

NUMERIČKA ANALIZA NAPONSKOG STANJA POSUDE POD PRITISKOM ZA SKLADIŠTENJE PIVA

S. Putić¹, M. Rakin¹, S. Bošnjak², P. Stajčić¹

¹ Tehnološko-metalurški fakultet, Beograd

² Mašinski fakultet, Beograd

Izvod

Posude pod pritiskom su u eksploataciji izložene nepovoljnim radnim uslovima koji prouzrokuju veoma visoke napone. U okviru ovog rada prikazan je proračun svih elementata vertikalne cilindrične posude pod pritiskom za skladištenje piva koja se trenutno nalazi u eksploataciji koji mogu uticati na siguran rad i ispitivanje (omotač, danca, ojačanja otvora, prirubnice i prirubnički spojevi). Proračun naponskog stanja je urađen prema odgovarajućim standardima i pravilnicima o posudama pod pritiskom. Dodatak ovakvom proračunu kao i doprinos ovog rada predstavlja proračun primenom metode konačnih elemenata korišćenjem konačnog elementa tipa tanke ljsuke. Dobijeni rezultati i njihova analiza omogućavaju sveobuhvatni pristup oceni sigurnosti posude u eksploataciji.

Ključne reči: Posuda pod pritiskom, proračun, metoda konačnih elemenata

UVODNA RAZMATRANJA

Posude pod pritiskom imaju veoma široku upotrebu u industriji, transportu, energetici i uglavnom se proizvode kao specifični proizvodi, konstruisani i izrađeni za određenu namenu, tj. za konkretni tehnološki proces, odnosno konkretne radne uslove: pritisak, temperaturu, i radni medijum. Ovi faktori kao i akumulisana energija čine posude pod pritiskom potencijalno opasnim uređajima po život i zdravlje ljudi, materijalna dobra i okolinu [1, 2].

Danas se sa velikom izvesnošću može tvrditi da je sigurnost posuda pod pritiskom u eksploataciji na visokom nivou što je postignuto ugrađivanjem višegodišnjih iskustava u eksploataciji posuda u propise i standarde. Takođe razvoj materijala, tehnologije izrade i metoda kontrole u izradi i eksploataciji su značajno doprineli da se broj otkaza u eksploataciji smanji. Međutim broj otkaza posuda u eksploataciji s obzirom da su izložene nepovoljnim radnim

uslovima koji prouzrokuju visoke napone i danas predstavljaju značajan praktični problem. Sigurnost posuda pod pritiskom predstavlja kompleksan pojam, koji obuhvata niz osobina konstrukcije potrebnih za obezbeđenje njene radne sposobnosti u predviđenim radnim uslovima i roku upotrebe. Da bi se procenila sigurnost posude pod pritiskom potrebno je pored klasičnog proračuna osnovnih dimenzija konstrukcije, pravilnog izbora geometrijskog oblika i pretpostavke homogenosti materijala uzeti u obzir i niz podataka vezanih za: geometriju detalja konstrukcije, upotrebene materijale, tehnologiju izrade i eksploatacione uslove. Takođe je potrebno u proceni sigurnosti posuda pod pritiskom uzeti u obzir uticaj tehnologije izrade na izmene svojstava osnovnih materijala i definisanje položaja i veličine zona sa izmenjenim svojstvima, tj. kritičnih područja. Da bi se procenila sigurnost zavarene konstrukcije treba poznavati svojstva materijala u kritičnim područjima i njihovo ponašanje u stvarnim uslovima eksploatacije i proračun i postupak izrade, odnosno sigurnost podesiti prema ovom najslabijem mestu. Prema tome, svaka posuda u zavisnosti od namene zahteva proračun svih elemenata koji utiču na njenu sigurnost [3].

U ovom radu je razmatrana posuda koja služi za skladištenje piva (sl.1) i koja se trenutno nalazi u eksploataciji. Kontrolnim proračunom čvrstoće prema važećim standardima [4-7] provereni su svi elementi konstrukcije, a nakon toga, kao doprinos, a ujedno i provera i poređenje proračuna izvedena je i numerička analiza naponskog stanja metodom konačnih elemenata. Time se došlo do potvrde o obezbeđenosti tehničkih uslova i zahteva koji su morali biti ispunjeni pri proizvodnji, montaži i upotrebi, a u pogledu konstrukcije, izrade i sigurnosti.

Tabela 1. Opšti podaci posude

Vrsta posude:	PRIHVATNI SPREMNIK ZA PIVO		
Tip posude:	PSP	Standard:	JUS
Izvođenje:	Vertikalna	-	
Zapremina (m ³)	21,0	Klasa posude:	IV

Tabela 2. Materijali elemenata posude:

Cilindrični omotač	Č.4574	Prirubnice	Č.4574
Ispupčena danca	Č.4574	Cevni priključci	Č.4574
Ravna danca-ploče	Č.4574	Oslonci	Č.4580
Vijci	4.6	Zaptivači	Guma

Tabela 3. Tehničke karakteristike posude:

Radni prostor		OMOTAČ
Pritisak	Radni (bar)	2,0
	Proračunski (bar)	2,0
Temperatura	Radna (°C)	5,0
	Proračunska (°C)	5,0
Zapremina radnog prostora (m ³)		21,0
Radni medijum (-)		Bistro pivo
Proračunski prečnik (mm)		Ø2000
Dužina (visina) (mm)		7060
Dodatak na koroziju (mm)		0,0

Tabela 4. Merno sigurnosna oprema posude:

Ventil sigurnosti	DN25NP6
Manometar	0 ÷ 6 bar

Proračun debljine cilindričnog omotača posude izloženog dejstvu unutrašnjeg pritiska

Prema JUS M.E2.253 i uslova pod kojim važi proračun ($D_s/D_u < 1,2$), izračunata je minimalna potrebna debljina zida:

$$s = \frac{p \cdot D_s}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 = 1,85 \text{ mm}$$

Usvojena je debljina omotača $s_e = 3 \text{ mm}$, a u skladu sa odgovarajućim standardnim vrednostima.

Tabela 5. Polazni i usvojeni podaci:

Spoljašnji prečnik cilindričnog omotača	$D_s=2000$ mm
Unutrašnji prečnik cilindričnog omotača,	$D_u=1994$ mm
Proračunski pritisak (maksimalno dozvoljeni radni pritisak)	$p=2,0$ bar
Proračunska čvrstoća (min. napon na granici tečenja za prorač.temper.)	$K=202$ MPa
Stepen sigurnosti u odnosu na napon na granici tečenja	$S=1,50$
Koeficijent valjanosti zavarenog spoja	$v=0,80$
Dodatak za dozvoljeno odstupanje dimenzija materijala	$c_1=0,00$ mm
Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i habanjem	$c_2=0,00$ mm
Čvrstoća materijala cevnog priključka i ojačavanja u obliku ploče	$K_I=202$ MPa
Unutrašnji poluprečnik kalote danca	$R=1600$ mm
Prečnik rupe za vijke	$d_L=22$ mm
Modul elastičnosti materijala danca za proračunsku temperaturu	$E=206$ GPa
Prečnik podeonog kruga vijaka	$d_i=495$ mm
Unutrašnji prečnik prirubnice	$d_u'=413$ mm
Debljina zida grla	$s_I=3$ mm
Srednji prečnik zaptivača	$d_D=447$ mm
Stepen sigurnosti materijala pri probnoj temperaturi	$S_I=1,1$
Proračunska čvrstoća materijala pri temperaturi od 20°C	$K_{20}=202$ MPa
Prema tabeli, za radno stanje se uzimaju vrednosti za gasove i pare	$k_0 \cdot K_D=40$
Proračunska čvrstoća materijala vijka za radnu temperaturu	$K_I=240$ MPa
Broj vijaka	$n=16$
Konstanta za izvedene nelegirajuće površine spojnih delova	$\varphi=0,75$
Unutrašnji prečnik izreza, priključka odnosno cevi na okrugloj ploči	$d_m=0,00$ mm
Proračunski koeficijent neankerisanih okruglih ploča	$C_I=0,53$
Stepen sigurnosti kod zaptivača	$S_D=1,2$
Karakteristika zaptivača za radno stanje	$k_I=10$
Debljina zida cevnog priključka	$s_s=3$ mm
Dodatak na smanjenje debljine zida priključka	$c_{1s}=0,00$ mm
Dodatak na koroziju i habanje cevnog priključka	$c_{2s}=0,00$ mm
Visina oboda prirubnice	$h_F'=12$ mm
Unutrašnji prečnik cevnog priključka	$d_u=413$ mm
Stepen sigurnosti za radno stanje	$S'=1,8$
Spoljašnji prečnik prirubnice	$d_s=540$ mm

Veličina izreza na cilindričnom omotaču koji nije potrebno ojačavati

Prema JUS M.E2.256, i oblasti primene standarda $[0,002 < (s_e - c_1 - c_2) / D_s < 0,1]$, određen je koeficijent oslabljenja zavarenog spoja za usvojenu debljinu zida cilindra $v=0,494$, na osnovu kojeg je sa odgovarajućih dijagrama, a prema navedenom standardu, određena maksimalna vrednosti izreza na omotaču koji nije potrebno ojačavati, $d_{umax}=157,89$ mm. S obzirom na veću vrednost prečnika postojećeg otvora, izveden je proračun debljine ojačanja na mestu izreza.

Izrezi na cilindričnom omotaču posude

Prema JUS M.E2.256 i provere uslova čvrstoće nosećih površina koji je zadovoljio, određen je koeficijent oslabljenja izrezom, $v_A=0,42$ i izračunata je minimalna potrebna debljina zida cilindričnog omotača na mestu izreza:

$$s = \frac{p \cdot D_s}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_A + p} + c_1 + c_2 = 3,49 \text{ mm}$$

Usvojena vrednost debljine zida omotača na mestu izreza iznosi $s_A=6$ mm.

Torisferično dance suda

Prema JUS M.E2.252 i oblasti primene standarda $[0,001 < (s_e - c_1 - c_2) / D_s < 0,1]$ određen je proračunski koeficijent $\beta=3,11$ i pomoću njega potrebne debljine torusnog dela danca s_t (rub danca) i kalote danca (bez otvora) s_k :

$$s_t = \frac{p \cdot D_s \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v'} + c_1 + c_2 = 2,39 \text{ mm}$$

$$s_k = \frac{2 \cdot p \cdot R}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v' + p} + c_1 + c_2 = 1,19 \text{ mm}$$

Usvojene su vrednosti: $s_t=3$ mm i $s_k=3$ mm.

Proverom danca na elastično ulubljivanje pod unutrašnjim pritiskom izračunata je vrednost pritiska ulubljenja $p_b=3,81$ bar i ustanovljeno da je ona veća od minimalne vrednosti pritiska pri kome ne dolazi do ulubljivanja u radnim uslovima ($p_B > 1,5 \cdot p = 3,0$ bar), tako da je usvojena debljina danca zadovoljavajuća.

Priključak na ispupčenom dancu

Prema JUS M.E2.256 određen je koeficijent slabljenja za izrez u temenom delu danca $0,6 \cdot D_s$, $v_A=0,42$, a nakon toga i minimalna potrebna debljine kalote danca na mestu izreza s_k :

$$s_k = \frac{2 \cdot p \cdot R}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_A + p} + c_1 + c_2 = 2,82 \text{ mm}$$

Usvojena je minimalna debljina zida kalote danca na mestu izreza $s_k=3$ mm kao i potrebna dužina ojačanog dela cevnog priključka $l_s=44,16$ mm i samonoseća širina ojačavanja danca $b=77,40$ mm.

Vijci

Prema standardima JUS M.E2.257 i JUS M.E2.250 izračunate su: najmanje sile u vijku za radno $F_{SB}=34756,2$ N, ispitno $F_{SBi}=45183,09$ N i ugradno stanje $F_{DV}=56171,68$ N. Pošto je najmanja potrebna sila u vijku za ugradno stanje F_{DV} veća od najmanje potrebne sile u vijku za radno stanje F_{SB} onda se ona izračunava prema važećim standardima kao sila predhodnog pritezanja F_{DV} :

$$F_{DV}' = 0,2 \cdot F_{DV} + 0,8 \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}} = 46482,3 \text{ N}$$

Prečnik vijka za radno stanje iznosi:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S' \cdot F_{SB}}{\pi \cdot \varphi \cdot K_t \cdot n}} + c_5 = 8,26$$

pri čemu je za koeficijent c_5 usvojena vrednost od 3 mm na osnovu važećih standarda.

Prirubnica otvora za kontrolu

Prema JUS M.E2.258 izračunat je merodavni otporni moment W koji predstavlja maksimalnu vrednost od najvećih otpornih momenata za radno, $W_r=(F_{SB} \cdot S/K) \cdot a=10195 \text{ mm}^3$, ispitno $W_i=(F_{SBi} \cdot S_1/K_{20}) \cdot a=9719 \text{ mm}^3$ i ugradno stanje, $W_u=(F_{DV}' \cdot S_1/K_{20}) \cdot a_D=6088 \text{ mm}^3$, pri čemu su krakovi delovanja sila za radno i ispitno stanje, $a=(d_r-d_u'-s_1)/2=39,50$ mm i ugradno stanje $a_D=(d_r-d_D)/2=24$ mm, predhodno izračunati. Merodavni otpor u ovom slučaju je najveći otporni moment prirubnice za radno stanje ($W=W_r$) te on služi za proračun potrebne visine oboda prirubnice:

$$h_F = \sqrt{\frac{(1,42 \cdot W - Z)}{b}} = 10,62 \text{ mm}$$

pri čemu su pomoćna vrednost $Z=(d_u' + s_1) \cdot s_1^2 = 3744$ i korisna dvostruka širina oboda prirubnice $b=d_s - d_u' - 2s_1 - 2d_L' = 95,17$ mm, gde $d_L' = 12,91$ mm predstavlja redukovani prečnik rupe za vijke koji je očitao sa odgovarajućeg dijagrama standarda. Na osnovu ove vrednosti usvojena je i izvedena nova visina oboda prirubnice od $\delta = 11$ mm, jer je ona manja od date visine oboda prirubnice $h_F' = 12$ mm (sa datom visinom oboda prirubnice h_F' prirubnica je predimenzionisana).

Okrugla ploča

Prema JUS M.E2.259 i JUS M.E2.250 određen je proračunski koeficijent neankerisanih, okruglih ploča sa dodatnim istosmernim ivičnim momentom, a na osnovu dijagrama odgovarajućeg standarda, $C_I = f(d_i/d_D; \delta) = 0,50$, pri čemu je vrednost koeficijenta δ predhodno izračunata, $\delta = 1 + 4(k_I \cdot S_D/d_D) = 1,11$. Izračunat je i koeficijent slabljenja izrezima za okruglu neankerisanu ploču, $C_A = f(d_m/d_D; d_i/d_D) = 1$, a na osnovu dijagrama odgovarajućeg standarda. Ovako dobijena vrednost omogućila je izračunavanje potrebne debljine neankerisane okrugle ploče bez otvora i oslabljene otvorom:

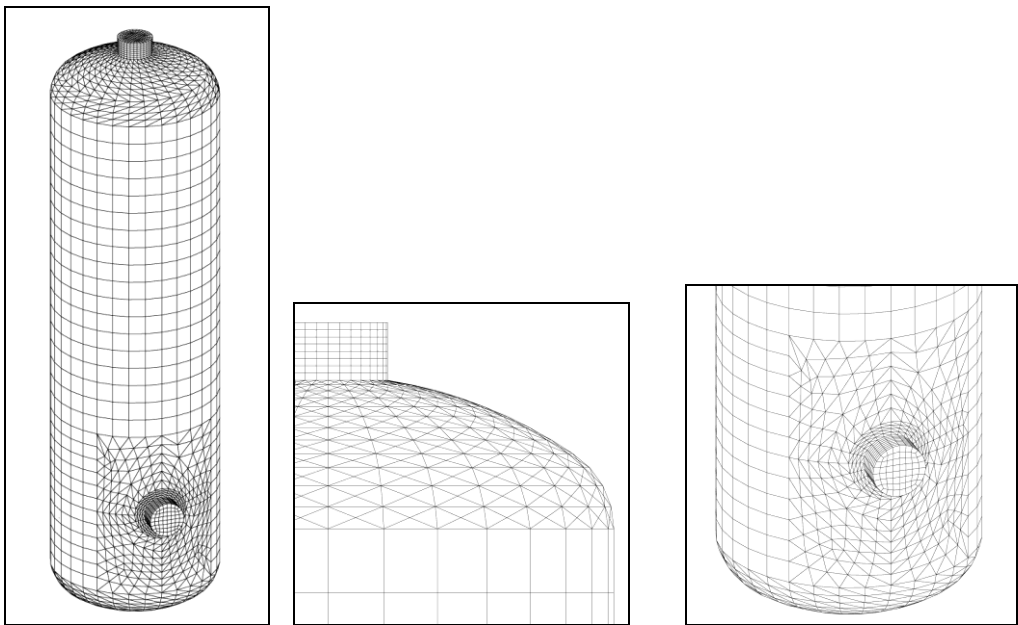
$$s = C_1 \cdot d_D \cdot \sqrt{\frac{p \cdot S}{10 \cdot K}} = 8,65 \text{ mm}; \quad s = s \cdot C_A = 8,65 \text{ mm}$$

Na osnovu ovih vrednosti usvojena je standardna debljina ploče $s = 9$ mm.

PRORAČUN POSUDE METODOM KONAČNIH ELEMENTATA (MKE)

U prethodnom delu je izvedenim standardnim proračunom potvrđena ispravnost i sigurnost konstrukcije posude. U ovom delu je prikazan proračun MKE, kao doprinos rada i metod određivanja lokalnih i globalnih napona razmatrane posude pod pritiskom. Ovako dobijene vrednosti upoređene su sa onima koje su dobijene standardnim proračunom čime je potvrđena pravilna dimenzionisanost posude, kao i zadovoljenost tehničkih uslova i zahteva koji moraju biti ispunjeni pri proizvodnji, montaži i upotrebi posude, a u pogledu konstrukcije, izrade i sigurnosti. Posebna pažnja je obraćena na izreze, kao i spajanju cilindričnog, torusnog i sfernog dela omotača. MKE [8, 9] se zasniva na 15

jednačina linearne teorije elastičnosti, tj: 6 jednačina veza napon-deformacija, 3 uslova ravnoteže napon-zapreminske sile, 6 jednačina koje daju vezu između deformacija i pomeranja i jednačina konturnih uslova (jednačine koje daju uslove na samoj konturi tela). Suština rešavanja problema na osnovu MKE se sastoji u podeli razmatranog problema na konačne elemente, izboru inrepolacionih funkcija (veze između vrednosti funkcije u bilo kojoj tački i osnovnih nepoznatih parametara u čvorovima), sračunavanju karakteristika elemenata, formiranju jednačina za mrežu konačnih elemenata, rešavanju sistema jednačina i proračunu potrebnih uticaja. U okviru programa koji radi MKE posuda je zamišljenim površima u prostoru podeljena na konačne elemente (sl.2).



Slika 2. Model posude pod pritiskom prikazan pomoću pločastih konačnih elemenata (a) krajnji izgled; (b) detalj gornjeg dna sa otvorom; (c) detalj cevnog priključka na cilindričnom omotaču

Korišćeni su pločasti konačni elementi i to: četvorougaoi sa četiri čvora i trougaoni sa tri čvora. U svakom čvoru postoji 6 parametara pomeranja i to: 3 parametra pomeranja u pravcu osa: x , y , z i 3 rotacije oko osa. Kod ove metode koja koristi pločaste konačne elemente prethodno je izabran:

1) Optimalan broj elemenata, jer puno elemenata znači i puno čvorova, a svaki novi čvor opet znači 15 novih jednačina sa 15 parametara. S druge strane, sa malo elemenata ne postiže se dobra aproksimacija tela. Takođe, pretpostavka je da se zbog promene radijusa zakrivljenosti na prelazima iz jednog u drugi oblik

površine javljaju povećani naponi pa je i gustina elemenata na tim mestima izabrana tako da su funkcije pomeranja u stanju pratiti pretpostavljenu promenu napona.

2) Optimalan oblik elemenata što je određeno probom. Prvo je ceo model izdelfjen četvorougaonim elementima ali to je dalo dosta neobične rezultate. Međutim kako su četvorougaoni bolji, jer imaju mnogo bolju funkciju pomeranja (četvorougaonim elementima se opisuju naponi koji bi se opisali znatno većim brojem manjih i gušće raspoređenih trougaonih elemenata) korišćeni su gde god je to bilo moguće. Trougaonim elementima su opisane složenije zakrivljene površine (torisferična danca) kako bi se ostvarila dobra kompatibilnost na ivicama elemenata (veza između pojedinih komponenti defomacija), jer su u slučaju korišćenja četvorougaonih elemenata pomeranja dovodila do pucanja. Trougaoni elementi su korišćeni i za ojačanje oko donjeg otvora zbog očekivanih nepravilnih deformacija na tom mestu. Za područje oko same ploče takođe su korišćeni trougaoni elementi, gušće raspoređeni, kako bi se onemogućio uticaj prelaza četvorougaonih elemenata na trougaone (na zonu oko same cevi tj. ploče).

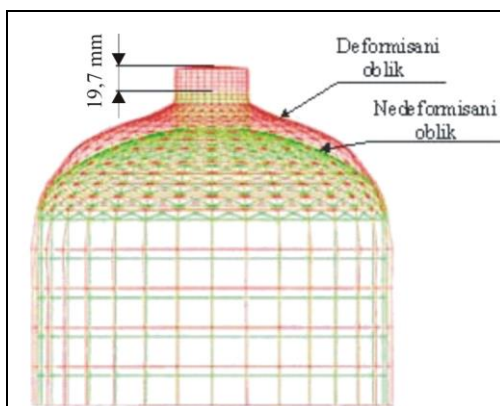
Debljina korišćenih konačnih elemenata odgovara debljinama odgovarajućih zidova posude (omotača i danca $s_e=3$ mm, na mestu izreza $s_A=6$ mm, cevnog priključka je $s_s=3$ mm). Opterećenje posude je statičko opterećenje usled delovanja unutrašnjeg pritiska. To je spoljno opterećenje za jedan konačni element pod čijim dejstvom se u elementu javljaju deformacije (unutrašnja reakcija).

Primenom odgovarajućeg programa dobijena su tri pojasa deformacija kod gornjeg danca i gornje polovine cilindra (sl.3) i to:

Prelaz cilindar - torisferično dance: Torisferično dance ne dozvoljava širenje cilindričnog dela tj. pod dejstvom pritiska posuda teži da se rastegne, kao balon koji se duva, pri čemu elastična linija dobija izgled sfere. U ovom slučaju elastična linija torusnog dela prelazi u elastičnu liniju cilindričnog dela i pri tome menja smer, a da bi ta promena bila blaga bez skokovitih promena prelaz torusni deo-cilindrični omotač deformiše se tako da cilindrični deo dobija "izgled flaše od koka-kole", a torus je pri tome malo nalegao, tj. spljoštio se.

Prelaz sfera-torus: Na ovom prelazu iz jednog oblika u drugi dolazi do blagog poravnanja zida zbog povećanja prečnika zakrivljenosti. Prema teoriji elastičnosti se i mogu očekivati povećani naponi na prelazu iz jednog oblika u drugi, pa je prema tome dobijena deformacija u skladu sa tim.

Prelaz cevni priključak-torisferično dance: Ovde se u samom korenu cevnog nastavka javlja ublažavanje prelaza cevni nastavak-torisferično dance. U ovom slučaju najveća je deformacija u vertikalnom pravcu koja iznosi 19,7 mm, tj. pomeranje cevnog nastavka naviše pri čemu dolazi i do blagog ispučenja ploče za zatvaranje (radi lakšeg uočavanja sve deformacije prikazane su znatno uvećano).

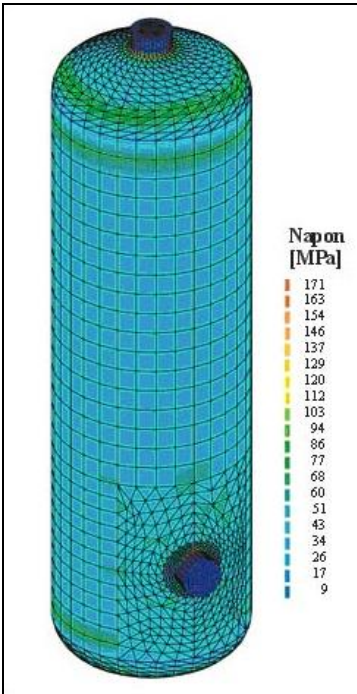


Slika 3. Deformacije gornje polovine posude

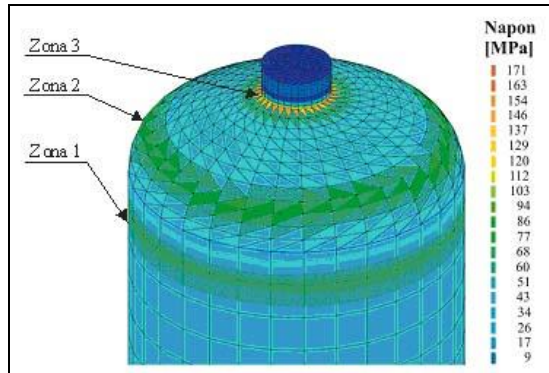
Što se tiče membranskih napona u zidovima posude dobijene vrednosti se kreću u rasponu od 9 do 171 MPa, sa najvećom vrednošću od 180 MPa na mestu izreza, tj. u korenu cevnih nastavaka uprkos postojanju prstenastog ojačanja, što potvrđuje neophodnost njihovog izvođenja (sl.4, uvećan detalj gornjeg danca sa delom omotača, sl.5 i uvećan detalj cevnog nastavka na cilindričnom omotaču, sl. 6).

Na sl.4, sl.5 i sl. 6 mogu se uočiti tri zone vrednosti napona:

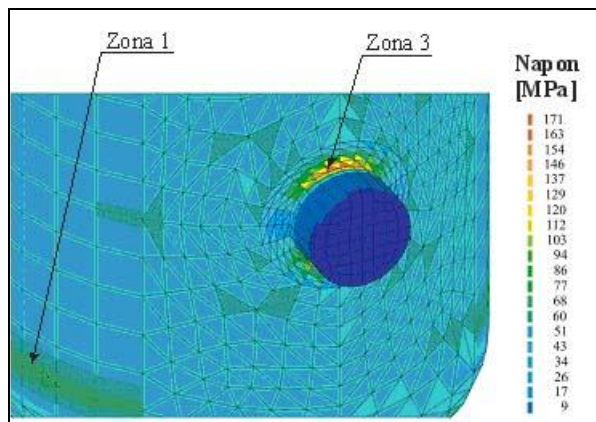
I zona, nalazi se na zidu cilindričnog omotača posude obuhvatajući zonu zavarenog spoja između gornjeg danca i omotača i deo ispod tog spoja na omotaču. Vrednosti napona u toj zoni se kreću od 70-100 MPa. Iako se ova zona može smatrati jednom od kritičnih mesta na posudi, vrednosti napona se nalaze u granicama dozvoljenih.



Slika 4. Naponi na posudi



Slika 5. Naponi na posudi (uvećan detalj gornjeg danca i dela omotača)



Slika 6. Naponi na posudi (uvećan detalj oko otvora na cilindričnom omotaču)

II zona, nalazi se na prelazu torusnog u sferni deo, tj. na mestu gde su različiti prečnici zakrivljenosti lima što prouzrokuje povećane napone. Usled zadatog opterećenja i torusni i sferni deo iskriviće se tako da uglovi nagiba njihovih elastičnih linija u tački spajanja imaju jednaku vrednost. Naponi se u toj zoni kreću od 80-90 MPa.

III zona, nalazi se u korenu cevnog nastavka na gornjem dancu. Izrez se širi i napreže, a vrednosti membranskih napona dostižu vrednost preko 160 MPa, ali se i dalje nalaze u granicama dopuštenih.

ZAKLJUČAK

U radu je prikazan proračun svih elementata vertikalne cilindrične posude pod pritiskom za skladištenje piva koja se trenutno nalazi u eksploataciji koji mogu uticati na siguran rad i ispitivanje (omotač, danca, ojačanja otvora, prirubnice i prirubnički spojevi. Proračun naponskog stanja je urađen prema odgovarajućim standardima i pravilnicima o posudama pod pritiskom.

Svi proračunati naponi se nalaze se u granicama dopuštenih jer nigde ne prelaze vrednost dopuštenih napona materijala posude ($R_m=202$ MPa za Č.4574). Samim tim, može se zaključiti da je posuda dobro dimenzionisana i da zadovoljava tehničke uslove i zahteve koji moraju biti ispunjeni pri proizvodnji, montaži i upotrebi, a u pogledu konstrukcije, izrade i sigurnosti. Proračunati naponi oko izraza opravdavaju ugradnju ploče za ojačanje koja je iz praktičnih razloga odabrana da bude iste debljine kao i debljina lima od kojeg je posuda izvedena. Standardnim proračunom je potvrđena ispravnost i sigurnost konstrukcije posude koja se nalazi u eksploataciji. Doprinos i dodatna potvrda prethodnoj tvrdnji je prikazani proračun metodom konačnih elementata, Prikazani su rezultati dobijeni programom kojim se takođe potvrđuju tvrdnje za vrednosti napona na najkritičnijim mestima, a to su torusni deo na dancu i mesta oko izreza na omotaču i dancu. Ovakvim metodom se i vizuelno, veoma pregledno uočava raspored i raspodela napona u posudi i kao takav takav predstavlja danas jedan od često korišćenih načina proračuna. Na kraju treba napomenuti da dobijeni rezultati i standardnog proračuna i proračuna primenom metode konačnih elemenata potvrđuju ispravnost izvedene konstrukcije, kao i sveobuhvatni pristup u oceni njene sigurnosti u eksploataciji.

LITERATURA

- [1] S. Sedmak, "Elementi mašina i aparata", Tehnološko metalurški fakultet u Beogradu, (1998).
- [2] S. Sedmak, M. Nikolić, V. Vojnović, "Priručnik za konstruisanje procesne opreme", Tehnološko-metalurški fakultet, Beograd, (1994).
- [3] N. Abramović, "Eksperimentalna ocena sigurnosti i numerička analiza naponskog stanja posude pod pritiskom od legure aluminijuma", magistarski rad, Tehnološko-metalurški fakultet u Beogradu, (1999).

- [4] S. Sedmak, M. Nikolić, V. Vojnović, “*Priručnik za konstruisanje procesne opreme*”, Tehnološko-metalurški fakultet, Beograd, (1994).
- [5] S. Putić, Lj. Milović, M. Rakin, M. Zrilić, “*Elementi opreme u procesnoj industriji-Proračun posude pod pritiskom sa mešalicom*”, priručnik za vežbe, Tehnološko metalurški fakultet u Beogradu, Beograd, (2001).
- [6] S. Sedmak, S. Putić, Lj. Milojević, M. Rakin, M. Zrilić, “*Elementi opreme u procesnoj industriji -Zbirka tabela*“, autorizovana skripta, Tehnološko-metalurški fakultet, Beograd, (2004).
- [7] “*Pravilnik o tehničkim normativima za stabilne posude pod pritiskom*”, Službeni list SFRJ 16/83.
- [8] M. Sekulović, “*Metoda konačnih elemenata*”, Beograd, (1988).
- [9] M. Josifović, “*Izabrana poglavlja iz elastičnosti i plastičnosti*”, Beograd, (1970).

SUMMARY

NUMERIC ANALYSIS OF TENSION CONDITION OF PRESSURE VESSEL FOR THE STORAGE OF BEER

S. Putić¹, S. Bošnjak², P. Stajčić¹, M. Rakin¹

¹ Faculty of Technology and Metallurgy, Belgrade

² Faculty of Mechanical Engineering

³ Higher Polytechnical school, Belgrade

Pressure vessels during the usage are exposed under very bad working conditions which make very high tension. In this work the calculation of all the elements of vertical cylindrical pressure vessel for the storage of beer which is now in usage can influence safe work and experimenting (cylinder, torispherical heads, holes, blind flanges, cover plates and flanges). Calculation of the tension condition was done according to the standards and rules about the pressure vessels. The addition to this calculation as well as the contribution of this work is the calculation by the usage of the Finite Element Method by usage of finite element of the thin shell type. The results we got and their analysis allow the whole approach to the mark of safety of pressure vessel in usage