

PRIMENA EPICIKLIČNIH ZUPČASTIH PRENOSNIKA SA NEOKRUGLIM ZUPČANICIMA ZA POVEĆANJE STEPENA KORISNOSTI SUS MOTORA**APPLICATION OF EPICYCLIC GEAR TRAINS WITH NON-CIRCULAR GEARS FOR INCREASING IC ENGINE EFFICIENCY**Dijana Čavić, Milan Rackov, *Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad***Oblast – MEHANIZACIJA I KONSTRUKCIONO MAŠINSTVO**

Kratak sadržaj – Povećanje efikasnosti SUS motora je tema mnogih diskusija u struci, i jedan pristup koji se sreće je modifikacija termodinamičkog radnog ciklusa motora kojom se realni ciklus približava idealnom. Ovaj rad pokušava to da postigne izmenom kinematike klipnog mehanizma uvođenjem epicikličnih neokrughih zupčanika između kolenastog vratila i zamajca. Dodatak neokrughih zupčanika menja radni ciklus uvođenjem prisilnog perioda mirovanja klipa tokom ključnih momenata tokom ciklusa. Moguća rešenja oblika zupčanika izračunata su na osnovu prenosnog odnosa izraženog poznatom periodičnom funkcijom. Konačni rezultat je epiciklični prenosnik sa neokrughim zupčanicima sa приметnim uticajem na kinematiku klipnog mehanizma, što za posledicu ima povećanje efikasnosti motora.

Ključne reči: SUS motori, Povećanje efikasnosti, Epiciklični prenosnici sa neokrughim zupčanicima

Abstract – Increasing the efficiency of IC engines is a frequently discussed topic and one of the approaches taken is to modify the thermodynamic work cycle of the engine so that it resembles the ideal cycle more closely. This paper attempts to achieve that by altering the kinematics of the piston-crank mechanism by introducing an epicyclic non-circular gear train between the crank and the flywheel. The addition of the non-circular gears alters the work cycle by introducing a state of dwell during key points of the cycle. Possible gear shape solutions were calculated using a known, periodical function to express the gear transmission ratio. The final result was an epicyclic non-circular gear train that has a noticeable effect on the kinematics of the piston-crank mechanism which in turn increases the engine's efficiency.

Keywords: IC Engine, Increasing efficiency, Epicyclic non-circular gear train

1. UVOD

Niz termodinamičkih procesa koji se odvijaju u cilindru SUS motora se naziva radnim ciklusom.

Usled kompleksnosti ovih procesa, radni ciklus se analizira kroz različite matematičke modele. U teoriji, najefikasniji termodinamički ciklus u kontekstu SUS motora jeste

NAPOMENA:

Ovaj rad proistekao je iz master rada čiji mentor je bio dr Milan Rackov, vanred. prof.

OTO ciklus, koji obuhvata izentropsko sabijanje, i izohorsko dovođenje i odvođenje toplote [1].

U SUS motorima sa konvencionalnim klipnim mehanizmom nije moguće postići izohorsko sagorevanje, što se drastično odražava na efikasnost. U idealnom scenariju, sagorevanje će početi i završiti se dok klip stoji u gornjoj mrtvoj tački. Ovim bi se postigao maksimalni termalni potencijal i eliminisao negativni rad usled predpaljenja tokom takta sabijanja. Jedan način da se ovo postigne je da se prisilno smanji brzina klipa oko gornje mrtve tačke i time pruži procesu sagorevanja više vremena [2]. Modifikacije klipnog mehanizma s ciljem povećanja efikasnosti SUS motora predmet su mnogih istraživanja [3–5].

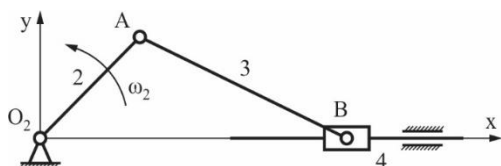
Ovaj rad razmatra mogućnost povećanja efikasnosti SUS motora modifikovanjem klipnog mehanizma uvođenjem neokrughih zupčanika, čime se menja zakon kretanja klipa tako da klip miruje oko gornje mrtve tačke. Cilj rada je da predloži rešenje kojim se postiže tražena izmena zakona kretanja klipnog mehanizma SUS motora upotrebom neokrughih zupčanika i da analizira i prikaže uticaj modifikacije na ceo mehanizam.

2. STANJE U OBLASTI

Neokrugi zupčanici imaju široku primenu u mašinstvu i koriste se u situacijama kada je potrebno obezbediti proizvoljno kretanje izlaznog člana mehanizma [6]. Primena neokrughih zupčanika u sklopu prese sa definisanim zakonom kretanja izlaznog člana prikazana je u [7]. Takođe u [8]. Primena neokrughih zupčanika za generisanje funkcija prikazano je u [9]. Novo rešenje mašine za pecanje sa neokrughim zupčanicima prikazano je u [10]. Sinteza prenosnika koji omogućava period mirovanja, a obuhvata ravanski mehanizam i neokrugle zupčanike prikazana je u [11]. Sinteza mehanizma prekidnog kretanja koji sadrži neokrugle zupčanike prikazana je u [12, 13]. Iako je kinematika neokrughih zupčanika dobro istražena [14–16], oni za sad nisu našli široku primenu u industriji, usled poteškoća pri izradi. Različiti postupci narezivanja zuba obrađeni su u [17–20].

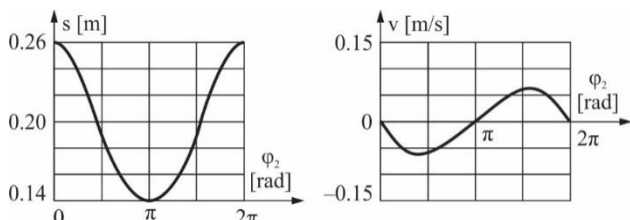
3. MODIFIKOVANI MEHANIZAM

Na slici 1 prikazan je konvencionalni mehanizam, koji se sastoji iz kolenastog vratila, klipnjače i klipa. Iako je klip teorijski pogonski član, u tri od četiri takta stvarni pogon dolazi od zamajca usled akumulirane kinetičke energije. Usled toga, kolenasto vratilo će se u daljem radu smatrati pogonskim članom.



Slika 1. Šema konvencionalnog klipnog mehanizma

Zakoni kretanja klipa konvencionalnog klipnog mehanizma prikazani su na slici 2. Konstruktivni parametri potrebni za kinematsku analizu usvojeni su iz literature [1].

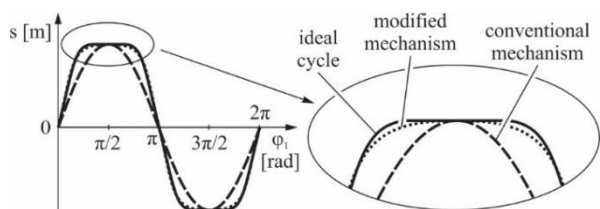


Slika 2. Zakoni kretanja konvencionalnog klipnog mehanizma (levo - pređeni put; desno - brzina)

3.1. Modifikacija

Na slici 2 vidi se da je brzina klipa jednaka nuli samo u trenutku prolaska kroz mrtve tačke.

Na slici 3 prikazani su zakoni kretanja klipa u slučaju idealnog ciklusa, za konvencionalni mehanizam i za modifikovani mehanizam.



Slika 3. Različiti zakoni kretanja klipa

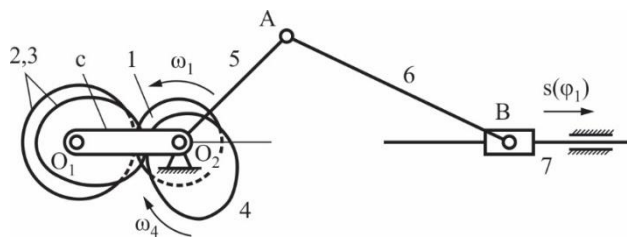
Konvencionalni klipni mehanizam radi sa približno konstantnom ulaznom brzinom usled delovanja zamajca. Uvođenjem promenljive ulazne brzine postaje moguće uticati na zakon kretanja klipa.

Ipak, pošto je klipni mehanizam samo jedan deo SUS motora, koji je opet samo deo kompleksnog pogona kretanja automobila, postoje dodatni zahtevi koje bi modifikovani mehanizam morao ispuniti. Dakle, zahtevi postavljeni pred modifikovani mehanizam su sledeći:

- Da postigne promenljivu ulaznu brzinu kolenastog vratila potrebnu za postizanje propisanog zakona kretanja klipa,
- Da se izbegnu nepotrebne konstruktivne komplikacije
- Da se izbegne zaustavljanje ostatka transmisije.

Na slici 4 prikazan je mehanizam kojim se može postići period pravog mirovanja. Zupčanik vezan za zamajac se smatra ulaznim i ima približno konstantnu brzinu.

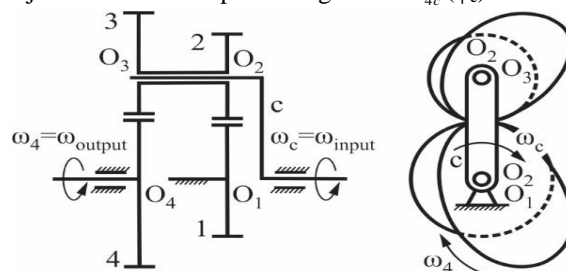
Zupčanik vezan za klenasto vratilo ima promenljivu brzinu koja zavisi od oblika zupčanika, što teoretski znači da je oblikom zupčanika moguće postići proizvoljnu promenu brzine, a s time i proizvoljan zakon kretanja klipa.



Slika 4. Modifikovani mehanizam sa epicikličnim neokruglim zupčanicima

3.2. Kinematika

Slika 5 prikazuje epiciklični prenosnik sa neokruglim zupčanicima. Jednostepeni epiciklični prenosnik sastoji se iz pet elemenata: krivaja c, centralni zupčanici 1 i 4, i planetni zupčanici 2 i 3 koji su kruto povezani. Centralni zupčanik 4 je izlazni, a krivaja c je u vezi sa zamajcem, odnosno ona je ulazni član. Da bi ovaj mehanizam imao samo jedan stepen slobode, jedan od centralnih zupčanika mora biti nepokretan, i u ovom slučaju to je zupčanik 1, što znači da je $\omega_1=0$. Zupčanici 1 i 2 su okrugli, a 3 i 4 neokrugli. Zahvaljujući promenljivom prenosnom odnosu neokruglih zupčanika, sa konstantnom ulaznom brzinom $\omega_c=const$, postiže se promenljiva izlazna brzina koja se menja u zavisnosti od prenosnog odnosa $i_{4c}^1(\varphi_c)$.



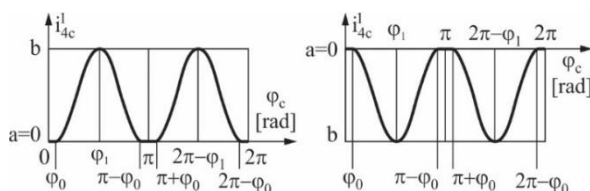
Slika 5. Šema epicikličnog prenosnika sa neokruglim zupčanicima

Prema Willis-u se dobija:

$$i_{4c}^1 = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_c - \omega_1} = \frac{\omega_4}{\omega_c} \quad (1)$$

$$\omega_4(\varphi_c) = i_{4c}^1(\varphi_c) \cdot \omega_c(\varphi_c) \Rightarrow \varphi_4(\varphi_c) = \int_0^{\varphi_c} i_{4c}^1(\varphi_c) d\varphi_c \quad (2)$$

Da bi klip mirovao u gornjoj ($\varphi_c=0$) i donjoj ($\varphi_c=\pi$) mrtvoj tački, ugaona brzina radilice mora biti jednaka nuli u određenom intervalu oko uglova $\varphi_c=0$ i $\varphi_c=\pi$. Osim toga, ugaona brzina radilice ne sme menjati smer. Figure 7, u skladu sa tim, prikazuje funkciju prenosnog odnosa i_{4c}^1 .



Slika 6. Funkcije prenosnog odnosa

Slika 6a prikazuje prenosni odnos i_{4c}^1 pozitivnog znaka – ugaone brzine ω_c i ω_4 su istog smera, dok je na slici 6b prenosni odnos i_{4c}^1 negativnog znaka – ugaone brzine ω_c i ω_4 su suprotnog smera. Prema tome, opšti oblik funkcije je dat jednačinom:

$$i_{4c}^1(\varphi_c) = \begin{cases} \pm a, \varphi_c \in [0, \varphi_0) \\ \pm \frac{1}{2}(a+b) \mp \frac{1}{2}(b-a) \cos\left(\pi \frac{\varphi_c - \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0}\right), \varphi_c \in [\varphi_0, \varphi_1) \\ \pm \frac{1}{2}(a+b) \mp \frac{1}{2}(b-a) \cos\left(\pi \frac{\pi - \varphi_c - \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0}\right), \varphi_c \in [\varphi_1, \pi - \varphi_0) \\ \pm a, \varphi_c \in [\pi - \varphi_0, \pi) \\ i_{4c}^1(\varphi_c - \pi), \varphi_c \in [\pi, 2\pi) \end{cases} \quad (3)$$

Na osnovu funkcionalnih zahteva SUS motora, za jedan obrt radilice, vratilo zamajca treba da izvrši jedan obrt, pa je:

$$\varphi_4(\varphi_c = 2\pi) = 2\pi \Rightarrow 2\pi = \int_0^{2\pi} i_{4c}^1(\varphi_c) d\varphi_c \quad (3)$$

Rešavanjem (4) se dobija međusobna zavisnost parametara a i b, pa je:

$$b = \frac{2 - 2a \frac{\varphi_0}{\varphi_1}}{1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_1}} - a \quad (4)$$

Pošto se prenosni odnos i_{4c}^1 ne može direktno izraziti preko geometrijskih parametara mehanizma, upotrebom izraza (1) se dobija:

$$i_{4c}^1 = 1 - i_{41}^c = 1 - \left(-\frac{R_3}{R_4} \right) \left(-\frac{R_1}{R_2} \right) = 1 - i_{43}^c i_{21}^c \quad (5)$$

Gde su i_{43}^c i i_{21}^c prenosni odnosi pri relativnom kretanju u odnosu na krivaju c.

Pri tome je:

$$i_{21}^c(\varphi_{1r}) = -\frac{R_1}{R_2} = \frac{\omega_2 - \omega_c}{\omega_1 - \omega_c} = \frac{\omega_{2r}}{\omega_{1r}} \quad (6)$$

Gde je:

$$\omega_{1r} = \omega_1 - \omega_c = -\omega_c \quad (7)$$

$$\omega_{2r} = -\frac{R_1}{R_2} \omega_{1r} = \frac{R_1}{R_2} \omega_c \quad (8)$$

$$\varphi_{2r} = -\frac{R_1}{R_2} \varphi_{1r} = \frac{R_1}{R_2} \varphi_c \quad (9)$$

Zupčanici 2 i 3 su kruto povezani i zbog toga je $\omega_{2r} = \omega_{3r}$ i $\varphi_{2r} = \varphi_{3r}$. Prema tome, prenosni odnos zupčastog para 3, 4 pri relativnom kretanju u odnosu na krivaju c je:

$$i_{43}^c(\varphi_{3r}) = \left(-\frac{R_3}{R_4} \right) = \frac{\omega_4 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{\omega_{4r}}{\omega_{3r}} \quad (10)$$

$$\varphi_{4r}(\varphi_{3r}) = \int_0^{\varphi_{3r}} i_{43}^c(\varphi_{3r}) d\varphi_{3r} \quad (11)$$

Imajući u vidu da je $\omega_{4r} = \omega_4 - \omega_c$, sledi:

$$\varphi_{4r}(\varphi_c) = \varphi_4(\varphi_c) - \varphi_c \quad (12)$$

Ukoliko je $i_{4c}^1 \geq 0$, za φ_{4r} se dobija oscilatorno promenljiva promena koja je pogodna u specifičnim situacijama [13]. Međutim, u ovom slučaju je neprihvatljiva i zbog toga se usvaja varijantna $i_{4c}^1 \leq 0$.

Centroide zupčanika 3 i 4 moraju biti zatvorene krive i zbog toga je:

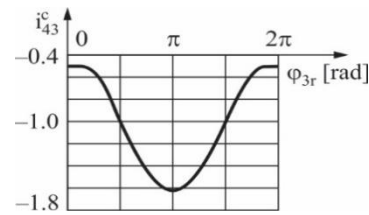
$$\frac{T_{3r}}{n_{3r}} = \frac{T_{4r}}{n_{4r}} \quad (13)$$

where: T_{3r} and T_{4r} su periodi obrtanja neokruglih zupčanika 3 i 4 pri relativnom kretanju u odnosu na krivaju c, dok su n_{3r} i n_{4r} celi brojevi.

Iako je moguće više rešenja, s obzirom da je $\varphi_{4r}(\varphi_{3r})$ periodična funkcija sa periodom $\pi R_1/R_2$, tehnološki je najjednostavnije rešenje za $R_1/R_2=2$ i $n_{3r}=n_{4r}=1$. Dalje se usvaja $\varphi_1=\pi/2$ i $\varphi_0=10\pi/180$. Imajući u vidu Eq. (12), prenosni odnos i_{43}^c je:

$$i_{43}^c(\varphi_{3r}) = \frac{d\varphi_{4r}}{d\varphi_{3r}} \quad (14)$$

Slika 7 prikazuje promenu prenosnog odnosa $i_{43}^c(\varphi_{3r})$.



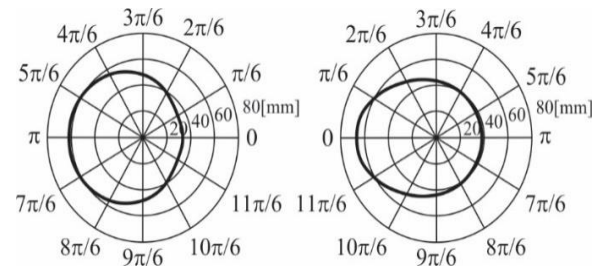
Slika 7. Promena prenosnog odnosa $i_{43}^c(\varphi_{3r})$

Jednačine centroida zupčanika 3 i 4 su:

$$R_3(\varphi_{3r}) = \frac{L}{1 + |i_{43}^c(\varphi_{3r})|} |i_{43}^c(\varphi_{3r})|, \varphi_{3r} = 0 \dots 2\pi \quad (15)$$

$$R_4(\varphi_{3r}) = L - r_3(\varphi_{3r}), \varphi_{4r}(\varphi_{3r}) = \int_0^{\varphi_{3r}} i_{43}^c(\varphi_{3r}) d\varphi_{3r}, \varphi_{4r} = 0 \dots 2\pi \quad (16)$$

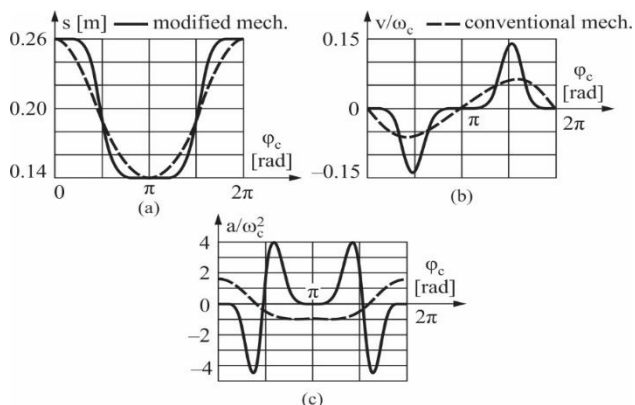
Slika 8, na osnovu Eqs. (16–17) i usvojenog međusobnog rastojanja $L=100$ mm, prikazuje centroide zupčanika 3 i 4.



Slika 8 Dobijene centroide neokruglih zupčanika

4. SIMULACIJA KRETANJA I REZULTATI

Sprovedenjem kinematske analize modifikovanog mehanizma, dobijaju se modifikovani zakoni kretanja klipa. Položaji mrtvih tačaka i hod klipa usvojeni su na osnovu postojećih SUS motora [1], i iznose: $S_{DMT}=140$ mm, $S_{GMT}=260$ mm, $h=S_{GMT}-S_{DMT}=120$ mm. Slika 1a prikazuje zakon promene položaja klipa konvencionalnog I modifikovanog mehanizma. Klip modifikovanog mehanizma miruje u mrtvim tačkama, u intervalu. $-10 \div 10^\circ$ obrtanja kolenastog vratila. Slika 10b prikazuje razliku u brzini klipa modifikovanog i konvencionalnog mehanizma. Ubrzanje klipa oba mehanizma prikazano je na slici 11c. Ubrzanje klipa modifikovanog mehanizma je glatka funkcija bez naglih skokova, što je povoljno. Međutim vrednosti ubrzanja su primetno veće nego kod konvencionalnog mehanizma, što implicira postojanje većih inercijalnih opterećenja, ali o tome neće biti reči u ovom radu.



Slika 9. Zakoni kretanja klipa modifikovanog klipnog mehanizma

5. ZAKLJUČAK

U radu je razmotrena upotreba neokruglih planetnih zupčanika radi postizanja perioda mirovanja klipa u gornjoj i donjoj mrtvoj tački. Ovakvom izmenom kinematike klipa menja se i radni ciklus motora, i tada realni radni ciklus postaje sličniji idealnom.

Mirovanje klipa u mrtvim tačkama, prvenstveno gornjoj, simulira izohorski proces dovođenja toplote prisutan u idealnom ciklusu, a kao direktnu posledicu ima povećanje efikasnosti radnog ciklusa motora. Upotrebom planetnih neokruglih zupčanika omogućen je period potpunog mirovanja uz mogućnost izrade zupčanika. Osim toga, upotrebom planetnih zupčanika je zadržana koaksijalnost između kolenastog vratila i zamajca. Ipak, nisu izbegnuti svi nedostaci.

Kinematička analiza pokazuje veće vrednosti i oštre skokove ubrzanja oko mrtvih tački, što sa sobom povlači velika inercijalna opterećenja.

Analiza dinamike mehanizma u okviru koje bi se ispitala inercijalna opterećenja je tema budućih istraživanja. Mogućnost izrade zuba zupčanika nije detaljnije ispitivana u ovom radu, ali takođe zahteva pažnju u budućnosti.

6. LITERATURA

- [1] Dorić, J.Ž., Klinar, I.J.: Efficiency of a new internal combustion engine concept with variable piston motion. *Therm. Sci.* 18(1), 113–127 (2014).
- [2] Dorić, J.Ž., Klinar, I.J.: Efficiency characteristics of a new quasi-constant volume combustion spark ignition engine. *Therm. Sci.* 17(1), 119–133 (2013).
- [3] Pouliot, H.N., Delameter, W.R., Robinson, C.W.: A variable-displacement spark-ignition engine. *SAE Technical Paper 770114(2)*, 446–464 (1978).
- [4] ElBahloul, M.A., Aziz, E.S., Chassapis, C.: Performance study of the hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine applications. *Int. J. Engine Res.* 1–17 (2019).

- [5] Chironis, N.P.: *Mechanisms, Linkages and Mechanical Controls*. McGraw-Hill, New York (1965).
- [6] Mundo, D., Danieli G.A.: Use of non-circular gears in pressing machine driving systems. *IASME Trans.* 1(1), 7–11 (2004).
- [7] Soong, R.-C.: On the new mechanical press with a planetary gear train. *Trans. Can. Soc. Mech. Eng.* 40(1), 45–58 (2016).
- [8] Litvin, F.L., Gonzalez-Perez, I., Fuentes, A., Hayasaka, K.: Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 197(45–48), 3783–3802 (2008).
- [9] Lovasz, E.-C., Modler, K.-H., Neumann, R., Gruescu, C.M., Perju, D., Ciupe, V., Maniu, I.: Novel design solutions for fishing reel mechanisms. *Chin. J. Mech. Eng.* 28(4), 726–736 (2015).
- [10] Modler, K.-H., Lovasz, E.-C., Bär, G.F., Neumann, R., Perju, D., Perner, M., Mărgineanu, D.: General method for the synthesis of geared linkages with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory* 44(4), 726–738 (2009).
- [11] Zheng, F., Hua, L., Han, X., Li, B., Chen, D.: Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory* 105(1), 108–128 (2016).
- [12] Smelyagin, A.I., Prikhod'ko, A.A.: Structure and kinematics of a planetary converter of the rotational motion into the reciprocating rotary motion. *J. Mach. Manuf. Reliab.* 45(6), 500–505 (2016).
- [13] Mundo, D.: Geometric design of a planetary gear train with non-circular. *Mech. Mach. Theory* 41(4), 456–472 (2006).

Kratka biografija:



Dijana Čavić rođena je u Novom Sadu 1996. god. Master rad na Fakultetu tehničkih nauka iz oblasti Mehanizacija i konstrukciono mašinstvo odbranila je 2020.god.

kontakt: dijana.cavic@gmail.com



Milan Rackov je rođen u Kikindi 1976. Doktorirao je 2013. na FTN i 2014. god. na MF u Bratislavi. Od 2018. je zvanju vanredni profesor. Oblast interesovanja su mašinski elementi i zupčasti prenosnici.