



B&B
VIŠJA STROKOVNA ŠOLA

Diplomsko delo višješolskega strokovnega študija
Program: Strojništvo
Modul: Orodjarstvo

**OPTIMIZACIJA OBRATOVANJA
VROČEVODNEGA ČRPALIŠČA Z
VGRADNJO FREKVENČNO REGULIRANE
ČRPALKE**

Mentorica: doc. dr. Lidija Rihar
Lektor/ica: Aleksandra Repe, univ. dipl. slov.

Kandidat: Simon Zupančič

Grosuplje, september 2026

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorici doc. dr. Lidiji Rihar za strokovno usmerjanje, koristne nasvete in pomoč pri izdelavi diplomskega dela.

Zahvaljujem se tudi sodelavcem, ki so mi omogočili dostop do potrebnih podatkov.

Zahvaljujem se tudi B&B Višji strokovni šoli za podporo, razumevanje in korekten odnos v času študija.

Posebna zahvala gre moji družini za podporo, potrpežljivost in spodbudo v času študija ter izdelave diplomskega dela.

IZJAVA

Študent Simon Zupančič izjavljam, da sem avtor tega diplomskega dela, ki sem ga napisal pod mentorstvom doc. dr. Lidije Rihar.

Skladno s 1. odstavkom 21. člena Zakona o avtorski in sorodnih pravicah dovoljujem objavo tega diplomskega dela na spletni strani šole in v institucionalnem oz. nacionalnem repozitoriju (COBISS).

Dne: 1. 9. 2026

Podpis: _____

POVZETEK

Diplomsko delo obravnava optimizacijo obratovanja dvostopenjskega vročevodnega črpališča z vgradnjo dodatne manjše centrifugalne črpalke s frekvenčnim pretvornikom. Namen raziskave je bil ugotoviti, v katerih obratovalnih režimih obstoječa črpalka druge stopnje deluje energetsko neugodno, določiti hidravlične in funkcionalne zahteve predlagane rešitve ter na podlagi razpoložljivih podatkov oceniti možen prihranek električne energije. Uporabljene so bile metode analize interne tehnične dokumentacije, analitičnega hidravličnega izračuna, scenarijske primerjave ter kritične presoje kakovosti vhodnih podatkov. Analiza je pokazala, da je obstoječa črpalka zlasti v tlačnem režimu glede na zahtevani pretok in tlačni dvig predimenzionirana, regulacija s hidravlično sklopko oziroma dušenjem pa povzroča dodatne izgube.

Predlagana je vgradnja manjšega črpalnega agregata, ki bi pri majhnih in srednjih obremenitvah deloval bližje točki najboljšega izkoristka, obstoječa črpalka 2/5 pa bi ostala namenjena največjim obremenitvam in obratovalni rezervi. Z modelom pridobljena ocena za analiziranih 992 ur obratovanja kaže zmanjšanje porabe s 347,00 MWh na 189,76 MWh, kar pomeni prihranek 157,24 MWh oziroma 45,31 %. V simuliranem celoletnem režimu je ocenjena razlika med regulacijo z ventilom in frekvenčno regulacijo 301,41 MWh oziroma 60,93 %. Rezultati niso merilno potrjeni prihranki, temveč predinvesticijske ocene, saj manjkajo sočasne meritve pretoka, tlačne razlike in vhodne električne moči, karakteristika konkretno izbrane črpalke, vrednost naložbe ter efektivna cena električne energije. Tehnično izvedbo je zato treba utemeljiti z merilno kampanjo, preveritvijo sesalnih razmer, izborom opreme za celotno obratovalno območje ter preverjanjem doseženih prihrankov po zagonu.

KLJUČNE BESEDE

- vročevodno črpališče,
- centrifugalna črpalka,
- frekvenčna regulacija,
- energetska učinkovitost,
- prihranek električne energije.

SUMMARY

This diploma thesis addresses the optimisation of a two-stage district-heating pumping station by installing an additional smaller centrifugal pump equipped with a variable-frequency drive. The study aimed to identify operating regimes in which the existing second-stage pump performs inefficiently, define the hydraulic and functional requirements of the proposed solution, and estimate the potential electricity savings from the available data. The methodology combined a review of internal technical documentation, analytical hydraulic calculations, scenario comparison, and a critical assessment of input-data quality. The analysis indicates that the existing pump is oversized particularly for pressure-boosting operation and that regulation by a hydraulic coupling or throttling introduces additional losses.

The proposed smaller pump would cover low and medium loads closer to its best-efficiency point, while the existing pump 2/5 would remain available for peak loads and operational redundancy. For the analysed 992 operating hours, the model estimates a reduction in electricity use from 347.00 MWh to 189.76 MWh, corresponding to 157.24 MWh or 45.31%. For the simulated year-round operating regime, the estimated difference between valve throttling and variable-speed control is 301.41 MWh or 60.93%. These values are pre-investment model estimates rather than measured savings because simultaneous measurements of flow rate, differential pressure and electrical input power, the final selected pump curve, the investment cost and the effective electricity price are not yet available. Implementation should therefore be preceded by a measurement campaign, verification of suction conditions, equipment selection across the full operating envelope, and post-commissioning validation of the achieved savings.

KEYWORDS

- district heating pumping station,
- centrifugal pump,
- variable-frequency control,
- energy efficiency,
- electricity savings.

KAZALO

1	UVOD	1
1.1	Predstavitev problema.....	1
1.2	Cilji naloge.....	1
1.3	Predstavitev okolja	2
1.4	Predpostavke in omejitve	2
1.5	Metode dela	2
2	PREDSTAVITEV VROČEVODNEGA ČRPALIŠČA.....	5
2.1	Splošen opis črpališča	5
2.2	Tehnična zasnova črpališča	5
2.3	Glavni tehnični parametri črpalk.....	6
2.4	Načini regulacije obratovanja.....	7
2.5	Obratovalni režimi črpališča.....	7
2.6	Ugotovitve o obstoječem stanju	7
3	TEORETIČNE OSNOVE.....	8
3.1	Centrifugalne črpalke.....	8
3.2	Obratovalne karakteristike črpalk.....	8
3.3	Podobnostni zakoni črpalk.....	9
3.4	Načini regulacije pretoka	9
3.5	Frekvenčna regulacija.....	10
3.6	Energetska učinkovitost črpalnih sistemov	10
3.7	Pomen optimizacije obratovanja.....	11
4	ANALIZA OBSTOJEČEGA STANJA	12
4.1	Posnetek obstoječega stanja	12
4.2	Razpoložljivost in zanesljivost podatkov	16
4.3	Termični režim obratovanja.....	18
4.4	Tlačni režim obratovanja	18
4.5	Analiza obstoječega načina regulacije	19
4.6	Kritična analiza obstoječega stanja	21
4.7	Ključne ugotovitve analize	21
5	IDEJNA REŠITEV VGRADNJE DODATNE FREKVENČNO REGULIRANE ČRPALKE.....	22
5.1	Izhodišča za pripravo idejne rešitve	22
5.2	Zasnova predlagane rešitve	23
5.3	Določitev potrebnih hidravličnih parametrov.....	24
5.4	Izbira moči črpalke in elektromotorja	25
5.5	Frekvenčni pretvornik.....	26
5.6	Krmiljenje in regulacijska strategija	26
5.7	Merilna in zaščitna oprema.....	27
5.8	Vključitev v obstoječe črpališče	29
5.9	Primerjava obstoječega in predlaganega sistema.....	29
5.10	Pričakovane prednosti predlagane rešitve.....	30

5.11	Omejitve idejne rešitve	30
6	IZRAČUN ENERGETSKIH IN STROŠKOVNIH PRIHRANKOV	31
6.1	Izhodiščni podatki za izračun.....	31
6.2	Izračun hidravlične moči in potrebne električne moči.....	32
6.3	Izračun porabe električne energije.....	33
6.4	Poraba energije brez frekvenčne regulacije	34
6.4.1	Termični režim z dvema črpalkama.....	34
6.4.2	Termični režim z eno črpalko	35
6.4.3	Tlačni režim	35
6.5	Poraba energije s frekvenčno regulacijo.....	35
6.5.1	Termični režim	35
6.5.2	Tlačni režim	36
6.6	Energetski prihranek v obstoječem režimu.....	36
6.7	Prihranek pri spremenjenem načinu obratovanja.....	37
6.8	Primerjava rezultatov obeh scenarijev	38
6.9	Presoja zanesljivosti rezultatov	39
7	EKONOMSKA UPRAVIČENOST IN PRESOJA REZULTATOV	42
7.1	Izhodišča za ekonomsko presajo.....	42
7.2	Ocena vrednosti investicije	42
7.3	Izračun finančnega prihranka.....	43
7.4	Dodatni prihranki pri obratovanju in vzdrževanju.....	44
7.5	Preprosta vračilna doba	44
7.6	Stroški življenjskega cikla	45
7.7	Analiza občutljivosti.....	46
8	UGOTOVITVE IN DISKUSIJA REZULTATOV.....	48
8.1	Sinteza ključnih ugotovitev optimizacije	48
8.2	Povezava raziskovalnih vprašanj z ugotovitvami	50
8.3	Triangulacija arhivskih podatkov in obratovalnega profila.....	51
8.4	Kritična diskusija rezultatov.....	52
8.5	Omejitve raziskave.....	53
9	ZAKLJUČEK	55
9.1	Smernice za nadaljnje delo.....	55
10	LITERATURA IN VIRI.....	56

KAZALO SLIK

Slika 1: Koraki v pripravi diplomske naloge	3
Slika 2: Širši prikaz vročevodnega sistema v nadzornem sistemu SCADA	5
Slika 3: Tehnična shema razporeditve črpalk in kolektorjev	6
Slika 4: Črpalni agregati prve stopnje vročevodnega črpališča	13
Slika 5: Črpalni agregati druge stopnje vročevodnega črpališča	14
Slika 6: Podrobnejši prikaz črpalk in kolektorjev v nadzornem sistemu SCADA.....	15
Slika 7: Obstoječi črpalni agregat 2/5 s hidravlično sklopko	20
Slika 8: Shematski prikaz vgradnje dodatne črpalke.....	23
Slika 9: Primerjava ocenjene porabe električne energije v obeh obratovalnih scenarijih	39
Slika 10: Delež energetskega prihranka v obeh obratovalnih scenarijih.....	39
Slika 11: Delež z modelom ocenjenega prihranka električne energije	40
Slika 12: Finančni prihranek glede na ceno električne energije.....	47
Slika 13: Primerjava povprečne referenčne moči in povprečne moči s frekvenčno regulacijo	49
Slika 14: Porazdelitev simuliranega letnega časa obratovanja po obremenitvenih razredih.....	52

KAZALO TABEL

Tabela 1: Osnovni tehnični podatki vgrajenih črpalk in elektromotorjev	15
Tabela 2: Sledljivost vhodnih podatkov in potrebno preverjanje	17
Tabela 3: Strokovna merila za izbor črpalnega agregata in frekvenčnega pretvornika	26
Tabela 4: Predlagani merilni načrt za tehnično in energetsko preverjanje	28
Tabela 5: Primerjava obstoječega in predlaganega črpalnega sistema	30
Tabela 6: Osnovni podatki za izračun porabe električne energije	32
Tabela 7: Kontrolni seštevek delnih izračunov analiznega scenarija.....	34
Tabela 8: Vhodni podatki simuliranega prihodnjega scenarija	37
Tabela 9: Primerjava ocenjene porabe in energetskih prihrankov.....	38
Tabela 10: Ključni viri negotovosti energetskega modela	41
Tabela 11: Osnova za izračun finančnega prihranka	44
Tabela 12: Scenarijska analiza finančnega prihranka glede na ceno električne energije	46
Tabela 13: Kvantitativni povzetek ključnih energetskih rezultatov.....	49
Tabela 14: Povezava raziskovalnih vprašanj, rezultatov in zanesljivosti dokazov ...	50
Tabela 15: Tehtani povzetek obratovalnih profilov iz primarnega gradiva.....	51

POJMOVNIK

c_E :	efektivna cena električne energije (Effective Electricity Price), EUR/kWh
E :	električna energija (Electrical Energy), kWh, MWh
g :	gravitacijski pospešek (Gravitational Acceleration), m/s^2
H :	tlačna višina črpalke (Pump Head), m
P_{el} :	vhodna električna moč (Electrical Input Power), kW
P_h :	hidravlična moč (Hydraulic Power), kW
Q :	prostorninski pretok (Volume Flow Rate), m^3/s , m^3/h
Δp :	tlačna razlika (Differential Pressure), Pa, bar
η_c :	izkoristek črpalke (Pump Efficiency), –
η_m :	izkoristek elektromotorja (Motor Efficiency), –
η_{FP} :	izkoristek frekvenčnega pretvornika (Drive Efficiency), –
ρ :	gostota črpanega medija (Fluid Density), kg/m^3

KRATICE IN AKRONIMI

BEP:	Best Efficiency Point – točka najboljšega izkoristka črpalke
CAPEX:	Capital Expenditure – investicijski odhodki
FP (VFD):	Variable Frequency Drive – frekvenčni pretvornik
LCC:	Life Cycle Cost – strošek življenjskega cikla
$NPSH_A$:	Net Positive Suction Head Available – razpoložljiva neto pozitivna sesalna višina
$NPSH_R$:	Net Positive Suction Head Required – zahtevana neto pozitivna sesalna višina
NPV:	Net Present Value – neto sedanja vrednost
OPEX:	Operating Expenditure – obratovalni odhodki
PLC:	Programmable Logic Controller – programirljivi logični krmilnik
SCADA:	Supervisory Control and Data Acquisition – nadzor, vodenje in zajemanje podatkov

1 UVOD

1.1 Predstavitev problema

Sistemi daljinskega ogrevanja predstavljajo pomemben del energetske infrastrukture, saj omogočajo učinkovito oskrbo večjega števila uporabnikov s toplotno energijo. Ključno vlogo pri delovanju teh sistemov imajo črpališča, katerih naloga je zagotavljanje ustreznega pretoka in tlaka ogrevnega medija v distribucijskem omrežju. Učinkovitost delovanja črpalk neposredno vpliva na porabo električne energije in s tem na obratovalne stroške sistema.

V praksi se pogosto pojavlja težava neustrezno dimenzioniranih črpalk, ki obratujejo zunaj območja najboljšega izkoristka. Takšno obratovanje povzroča povečano porabo energije, slabši izkoristek ter višje stroške. Raziskave kažejo, da črpalni sistemi predstavljajo pomemben delež porabe električne energije, zato je njihova optimizacija ključnega pomena (Arun Shankar idr., 2016).

V obravnavanem primeru vročevodnega črpališča je regulacija pretoka izvedena s hidravlično sklopko, kar z vidika energetske učinkovitosti ni optimalna rešitev. Pri obratovanju pri nižjih vrtljajih prihaja do dodatnih izgub, kar zmanjšuje izkoristek sistema. Analiza obstoječega stanja kaže, da so nekatere črpalke predimenzionirane in ne delujejo v optimalnih obratovalnih pogojih (Envita, 2012).

1.2 Cilji naloge

Glavni cilj diplomske naloge je ovrednotiti možnosti izboljšanja energetske učinkovitosti vročevodnega črpališča z uvedbo frekvenčne regulacije.

Posamezni cilji naloge so:

- analizirati obstoječe obratovanje črpališča,
- določiti pomanjkljivosti trenutnega sistema,
- predlagati tehnično rešitev z uporabo frekvenčnega pretvornika,
- izračunati potrebno moč črpalke in porabo električne energije,
- oceniti energetske prihranke,
- presoditi ekonomsko upravičenost predlagane rešitve.

Pri doseganju ciljev se opiramo na strokovno literaturo s področja črpalnih sistemov in energetske učinkovitosti (U.S. Department of Energy, 2006; Sarbu in Valea, 2015).

1.3 Predstavitev okolja

Diplomska naloga obravnava vročevodno črpališče, ki je del sistema daljinskega ogrevanja. Sistem je namenjen distribuciji toplote do končnih uporabnikov in deluje v različnih obratovalnih režimih glede na potrebe omrežja.

Obravnavano črpališče je zasnovano kot dvostopenjski sistem z več vzporedno vezanimi črpalkami. Črpalke poganjajo elektromotorji večjih moči, regulacija obratovanja pa je delno izvedena s hidravličnimi sklopkami. Takšna zasnova omogoča prilagajanje obratovanja različnim razmeram v omrežju, vendar z vidika energetske učinkovitosti ni optimalna.

Na podlagi interne dokumentacije črpališče obratuje v dveh osnovnih režimih, in sicer v termičnem in tlačnem režimu. V določenih obratovalnih stanjih črpalke delujejo pri znižanih vrtljajih, kar pomeni, da ne delujejo v območju najboljšega izkoristka. To vodi do povečane porabe energije in slabšega delovanja sistema (Envita, 2012).

1.4 Predpostavke in omejitve

Pri izdelavi diplomske naloge izhajamo iz predpostavke, da so podatki o obratovanju črpališča, pridobljeni iz interne dokumentacije, dovolj zanesljivi za izvedbo analize in izračunov. Predpostavljamo tudi, da obravnavani obratovalni režimi predstavljajo tipično delovanje sistema.

Pri izračunih uporabljamo povprečne oziroma značilne vrednosti ključnih parametrov, kot so pretok, tlačna višina ter izkoristek črpalke in elektromotorja. Predpostavljamo, da uvedba frekvenčne regulacije bistveno ne spremeni hidravličnih razmer v omrežju, temveč vpliva predvsem na način obratovanja črpalke.

Med omejitve naloge spada omejena razpoložljivost aktualnih meritev, zato se analiza delno opira na obstoječe podatke in ocene (Envita, 2012). Poleg tega izračuni temeljijo na poenostavljenih modelih, ki ne zajemajo vseh vplivov realnega sistema, kot so dinamične spremembe obratovanja in dodatne hidravlične izgube.

Predlagana rešitev je obravnavana na ravni idejne zasnove, zato niso vključene vse izvedbene podrobnosti.

1.5 Metode dela

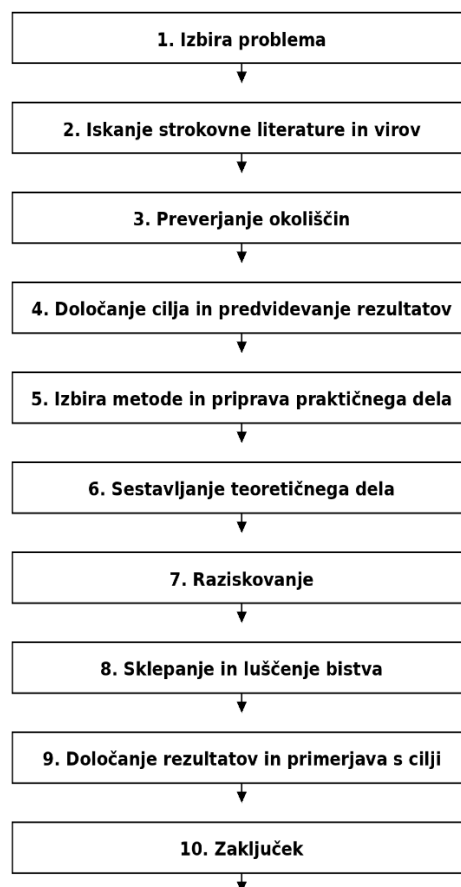
Pri izdelavi diplomske naloge uporabljamo kombinacijo teoretičnih in praktičnih metod.

V teoretičnem delu obravnavamo delovanje centrifugalnih črpalk, njihove karakteristike ter načine regulacije pretoka. Poseben poudarek namenjamo frekvenčni regulaciji in njenemu vplivu na energetske učinkovitost (U.S. Department of Energy, 2006; Arun Shankar idr., 2016).

V praktičnem delu analiziramo obstoječe stanje črpališča na podlagi interne dokumentacije (Envita, 2012). Analiza vključuje pregled tehničnih podatkov, obratovalnih režimov in načinov regulacije.

Na podlagi zbranih podatkov izvedemo tehnične izračune, ki vključujejo določitev potrebne moči črpalke, izračun porabe električne energije ter oceno energetskih prihrankov.

V nadaljevanju pripravimo idejno rešitev izboljšave obratovanja in izvedemo primerjavo med obstoječim ter predlaganim stanjem. Na koncu ocenimo še ekonomsko upravičenost predlagane rešitve.



*Slika 1: Koraki v pripravi diplomske naloge
(Lastni vir)*

Raziskava je zasnovana kot tehnično-ekonomska študija primera na ravni predinvesticijske presoje. Vhodni podatki so razdeljeni na arhivske podatke iz interne dokumentacije, indikativne prikaze iz nadzornega sistema, računske predpostavke in izpeljane rezultate. Takšna razmejitev zagotavlja sledljivost izračuna in preprečuje, da bi bila ocena, pridobljena z modelom, predstavljena kot rezultat neposrednega merjenja. Rezultati so primerjani tudi z ugotovitvami raziskav o frekvenčno reguliranih črpalnih sistemih, vendar vrednosti iz drugih sistemov niso neposredno prenesene na obravnavano črpališče.

Raziskava odgovarja na štiri raziskovalna vprašanja. RV1: Kateri obratovalni režimi in elementi pogonskega sklopa ustvarjajo največji potencial za zmanjšanje porabe električne energije? RV2: Katere hidravlične, električne, krmilne in varnostne zahteve mora izpolnjevati dodatna črpalka? RV3: Kolikšen je z modelom ocenjeni prihranek električne energije v analiziranem in spremenjenem obratovalnem scenariju? RV4: Kateri dodatni podatki in pogoji so potrebni, da se tehnična rešitev pretvori v utemeljeno investicijsko odločitev?

Postopek presoje je sestavljen iz petih medsebojno povezanih korakov: opisa sistema in podatkovnih virov, določitve obratovalnih točk, izračuna hidravlične in električne moči, primerjave obratovalnih scenarijev ter presoje negotovosti in ekonomskih pogojev. S tem je zagotovljena povezava med raziskovalnimi vprašanji, analizo, idejno rešitvijo, rezultati in zaključkom.

Primarno dokazno podlago predstavljata dve medsebojno povezani interni gradivi. Poročilo družbe Envita dokumentira konfiguracijo črpališča, karakteristike opreme ter obratovalne podatke iz let 2011 in 2012, projektno gradivo pa iz teh in naročnikovih vhodov oblikuje idejno rešitev ter scenarijski energetski izračun (Envita, 2012; Metronik, b. d.). Ker drugo gradivo del vhodov prevzema iz prvega oziroma iz povezanih naročnikovih preglednic, njuno ujemanje ni neodvisna eksperimentalna potrditev, temveč preverljiva podatkovna sled. Zato so v nadaljevanju strogo ločeni arhivski opisi in meritve, računske predpostavke, simulirani profili ter lastni preračuni.

Uporaba UI

Pri pripravi diplomskega dela sem uporabljal orodje ChatGPT (OpenAI) kot podporno orodje pri jezikovnem in slogovnem urejanju besedila, izboljšanju jasnosti zapisa, oblikovanju strukture posameznih delov ter preverjanju terminološke in vsebinske doslednosti. Vse strokovne podatke, izračune, navedbe in uporabljene vire sem preveril na podlagi izvirne strokovne literature in interne tehnične dokumentacije. Končno vsebino, interpretacijo rezultatov, argumentacijo in sklepe sem oblikoval ter presodil sam. Orodje ChatGPT sem uporabljal v juliju in avgustu 2026.

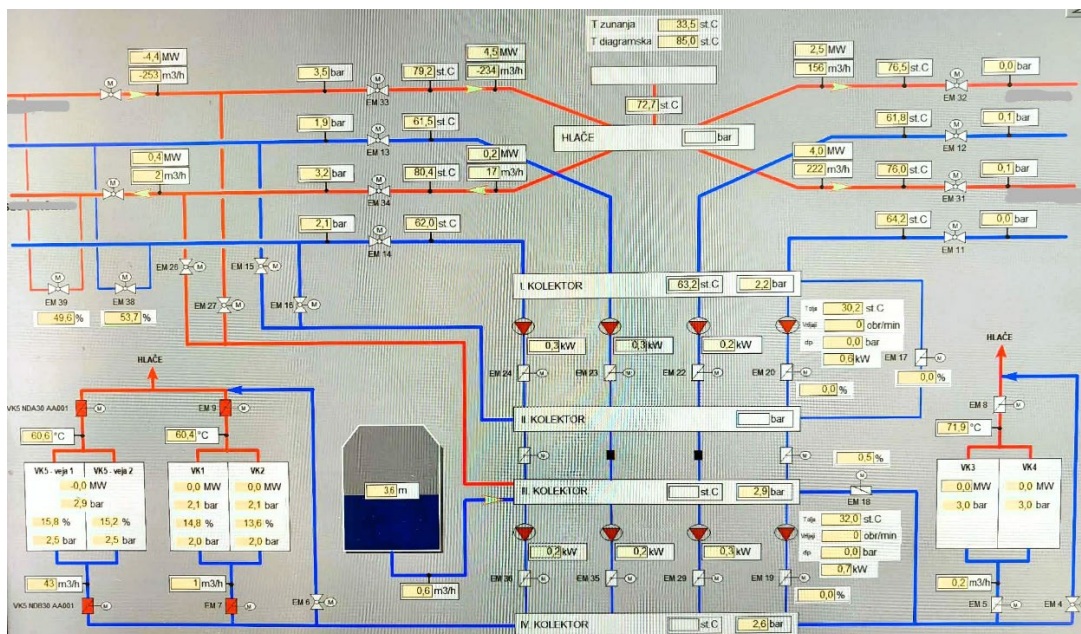
2 PREDSTAVITEV VROČEVODNEGA ČRPALIŠČA

2.1 Splošen opis črpališča

Obravnavano vročevodno črpališče je dvostopenjski podsistem daljinskega ogrevanja, katerega naloga je pri spremenljivi toplotni obremenitvi zagotavljati zahtevani pretok in tlačno razliko med dovodnim in povratnim vodom. Arhivska zasnova obsega osem agregatov, po štiri vzporedno vezane črpalke v vsaki stopnji, zato se zmogljivost prilagaja z izbiro števila delujočih agregatov in regulacijo vrtljajev. Spremenljivost potreb po ogrevanju in pripravi sanitarne tople vode povzroča široko obratovalno ovojnico, kar zahteva usklajeno izbiro agregata, načina regulacije in zaporedja vklopov (Envita, 2012).

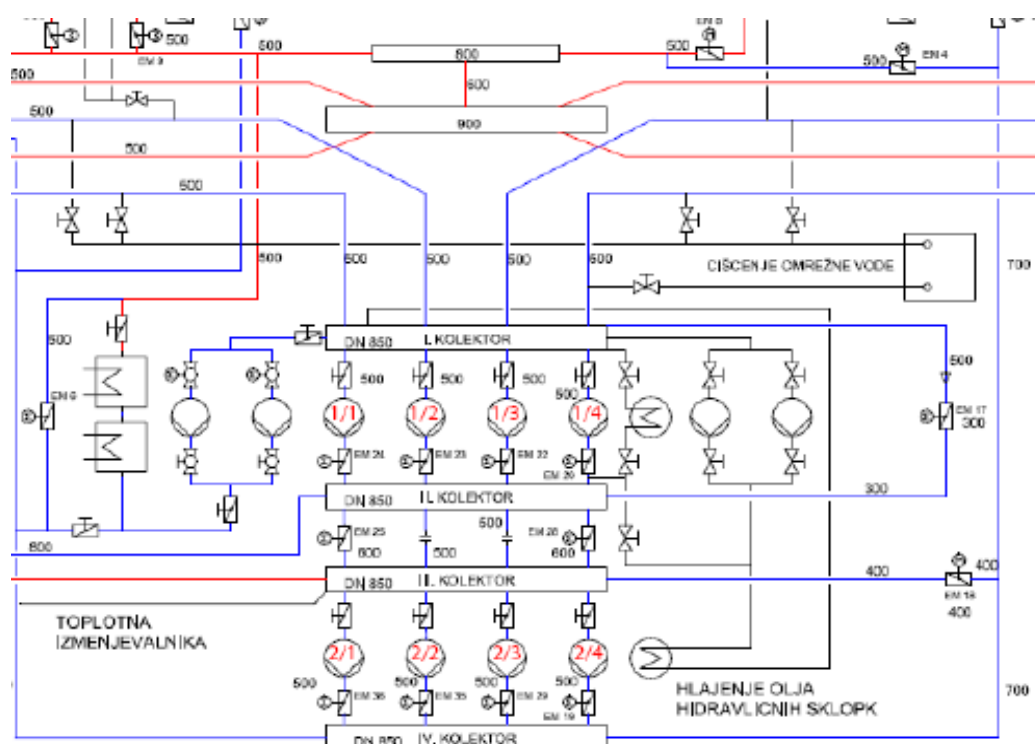
2.2 Tehnična zasnova črpališča

Slika 2 prikazuje širšo tehnično zasnovo vročevodnega sistema v nadzornem sistemu za nadzor, vodenje in zajemanje podatkov (angl. Supervisory Control and Data Acquisition – SCADA). Prikaz je uporabljen za razumevanje povezav med kolektorji in črpalnimi agregati, ne pa kot časovno reprezentativna meritev obratovanja.



Slika 2: Širši prikaz vročevodnega sistema v nadzornem sistemu SCADA
(Vir: Scada, 2026)

Razporeditev štirih kolektorjev, črpalnih agregatov in pripadajočih armatur je podrobneje prikazana na tehnični shemi na Sliki 3.



Slika 3: Tehnična shema razporeditve črpalk in kolektorjev
(Vir: Envita, 2012)

Slika 3 prikazuje povezave med kolektorji I, II, III in IV ter vzporedno razporeditev agregatov obeh stopenj. Takšna topologija omogoča stopenjsko vključevanje črpalk, vendar sama po sebi ne zagotavlja energijsko učinkovitega obratovanja: za vsak vključen agregat morajo biti preverjeni delovna točka, delež najboljšega izkoristka in izgube regulacijskega elementa.

V prvi stopnji so štiri črpalke DH 46-35 z nazivnim pretokom $1.800 \text{ m}^3/\text{h}$, tlačno višino od 41 do 58 m in 500-kilovatnimi 6-kilovoltnimi motorji; v drugi stopnji so štiri črpalke DH 58-35 z enakim nazivnim pretokom, tlačno višino od 84 do 90 m in 630-kilovatnimi 6-kilovoltnimi motorji. Črpalke in motorji so bili izdelani leta 1976, hidravlične sklopke z regulacijskim razmerjem 4 : 1 pa leta 1980, zato presoja poleg energijske učinkovitosti zahteva tudi oceno stanja, razpoložljivosti nadomestnih delov in preostale življenjske dobe (Envita, 2012).

2.3 Glavni tehnični parametri črpalk

Ključni nazivni parametri so pretok, tlačna višina, vrtilna frekvenca in moč motorja, vendar projektno odločanje zahteva celotne krivulje $Q-H$, $Q-\eta$ in $Q-P$ ter dopustno obratovalno območje. Nazivna pretoka $1.800 \text{ m}^3/\text{h}$ in moči 500 oziroma 630 kW potrjujejo velik energijski pomen pogona, ne dokazujejo pa njegove učinkovitosti pri

delni obremenitvi. Predimenzioniranost je mogoče utemeljiti šele s primerjavo izmerjenih delovnih točk s karakteristiko sistema in območjem najboljšega izkoristka (Envita, 2012).

2.4 Načini regulacije obratovanja

Regulacija obratovanja črpališča je ključna za zagotavljanje stabilnega delovanja sistema in optimizacijo porabe energije. V obravnavanem primeru je regulacija delno izvedena s hidravličnimi sklopkami, ki omogočajo prilagajanje vrtljajev črpalk.

Poleg tega se regulacija pretoka pogosto izvaja tudi z dušenjem na armaturah, kar pa povzroča dodatne hidravlične izgube in zmanjšuje energetske učinkovitost sistema. Tak način regulacije je sicer enostaven, vendar z vidika porabe energije manj ugoden (U.S. Department of Energy, 2006).

Sodobnejši pristop predstavlja uporaba frekvenčnih pretvornikov, ki omogočajo neposredno regulacijo hitrosti elektromotorja. S tem se lahko črpalka prilagodi dejanskim potrebam sistema, kar vodi do zmanjšanja izgub in izboljšanja izkoristka (Bordeasu idr., 2023).

2.5 Obratovalni režimi črpališča

Arhivsko gradivo razlikuje termični in tlačni režim. V termičnem režimu je regulirani agregat obratoval pri pretokih približno 200–2.800 m³/h, tlačni razliki pretežno 2–4 bar in vrtilni frekvenci 1.000–1.435 min⁻¹; v tlačnem režimu pa pri pretokih približno 1.000–1.500 m³/h, tlačni razliki 0,5–3 bar in vrtilni frekvenci do približno 1.000 min⁻¹. Dolgotrajno obratovanje velikega agregata pri nizki hitrosti zato kaže na neusklajenost razpoložljive zmogljivosti z dejansko zahtevo, vendar mora biti ta ugotovitev potrjena s sočasnimi meritvami pretoka, tlakov in električne moči (Envita, 2012).

2.6 Ugotovitve o obstoječem stanju

Pregled obstoječega stanja opredeli tri medsebojno povezane vire izgub: velik agregat obratuje pri delni obremenitvi, hidravlična sklopka pri zdruzi del vhodne moči pretvarja v toploto, morebitno dušenje pa razpoložljivo tlačno energijo disipira na armaturi. Potencial izboljšave zato ni zgolj posledica zamenjave regulacijskega elementa, temveč pravilne razdelitve obratovalnega območja med agregate, izbire črpalke glede na sistemsko krivuljo in vodenja, ki sledi dejanski tlačni potrebi. Kvantitativni delež posameznega vira izgub brez dodatnih meritev ni določen.

3 TEORETIČNE OSNOVE

3.1 Centrifugalne črpalke

Centrifugalna črpalka mehansko energijo gredi prek rotorja pretvarja v specifično energijo tekočine; del kinetične energije se v spiralnem ohišju oziroma difuzorju pretvori v tlak. Zvezno obratovanje, razmeroma preprosta konstrukcija in doseganje velikih pretokov pojasnjujejo njeno razširjenost v daljinskem ogrevanju, vendar je dejanska primernost odvisna od ujemanja karakteristike črpalke s karakteristiko omrežja (Karassik in McGuire, 1998).

Energijska pretvorba v centrifugalni črpalki poteka od mehanske moči na gredi prek vrtilnega momenta rotorja do povečanja specifične energije tekočine. Razlika med teoretično in dejansko tlačno višino nastane zaradi hidravličnih izgub v rotorju in ohišju, volumetričnih izgub zaradi notranjega puščanja ter mehanskih izgub v ležajih in tesnilih. Zato nazivna moč elektromotorja sama po sebi ne pove, koliko energije se dejansko prenese na vodo; za strokovno presojo je treba obravnavati celotno verigo izkoristkov od električnega priključka do hidravlične moči (Gulich, 2020; Karassik in McGuire, 1998).

Pri vročevodnem sistemu na gostoto in viskoznost vpliva temperatura vode. Gostota neposredno nastopa v enačbi hidravlične moči, viskoznost pa vpliva na hidravlične izgube in karakteristiko sistema. Ker v razpoložljivem naboru ni sočasnega temperaturnega profila za vse obratovalne točke, je uporaba konstantne gostote poenostavitev, ki mora biti pri izvedbenem izračunu nadomeščena z lastnostmi vode pri izmerjeni temperaturi.

3.2 Obratovalne karakteristike črpalk

Karakteristike $Q-H$, $Q-P$ in $Q-\eta$ opisujejo povezavo med pretokom, tlačno višino, močjo in izkoristkom pri določeni vrtilni frekvenci. Njihova skupna obravnava je nujna, ker enaka tlačna višina ne pomeni enake vhodne električne moči, območje največjega hidravličnega izkoristka pa je omejeno.

Delovna točka nastane v presečišču karakteristike črpalke in sistemske krivulje, ki jo pri zaprtem vročevodnem omrežju sestavljata zahtevani stalni tlačni člen in dinamični člen, približno sorazmeren kvadratu pretoka. Sprememba položaja ventilov, pretočne poti ali števila vključenih črpalk zato premakne delovno točko; njeno oddaljenost od točke najboljšega izkoristka (angl. Best Efficiency Point – BEP) je treba presojati na proizvajalčevi krivulji (Olesen in Bech, 2004).

Dolgotrajno obratovanje globoko pod projektiranim pretokom lahko povzroča notranjo recirkulacijo, nestacionarne tlačne pulzacije, večje radialne sile, vibracije in

segrevanje tekočine. Simulacije in preizkusi centrifugalnih črpalk pri delni obremenitvi potrjujejo, da se tokovne razmere pri zelo majhnih pretokih bistveno razlikujejo od razmer v bližini točke najboljšega izkoristka (Benigni idr., 2012; Gülich, 2020).

3.3 Podobnostni zakoni črpalk

Podobnostni zakoni za geometrijsko nespremenjeno centrifugalno črpalko pri primerljivih tokovnih razmerah povezujejo relativno spremembo vrtilne frekvence s spremembami pretoka, tlačne višine in moči:

Za centrifugalne črpalke veljajo naslednje odvisnosti:

- pretok je sorazmeren s številom vrtljajev,
- tlačna višina je sorazmerna kvadratu vrtljajev,
- moč pa je sorazmerna kubu vrtljajev.

Podobnostni zakoni veljajo približno za geometrijsko nespremenjeno črpalko in primerljive tokovne razmere. Njihova neposredna uporaba je manj zanesljiva, kadar se izkoristek z vrtljaji pomembno spreminja, kadar ima sistem izrazit stalni tlačni člen, kadar se spreminja konfiguracija omrežja ali kadar črpalka obratuje blizu meje stabilnega delovanja. Zato kubični zakon za moč ni univerzalna napoved dejanskega prihranka, ampak osnovno fizikalno izhodišče, ki ga je treba povezati z dejansko karakteristiko črpalke in sistemsko krivuljo (Europump in Hydraulic Institute, 2004; U.S. Department of Energy, 2006).

3.4 Načini regulacije pretoka

Regulacija pretoka v črpalnih sistemih se lahko izvaja na več načinov. Najpogostejši načini so:

- dušenje pretoka z ventili,
- obtočni vod (angl. bypass),
- sprememba vrtljajev črpalke.

Dušenje premakne delovno točko z dodatno tlačno izgubo na ventilu, obvod del že prečrpane vode vrača na sesalno stran, sprememba vrtilne frekvence pa neposredno prilagodi karakteristiko črpalke. Pri spremenljivih potrebah je slednji pristop praviloma energijsko ugodnejši, vendar samo znotraj hidravličnih, mehanskih in električnih omejitev izbranega agregata (U.S. Department of Energy, 2007).

Stopenjsko vključevanje vzporednih črpalk je smiselno, kadar se zahtevani pretok spreminja v širokem območju, saj omogoča, da posamezni agregat obratuje bliže učinkovitemu območju. Obrezovanje rotorja je trajna prilagoditev karakteristike za

razmeroma stabilne zahteve, dušenje pa spremeni sistemsko karakteristiko in presežno tlačno energijo disipira na ventilu. Frekvenčna regulacija je najprimernejša pri spremenljivih zahtevah, vendar le, če je črpalka pravilno izbrana in se pri najmanjši hitrosti ne približa nestabilnemu, kavitacijskemu ali resonančnemu območju (Arun Shankar idr., 2016; U.S. Department of Energy, 2007).

Hidravlična sklopka spreminja izhodno hitrost z zdrsom med vhodnim in izhodnim delom. Pri večjem zdrs se del vhodne moči pretvori v toploto, zato je za kvantifikacijo izgub treba poznati vhodno in izhodno hitrost, navor oziroma električno moč motorja ter temperaturne razmere v sklopki. Brez teh meritev je mogoče ugotoviti mehanizem izgube, ne pa zanesljivo določiti njegovega energijskega deleža.

3.5 Frekvenčna regulacija

Frekvenčni pretvornik spreminja frekvenco in napetost napajanja elektromotorja ter s tem vrtilno frekvenco črpalke. Ustrezno voden pogon zmanjšuje potrebo po dušenju, omogoča mehkejši zagon in pri spremenljivem pretoku znižuje električno porabo; doseženi prihranek pa je odvisen od sistemske krivulje, izkoristkov pri delni obremenitvi in izbrane tlačne nastavitve, zato ga ni dopustno določati z univerzalnim odstotkom (Arun Shankar idr., 2016; Bordeasu idr., 2023).

Frekvenčni pretvornik (angl. Variable-Frequency Drive – VFD; v nadaljevanju FP) poleg uravnavanja hitrosti vpliva tudi na električni in mehanski podsistem. Pri izbiri je treba preveriti izkoristek pri delni obremenitvi, celotno harmonsko popačenje toka, elektromagnetno združljivost, dolžino motornega kabla, prenapetostne obremenitve izolacije, morebitne ležajne tokove ter hlajenje motorja pri majhni hitrosti. Minimalna dovoljena frekvenca zato ne sme izhajati samo iz zahtevanega pretoka, ampak tudi iz toplotnih, vibracijskih in hidravličnih omejitev pogona.

Krmilna kakovost je odvisna od izbire regulirane veličine in mesta merjenja. Regulacija stalne tlačne razlike je robustna, vendar lahko pri delni obremenitvi vzdržuje višji tlak od potrebnega. Ponastavljanje nastavitve tlačne razlike glede na pretok ali položaj najbolj odprtega regulacijskega ventila lahko zmanjša črpalno delo, vendar zahteva kakovostne meritve, ustrezno dušenje signalov in koordinacijo z omrežjem (Bordeasu idr., 2023; Housh in Salomons, 2025).

3.6 Energetska učinkovitost črpalnih sistemov

Energetska učinkovitost črpalnega sistema je rezultat usklajenosti dimenzioniranja, delovne točke, regulacije, hidravličnih izgub in vzdrževanja. Frekvenčna regulacija lahko pri spremenljivem pretoku pomembno zmanjša porabo, vendar ne odpravi posledic neustrezno izbrane črpalke, previsoke tlačne nastavitve ali neučinkovite sistemske topologije (Sarbu in Valea, 2015).

Skupni izkoristek črpalnega sistema je produkt izkoristkov pretvornika, elektromotorja, prenosa in črpalke. Ocena mora zato temeljiti na vhodni električni moči in doseženi hidravlični moči, ne na primerjavi nazivnih moči motorjev. Za dolgoročno odločitev je treba poleg energije upoštevati investicijske odhodke (angl. Capital Expenditure – CAPEX), obratovalne odhodke (angl. Operating Expenditure – OPEX), vzdrževanje, rezervne dele, zastoje in preostalo vrednost opreme. Takšen sistemski pogled preprečuje, da bi bila tehnično učinkovita rešitev izbrana brez presoje zanesljivosti in stroškov življenjskega cikla (Dutta idr., 2023; Hodgson in Walters, 2002).

3.7 Pomen optimizacije obratovanja

Optimizacija obratovanja povezuje izbiro agregatov, regulacijsko strategijo, hidravlični model in časovne vrste meritev. V daljinskem ogrevanju, kjer se pretok in tlačna potreba sezonsko spreminjata, mora vodenje v realnem času ohranjati zahtevano oskrbo ob najmanjši izvedljivi tlačni razliki in hkrati spoštovati omejitve najmanjšega pretoka, hitrosti, kavitacije ter preklapljanja agregatov (Housh in Salomons, 2025).

Raziskave daljinskega ogrevanja kažejo, da lahko porazdeljene ali hibridno vodene črpalke zmanjšajo črpalno energijo, vendar so doseženi prihranki močno odvisni od topologije omrežja, tlačnega režima, profilov pretoka in regulacijske strategije. Objavljene študije poročajo o pomembnih prihrankih v konkretnih sistemih, vendar njihovi odstotki niso neposredno prenosljivi na obravnavano črpališče (Gong idr., 2019; Gu idr., 2019; Sarbu in Valea, 2015; Sheng in Duanmu, 2016; Yan idr., 2013).

Sodobni pristopi temeljijo na povezovanju hidravličnega modela, obratovalnih meritev in lokalnega oziroma omrežnega vodenja. Pri spremenljivem pretoku so posebej pomembni kalibracija modela, pravilna lokacija tlačnih meritev, omejevanje najmanjšega pretoka in preverjanje odziva sistema med preklopi. Operativni podatki so zato sestavni del optimizacije, ne le naknadno poročilo o porabi (Chicherin, 2025; Wang, Wang, Zhou idr., 2017; Wang, Wang in Zhu, 2017).

4 ANALIZA OBSTOJEČEGA STANJA

V tem poglavju je analizirano obstoječe stanje obravnavanega vročevodnega črpališča. Analiza temelji na tehničnih podatkih vgrajenih črpalk in elektromotorjev, opisu obratovalnih režimov ter razpoložljivih meritvah pretokov in tlačnih razlik. Namen analize je določiti glavne pomanjkljivosti sedanjega načina obratovanja in oblikovati izhodišče za izbiro energetske učinkovitejše rešitve.

4.1 Posnetek obstoječega stanja

Obravnavano črpališče je zasnovano kot dvostopenjski sistem, ki ga sestavlja osem črpalnih agregatov. V vsaki stopnji so nameščene štiri vzporedno vezane črpalke. V prvi stopnji so vgrajene črpalke tipa DH 46-35, v drugi stopnji pa črpalke tipa DH 58-35. Črpalke poganjajo visokonapetostni elektromotorji z nazivno napetostjo 6 kV. Takšna zasnova je bila prvotno prilagojena samostojnemu obratovanju objekta in zagotavljanju večjih pretokov ter tlačnih višin.

Črpalke prve stopnje so nameščene na poglobljenem delu črpališča. Takšna postavitve zagotavlja zadosten vstopni tlak tudi pri nižjem tlaku povratne vode. Njihova osnovna naloga je zagotavljanje ustreznega pretoka in začetnega dviga tlaka. Namestitev črpalnih agregatov prve stopnje na poglobljenem delu črpališča je prikazana na Sliki 4.



*Slika 4: Črpalni agregati prve stopnje vročevodnega črpališča
(Lastni vir)*

Na fotografiji so prikazani vzporedno nameščeni črpalni agregati prve stopnje s pripadajočimi elektromotorji, cevovodi in armaturami. Njihova nižja namestitve prispeva k zagotavljanju ustreznih sesalnih razmer in zanesljivemu dovodu vode v črpalke.

Črpalke druge stopnje so nameščene na osnovni ravni črpališča in zagotavljajo višje tlačne razmere, zato jih poganjajo elektromotorji večjih nazivnih moči.



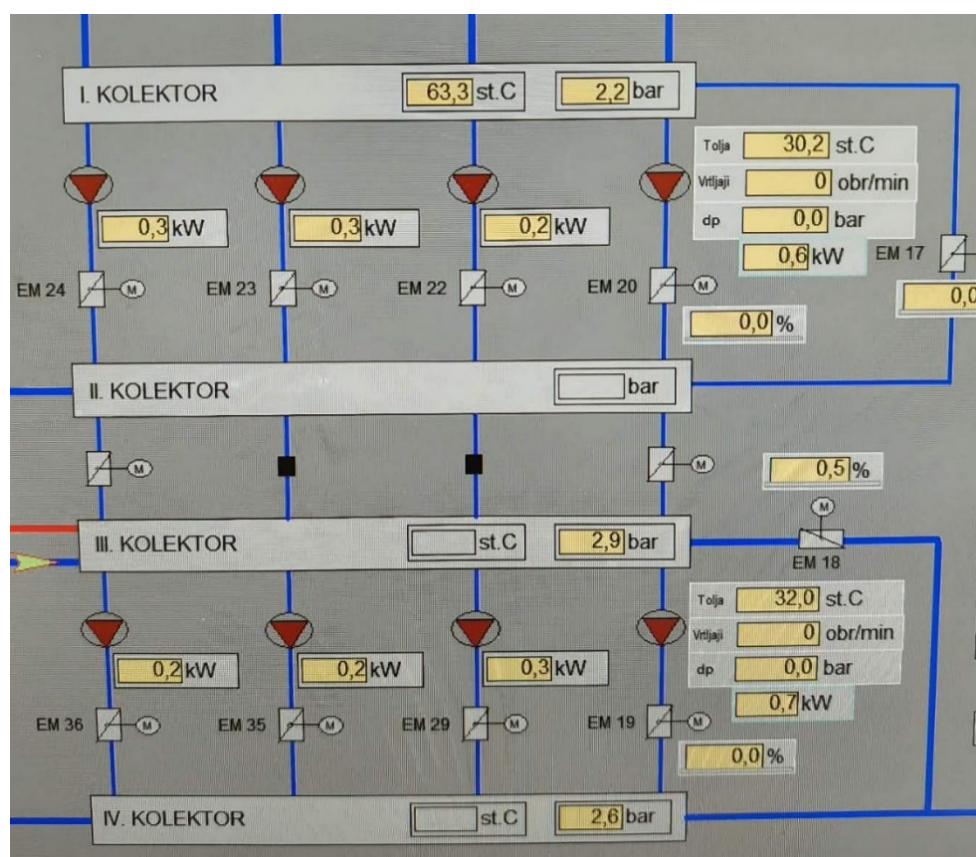
*Slika 5: Črpalni agregati druge stopnje vročevodnega črpališča
(Lastni vir)*

Na fotografiji so vidni vzporedno nameščeni črpalni agregati druge stopnje, pripadajoči elektromotorji, cevovodi in zaporna armatura. Takšna razporeditev omogoča vključevanje posameznih agregatov glede na zahtevani pretok in tlačne razmere v sistemu.

Črpalna 1/5 v prvi stopnji in agregat, ki je v aktualnem gradivu označen kot 2/5, sta opremljena s hidravlično sklopko za spreminjanje vrtilne frekvence črpalke. Preostali agregati obratujejo pri približno stalni hitrosti, zato je prilagajanje spreminjajočim se zahtevam omrežja večinoma odvisno od obeh reguliranih pogonov.

Arhivsko poročilo regulirani agregat druge stopnje označuje kot 2/4, aktualni prikaz SCADA pa uporablja oznako 2/5. Oznaki sta v nalogi ohranjeni skladno z virom; brez preverjene tehnične preslikave ne pomenita dokazane istovetnosti agregata (Envita, 2012).

Razporeditev črpalk prve in druge stopnje med posameznimi kolektorji ter prikaz osnovnih obratovalnih parametrov v nadzornem sistemu SCADA sta prikazana na Sliki 6.



Slika 6: Podrobnejši prikaz črpalk in kolektorjev v nadzornem sistemu SCADA
(Vir: Scada, 2026)

Na prikazu so vidni štirje kolektorji in črpalni agregati obeh stopenj. Nadzorni sistem omogoča spremljanje trenutnih tlakov in temperatur ter osnovnih podatkov o delovanju posameznih pogonov in regulacijskih elementov.

Osnovni podatki vgrajene opreme so prikazani v Tabeli 1.

Stopnja črpanja	Tip črpalke	Nazivni pretok	Tlačna višina	Število vrtljajev	Moč motorja	Napetost
Prva stopnja	DH 46-35	približno 1.800 m³/h	41–58 m	do 1.480 min ⁻¹	500 kW	6.000 V
Druga stopnja	DH 58-35	približno 1.800 m³/h	84–90 m	do 1.480 min ⁻¹	630 kW	6.000 V

Tabela 1: Osnovni tehnični podatki vgrajenih črpalk in elektromotorjev
(Vir: Envita, 2012)

Črpalke prve stopnje imajo nazivno moč elektromotorjev 500 kW, medtem ko so črpalke druge stopnje opremljene z elektromotorji nazivne moči 630 kW. Hidravlični

sklopki reguliranih črpalk imata nazivni moči 550 oziroma 650 kW in regulacijsko območje 4 : 1. Črpalke in elektromotorji so bili izdelani leta 1976, hidravlični sklopki pa leta 1980. Starost opreme sama po sebi še ne pomeni, da ta ni primerna za nadaljnje obratovanje, vendar vpliva na razpoložljivost nadomestnih delov, stroške vzdrževanja in možnosti uvajanja sodobnejših načinov regulacije.

4.2 Razpoložljivost in zanesljivost podatkov

Hidravlične karakteristike obstoječih črpalk so bile izdelane na osnovi tovarniških diagramov, prevzemnih preizkusov iz leta 1976 in meritev, opravljenih leta 1988. Ker je od izvedbe zadnjih meritev minilo daljše obdobje, je treba podatke uporabljati z določeno mero previdnosti. Obraba rotorjev, spremembe notranjih zračnosti, stanje tesnil in morebitne spremembe cevne sistema lahko povzročijo odstopanje dejanskih karakteristik od prvotnih vrednosti (Envita, 2012).

Razpoložljivi podatki kljub temu predstavljajo uporabno osnovo za začetno analizo. Omogočajo določitev približnega območja pretokov, tlačnih višin, vrtljajev in potrebne moči. Za dokončno izbiro nove črpalke in natančnejši izračun prihrankov bi bilo smiselno izvesti dodatne meritve dejanskega pretoka, tlakov pred in za črpalko ter električne moči pogonskega elektromotorja.

Za presojo zanesljivosti dokazov je treba vsak ključni vhodni podatek povezati z njegovim izvorom in zahtevanim načinom preverjanja. Tabela 2 prikazuje podatkovno sledljivost obravnavane študije primera.

Podatek	Izvor in status	Vpliv na izračun	Potrebno preverjanje
Karakteristike črpalk	tovarniški diagrami in preizkusi iz let 1976 in 1988; arhivski podatek	določajo območje Q–H in oceno delovne točke	aktualni preizkus ali meritev Q , p_s , p_t in n
Analiza črpališča	Envita d.o.o. (2012), interno tehnično poročilo	opis režimov, oznak in ugotovljene predimenzioniranosti	preverjanje sedanje konfiguracije ter preslikave arhivske oznake 2/4 v aktualno oznako 2/5
Prikazi SCADA	posnetki zaslona iz leta 2026; trenutni prikaz	potrditev topologije in razpoložljivih signalov	izvoz časovnih vrst z intervalom vzorčenja
Obratovalne ure	Metronik d. o. o., b. d., preglednice 1–3; agregirani in simulirani profil	neposredno določajo letno energijo	samodejni števcu ur po režimih in obremenitvah
Izkoristka 0,88 in 0,96	računski predpostavki	določata pretvorbo P_h v P_{el}	krivulji izkoristka črpalke in motorja pri delni obremenitvi
Investicija in cena energije	podatka nista razpoložljiva	onemogočata numerično vračilno dobo in NPV	primerljive ponudbe in efektivna cena iz računov

Tabela 2: Sledljivost vhodnih podatkov in potrebno preverjanje
(Lastni vir)

Tabela 2 kaže, da so hidravlična zasnova in obratovalni režimi dovolj dokumentirani za idejno presojo, medtem ko so najšibkejši elementi časovna reprezentativnost podatkov, uporaba konstantnih izkoristkov in manjkajoča neposredna meritev vhodne električne moči. Energetski rezultat je zato treba obravnavati kot rezultat računskega modela z omejeno merilno sledljivostjo.

Primerjava dokumentov razkrije pomembno identifikacijsko neskladje. Arhivsko poročilo regulirani agregat druge stopnje označuje kot črpalko 2/4, v aktualnem gradivu naloge in prikazih sistema SCADA pa se uporablja oznaka 2/5. Dokler tehnična evidenca opreme ne potrdi preimenovanja, zamenjave ali drugačne preslikave oznak, obratovalnih točk iz let 2011 in 2012 ni dopustno samodejno

pripisati današnjemu agregatu 2/5. V tej nalogi so arhivski podatki zato obravnavani kot dokaz obratovalne ovojnice druge stopnje, dokončna projektna uporaba pa je pogojena s preverjanjem oznake, serijske številke, cevne povezave in motorja na lokaciji (Envita, 2012).

4.3 Termični režim obratovanja

V termičnem režimu obratuje regulirana črpalka 2/5. V črpalko vstopa hladnejša voda prek kolektorjev prvega dela sistema, nato pa črpalka zagotovi potreben dvig tlaka med kolektorjema III in IV. Voda se zatem vodi prek vročevodnega kotla in naprej v distribucijsko omrežje. Črpalka mora pri tem premagovati tlačno razliko med dovodom in povratkom ter dodatne hidravlične izgube znotraj objekta.

Termični režim je značilen predvsem za zimsko obdobje, ko obratujejo vročevodni kotli in so potrebe po ogrevni toploti večje. V poletnem obdobju se ta režim uporablja le ob posebnih obratovalnih dogodkih. V analiziranem obdobju se je potreben dvig tlaka večinoma gibal med 2 in 4 bara, pri čemer so bile zaznane mejne vrednosti med približno 1 in 5 bar. Pretoki so se spreminjali v širokem območju, približno med 200 in 2.800 m³/h. Večji pretoki in tlačne razlike so se praviloma pojavljali pri nižjih zunanjih temperaturah (Envita, 2012).

Obratovalne točke kažejo, da je črpalka 2/5 v termičnem režimu delovala s številom vrtljajev med približno 1.000 in 1.435 min⁻¹. Pri približno 1.000 min⁻¹ je zagotavljala tlačno višino okoli 50 m pri pretoku približno 500 m³/h, pri največjem številu vrtljajev pa okoli 70 m pri pretoku približno 2.000 m³/h. Tako široko območje obratovanja potrjuje, da so potrebe sistema zelo spremenljive (Envita, 2012).

V letu 2012 so bila spremenjena obratovalna navodila. Za doseganje zahtevanega tlaka je bila najprej uporabljena regulacija vrtljajev s hidravlično sklopko, dušenje na armaturi za kotlom pa šele kot dodatni ukrep. S tem se je zmanjšalo nepotrebno dušenje pretoka, vendar so pri nizkih vrtljajih še vedno ostale izgube v hidravlični sklopki (Envita, 2012).

4.4 Tlačni režim obratovanja

V tlačnem režimu črpališče deluje kot dodatno oziroma »booster« črpališče. Regulirana črpalka 2/5 prejema vročo vodo iz dovodnega kraka, ji poveča tlak in jo pošlje naprej proti območjem omrežja, kjer je treba izboljšati tlačne razmere. Namen tega režima ni proizvodnja toplote, temveč zagotavljanje ustreznega tlaka na hidravlično bolj oddaljenih ali obremenjenih delih omrežja.

Tlačni režim se uporablja predvsem v zimskem obdobju. Potrebni dvig tlaka se je v analiziranem obdobju gibal približno med 0,5 in 3 bara, pretok pa večinoma med 1.000

in 1.500 m³/h. Hidravlične izgube znotraj črpališča so pri tem režimu manjše kot pri termičnem režimu, saj voda ne teče skozi vročevodni kotel (Envita, 2012).

V tlačnem režimu črpalka 2/5 obratuje s številom vrtljajev do približno 1.000 min⁻¹. To je precej manj od njenega največjega števila vrtljajev, ki znaša 1.435 min⁻¹. Nizko število vrtljajev in razmeroma majhen zahtevani dvig tlaka kažeta, da je črpalka DH 58-35 za ta način obratovanja predimenzionirana. Enaka ugotovitev je navedena tudi v interni analizi obstoječega stanja.

Predimenzionirana črpalka lahko zahtevani pretok in tlak sicer zagotavlja, vendar pri tem ne obratuje na območju najboljšega izkoristka. Del razpoložljive moči ostaja neizkoriščen, dodatne izgube pa nastajajo tudi pri prenosu moči skozi hidravlično sklopko.

4.5 Analiza obstoječega načina regulacije

Hidravlična sklopka omogoča spreminjanje izhodnega števila vrtljajev črpalke, ne da bi bilo treba spreminjati število vrtljajev glavnega elektromotorja. Elektromotor tako še naprej obratuje približno s svojim nazivnim številom vrtljajev, hitrost črpalke pa se zmanjšuje s povečanjem zdrs v hidravlični sklopki.

Prednost takšne regulacije je možnost postopnega prilagajanja črpalke potrebam sistema. Glavna pomanjkljivost je, da se del mehanske energije v sklopki pretvori v toploto. Pri večjem zmanjšanju vrtljajev se zdrs poveča, izkoristek prenosa se zmanjša. To je še posebej problematično v tlačnem režimu, kjer črpalka pogosto obratuje pri številu vrtljajev do približno 1.000 min⁻¹.

Obstoječi črpalni agregat 2/5 z elektromotorjem in hidravlično sklopko je prikazan na Sliki 7.



*Slika 7: Obstoječi črpalni agregat 2/5 s hidravlično sklopko
(Lastni vir)*

Na fotografiji so prikazani elektromotor, hidravlična sklopka, centrifugalna črpalka in priključni cevovodi. Hidravlična sklopka omogoča spreminjanje števila vrtljajev črpalke, vendar pri večjem zdrs povzroča dodatne izgube energije, kar zmanjšuje učinkovitost celotnega pogonskega sklopa.

Regulacija z dušenjem na armaturah je z energetskega vidika še manj ugodna. Črpalka pri tem ustvari večjo tlačno višino, kot jo sistem dejansko potrebuje, presežna energija pa se porabi za premagovanje umetno ustvarjenega upora na ventilu. Sprememba obratovalnih navodil, po kateri se najprej uporabi regulacija vrtljajev in šele nato dušenje, zato predstavlja izboljšanje. Kljub temu hidravlična sklopka ne omogoča enako učinkovitega prilagajanja kot neposredna regulacija elektromotorja s frekvenčnim pretvornikom.

Energijsko mejo analize je smiselno postaviti na električni priključek pogona. Vhodna električna moč se v motorju pretvori v mehansko moč, nato se del moči izgubi v hidravlični sklopki, preostanek pa črpalka pretvori v hidravlično moč vode. Pri dušenju se presežna tlačna moč izgubi na armaturi, pri zdrs hidravlične sklopke pa predvsem

kot toplota v delovni tekočini. Mehanizma sta različna, oba pa povečujeta razliko med vhodno električno in koristno hidravlično močjo.

Ker trenutni dokumenti ne vsebujejo sočasno izmerjenih vhodne električne moči, hitrosti na obeh straneh sklopke in hidravlične moči, dejanskih izgub sklopke ni mogoče ločiti od izgub motorja in črpalke. Ugotovitev o energetskega potencialu je zato fizikalno utemeljena, njegova velikost pa ostaja predmet merilnega preverjanja.

4.6 Kritična analiza obstoječega stanja

Vzporedna in dvostopenjska zasnova zagotavlja visoke tlačne zmogljivosti, postopno vključevanje agregatov in obratovalno rezervo, kar je pomembno za zanesljivost oskrbe. Njena slabost je neskladje med velikostjo reguliranega agregata in sedanji delnimi obremenitvami: v tlačnem režimu nizka vrtilna frekvenca povečuje tveganje obratovanja zunaj učinkovitega območja, zdrs hidravlične sklopke pa povzroča dodatne izgube. Ker so razpoložljive karakteristike in meritve stare, velikosti izgub ni mogoče zanesljivo določiti brez novih sočasnih meritev Q , p_s , p_t in P_{el} .

4.7 Ključne ugotovitve analize

Ključna ugotovitev analize je, da črpališče zahtevano hidravlično funkcijo izpolnjuje, vendar velik 630-kilovatni agregat druge stopnje pri majhnih in srednjih zahtevah ni ustrezno prilagojen obratovalni ovojnici. V tlačnem režimu zato obstaja največji potencial za manjši frekvenčno regulirani agregat, v termičnem režimu pa mora rešitev pokriti izrazito širši razpon pretoka. Ta sklep utemeljuje idejno rešitev, ne nadomešča pa izbire na podlagi aktualne sistemske krivulje in meritev.

5 IDEJNA REŠITEV VGRADNJE DODATNE FREKVENČNO REGULIRANE ČRPALKE

Idejna rešitev izhaja iz ugotovljene neusklajenosti velikega agregata druge stopnje z obratovanjem pri majhnih tlačnih dvigih in delnih pretokih. Manjša centrifugalna črpalka z lastnim elektromotorjem in frekvenčnim pretvornikom bi prevzela to območje, obstoječi agregat pa bi ostal za največje zahteve in rezervo. Pričakovani energijski učinek izhaja iz boljše prilagojenosti delovne točke ter odprave izgub hidravlične sklopke in nepotrebnega dušenja, njegova velikost pa mora biti merilno potrjena.

5.1 Izhodišča za pripravo idejne rešitve

Osnovno izhodišče za pripravo rešitve predstavljajo obratovalne točke črpališča, ugotovljene pri analizi termičnega in tlačnega režima. Iz njih je razvidno, da obstoječa črpalka večino časa ne obratuje pri nazivnih parametrih, temveč pri znižanem številu vrtljajev. To kaže, da je mogoče del obratovalnih potreb pokriti z manjšim in bolje prilagojenim črpalnim agregatom.

Pri zasnovi nove rešitve je treba upoštevati predvsem:

- zahtevano območje pretokov,
- potrebno tlačno razliko oziroma tlačno višino,
- spreminjanje obremenitve med letom,
- temperaturo vode,
- hidravlične izgube v cevovodih in armaturah,
- izkoristek črpalke, elektromotorja in frekvenčnega pretvornika,
- možnosti priključitve na obstoječe cevovode,
- zanesljivost in razpoložljivost sistema,
- povezavo z obstoječim nadzornim sistemom,
- stroške nabave, vgradnje, vzdrževanja in obratovanja.

Nova črpalka mora biti izbrana glede na dejanske obratovalne potrebe in ne samo glede na največjo teoretično obremenitev. Predimenzioniranje črpalke namreč povzroči obratovanje zunaj območja najboljšega izkoristka, povečano porabo energije in pogostejšo uporabo regulacijskih elementov. Pravilna izbira delovne točke je zato eden najpomembnejših pogojev za energetske učinkovito delovanje črpalnega sistema (Arun Shankar idr., 2016; U.S. Department of Energy, 2006).

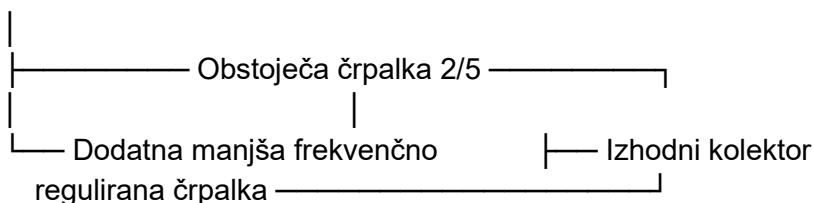
5.2 Zasnova predlagane rešitve

Predlagana rešitev predvideva vgradnjo manjšega črpalnega agregata s frekvenčno regulacijo, ki bi razbremenil obstoječo veliko črpalko druge stopnje. Nova črpalka bi prevzela obratovanje na območju manjših in srednjih pretokov, pri katerih obstoječa črpalka zaradi predimenzioniranosti in regulacije s hidravlično sklopko ne dosega ugodnega izkoristka.

Obstoječi elektromotorji druge stopnje se napajajo z napetostjo 6 kV. Interna idejna rešitev za nove manjše agregate predvideva napajanje z napetostjo 400 V, zato je treba zagotoviti ustrezen transformator, stikalno opremo, zaščito in kabelske povezave. Vsak elektromotor bi bil povezan z lastnim frekvenčnim pretvornikom, s katerim bi se spreminjala njegova hitrost vrtenja. V interni zasnovi sta kot možna izvedba prikazana dva manjša črpalna agregata z motorjema moči približno 250 kW. Končna moč motorjev in črpalk mora biti potrjena s hidravličnim izračunom ter podatki izbranega proizvajalca.

Pri izvedbi z dvema enakima črpalkama bi ena praviloma zagotavljala osnovno obratovanje, druga pa obratovalno rezervo oziroma pomoč pri večjih pretokih. Krmilni sistem bi omogočal časovno izmenjevanje vodilne črpalke, s čimer bi se število obratovalnih ur bolj enakomerno porazdelilo med oba agregata. Ob izpadu ene črpalke bi delovanje v okviru razpoložljive zmogljivosti prevzela druga, kar bi izboljšalo zanesljivost sistema. Interna idejna rešitev med prednostmi takšne zasnove navaja tudi preprostejše spremljanje delovanja, daljšo življenjsko dobo opreme in možnost lokalnega obratovanja ob izpadu nadzornega sistema.

Dovodni kolektor



*Slika 8: Shematski prikaz vgradnje dodatne črpalke
(Lastni vir)*

Legenda: zgornja veja prikazuje obstoječo črpalko 2/5, spodnja veja dodatno frekvenčno regulirano črpalko; obe veji sta vzporedno priključeni med dovodni in izhodni kolektor.

5.3 Določitev potrebnih hidravličnih parametrov

Za izbiro nove črpalke je treba najprej določiti zahtevani pretok Q in tlačno višino H . Pri tem se ne upošteva samo ene obratovalne točke, temveč celotno območje pričakovanega delovanja.

Tlačna višina se določi na podlagi potrebne tlačne razlike in gostote črpanega medija:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g}$$

kjer je:

H – tlačna višina črpalke v metrih,

Δp – tlačna razlika v paskalih,

ρ – gostota tekočine v kilogramih na kubični meter,

g – gravitacijski pospešek v metrih na kvadratno sekundo

K izračunani tlačni višini je treba prišteti hidravlične izgube v cevovodih, armaturah, nepovratnih ventilih in drugih elementih sistema. Upoštevati je treba tudi ustrezno varnostno rezervo, vendar ta ne sme biti prevelika, saj bi se ponovno zgodilo predimenzioniranja črpalke.

Interna idejna rešitev pri spremenjenem načinu obratovanja prikazuje pretoke, ki se glede na zunanjo temperaturo spreminjajo približno od 300 do 1.200 m³/h. Predvidena tlačna razlika znaša približno 0,5 bara pri manjših obremenitvah in do 1 bara pri večjih obremenitvah. Navedena tlačna razlika predstavlja zahtevani dvig tlaka v omrežju. Pri določanju celotne tlačne višine črpalke je treba poleg te razlike upoštevati tudi hidravlične izgube v cevovodih, armaturah in drugih elementih črpališča. Zato je lahko tlačna višina, uporabljena pri izračunu potrebne moči, večja od tlačne višine, ki ustreza samo zahtevani tlačni razliki v omrežju.

Območje približno 300–1.200 m³/h pri tlačni razliki 0,5–1,0 bar je bistveno pod nazivno zmogljivostjo črpalke DH 58-35, vendar je simulirano in ne izmerjeno. Uporabno je za predizbor, dokončna sistemska krivulja pa mora vključiti aktualne lokalne izgube in izmerjene mejne obratovalne točke (Metronik, b. d.).

Izborna ovojnica mora zajeti najmanjšo, značilno in največjo delovno točko za oba režima ter vse prehodne kombinacije, ki nastanejo med vključevanjem vzporednih agregatov. Za vsako točko je treba na proizvajalčevi karti preveriti tlačno višino, izkoristek, moč na gredi, najmanjši stabilni pretok in zahtevano neto pozitivno sesalno višino. Izbira samo po največjem pretoku bi ponovila zdajšnji problem predimenzioniranja.

5.4 Izbira moči črpalke in elektromotorja

Potrebna hidravlična moč črpalke se določi iz pretoka in tlačne višine:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Ker pretvorba energije ni brez izgub, mora biti moč na gredi črpalke večja od izračunane hidravlične moči:

$$P_{\zeta} = \frac{P_h}{\eta_{\zeta}}$$

Potrebna električna moč elektromotorja pa se določi z upoštevanjem izkoristka elektromotorja in frekvenčnega pretvornika:

$$P_{el} = \frac{P_{\zeta}}{\eta_m \eta_{fp}}$$

kjer je:

P_h – hidravlična moč,

P_{ζ} – potrebna moč na gredi črpalke,

P_{el} – električna moč,

η_{ζ} – izkoristek črpalke,

η_m – izkoristek elektromotorja,

η_{fp} – izkoristek frekvenčnega pretvornika.

Interna idejna rešitev uporablja črpalna agregata z motorjema nazivne moči približno 250 kW. Ta vrednost predstavlja začetno oceno in je ne smemo neposredno prevzeti brez preverjanja. Končna izbira mora temeljiti na izračunani moči, karakteristikah črpalke, pričakovanem številu zagonov, temperaturnih pogojih in zahtevani rezervi motorja.

Pri izbiri motorja in frekvenčnega pretvornika je treba poleg nazivne moči preveriti tudi nazivni tok, zagonske in preobremenitvene zahteve ter način hlajenja pri zmanjšanih vrtljajih. Frekvenčni pretvornik mora biti dimenzioniran glede na tok elektromotorja in predvideni način obratovanja, ne samo glede na nazivno moč.

Končna izbira ne sme temeljiti samo na nazivni moči motorja, ampak na preverljivem naboru hidravličnih, električnih in vzdrževalnih meril, prikazanih v Tabeli 3.

Merilo	Dokazilo ponudnika	Preveritev v projektu	Razlog
Ovojnica Q–H	krivulje pri različnih vrtljajih	pokritje vseh obratovalnih točk	zagotovitev pretoka in tlaka brez dušenja
BEP in dovoljeno območje	krivulja izkoristka in meje obratovanja	delež ur v učinkovitem območju	energija, vibracije in življenjska doba
NPSH_R	krivulja NPSH_R(Q)	primerjava z izračunano NPSH_A	preprečevanje kavitacije
Moč in tok motorja	krivulje obremenitve, izkoristka in hlajenja	največja moč, rezerva in najmanjša hitrost	toplotna in električna varnost
FP in kakovost energije	izkoristek, THD, filtri, EMC	združljivost z omrežjem in kabli	zanesljivost pogona in omrežja
Materiali in tesnjenje	temperaturno-tlačne meje	ustreznost vroči vodi in kemizmu	integriteta in vzdrževanje
Servis in rezervni deli	odzivni čas, dobavljivost, usposabljanje	ocena življenjskega cikla	razpoložljivost črpališča

Tabela 3: Strokovna merila za izbor črpalnega agregata in frekvenčnega pretvornika (Lastni vir)

Merila v Tabeli 3 omogočajo primerjavo ponudb na enaki funkcionalni osnovi. S tem se zmanjša tveganje, da bi bila izbrana najcenejša oprema, ki ne bi zagotavljala učinkovitega in stabilnega obratovanja v dejanskem profilu obremenitve.

5.5 Frekvenčni pretvornik

Za predvideni 400-voltni pogon mora biti frekvenčni pretvornik izbran po nazivnem in preobremenitvenem toku motorja, območju hitrosti, izkoristku pri delni obremenitvi, hlajenju, stopnji zaščite, harmonskem popačenju in združljivosti s sistemom PLC/SCADA. Okvirna moč 250 kW iz idejne rešitve je predizbor; konkretni tip se določi šele po potrditvi motorja, omrežnih pogojev, dolžine kablov in zahtev elektromagnetne združljivosti (Metronik, b. d.).

5.6 Krmiljenje in regulacijska strategija

Nova črpalka bi bila vključena v obstoječi programirljivi logični krmilnik (angl. Programmable Logic Controller – PLC) in sistem SCADA. Krmilnik bi merjeno tlačno

razliko oziroma pretok primerjal z nastavljenno vrednostjo ter frekvenčnemu pretvorniku pošiljal ukaz za hitrost; izbira regulirane veličine in mesta meritve mora izhajati iz zahtev omrežja, ne le iz lokalne razpoložljivosti tipala.

Predvideti je treba naslednje načine obratovanja:

- samodejno obratovanje po nastavljeni tlačni razliki ali pretoku,
- ročno daljinsko upravljanje iz nadzornega sistema,
- lokalno ročno upravljanje na mestu vgradnje,
- varnostno zaustavitev ob nedovoljenih pogojih,
- samodejni preklon na rezervno črpalko, kadar je ta vgrajena,
- časovno izmenjevanje vodilne in rezervne črpalke,
- vključitev dodatne črpalke ob preseženem pretoku ali hitrosti vodilne črpalke.

Pri dveh enakih agregatih vodilna črpalka uravnava tlak, sledilna pa se vključi, ko vodilna dovolj dolgo presega določeno hitrost oziroma ne more več doseči zahtevane točke v dovoljenem območju. Idejna meja 1.500 m³/h je zgolj začetna nastavitev; končne meje vklopa in izklopa morajo izhajati iz karakteristik opreme, vključevati histerezo ter biti potrjene pri zagonu (Metronik, b. d.; Bordeasu idr., 2023; Housh in Salomons, 2025).

Regulacijska strategija mora poleg običajnega proporcionalno-integralnega regulatorja vsebovati omejevanje hitrosti spremembe nastavljene vrednosti, območje neobčutljivosti, preprečevanje integracijskega nasičenja in filtriranje merilnega šuma. Preklon med črpalkami mora biti izveden brez tlačnega sunka: nova črpalka se najprej sinhronizira z obstoječim tlakom, nato se pretok postopno prerazporedi. Meje vklopa in izklopa morajo imeti histerezo ter časovno zakasnitev, da se prepreči pogosto preklapljanje.

5.7 Merilna in zaščitna oprema

Za varno in zanesljivo delovanje novega črpalnega agregata je treba zagotoviti ustrezno merilno in zaščitno opremo. Najpomembnejše meritve so:

- tlak na sesalni strani črpalke;
- tlak na tlačni strani črpalke;
- tlačna razlika;
- pretok;
- temperatura vode;
- tok in električna moč motorja;
- število vrtljajev oziroma izhodna frekvenca;
- temperatura ležajev in navitja motorja;
- vibracije črpalnega agregata.

Krmilni sistem mora preprečiti obratovanje črpalke pri prenizkem sesalnem tlaku, zaprti armaturi, nedovoljeni temperaturi motorja, prevelikem toku ali drugih nevarnih pogojih. Smiselno je predvideti tudi alarmiranje ob odstopanju merjenih vrednosti in shranjevanje podatkov za poznejšo analizo obratovanja.

Merjenje dejanske električne moči je pomembno tudi za preverjanje prihrankov. Samo primerjava nazivnih moči motorjev namreč ne poda dejanske porabe energije. Za kakovostno presojo je treba primerjati izmerjeno moč in obratovalne ure obstoječe ter nove črpalke.

Merilni načrt mora omogočiti sočasno določitev vhodne električne in koristne hidravlične moči. Predlagani minimalni nabor meritev je prikazan v Tabeli 4.

Veličina	Način zajema	Namen	Rezultat preverjanja
Pretok Q	umerjeni merilnik in časovna vrsta	profil obremenitve in prostornina	porazdelitev ur po območjih pretoka
Sesalni in tlačni tlak	sočasna tlačna pretvornika	Δp , H in NPSH _A	sistemska krivulja in preveritev sesalnih razmer
Vhodna električna moč	trifazni analizator na vhodu pogona	dejanska poraba celotnega pogona	kW, kWh in specifična energija
Hitrost oziroma frekvenca	signal FP ali merilnik vrtljajev	preveritev podobnostnih zakonov in krmiljenja	zemljevid n–Q–H–P
Temperatura vode	dve medsebojno usklajeni temperaturni tipali	gostota, viskoznost in toplotni režim	korekcija hidravličnega izračuna
Vibracije in temperature ležajev	spremljanje trendov med preskusom	mehanska sprejemljivost	izhodiščno stanje in alarmne meje
Položaj armatur in statusi	signali PLC/SCADA	ločitev režimov in izgub dušenja	ponovljiva klasifikacija obratovanja

Tabela 4: Predlagani merilni načrt za tehnično in energetsko preverjanje
(Lastni vir)

Meritve je treba izvesti v reprezentativnih obratovalnih območjih pred posegom in po njem. Primerjava mora temeljiti na primerljivih pretokih, tlačnih zahtevah in temperaturah, rezultati pa morajo vključevati podatkovno popolnost, merilno

negotovost in interval zaupanja. Ključna kazalnika sta vhodna električna energija ter specifična poraba energije na prečrpano prostornino oziroma opravljeno hidravlično delo.

5.8 Vključitev v obstoječe črpališče

Pri načrtovanju vgradnje je treba preveriti, ali je mogoče uporabiti obstoječe temelje, cevovode in armature. Če priključne mere nove črpalke ne ustrezajo obstoječim, je treba izdelati prehodne kose in prilagoditi postavitev opreme. Posebno pozornost je treba nameniti pravilni izvedbi sesalnega cevovoda, saj lahko neustrezen dotok povzroči neenakomeren tok, vibracije in kavitacijo.

Na električnem delu je treba predvideti:

- transformator za napajanje nizkonapetostnega pogona,
- nizkonapetostno stikalno opremo,
- frekvenčni pretvornik,
- zaščito elektromotorja,
- ustrezne napajalne in signalne kable,
- ozemljitev in elektromagnetno združljivost,
- povezavo s PLC in centralnim nadzornim sistemom.

Montaža novega agregata mora biti načrtovana tako, da čim manj vpliva na razpoložljivost črpališča. Večino pripravljalnih del je smiselno izvesti med obratovanjem obstoječega sistema, končne povezave pa med načrtovano zaustavitvijo.

5.9 Primerjava obstoječega in predlaganega sistema

Ključne tehnične razlike med sedanjo konfiguracijo in predlaganim črpalnim agregatom so sistematično primerjane v Tabeli 5.

Lastnost	Obstoječi sistem	Predlagana rešitev
Moč obstoječega motorja druge stopnje	630 kW	približno 250 kW oziroma po končnem izračunu
Napajalna napetost pogona	6 kV	400 V prek ustreznega transformatorja
Regulacija vrtljajev	hidravlična sklopka	frekvenčni pretvornik
Prilagajanje obratovalni točki	omejeno in z dodatnimi izgubami	brezstopenjsko prilagajanje hitrosti
Obratovanje pri manjših pretokih	neugodno zaradi predimenzioniranosti	boljše približevanje območju najboljšega izkoristka
Zagon motorja	večje električne in mehanske obremenitve	nadzorovan in mehkejši zagon
Nadzor obratovanja	obstoječi nadzor z omejenimi podatki	vklučitev meritev v PLC in centralni nadzor
Obratovalna rezerva	več velikih obstoječih agregatov	možnost dveh manjših izmenično delujočih agregatov
Energetska učinkovitost	slabša pri nižanih obremenitvah	pričakovano boljša pri spremenljivem pretoku

Tabela 5: Primerjava obstoječega in predlaganega črpalnega sistema
(Vir: Lastni prikaz na podlagi Envita, 2012, in Metronik, b. d.)

Primerjava kaže, da predlagana rešitev omogoča boljše prilagajanje dejanskim potrebam sistema. Najpomembnejša razlika je v načinu regulacije, saj frekvenčni pretvornik neposredno spreminja hitrost elektromotorja, medtem ko pri hidravlični sklopki del energije izgublamo zaradi zdrsa.

5.10 Pričakovane prednosti predlagane rešitve

Pričakovane koristi obsegajo manjšo električno porabo pri majhnih in srednjih pretokih, manjše zagonске tokove in mehanske obremenitve, natančnejše vodenje tlaka, manj vibracij ter boljšo diagnostično sledljivost. Izvedba z dvema enakima agregatoma dodatno omogoča izmenjavo vodilne črpalke, enakomernejšo porazdelitev ur in delno rezervo. Navedene koristi so tehnično verjetne, niso pa vse količinsko ali finančno ovrednotene; energijski učinek je treba izračunati po obratovalnih točkah in preveriti z meritvami pred posegom in po njem.

5.11 Omejitve idejne rešitve

Predstavljena rešitev je predinvesticijska idejna zasnova. Pred izborom opreme je treba izmeriti pretoke, tlačne razlike in vhodno električno moč, določiti sistemsko krivuljo ter sesalne pogoje, pridobiti proizvajalčeve krivulje in preveriti razpoložljivi

prostor. Izvedbena dokumentacija mora nato opredeliti hidravlične priključke, električno napajanje, vpliv pretvornika na omrežje, zaščite, program vodenja, preizkuse in popis del. Šele primerljive ponudbe za opremo, montažo in vzdrževanje omogočijo zanesljivo ekonomsko odločitev.

Idejna rešitev kljub navedenim omejitvam predstavlja strokovno utemeljeno izhodišče za izboljšanje obratovanja. Na podlagi analize je mogoče pričakovati, da bi manjša frekvenčno regulirana črpalka učinkoviteje pokrivala velik del dejanskih obratovalnih potreb. V naslednjem poglavju bodo zato izračunani poraba električne energije, pričakovani prihranki in stroškovni učinki predlagane spremembe.

6 IZRAČUN ENERGETSKIH IN STROŠKOVNIH PRIHRANKOV

V tem poglavju je ocenjen vpliv predlagane frekvenčne regulacije na porabo električne energije. Izračun temelji na pretokih, tlačnih višinah, številu obratovalnih ur ter ocenjenih izkoristkih črpalke in elektromotorja. Osnovni podatki in rezultati posameznih obratovalnih režimov so povzeti iz interne idejne rešitve, dodatne primerjave, odstotki prihrankov in stroškovni izračuni pa predstavljajo lastne izračune na podlagi navedenih podatkov (Metronik, b. d.).

Poraba električne energije črpalnega sistema je odvisna predvsem od zahtevanega pretoka, tlačne višine, izkoristka črpalke, izkoristka elektromotorja in časa obratovanja. Pri sistemih s spremenljivim pretokom je mogoče porabo zmanjšati s prilagajanjem števila vrtljajev črpalke dejanskim potrebam. Regulacija z dušenjem namreč ne zmanjšuje proizvedene tlačne višine črpalke, ampak presežno energijo porablja na regulacijskem ventilu. Frekvenčna regulacija pa spremeni karakteristiko črpalke in s tem zmanjša potrebno pogonsko moč (Arun Shankar idr., 2016; Europump in Hydraulic Institute, 2004; U.S. Department of Energy, 2007).

6.1 Izhodiščni podatki za izračun

V interni idejni rešitvi je za obravnavano obdobje upoštevanih skupaj 992 obratovalnih ur. Od tega je bilo 429 ur termičnega in 563 ur tlačnega režima. V termičnem režimu sta 98 ur obratovali dve črpalke, preostalih 331 ur pa ena črpalka. Pri izračunih sta bila upoštevana izkoristek črpalke 0,88 in izkoristek elektromotorja 0,96 (Metronik d. o. o., b. d.).

Osnovni vhodni podatki za energijski izračun so povzeti v Tabeli 6.

A. Splošne tehnične predpostavke				
Parameter	Oznaka	Vrednost	Enota	Status
Izkoristek črpalke	η_c	0,88	-	Računska predpostavka
Izkoristek elektromotorja	η_m	0,96	-	Računska predpostavka
Referenčna električna moč	$P_{el,ref}$	318,2	kW	Podatek idejne rešitve

B. Analizirani scenarij				
Parameter	Oznaka	Vrednost	Enota	Status
Skupni obratovalni čas	t	992,0	h	Dokumentirana vrednost
Termični režim - skupaj	tt	429,0	h	Dokumentirana vrednost
Termični režim - dve črpalke	t2	98,3	h	Dokumentirana vrednost
Termični režim - ena črpalka	t1	331,0	h	Dokumentirana vrednost
Tlačni režim	tp	563,0	h	Dokumentirana vrednost

Tabela 6: Osnovni podatki za izračun porabe električne energije
(Vir: Metronik, b. d.)

Navedeni izkoristki predstavljajo računske vrednosti. Dejanski izkoristek je odvisen od delovne točke, obrabe črpalke, števila vrtljajev in načina regulacije. Zato je pri natančnejšem izračunu smiselno uporabiti izkoristek iz karakteristike izbrane črpalke pri posamezni obratovalni točki.

Vrednosti v Tabeli 6 niso enake kakovosti. Obratovalne ure so prevzete iz interne idejne rešitve, izkoristka črpalke in motorja pa sta računski predpostavki. Rezultati zato pomenijo deterministično oceno, pridobljeno z modelom. Izraz »poraba brez frekvenčne regulacije« v nadaljevanju označuje referenčni računski scenarij z močjo, določeno v idejni dokumentaciji, in ne neposredno izmerjene sedanje porabe pogona s hidravlično sklopko.

Za ponovljiv izračun je treba pri vsakem scenariju navesti izvor Q, H, časa in izkoristkov ter dosledno uporabljati enote. Pretok v m³/h se pred uporabo v enačbi $P_h = \rho g Q H$ pretvori v m³/s z deljenjem s 3.600. Pri vroči vodi je treba gostoto določiti pri dejanski temperaturi; približek relativne gostote ena je sprejemljiv samo za idejno primerjavo.

6.2 Izračun hidravlične moči in potrebne električne moči

Hidravlična moč predstavlja moč, ki se dejansko prenese na črpani medij. Določi se na podlagi pretoka in tlačne višine:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Ker je pretok v tehnični dokumentaciji običajno podan v m³/h, se lahko uporabi praktična enačba:

$$P_h = \frac{Q \cdot H \cdot S_g}{367,46}$$

kjer je:

P_h – hidravlična moč v kW,

Q – prostorninski pretok v m³/h,

H – tlačna višina v m,

S_g – relativna gostota tekočine.

Za vodo je vrednost relativne gostote približno enaka 1. Pri natančnejšem izračunu vročevodnega sistema se lahko upošteva dejanska gostota vode pri obratovalni temperaturi. Enačba za hidravlično moč je povzeta iz interne idejne rešitve in je skladna z običajnim načinom izračunavanja moči centrifugalnih črpalk (Metronik, b. d.; Olesen in Bech, 2004).

Izračun potrebne električne moči

Hidravlična moč je manjša od električne moči, ki jo motor prevzame iz omrežja, saj pri pretvorbi energije nastajajo izgube v črpalki, elektromotorju in frekvenčnem pretvorniku.

Moč na gredi črpalke se določi z enačbo:

$$P_{\check{c}} = \frac{P_h}{\eta_{\check{c}}}$$

Električna moč pri neposrednem pogonu oziroma obratovanju brez frekvenčnega pretvornika je:

$$P_{el} = \frac{P_h}{\eta_{\check{c}} \cdot \eta_m}$$

Pri obratovanju s frekvenčnim pretvornikom je treba upoštevati tudi njegov izkoristek:

$$P_{el,FP} = \frac{P_h}{\eta_{\check{c}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{FP}}$$

Izkoristek frekvenčnega pretvornika je treba prevzeti iz tehničnih podatkov izbrane naprave. Običajno je visok, vendar ga pri natančnem izračunu ni primerno zanemariti.

Pri pogonu s FP mora biti meja merjenja na vhodu pretvornika, saj se tako zajamejo izgube v pretvorniku in motorju. V trenutnem numeričnem izračunu tlačnega režima sta izrecno uporabljena izkoristka črpalke 0,88 in motorja 0,96, izkoristek FP pa v končnem računu ni prikazan. Če ga interna programska ocena ne vsebuje, je poraba predlaganega sistema nekoliko podcenjena. Pred izvedbo je treba jasno dokumentirati, ali posamezna moč pomeni hidravlično moč, moč na gredi, moč na izhodu pretvornika ali vhodno električno moč.

6.3 Izračun porabe električne energije

Poraba električne energije se določi kot zmnožek električne moči in časa obratovanja:

$$E = P_{el} \cdot t$$

kjer je:

E – porabljena električna energija v kWh,

P_{el} – električna moč v kW,

t – čas obratovanja v urah.

Če črpalka obratuje v več različnih delovnih točkah, se energija izračuna za vsako obratovalno točko posebej. Skupna letna poraba je enaka vsoti porabe v vseh obratovalnih območjih:

$$E_{skupaj} = \sum_{i=1}^n P_{el,i} \cdot t_i$$

Takšen način je primernejši od uporabe ene povprečne vrednosti, ker se pretok, tlačna višina in potrebna moč črpalke med letom spreminjajo. Prihranek, dosežen s frekvenčno regulacijo, je zato odvisen tudi od časovne porazdelitve posameznih obratovalnih točk (Europump in Hydraulic Institute, 2004; U.S. Department of Energy, 2006).

6.4 Poraba energije brez frekvenčne regulacije

Pri obratovanju brez frekvenčne regulacije je bila črpalka dimenzionirana na največji zahtevani pretok. Kadar je bil potreben manjši pretok, se je ta uravnaval z ventilom. Motor in črpalka sta zato tudi pri manjših potrebah obratovala z enako izračunano močjo, presežna tlačna energija pa se je porabila na regulacijskem elementu (Metronik d. o. o., b. d.).

Za največji pretok 1.764 m³/h in tlačno višino 56 m je bila v idejni rešitvi izračunana hidravlična moč približno 268 kW. Ob upoštevanju izkoristka črpalke in elektromotorja je znašala potrebna električna moč približno 318,2 kW.

Postavka	Formula oziroma vir	Rezultat (kWh)	Razlika do dokumentirane vrednosti (kWh)	Relativno odstopanje
Termični režim - dve črpalke	$2 \times P_{el,ref} \times t_2$	62.558,12		
Termični režim - ena črpalka	$P_{el,ref} \times t_1$	105.324,20		
Tlačni režim	$P_{el,ref} \times t_p$	179.146,60		
Kontrolni seštevek	Vsota delnih izračunov	347.028,92	28,92	0,0083%
Dokumentirana referenčna vrednost	Interna idejna rešitev	347.000,00		

*Tabela 7: Kontrolni seštevek delnih izračunov analiznega scenarija
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)*

6.4.1 Termični režim z dvema črpalkama

Dve črpalke sta v termičnem režimu obratovali 98,3 ure. Poraba ene črpalke je bila ocenjena na:

$$E_{ena} = 318,2 \cdot 98,3 = 31.280 \text{ kWh}$$

Ker sta obratovali dve črpalke, znaša skupna poraba:

$$E_{dve} = 2 \cdot 31.280 = 62.560 \text{ kWh}$$

oziroma približno 62,5 MWh.

6.4.2 Termični režim z eno črpalko

Pri preostalih 331 urah termičnega režima je obratovala ena črpalka:

$$E_{ter,ena} = 318,2 \cdot 331 = 105.324 \text{ kWh}$$

6.4.3 Tlačni režim

V tlačnem režimu je bila za 563 obratovalnih ur uporabljena enaka izračunana moč:

$$E_{tlačni} = 318,2 \cdot 563 = 179.147 \text{ kWh}$$

Skupna poraba brez frekvenčne regulacije je bila zato ocenjena na:

$$\begin{aligned} E_{brezFP} &= 62.560 + 105.324 + 179.147 \\ E_{brezFP} &\approx 347.000 \text{ kWh} = 347 \text{ MWh} \end{aligned}$$

Vsi vhodni podatki in navedene delne porabe so povzeti iz interne idejne rešitve (Metronik, b. d.).

Kontrolni seštevek nezaokroženih delnih izračunov znaša 347.028,92 kWh. Od dokumentirane referenčne vrednosti 347.000,00 kWh odstopa za 28,92 kWh oziroma 0,0083 %. Razlika je posledica vmesnega zaokroževanja prikazanih moči in energij; v nadaljnjih primerjavah je zaradi sledljivosti ohranjena dokumentirana referenčna vrednost 347.000,00 kWh.

6.5 Poraba energije s frekvenčno regulacijo

Pri frekvenčni regulaciji se število vrtljajev prilagaja zahtevanemu pretoku in tlačni višini. Zaradi tega za posamezne obratovalne točke niso uporabljene enake moči, ampak se potrebna moč izračuna posebej za vsak pretok. Takšen način omogoča zmanjšanje porabe predvsem v obdobjih, ko črpalka obratuje daleč pod največjim pretokom (Arun Shankar idr., 2016; Bordeasu idr., 2023).

6.5.1 Termični režim

V interni idejni rešitvi je bila poraba termičnega režima izračunana za več značilnih pretokov, ki so se gibal med približno 1.260 in 1.764 m³/h. Za vsak pretok so bili upoštevani pripadajoča tlačna višina, potrebna moč in število obratovalnih ur.

Vsota porabe vseh obratovalnih točk termičnega režima je znašala:

$$E_{ter,FP} = 126.131 \text{ kWh}$$

Navedeni rezultat je povzet iz interne idejne rešitve (Metronik, b. d.).

6.5.2 Tlačni režim

V tlačnem režimu so se pretoki gibal približno med 1.200 in 1.289 m³/h. Zaradi razmeroma majhnega razpona je bil pri izračunu uporabljen povprečni pretok 1.253 m³/h, tlačna višina 28 m in čas obratovanja 563 ur.

Izračunana hidravlična moč je znašala:

$$P_h = \frac{1.253 \times 28 \times 1}{367,46} = 95,48 \text{ kW}$$

Ob upoštevanju izkoristkov črpalke in motorja znaša električna moč:

$$P_{el} = \frac{95,48}{0,88 \times 0,96} = 113,02 \text{ kW}$$

Poraba energije tlačnega režima je:

$$E_{tlačni, FP} = 113,02 \cdot 563 = 63.629 \text{ kWh}$$

oziroma približno 63,6 MWh. Vhodni podatki in rezultat so povzeti iz interne idejne rešitve (Metronik, b. d.).

Skupna poraba s frekvenčno regulacijo znaša:

$$E_{s,FP} = 126.131 + 63.629 = 189.760 \text{ kWh} \approx 189,76 \text{ MWh}$$

6.6 Energetski prihranek v obstoječem režimu

Energetski prihranek predstavlja razliko med porabo obstoječega in predlaganega sistema:

$$\Delta E = E_{brez FP} - E_{s FP}$$

Ob upoštevanju navedenih vrednosti znaša:

$$\Delta E = 347.000 - 189.760 = 157.240 \text{ kWh} \approx 157,24 \text{ MWh}$$

Delež prihranka se izračuna z enačbo:

$$p_E = \left(\frac{\Delta E}{E_{brez FP}} \right) \times 100$$

$$p_E = \left(\frac{157.240}{347.000} \right) \times 100 = 45,31 \%$$

Na podlagi lastnega izračuna iz podatkov interne dokumentacije bi se poraba električne energije v obravnavanih 992 obratovalnih urah zmanjšala za približno **157 MWh oziroma 45,3 %**.

Rezultat kaže, da največji del prihranka izhaja iz tlačnega režima, kjer je zahtevana moč bistveno manjša od moči, uporabljene pri regulaciji z ventilom. Pri termičnem režimu so razlike manjše, ker so pretoki in tlačne višine bližje največjim vrednostim.

6.7 Prihranek pri spremenjenem načinu obratovanja

Interna idejna rešitev obravnava tudi prihodnji način obratovanja, pri katerem bi bil tlak na glavnem viru znižan, črpališče pa bi pogostejše zagotavljalo dodatni dvig tlaka. Iz simulacije izhaja, da bi črpališče v tem režimu obratovalo približno 8.328,4 ure letno, pretok pa bi se glede na zunanjo temperaturo spreminjal približno med 303 in 1.212 m³/h (Metronik, b. d.).

Osnovni vhodni podatki simuliranega prihodnjega scenarija so povzeti v naslednji tabeli.

Parameter	Parameter	Parameter	Parameter
Letni obratovalni čas	tp _r	8.328,4	h/leto
Poraba brez FP	E _{b_{rez},pr}	494.642,0	kWh/leto
Poraba s FP	E _{FP,pr}	193.236,0	kWh/leto
Največji obravnavani pretok	Q _{max}	1.212,0	m ³ /h

*Tabela 8: Vhodni podatki simuliranega prihodnjega scenarija
(Vir: Metronik, b. d.)*

Pri največjem pretoku 1.212 m³/h in tlačni višini 18 m je bila izračunana električna moč približno 70,28 kW. Če bi motor celotno obdobje obratoval s to močjo, bi teoretična poraba znašala:

$$E_{maks} = 70,28 \cdot 8.328,4 = 585.292 \text{ kWh}$$

Ta vrednost predstavlja poenostavljen izračun pri stalni največji moči in ne upošteva dejanske časovne porazdelitve pretokov.

Za natančnejšo oceno je bil v interni idejni rešitvi uporabljen program za izračun prihrankov. Program je ob upoštevanju spreminjajočih se pretokov ocenil:

Za regulacijo z ventilom in:

$$E_{ventil} = 494.642 \text{ kWh}$$

Pri uporabi frekvenčne regulacije pa:

$$E_{FP} = 193.236 \text{ kWh}$$

Ocenjeni letni prihranek zato znaša:

$$\Delta E_{nov} = 494.642 - 193.236 = 301.406 \text{ kWh} \approx 301,4 \text{ MWh}$$

Delež prihranka znaša:

$$p_{E,nov} = \left(\frac{301.406}{494.642} \right) \times 100 = 60,93 \%$$

Pri spremenjenem načinu obratovanja je tako ocenjen prihranek približno **301 MWh na leto oziroma 60,9 %** glede na regulacijo z ventilom. Podatki o porabi so povzeti iz interne idejne rešitve, odstotek prihranka pa predstavlja lastni izračun na njihovi podlagi.

6.8 Primerjava rezultatov obeh scenarijev

Tabela 9 primerja izračunano porabo, absolutni prihranek in relativni delež prihranka obeh obratovalnih scenarijev; zaradi različnih obratovalnih ur rezultatov ni primerno neposredno enačiti.

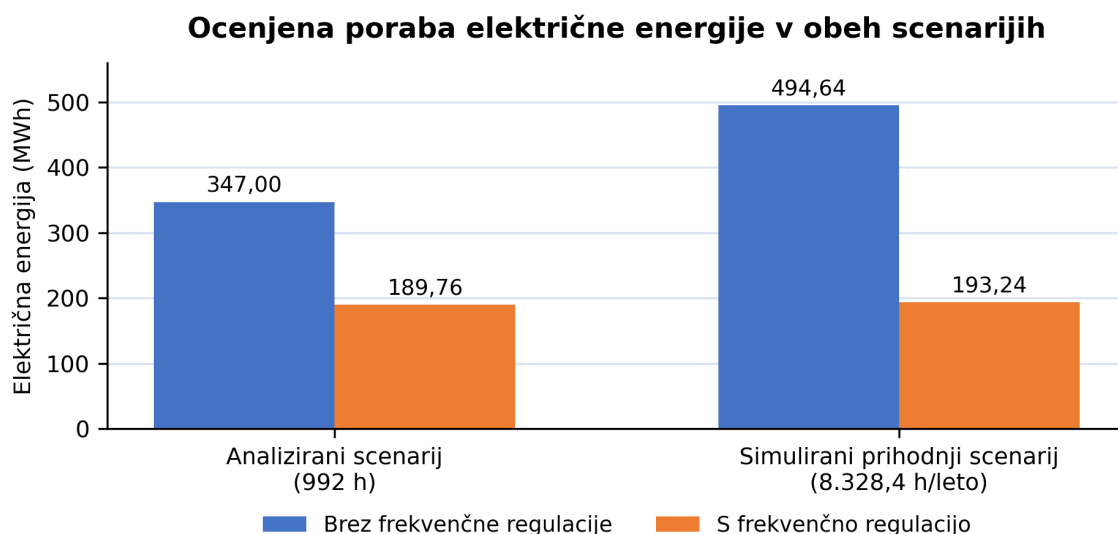
Scenarij	Obratovalni čas (h)	Poraba brez FP (kWh)	Poraba s FP (kWh)	Prihranek (kWh)	Delež prihranka
Analizirani scenarij	992,00	347.000,00	189.760,00	157.240,00	45,31%
Simulirani prihodnji scenarij	8.328,40	494.642,00	193.236,00	301.406,00	60,93%

Tabela 9: Primerjava ocenjene porabe in energetske prihrankov
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Primerjava pokaže, da je potencial prihranka večji pri spremenjenem načinu obratovanja. Razlog je predvsem bistveno večje število letnih obratovalnih ur ter dejstvo, da sistem večji del časa deluje pri pretokih, ki so občutno manjši od največjega pretoka. Prav pri takšnih pogojih je regulacija števila vrtljajev učinkovitejša od dušenja z ventilom (Europump in Hydraulic Institute, 2004; U.S. Department of Energy, 2007).

Rezultatov scenarijev ni mogoče neposredno enačiti, saj temeljita na različnih tlačnih razmerah, obratovalnih urah in načinih vključevanja črpaljšča.

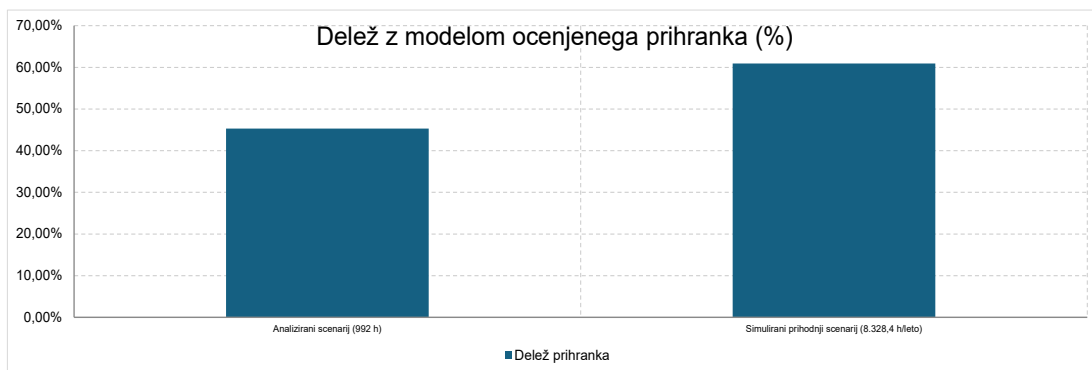
Primerjava z modelom ocenjene porabe električne energije v obeh obratovalnih scenarijih je prikazana na Sliki 9. Ker scenarija vključujeta različen čas obratovanja, so na vodoravni osi izrecno navedene tudi pripadajoče ure.



Slika 9: Primerjava ocenjene porabe električne energije v obeh obratovalnih scenarijih

(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Primerjava relativnega deleža energetskega prihranka v obeh obratovalnih scenarijih je prikazana na Sliki 10.



Slika 10: Delež energetskega prihranka v obeh obratovalnih scenarijih

(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

6.9 Presoja zanesljivosti rezultatov

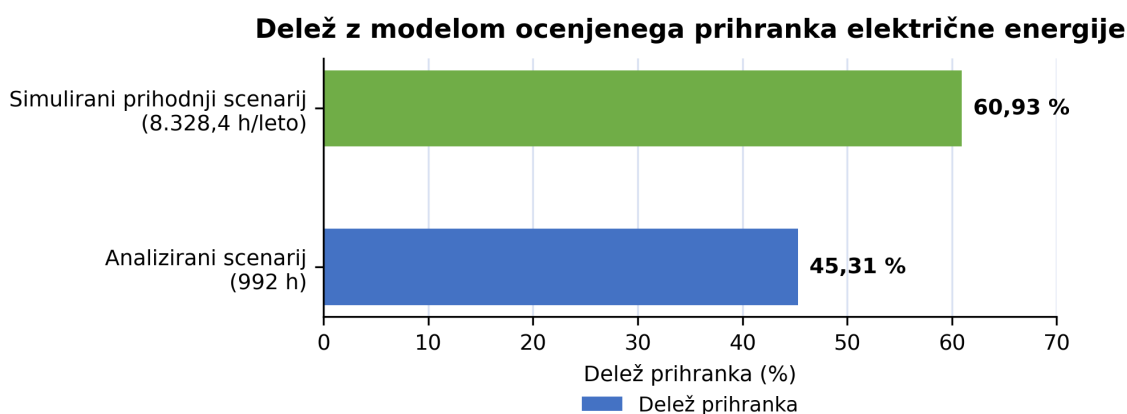
Izračuni kažejo velik potencial za zmanjšanje porabe električne energije, vendar temeljijo na podatkih iz starejše idejne dokumentacije. Nekateri uporabljeni izkoristki so ocenjeni, izračun prihodnjega režima pa je bil izveden s programskim orodjem, ker natančne karakteristike predvidene nove črpalke za vse pretoke niso bile na voljo (Metronik, b. d.).

Pred izvedbo investicije je zato treba izvesti meritve:

- dejanskega pretoka,
- tlaka pred in za črpalko,
- tlačne višine,
- električne moči motorja,
- števila obratovalnih ur pri posameznih pretokih,
- temperatur in gostote črpanega medija.

Na podlagi meritev je treba izdelati posodobljen profil obremenitve in pridobiti karakteristike konkretno ponujene črpalke. S tem bi bilo mogoče natančneje določiti porabo energije, finančne prihranke in vračilno dobo.

Kljub navedenim omejitvam rezultati kažejo, da je vgradnja manjše frekvenčno regulirane črpalke za pokrivanje manjših in srednjih pretokov tehnično in energetsko smiselna. Največji prihranki so pričakovani pri dolgotrajnem obratovanju z zmanjšanimi pretoki, kjer obstoječa regulacija povzroča največ izgub. Relativni kazalnik prihranka, ki omogoča preglednejšo primerjavo scenarijev kljub različnemu času obratovanja, je grafično prikazan na Sliki 11.



Slika 11: Delež z modelom ocenjenega prihranka električne energije
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Slika 11 kaže, da se delež prihranka poveča s 45,31 % v analiziranem scenariju na 60,93 % v simuliranem prihodnjem scenariju, torej za 15,62-odstotne točke. Hkrati je povprečno zmanjšanje moči v prihodnjem scenariju nižje, 36,19 kW v primerjavi s 158,51 kW, saj je prihranek razporejen čez približno 8,40-krat daljši čas obratovanja in profil z izrazito nižjimi obremenitvami. Rezultata zato opisujeta različna obratovalna profila in ju ni mogoče razlagati zgolj kot učinek daljšega časa delovanja.

Finančni učinek ugotovljenih energetskih prihrankov in vračilna doba investicije sta podrobneje obravnavana v 7. poglavju.

Najpomembnejše vire negotovosti in njihovo smer vpliva povzema Tabela 10. Pregled je namenjen določanju prioritet merilne kampanje, ne ustvarjanju navidezno natančnega intervala brez vhodnih negotovosti.

Vhod ali predpostavka	Obravnavava v modelu	Možni vpliv	Prednostna dopolnitev
Moč 318,2 kW	uporabljena za referenčne režime	lahko preceni referenčno porabo, če dejanski pogon pri delni obremenitvi prevzema manjšo moč	neposredna meritev vhodne moči
$\eta_c = 0,88$	konstantna vrednost	ne zajame padca izkoristka zunaj BEP	krivulja $\eta_c(Q,n)$ izbrane in obstoječe črpalke
$\eta_m = 0,96$	konstantna vrednost	ne zajame delne obremenitve in starosti motorja	meritev ali proizvajalčeva krivulja
η_{FP}	v prikazanem delnem izračunu ni eksplicitno upoštevan	lahko podceni porabo predlaganega pogona	izkoristek konkretnega pretvornika po obremenitvah
8.328,4 h/leto	predpostavka prihodnjega režima	negotovost letne energije in denarnega toka	potrjen načrt obratovanja in profil po urah
Agregirani Q in H	povprečne oziroma značilne vrednosti	izgubi se časovna korelacija pretoka, tlaka in moči	sinhronizirane časovne vrste

Tabela 10: Ključni viri negotovosti energetskega modela
(Lastni vir)

Iz Tabele 10 sledi, da je nominalni odstotek prihranka občutljiv predvsem na definicijo referenčne moči in na spremembo izkoristka pri delni obremenitvi. Dokler ti podatki niso izmerjeni, je strokovno pravilno navajati izračunane vrednosti skupaj z vhodnimi predpostavkami in jih označiti kot potencial prihranka.

7 EKONOMSKA UPRAVIČENOST IN PRESOJA REZULTATOV

V tem poglavju je presojena ekonomska upravičenost predlagane vgradnje manjše frekvenčno regulirane črpalke. Presoja temelji na energetskih prihrankih, izračunanih v predhodnem poglavju, ter na stroških, ki bi nastali pri nabavi, vgradnji in obratovanju nove opreme. Ker v razpoložljivi dokumentaciji nista navedeni končna vrednost investicije in aktualna cena električne energije, je ekonomski izračun pripravljen v obliki, ki omogoča naknadni vnos dejanskih podatkov.

Interna analiza obstoječega stanja ugotavlja, da je ekonomičnost črpanja predvsem v tlačnem režimu neugodna, saj obstoječa črpalka obratuje pri znižanih vrtljajih, pri katerih je izkoristek hidravlične sklopke nizek. V dokumentu je zato predlagana analiza vgradnje dodatne frekvenčno regulirane črpalke, ki bi lahko učinkoviteje pokrivala nižje pretoke.

7.1 Izhodišča za ekonomsko presajo

Pri presoji ekonomske upravičenosti ne upoštevamo samo nabavne vrednosti črpalke in frekvenčnega pretvornika. Upoštevati je treba vse stroške, ki so povezani z izvedbo investicije, obratovanjem, vzdrževanjem in življenjsko dobo opreme.

Interna idejna rešitev posebej opozarja, da je pri izbiri frekvenčnega pretvornika in oceni prenove treba upoštevati celotne stroške življenjskega cikla. V dokumentu so med investicijskimi postavkami navedeni frekvenčna pretvornika za motorja moči približno 250 kW, potrebna zaščita in zagonska oprema, programiranje krmilnika PLC, vključitev v obstoječi nadzorni sistem ter garancija.

Osnova za ekonomsko presajo sta energetska prihranka iz predhodnega poglavja:

$$\Delta E_{\text{obst}} = 157.240 \text{ kWh}$$

$$\Delta E_{\text{nov}} = 301.406 \text{ kWh}$$

Prva vrednost se nanaša na analizirani obstoječi način obratovanja, druga pa na simulirani prihodnji režim, pri katerem bi črpališče obratovalo večji del leta.

7.2 Ocena vrednosti investicije

Skupna vrednost investicije mora vključevati vse stroške, ki so potrebni za začetek varnega in zanesljivega obratovanja novega sistema:

$$I = I_{\text{č}} + I_m + I_{\{\text{FP}\}} + I_t + I_e + I_s + I_p + I_{\{\text{montaža}\}} + I_z$$

kjer je:

I – skupna vrednost investicije,

I_{ξ} – strošek črpalke,
 I_m – strošek elektromotorja,
 I_{FP} – strošek frekvenčnega pretvornika,
 I_t – strošek transformatorja,
 I_e – strošek električne opreme in povezav,
 I_s – strošek strojnih prilagoditev,
 I_p – strošek projektiranja in programiranja,
 $I_{\{montaža\}}$ – strošek montažnih del,
 I_z – strošek zagona, nastavitvev in preizkusov.

Med strojne prilagoditve spadajo predvsem cevne povezave, armature, nepovratni ventili, temelji in morebitni prehodni kosi. Električni del vključuje stikalno opremo, zaščito, kable, ozemljitev in povezavo z obstoječim nadzornim sistemom. Pred končno ekonomsko presojo je zato treba pridobiti primerljive ponudbe, ki vključujejo enak obseg dobave in del.

7.3 Izračun finančnega prihranka

Letni finančni prihranek je odvisen od zmanjšanja porabe električne energije in efektivne cene električne energije:

$$\Delta C_E = \Delta E \cdot c_E$$

kjer je:

ΔC_E – letni finančni prihranek v EUR,

ΔE – letni energetski prihranek v kWh,

c_E – efektivna cena električne energije v EUR/kWh.

Za obstoječi način obratovanja velja:

$$\Delta C_{E,obst} = 157.240 \cdot c_E$$

Za spremenjeni način obratovanja pa:

$$\Delta C_{E,nov} = 301.406 \cdot c_E$$

Pri izbiri cene električne energije ni ustrezno upoštevati samo cene dobavljene energije. Preveriti je treba, katere postavke na računu se zaradi zmanjšane porabe dejansko spremenijo. Na finančni učinek lahko poleg dobavljene energije vplivajo omrežnina, obračunska moč, dajatve in časovna razporeditev porabe. Osnovo za izračun finančnega prihranka podaja Tabela 11.

Obratovalni scenarij	Energetski prihranek	Finančni prihranek pri ceni c_E
Obstoječi način obratovanja	157.240 kWh	$157.240 \times c_E$
Spremenjeni način obratovanja	301.406 kWh	$301.406 \times c_E$

Tabela 11: Osnova za izračun finančnega prihranka
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

c_E – efektivna cena električne energije v EUR/kWh.

7.4 Dodatni prihranki pri obratovanju in vzdrževanju

Poleg prihranka električne energije lahko predlagana rešitev vpliva tudi na stroške obratovanja in vzdrževanja. Frekvenčni pretvornik omogoča nadzorovan zagon in zaustavitev elektromotorja, s čimer se zmanjšajo tokovne konice in mehanske obremenitve pogonskega sklopa.

Pričakovani dodatni učinki so:

- manjše obremenitve ležajev, sklopov in gredi,
- manjša obraba regulacijskih armatur,
- zmanjšanje možnosti nastanka tlačnih udarov,
- manj vibracij pri ustrezno izbrani delovni točki,
- daljša življenjska doba opreme,
- boljša razpoložljivost pri izvedbi z dvema črpalkama,
- lažje spremljanje stanja opreme v nadzornem sistemu.

Teh učinkov brez podatkov o trenutnih stroških vzdrževanja ni mogoče natančno finančno ovrednotiti. V osnovnem izračunu vračilne dobe zato upoštevamo predvsem prihranek električne energije. Morebitno zmanjšanje stroškov vzdrževanja predstavlja dodatno korist predlagane rešitve.

7.5 Preprosta vračilna doba

Preprosta vračilna doba pokaže, v koliko letih se začetna investicija povrne z doseženimi letnimi prihranki:

$$T_v = \frac{I}{\Delta C_E}$$

kjer:

- T_v – vračilna doba investicije (leta),
- I – investicijski stroški (€),
- ΔC_E – letni denarni prihranek (€ / leto).

Za obstoječi režim se vračilna doba izračuna kot:

$$T_{v,obst} = \frac{I}{157.240 \times c_E}$$

Za spremenjeni režim pa:

$$T_{v,nov} = \frac{I}{301.406 \times c_E}$$

Iz enačb je razvidno, da bo vračilna doba krajša pri večjem številu obratovalnih ur, večjem energetske prihranku in višji ceni električne energije. Če bo črpališče v prihodnje obratovalo kot celoletno dodatno črpališče, bo ekonomski učinek investicije ugodnejši kot pri sedanjem omejenem številu obratovalnih ur.

7.6 Stroški življenjskega cikla

Preprosta vračilna doba je uporabna za prvo presojo, vendar ne zajema vseh stroškov in koristi v celotni življenjski dobi opreme. Celovitejšo oceno dobimo z analizo stroškov življenjskega cikla.

Skupne stroške življenjskega cikla lahko izrazimo kot:

$$LCC = I + CE + CV + CP + CZ - CR$$

kjer je:

LCC – strošek življenjskega cikla,

I – začetna investicija,

C_E – strošek električne energije,

C_V – strošek vzdrževanja,

C_P – strošek popravil in rezervnih delov,

C_Z – strošek zastojev in izpadov,

C_R – preostala vrednost opreme ob koncu življenjske dobe.

Pri črpalnih sistemih z velikim številom obratovalnih ur ima strošek električne energije pomemben vpliv na celotne stroške. Višja začetna investicija v učinkovitejšo črpalko je zato lahko dolgoročno upravičena, kadar nova oprema občutno zmanjša letno porabo energije.

Za investicijsko odločitev se strošek življenjskega cikla (angl. Life-Cycle Cost – LCC) dopolni z diskontiranjem denarnih tokov. Neto sedanja vrednost (angl. Net Present Value – NPV) je vsota diskontiranih letnih neto prihrankov, zmanjšana za začetno investicijo in povečana za morebitno preostalo vrednost. Pozitivna NPV pri zahtevani diskontni stopnji pomeni, da projekt v obravnavanem obdobju ustvarja večjo sedanjo vrednost koristi od stroškov.

Celoviti model mora ločiti CAPEX za črpalko, motor, FP, transformator, strojne in električne prilagoditve, projektiranje, programiranje in zagon od OPEX za energijo, načrtovano vzdrževanje, rezervne dele in zastoje. Upoštevati je treba tudi morebitno zamenjavo komponent z življenjsko dobo, krajšo od analiznega obdobja. Ker v nalogi niso razpoložljivi ponudbeni stroški, diskontna stopnja in potrjena življenjska doba, je mogoče podati strukturo izračuna, ne pa verodostojne končne NPV (Dutta idr., 2023; Hodgson in Walters, 2002).

7.7 Analiza občutljivosti

Rezultat ekonomske presoje je odvisen od več spremenljivk, katerih vrednosti se lahko med življenjsko dobo opreme spremenijo. Najpomembnejše so:

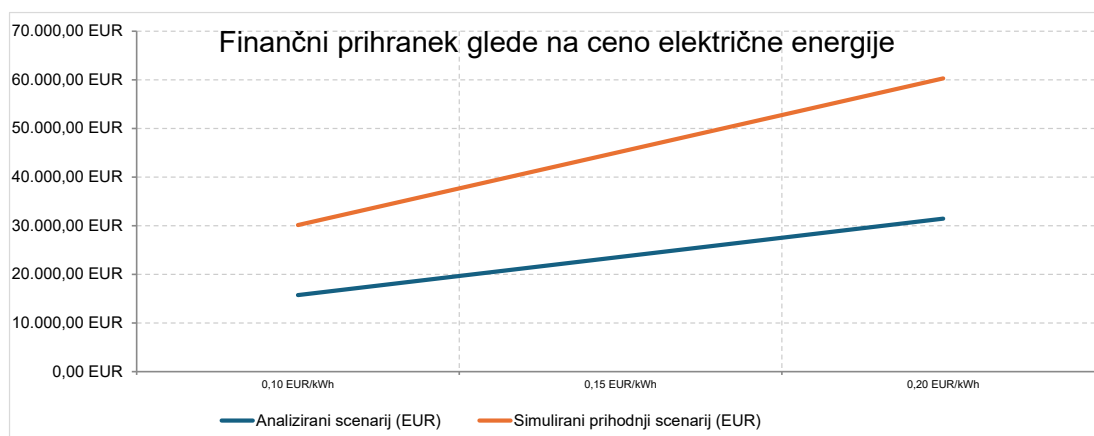
- cena električne energije,
- število letnih obratovalnih ur,
- doseženi izkoristek nove črpalke,
- dejanski profil pretokov,
- vrednost investicije,
- stroški vzdrževanja,
- življenjska doba opreme.

Za presojo vpliva cene električne energije so v Tabeli 12 prikazani trije ponazoritveni scenariji: 0,10, 0,15 in 0,20 EUR/kWh. Vrednosti je treba pred investicijsko odločitvijo nadomestiti z dejansko efektivno spremenljivo ceno iz računov oziroma pogodbe o dobavi.

Scenarij cene	Cena električne energije (EUR/kWh)	Prihranek - analizirani scenarij (EUR)	Prihranek - simulirani prihodnji scenarij (EUR)
Nižja cena	0,10	15.724,00 EUR	30.140,60 EUR
Osnovna cena	0,15	23.586,00 EUR	45.210,90 EUR
Višja cena	0,20	31.448,00 EUR	60.281,20 EUR

Tabela 12: Scenarijska analiza finančnega prihranka glede na ceno električne energije
(Lastni vir)

Pri ceni 0,10 EUR/kWh znaša finančni prihranek 15.724,00 EUR v analiziranem scenariju in 30.140,60 EUR v simuliranem prihodnjem scenariju. Pri ceni 0,15 EUR/kWh znašata vrednosti 23.586,00 in 45.210,90 EUR, pri ceni 0,20 EUR/kWh pa 31.448,00 in 60.281,20 EUR. Gre za ponazoritvene scenarijske rezultate, ne za napoved denarnega toka, saj dejanska cena in investicijski stroški še niso potrjeni.



Slika 12: Finančni prihranek glede na ceno električne energije
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Podobno je mogoče preveriti vpliv zmanjšanja ali povečanja števila obratovalnih ur. Če se število ur spremeni, se ob enakem obratovalnem profilu sorazmerno spremeni tudi ocenjeni energetski prihranek.

8 UGOTOVITVE IN DISKUSIJA REZULTATOV

Namen poglavja je povezati tehnične, energetske in predinvesticijske rezultate v enotno presojo ter jasno ločiti ugotovitve, ki jih podpirajo razpoložljivi podatki, od ocen, ki jih je treba potrditi z meritvami. Ključna ugotovitev ni zgolj potreba po zamenjavi obstoječega agregata, temveč smiselna prerazporeditev obratovalnih nalog: dodatna manjša frekvenčno regulirana črpalka bi prevzela dolgotrajno obratovanje pri majhnih in srednjih pretokih, obstoječa črpalka druge stopnje 2/5 pa bi ostala namenjena največjim obremenitvam in obratovalni rezervi. Takšna zasnova zmanjšuje čas obratovanja velikega agregata daleč od njegovega energijsko ugodnega območja.

8.1 Sinteza ključnih ugotovitev optimizacije

Obstoječe črpalke druge stopnje tipa DH 58-35 imajo nazivni pretok približno 1.800 m³/h, tlačno višino 84–90 m in elektromotor nazivne moči 630 kW pri napetosti 6 kV. Pri tlačnem režimu in drugih stanjih delne obremenitve je tak agregat glede na dejanske zahteve predimenzioniran. Regulacija s hidravlično sklopko pri znižanih vrtljajih povzroča dodatne izgube zaradi zdrsa, morebitno dušenje na armaturah pa presežno tlačno energijo pretvarja v izgube. Predlagana rešitev zato predvideva manjši agregat z elektromotorjem okvirne moči 250 kW, napajan prek ustreznega transformatorja in voden s frekvenčnim pretvornikom. Navedena moč je projektno izhodišče in ne dokončna izbira; končna nazivna moč mora izhajati iz potrjenih delovnih točk, sistemske krivulje, zahtevane obratovalne rezerve in karakteristik konkretne črpalke.

V analiziranem scenariju je upoštevanih 992 ur obratovanja, od tega 429 ur termičnega in 563 ur tlačnega režima. Z modelom ocenjena referenčna poraba brez frekvenčne regulacije znaša 347,00 MWh, ocenjena poraba s frekvenčno regulacijo pa 189,76 MWh. Razlika je 157,24 MWh oziroma 45,31 %. Preračun energije na povprečno moč v obravnavanem času daje referenčno vrednost 349,80 kW, ocenjeno povprečno moč reguliranega pogona 191,29 kW in povprečno zmanjšanje 158,51 kW. Kazalnik nazorno opiše velikost potenciala, vendar ne pomeni, da pogon vseh 992 ur obratuje pri nespremenjeni moči.

V simuliranem prihodnjem scenariju je predvidenih 8.328,4 ure obratovanja na leto. Referenčna poraba je ocenjena na 494,64 MWh, poraba s frekvenčno regulacijo na 193,24 MWh, razlika pa na 301,41 MWh oziroma 60,93 %. Absolutni prihranek je tako približno 1,92-krat večji kot v analiziranem scenariju, relativni delež prihranka pa se poveča za 15,62-odstotne točke. Čas obratovanja se poveča približno 8,40-krat, zato rezultat ni linearna ekstrapolacija analiziranega režima, temveč posledica drugačne predpostavljene porazdelitve ur, v kateri prevladuje obratovanje pri majhni obremenitvi.

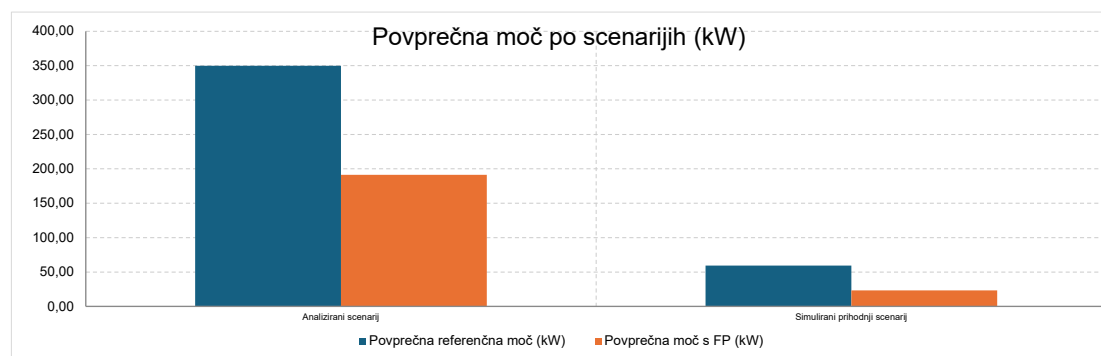
Povprečne moči so izračunane kot razmerje med z modelom ocenjeno energijo in časom obratovanja, namenjene so razlagi scenarijev in ne nadomeščajo časovno usklajenih meritev moči.

Primerjava povprečnih moči in razmerja obratovalnega časa je zaradi preglednosti prikazana v naslednji tabeli.

Scenarij	Povprečna referenčna moč (kW)	Povprečna moč s FP (kW)	Povprečno zmanjšanje moči (kW)	Razmerje obratovalnega časa
Analizirani scenarij	349,80	191,29	158,51	1,00x
Simulirani prihodnji scenarij	59,39	23,20	36,19	8,40x

Tabela 13: Kvantitativni povzetek ključnih energetskega rezultatov
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Primerjava scenarijev razkrije tudi rezultat, ki zahteva posebno previdnost: ocenjena poraba reguliranega pogona se med scenarijema poveča samo s 189,76 na 193,24 MWh, čeprav se čas obratovanja poveča z 992 na 8.328,4 ure. To je mogoče le, če je velika večina dodatnih ur povezana z izrazito nižjo močjo oziroma manjšimi pretoki. Ugotovitev je fizikalno mogoča, vendar jo je treba pred investicijsko odločitvijo potrditi s časovnim profilom Q–H–P–t; brez njega bi bilo mogoče 60,93-odstotni prihranek napačno razumeti kot splošno lastnost frekvenčne regulacije.



Slika 13: Primerjava povprečne referenčne moči in povprečne moči s frekvenčno regulacijo

(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)

Grafična primerjava povprečne referenčne moči in povprečne moči s frekvenčno regulacijo je prikazana na Sliki 13.

Tabela 13 razkrije tudi rezultat, ki zahteva posebno previdnost: ocenjena poraba reguliranega pogona se med scenarijema poveča samo s 189,76 na 193,24 MWh, čeprav se čas obratovanja poveča z 992 na 8.328,4 ure. To je mogoče le, če je velika večina dodatnih ur povezana z izrazito nižjo močjo oziroma manjšimi pretoki. Ugotovitev je fizikalno mogoča, vendar jo je treba pred investicijsko odločitvijo potrditi

s časovnim profilom Q–H–P–t; brez njega bi bilo mogoče 60,93-odstotni prihranek napačno razumeti kot splošno lastnost frekvenčne regulacije.

8.2 Povezava raziskovalnih vprašanj z ugotovitvami

Odgovori na raziskovalna vprašanja so v Tabeli 14 povezani s konkretnimi dokazi in presojo njihove zanesljivosti. Takšen zapis preprečuje enačenje tehnične smiselnosti rešitve z dokončno dokazano investicijsko upravičenostjo.

Raziskovalno vprašanje	Ugotovitev	Kvantitativni oziroma tehnični dokaz	Presoja zanesljivosti
RV1: Kje nastaja potencial prihranka?	V tlačnem režimu in pri delni obremenitvi črpalke 2/5.	Motor 630 kW; manjši zahtevani pretoki in tlaki; izgube sklopke in dušenja.	Srednja: mehanizem je strokovno pojasnjen, deleži posameznih izgub niso izmerjeni.
RV2: Kakšna mora biti tehnična rešitev?	Manjša črpalka s FP, izbrana za celotno obratovalno ovojnico.	Okvirno 250 kW in 400 V prek transformatorja; preverjanje Q–H, BEP, NPSH, motorja, FP in obratovalne rezerve.	Srednja: funkcionalna zasnova je opredeljena, konkretna črpalka še ni izbrana.
RV3: Kolikšen je energetski prihranek?	Z modelom ocenjeni prihranek znaša 157,24 MWh v 992 urah oziroma 301,41 MWh/leto.	45,31 % pri 992 h in 60,93 % pri 8.328,4 h.	Omejena: rezultat temelji na scenarijih brez merilnega preverjanja in analize negotovosti.
RV4: Kaj je potrebno za investicijsko odločitev?	Aktualne meritve, potrjen profil obratovanja, ponudbe in LCC/NPV.	Sinhronizirani Q, p_s , p_t , T, n in P_{el} ; dejanski CAPEX, cena energije in stroški vzdrževanja.	Visoka glede potrebnih dokazov; ekonomski izid ostaja odprt.

Tabela 14: Povezava raziskovalnih vprašanj, rezultatov in zanesljivosti dokazov
(Lastni vir)

Na RV1 je odgovorjeno na ravni mehanizma nastanka izgub: velik agregat druge stopnje pri delni obremenitvi ne deluje v območju, za katero je bil prvotno dimenzioniran, zato del dovedene energije izgubi v regulacijskih elementih in zaradi neugodnega izkoristka pogonske verige. Na RV2 je odgovorjeno na ravni funkcionalnih zahtev, saj so določeni namen novega agregata, okvirna moč, način regulacije, vključitev v programirljivi logični krmilnik in merila za izbor. Odgovor še ni zaključen na ravni izvedbenega projekta, ker manjkata proizvajalčeva karakteristika konkretne črpalke in preveritev vseh delovnih točk.

Na RV3 je odgovorjeno z dvema scenarijskima točkovnima ocenama, ne pa z eksperimentalno potrjenim prihrankom. Vrednosti 157,24 MWh v 992 urah ter 301,41

MWh/leto so zato izhodišče za projektiranje in merilni načrt, ne pogodbeni garancija. Odgovor na RV4 je najbolj nedvoumen: brez aktualnih sinhroniziranih meritev, potrjenega letnega profila, primerljivih ponudb in diskontirane ekonomske analize ni mogoče sprejeti strokovno utemeljene investicijske odločitve.

8.3 Triangulacija arhivskih podatkov in obratovalnega profila

	Čas (h/leto)	Tehtani Q (m ³ /h)	Tehtani Δp (bar)	Razpon v izvorni preglednici
Analizirani termični profil (arhivski vhod)	429,6	1.443,7	4,25	Q: 1.260–1.764 m ³ /h; Δp: 3,85–4,68 bar
Analizirani tlačni profil (arhivski vhod)	563,0	1.253,8	1,47	Q: 1.200–1.289 m ³ /h; Δp: 1,22–1,76 bar
Prihodnji profil (simulacija)	8.328,4	607,5	0,55	Q: 303–1.212 m ³ /h; nastavljena Δp: 0,50– 1,00 bar

*Tabela 15: Tehtani povzetek obratovalnih profilov iz primarnega gradiva
(Vir: Lastni izračun na podlagi Metronik, b. d.)*

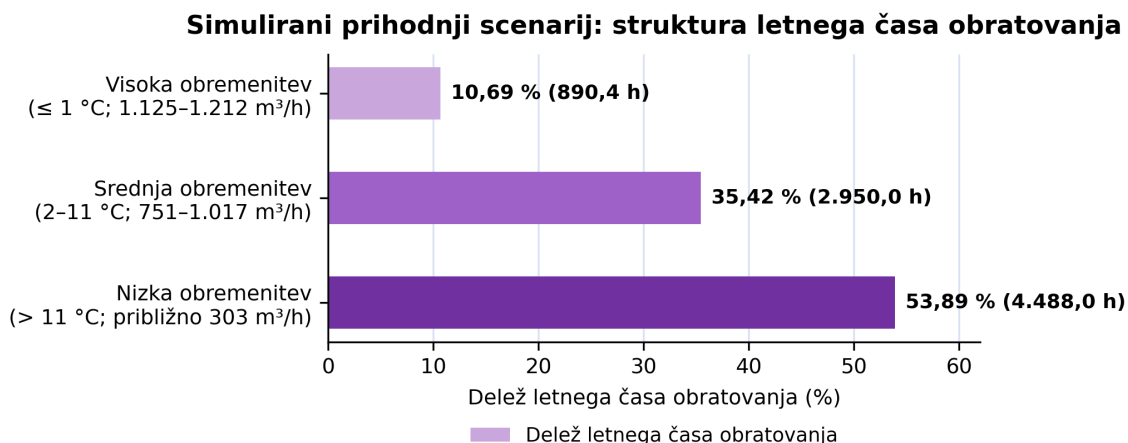
Za kvantitativno preverjanje notranje skladnosti so bile vrednosti iz treh izvornih preglednic ponovno seštete in utežene s pripadajočim številom ur. Tako dobljeni kazalniki v Tabeli 15 niso novi merilni rezultati, temveč lastni kontrolni preračuni arhivskih temperaturnih razredov. Njihova vrednost je v tem, da pokažejo, kateri del energetskega rezultata izhaja iz dejanskemu stanju pripisanega profila in kateri iz simulacije prihodnjega režima.

Izvorni temperaturni razredi termičnega profila seštejejo 429,6 ure, medtem ko besedilo projektnega gradiva navaja 429 ur in delni energetski izračun uporablja 98,3 ure obratovanja dveh črpalk ter 331 ur obratovanja ene črpalke. Razlika 0,6 ure pomeni 0,06 % deklariranega skupnega časa 992 ur in ne spremeni velikostnega razreda rezultata, vendar je pomembna za revizijsko sled. Zaradi primerljivosti z izvornim energetskim rezultatom je v glavnem modelu ohranjena dokumentirana vrednost 992 ur.

Arhivsko poročilo obstoječo termično ovojnico opisuje bistveno širše, s pretoki približno 200–2.800 m³/h in tlačnimi razlikami 1–5 bar, tlačno ovojnico pa s pretoki 1.000–1.500 m³/h in tlačnimi razlikami 0,5–3 bar. Energetski izračun uporablja ožje

agregirane razrede iz Tabele 13. To pomeni, da dobro opisuje vključene značilne razrede, ne zajame pa nujno redkih skrajnih obratovalnih točk. Pri izvedbenem izboru črpalke je zato treba preveriti celotno ovojnico iz poročila Envita, energetski model pa umeriti s sodobnimi časovnimi vrstami (Envita, 2012; Metronik, b. d.).

Časovna sestava simuliranega prihodnjega profila, ki pojasnjuje relativno visoki ocenjeni delež prihranka, je prikazana na Sliki 14.



Slika 14: Porazdelitev simuliranega letnega časa obratovanja po obremenitvenih razredih

(Vir: Lastni preračun na podlagi Metronik, b. d.)

Slika 14 pokaže, da je 4.488 ur oziroma 53,89 % leta pripisanih najnižjemu obremenitvenemu razredu s pretokom približno 303 m³/h. Nadaljnjih 2.950 ur oziroma 35,42 % odpade na pretoke med 751 in 1.017 m³/h. Skupaj je to 7.438 ur oziroma 89,31 % simuliranega časa pri pretoku največ 1.017 m³/h; tehtani povprečni pretok 607,5 m³/h dosega le 50,12 % največjega pretoka 1.212 m³/h. Ta porazdelitev številčno pojasnjuje, zakaj se v simulaciji poraba s frekvenčno regulacijo kljub 8,40-krat daljšemu času poveča le s 189,76 na 193,24 MWh. Hkrati gre za simulirani profil, zato mora biti njegova časovna struktura pred investicijsko odločitvijo potrjena z dejanskim letnim izvozom podatkov iz sistema SCADA.

8.4 Kritična diskusija rezultatov

Visok ocenjeni delež prihranka je kvalitativno skladen z zakonitostmi centrifugalnih črpalk: pri zmanjšanju hitrosti se pretok približno spreminja sorazmerno s hitrostjo, tlačna višina z njenim kvadratom, potrebna moč pa v idealiziranem območju s kubom hitrosti. Prav zaradi kubične odvisnosti lahko pravilno dimenzioniran frekvenčno reguliran pogon pri dolgotrajni delni obremenitvi zmanjša porabo bistveno bolj kot dušenje. V realnem vročevodnem sistemu učinek omejujejo statična tlačna komponenta, spreminjanje sistemske krivulje, sočasno obratovanje drugih črpalk, najmanjši stabilni pretok in dejanski izkoristki. Rezultatov zato ni dopustno

neposredno posplošiti na vse režime ali druga črpališča (Arun Shankar idr., 2016; Europump in Hydraulic Institute, 2004).

Računski model uporablja referenčno moč 318,2 kW ter konstantna izkoristka črpalke 0,88 in elektromotorja 0,96, medtem ko izkoristek frekvenčnega pretvornika v prikazanem delnem izračunu ni izrecno upoštevan. Konstantni izkoristki ne odražajo dejanskega zmanjšanja izkoristka zunaj točke najboljšega izkoristka, izpustitev izgub pretvornika pa lahko nekoliko podceni porabo predlaganega pogona. Nasprotno lahko nespremenjena referenčna moč pri nekaterih delnih obremenitvah preceni porabo obstoječega sistema. Ker posamezni vplivi ne delujejo nujno v isti smeri, ena sama korekcija ne bi zagotovila zanesljivejšega rezultata; potreben je model, umerjen na podlagi meritev.

Ekonomski pomen prihranka je mogoče ponazoriti, ne pa dokončno določiti. Pri efektivni spremenljivi ceni 0,10 EUR/kWh znaša z modelom ocenjeni prihranek 15.724,00 EUR v analiziranem scenariju in 30.140,60 EUR v simuliranem prihodnjem scenariju; pri 0,15 EUR/kWh znašata vrednosti 23.586,00 in 45.210,90 EUR, pri 0,20 EUR/kWh pa 31.448,00 in 60.281,20 EUR. To niso potrjene finančne koristi, temveč produkt scenarijskega energetskega prihranka in izbrane cene. Brez dejanskih investicijskih odhodkov (angl. Capital Expenditure – CAPEX) ni mogoče izračunati vračilne dobe, končna presoja pa mora vključiti še stroške energije, vzdrževanja, rezervnih delov, zastojev, zamenjav komponent in preostalo vrednost v analizi stroškov življenjskega cikla ter neto sedanje vrednosti (Dutta idr., 2023; Hodgson in Walters, 2002).

Predlagana rešitev ima tudi neenergetske učinke. Nadzorovan zagon zmanjšuje električne in mehanske prehodne obremenitve, prilagajanje hitrosti lahko zmanjša tlačne udare in obremenitev armatur, vključitev dodatnih signalov v sistem SCADA pa izboljša diagnostiko. Ti učinki so pomembni za zanesljivost, vendar v nalogi niso finančno ovrednoteni. Kritična izvedbena zahteva je ohranitev razpoložljivosti črpališča: energetska optimizacija je sprejemljiva samo, če novi način vodenja ne poslabša zagotavljanja zahtevanega pretoka, tlačne razlike in varne obratovalne rezerve.

8.5 Omejitve raziskave

Prva skupina omejitev je podatkovna. Karakteristike obstoječih črpalk izvirajo iz tovarniških diagramov in preizkusov iz let 1976 in 1988, analiza črpališča pa iz leta 2012. Posnetki sistema SCADA iz leta 2026 potrjujejo topologijo in razpoložljive signale, ne zagotavljajo pa časovnih vrst pretoka, tlakov, hitrosti in električne moči. Obraba rotorjev, spremembe notranjih zračnosti, stanje armatur in posegi na omrežju lahko povzročijo odstopanje sedanjega sistema od arhivskih karakteristik.

Druga skupina omejitev je povezana z računskim modelom. Izračun temelji na agregiranih urah ter značilnih vrednostih pretoka in tlačne višine, zato ne ohranja časovne korelacije Q–H–P. Sistem ni opisan z umerjeno sistemsko krivuljo, prehodni pojavi in medsebojni vplivi vzporedno vezanih črpalk niso modelirani, izkoristki pa so obravnavani poenostavljeno. Posebej negotova je predpostavka o 8.328,4 ure obratovanja na leto, ker prihodnji profil še ni potrjen z operativnim načrtom ali meritvami.

Tretja omejitev je odsotnost eksperimentalnega preverjanja. Naloga ne vsebuje sočasnih meritev pred posegom in po njem, ponovitev pri primerljivih obremenitvah, ocene merilne negotovosti ali intervalov zaupanja. Prav tako še niso preverjeni razpoložljiva neto pozitivna sesalna višina, vibracije, temperature ležajev, kakovost električne energije in stabilnost regulacije. Z modelom ocenjeni prihranek zato pomeni tehnično hipotezo z opredeljeno velikostjo učinka, ki jo mora potrditi postopek merjenja in preverjanja.

Četrta omejitev je ekonomska in izvedbena. Manjkajo aktualne ponudbe, efektivna cena električne energije, diskontna stopnja, pričakovana življenjska doba, stroški vzdrževanja in vrednost morebitnih zastojev. Prav tako ni izbran konkreten črpalni agregat, zato ni mogoče potrditi karakteristik pri različnih vrtljajih, NPSH_R, najmanjšega dovoljenega pretoka, izkoristka pretvornika ali harmonskega popačenja. Rezultati so posledično veljavni kot predinvesticijska študija konkretnega črpališča; njihova neposredna posplošitev na druge sisteme daljinskega ogrevanja brez lokalne hidravlične analize ni upravičena.

9 ZAKLJUČEK

Diplomsko delo je pokazalo, da je ključni problem obstoječe zasnove obratovanje velike črpalke druge stopnje v tlačnem režimu in pri delni obremenitvi. Agregat je v aktualnem gradivu označen kot 2/5, v arhivskem poročilu pa kot 2/4, zato mora izvedbeni projekt najprej potrditi identiteto opreme. Zaradi predimenzioniranosti, izgub hidravlične sklopke in morebitnega dušenja je strokovno utemeljena razdelitev obratovalnega območja: manjši frekvenčno regulirani agregat prevzame majhne in srednje pretoke, obstoječi 630-kilovatni agregat pa ostane namenjen največjim zahtevam in obratovalni rezervi.

Z modelom ocenjena prihranka znašata 157,24 MWh oziroma 45,31 % v 992 analiziranih urah ter 301,41 MWh oziroma 60,93 % v simuliranem letu z 8.328,4 ure obratovanja. Novi kontrolni preračun pokaže, da je v prihodnjem profilu 89,31 % ur predvidenih pri pretoku največ 1.017 m³/h, kar pojasnjuje velik prihranek pri dolgotrajni delni obremenitvi. S tem je opredeljen velikostni razred potenciala, ni pa še dokazan dejansko doseženi prihranek. Mehanizem izgub in funkcionalne zahteve rešitve so pojasnjeni, konkretni agregat, krmilne meje in ekonomska upravičenost pa ostajajo odprti do merilne kampanje, potrditve identitete opreme in letnega profila, pridobitve ponudb, potrditve učinkovite cene energije ter izračuna stroškov življenjskega cikla in neto sedanje vrednosti.

9.1 Smernice za nadaljnje delo

Najprej je treba v reprezentativnih termičnih, tlačnih in prehodnih režimih sočasno meriti pretok Q, sesalni in tlačni tlak, temperaturo, hitrost vrtenja, položaje armatur, status črpalke in vhodno električno moč P_{el} ter izdelati umerjen profil Q–H–P–t z ovrednoteno merilno negotovostjo. Nato je treba pridobiti primerljive ponudbe z dokazili o karakteristikah Q–H, točki najboljšega izkoristka, zahtevani neto pozitivni sesalni višini, najmanjšem stabilnem pretoku, izkoristkih in harmonskem popačenju. Krmiljenje se preveri s funkcijskimi preizkusi prehodov, odpovedi tipal in varnostnih blokad. Po zagonu se prihranek neodvisno preveri pri primerljivih obremenitvah; prevzem mora potrditi tudi hidravlično ustreznost, razpoložljivost, dovoljene vibracije in stabilnost regulacije. Na podlagi dejanskih CAPEX, obratovalnih odhodkov (angl. Operating Expenditure – OPEX) in cene energije se nato posodobita izračuna stroškov življenjskega cikla in neto sedanje vrednosti.

Predlagana rešitev je tehnično smiselna in energijsko obetavna, vendar se je za njeno izvedbo mogoče odgovorno odločiti šele, ko jo potrdijo meritve, presoja zanesljivosti sistema in stroški celotnega življenjskega cikla.

10 LITERATURA IN VIRI

Arun Shankar, V. K., Umashankar, S., Paramasivam, S. in Hanigovszki, N. (2016). A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system. *Applied Energy*, 181, 495–513.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.070>

Benigni, H., Jaberg, H., Yeung, H. in Salisbury, T. (2012). Numerical simulation of low specific speed American Petroleum Institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results. *Journal of Fluids Engineering*, 134(2), Article 024501. <https://doi.org/10.1115/1.4005769>

Bordeasu, D., Prostean, O., Filip, I. in Vasar, C. (2023). Adaptive control strategy for a pumping system using a variable frequency drive. *Machines*, 11(7), Article 688.
<https://doi.org/10.3390/machines11070688>

Chicherin, S. (2025). Conversion to variable flow rate—Advanced control of a district heating system with a focus on operational data. *Energies*, 18(11), Article 2772.
<https://doi.org/10.3390/en18112772>

Dutta, N., Palanisamy, K., Shanmugam, P., Subramaniam, U. in Selvam, S. (2023). Life cycle cost analysis of pumping system through machine learning and hidden Markov model. *Processes*, 11(7), Article 2157. <https://doi.org/10.3390/pr11072157>

Envita. (2012). *Izboljšanje obratovanja daljinskega ogrevanja Ljubljana: Analiza trenutnega stanja črpališč* (Poročilo št. 09/12) [Interno tehnično poročilo].

Europump in Hydraulic Institute. (2004). *Variable speed pumping: A guide to successful applications*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-1-85617-449-7.X5000-9>

Gong, E., Wang, N., You, S., Wang, Y., Zhang, H. in Wei, S. (2019). Optimal operation of novel hybrid district heating system driven by central and distributed variable speed pumps. *Energy Conversion and Management*, 196, 211–226.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.004>

Gu, J., Wang, J., Qi, C., Yu, X. in Sundén, B. (2019). Analysis of a hybrid control scheme in the district heating system with distributed variable speed pumps. *Sustainable Cities and Society*, 48, Article 101591.
<https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101591>

Gulich, J. F. (2020). *Centrifugal pumps* (4th ed.). Springer.
<https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>

Hodgson, J. in Walters, T. (2002). Optimizing pumping systems to minimize first or life-cycle cost. In *Proceedings of the 19th International Pump Users Symposium* (pp. 1–8). Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University. Pridobljeno 22. 7. 2026 z naslova: <https://hdl.handle.net/1969.1/164030>

Housh, M. in Salomons, E. (2025). Energy-efficient local control strategies for pumping stations with variable-speed pumps: A practical model-based approach. *Journal of Cleaner Production*, 498, Article 145131. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2025.145131>

Karassik, I. J. in McGuire, T. (1998). *Centrifugal pumps* (2nd ed.). Chapman & Hall. <https://doi.org/10.1007/978-1-4615-6604-5>

Metronik. (b. d.). *Idejna rešitev frekvenčne regulacije za črpališče TOŠ* [Interno projektno gradivo].

Olesen, M. R. in Bech, C. R. (2004). *Pump handbook*. Grundfos Management A/S. Pridobljeno 26. 5. 2026 z naslova: <https://api.grundfos.com/literature/Grundfosliterature-5448843.pdf>

OpenAI. (2026). *ChatGPT* [Large language model]. <https://chatgpt.com/>

Scada. (2026). *Posnetek zaslona sistema SCADA* [Interni vir podjetja].

Sarbu, I. in Valea, E. S. (2015). Energy savings potential for pumping water in district heating stations. *Sustainability*, 7(5), 5705–5719. <https://doi.org/10.3390/su7055705>

Sheng, X. in Duanmu, L. (2016). Electricity consumption and economic analyses of district heating system with distributed variable speed pumps. *Energy and Buildings*, 118, 291–300. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.03.005>

U.S. Department of Energy. (2006). *Improving pumping system performance: A sourcebook for industry* (2nd ed.; Report No. DOE/GO-102006-2079). <https://doi.org/10.2172/882946>

U.S. Department of Energy. (2007). *Control strategies for centrifugal pumps with variable flow rate requirements* (Pumping Systems Tip Sheet No. 12; Report No. DOE/GO-102007-2230). <https://doi.org/10.2172/903076>

Wang, H., Wang, H. in Zhu, T. (2017). A new hydraulic regulation method on district heating system with distributed variable-speed pumps. *Energy Conversion and Management*, 147, 174–189. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.059>

Wang, H., Wang, H., Zhou, H. in Zhu, T. (2017). Optimization modeling for smart operation of multi-source district heating with distributed variable-speed pumps. *Energy*, 138, 1247–1262. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.009>

Yan, A., Zhao, J., An, Q., Zhao, Y., Li, H. in Huang, Y. J. (2013). Hydraulic performance of a new district heating system with distributed variable speed pumps. *Applied Energy*, 112, 876–885. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.06.031>