

Sl. 5. Uticaj brzine kretanja i neravnina kolovoza na dinamičko opterećenje duple osovine.

6. ZAKLJUČCI

U određenom vremenskom periodu razvoj teških motornih vozila pratio je trend porasta ukupne mase i opterećenja po osovinama. Zakonska regulativa u ovom domenu propisuje ukupnu masu i odgovarajuća statička opterećenja po osovinama. Međutim, različite izvedbe osovinskih agregata - sprega osovina, utiču kako na raspodelu opterećenja u statičkim uslovima tako i u uslovima kretanja, pa propisane vrednosti mogu biti zanatno prekoračene. U tom smislu rezultati simulacionih istraživanja verifikovani eksperimentima u realnim uslovima kretanja mogu biti od značaja pri formulisanju novih normativa, odnosno, tumačenju postojećih.

7. LITERATURA

- /1/ Eisenmann, J.: Theorie der Straßenbeanspruchung, TU Munchen, 1976.
- /2/ Hahn, W.D.: Straßenbeanspruchung durch schwere Hutzfahrzeuge, VDI Berichte, 1989.
- /3/ OECD. Heavy trucks, climate and pavement damage. Road Transport Research, Paris, 1988.
- /4/ Addis, R., Halliday, R., Mitchell, B.: Dynamic loading of road pavements by heavy goods vehicles, Institute of Mechanical Engineers, 1986.



MATEMATIČKO MODELIRANJE I SIMULACIJA TURBOMENJAČA U AUTOMATSKOJ TRANSMISIJI MOTORNIH VOZILA

Mr Vanja Šušteršić, Dr Milun Babić, Dušan Gordić¹

REZIME: Automatska transmisija se najčešće sastoji od tri dela: elektronske upravljačke jedinice, hidrauličke upravljačke jedinice i mehaničkih komponenti. Jedna od najvažnijih komponenti u automatskoj transmisiji motornih vozila je svakako turbomenjač. Njegova geometrija je trodimenzionala, radni fluid je viskozan i on radi u širokom opsegu radnih režima. U ovom radu su date nelinearne diferencijalne jednačine koje opisuju dinamičke karakteristike turbomenjača, matematički model i rezultate simulacije. Ova komponenta je veoma važna za istraživanje, a naročito njen uticaj pri promeni stepena prenosa u automatskoj transmisiji.

KLJUČNE REČI: turbomenjač, automatska transmisija, modeliranje, simulacija.

MODELING AND SIMULATION OF AUTOMOTIVE TORQUE CONVERTER

ABSTRACT: Automatic transmission is mainly composed of three parts: electronic control unit, hydraulic control unit and mechanical components. One of very important part is torque converter at passenger car automatic transmission. He is a very complex turbomachine. Its geometry is highly three dimensional, the working fluid is viscous oil, and it operates under a wide range of flow conditions.

In this paper is presented nonlinear differential equation describing torque converter dynamic characteristics, mathematics model and results of simulation. This component is very important to investigate, especially during gear ratio change on the automatic transmission.

KEY WORDS: torque converter, automatic transmission, modeling, simulation.

1.0 UVOD

¹ Mr Vanja Šušteršić, Mašinskipakultet, Kragujevac, E-mail: vanjas@knezuis.kg.ac.yu
Dr Milun Babić, red. prof., Mašinskipakultet, Kragujevac, E-mail: nastasija@ptt.yu
Dušan Gordić, Mašinskipakultet, Kragujevac, E-mail: gordic@ptt.yu

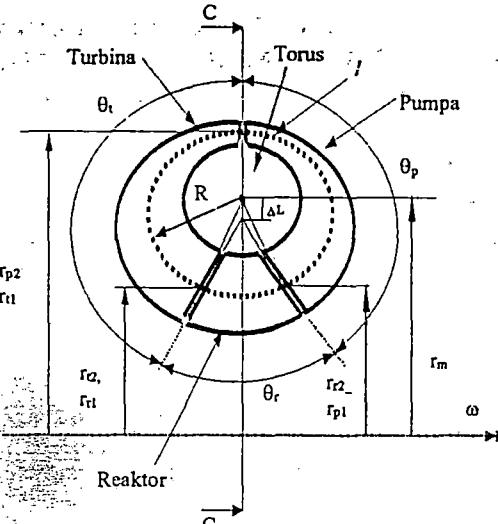
Sastavni deo automatskih transmisija je obavezno hidrodinamički menjač (turbomenjač). To je naj složenija turbomašina koja se sastoji iz tri ili više lopatičnih kola, a prenos mehaničke energije vrši posredstvom radnog fluida koji se nalazi u njemu. Primenom turbomenjača u automatskim prenosnicima snage povećava se vek trajanja, prohodnost, bezbednost kretanja, udobnost i olakšava rad vozaču.

2.0 MATEMATIČKI MODEL TURBOMENJAČA

Dinamičke karakteristike turbomenjača (sl.1) su opisane sa tri momentne jednačine i jednom energetskom jed načinom /2,4/.

Taj model sadrži nelinearne diferencijalne jednačine, posmatra se režim rada pri $\omega_p \leq \omega_t$, zatim se uzima da je prostor između lopatičnih kola turbomenjača zanemarljiv, da su protočne površine konstantne, da je polje brzina i pritiska uniformno kroz meridijanski poprečni presek i da je debeljina lopatica zanemarljiva.

Slika 1. Poprečni presek turbomenjača



Momentne jednačine za bilo koje kolo se mogu izraziti kao:

$$M_i = \int_A (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot (\vec{c} \times dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_V (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot dV$$

gde prvi sabirak predstavlja transport količine kretanja kroz kontrolnu površinu, a drugi sabirak predstavlja zakon o momentu količine kretanja.

Ako je uzet jednodimenzionalni model turbomenjača, onda se integral kroz kontrolnu površinu može napisati kao:

$$\int_A (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot (\vec{c} \times dA) = (\vec{r} \times \vec{c})_{ul} \cdot m_{ul} - (\vec{r} \times \vec{c})_{ul} \cdot m_{ul}$$

gde je: $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ - apsolutna brzina fluida.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot dV = \omega_i \cdot \int_V r^2 \cdot \rho \cdot dV + \rho \cdot S_i \cdot \frac{dV}{dt} = I_i \cdot \omega_i + \rho \cdot S_i \cdot \frac{dV}{dt}$$

Odatle se dobijaju momentne jednačine za svako kolo posebno:

$$I_i \cdot \omega_i + \rho \cdot S_i \cdot \frac{dV}{dt} = -\rho \cdot V \left[\left(R_{i2}^2 \cdot \omega_i - \left(\frac{V}{A} \right) \cdot R_{i2} \cdot \frac{1}{\tan \beta_{i2}} \right) - \left(R_{(i-1)2}^2 \cdot \omega_{(i-1)} - \left(\frac{V}{A} \right) \cdot R_{(i-1)2} \cdot \frac{1}{\tan \beta_{(i-1)2}} \right) \right] + M_i$$

gde su M_i spoljni momenti na pumpnom, turbinskom i reaktorskom kolu, β_{i2} - ugao lopatica na izlazu iz kola, indeksi i i $(i-1)$ označavaju lopatično kolo i kolo koje mu prethodi (raspored kola je P-T-R), $S_i = \int_1^2 r \cdot dl = \frac{R_{i1} + R_{i2}}{2} \cdot l_{im}$ - statički moment dela srednje meridijanske strujnice koji se prostire između ulaznog i izlaznog protočnog organa. Četvrta jednačina predstavlja jednačinu energetske bilansa i ona glasi:

$$\frac{dE}{dt} = P_u - P_{gub};$$

gde je ukupna ulazna snaga: $P_u = M_p \cdot \omega_p + M_t \cdot \omega_t + M_r \cdot \omega_r$,

a ukupna snaga gubitaka: $P_{gub} = P_{udar} + P_{trenje}$,

Kinetička energija je data izrazom:

$$E = E_{mekanicko} + \frac{1}{2} \cdot \rho \int_V c^2 dV = \frac{1}{2} \cdot (I_p \cdot \omega_p^2 + I_t \cdot \omega_t^2 + I_r \cdot \omega_r^2 + \rho \cdot L_f \cdot V^2) + \rho \cdot V \cdot (S_p \cdot \omega_p + S_t \cdot \omega_t + S_r \cdot \omega_r)$$

gde je: $L_f = \int_1^2 \frac{dl}{A \cdot \sin^2 \beta}$ - linijska integraciona konstanta koja predstavlja inercioni otpor protoka pri ubrzavanju.

Hidraulični gubici nastaju usled uzajamnog delovanja fluidnih čestica i lepljanja čestica o zidove i prouzrokovani su dejstvom viskoznih sila. Pri uprošćenom posmatranju, a koje zadovoljava potrebe integracije podsistema turbomenjača u okviru sistema automatske transmisije, uvođenjem osrednjih brzina po protočnom preseku uzimamo u obzir gubitke usled trenja i vrtloženja, gubitke koji nastaju usled udara i gubitke koji nastaju usled naglog suženja ili proširenja protočnih kanala. Treća grupa gubitaka ima relativno malu vrednost u odnosu na gubitke zbog trenja i udara i ne predstavlja poseban interes u razmatranju uticaja parametara radnih kola na karakteristike menjača, pa ih ovde nećemo ni tretitati.

2.1 GUBICI U TURBOMENJAČU

Gubici usled trenja se javljaju zbog medjusobnog trenja čestica radne tečnosti i zbog trenja tečnosti o zidove medjulopatičnih kanala. Osnovu za ocenu njihove vrednosti predstavlja jednačina:

$$\Delta p_r = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \sum_j (c_{uj} \cdot w_{uj}^2)$$

gde je: c_{uj} - frikcionim faktor trenja fluida, koji se dobija empirijskim putem i kreće se u granicama od 0,2 do 0,3, a w_{uj} - relativna brzina između fluida i lopatica.

Gubici na udar se javljaju zbog nepodudaranja pravca relativne brzine sa pravcem tangente na skeletnicu lopatice na ulazu u lopatično kolo, a određuju se po sledećoj relaciji:

$$\Delta p_u = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \sum_j c_{uj} \cdot v_{uj}^2$$

gde su: c_{uj} - koeficijent udara koji se određuje eksperimentalno, ali se pokazalo da vrednost $c_{uj} = 1$ daje najbolje približavanje sa eksperimentalnim rezultatima /4/ i v_{uj} - brzina udara koja rezultira razlikom između brzine radnog fluida na ulazu u lopatični kolo i brzine lopatica i data je jednačinama:

$$v_{up} = R_{r2} \cdot (\omega_r - \omega_p) + \frac{V}{A_{r2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} - \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p1}} \right)$$

$$v_{ut} = R_{p2} \cdot (\omega_p - \omega_t) + \frac{V}{A_{p2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} - \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t1}} \right)$$

$$v_{ur} = R_{t2} \cdot (\omega_t - \omega_r) + \frac{V}{A_{t2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} - \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r1}} \right)$$

Prethodne jednačine se mogu napisati u matričnom obliku:

$$I \cdot \Omega = -G(\Omega) \cdot \Omega - H(\Omega) + M$$

$$\text{gde je: } I = \begin{bmatrix} I_p & 0 & 0 & \rho \cdot S_p \\ 0 & I_t & 0 & \rho \cdot S_t \\ 0 & 0 & I_r & \rho \cdot S_r \\ \rho \cdot S_p & \rho \cdot S_t & \rho \cdot S_r & \rho \cdot L_f \end{bmatrix}; \quad \Omega = \begin{bmatrix} \omega_p & \omega_t & \omega_r & V \end{bmatrix}^T;$$

$$G(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & g^T \\ -g & 0 \end{bmatrix}, \quad \text{a } g(\Omega) = [g_p \quad g_t \quad g_r] \text{ i gde su:}$$

$$g_p = \rho \cdot \left[\left(R_{p2} \cdot \omega_p - \frac{V}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) \cdot R_{p2} - \left(R_{r2} \cdot \omega_r - \frac{V}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) \cdot R_{r2} \right]$$

$$g_t = \rho \cdot \left[\left(R_{t2} \cdot \omega_t - \frac{V}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) \cdot R_{t2} - \left(R_{p2} \cdot \omega_p - \frac{V}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) \cdot R_{p2} \right]$$

$$g_r = \rho \cdot \left[\left(R_{r2} \cdot \omega_r - \frac{V}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) \cdot R_{r2} - \left(R_{t2} \cdot \omega_t - \frac{V}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) \cdot R_{t2} \right]$$

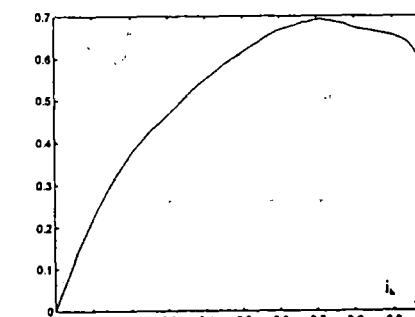
$$H(\Omega) = [0 \ 0 \ 0 \ p_{gub}]^T$$

$$M = [M_p \ M_t \ M_r \ 0]^T$$

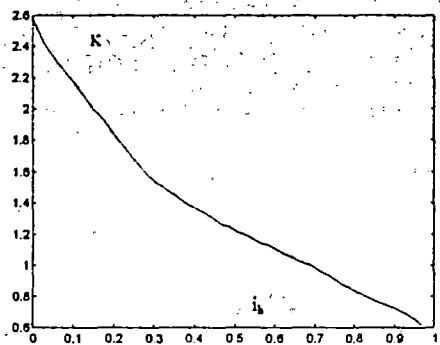
Prilikom simulacije modela korišćene su vrednosti za turbomenjač aktivnog prečnika cirkulacije $D_a = 440\text{mm}$, gustine $\rho = 850\text{kg/m}^3$, viskoznosti $\nu = 3,73\text{CCT}$ pri temperaturi $t = 100^\circ\text{C}$ /5/.

3.0 REZULTATI SIMULACIJE

Zadatak ovog rada je bio da se formira simulacioni model turbomenjača na osnovu datog matematičkog modela. To je uradjeno pomoću programske pakete MATLAB - Simulink.



Slika 2. Stepen korisnog dejstva ispitivanog turbomenjača



Slika 3. Koeficijent transformacije obrtnog momenta ispitivanog turbomenjača

Simuliranje rada turbomenjača predstavlja jednu veoma značajnu fazu u njihovom istraživanju i razvoju. Postavljanjem matematičkog modela i na osnovu dobijenih rezultata simulacije moguće je izvršiti uporedjivanje sa eksperimentalnim rezultatima, što nije bio deo ovog rada, a zatim iskoristiti ovaj model za postavljanje matematičkog modela čitave automatske transmisije. Pri proveri matematičkog modela ispitivan je nekompleksni turbomenjač, ali uz male korekcije modela može se izvršiti i simulacija kompleksnog turbomenjača koji je danas uglavnom i sastavni deo svake automatske transmisije.

4.0 ZAKLJUČCI

Prezentirani matematički model nam omogućava određivanje izlaznih karakteristika turbomenjača kao što su stepen korisnosti (sl. 2) i koeficijent transformacije obrtnog momenta (sl. 3), a što koristimo kao ulazne parametre u ostale podsisteme sistema automatske transmisije. Pored toga na ovaj način se mogu dobiti podaci neophodni za ugradnju, a obzirom da su eksperimentalna istraživanja veoma skupa vrši se i ušteda u procesu ispitivanja.

5.0 LITERATURA

- /1/ Gräng Jan, Karlsson Magnus: "Dynamic torque converter model for study of take off performance", Thesis Project, Chalmers University of Technology, Trollhättan, 1999
- /2/ Hrovat D. and Tolber W. E.: "Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters", J. Franklin Inst., Special Issue on Physical Structure in Modeling, Vol. 319, No 1/2, pp 93-114, Jan. 1985
- /3/ MATLAB - Simulink and Stateflow™ in Automotive Application, Mathworks, 1999
- /4/ Young Heub Kim, Jinseung Yang, Jang-Moo Lee: "A Study on Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling", SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, 1994
- /5/ Vanja Šušteršić: "Predlog optimalne koncepcije automatskog turbolanetarnog menjачa za gradski autobus", magistarski rad, Kragujevac, 1995



KORIŠTENJE GEOTERMALNE ENERGIJE ZA PROIZVODNJI ELEKTRIČNE ENERGIJE – POGLED U BUDUĆNOST

Gordana Tica¹

Rezime: U novije vrijeme je ubrzan porast potrošnje i proizvodnje energije. Postojeće rezerve energetskih izvora klasičnog tipa (uglav, naftha, gas, nuklearne sirovine) su ograničene i neobnovljive. U svijetu se intenzivno istražuju novi energetski izvori u cilju pronaalaženja zamjene u određenoj vrsti energenta, kojim bi se riješio problem izvora toploste i električne energije. Istraživači širom svijeta su posebno zainteresovani za obnovljive izvore energije, kao što su hidroenergija rijeka, sunčeva energija, eolska energija (energija vjetra), energije plime i oseke i geotermalna energija. Posebnu pažnju udružek je privlačila geotermalna energija.

Ključne riječi: energija, geotermalna energija.

Summary: In the last time it's rapidly growth consumption and generation of energy. The presents reserve of classic sources (coal, naphtha, gas, nuclear source) are limited and unrennewable. Around the world are exploring the new energetic sources for substitute this classic sources and solve problem heat and electric energy. Explorers are interesting prime for renewable sources energy, as hidroenergy of rivers, energy of sun, eol-energy, the tides energy, geothermal energy etc. The special of attention are attracting the geothermal energy at all times.

Key words: energy, geothermal energy

1 UVOD

U literaturi su definisane tri varijante scenarija energetskih potreba za budućnost do 2020. godine. Prvi scenario je referentna varijanta i podrazumijeva umjereni razvoj energetike. Drugi scenario podrazumijeva varijantu bržeg ekonomskog razvoja zemalja u razvoju. Treći scenario podrazumijeva ekološku varijantu i veću primjenu nefosilnih goriva, odnosno alternativnih izvora energije.

¹ Gordana Tica, dipl.maš.inž., Mašinski fakultet, Banja Luka, E-mail: ticag@blic.net