

Primljen / Received: 29.5.2020.

Ispravljen / Corrected: 9.10.2020.

Prihvaćen / Accepted: 20.11.2020.

Dostupno online / Available online: 10.2.2021.

Ispitivanje prirubnica velikog promjera s mekom brtvom

Autori:



Doc.dr.sc. **Đorđe Jovanović**, dipl.ing.građ.
Sveučilište u Novom Sadu, Srbija
Fakultet tehničkih znanosti
djordje.jovanovic@uns.ac.rs



Izv.prof.dr.sc. **Andrija Rašeta**, dipl.ing.građ.
Sveučilište u Novom Sadu, Srbija
Fakultet tehničkih znanosti
araseta@uns.ac.rs
Autor za korespondenciju



Izv.prof.dr.sc. **Momčilo Spasojević**, dipl.ing.građ.
Sveučilište u Novom Sadu, Srbija
Fakultet tehničkih znanosti
momcilos@uns.ac.rs



Doc.dr.sc. **Igor Džolev**, dipl.ing.građ.
Sveučilište u Novom Sadu, Srbija
Fakultet tehničkih znanosti
idzolev@uns.ac.rs

Prethodno priopćenje

Đorđe Jovanović, Andrija Rašeta, Momčilo Spasojević, Igor Džolev

Ispitivanje prirubnica velikog promjera s mekom brtvom

U središtu je interesa ovog rada ponašanje spojeva prirubnice i mekane gumene brtve koja je tipična vrsta brtve za isparivače. Montirana konstrukcija ispitala se prema normi EN 13445-3, a naprezanja su se mjerila tenzometrima. Numerička analiza u programskom paketu ABAQUS obuhvaćala je nekoliko modela s različitim detaljima. Ti su modeli bili podešeni u skladu sa zabilježenim podacima iz ispitivanja. U radu su prikazane i dokumentirane preporuke koje se tiču složenosti modela koji je potreban kako bi se postigla zadovoljavajuća razina predviđanja nelinearnog ponašanja spojeva prirubnica.

Ključne riječi:

spoj prirubnice, mekana brtva, numeričke simulacije spojeva, tlačna posuda velikog promjera

Research Paper

Đorđe Jovanović, Andrija Rašeta, Momčilo Spasojević, Igor Džolev

Investigation of large-diameter flange joint with soft-gasket

This study focuses on behaviour of the flanged joint with a soft rubber gasket, which is a common type of gasket for evaporator structures. The assembled structure is tested according to EN 13445-3, and strain values are measured using strain gauges. The numerical analysis in ABAQUS comprises several models with different levels of detail. These models are calibrated according to test data. Recommendations regarding the model complexity that is required to obtain satisfactory prediction of non-linear behaviour of flange joints are presented and documented.

Key words:

flange joint, soft gasket, numerical simulations of joints, large-diameter pressure vessel

Vorherige Mitteilung

Đorđe Jovanović, Andrija Rašeta, Momčilo Spasojević, Igor Džolev

Prüfung von Flanschen mit großem Durchmesser mit Weichdichtung

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf dem Verhalten der Flansch- und Weichgummidichtungsverbindungen, was eine typische Art der Verdampferdichtung ist. Die montierte Struktur wurde gemäß EN 13445-3 geprüft und die Spannungen wurden mit Dehnungsmessstreifen gemessen. Die numerische Analyse im ABAQUS-Softwarepaket umfasste mehrere Modelle mit unterschiedlichen Details. Diese Modelle wurden gemäß den aufgezeichneten Prüfdaten angepasst. Die Arbeit präsentiert und dokumentiert Empfehlungen zur Komplexität des Modells, die erforderlich sind, um eine zufriedenstellende Vorhersage des nichtlinearen Verhaltens von Flanschverbindungen zu erreichen.

Schlüsselwörter:

Flanschverbindung, Weichdichtung, numerische Simulationen von Verbindungen, Druckbehälter mit großem Durchmesser

1. Uvod

Brtvene prirubnice vrlo su česte u tlačnim posudama i vodovodnim sustavima te se koriste desetljećima. Ipak, zbog raznih vrsta prirubnica, vrste i materijala brtve, te posebnosti koja utječe na ponašanje sustava prirubnica-vijak-brtva, i dalje postoji potreba za iscrpnim istraživanjem usmjerenim na razvoj propisa (smjernica) za projektiranje koji se temelje na ponašanju iz realnog sustava. Sadašnje smjernice gotovo u potpunosti ovise o iskustvu [1, 2], zbog čega postoji niz problema vezanih uz cjevovodne spojeve prirubnica. Prijašnje smjernice (propisi) temelje se na Taylor-Forgeovoj metodi [3], prvi put objavljenoj 1937. Danas se uređuju prema ASME normi [4] u Sjedinjenim Američkim Državama i europskoj normi EN 13445-3 [5] u Europi, zajedno s europskom normom EN 1092-1 [6] za čelične prirubnice te europskom normom EN 1591-1 [7] za brtve. Većina tlačnih posuda sadržava prirubnički spoj uglavnom radi mogućnosti demontaže. Oblik spoja ovisi o izvedbi brtvljenja pri čemu razina naprezanja treba biti ispod navedene vrijednosti. Smatra se da je elastična interakcija sastavnica prešutno uključena u analitički pristup usvojen normama. Složenost ovog naizgled jednostavnog stvarnog ponašanja spoja nadilazi onaj koji je moguće analitički izraziti. Brtva je nesumnjivo jedan od glavnih čimbenika koji utječu na ponašanje spoja. Nepropusnost prirubničkih spojeva s kontaktom metal-metal, ali i njihovo projektiranje, proučava se dugi niz godina [2, 8, 9]. Prirubnički spojevi bez brtve uglavnom se koriste u građevinarstvu za spajanje čeličnih cjevastih profila u kojima je brtvljenje manje važno u odnosu na otpor i zahtjeve prijenosa opterećenja. Nedavno je Cauchau [10] proveo analitičko istraživanje koristeći model ojačane grede na krutom temelju s ciljem da opiše raspodjelu sila poluge, a koja je kasnije i eksperimentalno potvrđena [11]. Nedavna istraživanja pokazala su dobro poznavanje tzv. L-elementa [11], kao i njegove krutosti i krajnje otpornosti, iako nije istražen u potpunosti [12, 13]. Uvođenjem brtvi u spojeve, uz neizbježni kriterij nepropusnosti, zahtijeva se istraživanje u nekoliko smjerova. Kako su tlačne posude široko rasprostranjene u postrojenjima nuklearnih elektrana, veća se pozornost davala tvrdim brtvama poput grafitnih ili metalnih brtvi [14-16]. Prirubnice se stvaraju kovanjem ili varenjem, a dok europska norma EN 13445-3 prepoznaje jedanaest vrsta prirubnica, ASME ih dijeli u tri skupine: labave, cjelovite i neobavezne. S druge strane, brtve mogu biti prstenaste, dvostruke, brtve s dvostrukom košuljom ili brtve nosača (još provjeriti). Očito da su moguće brojne kombinacije što ograničava učinkovitost univerzalnog istraživanja prirubnica, ali i opće zaključke. Mnoge vodovodne prirubnice standardizirane su i projektirane kao spojnice, no spojevi se također dijele, prema radijusu prirubnice, na spojeve malog i velikog radijusa. Učinak prstenastog ponašanja mekih plosnatih brtvi više je izražen u spojevima malog radijusa, dok su spojevi velikog radijusa rijetko oblikovani kao spojnice. Osim toga, na ponašanje spoja značajno utječe elastična interakcija kojom dolazi do naprezanja vijaka tijekom procesa sklapanja. Interakcija prirubnica različitih

veličina procjenjuje se analitičkim pristupom [17], iako je razvijena nova, isplativa metodologija za optimizaciju redosljeda zatezanja, ali samo za metalnu prirubnicu Ring Type Joints [18]. Treba istaknuti kako je u slučaju spojeva malog radijusa moguće uvesti istovremeno predopterećenje za sve vijke, izbjegavajući pritom uzastopno zatezanje vijaka te postići ravnomjerniju raspodjelu predopterećenja vijaka. Sawa i dr. [2, 19] proveli su eksperimentalno istraživanje cjevovodnih prirubnica metalnom brtvom okrenutom licem prema gore. Sile poluge u savitljivim cjevovodnim prirubnicama eksperimentalno se ispituju [8] i to na način da se sile poluge odrede na temelju mjerenja opterećenosti vijaka. Bouzid i dr. [15] pokušali su izmjeriti raspodjelu kontaktnog naprezanja brtve uporabom tlačnog senzora. Ipak, postignuta je samo kvalitativna procjena raspodjele tlaka u kontaktu. U posljednje vrijeme Luyt [20] je mjerio naprezanje brtve u kontaktu i to uporabom TekScan senzora na prirubnicama malog radijusa sa samo četiri vijka i plosnatom gumenom brtvom. Sve donedavno dostupne tehnike mjerenja naprezanja brtve u kontaktu ponudile su samo ograničene informacije zbog njima svojstvenih ograničenja [15] te je zbog toga veći dio istraživanja na tu temu bio numerički. Fukuoka i dr. [21] ispitali su proces brtvljenja s elementima opruge koristeći 2D model prirubnice. Abid i Nash [22] proveli su osnosimetričnu analizu prirubničkih spojeva zanemarujući vijčane rupe te praktično modelirajući neprekidno prsten glave vijka. Estrada i dr. [23] jednako tako koristili su osnosimetrični model kako bi ispitali tlak u kontaktu između brtve i prirubnice okrenute licem prema gore, nadoknađujući materijal kod vijčanih rupa mekšim materijalima. Iako su te vrste modela isplative i korisne za dobivanje informacija o ponašanju spojeva, trodimenzionalni modeli umnogome su bolji i jedino takvi modeli su valjani kad je u pitanju brtvljeni kontakt između vijaka. Bouzid i Beghoul [24] prihvatili su trodimenzionalni model, napravljen od volumnih elemenata, kako bi simulirali odgovor spoja prirubnice okrenute licem prema gore s volumnim elementom od 18 čvorova koji se koristi za modeliranje brtve. Nakon toga, Bouzid i Galai [14] koristili su elemente sklopa za brtvu u ANSYS-u, točnije INTER194. To je bilo jedno od nekoliko istraživanja kojima se ispituje ponašanje spojeva brtve nosača koju čine meki materijali. To je omogućilo analitički pristup koji može predvidjeti zakretanje prirubnice i promjenu opterećenja vijaka tijekom rada. Nekolicina drugih istraživača koristila je 3D modele volumnih elemenata. Krishna i dr. [25] ispitali su spoj uz pomoć spiralne navijene brtve koristeći elemente sklopa za brtvu. Sličan numerički model prihvatili su Nelson i Prasad [26] za numeričke simulacije ponašanja spoja s brtvom nosača i dvostrukom brtvom, a što su jednako tako prihvatili Do i dr. [27] za ispitivanje utjecaja modula brtvljenja u mekim plosnatim brtvama. Luyt i dr. [20] koristili su volumne elemente za brtvu s modelom nelinearnog viskoelastičnog materijala koji uzima u obzir posmično popuštanje u stilu Hookea i Pronya. U svim prethodno navedenim trodimenzionalnim numeričkim modelima, prednaprezanje u vijcima simulirano je uz pomoć prednapetih elemenata. Pavlovic i dr. [28] modelirali

su vijke (i matice) kao posmične šipke s navojem te izazvali prednaprezanje okretanjem matica u dinamičkom eksplisitivnom rješenju. Uspoređujući rezultate numeričkih analiza modela s prednapetim elementima i eksperimentalnim ispitivanjima, može se zaljučiti da uporaba prednapetih elemenata omogućava dovoljno precizno ponašanje. Kako je taj pristup povoljniji u smislu računskih troškova, primjenjuje se i dalje u analizama. Izbor brtvi kojima se zadovoljavaju operativni uvjeti i specifikacije postupaka sklapanja treba biti sastavni dio svakog procesa oblikovanja prirubničkih spojeva [1].

To postaje posebno važno kad su u pitanju konstrukcije spojeva velikog promjera s mekom brtvom. Koliko je poznato, rezultati takvih ispitivanja još nisu opisani u literaturi. To je glavna motivacija za ovo istraživanje zajedno s drugim osobitostima proučavane konstrukcije, u prvom redu zbog činjenice da se ukrute za prirubnice koriste u tipičnim (spojnicama) vodovodnim spojevima malog promjera, no njihov utjecaj na prirubnice velikog promjera mekih brtvi izravno se ne istražuje. Ovaj rad bavi se konstrukcijom koja obuhvaća sve gore navedene osobitosti. Konstrukcija se izgradila i funkcionira, a tijekom faze ispitivanja postavljena je oprema za mjerenje naprezanja u blizini prirubnice kako bi se podesio precizni trodimenzionalni numerički model konstrukcije. Taj se model koristio kao temelj budućih istraživanja koja se tiču utjecaja parametara ukruta i mekih brtvi na ponašanje spoja.

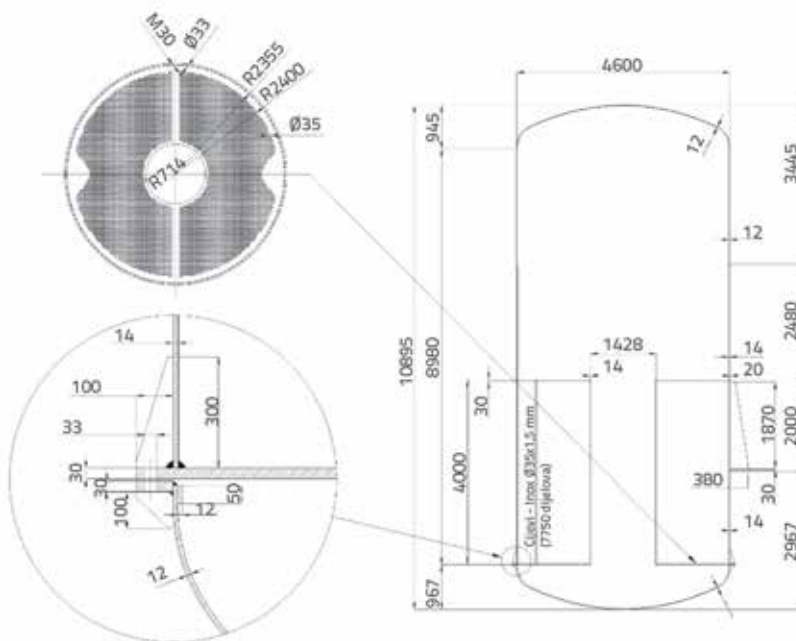
2. Detalji konstrukcije i mjerenja

2.1. Opis konstrukcije

Konstrukcija posude koja se ispituje koristi se kao dio tehnološke opreme za prerađivanje šećera (slika 1.). Tijekom rada, osim

vlastite težine, konstrukcija, koja je visoka 5 m od dna do vrha, puni se šećernim sirupom na temperaturi 140 °C. U postupku za ispitivanje posude treba posudu napuniti vodom do 5 m te izložiti preopterećenju pod pritiskom od 400 kPa. Čelična konstrukcija posude sastoji se od cilindričnog omotača čiji je vanjski promjer 4600 mm te dužina 9000 mm. Do visine od 5000 mm debljina omotača je 14 mm, a iznad te visine je 12 mm. Dva torisferična nosača na krajevima cilindra visine su 945 mm te debljine 12 mm. Konstrukciju podupiru 4 oslonca jednako raspoređena u radijalnom smjeru. Cilindrični omotač pojačan je u području kontakta potpornim pločama koje koriste čelične tanjure debljine 20 mm. Ploče predstavljaju čelični tanjuri debljine 20-30 mm. Aksijalno montirani valjak s vanjskim promjerom od 1428 mm smješta se unutar cilindričnog omotača. Dva plosnata čelična tanjura debljine 30 mm smještaju se na krajeve valjka. Ploče su probijene dvjema rupama kružnog oblika (promjera 35 mm) u kojima se nalazi ukupno 7750 čeličnih cijevi, s vanjskim promjerom od 35 mm čija je debljine stijenke 1.5 mm. Donji tanjur radijalno se proteže za 100 mm stvarajući čeličnu prirubnicu probijenu rupama za vijčani spoj s donjim nosačem (slika 1.). Na donji se nosač zavaruje druga čelična prirubnica debljine 30 mm.

Između donjeg tanjura i cilindričnog omotača zavaruje se 35 jednako raspoređenih čeličnih ukruta po opsegu posude izvan gornje i donje prirubnice. Četiri vijka stavljaju se između svake dvije uzastopne ukrute. Radijalni položaj ukruta podudara se na objema prirubnicama. Debljina ukruta je 12 mm. Veza između prirubnica formirana je sa 140 vijaka. Gornja prirubnica je slijepa prirubnica koja se zavaruje na omotač s dva kutna zavora debljine 12 mm. Isti zazavaruje koriste se kako bi spojili donji nosač s donjom prirubnicom. Silikonska gumena brtva širine 100 mm i debljine 5 mm smješta se između dviju prirubnica. Gornji nosač zavaruje se



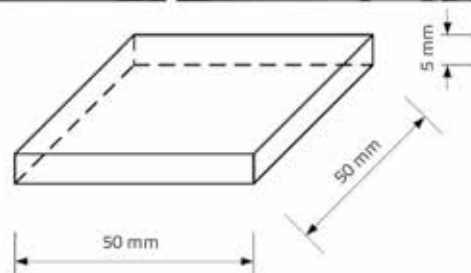
Slika 1. Konstrukcija posude koja se ispituje (desno) i detalj donjeg čeličnog tanjura (lijevo)

na cilindrični omotač. Čelični se materijal P355 GH koristi za izradu omotača, nosača, tanjura, prirubnica, unutarnjih valjaka, ploča, ukruta i unutarnjih cijevi; svojstva materijala su $E = 200 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$, $f_y = 355 \text{ MPa}$ te $f_u = 510 \text{ MPa}$. Vijci su M30, razreda 8.8. Mehanička svojstva silikonske gumene brtve eksperimentalno se određuju kako je opisano u sljedećim odjeljcima.

2.2. Postupak ispitivanja

2.2.1. Ispitivanje materijala brtve

U tlačnim posudama s mekom brtvom pokazalo se da mehanička svojstva brtvi izrazito utječu na ponašanje prirubnice, kao i na nepropusnost spoja. Postoji nekoliko ispitivanja koja su propisana za ispitivanje gumenog materijala, primjerice kao što je vlačno ispitivanje, jednostavno tlačno ispitivanje, zapremsko zbijanje (ispitivanje ispušćenja), tlačno "plane strain" ispitivanje, vlačno "plane strain" ispitivanje, višeosno vlačno ispitivanje, ispitivanje tvrdoće durometrom, itd. Iako se preporučuje višeosno vlačno ispitivanje kako bi se dobio precizniji odgovor materijala na jednoosni tlak, ovdje se primjenjuje jednostavna tlačna proba i to pod uvjetima stvarne uporabe posude. Ispitao se uzorak brtve dimenzija $50 \times 50 \times 5 \text{ mm}$ (uzet iz iste grupe kao onaj koji se ugradio u konstrukciju). Čelične ploče spojene s hidrauličnom prešom nanijele su tlačnu silu pri brzini 2 kN/min sve dok nije postignuta najveća sila od 50 kN , s preciznošću od $\pm 10 \text{ N}$. Donja se čelična ploča pričvrstila, a pomak se gornje ploče mjerio induktivnim (LVDT) osjetilom preciznosti 10^{-6} m (slika 2.). Ispitivanje se provelo s primjenom i bez primjene maziva na površini kontakta. U slučaju nepodmazanog kontakta, tijekom rasterećenja uzorak je zadržao deformirani oblik do trenutka potpunog rasterećenja, nakon čega se naglo vratio u prvotni oblik. Dijagram sila-pomak nije se mogao adekvatno odrediti, te su stoga ispitivanja dalje provedena samo s podmazanim kontaktom iz kojeg je moguće odrediti dijagram sila-pomak u fazi opterećenja i rasterećenja. Rezultati su dobiveni u obliku sila-pomak kako bi se kasnije mogli koristiti u izračunu parametara materijala u programskom paketu ABAQUS (odjeljak 3.1).



Slika 2. Jednoosno tlačno ispitivanje na brtvenom materijalu

2.2.2. Ispitivanje tlačne posude

Postupak eksperimentalnog ispitivanja posude proveden je na terenu (in situ test). Mjerni uređaji postavljeni su prema nacrtu prikazanom na slici 3. Jednoosni tenzometri upotrijebljeni su se na jednim položajima (označeni kao S1), a na drugim položajima bili su tenzometri u obliku rozete kako bi se izmjerilo naprezanje u dva ortogonalna smjera (označeni kao S2, S3 i S4). Quantum X (proizvođača Hottinger-Baldwin Messtechnik (HBM) Company)



Slika 3. Položaj tenzometara – obodni položaj (lijevo) i vertikalni položaj (desno)

koristio se kao sustav prikupljanja podataka koji je ujedno proizvođač tenzometara. Redosljed opterećenja odvijao se u nekoliko ciklusa. Nakon što je sastavljen donji nosač, vijci su pričvršćeni silom prednaprezanja od 160 kN po vijku, i to u dva prolaza, prema nacrtu. Posuda se zatim punila vodom sve do gornje čelične ploče i potom dalje izlagala prednaponu visokim pritiskom od 400 kPa. Redosljed opterećenja prikazan je u tablici 1. Rezultati mjerenja prikupljeni su za sve faze opterećenja. Ipak, rezultati prvih dviju faza pokazali su poprilično nisku razinu naprezanja koja je na granici točnosti mjerenja. To je razlog zašto su samo rezultati iz treće faze primjenjivani za kalibraciju numeričkog modela.

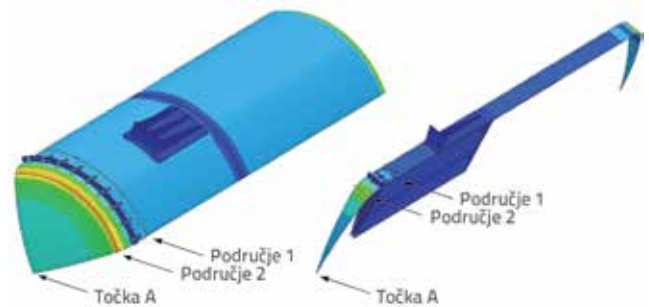
Tablica 1. Ispitivanje redosljeda opterećenja tlačne posude

Faza	Opterećenje
I	Prednaprezanje vijaka + vlastita težina
II	Prva faza + pritisak vode do razine gornjeg čeličnog tanjura
III	Druga faza + ispitivanje visokim pritiskom

3. Modeliranje konačnim elementima

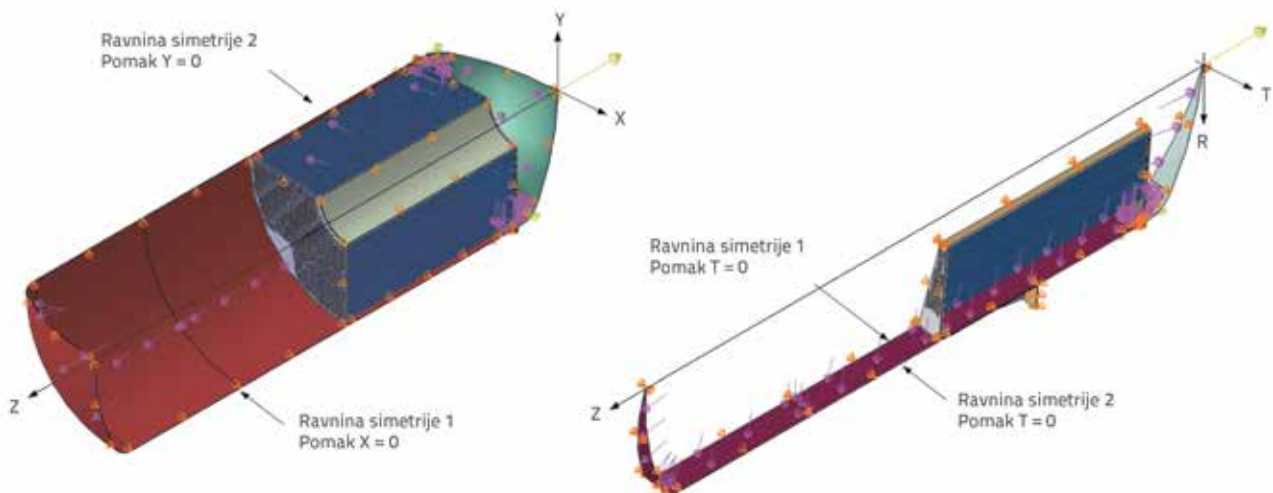
Konstrukcija se analizira u programskom paketu ABAQUS [29] koji se temelji na metodi konačnih elemenata. Zbog simetrije u dvije ravnine, samo je četvrtina konstrukcije modelirana (model A), uzimajući u obzir rubne uvjete. Osim toga, razvijen je dodatni model koji uzima u obzir osnu simetriju kako bi se omogućilo računalno učinkovitije rješenje za sljedeću nelinearnu analizu. Taj bi model smanjio broj stupnjeva slobode, održavajući pritom mrežu konačnih elemenata i veličinu elemenata nepromijenjenima (slika 4.) na način da se modelira 1/35 konstrukcije u tangencijalnom smjeru, uključujući područje između dviju susjednih ukruta s četiri vijka između (model B). Iako bi osno-simetrični model podrazumijevao raspodjelu kontinuiranog oslanjanja po periferiji cilindričnog omotača, a čiji

su stvarni rubni uvjeti sporni, proveda se usporedba rezultata između ta dva modela kako bi se potvrdilo da modifikacije u raspodjeli oslonaca ne utječu na područje interesa, odnosno na spoj cilindričnog omotača i donjeg nosača. Tablica 2. prikazuje raspodjelu ekvivalentnih naprezanja prema Von Misesu u tangencijalnim smjerovima, u području 1 i 2 (slika 5.), kao i vertikalni pomak u_z središta donjeg nosača za modele A i B u trećoj fazi opterećenja (tablica 1.). Razlike između najvećih naprezanja u tangencijalnom smjeru, nisu u svakom modelu veće od približno 5 %. Na temelju toga postignuta je osna simetrija (z-os). Jednako tako, razlike u naprezanju između modela A i B nisu veće od 2 %, a pomaci su gotovo isti, pa se zaključuje da bi bila opravdana uporaba modela B u daljnjoj analizi spoja.



Slika 5. Rezultati ekvivalentnih naprezanja prema Von Misesu u području 1 i 2 te pomak točke A

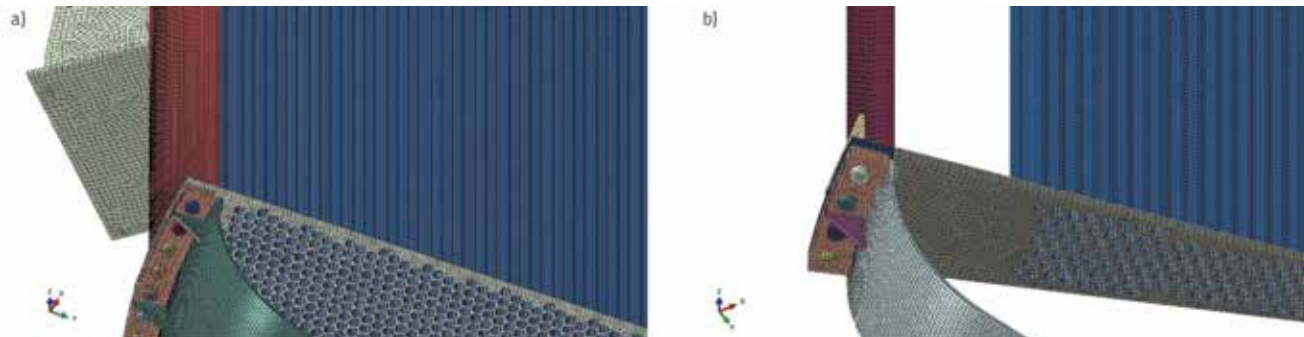
Rezultati prikazani u tablici 2. dobiveni su uporabom elastične analize koja podrazumijeva kontakt spoja svih dijelova posude, kao i svojstva čelika koja odgovaraju P355 GH, te svojstva brtve $E = 0,003$ GPa i $\nu = 0,49$. Sve unutarnje cijevi odijeljene su elementima S4R i svim drugim elementima posude koristeći C3D8R elemente. Numerički model od konačnih elemenata prikazan je na slici 6.



Slika 4. Model A (lijevo) i Model B (desno)

Tablica 2. Usporedba rezultata elastične analize za dva modela, a tiču se dvoravninske simetrije i osne simetrije

Model	Rezultati	σ [MPa]		u_z [mm]	Trajanje analize [min]
		Područje 1	Područje 2	Točka A	
Model A		61 – 63	246 – 251	6,22	25704
Model B		60 – 63	245 – 250	6,21	1071

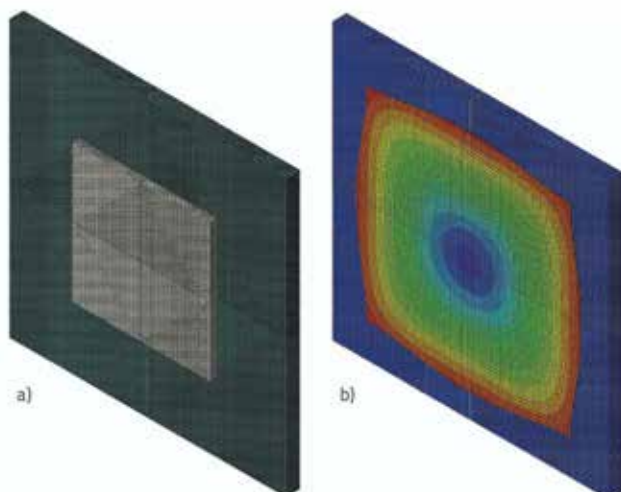


Slika 6. Numerički model – model A (lijevo) i model B (desno)

Usvojen je osnosimetrični model (model B) kao temelj za razvoj naprednijega modela nelinearne analize uključujući oblikovanje spoja između vijaka i prirubnica, brtvi i prirubnica, kao i nelinearnih svojstava materijala brtve uzimajući pritom u obzir geometrijsku nelinearnost.

3.1. Modeliranje brtve za nelinearnu analizu

Samo 1/8 postavke se modelira, uključujući tri u tri ravnine (slika 7.). Čelična ploča (elastično ponašanje) tvori mrežastu strukturu uporabom C3D8R elemenata, dok je ponašanje brtve modelirano uporabom modela nestlačivog hiperelastičnog materijala s C3D8HR elementima. Eksperimentalni podaci podešavaju se uporabom Mooney-Rivlinovog modela materijala [30]. Mehanička svojstva brtve u FEM modelu baždare se na temelju rezultata ispitivanja opisanih u odjeljku 2.2.1.

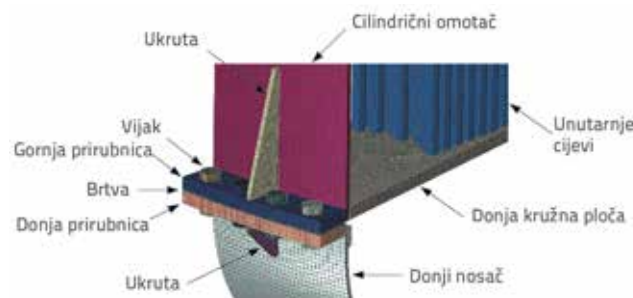


Slika 7. FEM model za utvrđivanje modela materijala brtve: a) početno stanje; b) zbijeno stanje

Brtva se modelira uključujući Mullinsov efekt [29, 31]. Relaksacija naprezanja koja se uočava na elastomerima (kao posljedica štete nastale napinjanjem) uvodi se uporabom dvaju numeričkih parametara; točnije r i m [32]. Oni predstavljaju mjeru opsega štete u odnosu na netaknuto stanje, odnosno ovisnost štete o stupnju deformacije. Dodatak zavarujejable oštećenja, prema Ogdenu i Roxburghu [32], također uključuje parameter β koji se može koristiti za prevladavanje pretjerano krutog odgovora na početku faze rasterećenja, kao što je uočeno tijekom eksperimenta. Parametri materijala brtve prikazani su u poglavlju 4.1. Spoj čelične ploče i brtve modelira se kao čvrsti kontakt s trenjem [29], koji smanjuje prodiranje podređene površine u glavnu na područjima naprezanja i koji ne dopušta prijenos vlačnog naprezanja kroz sklop. Prihvaćeni niski koeficijent trenja $\mu = 0,03$ odgovara uvjetima eksperimenta.

3.2. Modeliranje posude za nelinearnu analizu

Za nelinearnu analizu sve površine spoja definiraju se s trenjem uz koeficijent trenja veći od 0,3 između vijaka i prirubnica, odnosno 0,5 između brtve i prirubnica (slika 8.).



Slika 8. Numerički (FEM) model za nelinearnu analizu

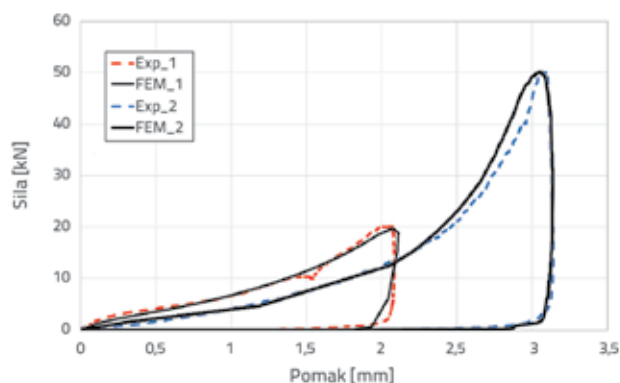
Svi drugi dijelovi posude potpuno su spojeni. Unutarnje cijevi odijeljene su S4R elementima, brtva C3D8HR elementima,

a svi ostali elementi C3D8R elementima. Ukrute se odjeljuju jednim slojem elemenata kroz presjek elemenata, a donji i gornji nosač, kao i cilindrični omotač odjeljujuse dvama slojevima elemenata. Gornja i donja kružna ploča koriste tri elementa, a donja prirubnica i brtva koristile su pet slojeva elemenata. Koraci opterećenja određuju se prema postupku ispitivanja (tablica 2.).

4. Rezultati i rasprava

4.1. Kalibracija numeričkog modela

Slika 9. prikazuje usporedbu rezultata dobivenih modelom konačnih elemenata brtve i eksperimentalnih podataka. FEM model se baždari na temelju izmjerenih vrijednosti kako bi se utvrdili ulazni parametri koji bi omogućili dobro podudaranje s izmjerenim vrijednostima.



Slika 9. Dijagram sila-pomak na brtvi

Prihvaćene vrijednosti za Mooney-Rivlinov model materijala su: $C_{10} = 453$ kPa, $C_{01} = 113$ kPa i $D_1 = 0$. Numerička je analiza provedena uključujući Mullinsov efekt sa sljedećim vrijednostima: $r = 0,1$, $m = 0,1$ i $\beta = 0,1$. Spoj čelične ploče i gume definira se kao spoj s trenjem uz koeficijent trenja $\mu = 0,03$. Isti je model materijala brtve primijenjen u nelinearnoj analizi konstrukcije posude. Redoslijed opterećenja u numeričkoj analizi prati postupak ispitivanja (tablica 1.). Tablica 3. prikazuje rezultate eksperimentalnih mjerenja i analize konačnim elementima.

Tablica 3. Rezultati eksperimentalne i numeričke analize posude (razlika između druge i treće faze opterećenja)

Prosječne vrijednosti	Model			
	MJERENJE Četiri vijka smještena između dvije uzastopne ukrute	FEA Četiri vijka smještena između dvije uzastopne ukrute	FEA Bez ukruta	FEA Jedan vijak smješten između dvije uzastopne ukrute
Mjerno mjesto	$\mu\text{m/m}$	$\mu\text{m/m}$	$\mu\text{m/m}$	$\mu\text{m/m}$
Slobodni rub izbočine				
S1	469	464	/	195
Horizontalni smjer				
S2	-172	-143	248	-95
S3	-122	-109	100	-78
S4	38	35	135	22

4.2. Ponašanje prirubnice i brtve

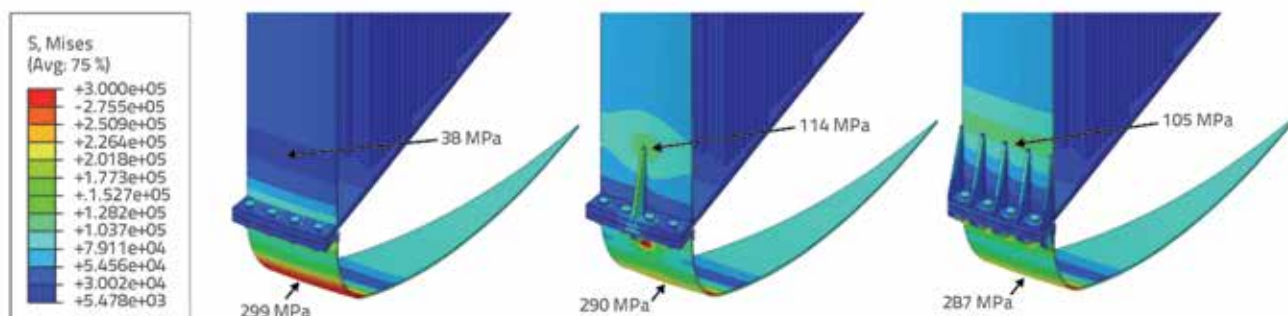
Provedeno je parametarsko istraživanje baždarenog modela posude kako bi se ispitaio utjecaj svojstava materijala meke brtve, ali i broja ukruta. Ukrute se prije svega koriste kako bi ojačale prirubnice velikog promjera te kako bi se izbjegle velike rotacije prirubnice koje utječu na prednaprezanja vijaka zbog deformacije prirubnice na gornjem dijelu elastične interakcije. Ukrute su oblikovane za svaki par susjednih vijaka u spojevima s prirubnicama malog promjera. Kako postoji 140 vijaka u ispitivanoj prirubnici, isti broj ukruta i pripadajućih zavara bio bi pretjeran. S druge strane, ako su ukrute pretjerano razmaknute, njihov utjecaj na ojačanje bi se smanjio. U mnogim konstrukcijama razmak između ukruta može biti jednak kao četiri razmaka između vijaka. Ipak, u parametarskom istraživanju proučavaju se tri scenarija s razmacima (tablica 4.), točnije: (1) četiri vijka smještena su između svake druge susjedne ukrute (G1-S4), (2) razmak između ukruta jednak je razmaku između vijaka, što znači da postoji vijak između svake dvije susjedne ukrute (G1-S1) i (3) ukrute se izbjegavaju s ciljem da se procijeni njihov ukupni utjecaj na operativno ponašanje prirubnice (G1-S0).

Tablica 4. Modeli parametarske analize koji analiziraju utjecaj ukruta i vrste brtve

Broj	Opis modela	Oznaka
1	Baždarena brtva vrste 1 ($C_{10} = 453$ kPa, $C_{01} = 113$ kPa) Četiri vijka smještena između dvije uzastopne ukrute	G1-S4
2	Baždarena brtva vrste 1 ($C_{10} = 453$ kPa, $C_{01} = 113$ kPa) Jedan vijak smješten između dvije uzastopne ukrute	G1-S1
3	Baždarena brtva vrste 1 ($C_{10} = 453$ kPa, $C_{01} = 113$ kPa) Bez ukruta	G1-S0
4	Brтва vrste 2 ($C_{10} = 372$ kPa, $C_{01} = 93$ kPa) Četiri vijka smještena između dvije uzastopne ukrute	G2-S4
5	Brтва vrste 3 ($C_{10} = 534$ kPa, $C_{01} = 133$ kPa) Četiri vijka smještena između dvije uzastopne ukrute	G3-S4

Tablica 5. Utjecaj ukruta na naprezanje po Von-Misesu u posudi te pritisak spoja u brtvi

Model	Bez ukrute (G1-S0)	Jedan vijak između dvije susjedne ukrute (G1-S1)	Četiri vijka između dvije susjedne ukrute (G1-S4)
Naprezanje na položaju gdje je S2 tenzometar [MPa]	36 Osnovna linija	60 +67 % ↑	58 +61 % ↑
Pritisak spoja u brtvi pokraj vijka [MPa]	16,3 Osnovna linija	15,8 -3,1 % ↓	15,9 -2,3 % ↓
Pritisak spoja u brtvi između vijaka [MPa]	13,4 Osnovna linija	14,4 +7.5 % ↑	14,2 +6 % ↑



Slika 10. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po Von-Misesu ovisno o položaju ukrute

Tablica 5. i slika 10. prikazuju rezultate u smislu ekvivalentnih naprezanja po Von-Misesu na kraju treće faze (tablica 1.) na položaju gdje je tenzometar S2. Ista je situacija s pritiskom spoja u brtvi u tangencijalnom smjeru kraj vijaka i između vijaka za ista svojstva brtve (označena kao $C_{10} = 453$ kPa i $C_{01} = 113$ kPa), a prikazana je u tablici 5. i na slici 10.

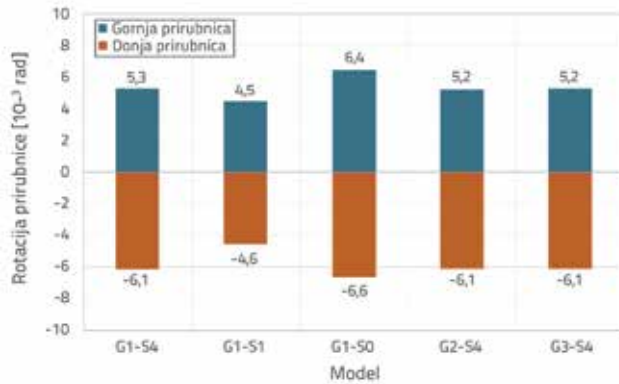
S druge pak strane, za meku brtvu korištenu u takvoj konstrukciji primjećuje se da je za ponašanje prirubnice ključan odnos između naprezanja i deformacije materijala (Hookeov zakon). Osim toga, proizvođač osigurava samo tvrdoću po Shoreu za silikonski gumeni materijal koji se koristi kao brtva. Taj parametar koji zanemaruje svoju temeljnu značajku, nije dostatan kako bi omogućio važne podatke o ponašanju gume, niti se može smatrati preciznim. U [33] se predlaže odnos između tvrdoće po Shoreu (s) i modula elastičnosti (E) i to u obliku:

$$E = \frac{0.0981 \cdot (56 + 7.66s)}{0.137505 \cdot (254 - 2.54s)} \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

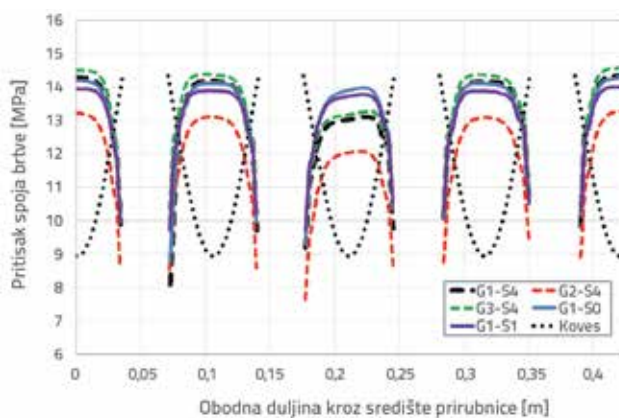
Meththananda i dr. [33] pokazali su da je ta jednadžba poprilično točna te ima jednostavan odnos pretvaranja Youngova modula u parametar koji predlaže Hooke, a to omogućuje definiranje jednostavnog modela gumenog materijala u FEM analizi. Ipak, u ovom istraživanju ne koristi se model po Hookeu s Mullinsovim efektom jer se pokazalo da se Mooney-Rivlinov model bolje slaže s eksperimentalnim podacima, osobito u dijelu bez opterećenja na dijagramu sila-pomak.

Nešto raspodjele se očekuje neovisno o broju parametara kojima se opisuje materijal mekane brtve. Ta se raspodjela

uglavnom predviđa kao normalna raspodjela, a koristi se u razvijanju koeficijentata sigurnosti za materijale koji se koriste u tehničkim zahtjevima propisa. Jednako tako, pokazala se velika nedosljednost u ponašanju cijele brtve i ponašanju pojedinog dijela brtve kao što je dokazano za spiralne navijene brtve velikog promjera u [34]. Osim toga, ovo je istraživanje pokazalo da proizvođači nisu proveli mjerenja najpreciznijim postupkom, što se može odnositi i na gumene brtve. Kako bi se ispitaio utjecaj svojstava brtvenog materijala na ponašanje prirubnice, ta su se svojstva mijenjala, a baždareni numerički model analizirao se pod tim uvjetima. Zbog toga je provedena vrlo jednostavna analiza osjetljivosti ispitanih konstrukcija metodom jedan po jedan (OAT metoda one at a time) i ispitani su učinci dviju zavarujejabli: broj ukruta i krutost brtve. Metoda u kojoj zavarujera broj ukruta već je objašnjena, no kako bi se odredio inkrement značajnog povećanja modifikacije brtvenog materijala, poželjno je znati nešto o koeficijentu zavarujejacije čvrstoće gume. Tako je, primjerice prema Eurokodu, usvojeno 0,07 za koeficijent zavarujejacije (CoV) za granicu popuštanja čelika [35]. Ipak, koliko je poznato autorima, ne postoje slične preporuke za gumeni materijal. Prema tome, relativno visok CoV je prisvojen – 0,09, a koristile su se razlike između srednje vrijednosti i fraktila od 5 % i 95 %, što vodi do 17,3 % pozitivne i negativne zavarujejacije krutosti. Slika 11. prikazuje rezultate tih analiza i rotaciju prirubnice u radialnom smjeru. Iako zavarujejacija parametara po Mooney-Rivlinu utječe na krutost brtve, utjecaj omjera krutosti između brtve i čelične prirubnice s vijcima nije značajan, što za posljedicu ima vrlo slično ponašanje rotacije prirubnice u sva tri analizirana slučaja (G1-S4, G2-S4 and G3-S4). Duljina prirubnice mjeri se na vanjskom rubu prirubnice.



Slika 11. Rotacija prirubnica na kraju treće faze za različite položaje ukruta i svojstva brtvenog materijala



Slika 12. Zavarujejacija pritiska spoja brtve u obodnom smjeru kroz središte vijaka

Slika 12. prikazuje analizirani model, odnosno pritisak brtvljenog spoja u obodnim smjerovima. Pritisak spoja u brtvi najmanji je kraj vijčane rupe, a najveći je između dviju rupa. To je posljedica nestlačivosti brtvenog materijala i njegove velike deformabilnosti. Gumena brtva istisnuta je u tim područjima zbog visokih pritisaka koji djeluju okomito na sredinu površine. Meka brtva (brtva vrste 2) pokazuje manji pritisak brtvljenja cijelom dužinom budući da se profil pritiska spoja na slici 12. prenosi dalje po ordinatnoj osi, kao što se to može vidjeti iz rezultata. Isto prenošenje, samo u manjoj količini, uočava se u slučaju tvrdog brtvenog materijala (brtva vrste 3). U usporedbi s tim, broj ukruta manje utječe na pritisak spoja budući da sve zavarujejacije koje se tiču količine ukruta stvaraju pritisak spoja između onih za srednju i tvrdnu brtvu. Može se stoga zaključiti da brtveni materijal najjače utječe na pritisak brtvljenja te da je izraženiji kako brtva postaje mekša. Slika 12. također prikazuje predviđanja pritiska spoja u brtvi koja su izračunana metodom prirubničkih spojeva koju predstavlja Koves [37]. Očito je da je raspodjela tih naprezanja gotovo u suprotnosti s numeričkim rezultatima. To je zbog toga što je metoda po Kovesu proizašla iz pretpostavke da je greda (prirubnica) na elastičnoj podlozi (brtva). Ista se pretpostavka koristi u

sličnim radovima koje nude Dan, Bouzid i Dao [36]. Ipak, zbog ekstremnih razlika u krutosti između prirubnice i gumene brtve, te nestlačivosti brtve, naprezanja spoja gotovo su u potpunosti određena ponašanjem brtve. Te razlike nisu objašnjene u formuli koju nudi Koves koja je prije svega razvijena za tvrde brtve. U izloženim rezultatima Kovesove metode usvojeno je 1,5 MPa za modul elastičnosti brtve, što odgovara sekantnom modulu elastičnosti za očekivane vrijednosti naprezanja. To je izračunano na temelju krivulje sila-pomak prikazane na slici 9. Usporedba numeričkih i analitičkih rezultata čvrsto podupire tezu da se Kovesova formula ne može primijeniti na mekanom materijalu brtve.

5. Zaključak

Prirubnički spojevi u tlačnim posudama proučavaju se dugo vremena jer su gotovo nužni dio svake konstrukcije tlačne posude. Kako se tlačne posude koriste u mnogim područjima, veća se pozornost posvećuje analizama prirubnica s jačim i trajnijim brtvama. Osim u industriji hrane, gumene brtve vrlo su učestale. Ovaj rad prikazuje mjerenja naprezanja u isparivačima koji se koriste u proizvodnji šećera tijekom njihovog inicijalnog testiranja. Prirubnica velikog promjera konstruira se s ukrutama kako bi postigla veću krutost. Zatim se izradilo nekoliko modela čitave konstrukcije i rezultati su uspoređeni s izmjerenim vrijednostima. Ustanovilo se da je učinkovitije zanemariti vrlo malu asimetriju i oblikovati samo profil posude. Rezultati su vrlo slični, no glavna je razlika u ovom slučaju mogućnost oblikovanja ponašanja brtve sa sofisticiranijim modelom koji uključuje spojeve koji, u slučaju modela čitave konstrukcije, predstavljaju izniman napor u smislu proračuna i vremena. Prirubničke ukrute za prirubnice velikog promjera zanemaruju se u gotovo svim proračunskim propisima. Krutost gornje prirubnice i cilindra, kao i donje prirubnice i donjeg nosača jest takva da prednaprezanje vijaka ne izaziva značajno savijanje prirubnica u obodnom smjeru. Iako ukrute povećavaju ukupnu krutost, one ne utječu značajno na pritisak spoja brtve. Ipak, ukrute prenose značajna naprezanja te stoga izazivaju dodatno savijanje u susjednom cilindričnom zidu. Broj ukruta u radijalnom smjeru zavarujera, a prikazani su rezultati njihova utjecaja na pritisak brtve i naprezanja cilindričnog zida. Može se zaključiti, na temelju rezultata, da prisutnost ukruta ne utječe značajno na ponašanje prirubnice, ali utječe na naprezanja u cilindru. Silikonska gumena brtva značajno utječe na ponašanje prirubnice i njezinu nepropusnost. U ovom istraživanju brtveni se materijal posebno ispitao u uvjetima sličnim operativnim – provelo se jednostavno ispitivanje zbijenosti primjenjujući pritom mazivo na gumenim površinama. Trenje nastalo između metalnih prirubnica i gumene brtve uglavnom utječe na ponašanje brtve prilikom rasterećenja. Jednako tako, zaključuje se da je teško postići točna predviđanja ponašanja brtve (a posljedično i ponašanja prirubničkih spojeva) ako se koristi Hookeov model. Mooney-Rivlinov

model s Mullinsovim efektom pokazao je zadovoljavajuće rezultate. Na temelju navedenoga može se zaključiti da će se, kad je riječ o mekoj brtvi, ili ukrućenoj prirubnici velikog promjera, da je zbog mnoštva nelinearnosti teško predvidjeti naprezanja spoja i rotacija prirubnica uz pomoć jednostavnih izraza navedenih u propisima ili čak analitičkim formulama kao što su one koje predlaže Koves. Iz tog razloga prednost ima sofisticirana numerička analiza prikazana u ovom radu.

Zahvala

Ovo istraživanje je obavljeno u okviru znanstveno-istraživačkog projekta *Multidisciplinary theoretical and experimental research in education and science in the fields of civil engineering, risk management and fire safety and geodesy*, razvijenog na Odjelu za građevinarstvo i geodeziju, Fakulteta tehničkih nauka, Sveučilišta u Novom Sadu, Srbija.

LITERATURA

- [1] Brown, W., Derenne, M., Bouzid, A.H.: The Effects of Thermal Loading on Pressure Vessel Flanged Joints, European Symposium on Pressure Equipment - ESOP 2001, Paris, France, 2001, pp. 416-425.
- [2] Sawa, T., Higurashi, N., Akagava, H.: A Stress Analysis of Pipe Flange Connections, Journal of Pressure Vessel Technology 113 (1991), pp. 497-503.
- [3] Modern Flange Design, Bulletin 502, G&W Taylor-Bonney Division, 1978.
- [4] A.B.a.P.V. Committee, ASME VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1, New York, USA, 2013.
- [5] CEN, EN 13445-3: Unfired pressure vessels - Part 3: Design, European committee for standardization, Brussels, Belgium, 2014.
- [6] CEN, EN 1092-1: Flanges and their joints - Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated - Part 1: Steel flanges, European committee for standardization, Brussels, Belgium, 2018.
- [7] CEN, EN 1591-1:2013: Flanges and their joints - Design rules for gasketed circular flange connections - Part 1: Calculation, European committee for standardization, Brussels, Belgium, 2013.
- [8] Huang, F., Zhang, D., Hong, W., Li, B.: Mechanism and calculation theory of prying force for flexible flange connection, Journal of Constructional Steel Research, 132 (2017), pp. 97-107.
- [9] Meck, H.R.: Analysis of Bolt Spacing for Flange Sealing, Transactions of ASME, (1969), pp. 290-292.
- [10] Couchaux, M., Hjjaj, M., Ryan, I.: Static resistance of bolted circular flange joints under tensile force, (2010), pp. 27-35.
- [11] Couchaux, M., Hjjaj, M., Ryan, I., Bureau, A.: Tensile resistances of L-stubs, Journal of Constructional Steel Research, 138 (2017), pp. 131-149.
- [12] Pavlović, M., Heistermann, C., Veljković, M., Pak, D., Feldmann, M., Rebelo, C., Simões da Silva, L.: Connections in towers for wind converters, part I: Evaluation of down-scaled experiments, Journal of Constructional Steel Research, 115 (2015), pp. 445-457.
- [13] Couchaux, M., Hjjaj, M., Ryan, I., Bureau A.: Effect of contact on the elastic behaviour of tensile bolted connections, Journal of Constructional Steel Research, 133 (2017), pp. 459-474.
- [14] Bouzid, A.H., Galai, H.: Bolted Flange Joints with Full Face Gaskets: An analytical approach based on flexibility, Proceedings of 2005 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, Denver, Colorado, USA, 2005, pp. 29-35.
- [15] Bouzid, A.H., Derenne, M.: Analytical Modeling of the Contact Stress With Nonlinear Gaskets, Journal of Pressure Vessel Technology, 124 (2002) 1, pp. 47.
- [16] Svhneider, R.W.: Flat Face Flanges With Metal-to-Metal Contact Beyond the Bolt Circle, Transactions of ASME, (1968), pp. 82-88.
- [17] Zhu, L., Bouzid A.H., Hong J.: Analytical evaluation of elastic interaction in bolted flange joints, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 165 (2018), pp. 176-184.
- [18] Coria, I., Abasolo, M., Olaskoaga, I., Etxezarreta, A., Aguirrebeitia, J.: A new methodology for the optimization of bolt tightening sequences for ring type joints, Ocean Engineering, 129 (2017), pp. 441-450.
- [19] Sawa, T., Hiroyuki, K.: On the Characteristics of Bolted Joints with Gasket, Bulletin of JCME, 28 (1985) 237, pp. 400-407.
- [20] Luyt, P.C.B., Theron, N.J., Pietra, F.: Non-linear finite element modelling and analysis of the effect of gasket creep-relaxation on circular bolted flange connections, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 150 (2017), pp. 52-61.
- [21] Fukuoka, T.: Analysis of the Tightening Process of Bolted Joint With a Tensioner Using Spring Elements, Journal of Pressure Vessel Technology, 116 (1994), pp. 443-448.
- [22] Abid, M., Nash D.H.: Comparative study of the behaviour of conventional gasketed and compact non-gasketed flanged pipe joints under bolt up and operating conditions, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 80 (2003) 12, pp. 831-841.
- [23] Estrada, H.: Analysis of Leakage in Bolted-Flanged Joints Using Contact Finite Element Analysis, Journal of Mechanics Engineering and Automation, 5 (2015) 3, pp. 135-142.
- [24] Bouzid, A.H., Beghou, H.: The design of Flanges based on Flexibility and Tightness, Proceedings of PVP2003 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Cleveland Ohio, USA, 2003, pp. 31-38.
- [25] Murali Krishna, M., Shunmugam, M.S., Prasad, N.S.: A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84 (2007) 6, pp. 349-357.
- [26] Nelson, N.R., Prasad, N.S.: Sealing behavior of twin gasketed flange joints, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 138 (2016), pp. 45-50.
- [27] Do, T.D., Bouzid, A.H., Dao, T.M.: Effect of Bolt Spacing on the Circumferential Distribution of the Gasket Contact Stress in Bolted Flange Joints, Journal of Pressure Vessel Technology, 133 (2011) 4, 041205.
- [27] Pavlović, M., Marković, Z., Veljković, M., Buđevac, D.: Bolted shear connectors vs. headed studs behaviour in push-out tests, Journal of Constructional Steel Research, 88 (2013), pp. 134-149.
- [28] A.U.M.V. 6.9., DS SIMULIA Corp, Providence, RI, USA, 2009.
- [29] Mooney, M.: A Theory of Large Elastic Deformation, J. Appl. Phys, 11 (1940), pp. 582-592.

- [30] Mullins, L.: Softening of rubber by deformation, *Rubber Chem Technol*, 42 (1969), pp. 339–362.
- [31] Ogden, R.W., Roxburgh, D.G.: A pseudo-elastic model for the Mullins effect in filled rubber, *Proc. R. Soc. Lond, A* 455 (1999), pp. 2861–2877.
- [32] Meththananda, I.M., Parker, S., Patel, M.P., Braden, M.: The relationship between Shore hardness of elastomeric dental materials and Young's modulus, *Dental materials: official publication of the Academy of Dental Materials*, 25 (2009) 8, pp. 956–959.
- [33] Delaunay, Y., Fontaine, Y.: Large diameter spiral wound gasket behavior, measured on the entire gasket and on small gasket sectors, *ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference*, Denver, Colorado USA, 2005, pp. 67–73.
- [34] Implementation of EUROCODES - Handbook 2, Prague, Czech Republic, 2005.
- [35] Dan Do, T., Bouzid, A.H., Dao, T.M.: Development of a New Bolt Spacing Formula, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 136 (2013) 1, 011206.
- [36] Koves, W.J.: Flange Joint Bolt Spacing Requirements, *Proceedings of 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, San Antonio, Texas, 2007, pp. 3–10.