



UDK: 621.313.33:621.52

Originalan naučni rad
Original scientific paper

PRAKTIČAN PRIMER POVEĆANJA ENERGETSKE EFIKASNOSTI MALIH PUMPNIH STANICA REPROJEKTOVANJEM

Milan Radić¹, Dalibor Nikolić³, Zoran P. Stajić¹, Đukan R. Vukić²

¹Elektronski fakultet - Niš, ²Poljoprivredni fakultet - Beograd

³JP "Elektrodistribucija" - Niš

Sadržaj: Na primeru Crpne stanice "Gnjilan" u okviru JP "Vodovod" Piroto, prikazan je način za povećanje energetske efikasnosti malih pumpnih stanica zamenom postojećih pumpnih agregata novim. Pokazano je da je, čak i u situaciji kada ne postoje odgovarajući uređaji za merenje protoka, moguće identifikovati karakteristiku cevovoda i optimalnu radnu tačku sistema primenom indirektno merenja električnih veličina pogonskog motora. U skladu sa identifikovanim parametrima, izvršen je izbor novog pumpnog agregata čijom primenom se mogu ostvariti znatne uštede u odnosu na postojeće stanje sistema.

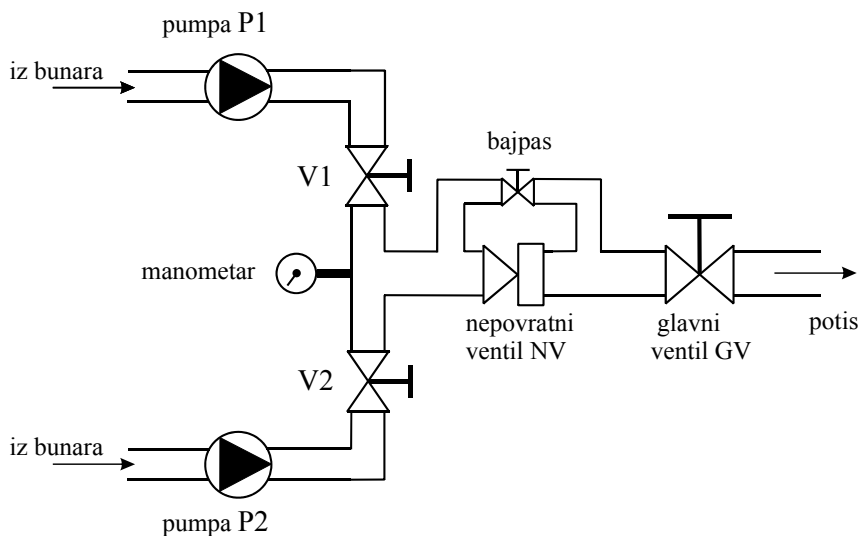
Ključne reči: *pumpa, energetska efikasnost, reprojekovanje.*

1. UVOD

Trend povećanja energetske efikasnosti procesa proizvodnje koji je opšte prisutan u našem okruženju poslednjih godina, ne može da zaobiđe ni sektor poljoprivrede. Mala pumpna postrojenja redovno se sreću u mnogim segmentima poljoprivredne delatnosti, pri čemu količina utrošenih energenata u toku njihovog rada direktno utiče na rentabilnost proizvodnje, bilo da se kao pogonsko sredstvo koriste motori sa unutrašnjim sagorevanjem ili elektromotori. Na žalost, veoma je česta situacija da prilikom projektovanja ovakvih postrojenja u prošlosti kriterijum energetske efikasnosti uopšte nije uvažavan. Takođe, gotovo redovno se sreću i slučajevi da su kapaciteti pumpi i pogonskih motora predimenzionisani u odnosu na realne potrebe, što nameće zahteve za veštačkim ograničavanjem protoka, pri čemu se dodatno umanjuje stepen korisnog dejstva samog sistema. Detaljna analiza i optimalno reprojekovanje ovakvih sistema mogu u značajnoj meri da povećaju efikasnost procesa pumpanja. U ovom radu je to pokazano na praktičnom primeru zamene jedne pumpe u maloj crpnoj stanici koja radi u okviru sistema vodosnabdevanja Pirota, ali izloženi pristup rešavanju problema ima opšti karakter i mogao bi biti primenjen svuda gde za to postoji potreba.

2. TRENUTNO STANJE I PROBLEMI U RADU CS "GNJILAN"

Crpna stanica "Gnjilan" nalazi se na periferiji grada Pirota, i od sredine 70-tih godina prošlog veka kada je puštena u pogon, predstavlja osnovu vodosnabdevanja sela Gnjilan i okolnih mesta. Hidrograđevinska instalacija smeštena u mašinskoj sali ove CS projektovana je za rad dve pumpe i njena principna šema je prikazana na slici 1. Krajevi usisnih cevi pumpe P1 i P2 nalaze se u zajedničkom bunaru a njihovi potisi se preko propusnih ventila V1 i V2 spajaju na zajednički potisni cevovod. Na početku zajedničkog potisa postavljen je nepovratni ventil čija je funkcija da sprečava vraćanje vode iz mreže u slučaju zastoja u radu pumpne stanice, i neposredno iza njega glavni ventil GV namenjen za eventualnu regulaciju protoka. Nepovratni ventil je premošćen bajpasom čiji se ventil otvara u situacijama kada je potrebno izvršiti punjenje radnih kola pumpi vodom iz mreže. Na mestu spajanja potisa pumpi P1 i P2 postoji manometar mernog opsega $0 \div 25 \text{ bar}$ koji je ujedno i jedini merni instrument instaliran u crpnoj stanici.



Slika 1. Principna šema CS "Gnjilan"

Pumpa P1, proizvodnje "Jastrebac" Niš, ima nazivnu snagu $P_n = 30 \text{ kW}$ i nosi oznaku VP50-8, ali je analizom utvrđeno da je u toku nekog od brojnih remonta kojima je pumpa bila podvrgavana, izvršeno skidanje jednog radnog kola, tako da njene radne karakteristike realno odgovaraju pumpi tipa VP50-7. Na pumpi P2 ne postoji nikakva oznaka na osnovu koje bi mogao da se odredi njen tip, ali na osnovu činjenice da su pogonski motori obe pumpe identični može se pretpostaviti da je njena snaga takođe 30 kW . Kao pogonski motori pumpe P1 i P2 upotrebljeni su trofazni kavezni asinhroni motori proizvodnje "Sever" Subotica, sledećih nominalnih podataka:

$$P_n = 30 \text{ kW}, U_n = 380 \text{ V}, \Delta, n_n = 2935 \text{ ob/min}, \eta_n = 0.895, \cos \varphi_n = 0.87.$$

Potrebe potrošnje vode koje se obezbeđuju iz CS "Gnjilan" su takve da je neophodan kontinuiran rad ove crpne stanice u toku celog dana. Upravljačka automatika je izvedena tako da je moguć isključivo samostalni rad jedne od pumpi, a kako se njihove eksploatacione karakteristike razlikuju, iskustveno je utvrđeno da je povoljniji režim rada crpne stanice pogon sa pumpom P1 (VP50-8). Zbog toga je od početka rada CS "Gnjilan" pumpa P1 ostvarila daleko veći broj radnih sati u odnosu na pumpu P2 koja je uglavnom služila kao rezerva i bila u pogonu samo u periodima remonta pumpe P1 i njenog pogonskog motora. Nakon tri decenije intenzivne eksploatacije i većeg broja izvršenih remonta, pouzdanost rada pumpe P1 i njenog motora je smanjena tako da su havarije i otkazi postali češći. U tom smislu, u poslednjih godinu dana režim rada CS "Gnjilan" je izmenjen, i to tako da je u stalnom pogonu pumpa P2, dok pumpa P1 sada ima ulogu rezervnog agregata.

Osnovni problem koji se javlja pri radu pumpe P2, i zbog koga je njena upotreba u prošlosti izbegavana, ogleda se u činjenici da pri potpuno otvorenom potisnom ventilu protok koji pumpa ostvaruje prevazilazi izdašnost crpilišta. Usled toga brzo dolazi do nestanka vode u bunaru, pri čemu sama pumpa ulazi u vrlo opasan režim rada. Ovaj problem posebno dobija na težini ako se zna da rad CS "Gnjilan" nije pod stalnim nadzorom operatera koji bi u takvoj situaciji mogao brzo da reaguje i spreči havariju na pumpi. Rešenje ovakve situacije nađeno je u tome da se glavni potisni ventil znatno priguši za vreme rada pumpe P2, čime se protok svodi na vrednost koja je usklađena sa izdašnošću izvorišta i koja bi inače bila ostvarena neprigušenim radom pumpe P1. Međutim, ovakav način rešavanja problema je izuzetno nepovoljan sa aspekta energetske efikasnosti procesa ispumpanja vode jer se na prigušenom ventilu stvaraju nepotrebni gubici energije ([1]).

Na osnovu opisane situacije nije teško zaključiti da je izbor pumpe P2 u samom startu bio neadekvatan, pa se u skladu sa time kao jedino stvarno prihvatljivo rešenje nameće izbor nove pumpe kojom bi se ona zamenila.

3. IDENTIFIKACIJA OPTIMALNOG PROTOKA I KARAKTERISTIKE CEVOVODA

Iz teorije projektovanja pumpnih postrojenja ([1]) poznato je da je za pravilan izbor pumpe i njenog pogonskog motora neophodno poznavanje karakteristike potisnog cevovoda i vrednosti protoka koju je potrebno ostvariti. Kako u CS "Gnjilan" ne postoji instaliran uređaj za merenje protoka, jedine informacije na koje se može osloniti u procesu identifikacije potrebnih parametara dobijaju se na osnovu pokazivanja manometra instaliranog na početku potisnog cevovoda i merenjem električnih veličina pogonskog motora pumpe. Pri tome se koristi indirektan postupak za određivanje protoka pumpe na osnovu merenja električnih veličina pogonskog motora ([2]), koji je zasnovan na činjenici da uz precizno poznavanje radnih karakteristika same pumpe, njen pogonski motor može biti iskorišćen kao "instrument" za merenje protoka. Ispravnost ovakvog pristupa je već potvrđena kroz praktične rezultate tri projekta Ministarstva za nauku, tehnologije i razvoj Republike Srbije ([3], [4], [5]), a koji su realizovani na lokaciji PS "Berilovac" u okviru JKP "Vodovod i kanalizacija" Pirot. U konkretnom slučaju određivanja optimalnog protoka i karakteristike cevovoda CS "Gnjilan" analiza je bila usmerena na pumpu P1, pre svega jer je njen tip bilo relativno lako utvrditi (VP50-8 sa skinutim jednim radnim kolom), ali i zbog činjenice da njen protok pri potpuno otvorenom potisnom ventilu odgovara izdašnosti crpilišta.

Najjednostavniji pristup koji se može usvojiti u primeni indirektnih metoda za određivanje protoka jeste pretpostavka da radne karakteristike pumpe odgovaraju karakteristikama datim u katalogu proizvođača. Međutim, nakon skoro tri decenije eksploatacije i više izvršenih remonta na samoj pumpi, realno je očekivati da je došlo do značajnih izmena u obliku njenih radnih karakteristika u odnosu na početno stanje, što u slučaju zanemarenja može da dovede do krupnih grešaka. Zbog toga je u daljoj analizi prvi korak bio usmeren ka što preciznijem određivanju radnih karakteristika pumpe P1.

3.1. Eksperimentalna verifikacija radnih karakteristika pumpe P1

Eksperiment koji je izveden imao je sledeći tok: ventil V1 je potpuno otvoren, V2 je potpuno zatvoren, i pumpa P1 puštena u pogon. Glavni ventil na potisu GV je na početku eksperimenta bio u položaju najveće zatvorenosti (pri tome ipak nije bilo postignuto potpuno zatvaranje usled pohabanosti samog ventila), a u određenim vremenskim intervalima je otvaran za izvestan broj obrtaja, pri čemu su po ustaljivanju režima beleženi podaci o pritisku na potisu pumpe p_p i vrednost aktivne snage koju je pogonski motor uzimao iz mreže u datoj tački. Eksperiment je završen u tački kada je GV bio potpuno otvoren, što odgovara normalnom radnom režimu pumpe P1.

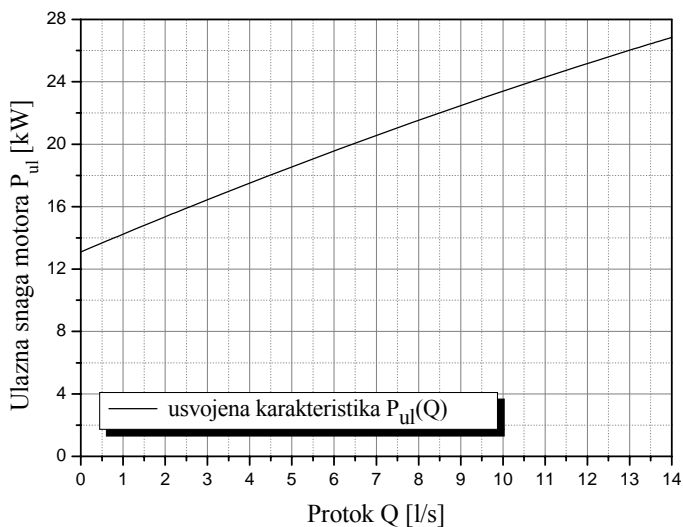
Na osnovu očitanih pritisaka na potisu (manometar je baždaren 2 meseca pre izvođenja eksperimenta) i uz uvažavanje usisnog napora pumpe H_v , u svakoj tački je mogao da se odredi ukupan napor sa kojim pumpa radi, kao $H_{uk}[m] = 10.2 \cdot P_p[bar] + H_v$. Visinska razlika između manometra i nivoa vode u bunaru može da varira u opsegu $(2.5 \div 3) m$, ali je da bi se kompenzovalo zanemarivanje pada pritiska u pumpi i usisnoj cevi usvojeno $H_v = 3 m$. Na taj način je eksperimentalno dobijeno 8 parova vrednosti za ulaznu snagu pogonskog motora i ukupni napor sa kojim pumpa radi (P_{ul} , H_{uk}). Rezultati eksperimenta prikazani su u tabeli 1.

Zatim je od proizvođača pumpe obezbeđeno više fabričkih ispitnih listova formiranih prilikom laboratorijskih testiranja pojedinih pumpi tipa VP50-7, a koja su vršena u cilju snimanja radnih karakteristika novih pumpi ili pumpi na kojima je izveden remont. Kao što se i moglo očekivati, međusobno podudaranje ovih karakteristika nije bilo idealno, iako se radilo o istom tipu pumpe. Sa druge strane, bilo je opravdano očekivati i to da će bar jedan par karakteristika $P(Q)$ i $H(Q)$ snimljenih u fabričkoj laboratoriji na nekoj pumpi tipa VP50-7 po svom obliku odgovarati radnim karakteristikama pumpe P1 u CS "Gnjilan".

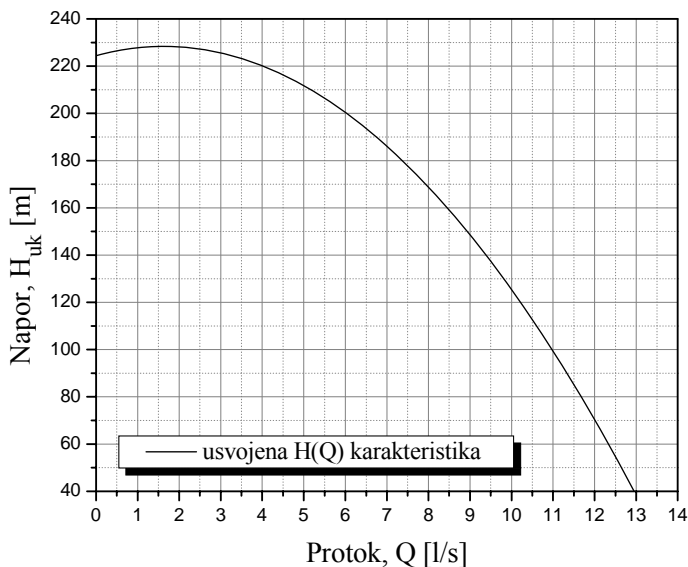
Tabela 1. Rezultati eksperimenta sa pumpom P1

Tačka	Ulazna snaga, $P_{ul} [kW]$	Pritisak, $p_p [bar]$	Napor, $H_{uk} [m]$	Komentar
1	21.07	16.65	172.83	GV zatvoren
2	21.52	16.1	167.22	Međupoložaji koji ne mogu da se definišu zbog proklizavanja glavnog ventila
3	22.13	14.9	154.98	
4	22.53	14.0	145.8	
5	23.03	13.0	135.6	
6	23.38	12.0	125.4	
7	23.58	11.0	115.2	
8	23.77	10.5	110.1	GV otvoren

Primenom metoda osvojenih u dosadašnjem radu na projektima MNTR ([2], [3], [4], [5]), izvršena je obrada rezultata opisanog eksperimenta, što je uz upoređivanje sa podacima iz ispitnih listova Fabrike pumpi "Jastrebac" Niš dovelo do identifikacije tačnih radnih karakteristika pumpe P1. Na slikama 2 i 3, prikazan je izgled karakteristika $P_{ul}(Q)$ i $H(Q)$ koje su usvojene kao tačne i na osnovu kojih je izvršena dalja analiza.



Slika 2. Usvojena $P_{ul}(Q)$ karakteristika pumpe P1



Slika 3. Usvojena $H(Q)$ karakteristika pumpe P1

3.2. Primena indirektna metode za određivanje karakteristike cevovoda i protoka

Karakteristika potisnog cevovoda otvorenih pumpnih sistema u opštem slučaju može se opisati kvadratnom funkcijom oblika $H_c(Q) = C_0 + C_2 Q^2$ ([1]), pa je za njenu identifikaciju dovoljno poznavanje vrednosti protoka i napora u dve tačke Q - H koordinatnog sistema.

Određivanje koordinata prve tačke izvršeno je na osnovu sledećeg eksperimenta: obe pumpe su isključene, ventil na zajedničkom potisu GV i ventil na baj-pasu su potpuno otvoreni, ventili V1 i V2 su zatvoreni. Na manometru se očitava pritisak $P = 9.5 \text{ bar}$, što predstavlja hidrostatički pritisak vodenog stuba u cevovodu i rezervoaru. Ovom pritisku odgovara napor $H_{hs} = 10.2 \cdot 9.5 = 96.9 \text{ m}$. Ukoliko se usvoji da je visinska razlika između manometra i nivoa vode u bunaru $H_v \approx 3 \text{ m}$, ukupni napor pumpe pri nultom protoku iznosi $H_0 = H_{hs} + H_v = 99.9 \text{ m}$. Na osnovu toga, koordinate tačke 1 su $(0 \text{ l/s}, 99.9 \text{ m})$.

Koordinate druge tačke koja se nalazi na karakteristici neprigušenog cevovoda mogu se dobiti na osnovu rezultata merenja prikazanih u tabeli 1 za slučaj kada je ventil GV na zajedničkom potisu potpuno otvoren. Na manometru se očitava pritisak $P = 10.5 \text{ bar}$, pa je za ovu vrednost pritiska i usvojeno $H_v \approx 3 \text{ m}$, ukupni napor pumpe $H = 10.2 \cdot 10.5 + 3 = 110.1 \text{ m}$. U ovom režimu pumpa P1 iz mreže uzima aktivnu snagu $P = 23.77 \text{ kW}$, pa se sa usvojene karakteristike $P_{ul}(Q)$ (slika 2) očitava vrednost protoka $Q = 10.45 \text{ l/s}$. Odavde sledi da su koordinate tačke 2 sa karakteristike cevovoda $(10.45 \text{ l/s}, 110.1 \text{ m})$.

Rešavanjem sistema od dve jednačine sa dve nepoznate dobijaju se vrednosti koeficijenta C_0 i C_2 , pa konačno može da se napiše funkcija kojom je predstavljena karakteristika potisnog cevovoda CS "Gnjilan" u neprigušenom stanju:

$$H_c(Q) = 99.9 + 0.0935Q^2$$

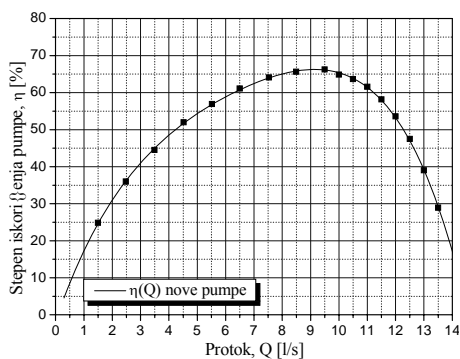
Ukoliko se ova karakteristika ucrtava na $H(Q)$ dijagram pumpe, dobija se radna tačka sa koordinatama $(10.58 \text{ l/s}, 110.5 \text{ m})$. Ovako dobijen protok neznatno se razlikuje od protoka određenog pomoću $P_{ul}(Q)$ karakteristike (10.45 l/s) . Na osnovu toga se sa velikom pouzdanošću može tvrditi da protok pumpe P1 pri potpuno otvorenom potisnom ventilu leži u opsegu $(10.4 - 10.6) \text{ l/s}$, pri čemu pumpa radi sa naporom od približno 110 m. Drugim rečima, može se smatrati da je izdašnost crpilišta približno 10.5 l/s , pa je to istovremeno i željeni protok u odnosu na koji treba odabrati novu pumpu.

4. PREDLOG IZBORA NOVE PUMPE

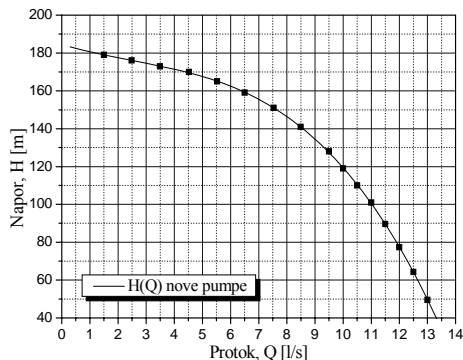
Osnovni kriterijum koji mora biti ispoštovan u procesu izbora zamene za pumpu P2 jeste da ostvareni protok nove pumpe bez ikakve intervencije na potisnom ventilu bude usklađen sa izdašnošću crpilišta, odnosno da odgovara protoku koji se sada ostvaruje primenom pumpe P1. Međutim, pokazuje se da nije dovoljno obezbediti samo to da presek karakteristike cevovoda i $H(Q)$ karakteristike izabrane pumpe bude u tački sa

protokom $Q = 10.5 \text{ l/s}$, već treba težiti i tome da $H(Q)$ karakteristika nove pumpe u radnom opsegu ima što veću strminu i bude približna po svom obliku $H(Q)$ karakteristici prikazanoj na slici 3. Na taj način se smanjuje verovatnoća ulaska nove pumpe u režim rada sa nedozvoljeno velikim protokom u slučaju eventualnog kolebanja karakteristike cevovoda usled opadanja visine vodenog stuba u mreži. Istovremeno, izbor nove pumpe je idealna prilika da se pravilnim odabirom položaja radne tačke na karakteristici stepena iskorišćenja i primenom odgovarajuće visokoeffikasne pumpe i pogonskog motora ostvare uštede u potrošnji električne energije.

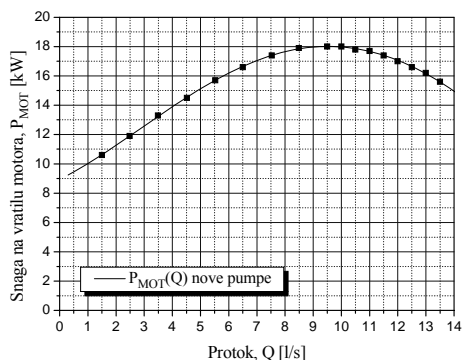
Konsultovanjem kataloga više domaćih i stranih proizvođača pumpi i izvođenjem detaljnih analiza, autori su došli do rešenja koje u zahtevanim uslovima primene obećava najbolje rezultate. U cilju izbegavanja favorizovanja bilo kog proizvođača, odabrano rešenje je za ovu priliku označeno kao "nova pumpa". Najvažnije radne karakteristike odabrane pumpe prikazane su na slikama 4, 5 i 6.



Slika 4. Stepen iskorišćenja



Slika 5. $H(Q)$ karakteristika



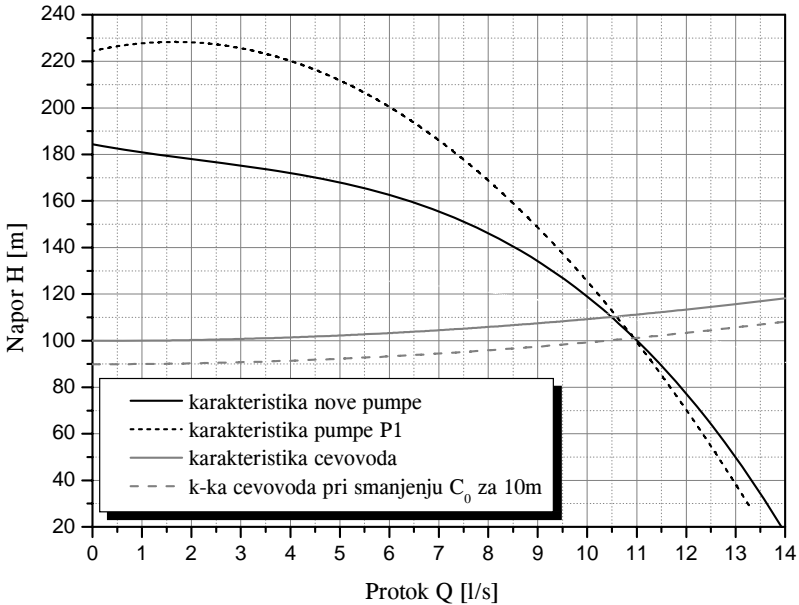
Slika 6. Snaga na vratilu

Kao pogonski motor odabran je trofazni asinhroni motor sa povišenim stepenom korisnog dejstva sledećih nominalnih podataka:

$$P_n = 18.5 \text{ kW}, U_n = 400 \text{ V}, \Delta, n_n = 2945 \text{ ob/min}, \eta_n = 91.4\%, \cos \varphi_n = 0.88.$$

5. PROCENA EFEKATA PRIMENE PREDLOŽENOG REŠENJA

Na slici 7. u istom koordinatnom sistemu prikazane su eksperimentalno određena karakteristika cevovoda CS "Gnjilan, $H(Q)$ karakteristika pumpe P1 i kataloška $H(Q)$ karakteristika nove pumpe.



Slika 7. Radna tačka nove pumpe na karakteristici cevovoda CS "Gnjilan"

Uočava se da je ispunjen zahtev vezan za postizanjem protoka od $Q \approx 10,5$ l/s, jer se karakteristika nove pumpe i karakteristika cevovoda seku u tački sa koordinatama (10,47 l/s, 110,3 m). Takođe, zadovoljena je i težnja ka tome da karakteristike pumpe u oblasti preseka sa karakteristikom cevovoda imaju približno istu strminu, čime je eliminisana opasnost od enormnog povećanja protoka nove pumpe u slučaju opadanja pritiska u mreži. Ilustracije radi, na slici 7 je isprekidanom sivom linijom predstavljen oblik karakteristike cevovoda za slučaj smanjenja visine vodenog stuba za 10 metara, što odgovara padu pritiska od oko 1 bara. Evidentno je da bi u takvom režimu obe pumpe ostvarivale identičan protok, koji je nešto veći od procenjene izdašnosti izvorišta, ali kako je to režim u kome je pumpa P1 u dosadašnjoj eksploataciji sigurno više puta radila i to bez problema, ne treba ih očekivati ni u radu nove pumpe.

Na polju smanjenja potrošnje električne energije mogu se uočiti sledeći rezultati:

Sa slike 4 vidi se da će nova pumpa ostvarujući protok od $Q = 10,5$ l/s, raditi sa stepenom korisnog dejstva $\eta = 64\%$. Ova vrednost je jako blizu maksimalnog stepena iskorišćenja sa kojim bi ta pumpa teoretski mogla da funkcioniše ($\eta_{\max} = 66\%$), pa se može smatrati da je ispunjen uslov efikasnog rada.

U posmatranom režimu rada, nova pumpa će na vratilu potraživati mehaničku snagu $P_{MOT} = 17,8$ kW, što uz uvažavanje stepena iskorišćenja i faktora snage odabranog pogonskog motora daje sledeće vrednosti za ulaznu aktivnu i reaktivnu snagu:

$$P_{ulnove} \approx \frac{P_{MOT}}{\eta_n} = 19.5 kW ; \quad Q_{ulnove} \approx P \cdot tg \varphi_n = 10.5 kVAr .$$

Sa druge strane, merenja na pogonskom motoru pumpe P2 kada je potisni ventil prigušen tako da se ostvaruje željeni protok od 10,5 l/s (sadašnji normalan režim rada CS "Gnjilan"), pokazuju da se iz električne mreže potražuje $P_{ul2} = 26 kW$ aktivne i $Q_{ul2} = 13.4 kVAr$ reaktivne snage. Ovi rezultati se mogu prikazati i kroz potrošnju električne energije po jedinici zapremine ispumpane vode, ali i srednju petnaestominutnu angažovanu snagu (tabela 2).

Tabela 2. Očekivane uštede električne energije

Energetski pokazatelj	Rad sa pumpom P2	Rad sa novom pumpom	Procentualno smanjenje [%]
Utrošak aktivne električne energije po jedinici zapremine ispumpane vode [kWh / m^3]	0.688	0.516	25.0
Utrošak reaktivne električne energije po jedinici zapremine ispumpane vode [$kVArh / m^3$]	0.354	0.278	21.5
Srednja 15-minutna angažovana snaga [kW]	26	19.5	25.0

Ovakve predviđene uštede svakako nisu zanemarljive, a imajući u vidu činjenicu da je režim rada crpne stanice takav da je pumpa neprestano uključena, analiza pokazuje da će investicija u nabavku nove pumpe biti otplaćena u periodu od oko 2.5 godine, samo na osnovu smanjenja računa za utrošenu električnu energiju. Realno posmatrano, period samootplaćivanja investicije može biti još kraći, jer se nabavkom nove opreme u znatnom iznosu umanjuju i proređuju dodatni troškovi remontovanja dotrajalih agregata.

6. ZAKLJUČAK

U radu je pokazano da se studioznim reprojekovanjem malih pumpnih postrojenja koja se često sreću u sektoru poljoprivredne delatnosti, mogu ostvariti značajne uštede u potrošnji energije tokom procesa proizvodnje. Suština celog postupka leži u usklađivanju kapaciteta postojećih postrojenja sa realnim potrebama potrošnje ili, kao u prikazanom slučaju, sa izdašnošću crpilišta, pri čemu se u pogon uvode savremenije konstrukcije pumpnih agregata sa visokim stepenom korisnog dejstva. Takođe, da bi ceo postupak imao smisla, mora se strogo voditi računa o tome da radna tačka sistema bude u oblasti protoka gde je stepen iskorišćenja pumpe maksimalan ili veoma blizu teorijskog maksimuma. Pored direktnih efekata koji se ogledaju u povećanju energetske efikasnosti procesa, veliki značaj ima i činjenica da se reinžinjerinom obnavljaju proizvodni resursi, čime se dodatno povećava efikasnost i pouzdanost rada. Analize sprovedene na primeru CS "Gnjilan" pokazuju da će zamena jedne stare pumpe novom dovesti do smanjenja potrošnje aktivne električne energije od 25 % i reaktivne električne energije od 21.5 %, pri čemu tehnološki proces neće biti izmenjen.

Takođe, pokazano je da se uz poznavanje preciznih radnih karakteristika pumpe, njen protok može odrediti i bez korišćenja namenski konstruisanih merača, primenom indirektno metode merenja električnih veličina pogonskog motora. U tom smislu, autori bi želeli i da sugerišu uvođenje obaveze dostavljanja rezultata izlaznih laboratorijskih ispitivanja pumpnih agregata nakon izvršenog remonta korisnicima usluga.

Napomena: Rad je podržan od strane Ministarstva za nauku, tehnologije i razvoj Republike Srbije i sastavni je deo realizacije projekata pod evidencionim brojem: NP EE413-118A, NPV-19B i I.EE404-1011B

LITERATURA

- [1] Anđelković M.: *Priručnik za projektovanje pumpnih postrojenja*, DIGP "Prosveta", Niš, 1995.
- [2] Stajić Z.P., Radosavljević S., Radovanović N.: *Indirektna metoda za određivanje karakteristika cevovoda pumpnih stanica*, Preventivno inženjerstvo, Godina X, No. 2, str. 30-35, 2002. godine.
- [3] *Upravljanje vršnim električnim opterećenjem u komunalnim sistemima gradova*, Projekat nacionalnog programa energetske efikasnosti, ev. br.: NP EE413-118A, rukovodilac: Prof. dr Nikola Rajaković.
- [4] *Informaciono-upravljački sistem vodovodnih sistema većih naselja*, Projekat nacionalnog programa uređenja, zaštite i korišćenja voda, ev. br.: NPV-19B, rukovodilac: Doc. dr Aleksandar Erdeljan.
- [5] *Razvoj merno-informacionog sistema za praćenje i upravljanje energetskom i poslovnom efikasnošću sistema za vodosnabdevanje*, Projekat nacionalnog programa energetske efikasnosti, evidencioni broj: I.EE404-1011B, rukovodilac: Doc. dr Zoran P. Stajić.

A PRACTICAL EXAMPLE OF SMALL PUMP STATIONS ENERGY EFFICIENCY INCREASING BY REENGINEERING

Milan Radić¹, Dalibor Nikolić³, Zoran P. Stajić¹, Đukan R. Vukić²

¹Faculty of Electronic Engineering - Niš, ²Faculty of Agriculture - Belgrade

³Company for Electric Power Supply - Niš

Abstract: The suction station "Gnjilan", belonging to the "Water-supply" Pirot municipal enterprise, has been used as an example of small pump stations energy efficiency increasing by replacement of existing old pumps with new ones. It has been shown that it was possible to identify the pipeline characteristic and an optimum system operating point, even in the absence of appropriate flow measuring devices. This has been done using an indirect method of flow estimation by measurement of driving induction motor electrical parameters. In accordance with the obtained results, the new pump has been chosen. Huge savings in the electrical energy consumption referred to actual situation will be achieved through the application of the new pump.

Key words: pump, energy efficiency, reengineering.