

Ispitivanje konstrukcionih karakteristika nosača KPG rezervoara pod dejstvom inercijalnih sila primenom računarske simulacije

Miloš Ninković^a, Trifun Miličević^a, Vladimir Papić^a

^a Meta Lab doo Beograd

ARTICLE INFO

DOI: 10.31075/PIS.72.02.08

Professional paper

Received: 21.04.2026.

Accepted: 25.05.2026.

Corresponding author:

milos.ninkovic@metallab.rs

ORCID ID

Miloš Ninković: N.A.

Trifun Miličević: N.A.

Vladimir Papić: N.A.

Ključne reči

Bezbednost saobraćaja

Ispitivanje vozila

Računarske simulacije

ABSTRACT

U cilju podizanja nivoa opšte bezbednosti u drumskom saobraćaju, ovaj rad se bavi strukturnom validacijom nosača KPG rezervoara na komercijalnim vozilima. S obzirom na to da transport gasa pod visokim pritiskom predstavlja specifičan rizik, primarni fokus istraživanja bio je na osiguranju maksimalne pouzdanosti i integriteta noseće konstrukcije u kritičnim situacijama. Primenom naprednih numeričkih metoda, izvršena je simulacija ponašanja nosača pod ekstremnim opterećenjima definisanim pravilnikom UN ECE R110. Analiza je obezbedila precizan uvid u raspodelu napona i deformacija, omogućivši identifikaciju kritičnih tačaka sistema. Zaključno, dokazano je da modifikovano rešenje nosača u potpunosti ispunjava stroge bezbednosne kriterijume, čime se garantuje strukturna stabilnost i bezbedna implementacija ovih sistema u transportu.

1. Uvod

Savremeni trendovi u transportnoj industriji povezani su sa stalnim naporima za smanjenje izduvne emisije (Jokić et al., 2025) i povećanje bezbednosti saobraćaja, što pred proizvođače postavlja sve strože zakonske regulative (Božanić et al., 2021). Ovakvi propisi nameću pravila koja zahtevaju dodatna i kompleksnija ispitivanja vozila, njihovih delova i opreme, kako bi se svaki rizik u realnim uslovima eksploatacije sveo na minimum. Uporedo sa ovim zahtevima, prirodni gas se nametnuo kao primarno alternativno gorivo, što je dovelo do masovne primene sistema sa komprimovanim prirodnim gasom (KPG) na komercijalnim vozilima (Cho & He, 2008; Mirzaei et al., 2013). Jedan od kritičnih elemenata pasivne bezbednosti na ovim vozilima je nosač KPG rezervoara. Njegov osnovni zadatak je da pouzdano i trajno fiksira rezervoare pod visokim pritiskom za šasiju kamiona. S obzirom na veliku masu rezervoara i silinu potencijalnih udara, ključni inženjerski izazov ogleda se u dizajnu nosača koji mora da obezbedi odgovarajuću čvrstoću i pouzdanost uz optimalnu masu konstrukcije.

Brojna istraživanja primenjuju metodu konačnih elemenata za analizu nosača i rezervoara u vozilima na komprimovani prirodni gas. Analize konstrukcije nosača i njihovog ponašanja pod statičkim i dinamičkim opterećenjima prikazane su u više radova (Soate & Arakerimath, 2018; Walunje & Kurkute, 2022;

Zhengyang et al., 2016). Sličan pristup numeričkoj analizi primenjen je i u istraživanjima strukturalne čvrstoće rezervoara za gorivo (Gajendra et al., 2019) U ovom radu fokus je na primeni metode konačnih elemenata (MKE), koja se nameće kao superiorna u odnosu na tradicionalne proračune za detaljnu analizu strukture (Zienkiewicz & Taylor, 2014; Cook et al., 2002). Ovakav pristup omogućava preciznu simulaciju opterećenja, sa posebnim akcentom na ekstremne inercijalne sile. Iterativnom analizom nosača KPG boca, optimizovan je nosač, dok je radno naponsko stanje materijala ostalo ispod granice tečenja pri maksimalnim opterećenjima, propisanim pravilnikom UN ECE R110 (United Nations Economic Commission for Europe, 2000). Time je sprovedena pouzdana validacija čvrstoće i sigurnosti sistema u svim radnim režimima.



Slika 1. Vozilo opremljeno uređajima za pogon na KPG

2. Osnovni zahtevi bezbednosti prema pravilniku UN ECE R110

Nosač KPG boca, kao i sistem za učvršćivanje (delovi nosača, zavrtnji) moraju biti projektovani tako da izdrže zadata ubrzanja/usporenja bez plastičnih deformacija. U tabeli 1. date su vrednosti maksimalnih opterećenja koje nosač mora da izdrži u zavisnosti od vrste vozila, u skladu sa pravilnikom UN ECE R110 (United Nations Economic Commission for Europe, 2000).

Tabela 1. Vrednosti maksimalnih ubrzanja u odnosu na vrstu vozila

Vrsta vozila	Ubrzanje u podužnom pravcu	Ubrzanje u poprečnom pravcu
M1 i N1	20 g	8 g
M2 i N2	10 g	5 g
M3 i N3	6,6 g	5 g

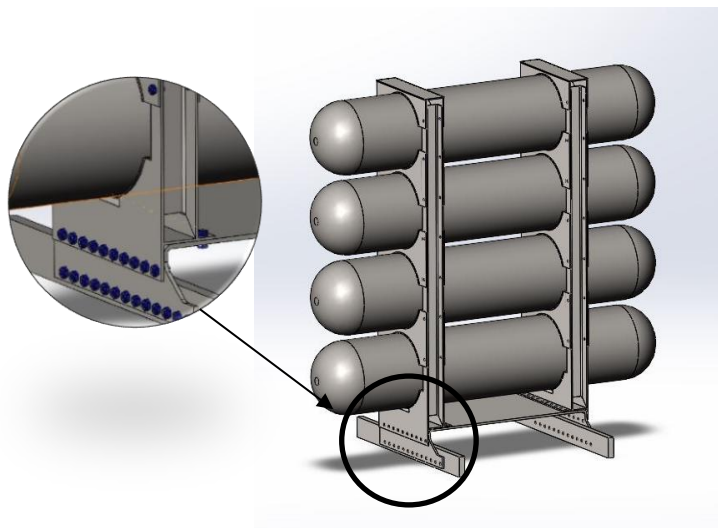
Izvor (United Nations Economic Commission for Europe, 2000)

Ulazni podaci ubrzanja u posmatranom slučaju, pošto se radi o vozilu vrste N3 su:

- u podužnom pravcu 6,6 g
- u poprečnom pravcu 5 g

3. Analiza nosača KPG rezervoara (MKE)-predlog prvi

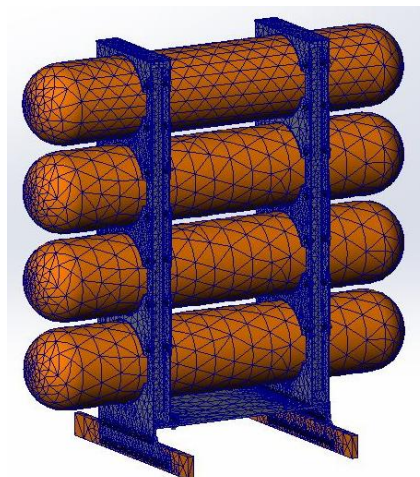
3.1 Model nosača KPG rezervoara - predlog prvi



Slika 2. Nosač KPG rezervoara - predlog prvi

Ukupna masa nosača sa napunjenim KPG rezervoarima iznosi 824,5 kg, a sistem je montiran na tegljač koji pripada vrsti vozila N3.

3.2 Mreža na modelu - predlog prvi



Slika 3. Mreža koja je korišćena za MKE na nosaču KPG rezervoara predlog prvi

Podaci o mreži:

Br. elemenata = 75 746

Br. čvorova = 158 298

3.3 Granični uslovi i slučajevi opterećenja

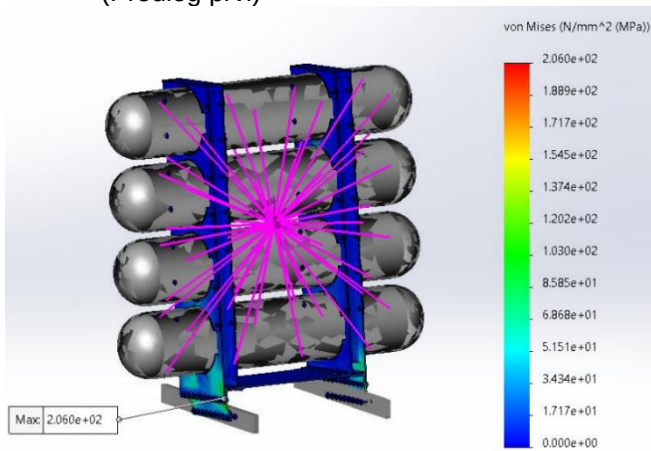
U okviru MKE analize primenjena su određena uprošćenja modela radi optimizacije proračuna što predstavlja uobičajenu praksu u numeričkim analizama konstrukcija (Cook et al., 2002; Zienkiewicz & Taylor, 2014). Rezervoari su definisani kao kruta tela i sa nosačem su povezani krutim vezama, s obzirom na to da je njihova krutost u pravcima opterećenja znatno veća od krutosti samog nosača. Iako je njihova krutost zanemarena, masa rezervoara je u potpunosti obuhvaćena proračunom zbog značajnog uticaja na ukupno opterećenje. Šasija vozila je modelovana kao idealno kruta, dok je veza nosača sa šasijom precizno definisana kroz vijke M14 kvaliteta 10.9. Shodno pretpostavkama o krutosti rezervoara, i kontaktne površine između njih i nosača su tretirane kao krute veze.

Opterećenje je razmatrano u dva slučaja:

1. Podužno opterećenje: 6,6 g – masa rezervoara je uvećana za faktor 6,6, a sila deluje u težištu sva četiri rezervoara u podužnom pravcu [3].
2. Poprečno opterećenje: 5 g – masa rezervoara je uvećana za faktor 5, a sila deluje u težištu sva četiri rezervoara u poprečnom pravcu [3].

3.4 MKE analiza-rezultati i obrazloženja

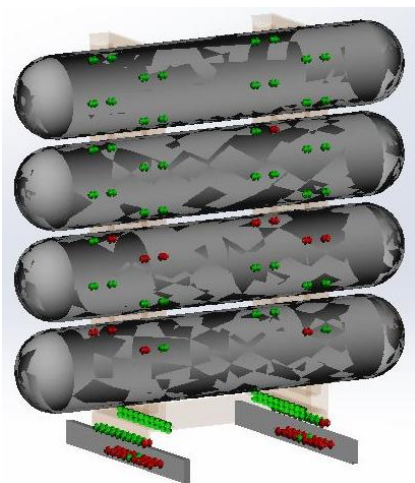
1. stanje napona prilikom prvog slučaja opterećenja - 6,6 g u podužnom pravcu (Predlog prvi)



Slika 4. Naponsko stanje u nosaču KPG rezervoara-predlog prvi pri podužnom opterećenju od 6,6 g

Kao što je prikazano na slici 4., maksimalni napon iznosi 206 MPa.

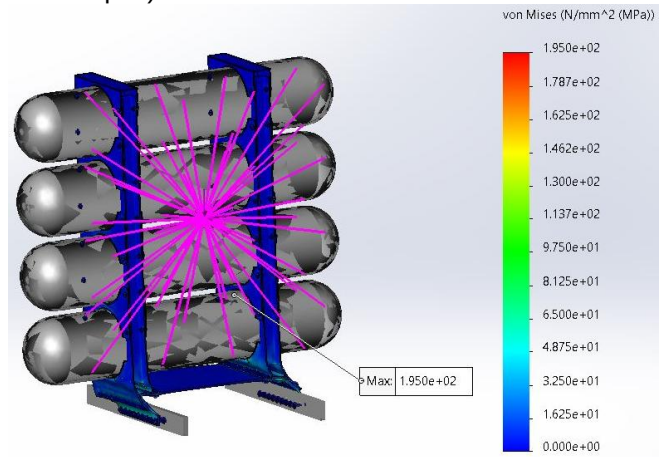
2. Opterećenje zavrtanjskih veza prilikom prvog slučaja opterećenja - 6,6 g u podužnom pravcu (Predlog prvi)



Slika 5. Opterećenje zavrtanjskih veza na nosaču KPG rezervoara - predlog prvi pri podužnom opterećenju od 6,6 g

Analiza rezultata (Slika 5.) ukazuje na to da kritičan broj zavrtanjeva, označenih crvenom bojom, poseduje stepen sigurnosti manji od 1. Ovakve vrednosti impliciraju da naponi u zavrtanjima prevazilaze granicu tečenja materijala, čime se izlazi iz domena elastičnog područja. Shodno tome, konstrukcija ne ispunjava bezbednosne kriterijume propisane pravilnikom UN ECE R110 (United Nations Economic Commission for Europe, 2000).

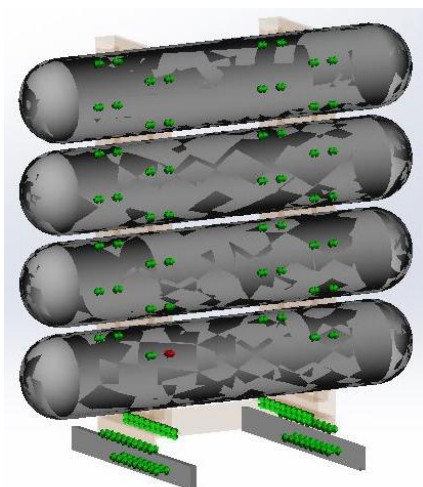
3. Naponsko stanje prilikom drugog slučaja opterećenja – 5 g u poprečnom pravcu (Predlog prvi)



Slika 6. Naponsko stanje u nosaču KPG rezervoara-predlog prvi pri poprečnom opterećenju od 5 g

Kao što je prikazano na slici 6., maksimalna vrednost napon iznosi 195 MPa.

4. Stanje zavrtanjskih veza prilikom drugog slučaja opterećenja – 5 g u poprečnom pravcu (Predlog prvi)

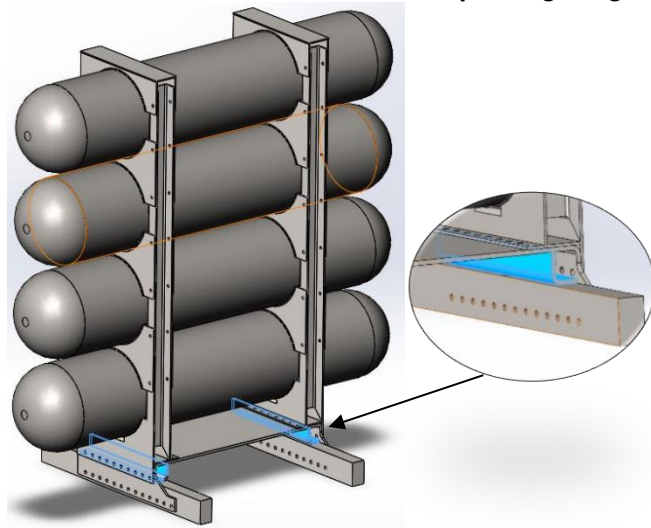


Slika 7. Stanje zavrtanjskih veza na nosaču KPG rezervoara-predlog prvi pri poprečnom opterećenju od 5 g

Analiza pokazuje da čak i najopterećeniji zavrtanji (označen crvenom bojom) poseduje stepen sigurnosti od 1,99. Ovakva vrednost jasno ukazuje na to da naponi ostaju unutar granica elastičnog ponašanja materijala, čime je obezbeđena dovoljna rezerva nosivosti.

4. Analiza nosača KPG rezervoara (MKE) - predlog drugi

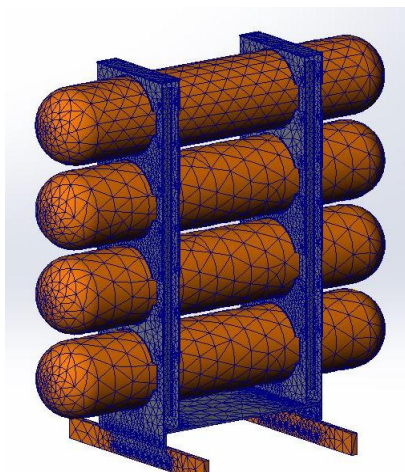
4.1 Model nosača KPG rezervoara - predlog drugi



Slika 8. Nosac KPG rezervoar-predlog drugi

U cilju usklađivanja sa bezbednosnim zahtevima pravilnika UN ECE R110 (United Nations Economic Commission for Europe, 2000), sprovedena je modifikacija noseće konstrukcije. Konstrukcija je ojačana dodatnim L-profilima (prikazanim plavom bojom na slici 8), koji su zavarivanjem integrisani u postojeći nosač i oslonjeni direktno na šasiju vozila. Usled ovih izmena, ukupna masa sklopa sa napunjenim KPG rezervoarima korigovana je na 835,5 kg, što predstavlja neznatno uvećanje u odnosu na prvobitni model.

4.2 Mreža na modelu - predlog drugi



Slika 9. Mreža koja je korišćena za MKE na nosaču KPG rezervoara - predlog drugi

Podaci o mreži:

Br. elemenata = 79 133

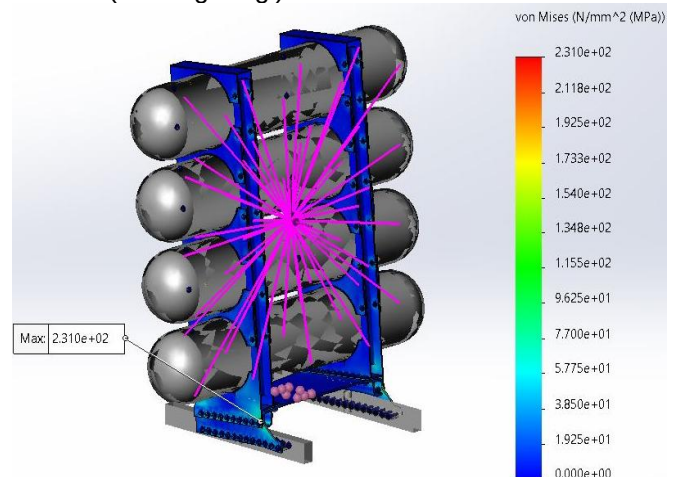
Br. čvorova = 164 904

4.3 Granični uslovi i slučajevi opterećenja

Granični uslovi i opterećenja su isti kao kod prvog predloga.

4.4 MKE analiza - rezultati i obrazloženja

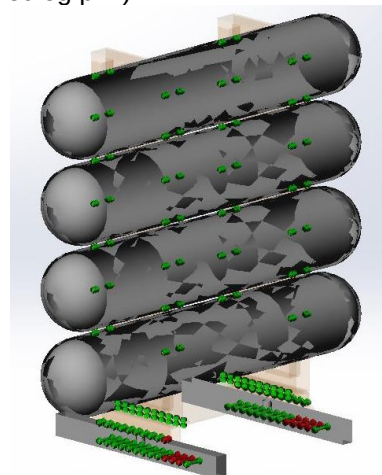
1. stanje napona prilikom prvog slučaja opterećenja - 6,6 g u podužnom pravcu (Predlog drugi)



Slika 10. Naponsko stanje u nosaču KPG rezervoara-predlog drugi pri podužnom opterećenju od 6,6 g

Kao što je prikazano na slici 10, maksimalni napon iznosi 231 MPa.

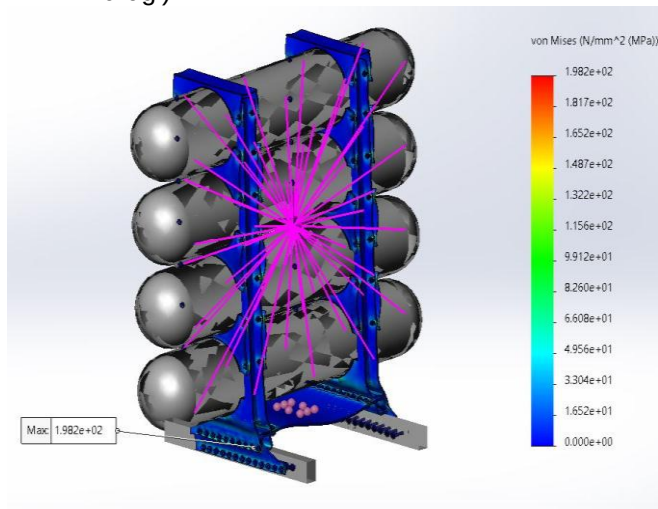
2. Opterećenje zavrtnajskih veza prilikom prvog slučaja opterećenja - 6,6 g u podužnom pravcu (Predlog prvi)



Slika 11. Stanje zavrtnajskih veza na nosaču KPG rezervoara - predlog drugi pri podužnom opterećenju od 6,6 g

Prikaz kritičnih zavrtnajskih veza na slici 11. potvrđuje da svi elementi označeni crvenom bojom ostvaruju stepen sigurnosti u rasponu od 1,88 do 1,98. Ovi rezultati jasno ukazuju na to da naponi ostaju u domenu elastičnih deformacija materijala, čime je potvrđen strukturni integritet spoja pod zadatim opterećenjem.

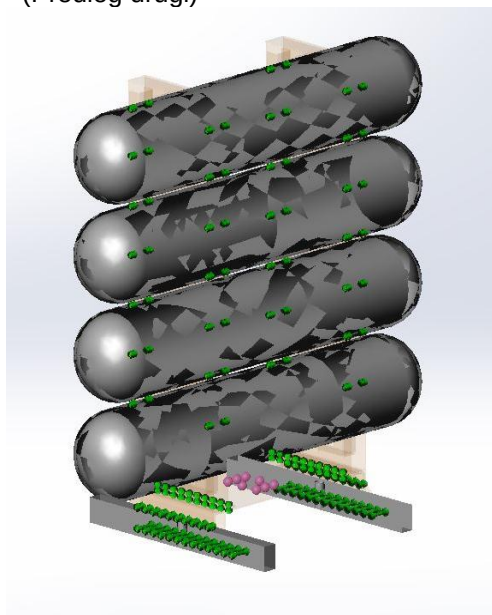
3. Naponsko stanje prilikom drugog slučaja opterećenja – 5 g u poprečnom pravcu (Predlog drugi)



Slika 12. Naponsko stanje u nosaču KPG rezervoara - predlog drugi pri poprečnom opterećenju od 5 g

Kao što je prikazano na slici 12, maksimalni napon iznosi 198,2 MPa.

4. Stanje zavrtanjskih veza prilikom drugog slučaja opterećenja – 5 g u poprečnom pravcu (Predlog drugi)



Slika 13. Stanje zavrtanjskih veza na nosaču KPG rezervoara- predlog drugi pri poprečnom opterećenju od 5 g

Analiza potvrđuje da sve zavrtanjske veze mogu uspešno da izdrže projektovano opterećenje. S obzirom na to da maksimalni radni napon u konstrukciji dostiže 231 MPa, izvršen je odabir materijala na osnovu karakteristika prikazanih u Tabeli 2 prema standardnim vrednostima za konstrukcione čelike (European Commission, n.d.). Iako čelik S235 teoretski zadovoljava ovaj uslov, mala razlika između radnog napona i granice tečenja ($R_e = 235$ MPa) ukazuje na

nizak stepen sigurnosti. Stoga se, radi povećanja pouzdanosti konstrukcije, nameće izbor čelika S355 kao racionalnije rešenje.

Tabela 2. Karakteristike materijala [4]

	S235	S355
Gustina materijala ρ	7850 kg/m ³	
Modul elastičnosti (Young-ov modul) E	210000 MPa	
Šerov modul G	$G = E / [2(1 + \nu)] \approx 81000$ MPa	
Poasonov koeficijent ν	0,3	
Napon tečenja R_e	235 MPa	355 MPa
Zatezna čvrstoća R_m	360 MPa	490 MPa

Uporedna tabela rezultata za posmatrane nosače

Tabela 3. Maksimalni radni naponi u nosačima

Uslovi opterećenja	Predlog prvi	Predlog drugi
Naponsko stanje [MPa] pri podužnom usporenju 6,6 g	206	231
Naponsko stanje [MPa] pri poprečnom usporenju 5 g	195	198,2

Poređenjem rezultata, zaključuje se da Predlog prvi ima prednost u pogledu napona u materijalu, ali da Predlog drugi nudi daleko sigurnije zavrtanjske veze koje u potpunosti ostaju u elastičnoj oblasti. Iz tog razloga, sa stanovišta ukupne sigurnosti konstrukcije, Predlog drugi smatra se optimalnim izborom.

5. Zaključak

Komparativna analiza pokazuje da se strukturalna ocena ne može zasnivati samo na maksimalnim naprezanjima, već treba uključiti i ponašanje spojeva, izbor materijala i dugoročnu pouzdanost (Cook et al., 2002; Zienkiewicz & Taylor, 2014).

5.1 Strukturne performanse

Pri uzdužnom opterećenju od 6,6g, Predlog prvi je dostigao 206 MPa, a Predlog drugi 231 MPa. Pri poprečnom opterećenju od 5g, naprezanja su bila 195 MPa i 198,2 MPa. Iako Predlog prvi pokazuje niža naprezanja, nekoliko M14 vijaka prelazi granicu elastičnosti, što može izazvati plastičnu deformaciju prema kriterijumima definisanim u SAE standardu (SAE International, 2012). Predlog drugi održava sve vijke u elastičnom opsegu (faktori sigurnosti 1,88–1,98) zahvaljujući dodatnim L-profil ojačanjima, čime se poboljšava pouzdanost spojeva, iako su naprezanja u strukturi nešto veća.

5.2 Odnos mase i sigurnosti

Strukturne modifikacije u Predlogu drugom povećavaju masu samo za 1,33 % (≈ 11 kg), ali eliminišu plastičnost vijaka, povećavaju faktore sigurnosti spojeva i poboljšavaju krutost. U teškim vozilima, ovaj mali porast mase opravdava značajno povećanje sigurnosti (ISO, 2013; SAE International, 2012).

5.3 Izbor materijala (S235/S355)

Pri uzdužnom naprezanju od 231 MPa, S235 čelik daje minimalni faktor sigurnosti (~1,02), što nije dovoljno za realne uslove (Zienkiewicz & Taylor, 2014). S355 čelik povećava stepen sigurnosti na ~1,54, pružajući značajnu rezervu elastičnosti i pouzdanost u praksi (Zienkiewicz & Taylor, 2014)

5.4 Zamor materijala

Iako su statički propisi zadovoljeni, ponovljeno kočenje može izazvati zamor materijala, posebno u zavarima, otvorima za vijke i mestima koncentracije napona. Za zavarene konstrukcije od S355, granica zamora je znatno niža od granice tečenja (Smith & Brown, 2020). Budući radovi treba da uključe procenu životnog veka na zamor, analizu mesta koncentracije napona i dinamičke simulacije opterećenja.

5.5 Ukupna ocena

Uzimajući u obzir raspodelu naprezanja, ponašanje spojeva, izbor materijala i zamor, Predlog drugi nudi pouzdaniji i funkcionalniji sklop sa aspekta bezbednosti za vrstu vozila N3, ostvarujući dobar kompromis između mase i sigurnosti.

Literatura

- [1] Božanić, V., Dedović, V., & Božović, M. (2021). Povećanje nivoa bezbednosti saobraćaja: Uloga standardizacije u oblasti kontrole i ispitivanja vozila u Srbiji. *Put i saobraćaj*. <https://doi.org/10.31075/PIS.67.02.08>
- [2] Cho, H. M., & He, B. Q. (2008). Combustion and emission characteristics of a lean burn natural gas engine. *International Journal of Automotive Technology*, 9(4), 415–422.
- [3] Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., & Witt, R. J. (2002). Concepts and applications of finite element analysis (4th ed.). Wiley.
- [4] European Commission. (n.d.). Steel design properties according to Eurocode EN 1993. <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties>
- [5] Gajendra, G., Prakasha, A. M., & Noora, A. (2019). Structural strength analysis of plastic fuel tank under static and dynamic load using FEA. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 6(10), 50–57.
- [6] International Organization for Standardization. (2013). ISO 11439: Gas cylinders—High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles.
- [7] Jokić, D., Vuković, J., Obrenović, M., & Smiljanić, S. (2025). Uticaj drumskog saobraćaja na emisiju ugljen-dioksida. *Put i saobraćaj*. <https://doi.org/10.31075/PIS.71.04.08>
- [8] Mirzaei, M., Malekan, M., & Sheibani, E. (2013). Failure analysis and finite element simulation of deformation and fracture of an exploded CNG fuel tank. *Engineering Failure Analysis*, 30, 91–98. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.01.015>
- [9] SAE International. (2012). SAE J1616: Compressed natural gas vehicle fuel system integrity.
- [10] Smith, J., & Brown, A. (2020). Fatigue behavior of welded steel structures under cyclic loading. *Engineering Failure Analysis*, 115, 104654. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104654>

- [11] Soate, A. S., & Arakerimath, R. R. (2018). Finite element analysis and optimization of CNG cylinder mounting cradle for four wheeler cargo vehicle. *International Journal of Engineering Research and Advanced Technology*, 4(5), 16–24.
- [12] United Nations Economic Commission for Europe. (2000). UN ECE Regulation No. R110.
- [13] Walunje, M., & Kurkute, V. (2022). Optimization of engine mounting bracket using finite element analysis. *Paripex – Indian Journal of Research*, 11(2), 72–75.
- [14] Zhengyang, G., Yong, H., Jinping, X., & Hongwu, H. (2016). A study on the strength of CNG cylinders frame in a new energy coach. In *Proceedings of the 8th International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* (pp. 55–58). <https://doi.org/10.1109/ICMTMA.2016.22>
- [15] Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (2014). *The finite element method* (7th ed.). Butterworth-Heinemann.

Testing the structural characteristics of KPG tank brackets under inertial forces using computer simulation

Miloš Ninković, M.Sc. M.E.

Meta Lab doo Belgrade

Trifun Miličević, M.Sc. M.E.

Meta Lab doo Belgrade

Vladimir Papić, Ph.D. T.E.

Meta Lab doo Belgrade

Abstract: With the aim of increasing the level of general road traffic safety, this paper deals with the structural validation of KPG tank brackets on commercial vehicles. Given that the transport of high-pressure gas presents a specific risk, the primary focus of the research was to ensure maximum reliability and integrity of the supporting structure in critical situations. By applying advanced numerical methods, simulations were conducted to analyze the behavior of the brackets under extreme loads defined by the UN ECE R110 regulation. The analysis provided precise insight into stress distribution and deformation, allowing for the identification of critical points within the system. In conclusion, it was proven that the modified bracket design fully meets strict safety criteria, thereby guaranteeing structural stability and the safe implementation of these systems in transport.

Keywords: road safety, vehicle testing, computer simulations.