

EKSPERIMENTALNO MODELIRANJE VOLUMETRIJSKE KORISNOSTI VISOKOTLAČNE ZUPČASTE PUMPE S VANJSKIM OZUBLJENJEM

Experimental Modeling of Volumetric Efficiency of High-Pressure External Gear Pump

mr. sc. Đorđe Dobrota

Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu
E-mail: ddobrota@pfst.hr

Branko Lalić, dipl. ing.

Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu
E-mail: blalic@pfst.hr

dr. sc. Marijo Oršulić, redoviti profesor

Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu
E-mail: marijo@pfst.hr

UDK 621.6

Sažetak

Rezultati eksperimentalnog određivanja stvarnog protoka zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem pokazuju da se uz povećane vrijednosti tlaka smanjuje stvarni protok i volumetrijska korisnost pumpe. Na osnovi hidrodinamičkih karakteristika zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem dani su matematički izrazi za stvarnu dobavu i volumetrijsku korisnost. Opisan je sustav mjerenja i prikazani su njegovi rezultati. Sukladno Poiseuilleovom zakonu, uz pretpostavku da su fizikalna svojstva tekućine konstantna, zanemaren je nizak tlak na usisnoj strani pumpe. Metodom aproksimacije rezultata mjerenja uz pomoć linearne regresije definiran je model stvarnog protoka pumpe. Modelom je određena vrijednost teoretskog protoka i geometrijska karakteristika pumpe.

Na osnovi tako definirana eksperimentalnog modela za različite vrijednosti tlaka pumpe izračunate su vrijednosti volumetrijske korisnosti koje odstupaju za manje od 1% od eksperimentalno utvrđenih vrijednosti, što opravdava primijenjeni model. Dobiveni model omogućuje određivanje stvarnog protoka pumpe i volumetrijske korisnosti ovisno o tlaku na tlačnoj strani pumpe.

Cljučne riječi: zupčasta pumpa s vanjskim ozubljenjem, stvarni protok, volumetrijska korisnost, linearna regresija.

Summary

The results of experimental determination of the actual flow rate external gear pump show that increasing pressure reduces the value of the actual flow rate and volumetric efficiency of the pump. On the basis of hydrodynamic characteristics of the pump, mathematical expressions for the actual flow rate and volumetric efficiency have been given. The applied measuring system is described and measurement results have been presented. In accordance with Poiseuille's law, assuming that the physical properties of liquid are constant, a little pressure on the suction side of the pump is ignored. By the method of approximation of measurement results using linear regression defined model of the actual flow rate of the pump.

On the basis of a defined experimental model for different values of pressure of the pump, values of volumetric efficiency of the pump have been calculated which differ less than 1% of the experimentally determined values, what justifies the model application. The resulting model allows the determination of the actual flow rate of the pump and volumetric efficiency as a function of pressure at the pressure side of the pump.

Keywords: external gear pump, actual flow rate, volumetric efficiency, linear regression

UVOD / Introduction

Hidraulične pumpe pretvaraju mehaničku energiju pogonskog motora u hidrauličnu energiju fluida, to jest ostvaruju protok i tlak [6]. Mogu biti strujne (dinamičke) ili volumetrijske (volumne).

U hidrauličnim sustavima upotrebljavaju se samo volumetrijske pumpe. Princip njihova rada temelji se na promjeni volumena radnih komora, čime se omogućuje usisavanje, razdvajanje i potiskivanje tekućine u sustav cjevovoda. Usisavanje i potiskivanje tekućine postiže se pokretanjem radnog elementa, koji mogu biti zupci zupčanika, vijci, klipovi ili krilca. U fazi povećanja volumena radne komore, ostvaruje se podtlak pa se komora puni, tj. ostvaruje se faza usisa. Kada se djelovanjem radnog elementa volumen komori smanjuje, nastaje faza tlačenja. Pri tome vrijednost tlaka radne tekućine nije određena konstrukcijskim karakteristikama pumpe, nego je u funkciji unutrašnjih i vanjskih otpora u sustavu.

Zupčaste pumpe su jednostavne konstrukcije, velike pouzdanosti u radu i niskih troškova izradbe u usporedbi s ostalim vrstama volumetrijskih pumpa. Rabe se za niže radne tlakove jer imaju veći pad volumetrijske korisnosti pri porastu tlaka i temperature radne tekućine. Visoki tlakovi u ležajima i visok stupanj pulsacije protoka dovode do oscilacije tlaka i stvaranja šumova. Regulacija kapaciteta teško se izvodi, pa stoga uglavnom imaju konstantan volumen dobave. Konstrukcijski se izvode s vanjskim ili unutarnjim ozubljenjem. Kao posebna izvedba zupčaste pumpe s unutarnjim ozubljenjem su geratorske pumpe.

Na brodovima zupčaste pumpe u području nižih tlakova upotrebljavaju se kao pumpe za podmazivanje glavnih i pomoćnih strojeva, te za dobavu i transfer ulja i goriva. U području visokih tlakova služe za izvor hidraulične energije u otvorenim hidrauličnim sustavima kojima su vanjska opterećenja konstantna, za dizanje i spuštanje brodskih rampa, otvaranje i zatvaranje brodskih otvora, pregrada i vrata, daljinsko upravljanje ventilima itd.

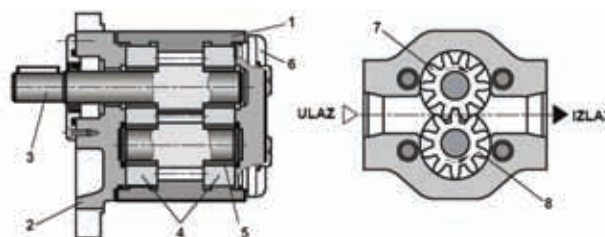
Stvarni protok zupčastih pumpa manji je od teoretskoga za dio radne tekućine koja protječe iz prostora visokoga u prostor nižeg tlaka. Protjecanje nastaje radi konstrukcijskih zračnosti između površine čela zupčanika i kućišta. U ovom je radu prikazana mogućnost eksperimentalnog modeliranja volumetrijske korisnosti visokotlačne zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem, pod prepostavkom da su fizikalna svojstva radne tekućine konstantna. Dobivena je međuovisnost volumetrijske korisnosti i tlaka na tlačnoj strani pumpe, za određenu izvedbu pumpe.

DEFINICIJA TEORETSKOG I STVARNOG PROTOKA ZUPČASTE PUMPE S VANJSKIM OZUBLJENJEM / Definitions of the theoretical and actual flow rate of the external gear pump

Radni elementi zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem je spregnuti par zupčanika postavljenih u kućište. Zupčanici se najčešće izvode s ravnim evolventnim ozubljenjem. Općenito, zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem imaju sljedeće radne karakteristike:

- volumen dobave: 12 do 250 cm³/o,
- radni tlak: 6 do 16 MPa, rjeđe 25 MPa,
- brzinu vrtnje: 500 – 4.000 min⁻¹,
- ukupan koeficijent korisnog djelovanja: 0,85 - 0,93,
- razina buke ≤ 87 dB.

Na slici 1. prikazan je presjek izvedbe zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem.



- 1 - kućište, 2 – prednji pokrov, 3 - pogonsko vratilo, 4 - ležajni blok, 5 - radijalni klizni ležajevi, 6 - stražnji poklopac, 7 - pogonski zupčanik, 8 - pogonjeni zupčanik

Slika 1. Presjek zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem

Figure 1. Cross-section of the external gear pump

Izvor: Mannesman Rexroth: Gear Pump Model G4, Series 2X, RA 10 042/03.95 str.1

Pri rotaciji pogonskog zupčanika prema slici 1., lijeva strana pumpe je usisna, a desna tlačna. U prostoru međuzublja na usisnoj strani pumpe, zbog izlaska zuba iz zahvata, stvara se podtlak i taj prostor se preko usisnog kanala popunjava radnom tekućinom. Zbog rotacije spregnutih zupčanika tekućina se prenosi na tlačnu stranu. Ulaskom zuba u zahvat istiskuje se zahvaćena tekućina u tlačni kanal.

Teoretski protok pumpe jednak je volumenu dobave pomnoženom brzinom vrtnje u jedinici vremena:

$$Q_T = V \cdot n = q_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = q_p \cdot \omega \quad (1)$$

gdje je: Q_T - teoretski protok, m³/s,

V - volumen dobave, m³/o,

q_p - specifični protok pumpe koji odgovara volumenu dobave kada se vratilo zakrene za jedan radijan, m³/rad,

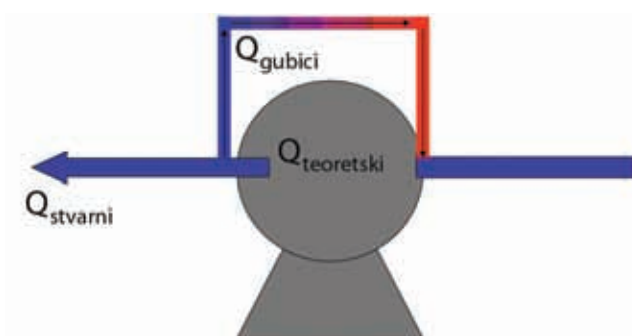
n - broj okretaja pumpe, s^{-1} ,
 ω - kutna brzina vratila pumpe, rad/s.

Volumen dobave izračunava se na osnovi geometrije međuzublja [5]. Za približne proračune pumpe s istim zupčanicima ima više empirijskih formula [3].

Stvarni protok pumpe dobiva se ako se teoretski protok pumpe umanjati za gubitke protoka (slika 2.):

$$Q_s = Q_T - Q_L \quad (2)$$

gdje je: Q_s - stvarni protok, m^3/s ,
 Q_T - teoretski protok, m^3/s ,
 Q_L - gubici protoka, m^3/s .



Slika 2. Prikaz stvarnog protoka i gubitaka protoka zupčaste pumpe
 Figure 2. Displaying the actual flow rate and internal leakage of the gear pump

Izvor: www.mehf.com/STLE02pumpeffmodel.pdf

Gubici protoka nastaju poradi protjecanja tekućine iz prostora višega u prostor nižeg tlaka kroz konstrukcijske zračnosti između čeonih površina zuba i kućišta, bočnih strana zuba i kućišta, te u području kontakata zubaca. Gubici protoka u tim područjima približno iznose 65%, 25% i 7% [2].

Volumetrijska korisnost η_v definirana je kao omjer stvarnoga i teoretskog protoka:

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{Q_T - Q_L}{Q_T} = 1 - \frac{Q_L}{Q_T} \quad (3)$$

Volumni gubici protoka ovise o zračnostima izvedbe, viskoznosti tekućine i razlici tlaka između usisne i tlačne strane pumpe. Eksperimenti pokazuju da su gubici protoka u hidrauličnim pumpama sukladno Poiseuilleovu zakonu proporcionalni razlici tlaka u pumpi i geometrijskoj karakteristici pumpe, a obrnuto su proporcionalni viskoznosti tekućine [1, 4], pa stvarni protok pumpe iznosi:

$$Q_s = Q_T - Q_L = Q_T - C \cdot \Delta p / \eta = Q_T - C \cdot (p_p - p_u) \eta \quad (4)$$

gdje je: C - geometrijska karakteristika pumpe, m^3 ,
 Δp - razlika tlaka u pumpi, Pa,
 p_p - tlak na tlačnoj strani pumpe, Pa,

p_u - tlak na usisnoj strani pumpe, Pa,
 η - dinamička viskoznost tekućine, Pa s.

Geometrijska karakteristika pumpe C može se odrediti mjeri li se stvarni protok ili se dobiva iz podataka proizvođača pumpe [3].

Volumetrijska korisnost zupčaste pumpe uz (3) i (4) iznosi:

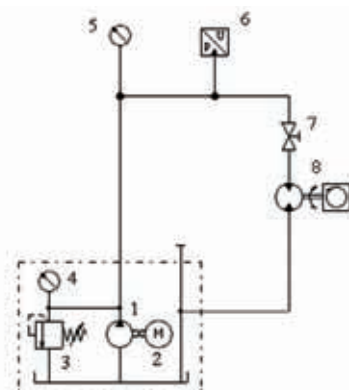
$$\eta_v = 1 - \frac{C \cdot (p_p - p_u) / \eta}{Q_T} \quad (5)$$

EKSPERIMENTALNO ODREĐIVANJE PROTOKA / Experimental determination of the flow rate

Mjerenje stvarnog protoka zupčaste pumpe radi određivanja volumetrijske korisnosti, izvršeno je na hidrauličnom agregatu firme "FESTO" s tehničkim karakteristikama [7]:

- maksimalni radni tlak: $p_{max} = 6 \text{ MPa}$ (60 bara),
- kapacitet spremnika ulja: 5 dm^3 ,
- klasa ulja: HLP 22,
- pogonski elektromotor: jednofazni, $U = 230 \text{ V}$, $P = 0,65 \text{ kW}$, $f = 60 \text{ Hz}$, $n = 1.320 \text{ min}^{-1}$,
- tip pumpe: zupčasta pumpa s vanjskim ozubljenjem,
- volumen dobave: $V = 1,6 \text{ cm}^3/o$,
- teoretski protok: $Q_T = 2,11 \text{ dm}^3/\text{min}$ pri brzini vrtnje od $n = 1.320 \text{ min}^{-1}$.

Shema hidrauličnog sustava za mjerenje protoka prikazana je na slici 3.



- 1 - zupčasta pumpa, 2 - pogonski elektromotor, 3 - sigurnosni tlačni ventil, 4 i 5 - manometar, 6 - senzor tlaka, 7 - zaporni ventil, 8 - elektronički mjerjač protoka

Slika 3. Shema hidrauličnog sustava s rasporedom mjernih mjesta
 Figure 3. Scheme of the hydraulic system with the layout of measuring points

Oprema za mjerenje i obradu podataka / Equipment used for measurements and measurement data analysis

Senzor tlaka

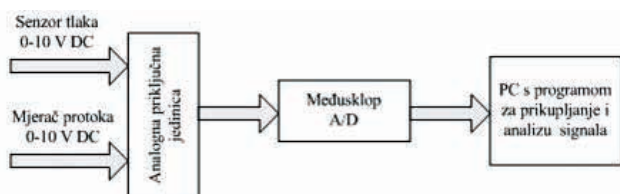
Proizvođač: Barksdale Control Product
Tip: Gmbh.
Ulazni napon: UPA 3.
Izlazni napon: 13 - 28 V DC.
Opseg mjerenja: 0 - 10 V.
Radna temperatura: 0 - 100 bara
Mjerna nesigurnost: -10 do 70 °C.
linearnost $< \pm 0,5\%$,
obnovljivost $< \pm 0,2\%$.

Mjerač protoka

Proizvođač: FESTO GmbH&Co.
Tip: tachogenerator pogonjen
orbit hidrauličnim motorom.
Izlazni napon: 0 - 10 V što odgovara protoku
od 0 do 10 dm³/min.
Mjerna nesigurnost: linearnost $\pm 0,01\%$.

Sustav za prikupljanje podataka

Sustav za prikupljanje i analizu podataka shematski je prikazan je na slici 4.



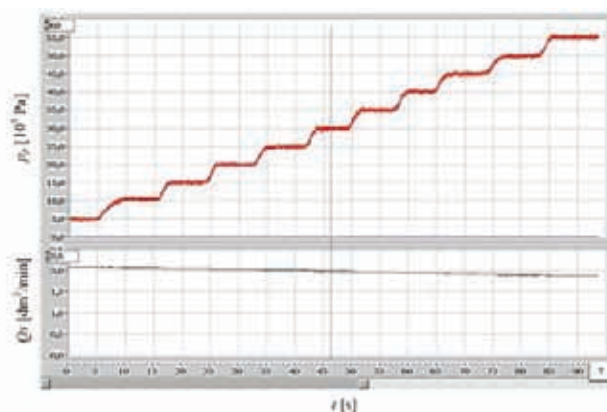
Slika 4. Shema sustava za mjerenje i analizu podataka
Figure 4. Scheme of the system for measurements and
measurement data analysis

Dobiveni analogni signali senzora tlaka i mjerača protoka odvođe se u analognu priključnu jedinicu, iz koje se prosljeđuju prema međusklopu EasyPort-USB. Međusklop pretvara analogne signale u digitalne i oni se prenose u osobno računalo.

Osobno računalo za prikupljanje i obradu podataka je s ugrađenim procesorom Intel Celeron 2,53 GHz. Za analizu signala mjerenja upotrijebljen je računalni program *Fluid Lab-H*, verzija 1.0, a za obradu podataka program *MiniTab 15*.

Prikaz rezultata mjerenja / Presentation of measurement results

Mjerenje stvarnog protoka zupčaste pumpe obavljeno je za vrijednosti tlaka na tlačnoj strani pumpe od 5 do 55 bara u koracima povećanja od 5 bara. Tlak se mijenjao s pomoću zapornoga ventila. Rezultati mjerenja protoka i tlaka u funkciji vremena prikazani su dijagramom na slici 5. Vrijednost tlaka sigurnosnog ventila pumpe iznosila je 60 bara.



Slika 5. Eksperimentalni dijagram $p_p = f(t)$ i $O_s = f(t)$
Figure 5. Experimental diagram $p_p = f(t)$ and $O_s = f(t)$

NUMERIČKI MODEL STVARNOGA PROTOKA ZUPČASTE PUMPE / Numerical model of the actual flow rate of the gear pump

Ako se pretpostavi da su fizikalna svojstva ulja konstantna, pa se zanemari tlak na usisnoj strani pumpe, koji je nizak u usporedbi s tlakom na tlačnoj strani, može se prema izrazu (4) dobiti stvarni protok pumpe:

$$Q_s = Q_T - C \cdot p_p \quad (6)$$

gdje je: C - geometrijska karakteristika pumpe,
(m³/s)/Pa,

p_p - tlak na tlačnoj strani pumpe, Pa.

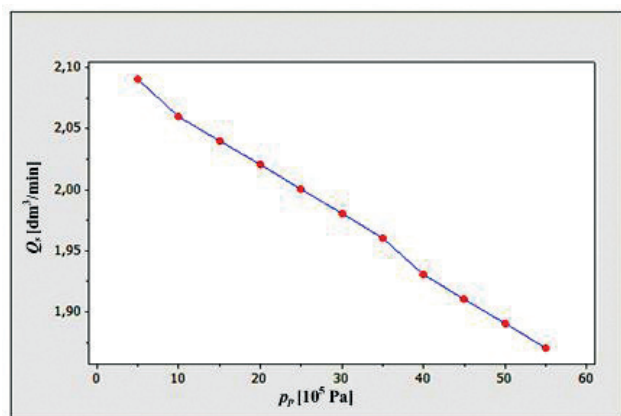
Moguće je zaključiti da je vrijednost stvarnoga protoka pumpe, uz njezinu konstantnu geometrijsku karakteristiku, jedino ovisan o vrijednosti tlaka na tlačnoj strani pumpe.

Rezultati mjerenja stvarnoga protoka pumpe pri različitim vrijednostima tlaka na tlačnoj strani pumpe prema slici 5. prikazani su u tablici 1.

Tablica 1. Vrijednosti stvarnog protoka pumpe pri različitim vrijednostima tlaka na tlačnoj strani pumpe
 Table 1. The values of the actual flow rate of the pump at different values of pressure on the pressure side of the pump

p_p [10^5 Pa]	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Q_s [dm^3/min]	2,09	2,06	2,04	2,02	2,00	1,98	1,96	1,93	1,91	1,89	1,87

Koristeći se podacima iz tablice 1., prikazan je dijagram stvarnog protoka u funkciji tlaka na tlačnoj strani pumpe na slici 6.



Slika 6. Stvarni protok u funkciji tlaka na tlačnoj strani pumpe
 Figure 6. The actual flow rate as a function of pressure at the pressure side of the pump

Zaključuje se da postoji linearni odnos između stvarnoga protoka i tlaka na tlačnoj strani pumpe.

Linearnom regresijom moguće je odrediti jednadžbu pravca koji približno aproksimira dobivene eksperimentalne rezultate mjerenja protoka pumpe:

$$Q_s = 2,11 - 0,00435 \cdot p_p \quad (7)$$

uz standardnu regresijsku pogrešku od $R^2=0,998$.

Regresijska analiza obavljena je programom MiniTab 15. Teoretski protok zupčaste pumpe pri brzini vrtnje od 1.320 min^{-1} je $2,11 \text{ dm}^3/\text{min}$, uz geometrijsku karakteristiku pumpe $0,00435 \text{ (dm}^3/\text{min)}/10^5 \text{ Pa}$.

VOLUMETRIJSKA KORISNOST PUMPE / Volumetric efficiency of the gear pump

Volumetrijska korisnost pumpe uz (3) i (7) iznosi:

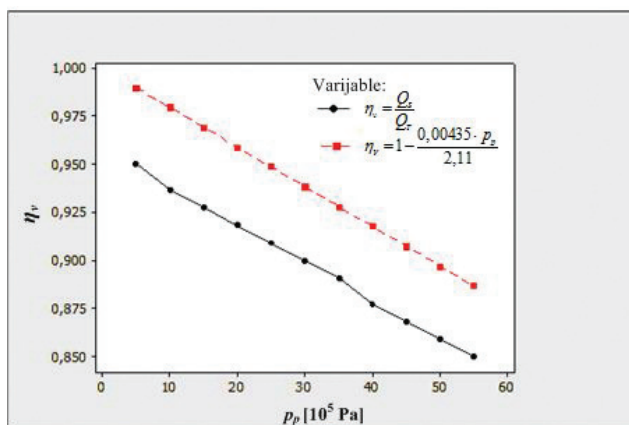
$$\eta_v = 1 - \frac{0,00435 \cdot p_p}{2,11} \quad (8)$$

Vrijednosti volumetrijske korisnosti pumpe prema izrazu (8) prikazane su u tablici 2. i dijagramu na slici 7. Radi usporedbe prikazane su i izračunate vrijednosti

volumetrijske korisnosti prema izrazu (3), na osnovi rezultata mjerenja stvarnoga protoka prema tablici 1.

Tablica 2. Vrijednosti volumetrijske korisnosti zupčaste pumpe
 Table 2. The values of volumetric efficiency of the gear pump

η_v	$\eta_v = 1 - \frac{0,00435 \cdot p_p}{2,11}$	$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_T}$
p_p [10^5 Pa]		
5	0,989692	0,990521
10	0,979384	0,976303
15	0,969076	0,966825
20	0,958768	0,957346
25	0,94846	0,947867
30	0,938152	0,938389
35	0,927844	0,92891
40	0,917536	0,914692
45	0,907227	0,905213
50	0,896919	0,895735
55	0,886611	0,886256



Slika 7. Volumetrijska korisnost u funkciji tlaka na tlačnoj strani pumpe

Figure 7. Volumetric efficiency in function of pressure at the pressure side of a pump

Može se zaključiti da se izračunate vrijednosti volumetrijske korisnosti razlikuju za manje od 1% od onih dobivenih mjerenjem protoka.

ZAKLJUČAK / Conclusion

Rezultati mjerenja stvarnog protoka zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem pokazuju da povisi li se tlak na tlačnoj strani pumpe, povećat će se gubici protoka, pa se smanjuje stvarni protok i volumetrijska korisnost pumpe. Na osnovi *Poiseuilleova zakona*, pod prepostavkom da su fizikalna svojstva tekućine konstantna uz zanemaren tlak na usisnoj strani pumpe, regresijskom analizom određena je jednačba pravca koji aproksimira dobivene rezultate mjerenja. Izračunate vrijednosti volumetrijske korisnosti na osnovi numeričkog modela stvarnoga protoka potvrđuju da je odabrana metoda prihvatljiva jer se rezultati eksperimentalno određene vrijednosti volumetrijske korisnosti razlikuju za vrijednosti manje od 1%. Uz konstantnu geometrijsku karakteristiku pumpe, stvarni protok i volumetrijska korisnost samo ovise o vrijednosti tlaka na tlačnoj strani pumpe.

POPIS KORIŠTENIH OZNAKA / Index of symbols

C - geometrijska karakteristika pumpe, m^3 , $(m^3/s)/Pa$,

P - manometarski tlak, Pa, bar,

Q - protok, m^3/s , dm^3/min ,

H - dinamička viskoznost, Pa s,

η_v - volumetrijska korisnost.

LITERATURA / References

- [1] M. J. Alibert, H. Görlitzer, N. Herzog, C. D. Neveu: "Efficiency Advantages in Vane, Piston and Gear Pumps", Proceedings of the 5th International Fluid Power Conference (IFK), Aachen Eurogress, Germany, March 20-22, 2006.
- [2] F. Canbulut, C. Sinanoglu: "An Investigation on the Performance of Hydrostatic Pumps Using Artificial Neural Network", The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal, Series C, Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Volume 47, No.3, 2004
- [3] T. M. Bašta: *Mašinska hidraulika*, Mašinski fakultet Beograd, Beograd, 1980.
- [4] S. N. Herzog, C. D. Neveu, D. G. Placek: "Predicting the Pump Efficiency of Hydraulic Fluids to Maximize System Performance", NCFP I02-10.8/SAE OH 2002-01-1430 prezentirano na IFPE / SAE Off-Highway Meeting, March 19-23, 2002 Las Vegas, NV, USA
- [5] A. Parr: *Hydraulics and Pneumatics A technician's and engineer's guide*, Second edition, Butterworth Heinemann, Oxford, 2002
- [6] A. Šestan: *Uljna hidraulika i pneumatika*, Pomorski fakultet u Rijeci, Rijeka, 2003.
- [7] <http://www.festo-didactic.com>

Rukopis primljen: 20. 5. 2010.

