potrebno je odabrati teoriju dinamičke izdržljivosti prema kojoj će softver izračunati već spomenuti faktor sigurnosti. Neke od metoda su sljedeće: Goodman, Gerber, Soderberg, ASME Elliptical, itd. U nastavku dan je graf gdje su prikazane krivulje za sve navedene teorije.

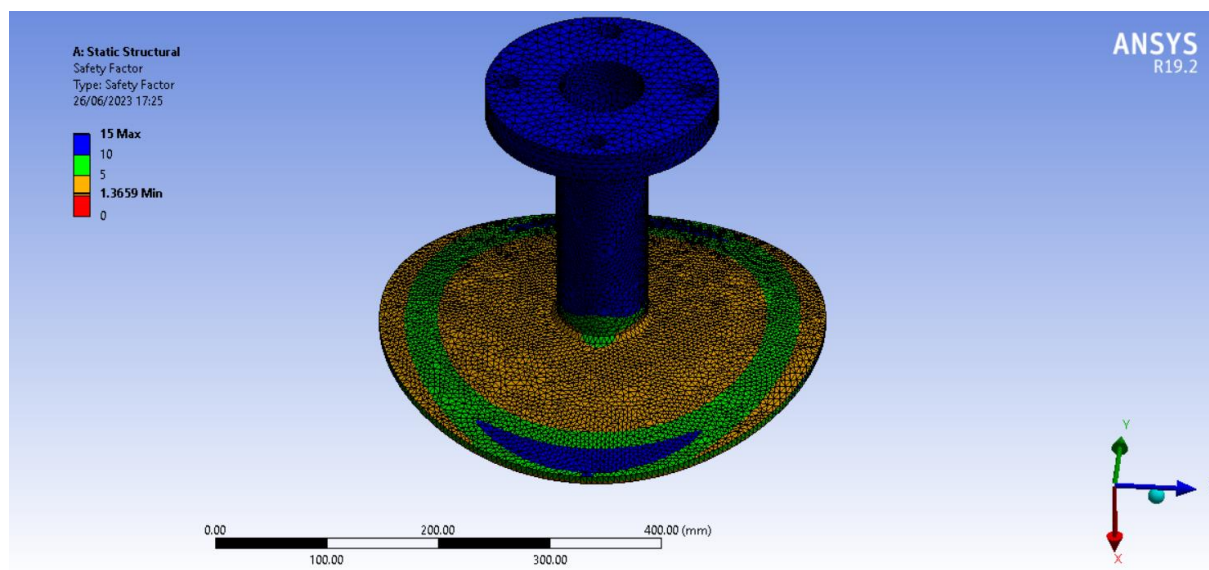


Slika 8.7. Kriteriji dinamičke izdržljivosti [10]

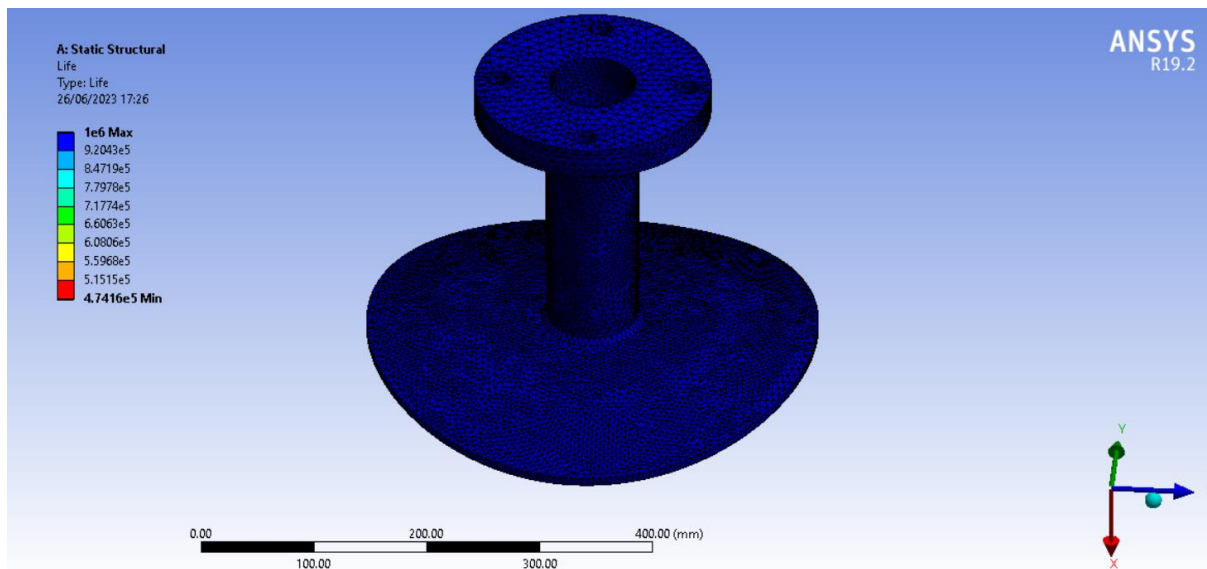
Kao kriterij odabrao sam Gerberovu teoriju. Gerberova linija se dobije tako da se na horizontalnoj osi definira vlačna čvrstoća materijala, a na vertikalnoj osi zamorna čvrstoća materijala. Laboratorijska ispitivanja su pokazala da su teorije čije su krivulje linearne previše konzervativne

i da krivulje koje su eliptičnog oblika više odgovaraju dobivenim eksperimentalnim podacima [11].

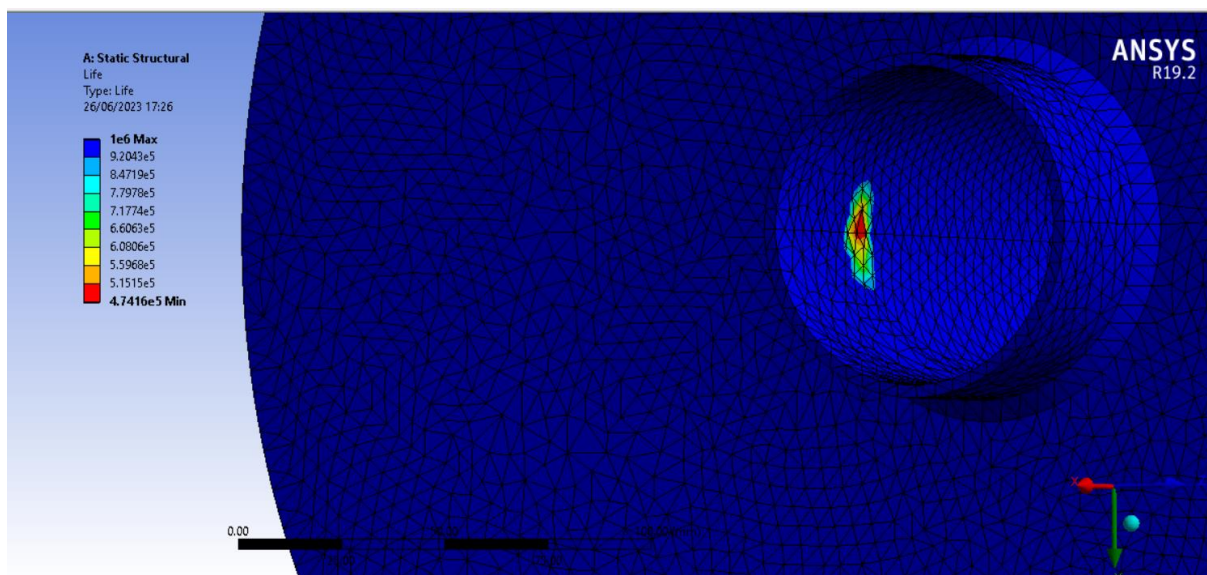
Nakon šta smo sve definirali možemo pokrenuti analizu i prikazati konture životnog vijeka konstrukcije i sigurnosnog faktora.



Slika 8.8. Faktor sigurnosti konstrukcije



Slika 8.9. Životni vijek izražen u ciklusima naprezanja



Slika 8.10. Detalj gdje se javlja smanjena trajnost konstrukcije zbog utjecaja zavara

Možemo zaključiti prema rezultatima koji su prikazani na slikama od 8.8 do 8.10 da je promatrani dio posude pod tlakom veoma otporan na zamor i da može podnijeti predviđeni radni vijek.

9. ZAKLJUČAK

Upotrebom numeričke analize moguće je veoma brzo odrediti naprezanja i deformacije koja se javljaju u posudi pod tlakom. Također, možemo raditi napredne simulacije pojave pukotina i zamora materijala koje je veoma teško provjeriti analitičkim putem kada se radi o složenijim konstrukcijama.

Iako su numerička rješenja danas veoma razvijena, sve proračune potrebno je potvrditi eksperimentalnim ili analitičkim putem kako bi osigurali sigurnost dizajnirane konstrukcije. Još uvijek nismo u mogućnosti potpuno se pouzdati u numerička rješenja zbog potencijalnih grešaka koje se mogu javiti, ali i ljudske greške koja se može pojaviti tijekom izrade simulacije.

Moderni softveri poput PVElite koji se baziraju potpuno na standardima jedan su od načina da izbacimo dio analitičkog postupka iz procesa dizajniranja i konstruiranja. Takav pristup numeričkim analizama je puno pouzdaniji jer se temelji na provjerenim analitičkim izrazima koje je moguće provjeriti.

Danas, u modernom industrijskom dobu, računalna tehnologija je postala neizostavni dio svakog konstrukcijskog procesa. Razvoj umjetnih inteligencija još će više povećati točnost samih programa i sustava za analizu, ali za inženjera će analitička i ekperimentalno dobivena rješenja uvijek imati prednost pri donošenju konačnih odluka tijekom dizajna konstrukcije.

10. LITERATURA

- [1] MVAventures, <https://mvaventures.com/2023/02/09/will-green-ammonia-overtake-green-hydrogen/> 26.06.2023
- [2] MAN Energy Solutions, <https://www.man-es.com/discover/two-stroke-ammonia-engine/green-ammonia-production> 18.06.2023.
- [3] BBC, <https://www.bbc.com/news/business-54511743> 18.06.2023
- [4] EN 13445-3:2009
- [5] Dowling, N. E.; Kampe, S. L.; Kral, M. V.: “Mechanical Behavior of Materials”
- [6] Stress intensity factor for a semi-elliptical rail head crack under traction, https://www.researchgate.net/figure/Semi-elliptical-crack-in-ANSYS_fig2_327785642, 01.07.2023
- [7] Richard, H. A.; Sander, M.: “Fatigue Crack Growth Detect-Assess-Avoid“, Springer, 2012.
- [8] RapidDirect, <https://www.rapiddirect.com/blog/types-of-welding-defects/> 26.06.2023
- [9] Pravilnik o pregledima i ispitivanju opreme pod tlakom, [Pravilnik o pregledima i ispitivanju opreme pod tlakom \(nn.hr\)](#) 26.06.2023
- [10] Effect of Variable-Repetitive Load Ratio on Fatigue Behaviour of Notched Beam, [Fatigue damage criteria In this study, Gerber Damage Criteria is... | Download Scientific Diagram \(researchgate.net\)](#) 26.06.2023
- [11] Budynas, R. G.; Nisbett, J.K.: Shigley’s. 2015. Mechanical Engineering Design. 10 Ed., McGraw-Hill Education, New York, 2015.

11. POPIS OZNAKA

p – projektni tlak, [bar]

V – volumen posude, [m³]

P_t – testni hidrostatski tlak, [bar]

E – Youngov modul elastičnosti, [GPa]

ν – Poissonov koeficijent

R_m – vlačna čvrstoća, [MPa]

$R_{p0.2}$ – naprezanje pri kojem nastane trajna plastična deformacija od 0.2%, [MPa]

$R_{p1.0}$ – naprezanje pri kojem nastane trajna plastična deformacija od 1%, [MPa]

f_d – proračunsko dopušteno naprezanje, [MPa]

f_{test} – dopušteno naprezanje tijekom hidrostatskog testa, [MPa]

e – debljina stijenke, [mm]

D_i – unutarnji promjer cilindričnog plašta, [mm]

D_e – vanjski promjer cilindričnog plašta, [mm]

L – duljina cilindričnog plašta, [mm]

z – koeficijent zavara

σ_e – nominalna granica elastičnosti, [MPa]

P_y – točka naprezanja tečenja, [MPa]

P_m – elastični tlak nestabilnosti, [MPa]

R – unutarnji polumjer sferičnog dijela torisferičnog dna, [mm]

r – unutarnji polumjer torusnog dijela torisferičnog dna, [mm]

h – unutarnja dubina torisferičnog dna, [mm]

e_s – potrebna debljina torusnog dijela kako bi se spriječilo izvijanje, [mm]

e_b – potrebna debljina za ograničavanje membranskog dijela u središnjem dijelu, [mm]

e_y – potrebna debljina torusnog dijela za spriječiti aksisimetrično popuštanje, [mm]

S_{ma} – aksijalno naprezanje najdalje od neutralne osi, [MPa]

S_{va} – aksijalno naprezanje najbliže neutralnoj osi, [MPa]

S_a – dopušteno aksijalno naprezanje za jednu nogu, [MPa]

S – savijanje na dnu noge, [MPa]

S_b – dopušteno savijanje, [MPa]

m – masa, [kg]

T – temperatura, [°C]

K_{Ic} – ravninska žilavost materijala na lom, [MPa \sqrt{m}]

σ_t – maksimalno normalno naprezanje koje se javlja u plaštu, [MPa]

K_I – faktor intenziteta naprezanja za odcijepni mod pukotine, [MPa \sqrt{m}]

K_{II} – faktor intenziteta naprezanja za smični mod pukotine, [MPa \sqrt{m}]

K_{III} – faktor intenziteta naprezanja za vijčani mod pukotine, [MPa \sqrt{m}]

Y_I – geometrijski faktor pukotine

a – manji radijus elipse, [mm]

c – veći radijus elipse, [mm]

12. SAŽETAK

Kroz ovaj diplomski rad prikazan je proces dizajniranja posude pod tlakom prema normi EN 13445 koristeći računalni program PVElite. Nakon odrađenog proračuna, napravljena je numerička analiza posude pod tlakom metodom konačnih elemenata u programskom paketu Femap. Ispitan je utjecaj površinskih pukotina na cilindričnom plaštu i zavaru dovoda fluida. Provjeren je utjecaj zamora na dovod fluida posude pod tlakom.

Ključne riječi: posuda pod tlakom, tlak, inspekcijski otvor, prirubnica, metoda konačnih elemenata, numerička analiza, naprezanje materijala, pukotina, zamor materijala, SolidWorks, Ansys, Femap, PVElite.

13. ABSTRACT

This master thesis presents the process of designing a pressure vessel according to the EN 13445 standard using the computer program PVElite. After performing the calculations, a numerical analysis of the pressure vessel was conducted using the finite element method in the Femap software package. The influence of surface cracks on the cylindrical shell and the weld of the fluid inlet was examined. The impact of fatigue on the fluid inlet of pressure vessel was also investigated.

Key words: pressure vessel, pressure, inspection opening, flange, finite element method, numerical analysis, material stress, crack, material fatigue, SolidWorks, Ansys, Femap, PVElite.