



**УНИВЕРЗИТЕТ У НОВОМ САДУ
ПОЉОПРИВРЕДНИ ФАКУЛТЕТ**

Департман за пољопривредну технику



Горан Иванов

дипл. инж. пољопривреде

**ПРИМЕНА ТОПЛОТНИХ ПУМПИ КАО АЛТЕРНАТИВА
ГАСНИМ КОТЛОВИМА**

МАСТЕР РАД

Нови Сад, 2026



**УНИВЕРЗИТЕТ У НОВОМ САДУ
ПОЉОПРИВРЕДНИ ФАКУЛТЕТ**

Департман за пољопривредну технику



Кандидат
Горан Иванов

Ментор
Милан Томић

ПРИМЕНА ТОПЛОТНИХ ПУМПИ КАО АЛТЕРНАТИВА ГАСНИМ КОТЛОВИМА

МАСТЕР РАД

Нови Сад, 2026

КОМИСИЈА ЗА ОЦЕНУ И ОДБРАНУ МАСТЕР РАДА:

Др Милан Томић, редовни професор

Ужа научна област: Пољопривредна техника

Пољопривредни факултет, Нови Сад

Ментор

Др Синиша Бикић, редовни професор

Ужа научна област: Пољопривредна техника

Пољопривредни факултет, Нови Сад

Др Младен Иванишевић, доцент

Ужа научна област: Пољопривредна техника

Пољопривредни факултет, Нови Сад

САДРЖАЈ

1. Увод	1
2. Топлотне пумпе	1
2.1. Историјат топлотних пумпи	2
2.2. Подела и врста топлотних пумпи	4
2.2.1. Топлотне пумпе ваздух–вода (AWHP)	6
2.2.2. Топлотне пумпе вода–вода (WSHP).....	8
2.2.3. Топлотне пумпе земља–вода (GSHP).....	10
2.2.4. Поређење система топлотних пумпи	12
2.2.5. Реверзибилне топлотне пумпе	13
2.2.6. Нереверзибилне топлотне пумпе	14
2.2.7. Отворени системи топлотних пумпи	15
2.2.8. Затворени системи топлотних пумпи	16
2.2.9. Врста компресора у топлотним пумпама	17
3. Преглед литературе	20
3.1 . Рани развој и дефинисање технолошког оквира (2003–2008)	20
3.2. Професионализација технологије и диверзификација извора топлоте (2012–2014)...	23
3.3. Индустрijски напредак, виштемпературни системи и паметне мреже (2016–2017) 26	
3.4. Енергетска транзиција и радне течности следеће генерације (2020-2024)	29
4. Задатак и циљ истраживања	33
5. Материјал и методе рада	34
5.1. Материјал рада	34
5.2. Метод рада.....	43
5.2.1. Методе прикупљања података.....	43
5.2.2. Методе обраде и анализе података.....	47
5.2.3 Верификација резултата	48
6. Резултати и дискусија	49
6.1. Финансијски ефекат.....	49
6.2. Коефицијент перформансе.....	51
6.3. Емисије загађујућих материја и CO ₂	53
7. Закључак	57
7.1 Препоруке за даља истраживања	58
Литература.....	60

ПРИМЕНА ТОПЛОТНИХ ПУМПИ КАО АЛТЕРНАТИВА ГАСНИМ КОТЛОВИМА

Апстракт

Овај мастер рад истражује само један потенцијални извор топлотне енергије, са посебним фокусом на технологије топлотних пумпи, с нагласком на системе вода–вода.

Експериментални део рада обухвата пројекат примене топлотних пумпи вода-вода у фабрици за производњу бакарних жица Essex Furukawa d.o.o. у Зрењанину, где је коришћена вода из процеса хлађења машина уместо конвенционалних геотермалних вода (бунара).

Анализирани су финансијски ефекти, коефицијент учинка (COP), потрошња електричне енергије и гаса и загађење ваздуха угљен-диоксидом. Резултати показују да пумпе вода-вода, имплементиране у оквиру пројекта који не користи геотермалну воду, остварују стабилан коефицијент учинка како је произвођач и навео у техничкој документацији и пројекту, захваљујући константној температури воде која се добија током процеса хлађења машина.

Процене емисије CO₂ у ваздух указују на смањење загађења у односу на котлове на природни гас што је и документовано у раду.

Добијени резултати су у складу са релевантним студијама и стандардима (нпр. ЕН 14511, ЕН 14825, ИЕА, ЕХПА). Ови налази доприносе разумевању и унапређењу стратегије одрживог развоја у области енергетике.

Кључне речи: обновљиви извори енергије, биогорива, топлотне пумпе, COP, енергетска ефикасност.

APPLICATION OF HEAT PUMPS AS AN ALTERNATIVE TO GAS BOILERS

Abstract

This master's thesis investigates only one potential source of heat energy, with a special focus on heat pump technologies, with an emphasis on water-to-water systems.

The experimental part of the work includes a project to implement water-to-water heat pumps in the copper wire factory Essex Furukawa d.o.o in Zrenjanin, where water from the machine cooling process was used instead of conventional geothermal water (wells).

The financial effects, coefficient of performance (COP), electricity and gas consumption, and carbon dioxide air pollution were analyzed. The results show that water-to-water pumps, implemented within the framework of a project that does not use geothermal water, achieve a stable coefficient of performance as stated by the manufacturer in the technical documentation and the project, thanks to the constant water temperature obtained during the cooling process of the machines. Estimates of CO₂ emissions into the air indicate a reduction in pollution compared to natural gas boilers, which is documented in the paper.

The results obtained are in line with relevant studies and standards (e.g. EN 14511, EN 14825, IEA, EHPA). These findings contribute to the understanding and improvement of sustainable development strategies in the field of energy.

Keywords: renewable energy sources, biofuels, heat pumps, COP, energy efficiency.

1. Увод

Овај мастер рад ће истражити ефекат уградње топлотних пумпи типа вода–вода у фабрици за производњу бакарне жице Essex Furukawa d.o.o. у Зрењанину у затвореном систему. Овај пројекат представља конкретан и важан пример примене ове иновативне технологије у индустријском сектору. Систем ће користити воду којом се хладе машине као извор топлоте за грејање управне зграде, уместо коришћења котлова на природни гас који су како се показало предимензионисани за грејање поменуте управне зграде, што ће довести до значајног смањења употребе енергије и потрошње енергената у фабрици.

Истраживање и анализа система топлотних пумпи вода–вода, биће усмерени на неколико кључних аспеката:

1. проучавање се утицај инсталације топлотне пумпе на укупну енергетску ефикасност у фабрици Essex Furukawa d.o.o. у Зрењанину
2. анализираће се економска исплативост пројекта.
3. истраживаће се и утицај на заштиту животне средине.

2. Топлотне пумпе

Топлотне пумпе данас представљају једну од најзначајнијих технологија у процесу глобалне енергетске транзиције, пре свега захваљујући способности да са релативно малим уносом електричне енергије обезбеде вишеструко више корисне топлоте, чиме директно смањују потрошњу примарне енергије и емисије CO₂ (IEA HPT TSP, 2025). Њихов принцип рада заснива се на преносу топлоте са нижег на виши температурски ниво, што омогућава ефикасно коришћење енергије из ваздуха, земље, воде или отпадних топлотних токова у грађевини и индустрији.

Према извештају Европске комисије, у ЕУ је до 2023. године инсталирано више од 21,5 милиона топлотних пумпи, уз деценију континуираног раста продаје (JRC, 2024). Истовремено, глобални трендови показују да је технологија доживела убрзан развој у Европи и Азији, са значајним доприносом Кине и Јапана у области иновација и патената (MIT Technology Review, 2024). Процене показују да би широка примена топлотних пумпи могла смањити глобалне емисије за око 500 милиона тона CO₂ годишње до 2030. године, што их сврстава међу најефикаснија средства декарбонизације.

Савремена истраживања истичу важност посматрања топлотних пумпи као компонената интегрисаних енергетских система, а не само као уређаја за грејање и хлађење. У том контексту, посебно се наглашава значај сезонског фактора учинка (SPF), који пружа реалнију слику оперативне ефикасности у односу на лабораторијски COP, јер уважава варијације спољашњих услова и режим рада (Yan et al., 2024).

Развој високотемпературних топлотних пумпи омогућио је њихово коришћење у индустријским процесима који захтевају температуре и преко 150°C, што је раније било доминантно подручје фосилних горива (Yan et al., 2024). Истовремено, раст интересовања за CO₂ (R744) транскритичне системе произлази из њихових повољних безбедносних, еколошких и термодинамичких својстава, посебно у систему припреме топле воде и индустријских применама (Wang et al., 2022).

Тржишни подаци указују да су ваздушне топлотне пумпе најраспрострањеније на глобалном тржишту и да у неким земљама ЕУ чине више од 80% нових система грејања, док је Кина задржала позицију највећег светског тржишта са годишњим растом од 12% (REN21, 2024). Ипак, ширење технологије и даље прати низ изазова, као што су нестабилни програми субвенција, недостатак обучених инсталатера и осетљивост тржишта на цене енергената.

Синтетизујући наведене тенденције, може се закључити да топлотне пумпе улазе у фазу технолошке зрелости и значаја који превазилази оквире класичних HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) система. Оне постају кључни носиоци декарбонизације, електрификације и модернизације енергетских система, са очекивањем да ће у наредним деценијама играти централну улогу у остваривању климатских и енергетских циљева.

2.1. Историјат топлотних пумпи

Теоријске основе топлотних пумпи постављене су у првој половини XIX века у оквиру развоја термодинамике. Као полазна тачка најчешће се наводи рад Sadija Carnota из 1824. године, у коме је дефинисан идеализовани термодинамички циклус који је касније постао основа за анализу рада топлотних машина, расхладних уређаја и обрнутих циклуса на којима се заснивају топлотне пумпе. Средином XIX века William Thomson, касније Lord Kelvin, формулисао је концепт уређаја који уз улагање механичког рада преноси топлоту са нижег на виши температурни ниво, односно принцип који одговара савременом појму топлотне пумпе, а у истом периоду су Clausius, Joule и Helmholtz поставили формалну основу првог и другог закона термодинамике, што је омогућило да се рад ових система опише на квантитативној основи (Zogg, 2008).

Прелазак са теоријског концепта на практичну примену започет је у другој половини XIX века, најпре кроз развој расхладне технике и постројења заснованих на парној рекомпресији и компресионим циклусима. Историјски прегледи показују да су прве европске топлотне пумпе реализоване у Швајцарској, а да је једна од најпознатијих раних урбаних примена био систем уграђен у градској кући у Цириху 1936. године, који је користио воду као извор топлоте и остао у функцији деценијама. Ови рани системи показали су да се технологија може применити не само у индустријским процесима већ и у системима грејања зграда, што је представљало важан корак ка каснијем ширењу тржишта (Zogg, 2008).

Шири технички и тржишни развој топлотних пумпи везује се за период од 1940-их до раних 1950-их, када почињу да се појављују кућне и комерцијалне примене у већем обиму, најпре у Северној Америци и деловима Европе. Ново јачање интересовања током 1970-их било је повезано са растом цена горива и са већом пажњом усмереном на енергетску ефикасност, што је убрзало развој компресора, радних флуида и система управљања. У историјским прегледима се наводи да грејање топлотним пумпама може смањити потрошњу горива и емисије CO₂ (угљен-диоксид) за око 50% у односу на конвенционалне котлове, док у поређењу са електроотпорним грејањем смањење потрошње енергије може достићи и до 80%, што је представљало значајан аргумент за њихову ширу примену у сектору зграда (Zogg, 2008). До средине прве деценије XXI века у свету је било више од 130 милиона јединичних топлотних пумпи за грејање и хлађење, док су годишње продаје достигале око 15 милиона јединица у Азији, око 2 милиона у Северној Америци и неколико стотина хиљада у Европи, што показује да је технологија у том периоду већ имала широку комерцијалну основу (Ochsner, 2008).

У европском контексту, развој топлотних пумпи био је повезан не само са техничким напретком већ и са прилагођавањем система грејања нижим температурним режимима рада. Приручничка и инжењерска литература из тог периода указује да су најбоље перформансе постижане у комбинацији са нискотемпературним системима, као што су подно грејање и други хидраулички системи са нижом температуром полаза, јер се на тај начин смањује потребни температурни лифт и побољшава укупни учинак система (Ochsner, 2008). Истовремено, искуство земаља са већом тржишном пенетрацијом показивало је да је квалитет пројектовања, избора извора топлоте, уградње и регулације једнако важан као и сама машина, што је довело до већег значаја техничких смерница, контроле квалитета и сертификације извођача (Ochsner, 2008; Zogg, 2008). У Швајцарској је, на пример, око 75% нових породичних кућа у последњих 20 година било опремљено топлотним пумпама, што показује степен прихватања ове технологије у земљама са развијеним тржиштем и стабилним регулаторним оквиром (Zogg, 2008).

У Кини је организованији истраживачки и тржишни развој топлотних пумпи започео касније него у водећим европским и северноамеричким земљама, али је од почетка XXI века забележен снажан раст. Прегледи развоја кинеског тржишта наводе да су системи типа ваздух – ваздух (air-to-air) постали веома распрострањени и да је годишња домаћа продаја реверзибилних собних клима уређаја достигла око 40 до 50 милиона, при чему је приближно 90% продатих собних клима уређаја имало и функцију грејања (Zhao et al., 2017). У истом извору се наводи да је сегмент топлотних пумпи ваздух–вода бележио сложену годишњу стопу раста већу од 25%, али и да је даљи раст тржишта захтевао снажнију политичку подршку, јединствене стандарде енергетске ефикасности и систем подстицаја за примену у руралним и урбаним срединама. Конкретан пример ране веће примене представља даљинско грејање и хлађење систем у Олимпијском селу у Пекингу, где је коришћена пречишћена комунална вода као извор топлоте, а процењено је да такав систем може смањити потрошњу примарне енергије и емисије гасова са ефектом стаклене баште за око 40% у односу на класичан котловски систем даљинског грејања (Shi & Zhan, 2008). Новије међународне анализе показују да Кина данас учествује са приближно 33% у глобалној потрошњи топлоте, при чему на индустрију отпада око 40%, а на сектор зграда око 20%, што значи да даљи развој топлотних пумпи у тој земљи има велики утицај на глобалне токове декарбонизације грејања (IEA, 2024).

Историјат топлотних пумпи, посматран у целини, показује континуитет развоја од термодинамичких поставки из прве половине XIX века, преко првих функционалних система у индустријским и урбаним применама, до ширег тржишног ширења у другој половини XX века и масовније примене у XXI веку. Тај развој зависио је од цена енергената, доступности компресора и радних флуида, квалитета пројектовања и уградње, као и од државних политика усмерених на енергетску ефикасност и смањење емисија. На тој основи топлотне пумпе су се развиле у технолошки зреле системе за грејање, хлађење и припрему топле воде, са јасно дефинисаним местом у савременим енергетским системима (Zogg, 2008; Ochsner, 2008; IEA, 2024).

2.2. Подела и врста топлотних пумпи

Топлотне пумпе представљају једно од најзначајнијих достигнућа у савременој термотехници, јер омогућавају коришћење нискотемпературних извора топлоте за грејање и хлађење различитих типова објеката. За разлику од традиционалних система на фосилна горива који генеришу топлоту процесом сагоревања, топлотне пумпе преносе постојећу топлоту из околине, користећи релативно мали унос електричне енергије. То их чини једним од најефикаснијих и еколошки најповољнијих система за климатизацију.

Основни параметар за вредновање учинка топлотне пумпе је коефицијент перформанси (COP), који описује однос између корисне испоручене топлоте и утрошеног рада компресора:

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_{in}}$$

Како реални климатски услови током грејне сезоне значајно варирају, уводи се сезонска варијанта COP-а (SCOP):

$$SCOP = \frac{\sum Q_{out,season}}{\sum W_{in,season}}$$

SCOP представља најважнији индикатор дугорочне ефикасности, јер интегрише климатске промене, делимична оптерећења и режим рада система током целе године.

Термодинамичка теоријска граница ефикасности топлотних пумпи одређена је Карнотовим циклусом, који зависи искључиво од температурне разлике између извора (нискотемпературног медијума) и понорног медијума (високотемпературне стране):

$$COP_{Carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_c}$$

Ова једначина јасно показује да, што је мања разлика између температуре извора топлоте и температуре грејног медијума, систем може остварити већу ефикасност. Због тога су, на пример, **пумпе које користе земљу ($\approx 10\text{--}13^\circ\text{C}$) или подземну воду ($\approx 8\text{--}12^\circ\text{C}$)** мање осетљиве на климатске услове и обично имају виши COP од пумпи које користе ваздух као извор топлоте.

У научној литератури постоји опсежна анализа утицаја температуре извора, радног флуида и радних услова на COP и SCOP. Bruno et al. (2020), истичу да произвођачи често саопштавају само **номиналне** COP вредности, односно вредности измерене у лабораторијским условима, које не одражавају делимична оптерећења, циклус одмрзавања, варијације спољашње температуре, као ни друге реалне динамичке ефекте. Аутори закључују да је за реалну процену учинка неопходно увести **динамичке корекционе моделе**, нарочито код система који користе акумулационе резервоаре и раде ван стабилног номиналног опсега (Bruno et al., 2020).

Van Kan и Van der Sluys (2020), показују да COP није једноставна функција температуре извора и температуре понорног медијума, већ да постоји комплексна нелинеарна зависност која укључује интеракције више параметара. Аутори развијају полиномијске моделе за COP, засноване на улазним и излазним температурама, који омогућавају прецизне симулације у динамичким условима рада (Van Kan & Van der Sluys, 2020).

Ови налази указују на значај математичког моделирања и симулација при пројектовању и оптимизацији савремених система топлотних пумпи.

Поред тога, савремене анализе показују да ефикасност топлотних пумпи није ограничена само физиком циклуса, већ је условљена и квалитетом рада компресора, геометријом измењивача, карактеристикама радног флуида (GWP, притисак, температура кључања), као и алгоритмима управљања системом. Управо због сложене интеракције свих ових фактора, савремене топлотне пумпе користе напредне алгоритме модулације снаге, инвертерске компресоре и високо оптимизоване размењиваче који значајно повећавају укупну енергетску ефикасност.

У сектору зграда, где је потребна комбинација високог комфора, ниских оперативних трошкова и енергетске одрживости, топлотне пумпе играју кључну улогу, нарочито у системима нискотемпературног грејања као што су подно и зидно грејање, где су температуре полаза ниске, па је и COP значајно виши. Ово их чини идеалним партнером за интеграцију са обновљивим изворима енергије, пре свега са соларним фотонапонским системима, где се може постићи врло висок степен аутономије и минимални угљенични отисак.

2.2.1. Топлотне пумпе ваздух–вода (AWHP)

Топлотне пумпе ваздух–вода (AWHP) представљају најраспрострањенији тип топлотних пумпи у стамбеним и лаким комерцијалним апликацијама, што произилази из релативно ниских инвестиционих трошкова, једноставне уградње и широке применљивости у различитим климатским условима. Ипак, управо овај тип топлотних пумпи показује најизраженију осетљивост на климатске факторе, што намеће потребу за прецизним техничким анализама стварних оперативних перформанси и разумевањем термодинамичких ограничења која произилазе из променљивог квалитета извора топлоте – ваздуха.

Основни радни принцип AWHP система заснива се на класичном компресионо–експанзионом расхладном циклусу који обухвата испаривач, компресор, кондензатор и експанзиони вентил. У фази испаравања, радни флуид (нпр. R32, R410A или R290) испарава при ниском притиску и апсорбује топлоту из околног ваздуха, при чему захваљујући ниским температурама кључања овај процес ефикасно функционише чак и при негативним температурама околине. Након тога, у процесу компресије, компресор повећава притисак и температуру радног флуида, чиме се омогућава ефикасна размена топлоте у кондензатору.

Према моделима које су развили (Van Kan и Van der Sluys, 2020), COP топлотних пумпи ваздух–вода директно зависи од температуре извора и температуре понорног медијума, што је формализовано кроз полиномијске описе њихове међусобне зависности (Van Kan & van der Sluys, 2020). У кондензационој фази топлота се предаје води која циркулише системом грејања, при чему најбоље перформансе постижу подно грејање, зидно грејање и нискотемпературни радијатори. У експанзионој фази, експанзиони вентил снижава притисак и температуру радног флуида, припремајући га за нови циклус.

Овај термодинамички циклус указује на суштинску чињеницу: AWHP системи су изразито осетљиви на спољашњу температуру, јер се квалитет ваздуха као извора топлоте значајно мења током дана, годишњих доба и различитих влажносних режима. Истраживања (Furuno et al., 2016) показују да AWHP у зимским условима остварују COP у опсегу од 2.2 до 4.5, са просечном вредношћу око 3.4, али да ова вредност није стабилна. COP нагло опада при температурама испод 0°C, а највећи пад учинка јавља се у температурном интервалу између -8°C и +3°C, који се у пракси показује као критична зона због најинтензивнијег формирања иња на испаривачу (Furuno et al., 2016). Висока влажност ваздуха додатно убрзава акумулацију иња, чиме се још више нарушава пренос топлоте.

Bruno et al. (2020), указују да између лабораторијског и реалног COP а постоји значајна разлика, јер произвођачи декларишу номинални COP без укључивања губитака током циклуса одмрзавања, као и без утицаја делимичних оптерећења компресора. Због тога реални COP може бити за 20–40% нижи од декларисаног.

Формално, опадање COP а услед климатских фактора може се описати једноставним линеарним моделом:

$$COP = a - b \cdot (T_{flow} - T_{outdoor})$$

где је:

- $T_{outdoor}$ — температура спољашњег ваздуха,
- T_{flow} — температура полазне воде у систему грејања,

Разлика $(T_{flow} - T_{outdoor})$ представља температурни лифт, односно ефективну температурску разлику коју топлотна пумпа мора да савлада, што директно утиче на пад COP-а.

Параметар a је почетна вредност или пресек са осом, односно вредност COP-а када је:

$$\Delta T = T_{flow} - T_{outdoor}$$

па се формула може писати и као:

$$COP = a - b \cdot \Delta T$$

То значи да a представља идеализовани COP када не постоји температурни лифт између извора и понора топлоте. У практичном смислу, то је математички параметар модела, а не нужно реална радна тачка система.

Параметар b је нагиб праве, односно коефицијент који показује колико COP опада када се повећа разлика:

$$T_{flow} - T_{outdoor}$$

Пошто је у формули знак минус, већа температурна разлика значи нижи COP. Дакле, b показује осетљивост ефикасности топлотне пумпе на температурни лифт.

У температурним условима близу тачке смрзавања ваздуха долази до интензивног стварања ића на испаривачу, што доводи до смањене пропусности ваздуха и значајног пада топлотне моћи. Да би се успоставио нормалан рад, систем улази у режим одмрзавања, током којег се процес расхладног циклуса привремено обрће, спољашњи испаривач се греје, а испорука топлоте објекту се краткотрајно прекида. Према (Furuno et al., 2016), пад температуре доводи до повећања фреквенције циклуса одмрзавања, а у условима интензивног одмрзавања COP може пасти и до 40%, што чини одмрзавање доминантним фактором који утиче на сезонски SCOP.

Конструкцијске варијанте AWHP система могу се класификовати на моноблок и сплит конфигурације. Моноблок системи садрже комплетан расхладни круг у једној спољашњој јединици, што омогућава једноставну уградњу, елиминише потребу за руковањем расхладним флуидом (F gas) и смањује ризик од цурења. Ипак, у овим системима водени део инсталације изложен је спољној температури и мора бити адекватно заштићен од смрзавања. Са друге стране, сплит системи имају спољашњу јединицу са компресором и испаривачем и унутрашњу јединицу са кондензатором и хидрауличким компонентама. Оваква конфигурација смањује ризик од смрзавања водених водова, обезбеђује нижи ниво буке унутар објекта и омогућава прецизнију модулацију рада, али захтева ангажовање овлашћених техничара за рад са расхладним флуидима.

Кључна ограничења AWHP система односе се на њихову изразиту климатску зависност, пад COP а са опадањем спољашње температуре (Furuno et al., 2016), повећану учесталост и утицај дефрост циклуса, повишене нивое буке у односу на GSHP (Топлотне пумпе земља–вода) и WSHP (Топлотне пумпе вода–вода) системе, скраћен век употребе испаривача услед атмосферских утицаја и различита урбанистичка ограничења попут акустичних стандарда и просторних ограничења.

Ипак, AWHP системи се успешно примењују у умереним климатским зонама као што су Медитеран и делови централне Европе, у стамбеним објектима са нискотемпературним грејним телима, у пројектима енергетске санације где је могуће снижавање полазне температуре, као и у хибридним системима који комбинују топлотну пумпу и гасни котао или у интеграцијама са соларним фотонапонским (PV) системима.

Из свих наведених карактеристика произилазе кључни закључци: AWHP системи су најделотворнији када је спољашња температура изнад 0°C; највећи пад ефикасности јавља се у влажним климатским зонама због честих дефрост циклуса; инвертерски компресори умањују негативне ефекте делимичних оптерећења; а примена подног грејања може повећати COP и до 30%.

Иако представљају систем са најнижом почетном инвестицијом, AWHP нису технологија са највишом ефикасношћу, што их позиционира као оптимално, али не и најбоље решење у условима који захтевају стабилан и високо ефикасан пренос топлоте.

2.2.2. Топлотне пумпе вода–вода (WSHP)

Топлотне пумпе вода–вода (Water Source Heat Pumps – WSHP) представљају најтермодинамички ефикаснију групу система за грејање и хлађење у оквиру конвенционалних технологија топлотних пумпи. Ова предност проистиче из чињенице да подземне воде током читаве године задржавају стабилан температурни опсег, најчешће између 8°C и 12°C, што изузетно смањује варијабилност температурног градијента између извора и понорног медијума. На тај начин обезбеђују се услови за постизање највиших реалних коефицијената учинка. Експериментална мерења (Furuno et al., 2016) показују да се COP WSHP система у реалним условима креће у интервалу од 4.0 до 5.7, са просечном вредношћу око 4.9, што их чини најнапреднијом технологијом у погледу енергетске

ефикасности. За разлику од топлотних пумпи ваздух–вода, чији учинак јако варира у зависности од спољних услова, WSHP системи практично не показују климатску осетљивост, што представља једну од њихових кључних предности.

Принцип рада WSHP система заснива се на коришћењу подземне воде као примарног извора топлоте. Вода се путем производног бунара доводи до измењивача топлоте, где предаје топлоту радном флуиду у испаривачу топлотне пумпе. Након хлађења, вода се враћа у реињекциони бунар, чиме се обезбеђује затворен хидрогеолошки циклус и стабилност водоносног слоја. У режиму грејања топлотна пумпа апсорбује топлоту из подземне воде и подиже је на користан температурни ниво погодан за дистрибуцију у систему грејања. У режиму хлађења процес је обрнут — топлота из објекта се предаје подземним водама, што омогућава високу ефикасност и у летњој сезони.

Висока ефикасност WSHP система проистиче из два доминантна фактора. Први је константна температура подземне воде, која омогућава да разлика између температура извора (T_c) и понорног медијума (T_h) остаје минимална. Према Карнотовом односу:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_c},$$

мањи температурни градијент директно условљава веће теоријске и реалне вредности COP-а. Други фактор је висока топлотна проводљивост и топлотни капацитет воде, који су знатно већи него код ваздуха. То омогућава ефикаснију размену топлоте, мање измењиваче и стабилан пренос топлоте чак и при већим оптерећењима. Уколико су испуњени одговарајући хидрогеолошки услови, WSHP системи представљају термодинамички готово идеално решење.

Иако су термодинамички изузетно повољни, WSHP системи захтевају сложенију инфраструктуру у односу на AWHP и GSHP технологије. Основни предуслов за имплементацију су два бунара — производни и реињекциони. Производни бунар обезбеђује континуалан доток подземне воде до размењивача, док се охлађена вода путем реињекционог бунара враћа у водоносни слој. Да би се избегла термална интерференција, односно „хлађење“ производног бунара услед повратног тока, минимална удаљеност између два бунара мора износити 15–20 m, што је потврђено истраживањима (Furuno et al., 2016).

Квалитет подземне воде представља критичан фактор за поуздан рад WSHP система. Висока концентрација гвожђа (Fe) и мангана (Mn) доводи до таложења у цевоводима и измењивачима; повећана количина CO₂ резултира киселошћу и убрзаном корозијом; присуство чврстих честица узрокује абразију циркулационих пумпи и размењивача. Због тога је неопходно редовно узорковање воде и спровођење мера одржавања. Уједно, проток подземне воде мора бити довољан да обезбеди потребан топлотни ток — у супротном долази до пада COP-а, повећања температуре испуштене воде и нарушавања термалне регенерације изворишта.

Поред техничких услова, важни су и нормативни. Будући да подземне воде представљају заштићени природни ресурс, WSHP системи у већини држава захтевају израду хидрогеолошке студије, добијање дозволе за бушење и еколошке дозволе за реинјекцију. Еколошки стандарди су посебно строги у зонама под режимом заштите водоизворишта.

Предности WSHP технологије су бројне. Највиши реални COP (често ≥ 4.5), климатска независност, ниски оперативни трошкови, изузетна сезонска стабилност, дуг век трајања и одсуство циклуса одмрзавања издвајају WSHP као најперформантнију технологију у области топлотних пумпи. Ове системе посебно карактеришу изузетни резултати у великим објектима као што су болнице, хотели, индустријска постројења и велики стамбени комплекси.

С друге стране, WSHP технологија има и одређена ограничења. Најзначајније међу њима су високи иницијални трошкови, који обухватају бушење два бунара и израду хидрогеолошке документације, као и административна и еколошка ограничења која у многим регионима битно утичу на применљивост система. Географски услови представљају још један значајан фактор, јер систем није применљив уколико подземних вода нема у довољној количини или ако су слојеви хидролошки нестабилни. Додатни ризик представља термална интерференција уколико су бунари недовољно удаљени или ако проток није стабилан.

Практичне апликације WSHP система најчешће се налазе у регионима са богатим подземним водама, као што су Панонски басен, поједини делови Немачке, алпске регије, север Италије и северноамеричка подручја Великих језера. У урбаним зонама са јасно дефинисаним правилима за реинјекцију, WSHP системи могу обезбедити и до 60% ниже трошкове грејања у односу на AWHP технологију.

На основу свих техничких и економских анализа, може се закључити да WSHP системи поседују највећи потенцијал међу свим типовима топлотних пумпи, пре свега због стабилности температуре извора, високог COP-а и дугорочне поузданости. Иако су ограничени хидрогеолошким и регулаторним условима, у великим објектима и у срединама богатим подземним водама WSHP представљају најисплативији избор с аспекта животног циклуса (LC анализа).

2.2.3. Топлотне пумпе земља–вода (GSHP)

Топлотне пумпе земља–вода (Ground-Source Heat Pumps, GSHP) представљају један од термодинамички најефикаснијих и уједно најстабилнијих типова топлотних пумпи, јер користе акумулирану топлотну енергију у земљишту које током читаве године задржава приближно константну температуру. Ова карактеристика чини GSHP системе изузетно погодним за климатске зоне са великим сезонским варијацијама температуре, с обзиром на то да њихова ефикасност остаје висока и у зимским условима када ваздушне пумпе (AWHP) бележе највеће падове учинка. Познато је да температура тла на дубинама већим од 5 m остаје релативно стабилна, најчешће у интервалу од 8°C до 13°C, што омогућава минималан температурни градијент и висок коефицијент учинка у складу са

Карнотовим ограничењем. Према студији (Yerdesh et al., 2022), GSHP системи у реалним условима остварују COP вредности у опсегу 3.5–5.0, док је поклапање теоријских и експерименталних резултата унутар $\pm 6.2\%$, што указује на изузетно предвидљив рад овог типа топлотних пумпи.

Термодинамички принцип рада GSHP система разликује се од рада ваздушних (AWHP) и вода–вода (WSHP) система, јер користи стабилну топлотну енергију земљишта кроз две основне конфигурације: хоризонталне површинске колекторе постављене у плитким слојевима тла (1.2–1.8 m) и вертикалне геотермалне сонде дубине 50–150 m. Температура земљишта мења се знатно спорије него температура ваздуха, што омогућава стабилан испаривачки режим рада током целе године. Радни флуид у испаривачу апсорбује топлоту земљишта мањег интензитета, али константног карактера, што директно доприноси повећању сезонског коефицијента учинка (SCOP). Овако висока ефикасност резултат је малог температурног размака између извора и понорног медијума, стабилног протока енергије и велике топлотне инерције земљишта.

Хоризонтални геотермални колектори, постављени у плитке слојеве тла, могу се реализовати у облику меандра, спиралних („slinky“) или паралелних петљи. Њихове предности обухватају ниже инвестиционе трошкове, једноставнију инсталацију и минималне административне баријере. Међутим, хоризонтални системи захтевају велике површине терена, подложнији су сезонским варијацијама температуре у плитком тлу и генерално имају нижу ефикасност у односу на вертикалне системе. Вертикалне геотермалне сонде користе дубље слојеве земљишта, где је температура значајно стабилнија током године. Ови системи обезбеђују највећи COP у категорији GSHP и показују минималну климатску зависност, уз могућност примене у густим урбаним срединама где недостаје хоризонталног простора. Њихови недостаци односе се на високе трошкове бушења (50–150 m) и потребу за специјализованом опремом и обученим извођачима. Студија (Yerdesh et al., 2022) потврђује да су код вертикалних GSHP система одступања између теоријског и реалног COP-а минимална, што је реткост међу другим типовима топлотних пумпи.

Ефикасност GSHP система у значајној мери зависи од геологије и структуре земљишта, укључујући топлотну проводност, влагу, минерални састав, порозност и компактност тла. Топлотне проводности типичних материјала крећу се у опсезима: мокар песак 2.0–2.4 W/mK, сува земља 0.8–1.6 W/mK, глина 1.2–2.0 W/mK, док стена достиже вредности и преко 2.5–4.0 W/mK. Већа топлотна проводност омогућава интензивнији проток топлоте и виши COP, чиме је правилно оцењивање геотехничких својстава пресудно за оптималан рад GSHP система.

Дугорочна одрживост GSHP система представља једно од најзначајнијих поља истраживања. Студија (Wang et al., 2018) анализира је рад GSHP система током 25 година и испитивала утицај подземних токова воде, различитих оперативних режима и термалне деградације поља. Резултати показују да подземни ток повећава ефикасност размене топлоте за приближно 10%, док интермитентни рад повећава укупну ефикасност за додатних 16%, јер омогућава регенерацију температурног поља у земљишту. Насупрот томе, непрекидни рад без регулације може довести до формирања локалних „хладних

зона“ у тлу, што на дужи рок узрокује пад COP-а. На основу ових резултата, (Wang et al., 2018) препоручују интермитентни режим рада као најповољнији модел за повећање дугорочне одрживости и стабилности GSHP система.

У поређењу са AWHP и WSHP системима, GSHP системи се издвајају најстабилнијим SCOP вредностима, минималном климатском осетљивошћу, високим степеном предвидљивости рада, дугим радним веком (25–50 година за вертикалне сонде) и одличном компатибилношћу са подним и нискотемпературним грејним системима. Они се посебно препоручују у пројектима који захтевају дугорочну стабилност уз ниске оперативне трошкове, као што су школе, болнице, корпоративне зграде, индустријски комплекси и велики стамбени објекти.

Иако су термодинамички најпоузданији, GSHP системи имају неколико практичних ограничења, укључујући високу почетну инвестицију, потребу за геотехничким бушењем дубине 30–150 m, потенцијалне геолошке препреке и ограничења у густо урбанизованим зонама. Упркос овим изазовима, научни докази недвосмислено показују да GSHP системи остварују највише SCOP вредности у пракси, пре свега захваљујући ниској варијацији температуре извора. Према (Yerdesh et al., 2022), GSHP су међу најпредвидљивијим системима у погледу усаглашености теоријског и реалног COP-а, док (Wang et al., 2018) истичу да представљају најодрживији систем у дугом року, али само уколико се топлотним пољем управља на одговарајући начин, уз уважавање подземног тока и примену интермитентног рада.

2.2.4. Поређење система топлотних пумпи

Упоредне COP вредности за три главна типа топлотних пумпи показују да AWHP системи имају највећу варијабилност (2.2–4.5), WSHP највише реалне перформансе (4.0–5.7), док GSHP, са COP вредностима од 3.5–5.0, представљају стабилну средњу категорију (Furuno et al., 2016; (Yerdesh et al., 2022). Bruno et al. (2020), наглашавају да код AWHP система делимично оптерећење често доводи до одступања од номиналних вредности COP-а од 20–40%, док Furuno et al. (2016) показују да дефрост циклуси могу узроковати пад COP-а и до 40%, што укупно објашњава изражену нестабилност AWHP технологије у условима смрзавања.

Инфраструктурни захтеви три система значајно се разликују. AWHP имају најнижу почетну инвестицију и минималне грађевинске радове, али су најосетљивије на климатске услове. WSHP системи захтевају изградњу два бунара, хидрогеолошка испитивања и често еколошке дозволе, али обезбеђују највећи COP. Вертикалне GSHP сонде имају највеће трошкове инсталације, али и најбољу дугорочну стабилност и најмању климатску зависност. Wang et al. (2018), показују да GSHP системи остварују додатно повећање ефикасности у условима подземних токова (+10%) и интермитентног рада (+16%), што доказује њихову високу одрживост.

Избор најбољег система зависи од климатске зоне, инфраструктурних могућности и типичних термалних оптерећења објекта. У хладним климама, као што су Скандинавија и Канада, WSHP и GSHP су технички најбоља решења због стабилне температуре извора

(Furuno et al., 2016); (Wang et al., 2018). У умереним климатским зонама, као што су централна Европа и Балкан, AWHP представљају најисплативији избор, док се GSHP препоручују тамо где је приоритет ефикасност. У топлим климатским условима, као што су медитеранске земље, AWHP су најбоља опција јер нема екстремно ниских температура.

Највиши COP у практичним условима постићи ће систем вода–вода (4.0–5.7), највећу дугорочну стабилност и SCOP обезбеђују GSHP системи услед стабилне температуре земљишта, док AWHP остају најбоља опција за домаћинства и објекте са ограниченим буџетом. WSHP имају најниже оперативне трошкове, а GSHP најмање сезонске осцилације, што их чини оптималним решењем за дугорочне и велике системе. Коначни избор топлотне пумпе зависи од локалне климе, доступности ресурса, буџета, врсте објекта и енергетских приоритета корисника.

2.2.5. Реверзибилне топлотне пумпе

Реверзибилне топлотне пумпе представљају систем у ком је омогућено обртање термодинамичког циклуса, што се постиже преусмеравањем рада измењивача топлоте помоћу четворокраког вентила. Овај приступ омогућава да се исти радни склоп користи за грејање и хлађење. Када је укључен режим грејања, уређај преузима топлоту из спољашње средине и предаје је унутрашњем простору, док у режиму хлађења одводи топлоту из просторија и преноси је напоље. Оваква функционалност заснива се на промени односа између температура испаривања и кондензације, а енергетске перформансе система описују се односом испоручене топлоте и утрошене енергије. Начин рада у оба правца може се представити Carnotovim односом:

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_h}{T_h - T_c}$$

који показује да се веће вредности могу постићи када је температурна разлика између извора и понорног медијума мања. У анализи која обухвата различите типове термичких уређаја, Staffell et al. (2012) наводе да двосмерни системи могу значајно умањити потрошњу електричне енергије у поређењу са засебним системима за грејање и хлађење, јер обављају обе функције у једном уређају и раде у погоднијем температурном опсегу него уређаји са једносмерним радом.

Примена реверзибилних система обухвата стамбене објекте са сезонским варијацијама температуре, затим комерцијалне објекте са потребом за континуираном климатизацијом, и техничке системе у којима је потребна прецизна регулација топлотног оптерећења. У ширим енергетским системима реверзибилне пумпе се укључују у мреже са обновљивим изворима енергије. Urbanucci et al. (2019) испитују улогу реверзибилних система у нискотемпературним мрежама и указују да овакви уређаји могу смањити годишњи трошак рада и CO₂ емисије у случајевима када се комбинују са другим енергетским изворима, јер се циклус рада прилагођава условима окружења и потребама објекта.

Реверзибилне пумпе се примењују и у мобилним системима Слика 1. Cuevas et al. (2019), анализирали су рад реверзибилне пумпе у електричним и хибридним возилима и добили податке да у условима ниских температура, на пример -1°C , систем може да испоручи користан топлотни ток уз вредности COP које остају у функционалном опсегу, што указује на прилагодљивост циклуса у нестабилним условима рада. Мерења у режиму хлађења при високим температурама кондензације такође показују стабилан рад, што је значајно у системима који се ослањају на ограничене изворе топлоте и брзе промене оптерећења.

Реверзибилни системи имају одређене техничке недостатке. У условима ниских спољних температура долази до већег температурног лифта и потребе за чешћим одмрзавањем спољашњег измењивача. Ове појаве доводе до смањених вредности COP-а и могуће нестабилности рада при екстремним климатским условима. Инсталација и одржавање могу бити сложенији јер систем укључује вентиле за промену смера циклуса, контролне елементе и компликованију циркулацију флуида у односу на једносмерне уређаје.

2.2.6. Нереверзибилне топлотне пумпе

Нереверзибилне топлотне пумпе изводе рад само у једном смеру. Уређаји за грејање преузимају топлоту са извора као што су околни ваздух, подземна вода или земљиште и испоручују је унутрашњем простору. Рад у једном смеру заснива се на истом компресионом циклусу као и код реверзибилних уређаја, али изостанак вентила за преокрет рада поједностављује систем. Уређаји за хлађење делују обрнуто и одводе топлоту из просторија у околину. Ова конфигурација има предности у системима где се користи стабилан термички режим и где је потребна само једна функција, као што су централни системи грејања, системи комерцијалних хладњача и технички објекти који раде у уском температурном опсегу.

Термодинамички посматрано, једносмерни системи могу имати нешто повољнији COP у односу на реверзибилне системе у режиму у којем раде, јер раде без промена смера и без механизма за преусмеравање циклуса. При изостанку вентилских прекида и додатних прелазних процеса смањују се интерни губици. Међутим, одсуство функције хлађења или грејања ограничава њихову примену у објектима који имају сезонски динамичан термички захтев.

Када се упореди рад обе врсте пумпи, уочљиво је да се реверзибилни системи користе у срединама у којима је неопходно обезбедити грејање зими и хлађење лети, док нереверзибилни системи преузимају улогу у стабилним техничким условима или у објектима у којима термички режим не варира током године. Са становишта пројектовања и одржавања, једносмерни системи имају мање компоненте и ниже трошкове сервиса, док реверзибилни системи захтевају додатну контролу, прецизнија мерења и већу енергетску стабилност приликом промене режима рада. На Слици 1 је приказан изглед реверзибилне топлотне пумпе.



Слика 1: Реверзибилна топлотна пумпа
<https://sr.renovablesverdes.com>

2.2.7. Отворени системи топлотних пумпи

Отворени системи топлотних пумпи заснивају се на директној употреби природних водених ресурса као извора или понора топлоте, што им обезбеђује значајну термодинамичку предност. Природна вода из река, језера и подземних водоносних слојева одликује се релативно стабилним температурним опсегом током целе године (обично 8–12°C), што смањује температурни лифт и омогућава повољније услове рада компресора. Управо због те термичке стабилности забележено је да отворени системи уграђени на језерима у јужној Кини остварују повећане вредности коефицијента перформанси – за око 0.46 у режиму грејања и за 0.7–0.85 у режиму хлађења у односу на ваздушне системе (Chen et al., 2006).

Основни термодинамички опис рада ових система заснива се на односу:

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_{in}}$$

при чему се корисна топлота која се преноси из природне воде најчешће израчунава преко једначине:

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out})$$

Ознаке и јединице:

- Q – топлотни ток, изражен у W или kW
- $\dot{m}$ – масени проток флуида (kg/s)
- c_p – специфични топлотни капацитет флуида ($kJ/kg \cdot K$)
- T_{in} – температура воде на улазу у измењивач ($^{\circ}C$)
- T_{out} – температура воде на излазу из измењивача ($^{\circ}C$)

Овај однос показује да висока топлотна проводност воде и њена велика специфична топлотна инерција омогућавају значајно већи корисни топлотни ток него код затворених система (Kumar et al., 2017).

Упркос њиховим предностима, отворени системи захтевају опсежну хидрогеолошку анализу. Стабилност издашности водоносног слоја је пресудна за спречавање пада нивоа подземне воде и појаве термичке рецикулације, у ком случају вода измењене температуре поново доспева у производни бунар, што доводи до наглог пада COP-а (Rafferty, 1997). Сходно томе, неопходно је обезбедити довољно растојање између производног и реинјекционог бунара како би се избегли термички кратки спојеви.

Еколошки аспекти подједнако су важни као и хидрогеолошки. Вода враћена у природни циклус са измењеном температуром може утицати на биолошку равнотежу, растворљивост кисеоника и структуру водених екосистема. Показано је да промене температуре у језерским системима могу нарушити стратификацију и утицати на осетљиве акватичне организме (Chen et al., 2006).

Квалитет воде представља додатни ограничавајући фактор. Висока концентрација минерала, гвожђа и органских супстанци може довести до стварања наслага на измењивачима и њиховог запушења, што захтева појачано одржавање, а у литератури се корозија и таложeње наводе као најчешћи проблеми (Negash, 2018).

Термодинамички посматрано, отворени системи најбоље функционишу у условима малог температурног лифта. Carnotov однос:

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_h}{T_h - T_c}$$

потврђује да стабилност температуре природне воде одржава разлику $T_h - T_c$ малом, чиме се COP у режиму грејања приближава теоријском максимуму (Cengel i Boles, 1998).

Свеукупно посматрано, отворени системи омогућују високу енергетску ефикасност, али њихова примена је могућа само у хидрогеолошки стабилним подручјима и уз строго контролисан квалитет воде.

2.2.8. Затворени системи топлотних пумпи

Затворени системи топлотних пумпи функционишу тако што флуид циркулише кроз потпуно затворену петљу у земљишту или воденим телима, без директног контакта са природним водама. На овај начин елиминишу се ризици од контаминације, деградације екосистема и одређених регулаторних ограничења, што ове системе чини посебно погодним за урбана и инфраструктурно комплексна подручја (Averfalk et al., 2017).

У вертикалним затвореним системима топлотна размена се одвија кроз цеви смештене у бушотинама. Топлотни ток се описује једначином:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{\text{fluid}} - T_{\text{ground}})$$

где су кључни параметри проводност земљишта, топлотни отпор бушотине и температурни профил подземља (Kavanaugh, 1985).

Подаци из експерименталних истраживања показују да се код вертикалних затворених система могу постићи COP вредности од 2.57 за саму пумпу и 2.09 за цео систем, уз специфичан топлотни ток од око 11 W/m дубине и потребну дужину сонди од приближно 14.7 m/kW (Herbasli et al., 2003). Ови резултати наглашавају значај адекватног термичког контакта између сонди и земљишта, али и утицај дубине бунара на дугорочну стабилност система.

Дугорочна испитивања потврђују да У-цеви имају најнижи топлотни отпор међу доступним конфигурацијама, док модел line-source верно описује пораст температуре земљишта током рада система, што је кључно за правилно димензионисање дубине и капацитета (Kavanaugh, 1985).

Иако затворени системи имају нешто ниже специфичне топлотне токове у поређењу са отвореним, њихова највећа предност је стабилност. Температура земљишта испод 15–20 m дубине током године практично не варира, што елиминише потребу за хидрогеолошким испитивањима и спречава еколошке ризике (Leong et al., 1998).

Температурни лифт, дефинисан као:

$$\Delta T = T_h - T_c$$

има директан утицај на ефективност система. Због тога је пажљиво димензионисање, укључујући оптималну дубину бунара и број петљи, један од главних предуслова за висок COP (Cengel i Boles, 1998).

Упркос нешто нижим топлотним токовима, затворени системи обезбеђују високу оперативну поузданост, минималне регулаторне захтеве, одсуство проблема са квалитетом воде и дугорочну стабилност, што их чини веома поузданим избором у индустријским, урбаним и инфраструктурним применама.

2.2.9. Врста компресора у топлотним пумпама

Компресор представља централну и термодинамички најзначајнију компоненту топлотне пумпе, јер чини 60–90% укупне потрошње електричне енергије система и директно одређује вредности COP и SCOP, ниво буке, вибрације и укупну поузданост током животног века уређаја. Како истиче (Power World, 2026) ефикасност компресора је пресудан параметар за укупан учинак HVAC система, с обзиром на то да компресор одређује термодинамички пораст притиска, масени проток радног флуида и степен механичких губитака (Power World, 2026). У наставку следи технички детаљна, систематизована анализа свих главних типова компресора који се данас примењују у савременим топлотним пумпама.

Реципрочни (piston) компресори представљају технолошки најстарију категорију компресора и раде на принципу клипних цилиндричних комора које компримују радни флуид линеарним кретањем клипа. Одликују се великом снагом компресије, добрим перформансама у малим и средњим капацитетима и релативном једноставношћу поправке. Ипак, њихови главни недостаци укључују ниску ефикасност у режиму делимичног оптерећења услед сталне брзине клипа, повећани ниво вибрација и буке, као и сложену механичку структуру која их чини склонијим хабању. Према извештају (Llautocool, 2026) реципрочни компресори и даље представљају најјефтинију опцију, али се у модерним топлотним пумпама све чешће замењују ефикаснијим типовима као што су scroll и rotary компресори.

Scroll компресори данас представљају стандард у топлотним пумпама ваздух–вода и земља–вода. Они компримују радни флуид помоћу две спиралне плоче—једне орбитирајуће и једне фиксне—што омогућава континуалан процес компресије уз минималан број покретних делова. Овај дизајн објашњава њихове најзначајније предности: веома ниске вибрације и бука, висока волуметријска ефикасност услед малих унутрашњих губитака, добра отпорност на продор течне фазе (liquid slugging), као и дуг животни век уз минималне захтеве за одржавање. Према анализи (Vibmac, 2025), scroll компресори показују већу енергетску ефикасност у односу на rotary компресоре у системима малих и средњих капацитета, посебно у инвертерским конфигурацијама (Vibmac, 2025). Ипак, њихови недостаци односе се на нешто вишу цену у поређењу са rotary и reciprocating компресорима, као и на мању ефикасност у веома малим капацитетима ($< 1 \text{ kW}$).

Rotary компресори, најчешће rolling piston и twin-rotary конструкције, компримују радни гас помоћу ротора смештеног у цилиндричном кућишту. Одликују се високом компактношћу, малим бројем компонената који повећава поузданост, одличним радом у инвертер технологији (variable speed) и врло добрим перформансама у режиму делимичног оптерећења. Експериментална студија (Li et al., 2021) показала је да rotary компресори имају 2.6% већу изентропну ефикасност у режиму хлађења и 14% већу ефикасност у режиму грејања у односу на scroll компресоре у системима капацитета 2.5 t и 5.0 t, као и 5.7% већи SEER и 3% већи HSPF (Li et al., 2021). Као главни недостаци rotary компресора истичу се већа бука у поређењу са scroll компресорима, мања робусност при високим притисцима и осетљивост на нечистоће и подмазивање.

Screw (шрафни) компресори се користе пре свега у индустријским топлотним пумпама и системима великих капацитета. Они раде на принципу спрезања два хеликоидна ротора који континуирано компримују радни гас. Главне предности screw компресора обухватају стабилан рад при високим капацитетима ($> 50 \text{ kW}$), континуалну компресију без пулсација притиска, високу издржљивост и дуг век трајања, што их чини идеалним избором за индустријске GSHP и високотемпературне системе. Ограничења ових компресора укључују највише почетне трошкове, повећан ниво буке и потребу за комплексним системима подмазивања. Према (Power World, 2026), screw компресори су оптимални у великим комерцијалним објектима и индустријским апликацијама где су стабилност рада и могућност управљања капацитетом од пресудног значаја (Power World, 2026).

Инвертерски (variable speed) компресори представљају највећи савремени технолошки напредак у области топлотних пумпи. Захваљујући DC-управљању и могућности континуалне модулације брзине, компресор се прилагођава актуелној термичкој потражњи (PLR — part load ratio). То омогућава значајно повећање SCOP вредности у реалним климатским условима, редукацију старт-стоп циклуса, дужи век трајања, мању потрошњу енергије и стабилнији рад при ниским температурама. Према подацима компаније (Samsung, 2026), њихови инвертерски scroll и rotary компресори задржавају стабилан рад чак и при температурама до -30°C , а могу обезбедити кондензационе температуре до 73.5°C при -15°C , што представља значајан технолошки напредак у екстремним климатским режимима (Samsung, 2026).

Упоредна анализа компресора у топлотним пумпама показује да реципрочни компресори имају средњу ефикасност, висок ниво буке и умерену поузданост, те су најпогоднији за мале системе ограниченог буџета. Scroll компресори одликују се високом ефикасношћу, ниском буком и високом поузданошћу и стога се најчешће примењују у AWHP и GSHP системима. Rotary компресори поседују средњу до високу ефикасност, умерен ниво буке и високу поузданост, што их чини идеалним за split системе и инвертерске топлотне пумпе. Screw компресори имају велику ефикасност и изузетну поузданост, али и висок ниво буке и највишу цену, због чега су резервисани за индустријске примене. Инвертерски scroll и rotary компресори постижу највиши SCOP и представљају најбоље решење за савремене AWHP и GSHP системе.

3. Преглед литературе

3.1 . Рани развој и дефинисање технолошког оквира (2003–2008)

Почетак XXI века обележен је убрзаним развојем технологија топлотних пумпи, нарочито геотермалних система. Један од првих радова који је дао свеобухватан преглед европског стања био је рад у којем аутори детаљно анализирају технички статус Ground Source Heat Pump (GSHP) система и Underground Thermal Energy Storage (UTES) у Европи (Sanner et al., 2003). Полазећи од чињенице да већина европских земаља не располаже обилним високотемпературним геотермалним ресурсима за директно коришћење, аутори показују да су плитки геотермални извори и GSHP системи постали логичан и технички одржив пут за децентрализовано грејање и, у мањој мери, хлађење зграда. Посебан акценат стављен је на више од двадесет година развоја borehole heat exchanger (BHE) технологије у Европи, при чему су анализирани и затворени системи са геотермалним измењивачима и отворени системи са подземним водама као извором топлоте.

Аутори истичу да GSHP системи у режиму грејања користе земљу као извор топлоте, а у режиму хлађења као топлотни суд, док се пренос енергије остварује флуидом, најчешће мешавином воде и антифриза, који циркулише кроз примарни круг и доводи топлоту до испаривача топлотне пумпе. На основу дотадашњих експерименталних и нумеричких истраживања показано је да GSHP системи за сваки 1 kWh испоручене топлоте или хладноће троше приближно 0.22–0.35 kWh електричне енергије, што представља за 30–50% мању сезонску потрошњу у односу на air-to-air системе који као извор/суд топлоте користе спољашњи ваздух (Sanner et al., 2003). У раду се наводи да лабораторијски и теренски резултати показују COP вредности близу 5.0 при температури полазне воде за грејање од 35°C, односно око 3.5 при 55°C, док се сезонски фактор учинка SPF за већину система креће у интервалу 3.0–3.8, а код квалитетно пројектованих система достиже и $SPF \approx 4.0$.

Студија такође наглашава да је један од кључних разлога за висок учинак стабилност температуре подземља: на дубинама већим од око 10 m температура тла је практично константна током године и благо расте са дубином, што BHE системима даје предност у односу на хоризонталне колекторе. Типичан пример инсталације у централној Европи подразумева BHE сонду дужине ≥ 100 m, а величина потребног поља зависи од геолошких услова, термичке проводљивости тла, размака између бушотина и укупног оптерећења зграде (Sanner et al., 2003).

Посебно значајан допринос рада односи се на развој методологије за тачније димензионисање геотермалних поља. Аутори истичу две технолошке иновације које су у то време суштински унапредиле пројектовање GSHP система: Thermal Response Test (TRT) и употребу термички побољшаних grout маса (Sanner et al., 2003). TRT је описан као поступак у којем се у BHE уноси дефинисано топлотно оптерећење и мери временски развој температуре циркулационог флуида, чиме се *in situ* одређују термичка проводљивост тла и ефективни термички отпор бушотине. Ова метода, првобитно развијена у Шведској и САД средином деведесетих, омогућила је да се бушотине

димензионишу на основу реалних параметара локалног подземља уместо на основу емпиријских претпоставки.

Паралелно с тим, увођење grout материјала са повишеном термичком проводљивошћу значајно је умањило термички отпор бушотине и побољшало пренос топлоте између тла и цеви, што је од посебне важности код већих система (Sanner et al., 2003). У домену UTES (Underground Thermal Energy Storage) технологија истиче се да су системи за подземно складиштење хладноће већ били комерцијално зрели, док је складиштење топлоте, нарочито на температурама $>50^{\circ}\text{C}$, још увек било у демонстрационој фази.

Рад указује и на важне тржишне и регулаторне баријере. Иако су GSHP системи били технички зрели и у употреби више од пет деценија (први системи у САД), њихова тржишна пенетрација у Европи је почетком 2000-их и даље била релативно ограничена. Највећу заступљеност бележиле су Шведска и Швајцарска са уделом у стамбеном тржишту грејања од 1.09% и 0.96%, док је у Немачкој износила тек 0.01% (Sanner et al., 2003). Као кључне препреке наведени су недостатак стандардизованих техничких смерница, недовољна сертификација извођача, варијабилан квалитет уградње и ограничење да већина комерцијалних GSHP система најбоље функционише у нискотемпературним системима грејања ($40\text{--}45^{\circ}\text{C}$, максимум $50\text{--}55^{\circ}\text{C}$), што је ограничавало применљивост у постојећим зградама пројектованим за $80\text{--}90^{\circ}\text{C}$.

Закључно, аутори истичу да су GSHP и UTES технологије до 2003. године достигле висок ниво техничке зрелости и енергетске ефикасности, али да брже ширење зависи пре свега од регулаторне хармонизације, увођења јасних стандарда, сертификације извођача и боље информисаности пројектаната и корисника (Sanner et al., 2003).

Глобалну перспективу развоја геотермалних топлотних пумпи систематски су проширили аутори који су у раду Geothermal (ground-source) heat pumps: A world overview први пут покушали да квантификују светске размере примене ground-source heat pump технологије и да их повежу са техничким и тржишним карактеристикама различитих националних програма (Lund et al., 2004). У том истраживању анализирани су међународни подаци о броју инсталираних јединица, укупном топлотном капацитету, годишњој потрошњи енергије, доминантним типовима система и регионалним трендовима усвајања. Закључци показују да су геотермалне топлотне пумпе у том периоду представљале једну од најдинамичније растућих примена обновљивих извора енергије — са просечним годишњим растом од око 10% у више од тридесет земаља.

Према доступним подацима, процењено је да је у свету било инсталирано приближно 1.100.000 GSHP јединица са укупним капацитетом од око 12.000 MWt и годишњом употребом енергије од око 72.000 TJ (≈ 20.000 GWh), што је, у том тренутку, представљало један од најзначајнијих сегмената директне примене геотермалне енергије у сектору грејања и хлађења (Lund et al., 2004). Техничка анализа ових података показује да једну од кључних предности GSHP система представља коришћење релативно стабилних подземних температура, обично у опсегу од приближно 5 до 30°C , што их чини

мање осетљивим на дневне и сезонске варијације у поређењу са air-source топлотним пумпама.

Захваљујући стабилности извора, разлика између температуре извора и температуре потрошача значајно је нижа, што директно повећава COP и сезонску поузданост система, посебно у хладнијим климатским подручјима. Рад показује да је највећи раст примене забележен у Сједињеним Америчким Државама и Европи, при чему су САД у том периоду додавале око 80.000 нових јединица годишње, док су вертикални затворени системи (*vertical closed loop systems*) чинили око 46% нових инсталација. Швајцарска је, према истом извору, имала више од 25.000 GSHP система и годишњи раст од приближно 15%, уз сезонски фактор учинка SPF већи од 3.5, што је представљало један од најпоузданијих показатеља технолошке зрелости у европским условима (Lund et al., 2004).

Даље, рад не представља геотермалне топлотне пумпе само као технолошки ефикасно решење већ и као систем са значајном глобалном тржишном динамиком. Према оцени аутора, даљи раст тржишта зависио је пре свега од доступности стручног знања, стандардизације пројектовања и ширења националних програма подршке, а не од техничких ограничења саме технологије (Lund et al., 2004).

У наредним годинама једну од најзначајнијих систематизација пројектовања геотермалних система понудио је Ochsner у монографији *Geothermal Heat Pumps: A Guide for Planning and Installing*, у којој су разрађени принципи планирања система са хоризонталним колекторима, равним колекторима, вертикалним сондама и системима који користе подземну воду као извор топлоте (Ochsner, 2008). У техничком смислу, примарни круг представља подземни енергетски круг у којем циркулише мешавина вода–антифриз и којим се топлота преузима из земљишта или воде, док секундарни круг обухвата унутрашњу хидрауличку дистрибуцију топлоте ка подном грејању, нискотемпературним радијаторима или вентилоконвекторима.

Предност оваквих система произилази из релативно стабилне температуре подземља ($\approx 5\text{--}30^\circ\text{C}$), која на већим дубинама постаје готово константна. Због тога топлотне пумпе у ВНЕ системима остварују више COP и SPF вредности у поређењу са системима који користе спољашњи ваздух као извор топлоте. Дубоке ВНЕ сонде ($\geq 100\text{ m}$) показују значајно већу сезонску стабилност и ефикасност од плитких хоризонталних колектора, који су подложнији површинским температурним флукуацијама у првих приближно 1–1.5 m земљишта.

Посебну техничку и научну вредност донела је примена TRT (*Thermal Response Test*) методе за *in-situ* одређивање термичких карактеристика подземља, као и увођење термички побољшаних ињекционих маса које смањују термички отпор бушотине и повећавају топлотни пренос између тла и колекторских цеви. Ове иновације значајно су унапредиле поузданост димензионисања и пројектовања геотермалних система (Ochsner, 2008).

Суштина Ochsnerове систематизације, потврђена и широм научне праксе тог периода, јесте да успешан геотермални систем не зависи само од избора извора топлоте, већ од интегралног усклађивања примарног круга, компресорског циклуса, секундарног круга, режима рада и температурног нивоа грејне инсталације. Најбоље резултате дају системи који су пројектовани као јединствена, термохидраулички оптимизована целина (Ochsner, 2008).

Примарни круг представља подземни део система у којем циркулише мешавина вода–антифриз. Пошто земљиште на дубинама од приближно 3 до 120 m задржава релативно стабилну температуру у опсегу 7–24°C у многим климатским зонама, овај део система обезбеђује поуздан и благо променљив извор топлоте или хладноће током читаве године (Ochsner, 2008).

Секундарни круг чини унутрашња хидрауличка дистрибуција топлоте, која топлотну енергију добијену из примарног круга преноси на подно грејање, нискотемпературне радијаторе или вентилоконвекторе. Уобичајене температуре полаза у режиму грејања крећу се у интервалу 35–49°C, док се у режиму хлађења постиже 7–13°C, што обезбеђује висок COP и стабилан рад система (Ochsner, 2008).

Хоризонтални колектори, постављени у ровове испод границе смрзавања, изложени су наглашеним сезонским варијацијама температуре тла. Емпиријски профили температуре тла, као што су они забележени у Минесоти, показују изражене флукуације у првих 1–1.5 m дубине, док се стабилан температурни ниво од око 8–10°C успоставља тек на већим дубинама (Ochsner, 2008). Због тога плитки хоризонтални системи имају нижу сезонску стабилност у поређењу са дубљим системима сонди.

Вертикалне бушотине, за разлику од хоризонталних колектора, допиру до дубљих и температурно стабилнијих зона, што омогућава равномернији топлотни ток током године и значајно већу ефикасност. Овај тип система посебно је погодан на локацијама где је доступна површина ограничена или где се захтева већи специфични топлотни ток (Santer et al., 2003).

Комбинација аналитичких истраживања, техничких стандарда и планерских приручника створила је темеље модерне примене геотермалних топлотних пумпи у Европи и свету. Данас се ова технолошка основа сматра једном од најзрелијих у области обновљивих извора енергије.

3.2. Професионализација технологије и диверзификација извора топлоте (2012–2014)

Уласком у другу деценију XXI века постало је јасно да се техничка, енергетска и климатска оправданост топлотних пумпи не може процењивати искључиво на основу лабораторијских COP вредности, већ да је неопходно квантификовати разлику између номиналних и стварно постигнутих сезонских перформанси у раду. У том смислу, један од кључних прегледа дају аутори који анализирају стотине објављених мерења стварних перформанси ваздушних и геотермалних топлотних пумпи у стамбеним објектима,

повезујући те податке са теренским испитивањима у Уједињеном Краљевству и Немачкој (Staffell et al., 2012).

Аутори показују да је у свету већ тада било приближно једна милијарда топлотних пумпи у употреби и да ова технологија, у идеалним условима, може обезбедити око 15 MWh топлоте за грејање простора и санитарне топле воде уз приближно 5 MWh електричне енергије, што одговара односу учинка од око 3.0. Уколико се та електрична енергија произведе из примарних извора, то одговара утрошку од око 13 MWh примарне енергије, па у односу на кондензационе котлове долази до смањења потрошње примарне енергије у распону 15–50%.

Суштински допринос рада огледа се у томе што лабораторијски COP не одражава стварно сезонско понашање система. У пракси, ASHP системи најчешће остварују SPF $\approx$ 1.5–2.1, док GSHP системи достижу значајно више вредности, SPF $\approx$ 3.3–4.2. То значи да геотермални системи у реалним условима остају много ближи теоријски очекиваним перформансама него ваздушни системи (Staffell et al., 2012). На основу истог референтног примера од 15 MWh корисне топлоте, ASHP у реалним условима не троши „лабораторијских“ $\approx$ 5 MWh, већ приближно 7.14–10.0 MWh, док GSHP постижу 3.57–4.55 MWh. Практично, процена заснована искључиво на номиналном COP-у може код ASHP система потценити стварну потрошњу електричне енергије за 43–130%, док је код GSHP одступање значајно мање јер су реалне сезонске вредности ближе номиналним.

Због тога аутори наглашавају да на стварни учинак не утичу само својства извора топлоте, већ и исправно димензионисање, квалитет уградње, хидрауличко усклађивање, режим рада и понашање корисника. Разумевање разлике између лабораторијског COP и сезонског SPF пресудно је за реалну процену потрошње електричне енергије, трошкова рада, примарне енергије и емисија CO₂ (Staffell et al., 2012). Показано је да исправно пројектоване и интегрисане топлотне пумпе могу смањити емисије CO₂ за 15–50%, али тај опсег директно зависи од стварног SPF и од угљеничне интензивности електроенергетског система. Аутори даље наводе да би глобална примена топлотних пумпи, уз рад близу њихових реалних сезонских потенцијала, могла смањити светске емисије CO₂ за око 8% ($\approx$ 1.8 Gt CO₂ годишње), што показује да разлика између лабораторијског и реалног учинка представља један од најважнијих индикатора енергетске и климатске вредности технологије (Staffell et al., 2012).

Исте године објављен је и опсежан преглед развоја адсорпционих топлотних пумпи у раду Adsorption heat powered heat pumps, у којем је систематизовано око 35 година истраживања у области АНР система (Meunier, 2013). Аутор анализира развој радних парова, напредних циклуса, сорпционих материјала и степен комерцијализације. Показано је да су до средине 1990-их постигнути значајни резултати у области соларног хлађења, напредних циклуса и консолидованих сорпционих материјала, али да у то време комерцијална примена није постигла очекивани успех. Посебно се издвајају системи засновани на пару зеолит–вода за соларно напајање апаратуре и системи активни угаљ–метанол за производњу леда при температурама нижим од 120°C.

У новијем периоду највећи технолошки напредак постигнут је у развоју нових адсорбената, нарочито композитних материјала и обложених површина, јер они значајно побољшавају пренос топлоте и масе и тиме стварају предуслове за компактније и ефикасније системе. Истовремено, у области напредних радних циклуса није дошло до упоредивог напретка, што се означава као главни неразвијени сегмент ове технологије (Meunier, 2013). Закључак рада гласи да су АНР системи технолошки перспективни, нарочито у областима где је доступна отпадна или нискотемпературна топлота, али да ће њихов тржишни успех зависити од даљег унапређења материјала и конструкционих решења.

Busato et al. (2013), анализирају рад система топлотних пумпи са више извора топлоте у новој школској згради у Agordu, у северној Италији, на основу две грејне сезоне континуираног праћења. Посматрани објект налази се на 611 m надморске висине, са 3376 степен-дана грејања, корисном површином од 5680 m², спољашњим омотачем од 13 608 m² и грејаном запремином од 19 644 m³.

Систем је заснован на четири гасно-апсорпционе топлотне пумпе Robur GANP-W-LB, од којих две обезбеђују просторно грејање снаге 74 kW (B0/W60), а две вентилацију снаге 76 kW (B0/W40). Њихова ефикасност, изражена кроз GUE, износи 1.25 за просторно грејање и 1.40 за вентилацију, уз резервни кондензациони котао од 114.4 kW (Busato et al., 2013). Као извори топлоте коришћени су геотермални измењивачи укупне дужине 960 m за грејање и 750 m за вентилацију, са проводљивошћу тла 1.7 W/(mK) и grout материјалом проводљивости 1.5 W/(mK), као и соларни колектори површине 50 m² са $\eta_0 = 0.75$ и $a_1 = 4.14$ W/(m²K). Поврат топлоте из вентилације реализован је преко кружног воденог измењивача.

На основу месечних енергетских биланса утврђено је да је систем у 2010. години испоручио 349 588 kWh топлоте: 164 657 kWh за грејање и 184 931 kWh за вентилацију. Топлотне пумпе су покриле 85.6% енергије за грејање простора, директни соларни допринос 8.2%, а котао 6.2%. Код вентилације, рекуперација је покривала 40.7%, а топлотне пумпе 52.2% потреба. За грејање је 87.5% енергије испаривача потицало из геотермалног извора, а 12.5% из соларног система, док је код вентилације 44.8% долазило из поврата топлоте из вентилације, што је повећало GUE са ≈ 1.46 на ≈ 1.53 током рада соларног извора (Busato et al., 2013).

Показатељ примарне енергије PER износио је 1.57, са PER = 1.365 за грејање и PER = 1.834 за вентилацију, док је специфична потрошња примарне енергије износила 39.1 kWh/(m²·год). Главни разлог одступања од пројектованих 30 kWh/(m²·год) била је унутрашња температура од 23–24°C уместо пројектованих 20°C, док моделовање за референтне услове даје 31.5 kWh/(m²·год), што потврђује ваљаност пројектног концепта (Busato et al., 2013).

Busato et al. (2013), закључују да системи са више извора топлоте обезбеђују бољу расподелу оптерећења, већу сезонску стабилност, ефикасније коришћење соларне и

повратне топлоте као значајно ниже енергетске потребе у односу на конвенционалне системе.

Ommen et al. (2014), анализирају интеграцију топлотних пумпи у системе комбиноване производње топлоте и електричне енергије повезане са мрежама даљинског грејања. Истраживање обухвата пет конфигурација, а циљ је идентификација најповољније комбинације извора топлоте, температурног режима и повезивања са СНР постројењем. За референтну ДН мрежу режима 90/40°C показано је да је SR конфигурација, у којој топлотна пумпа предгрева повратни вод пре уласка у СНР, системски далеко повољнија од RF2 конфигурације која користи повратни вод као извор топлоте (Ommen et al., 2014).

Иако RF2 конфигурација на нивоу машине остварује нешто виши COP (4.90) у односу на SR (4.74), са становишта целокупног система разлика је драматична: COSP_elec за SR износи 4.22, а за RF2 само 0.94, док COSP_PE за SR достиже 2.08, а за RF2 свега 0.89. Волуметријски грејни капацитет VHC код SR система износи 2.5 MJ/m³, а код RF2 тек 0.9 MJ/m³. Трошкови рада додатно потврђују предност SR конфигурације: трошак горива износи 23 EUR/MWh за SR, а 103 EUR/MWh за RF2, док укупни трошак са порезима износи 52 EUR/MWh за SR и 234 EUR/MWh за RF2. Када се топлотна пумпа постави директно на СНР постројење, трошак горива за SR пада на 12 EUR/MWh, док RF2 остаје на око 53 EUR/MWh (Ommen et al., 2014).

На основу ових резултата аутори закључују да оптимална конфигурација не зависи само од COP-а топлотне пумпе, већ од интеракције топлотне пумпе са СНР постројењем, температурног режима мреже и доступног извора топлоте. У условима режима 90/40°C, SR конфигурација представља најрационалније решење за интеграцију топлотне пумпе у СНР/ДН систем (Ommen et al., 2014).

3.3. Индустијски напредак, виштемпературни системи и паметне мреже (2016–2017)

Zhang et al. (2016), дају први свеобухватан преглед развоја и примене индустијских топлотних пумпи у Кини, полазећи од чињенице да је индустијски сектор 2010. године учествовао са 71,1% у укупној националној потрошњи енергије, да се више од половине енергије у процесној индустији претвара у отпадну топлоту, а да се поново користи свега око 30% тог потенцијала. Аутори анализирају компресионе, апсорпционе, хибридне и хемијске системе топлотних пумпи и показују да се нискотемпературна и средњетемпературна отпадна топлота (типично 40–60°C) може подићи на индустијски употребљив ниво, најчешће 90–120°C, а у појединим системима и до 150°C. Посебно наглашавају да вишестепени компресиони циклуси и циклуси са компонентама као што су економајзери, међухладњаци и ејектори постижу боље перформансе од једностепених система: двостепени систем са економајзером може повећати COP до 15,2% за HFC152a и 12,4% за HFC245fa, док паралелни циклуси са серијским загревањем воде обезбеђују температуру воде >85°C уз COP ≈ 4,3.

Аутори затим разматрају три типична индустријска сектора — сушење муља из отпадних вода, грејање сирове нафте у нафтним пољима и процесно грејање у текстилној и штампарско-фарбарској индустрији — и показују да се у тим применама постижу $COP = 3,2\text{--}4,2$, температуре воде $65\text{--}90^\circ\text{C}$, смањење трошкова рада око 53% у односу на конвенционалне системе и период поврата инвестиције од 1,5–1,84 године (Aragaus et al., 2016). На основу анализе, аутори закључују да индустријске топлотне пумпе представљају кључну технологију за искоришћење отпадне топлоте и повећање енергетске ефикасности у кинеској индустрији, али да је за њихово ширење неопходан развој високотемпературних радних флуида, поузданих размењивача топлоте и економски повољнијих конфигурација (Zhang et al., 2016).

Aragaus et al. (2016), представљају један од најобухватнијих прегледа мултитемпературних топлотних пумпи (МТНР), са циљем систематског поређења циклуса који истовремено могу снабдевати више температурних нивоа или више извора. Аутори показују да је око 70% свих идентификованих МТНР примена концентрисано у расхладним системима — супермаркетима, транспортној расхлади и кућним фрижидерима — док су примене са више нивоа грејања знатно ређе.

За поређење различитих циклуса коришћен је референтни случај грејања воде топлотним капацитетом 10 kW, са температуром 60°C на страни потрошача, 30°C за средњетемпературни извор и 0°C за нискотемпературни извор. Уведен је коефицијент β , који представља удео топлоте из средњетемпературног извора у укупној доведеној топлоти; $\beta = 0$ означава да сва топлота долази из нискотемпературног извора, а $\beta = 1$ да потиче искључиво из средњег извора.

Резултати показују да вишестепени компресорски циклуси остварују највећи COP и највећу ефикасност по Другом закону термодинамике: за анализиране услове COP достиже 6.62 при $\beta = 1$, док се ефикасност по Другом закону креће 56–64% при $\beta = 0$ и 30–60% при $\beta = 1$. Каскадни циклуси имају нешто ниже перформансе, експанзиони најниже, а ејекторски циклуси постижу средњи ниво уштеде, са теоријским повећањем COP -а 4% при $\beta = 0$ и до 44% при $\beta = 1$.

Аутори истичу да су транскритични CO_2 системи са вишестепеним компресорима већ постали кључна технологија у супермаркетима, док више-ејекторске конфигурације још увек имају нерешене проблеме регулације. На основу свеобухватне анализе, закључују да су вишестепени компресорски циклуси најповољнији за мултитемпературне примене, да су ејекторски циклуси перспективни због могућег повећања ефикасности и да технолошки развој иде ка употреби природних радних флуида, нарочито CO_2 (Aragaus et al., 2016).

Развој научних истраживања у области топлотних пумпи показује еволуцију од основних поређења извора топлоте, преко индустријских и мултитемпературних примена, до интеграције у енергетске системе и анализе дугорочне геотермалне одрживости. Један од значајних радова у овом домену је студија *Furuno, Okushima u Sase* (Furuno et al., 2016), у којој је спроведено експериментално поређење утицаја климатских услова на рад UWS-HP и ASHP система. Резултати показују да UWS-HP постижу $COP = 4.0\text{--}5.7$ (просек

4.9), док ASHP постижу $COP = 2.2-4.5$ (просек 3.4), уз јасно смањење учинка при ниским спољним температурама и пораст дефрост циклуса. Температурна стабилност подземних вода ($\approx 1-11.5^{\circ}C$) показује се као пресудан фактор ефикасности у корист UWS-HP система.

Fischer и Madani (2017), представљају један од првих систематских прегледа улоге топлотних пумпи у smart-grid концепту. Аутори показују да су у државама EU21 од 2010. до 2015. године годишње продаване око 800.000 електричних топлотних пумпи, са укупним бројем већим од 7,5 милиона јединица. Наводе да јединице према EN 14511 остварују $COP = 3.2-4.5$ за ASHP и $COP = 4.2-5.2$ за GSHP.

Анализом више од 240 студија и 121 публикације, аутори издвајају три главна домена примене: стабилност мреже, интеграцију обновљивих извора (нарочито ветра и PV) и одговор на цену електричне енергије. Посебно наглашавају значај топлотних spremника и термичке инерције зграда, јер омогућавају померање термичког оптерећења за више сати. Наводе да се у Уједињеном Краљевству рад топлотне пумпе може блокирати и до 1,5 часова без нарушавања комфора. На основу свега, аутори закључују да топлотне пумпе могу постати централни елемент интегрисаног енергетског система, уз неопходност детаљнијих теренских испитивања и техно-економских анализа (Fischer & Madani, 2017).

Willem et al. (2017), у раду Review of Energy Efficiency and System Performance of Residential Heat Pump Water Heaters дају свеобухватан преглед топлотних пумпи за припрему санитарне воде (HPWH). Полазећи од тога да HPWH системи представљају око 18% потрошње енергије у домаћинствима у САД, аутори на основу 102 релевантна извора показују да реалне перформансе савремених HPWH система обично износе $COP \approx 1.8-2.5$, док напредне конфигурације у лабораторијским условима могу постићи $COP = 2.8-5.5$. При томе HPWH обезбеђују уштеде од 40–50% у односу на класичне електроотпорне бојлере. Ограничења технологије односе се на пад учинка при температурама ваздуха $< 15.6^{\circ}C$, повећану буку, дуге време припреме топле воде и вишу инвестициону цену. Аутори закључују да HPWH представљају технички зрело решење са значајним потенцијалом за смањење трошкова и емисија, али да је неопходно даље унапређење рада у хладним условима (Willem et al., 2017).

Завршну фазу представља рад (Wang et al., 2018), један од најзначајнијих у области дугорочне одрживости GSHP система. Аутори анализирају рад система током 25 година и испитују утицај подземног тока и различитих режима управљања. Показују да присуство подземног тока повећава пренос топлоте у размењивачу за $\approx 10\%$, док интермитентан рад повећава пренос топлоте за $\approx 16\%$, истовремено смањујући деградацију температуре тла и ризик од „хладног акумулирања“. Закључују да је дугорочна одрживост GSHP система условљена моделовањем подземних хидрогеолошких процеса и оптимизацијом радних режима како би се избегла термичка дисбаланса поља (Wang et al., 2018).

3.4. Енергетска транзиција и радне течности следеће генерације (2020-2024)

Улазак у трећу деценију XXI века, сектор грејања и хлађења постаје једно од главних питања енергетске транзиције, јер се енергија у савременим привредама троши у индустрији, саобраћају и зградама, и то у облику електричне енергије, топлоте за грејање и хлађење и горива за транспорт. (Petrović, 2020) полази од тога да је енергетски сектор истовремено и један од највећих извора загађења, пошто раст потрошње енергије повећава емисије гасова са ефектом стаклене баште и намеће потребу да енергетске и климатске политике буду усклађене. У том оквиру ауторка наводи да је глобална производња енергије 2017. године износила око 14.000 Мтое, док је глобална потрошња енергије порасла за 2,9% у 2018. години, што је готово двоструко више од десетогодишњег просјека од 1,5% годишње.

Петровић даље указује да питање енергетске сигурности и преласка на обновљиве изворе не зависи само од расположивости ресурса, већ и од квалитета јавних политика, улагања у инфраструктуру, повећања енергетске ефикасности и стварања регулаторног окружења које омогућава ширу примену нискоугљеничних технологија. У том смислу, ауторка наводи да је раст инвестиција у обновљиве изворе заједно са унапређењем енергетске ефикасности основни услов за стабилан енергетски систем, као и да је дугорочни прелазак са исцрпивих на обновљиве изворе пре свега питање политичких одлука, технолошке припремљености и институционалне подршке, а не само природног потенцијала појединих земаља (Petrović, 2020).

Сличан приступ је присутан у раду (Gaur et al., 2021), који наводе да сектор грејања у Европској унији чини готово 50% укупне финалне потрошње енергије, при чему се око 75% тог захтева и даље покрива из фосилних горива, док је на глобалном нивоу само око 10% тражње за топлотом 2017. године било покривено из обновљивих извора. У том оквиру аутори указују да су топлотне пумпе једна од главних опција за смањење емисија у сектору грејања, али да њихово садашње учешће у грејању зграда на светском нивоу износи тек око 3%, иако бројни радови које прегледају показују смањење примарне енергије од приближно 30% у односу на системе засноване на гасним котловима, смањење емисија од око 37% у условима Уједињеног Краљевства и смањење системских трошкова до 16% у данским сценаријима са већим уделом топлотних пумпи (Gaur et al., 2021).

Истовремено, аутори упозоравају да се ови ефекти не могу посматрати независно од електроенергетског система, пошто користи од топлотних пумпи директно зависе од структуре производње електричне енергије, климатских услова, типа технологије и стања мрежне инфраструктуре, а у условима веће електрификације грејања може доћи и до раста вршног оптерећења мреже, при чему се за Уједињено Краљевство помиње могућ пораст вршне тражње за електричном енергијом од чак 14% ако се топлотне пумпе уводе у већем обиму без пратећих мрежних и управљачких прилагођавања. Због тога се у раду наводи да шири примена топлотних пумпи захтева истовремено повећање удела обновљивих извора у производњи електричне енергије, улагања у дистрибутивну и преносну инфраструктуру, прилагођавање постојећег стамбеног фонда и стабилније регулаторне

оквиру, јер без тих услова очекивани ефекти на смањење емисија и трошкова могу остати ограничени (Gaur et al., 2021).

Wang et al. (2022), дају детаљан преглед CO₂ R744 (ознака радног флуида угљен-диоксида) топлотних пумпи за загревање воде које раде у transcritical режиму (режим рада изнад критичног притиска, без класичне кондензације) и указују да је овај радни флуид погодан за примену у системима за припрему топле воде и у делу високотемпературних индустријских примена због ODP (Ozone Depletion Potential, потенцијал општећења озонског омотача) = 0 и GWP (Global Warming Potential, потенцијал глобалног загревања) = 1, као и због повољних безбедносних и економских својстава у односу на поједине синтетичке смеше. У transcritical CO₂ cycle (transcritical циклус, циклус који ради изнад критичног притиска CO₂) одвођење топлоте не одвија се класичном кондензацијом већ у gas cooleru (гасни хладњак, измењивач топлоте у коме CO₂ одводи топлоту без фазне промене), при чему изражен температурни клизај радног флуида омогућава добро термичко уклапање са загревањем воде, нарочито када је потребан велики пораст температуре на страни потрошача. Аутори наводе да типични постојећи системи у Јапану раде са уисним притиском од око 40 до 45 bar, потисним притиском од око 90 до 100 bar и температуром на излазу из gas coolera (гасног хладњака) од приближно 22 °C, при чему у пракси постижу температуру топле воде од 65 до 90 °C и COP (Coefficient of Performance, коефицијент учинка) у распону 4,6 до 4,9 према стандарду JIS C-9220 (Wang et al., 2022).

У ширем скупу анализираних примена, за ниско- и средњетемпературне системе пријављене су вредности COP (коефицијента учинка) приближно од 2,5 до 4,5, у зависности од температуре извора, улазне и излазне температуре воде, конструкције измењивача и радне тачке, док су за високотемпературне примене, са температурама воде од 80 до 110 °C, а у појединим случајевима и више, забележене вредности COP углавном у интервалу 3,0 до 3,9.

Рад посебно издваја *pinch point* (тачка минималне температурне разлике између два флуида у измењивачу) у гасном хладњаку као главно термодинамичко ограничење ових система, пошто се специфични топлотни капацитет supercritical CO₂ (суперкритичног CO₂, угљен-диоксида у стању изнад критичне тачке) снажно мења са температуром и притиском, па минимална температурна разлика између CO₂ и воде одређује интензитет размене топлоте и положај оптималног високог притиска. Према приказаним резултатима, на јачину овог ограничења утичу однос масених протока воде и CO₂, улазна температура воде, притисак на високој страни и расположива површина измењивача, па се побољшање система тражи кроз оптимизацију радних параметара на страни CO₂ и воде, примену смеша (зеотропне смеше, смеше радних флуида чија температура клиза током промене стања), увођење додатних уређаја као што су унутрашњи измењивач топлоте, ејектор, обилазни вод флеш-гаса и вишестепени циклуси, као и кроз измене конструкције измењивача топлоте. Са становишта компресорског склопа, аутори наводе да за постојеће клипне CO₂ компресоре, типични дуготрајни радни лимити износе око 140 bar и 140 °C, док додатно ограничење представља и термичка стабилност мазива, јер њихова DSC испитивања (*Differential Scanning Calorimetry*) показују да разлагање уобичајеног POE

уља почиње око 245 °C. Због тога се разматрају и компресори без уља, пре свега турбокомпресор и спирални компресор, али преглед показује да turbo-compressor тешко одржава конкурентну ефикасност при високим притисцима, док је код scroll compressor изражен проблем унутрашњег цурења радног флуида. Wang и сарадници (2022) зато указују да даљи развој transcritical CO₂ топлотних пумпи зависи од бољег усклађивања температурног клизаја у gas cooleru (гасном хладњаку), поузданијих компресора за високе притиске и температуре, као и од измењивача топлоте са мањим падом притиска и повољнијим односом између топлотног учинка и инвестиционих трошкова.

Регионални преглед пружају Arsić и Vučinić (2022), који наводе да је Европска унија поставила дугорочни циљ да до 2050. године достигне 80% учешћа обновљивих извора енергије у производњи електричне енергије, уз истовремено смањење емисија гасова са ефектом стаклене баште за 80–95% у односу на 1990. годину. У раду се показује да је Европска унија у периоду 2011–2020 повећала удео енергије из обновљивих извора у укупној бруто финалној потрошњи са 14,55% на 22,09%, чиме је премашила циљ од 20% постављен за 2020. годину, док је истовремено удео обновљивих извора у бруто потрошњи електричне енергије у 2020. години достигао 37,5%. За земље Западног Балкана аутори наводе да располажу значајним природним потенцијалом, али да резултати заостају за европским трендовима због већег броја ограничења, међу којима издвајају политичке, економске, социјалне и технолошке препреке, као и недовољно развијену инфраструктуру за ширу експлоатацију обновљивих извора енергије. У анализираном периоду, према подацима које приказују, циљеве за 2020. годину у погледу удела енергије из обновљивих извора премашиле су Црна Гора и Албанија, док су Србија, Северна Македонија и Косово остали испод планираних вредности. Аутори зато указују да разлика између Европске уније и Западног Балкана није последица недостатка ресурса, већ споријег развоја регулаторног и инвестиционог оквира, због чега се даљи напредак региона везује за стабилније јавне политике, улагања у инфраструктуру и ширу примену технологија за коришћење биомасе, биогаса, соларне енергије и других обновљивих извора (Arsić & Vučinić, 2022).

REN21 (2024) доноси детаљан преглед тржишта топлотних пумпи и наводи да ове јединице на нивоу уређаја обично обезбеђују око 3 до 4 јединице топлоте по јединици утрошене електричне енергије, док су ваздушне топлотне пумпе и даље најзаступљеније и чине приближно 85% свих топлотних пумпи у зградама на светском нивоу. У извештају се наводи да је тржиште у 2023. години остало снажно упркос успоравању у појединим регионима, при чему је Кина задржала статус највећег светског тржишта са годишњим растом продаје од 12%, уз процену да топлотне пумпе чине око 8% продаје опреме за грејање у зградама у тој земљи.

У Европи је укупна продаја током исте године опала за око 5% и износила приближно 2,6 милиона јединица, али су поједина национална тржишта забележила врло високе стопе раста, па је у Немачкој продаја порасла за скоро 60% и достигла око 439.000 јединица, док је у Белгији забележен раст од 72%, уз први прелазак границе од 100.000 продатих јединица. Истовремено, REN21 наводи да су у делу европских тржишта

присутни и знаци успоравања, повезани са политичком неизвесношћу, променама у системима субвенција, високом инфлацијом, ограниченим бројем обучених инсталатера и недовољно развијеном домаћом производном базом. Извештај такође указује да се раст тржишта не односи само на индивидуалне стамбене системе, већ и на примене у дистрикт хеадинг мрежама и индустрији, иако су ови сегменти још у фази даљег развоја, што показује да се ширење технологије заснива на комбинацији техничке ефикасности, јавне подршке, цене енергије и регулаторног окружења, а не само на карактеристикама самог уређаја (REN21, 2024).

4. Задатак и циљ истраживања

Циљ овог рада је да се испита могућност и оправданост примене система топлотних пумпи вода–вода за грејање управне зграде индустријског постројења коришћењем отпадне топлоте из процеса хлађења производних машина. Истраживање је усмерено на утврђивање утицаја имплементираног система на енергетску ефикасност, потрошњу енергената, трошкове експлоатације и емисију угљен-диоксида, као и на процену укупне техничке, економске и еколошке оправданости оваквог решења у индустријским условима рада.

У оквиру рада потребно је:

- анализирати постојећи систем грејања управне зграде заснован на коришћењу природног гаса;
- приказати техничке карактеристике и принцип рада имплементираног система топлотних пумпи вода–вода;
- извршити анализу расположивости и енергетског потенцијала отпадне топлоте из система за хлађење производних машина;
- прикупити и обрадити експлоатационе податке о раду система током посматраних грејних сезона;
- одредити енергетске показатеље рада система, са посебним освртом на коефицијент учинка (COP), потрошњу енергије и топлотни конзум;
- извршити упоредну анализу рада система пре и након уградње топлотних пумпи;
- анализирати финансијске ефекте примене новог система кроз процену остварених уштеда и периода повраћаја инвестиције;
- проценити утицај система на смањење емисије CO₂ и унапређење заштите животне средине;
- на основу добијених резултата оценити енергетску, економску и еколошку оправданост примене система топлотних пумпи вода–вода у индустријским објектима.

5. Материјал и методе рада

5.1. Материјал рада

Истраживање је спроведено у фабрици Essex Furukawa Magnet Wire Balkan d.o.o. у Зрењанину, која се налази у Индустијској зони Југоисток–Ечка, на адреси Огњеслава Костовића бб. Производно постројење у Зрењанину представља greenfield инвестицију вредну око 30 милиона евра, пуштену у рад 2018. године, са производним програмом усмереним пре свега на производњу округле емајлиране бакарне жице, односно магнетне жице, за примену у аутомобилској, енергетској и индустријској области. Према званичним подацима компаније, постројење је пројектовано као једно од енергетски ефикаснијих Essex производних погона у Европи и опремљено је савременом дигиталном технологијом у складу са принципима Industry 4.0.

Са становишта привредне делатности, фабрика је регистрована за производњу осталих електронских и електричних проводника и каблова, а њен технолошки процес заснива се на производњи емајлиране бакарне жице, која се користи у изради електромотора, трансформатора, намотаја и других компоненти у електроиндустрији. У анализираном постројењу производни процес обухвата термичку обраду, емајлирање, извлачење, намотавање и хлађење жице, при чему је за овај рад од посебног значаја чињеница да се у процесу користе машине које раде на високим температурама и захтевају континуално хлађење техничком водом. Управо је та вода, након што преузме топлоту из производног процеса, разматрана као секундарни енергетски ресурс за систем топлотних пумпи вода–вода.

Град Зрењанин, у коме је истраживање спроведено, налази се на западној ивици банатског лесног платоа, на месту где се каналисани Бегеј улива у некадашње корито Тисе. Географски положај града одређен је координатама 20°23' источне географске дужине и 45°23' северне географске ширине, док је надморска висина града око 80 m, са распоном од 77 до 97 m на територији града. Зрењанин је удаљен око 75 km од Београда и око 50 km од Новог Сада, што га чини значајним привредним и саобраћајним чвориштем у средишту српског дела Баната. Укупна површина административне територије износи 1.326 km², а више од 82,5% те површине чини пољопривредно земљиште.

Климатске карактеристике Зрењанина имају непосредан значај за анализу рада система грејања. Према званичним подацима Града Зрењанина, клима овог подручја је степско-континентална, прелазна од слабо влажног ка сувом типу, са средњом годишњом температуром ваздуха од око 11,2 °C и просечном годишњом количином падавина од око 622 mm. Климатски извори показују да су зиме хладне, а лета топла до врела, при чему се просечне јануарске минималне температуре крећу око -1,4 °C, а просечне максималне око 3,6 °C, док се у августу просечне максималне температуре крећу око 30,7 °C. Овакви климатски услови указују на јасно изражену потребу за грејањем током зимског периода и представљају релевантан оквир за анализу енергетске ефикасности система топлотних пумпи у реалним условима рада.

У предметном постројењу производни процес је високо аутоматизован и праћен преко HMI (Human–Machine Interface, интерфејс човек–машина) и SCADA (Supervisory

Control and Data Acquisition, систем за надзор, управљање и прикупљање података) платформи. Ови системи омогућавају визуелизацију процеса, праћење температуре, надзор над радом опреме и прикупљање података у реалном времену, што је било од посебног значаја за анализу расположиве отпадне топлоте и за утврђивање температурног режима техничке воде у систему хлађења. Унутар истраживања, HMI и SCADA нису коришћени само као оперативни алати, већ и као извор релевантних експлоатационих података на основу којих је процењена погодност процесне воде за примену у систему вода–вода.

С обзиром на то да машине које се користе у фабрици за производњу емајлиране бакарне жице раде на температурама око 680 °C, за њихов нормалан рад неопходно је континуално хлађење водом која циркулише кроз цеви постављене уз саме машине. Праћењем параметара преко софтвера за надзор рада машина утврђено је да температура воде након хлађења машина, када доспе у резервоар техничке воде, износи око 18 °C, што је представљало полазну основу за истраживање могућности инсталације топлотних пумпи вода–вода у затвореном систему.

Слика 2 приказује HMI дисплеј за праћење параметара температуре на машинама за производњу бакарне жице. Овај приказ има значај јер потврђује да је у постројењу обезбеђен континуалан надзор над температурним режимима у технолошком процесу, што је предуслов за поуздану анализу расположиве отпадне топлоте.



Слика 2: HMI дисплеј за праћење параметара температуре на машинама за производњу бакарне жице

Оригинална фотографија

HMI систем у овом постројењу представља софтверско-визуелни интерфејс који омогућава оператеру надзор над процесом у реалном времену, укључујући температурне зоне пећи, брзине мотора, дужину жице, параметре рецептуре и стање алармних сигнала. У техничком смислу, HMI функционише у синергији са PLC (Programmable Logic Controller, програмабилни логички контролер) системом, који управља хардверским елементима, као што су мотори, грејачи и сензори. На тај начин је обезбеђена висока поузданост управљања процесом и квалитет података који су коришћени у овом истраживању.

Концепт HMI и SCADA представља стандардно решење у индустријској аутоматизацији, јер омогућава безбедно, прегледно и контролисано управљање производњом. У анализираном случају, ова решења су била посебно значајна за надзор температуре у систему хлађења машина, за регистрацију оперативних параметара и за доношење закључка да се вода из тог система може разматрати као стабилан нискотемпературни извор топлоте.

Слика 3 приказује Siemens HMI дисплеј за праћење параметара температуре у резервоару техничке воде. Овај приказ има методолошки значај јер документује место на коме је праћена температура воде након преузимања топлоте из производног процеса, односно температура воде која је коришћена као улазни параметар за анализу рада топлотних пумпи.



Слика 3: SIMENS HMI дисплеј за праћење параметара температуре на резервоару за техничку воду

Оригинална фотографија

Siemens SIMATIC HMI панели, који су коришћени у предметном постројењу, представљају индустријске додирне дисплеје намењене раду у захтевним производним условима. Њихова улога није извршавање управљачке логике, већ визуелизација процеса и омогућавање операторског уноса команди, док се сама логика управљања извршава на PLC нивоу. Конфигурација ових система врши се у оквиру TIA Portal окружења, што омогућава директно повезивање HMI објеката са PLC променљивама и праћење процесних величина у реалном времену. У контексту овог истраживања, овакав систем обезбедио је поуздану основу за праћење температуре, притиска, нивоа и режима рада пратећих елемената у систему хлађења и грејања.

Систем који је уграђен састоји се од три топлотне пумпе у серији и омогућава релативно брзо загревање повратне воде из система хлађења машина са приближно 18 °C на 40–42 °C у временском интервалу од око 20 минута. Тако загрејана вода се затим преко циркулационе пумпе уводи у секундарни систем грејања управне зграде. На овај начин је

успостављена директна енергетска веза између производног процеса и система грејања, чиме је отпадна топлота из производње укључена у укупни енергетски биланс фабрике.

За рад топлотних пумпи потребна је електрична енергија, при чему апсорбована електрична снага износи приближно 6,89 kW по пумпи, односно укупно 20,67 kW за све три јединице. Ова потрошња је, према анализираним подацима, знатно нижа у односу на претходну потрошњу природног гаса потребну за загревање управне зграде, што је представљало један од кључних аргумената за даљу енергетску и економску анализу система.

Једна од додатних предности анализираног система огледа се у томе што се повратна вода из топлотних пумпи враћа у резервоар техничке воде, **Слика 4**, одакле се поново дистрибуира у систем цеви за хлађење машина. На тај начин је формиран затворени технички круг, чиме је елиминисана потреба за коришћењем подземних вода, што са становишта заштите животне средине и управљања ресурсима представља повољно решење.



Слика 4: Резервоар за воду са циркулационом пумпом
Оригиналне фотографије

Управна зграда фабрике **Слика 5**, представља потрошачки део секундарног система грејања, на који је прикључен систем топлотних пумпи вода–вода. Административно-канцеларијски део комплекса управне зграде износи 2.000 m² у које спадају: канцеларије, ходници, кантина, тоалети, свлачионице, канцеларије за састанке, приручне кухиње, лабораторија квалитета.



Слика 5: Управна зграда „Essex Furukawa” фабрике у Зрењанину
Оригинална фотографија

Примарни систем топлотних пумпи повезан је са системом за хлађење машина за емајлирање бакарне жице, приказано на **Слици 6**, док је секундарни систем прикључен на постојећи систем грејања управне зграде. Температура воде на страни извора износила је око $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, док је температура потисног вода у секундарном систему износила $40\text{--}42\text{ }^{\circ}\text{C}$, што одговара нискотемпературном режиму рада погодном за ефикасан рад система вода–вода.



Слика 6: Машина за емајлирање бакарне жице
Оригинална фотографија

На основу машинског пројекта за грејање управне зграде утврђено је да је за потребе грејања неопходна укупна топлотна снага од $95,688\text{ kW}$, од чега $73,05\text{ kW}$ отпада на *fan-coil* уређаје, **Слика 7**, а $22,638\text{ kW}$ на радијаторско грејање. Постојећи гасни котлови коришћени су искључиво за грејање управне зграде и у овом раду су послужили као референтни систем за поређење са новоимплементираним системом топлотних пумпи.



Слика 7: Fan coil уређај
Оригинална фотографија

Топлотна пумпа вода–вода инсталирана је у техничкој просторији поред постојећих котлова. Димензионисање топлотне пумпе вода–вода извршено је на основу података из машинског пројекта грејања фабрике. На **Слици 8** приказана је спецификација топлотних пумпи, док **Слика 9** приказује дисплеј са софтвером за праћење њиховог рада у реалном времену.

 heat pumps air-conditioning solutions    Made in SERBIA	
WATER - WATER HEAT PUMP	
MODEL	Artel HP-30H
HEATING CAPACITY	30kW
Compressor	1, Scroll
REFRIGERANT	R407c
RATED VOLTAGE	400V; 3Ph
RATED FREQUENCY	50Hz
CURRENT	12,88A
FLOW RATE	Primary 6,5 m ³ /h Secondary 5,2 m ³ /h
DIMENSIONS	Width 700 mm Depth 600 mm Height 900 mm
Heat exchanger	2, brazed plate
Max drop pressure	Primary 50 kPa Secondary 50 kPa
Connections	Primary 1" female Secondary 1" female
Temperature	Primary 14/10 °C Secondary 45/40 °C
Sound power	74dB
Input power	6,89 kW



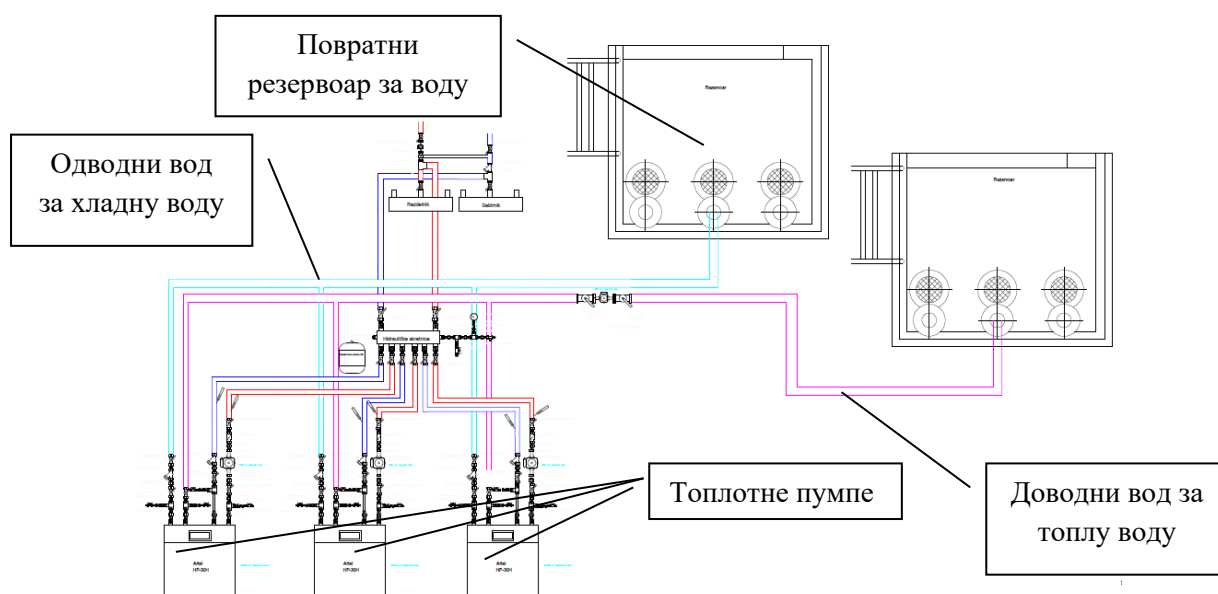
Слика 8: Спецификација топлотних пумпи

Слика 9: Дисплеј са софтвером за праћење рада
Оригинална фотографије

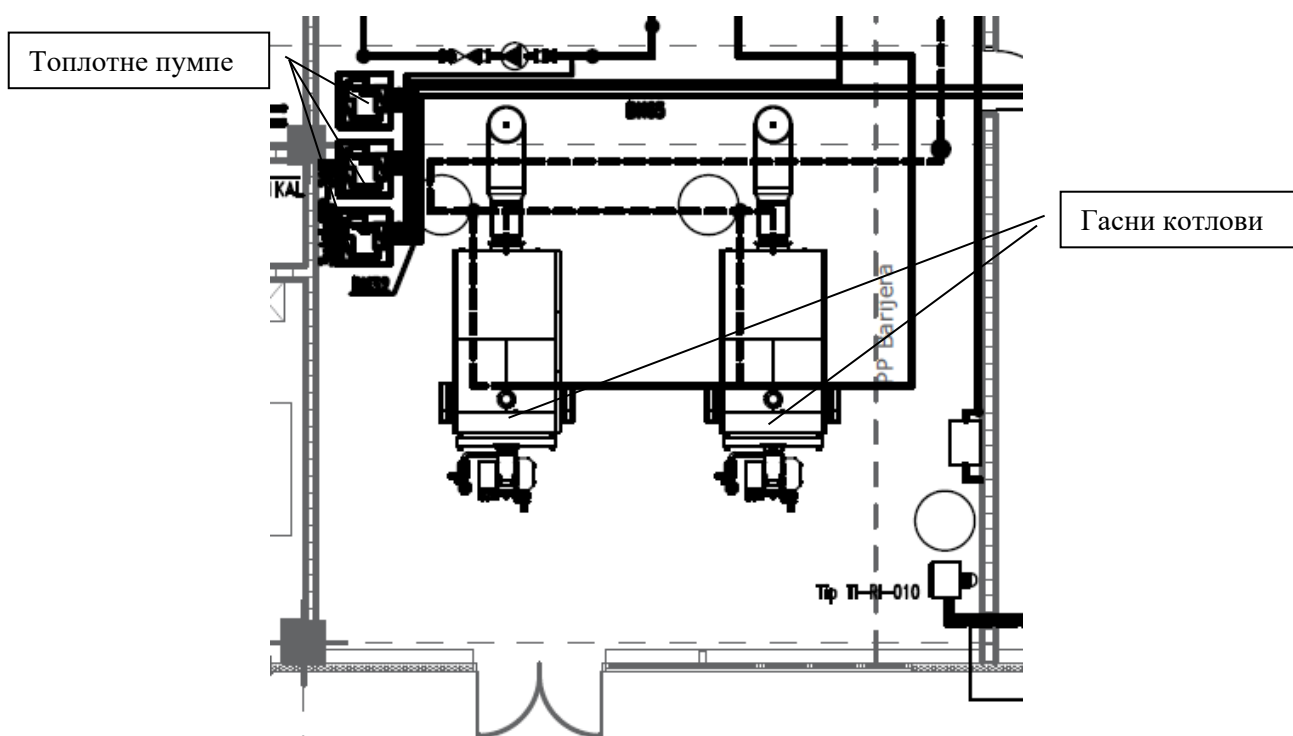


Слика 10: Инсталиране топлотне пумпе у котларници ARTEL HP-90H
Оригиналне фотографије

У систему су примењене топлотне пумпе модела ARTEL HP-90H, Слика , капацитета 90 kW за режим грејања при температурском режиму 40/45 °C, са максималном температуром потисног вода до 52 °C. Уређај је конструисан са три Scroll Copeland компресора, Слика 10, шест плочастих лемљених SWEP измењивача од нерђајућег челика, ARTEL touch display системом за контролу рада и Danfoss компонентама за регулацију и заштиту компресора. Радни флуид у систему је R407c, док је напон напајања 400V $\pm$ 10%, 3 Ph, 50 Hz. Наведене техничке карактеристике указују да је систем пројектован за стабилан рад у нискотемпературном режиму грејања, што је у складу са наменом и условима истраживања.



Слика 11: Шема техничког решења
Технички цртеж из пројекта



Слика 12: Шема техничке просторије (котларница) са стварним изведеним стањем
Технички цртеж из пројекта

На **Сликама 11 и 12** приказане су шема техничког решења и шема техничке просторије, односно котларнице, са стварно изведеним стањем. Ове шеме су од посебног значаја за верификацију начина повезивања примарног и секундарног круга, положаја топлотних пумпи у односу на постојеће котлове и укупне интеграције новог система у постојећу инфраструктуру објекта.

Постојећи конвенционални систем грејања, који је у овом истраживању коришћен као референтни систем за поређење, чине два топловодна гасна котла марке Noval Max-3, смештена у котларници управне зграде и евидентирана као емитери E1 и E2. Према расположивој техничкој и мерној документацији, котлови су намењени искључиво за грејање управне зграде, раде на природни гас, у режиму претежно непроменљивог рада, са максималном температуром воде до 105 °C, док је котловски систем у документацији вођен са топлотном снагом од 1750 kW.

Котлови Noval Max-3, **Слика 13**, припадају групи тропролазних челичних топловодних котлова за уље/гас, пројектованих у складу са европским стандардима EN 303 и EN 304, са задњим изводом димних гасова, горњим прикључком полазног вода и задњим прикључком повратног вода. Конструктивно су изведени као потпуно заварени котлови, са термичком изолацијом котловског тела од минералне вуне дебљине 80 mm и предвиђени су за примену са Low-NOx горионицима, што их сврстава у технички поуздана решења за средње и велике системе грејања. Технички подаци приказани су **Табели 1**.



Слика 13: Котао Hoval – Max 3

https://www.hoval.co.uk/en_GB/Heating-technology/Oil-Flue-gas-line/Oil-gas-calorific-value/Max-3/Max-3/p/B_max-3-larger-420

Табела 1: Технички подаци о постројењу у којем се врши мерење

Извештај о мерењу емисије загађујућих материја у ваздух, број 03-951/СМ, Институт за безбедност и превентивни инжењеринг д.о.о., Нови Сад

Назив	Котао бр. 1 за загревање просторија (Е1)	Котао бр. 2 за загревање просторија (Е2)
Врста	Ново мало постројење за сагоревање	Ново мало постројење за сагоревање
Погон	Котларница	Котларница
Произвођач	Hoval	Hoval
Тип	Топловодни Hoval Max-3	Топловодни Hoval Max-3
ID број	603156810042	603156810041
Капацитет	Tvode max. = 105 °C	Tvode max. = 105 °C
Начин рада	Претежно непроменљив	Претежно непроменљив
Сировине	Напојна вода котла	Напојна вода котла
Производ	Топла вода	Топла вода

5.2. Метод рада

У методолошком смислу, истраживање се заснива на компаративној анализи рада система пре и после уградње топлотних пумпи. За референтни период узета је грејна сезона 2022. године, када је систем грејања управне зграде функционисао преко гасних котлова, док је за анализу новог система коришћена грејна сезона 2023. године, када су у рад уведене топлотне пумпе вода–вода. Анализа је обухватила праћење и поређење потрошње електричне енергије и природног гаса, вредности COP, финансијских ефеката рада система и процену емисија CO₂. Добијени резултати разматрани су у односу на техничку документацију произвођача, као и у односу на релевантне стандарде EN 14511 и EN 14825, што је омогућило да се перформансе анализираног система оцене у оквиру савремених техничких критеријума за процену рада топлотних пумпи.

5.2.1. Методе прикупљања података

Методолошки приступ у раду заснива се на компаративној анализи стања пре и после уградње топлотних пумпи. За референтни период узета је грејна сезона 2022. године, када је систем грејања функционисао преко гасних котлова, док је за анализу новог система коришћена грејна сезона 2023. године, када су у рад уведене топлотне пумпе вода–вода. Овако постављен приступ омогућио је директно поређење потрошње енергената, трошкова рада и емисија CO₂ између два различита техничка решења.

У оквиру истраживања праћене су и анализиране следеће величине: температура воде на улазу и излазу из система, температура потисног вода, потрошња електричне енергије топлотних пумпи, потрошња природног гаса у референтном систему, вредности COP, као и процењена емисија CO₂. COP је анализиран као основни показатељ тренутног енергетског учинка система, док су потрошња енергената и емисије коришћени као основа за процену енергетске, економске и еколошке оправданости решења.

Методолошки приступ у раду заснива се на компаративној анализи стања пре и после уградње топлотних пумпи. За референтни период узета је грејна сезона 2022. године, када је систем грејања управне зграде функционисао преко гасних котлова, док је за анализу новог система коришћена грејна сезона 2023. године, када су у рад уведене топлотне пумпе вода–вода. Овако постављен приступ омогућио је директно поређење потрошње енергената, трошкова рада и емисија CO₂ између два различита техничка решења.

У оквиру истраживања праћене су и анализиране следеће величине: температура воде на улазу и излазу из система, температура потисног вода, потрошња електричне енергије топлотних пумпи, потрошња природног гаса у референтном систему, вредности COP, топлотни конзум система, као и процењена емисија CO₂. COP је анализиран као основни показатељ тренутног енергетског учинка система, док су потрошња енергената, топлотни конзум и емисије коришћени као основа за процену енергетске, економске и еколошке оправданости решења. Податци су прикупљани из HMI/SCADA система, софтвера за праћење рада топлотних пумпи, техничке документације, пројектне документације и интерних евиденција о потрошњи енергената.

Основна величина за вредновање рада топлотних пумпи био је коефицијент учинка, који је дефинисан односом корисне испоручене топлоте и утрошене електричне енергије:

$$COP = Q_{out} / W_{in}$$

где је:

- Q_{out} — корисна топлотна енергија испоручена систему грејања [kWh],
- W_{in} — утрошена електрична енергија за рад топлотне пумпе [kWh].

У случају анализе по временском интервалу, средња или периодична вредност коефицијента учинка може се изразити и као:

$$COP_{period} = Q_{konzum} / E_{el}$$

где је:

- COP_{period} — просечни коефицијент учинка у посматраном периоду,
- Q_{konzum} — укупна испоручена топлотна енергија [kWh],
- E_{el} — утрошена електрична енергија у истом периоду [kWh].

Поред COP-а, у раду је анализиран и топлотни конзум система, односно укупна количина топлотне енергије испоручене објекту у одређеном временском интервалу. У техничком смислу, потребно је разликовати тренутну топлотну снагу и укупни топлотни конзум. Тренутна топлотна снага представља брзину преноса топлоте у датом тренутку и изражава се у kW, док топлотни конзум представља укупно испоручену топлотну енергију у посматраном периоду и изражава се у kWh.

Тренутна топлотна снага у воденом систему одређује се на основу масеног протока и температурне разлике полазног и повратног вода:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{polaz} - T_{povrat})$$

где је:

- $\dot{Q}$ — тренутна топлотна снага [kW],
- $\dot{m}$ — масени проток воде [kg/s],
- c_p — специфични топлотни капацитет воде [kJ/(kg·K)],
- T_{polaz} — температура полазног вода [°C],
- T_{povrat} — температура повратног вода [°C].

У практичним прорачунима, када је радни флуид вода, претходни израз се често записује у поједностављеном облику:

$$\dot{Q} = 1,163 \cdot \dot{V} \cdot \Delta T$$

где је:

- $\dot{V}$ — запремински проток воде [m³/h],
- ΔT — температурна разлика између полазног и повратног вода [K],

- 1,163 — коефицијент који укључује густину и специфични топлотни капацитет воде.

На основу тренутне топлотне снаге, топлотни конзум у одређеном временском периоду одређује се интеграцијом снаге по времену:

$$Q_{konzum} = \int \dot{Q}(t) dt$$

У случају приближно стационарног рада, када се снага може сматрати приближно константном у посматраном интервалу, топлотни конзум се може одредити и једноставнијим изразом:

$$Q_{konzum} = \dot{Q}_{avg} \cdot t$$

где је:

- Q_{konzum} — топлотни конзум [kWh],
- $\dot{Q}_{avg}$ — средња топлотна снага у посматраном периоду [kW],
- t — време рада система [h].

Уколико је познат укупни проток воде у посматраном периоду, топлотни конзум се може израчунати и преко укупне количине протекле воде:

$$Q_{konzum} = 1,163 \cdot V \cdot \Delta T$$

где је:

- V — укупна запремина протекле воде [m³],
- ΔT — средња температурна разлика [K].

За поређење енергетске интензивности грејања коришћен је и специфични топлотни конзум по јединици грејане површине:

$$q_A = Q_{konzum} / A$$

где је:

- q_A — специфични топлотни конзум [kWh/m²],
- A — грејана површина објекта [m²].

Порачун топлотног конзума у овом раду заснован је на основном термодинамичком изразу за пренос топлоте у флуидима, према коме је количина пренете топлоте одређена производом масеног протока, специфичног топлотног капацитета радног флуида и температурне разлике између полазног и повратног вода. Овај приступ је уобичајен у анализи топловодних система и усклађен је са општим принципима мерења топлотне енергије у затвореним хидрауличким круговима, дефинисаним у стандарду EN 1434-1:2022 и метролошкој препоруци OIML R75-1.

Потрошња природног гаса, која је у евиденцијама била изражена запремински [m³], превођена је у енергетску вредност [kWh] применом доње топлотне моћи природног гаса. У раду је усвојена вредност од приближно 35 MJ/m³, што одговара вредности од око 9,72 kWh/m³. На тај начин је примењена следећа релација:

$$E_{gas} = V_{gas} \cdot H_{gas}$$

односно:

$$E_{gas} [kWh] = V_{gas} [m^3] \cdot (35 MJ/m^3 / 3,6)$$

па следи:

$$E_{gas} [kWh] \approx V_{gas} [m^3] \cdot 9,72$$

где је:

- E_{gas} — енергија садржана у утрошеном природном гасу [kWh],
- V_{gas} — запремина утрошеног природног гаса [m^3],
- H_{gas} — доња топлотна моћ природног гаса [MJ/m^3].

Процена емисије угљен-диоксида извршена је на основу утрошене енергије и одговарајућих емисионих фактора. У раду је за природни гас коришћен емисиони фактор од 0,185 kg CO₂/kWh, док је за електричну енергију усвојен фактор од 0,80 kg CO₂/kWh. На тој основи емисија CO₂ за гасни котловски систем израчуната је према изразу:

$$m_{CO_2,gas} = E_{gas} \cdot EF_{gas}$$

где је:

- $m_{CO_2,gas}$ — емисија CO₂ настала потрошњом природног гаса [kg],
- E_{gas} — потрошена енергија природног гаса [kWh],
- EF_{gas} — емисиони фактор природног гаса [kg/kWh].

За систем топлотних пумпи емисија CO₂ одређена је на основу потрошене електричне енергије:

$$m_{CO_2,el} = E_{el} \cdot EF_{el}$$

где је:

- $m_{CO_2,el}$ — емисија CO₂ повезана са потрошњом електричне енергије [kg],
- E_{el} — потрошена електрична енергија [kWh],
- EF_{el} — емисиони фактор електричне енергије [kg/kWh].

У циљу упоредне процене енергетских и еколошких ефеката, израчунато је и релативно смањење потрошње енергије, односно релативно смањење емисије CO₂, према следећим изразима:

$$\eta_E = ((E_{ref} - E_{HP}) / E_{ref}) \cdot 100$$

$$\eta_{CO_2} = ((m_{CO_2,ref} - m_{CO_2,HP}) / m_{CO_2,ref}) \cdot 100$$

где је:

- η_E — релативно смањење потрошње енергије [%],
- E_{ref} — потрошња енергије у референтном систему (гасни котлови),

- ЕНР — потрошња енергије у систему топлотних пумпи,
- ηCO_2 — релативно смањење емисије CO_2 [%],
- $m\text{CO}_{2,\text{ref}}$ — емисија CO_2 у референтном систему,
- $m\text{CO}_{2,\text{НР}}$ — емисија CO_2 у систему топлотних пумпи.

За процену економског ефекта система примењена је разлика у укупним трошковима енергената у анализираним периодима:

$$U = C_{\text{ref}} - \text{CHP}$$

где је:

- U — остварена уштеда [€],
- C_{ref} — трошак рада референтног система,
- CHP — трошак рада система топлотних пумпи.

Поред укупне уштеде, за оцену економске оправданости инвестиције коришћен је и израз за период повраћаја инвестиције:

$$PP = I / U_{\text{год}}$$

где је:

- PP — период повраћаја инвестиције [год],
- I — укупна вредност инвестиције [€],
- $U_{\text{год}}$ — годишња финансијска уштеда [€/год].

Као допунски параметар у анализи референтног котловског система коришћени су и резултати мерења локалних емисија угљен-моноксида (CO) и азот-диоксида (NO_2) за емитере Е1 и Е2. Граничне вредности емисије износиле су 100 mg/m^3 за CO и 150 mg/m^3 за NO_2 , док су измерене вредности за емитер Е1 износиле $\text{CO } 12,2 \pm 1,8 \text{ mg/m}^3$ и $\text{NO}_2 73,6 \pm 4,1 \text{ mg/m}^3$, а за емитер Е2 $\text{CO } 13,0 \pm 1,8 \text{ mg/m}^3$ и $\text{NO}_2 67,0 \pm 4,1 \text{ mg/m}^3$. Ови подаци коришћени су за оцену емисионе исправности постојећег котловског система у погледу класичних загађујућих материја.

У оквиру овог истраживања, сви прикупљени подаци обрађени су табеларно и графички, како би се омогућило јасно поређење рада система у две различите грејне сезоне. Овако дефинисан методолошки оквир омогућио је да се у наредном поглављу на јасан и мерљив начин прикажу: финансијски ефекат примене система топлотних пумпи, вредности COP -а, топлотни конзум, смањење потрошње енергије, као и смањење емисије CO_2 у односу на претходно примењени систем грејања на природни гас.

5.2.2. Методе обраде и анализе података

Потрошња електричне енергије и природног гаса анализирана је на основу интерних експлоатационих података за две узастопне грејне сезоне. На основу тих података израчунати су укупна потрошња енергената, остварене уштеде и релативно смањење потрошње после имплементације новог система. Финансијски ефекат процењен је путем упоредне анализе трошкова рада гасних котлова и топлотних пумпи, односно на основу разлике у трошковима енергената у посматраним периодима.

Процена емисије CO₂ извршена је применом одговарајућих емисионих фактора за природни гас и електричну енергију. У анализи су коришћени фактори 0,185 kg/kWh за природни гас и 0,80 kg/kWh за електричну енергију, што је омогућило да се изврши упоредна процена емисија пре и после имплементације система топлотних пумпи. На тај начин је добијена основа за квантитативно сагледавање еколошког ефекта замене конвенционалног система грејања новим решењем.

5.2.3 Верификација резултата

У циљу верификације добијених резултата, анализа је разматрана у односу на техничку документацију произвођача и релевантне стандарде, при чему су као оријентир наведени EN 14511, EN 14825, као и препоруке и оквири које користе IEA (International Energy Agency, Међународна агенција за енергију) и ЕНРА (European Heat Pump Association, Европска асоцијација за топлотне пумпе). На тај начин је експериментални и аналитички део рада постављен у оквир савремених техничких критеријума за процену рада топлотних пумпи.

6. Резултати и дискусија

6.1. Финансијски ефекат

Финансијски ефекат примене система топлотних пумпи вода–вода анализиран је на основу упоредног приказа трошкова енергената у периоду пре и после имплементације новог система. Као референтни период узета је грејна сезона 2022. године, када је управна зграда загревана помоћу гасних котлова, док су за нови систем анализирани трошкови електричне енергије у 2023. години, након пуштања у рад топлотних пумпи и искључења гасних котлова из редовног режима рада.

Подаци приказани у **Табели 2** показују да су укупни трошкови грејања у референтном периоду износили 99.430 €. док су трошкови рада топлотних пумпи у анализираном периоду износили 39.641 €. На основу тога утврђена је укупна новчана уштеда од 59.789 €, што одговара релативном смањењу оперативних трошкова грејања од 60,13%.

Највећа апсолутна уштеда остварена је у децембару и износила је 10.840 €, док је најнижа релативна уштеда забележена у јануару и износила је 46,16%. Оваква расподела указује на то да је економски ефекат система био изражен током целе грејне сезоне, али и да је варирао у зависности од месечног топлотног оптерећења и режима рада система. Посебно је значајно што су и у месецима са највећим потребама за грејањем трошкови рада топлотних пумпи остали осетно нижи од трошкова рада гасних котлова.

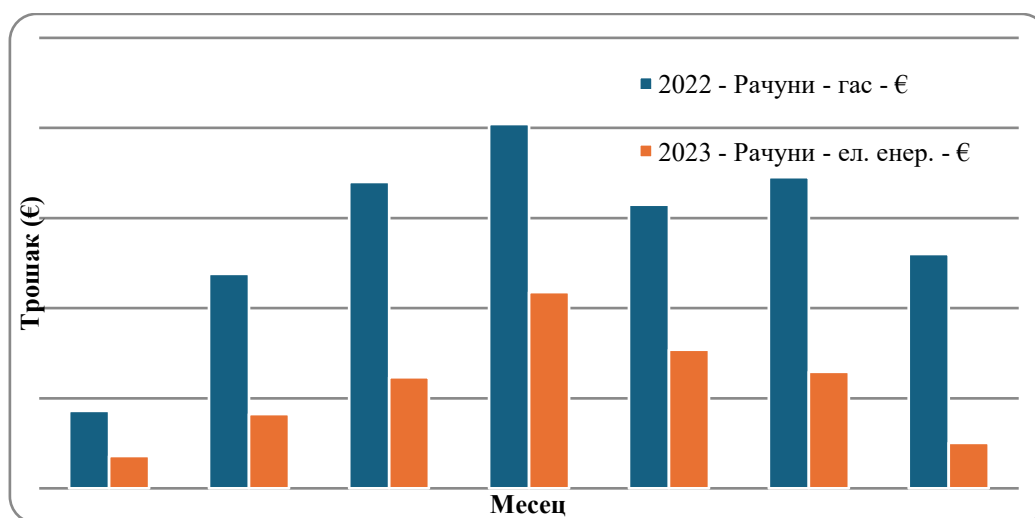
Добијени резултати показују да је примена топлотних пумпи довела до значајног смањења оперативних трошкова, што потврђује економску оправданост анализираних решења. Ипак, треба нагласити да се упоређују трошкови енергената у два различита временска периода, због чега на резултате могу утицати и спољни фактори као што су промене цена енергената, тарифни систем и евентуалне разлике у климатским условима између посматраних сезона. Упркос томе, величина уочене разлике у трошковима указује на јасан и практично значајан финансијски ефекат имплементације топлотних пумпи.

За оцену инвестиционе оправданости израчунат је и једноставан период повратка инвестиције. Ако је вредност инвестиције у систем топлотних пумпи износила 33.000 € а остварена годишња уштеда 59.789 €, период повратка инвестиције добија се према изразу $PP = I / U_{god}$, где је PP период повратка инвестиције, I вредност инвестиције, а U_{god} годишња уштеда. На основу наведених вредности добија се $PP = 33000/59789 = 0,55$ година, односно приближно 6,6 месеци. То значи да је инвестиција враћена у оквиру прве грејне сезоне, што представља изузетно повољан економски резултат и снажан аргумент у прилог даљој примени сличних решења у индустријским објектима.

Табела 2: Прорачун уштеде пре и после уградње топлотних пумпи

Месец	2022 - Рачуни - гас - €	2023 - Рачуни - ел. енер. - €	Уштеда €	Уштеда (%)
Октобар	4300	1800	2500	58,14%
Новембар	11900	4120	7780	65,38%
Децембар	17000	6160	10840	63,76%
Јануар	20225	10890	9335	46,16%
Фебруар	15735	7690	8045	51,13%
Март	17270	6465	10805	62,57%
Април	13000	2516	10484	80,65%
Укупно	99430	39641	59789	60,13%

Графикон 1 потврђује да су месечни трошкови рада система топлотних пумпи у свим анализираним месецима били нижи од трошкова рада гасних котлова. Најизраженија апсолутна разлика уочава се у децембру, док је најмања релативна разлика забележена у јануару, што је у складу са већим сезонским топлотним оптерећењем. Укупно посматрано, графички приказ потврђује стабилан и практично значајан финансијски ефекат примене топлотних пумпи током целе грејне сезоне.

**Графикон 1:** Упоредни приказ месечних трошкова грејања пре и после имплементације топлотних пумпи

6.2. Коефицијент перформансе

Радне перформансе система топлотних пумпи вредноване су на основу коефицијента учинка **COP** (Coefficient of Performance), који представља однос испоручене топлотне енергије и утрошене електричне енергије. Вредности COP-а преузете су из софтвера за праћење рада система и анализиране на месечном нивоу током посматране грејне сезоне.

Подаци приказани у **Табели 3** показују да се COP у анализираном периоду кретао у распону од 4,9 до 5,1, при чему је просечна вредност износила 5,0. Највиша вредност забележена је у децембру (5,1), а најнижа у јануару (4,9). Укупни распон промене износи само 0,2, што указује на веома стабилан рад система током целе сезоне.

Овако мала варијација COP-а представља важан показатељ поузданости и стабилности рада система топлотних пумпи вода–вода. За разлику од система ваздух–вода, код којих је коефицијент учинка снажно условљен променом спољашње температуре, у анализираном систему извор топлоте представља вода из производног процеса са релативно стабилним температурним режимом. Управо се у томе огледа једна од главних предности оваквог решења, јер стабилан извор топлоте омогућава стабилан термодинамички режим рада и уједначене перформансе током целе грејне сезоне.

У циљу потпуније интерпретације добијених резултата, потребно је посматрати и спољне климатске услове током анализиране грејне сезоне 2022–2023. Према историјским метеоролошким подацима за Зрењанин, просечне месечне спољне температуре у периоду рада топлотних пумпи износиле су 14,3 °C у октобру 2022. године, 8,3 °C у новембру 2022. године, 5,1 °C у децембру 2022. године, 5,1 °C у јануару 2023. године, 4,1 °C у фебруару 2023. године, 9,0 °C у марту 2023. године и 10,4 °C у априлу 2023. године.

То значи да су се спољне температуре у анализираном периоду кретале у распону од 4,1 °C до 14,3 °C, односно у укупном распону од 10,2 °C, док је просечна температура целог посматраног периода износила око 8,0 °C. На основу тога се може уочити да је систем топлотних пумпи задржао практично константан коефицијент учинка, иако су се спољни климатски услови током сезоне значајно мењали. [weatherandclimate.eu]

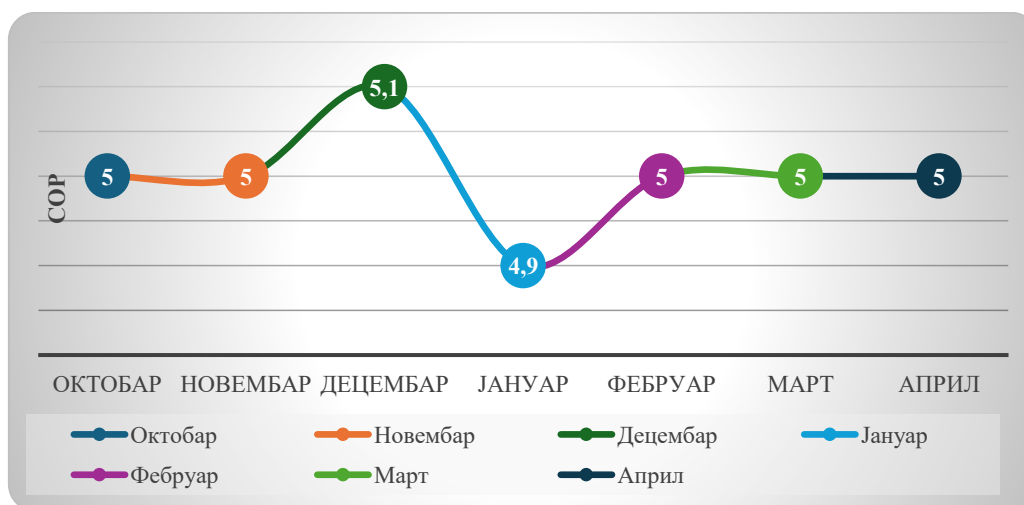
Овакво понашање система указује да су варијације COP-а биле мале и да нису представљале последицу нестабилности рада, већ нормалну реакцију система на промену потребног температурног режима на страни потрошача. То додатно потврђује да је анализирани систем вода–вода током целе грејне сезоне радио стабилно и поуздано.

На основу добијених резултата може се закључити да су топлотне пумпе у анализираном периоду оствариле високе и стабилне перформансе. Просечна вредност COP-а од 5,0 указује да је систем за сваки 1 kWh утрошене електричне енергије испоручивао приближно 5 kWh топлотне енергије, што представља веома повољан резултат са становишта енергетске ефикасности и директно доприноси смањењу трошкова рада система.

Табела 3: Преглед COP коефицијента по месецима у току коришћења топлотних пумпи у 2023. години

Месец	COP
Октобар	5
Новембар	5
Децембар	5,1
Јануар	4,9
Фебруар	5
Март	5
Април	5
Просек	5

Графикон 2 показује да је коефицијент учинка система остао практично константан током читавог анализираног периода, уз минимална одступања у распону од 4,9 до 5,1. Уколико се овај резултат посматра упоредо са просечним спољним температурама у Зрењанину током грејне сезоне 2022–2023, које су се кретале од 4,1 °C у фебруару 2023. године до 14,3 °C у октобру 2022. године, може се закључити да промене спољних климатских услова нису имале пресудан утицај на рад анализираног система.



Графикон 2: Приказ месечних вредности коефицијента учинка COP током анализиране грејне сезоне

То је карактеристично за системе топлотних пумпи вода–вода, код којих стабилан извор топлоте омогућава уједначен режим рада и висок ниво енергетске ефикасности током целе сезоне. Практично, графички приказ потврђује да је систем и у условима променљиве спољне температуре задржао стабилне перформансе, што представља једну од његових најважнијих експлоатационих предности.

6.3. Емисије загађујућих материја и CO₂

Еколошки ефекти примене топлотних пумпи анализирани су на два нивоа. Први ниво обухватао је локалне емисије класичних загађујућих материја из референтног котловског система, док се други ниво односио на процену емисије угљен-диоксида као показатеља укупног климатског оптерећења система грејања.

На основу мерења емисије из стационарних извора загађења, анализирани су подаци за два гасна котла марке Noval Max-3. Резултати мерења показали су да су концентрације угљен-монооксида (CO) и азот-диоксида (NO₂) испод прописаних граничних вредности емисије. За емитер Е1 измерене су вредности CO $12,2 \pm 1,8 \text{ mg/m}^3$ и NO₂ $73,6 \pm 4,1 \text{ mg/m}^3$, док су за емитер Е2 измерене вредности CO $13,0 \pm 1,8 \text{ mg/m}^3$ и NO₂ $67,0 \pm 4,1 \text{ mg/m}^3$. Граничне вредности емисије износили су 100 mg/m^3 за CO и 150 mg/m^3 за NO₂.

Ови резултати указују да су оба котла испуњавала прописане услове у погледу емисија класичних загађујућих материја. То значи да је са становишта локалног загађења ваздуха систем био усклађен са захтевима прописа. Међутим, техничка исправност у погледу емисија CO и NO₂ не значи истовремено и повољан резултат у погледу емисије CO₂, јер је емисија угљен-диоксида директно условљена укупном потрошњом енергије из фосилног горива.

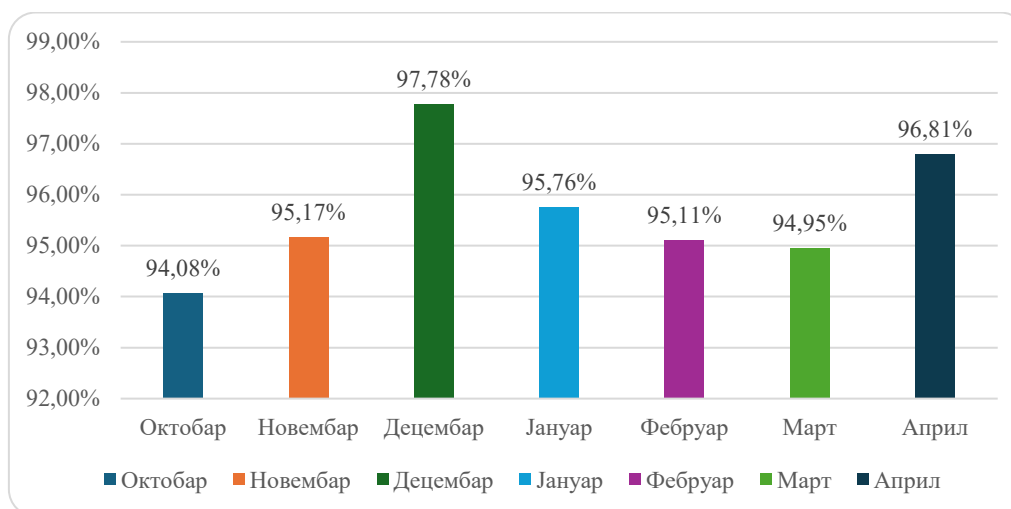
За потребе поређења референтног система и система топлотних пумпи извршена је и процена емисије CO₂ на основу потрошње енергије и усвојених емисионих фактора. У складу са методологијом дефинисаном у **поглављу 4**, за природни гас усвојен је фактор $0,185 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$, док је за електричну енергију усвојен фактор $0,80 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$.

У **Табели 4** приказана је потрошња енергије гасних котлова у 2022. години у односу на потрошњу електричне енергије топлотних пумпи у 2023. години. Укупна потрошња енергије у референтном систему износила је $1.628.266 \text{ kWh}$, док је у систему топлотних пумпи износила 63.533 kWh . На основу тога утврђено је смањење потрошње енергије од 96,10%, што потврђује изразито повољан енергетски ефекат примене топлотних пумпи.

Табела 4: Приказ потрошње енергије гасних котлова у 2022. у односу на топлотне пумпе у 2023. (kWh)

Месец	Гас потрошња 2022 (kWh)	Ел. енер. потрошња 2023 (kWh)	Смањење потрошње енергије (%)
Октобар	209438,6	12402	94,08%
Новембар	247503	11945	95,17%
Децембар	410637,65	9122	97,78%
Јануар	162797,05	6899	95,76%
Фебруар	78692,45	3845	95,11%
Март	147974,3	7466	94,95%
Април	371222,85	11854	96,81%
Укупно	1628265,9	63533	96,10%

Графикон 3 показује да је у свим анализираним месецима остварено изузетно високо смањење потрошње енергије, у распону од приближно 94% до 98%. Највеће смањење уочава се у децембру, док су и у осталим месецима вредности остале на веома високом и уједначеном нивоу. Такав распоред потврђује да је систем топлотних пумпи омогућио значајно смањење потребе за примарном енергијом у односу на референтни гасни систем током целе грејне сезоне.



Графикон 3: Приказ релативног смањења потрошње енергије после имплементације топлотних пумпи

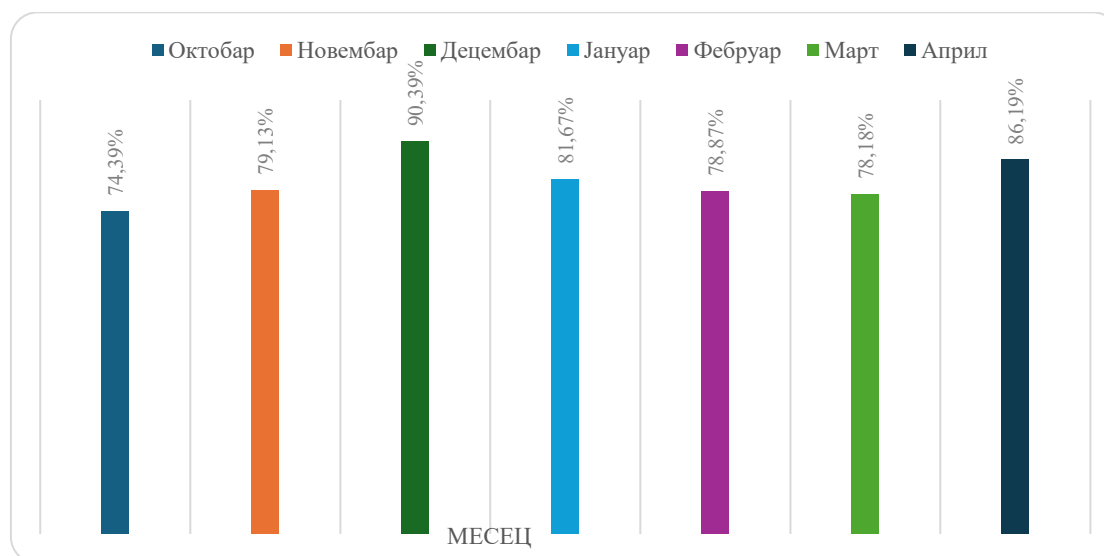
На основу истих енергетских података у **Табели 5** приказана је процењена емисија CO_2 за оба система. Укупна емисија CO_2 у референтном гасном систему износила је 301.228 kg, док је у систему топлотних пумпи износила 50.827 kg, На тој основи добијено је релативно смањење емисије CO_2 од 83,13%.

Овај резултат показује да је примена топлотних пумпи довела до значајног смањења климатског оптерећења система грејања. Иако је за рад топлотних пумпи и даље неопходна електрична енергија, њихов висок коефицијент учинка омогућава да укупна емисија CO_2 буде знатно нижа у поређењу са системом који користи природни гас као примарни енергент.

Табела 5: Преглед емитованог CO₂ (kg) приликом рада гасних котлова у 2022. и топлотних пумпи у 2023.

Месец	Ослобођен CO ₂ (kg) гас – 2022	Ослобођен CO ₂ (kg) ел. енер. – 2023	Смањење емисије CO ₂ (%)
Октобар	38746,141	9921,6	74,39%
Новембар	45788,055	9556	79,13%
Децембар	75967,96525	7297,6	90,39%
Јануар	30117,45425	5519,2	81,67%
Фебруар	14558,10325	3076	78,87%
Март	27375,2455	5972,8	78,18%
Април	68676,22725	9483,2	86,19%
Укупно	301229,1915	50826,4	83,13%

Графикон 4 показује да је у свим анализираним месецима дошло до значајног смањења емисије CO₂ након имплементације топлотних пумпи, при чему су вредности редукције углавном у распону од око 74% до 90%. Највеће смањење уочава се у децембру, што је последица комбинације високог топлотног учинка система и релативно ниске потрошње електричне енергије у односу на енергију коју је претходно захтевао гасни систем. Графички приказ потврђује да је нови систем, поред економских користи, остварио и значајан позитиван еколошки ефекат.



Графикон 4: Приказ релативног смањења емисије CO₂ при коришћењу топлотних пумпи у односу на гасне котлове

На основу анализе енергетских, економских и еколошких показатеља може се закључити да систем топлотних пумпи вода–вода представља технички и економски оправдано решење за грејање управне зграде у условима анализираног индустријског процеса. Резултати показују истовремено смањење трошкова рада, смањење потрошње енергије и значајно смањење емисије CO₂, што потврђује да искоришћење отпадне

топлоте из производног процеса има висок потенцијал за унапређење енергетске ефикасности у индустријским системима.

Предности топлотних пумпи вода–вода

Примена топлотних пумпи вода–вода у анализираном систему показује више значајних предности са енергетског, економског и еколошког становишта. Основна предност овог решења огледа се у чињеници да систем користи нископотенцијалну отпадну топлоту процесне воде као расположив извор енергије, чиме се смањује потреба за коришћењем фосилних горива у систему грејања. На тај начин омогућено је ефикасније искоришћење енергије која је већ присутна у индустријском процесу, уз истовремено смањење укупне потрошње примарне енергије.

Посматрано са становишта енергетске ефикасности, систем топлотних пумпи остварио је висок и стабилан коефицијент учинка током целе анализираних грејне сезоне, што указује на повољан термодинамички режим рада и добру прилагођеност система конкретним условима примене. За разлику од конвенционалног грејања заснованог на сагоревању природног гаса, код кога се топлотна енергија добија директном потрошњом енергента, топлотне пумпе омогућавају пренос и корисно искоришћење већ постојеће топлоте из извора, уз знатно мању утрошену количину електричне енергије у односу на испоручену топлотну енергију.

Са еколошког аспекта, примена топлотних пумпи вода–вода доводи до значајног смањења емисије угљен-диоксида у односу на референтни систем грејања на природни гас. Поред смањења емисије CO₂, предност оваквог система огледа се и у смањењу локалне потрошње фосилног горива, што посредно доприноси смањењу укупног емисионог оптерећења и побољшању еколошког профила постројења. Посебан значај овог решења огледа се у томе што је смањење емисија постигнуто без нарушавања поузданости рада система грејања и без смањења топлотног комфора у објекту.

Поред тога, примена топлотних пумпи у анализираном случају има и шири значај са становишта одрживог управљања енергијом у индустријским системима. Искоришћење отпадне топлоте из производног процеса представља пример интеграције енергетски ефикасних технологија у постојећу индустријску инфраструктуру, чиме се доприноси рационалнијем коришћењу ресурса и смањењу зависности од конвенционалних енергената. На основу добијених резултата може се закључити да топлотне пумпе вода–вода представљају технички оправдано и дугорочно одрживо решење за објекте код којих постоји стабилан извор нископотенцијалне топлоте.

7. Закључак

На основу спроведеног истраживања, извршених прорачуна и анализе рада система грејања у фабрици Essex Furukawa Magnet Wire Balkan d.o.o. у Зрењанину, може се закључити да примена топлотних пумпи вода–вода представља технички, економски и еколошки оправдано решење за грејање управне зграде у условима постојања стабилног извора нископотенцијалне отпадне топлоте из индустријског процеса.

Компаративна анализа референтног система грејања заснованог на гасним котловима и новог система са топлотним пумпама показала је да су укупни трошкови грејања у референтном периоду износили 99.430 €, док су трошкови рада топлотних пумпи у анализираном периоду износили 39.641 €. На основу тога утврђена је укупна новчана уштеда од 59.789 €, што одговара релативном смањењу оперативних трошкова грејања од 60,13%. Добијени резултати потврђују да је увођењем топлотних пумпи остварен изражен финансијски ефекат, при чему је једноставан период повратка инвестиције, за инвестицију од 33.000 €, износио приближно 0,55 година, односно око 6,6 месеци.

Са становишта енергетских перформанси, резултати су показали да је систем топлотних пумпи током анализиране грејне сезоне радио стабилно и ефикасно. Просечна вредност коефицијента учинка COP износила је 5,0, уз минималне месечне варијације у распону од 4,9 до 5,1. Такви резултати указују на висок ниво енергетске ефикасности система и потврђују да је изабрани концепт вода–вода био добро прилагођен конкретним условима примене. Додатно, анализа потрошње енергије показала је да је укупна потрошња енергије у систему са топлотним пумпама била значајно нижа у односу на референтни систем, при чему је релативно смањење потрошње енергије износило 96,10%.

Еколошки ефекти анализираног решења потврђују његову додатну оправданост. Иако су гасни котлови у погледу локалних емисија угљен-моноксида и азот-диоксида били у складу са прописаним граничним вредностима, систем заснован на сагоревању природног гаса и даље је представљао значајан извор емисије угљен-диоксида. Применом топлотних пумпи укупна емисија CO₂ смањена је са 301.228 kg на 50.827 kg током анализираног периода, што одговара релативном смањењу од 83,13%. На тај начин потврђено је да искоришћење отпадне топлоте из производног процеса може имати значајан позитиван ефекат на смањење климатског оптерећења система грејања.

Посебна вредност анализираног решења огледа се у интеграцији система грејања са постојећим технолошким процесом. Систем топлотних пумпи не користи подземне воде као примарни извор енергије, већ отпадну топлоту техничке воде из затвореног процесног круга, чиме је омогућено рационалније коришћење расположивих ресурса. Овакво решење доприноси одрживијем управљању енергијом у индустријском постројењу и представља пример ефикасне примене концепта енергетске интеграције унутар производног система.

Научни допринос овог рада огледа се у томе што су, на основу реалних експлоатационих података из индустријског окружења, квантитативно верификовани

енергетски, економски и еколошки ефекти примене топлотних пумпи вода–вода у систему грејања управне зграде. Посебан значај рада лежи у анализи конкретног индустријског случаја у коме је отпадна топлота из производног процеса искоришћена као стабилан извор енергије, чиме је показан практичан потенцијал за унапређење енергетске ефикасности у сличним индустријским објектима.

Ипак, потребно је указати и на ограничења спроведеног истраживања. Анализа је заснована на поређењу два различита временска периода, што значи да на добијене резултате могу утицати промене цена енергената, тарифни систем, као и разлике у климатским условима између посматраних сезона. Поред тога, истраживање је спроведено у оквиру једног индустријског постројења, што ограничава могућност директне генерализације добијених резултата на друге типове објеката и индустријских система. Одређени степен ограничења присутан је и у процени емисије CO₂, јер резултати зависе од избора усвојених емисионих фактора за природни гас и електричну енергију.

У том смислу, будућа истраживања требало би усмерити ка вишегодишњем праћењу рада оваквих система, како би се омогућила још поузданија оцена њихове сезонске и дугорочне стабилности. Такође, било би корисно проширити анализу на већи број индустријских објеката са различитим типовима отпадне топлоте, као и спровести анализу животног циклуса система топлотних пумпи, укључујући фазе производње, експлоатације, одржавања и краја радног века. На тај начин би се обезбедила потпунија процена њихове укупне одрживости и могућности шире примене у индустријском сектору.

Сумирајући све добијене резултате, може се закључити да систем топлотних пумпи вода–вода у анализираном случају представља енергетски ефикасније, економски повољније и еколошки прихватљивије решење у односу на претходно примењени систем грејања на природни гас. Резултати рада потврђују да искоришћење отпадне топлоте из индустријског процеса има висок потенцијал за примену у савременим системима одрживог индустријског енергетског менаџмента.

7.1 Препоруке за даља истраживања

За будућа истраживања, препоручује се проширење анализе на друге индустрије и објекте, како би се добили свеобухватнији подаци о утицају топлотних пумпи на енергетску ефикасност. Такође, било би корисно спровести анализу животног циклуса (LCA) топлотних пумпи након 10 година њихове употребе, што би омогућило детаљније разумевање њиховог утицаја на животну средину током свих фаза, од производње до краја употребе и одлагања. Ове анализе ће помоћи у идентификовању потенцијалних побољшања и унапређења у дизајну и примени система топлотних пумпи у различитим индустријским секторима.

Животни циклус топлотних пумпи, посебно типа вода–вода, обично се креће у распону од 15 до 25 година. Овај период трајања зависи од много фактора који укључују,

али се не ограничавају на, квалитет и стручност инсталације, специфичне услове рада, учесталост и квалитет редовног одржавања, као и сам тип и модел топлотне пумпе.

Стручна инсталација топлотних пумпи је кључна, јер нестручна инсталација може довести до смањене ефикасности и повећаног оптерећења система, што може скратити животни век уређаја.

Редовно одржавање и прегледи су од изузетне важности за продужавање животног века топлотних пумпи. Ово укључује контролу нивоа флуида, провера система за одвод, као и инспекцију компоненти за могуће знакове хабања или оштећења. Такође, важно је спровести периодичне тестове ефикасности и перформанси, како би се осигурало да систем ради у оптималним условима.

Консултације са произвођачима и стручњацима у области термичке технике су од посебног значаја, јер они могу пружити конкретне и прецизне информације о животној циклусу конкретног модела топлотне пумпе, као и савете о најбољим праксама у инсталацији и одржавању. На тај начин, власници топлотних пумпи могу оптимизовати перформансе својих уређаја и продужити њихов радни век, што у значајној мери доприноси одрживости и енергетској ефикасности у савременом друштву.

Литература

1. Arsić, L., & Vučinić, I. (2022). Obnovljivi izvori energije: Potencijali i trendovi u zemljama Evropske unije i Zapadnog Balkana. *Ecologica*, 29(108), 476–484. <https://doi.org/10.18485/ecologica.2022.29.108.2>
2. Petrović, A. M. (2020). Renewable and Nonrenewable Energy Potential. In W. Leal Filho, A. M. Azul, L. Brandli, A. Lange Salvia, & T. Wall (Eds.), *Affordable and Clean Energy* (pp. 1–10). Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-319-71057-0_116-1
3. REN21. (2024). *Renewables 2024 Global Status Report*.
4. European Commission. (2023). *Renewable Energy Directive – Implementation Report*.
5. Wang, J., Belusko, M., Evans, M., Liu, M., Zhao, C., & Bruno, F. (2022). A comprehensive review and analysis on CO₂ heat pump water heaters. *Energy Conversion and Management: X*, 15, 100277. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100277>
6. Zhang, J., Zhang, H. -H., He, Y. -L., & Tao, W. -Q. (2016). A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China. *Applied Energy*, 178, 800–825. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.049>
7. Staffell, I., Brett, D., Brandon, N., & Hawkes, A. (2012). A review of domestic heat pumps. *Energy & Environmental Science*, 5(11), 9291. <https://doi.org/10.1039/c2ee22653g>
8. Meunier, F. (2013). Adsorption heat powered heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 830–836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.050>
9. Wheatley, M. (2024). *Advancements in Renewable Energy Technologies: A Decade in Review*. Premier Journal of Science. <https://doi.org/10.70389/PJS.100013>
10. Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinou, D., & Rybach, L. (2003). Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe. *Geothermics*, 32(4–6), 579–588. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(03\)00060-9](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(03)00060-9)
11. Lam, J. C., & Chan, W. W. (n. d.). Energy performance of air-to-water and water-to-water heat pumps in hotel applications. Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., Curtis, R., & Hellstrom, G. (2004). *GEOTHERMAL (GROUND-SOURCE) HEAT PUMPS - A WORLD OVERVIEW*.
12. Ochsner, K. (2008). *Geothermal heat pumps: A guide for planning and installing*. Earthscan.
13. Gaur, A. S., Fitiwi, D. Z., & Curtis, J. (2021). Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review. *Energy Research & Social Science*, 71, 101764. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>
14. Ommen, T., Markussen, W. B., & Elmegaard, B. (2014). Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy*, 76, 989–1000. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.016>

15. David, A., Mathiesen, B. V., Aeverfalk, H., Werner, S., & Lund, H. (2017). Heat Roadmap Europe: Large-Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems. *Energies*, 10(4), 578. <https://doi.org/10.3390/en10040578>
16. Arpagaus, C., Bless, F., Schiffmann, J., & Bertsch, S. S. (2016). Multi-temperature heat pumps: A literature review. *International Journal of Refrigeration*, 69, 437–465. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.05.014>
17. Fischer, D., & Madani, H. (2017). On heat pumps in smart grids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 342–357. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.182>
18. Willem, H., Lin, Y., & Lekov, A. (2017). Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. *Energy and Buildings*, 143, 191–201. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.02.023>
19. Busato, F., Lazzarin, R. M., & Noro, M. (2013). Two years of recorded data for a multisource heat pump system: A performance analysis. *Applied Thermal Engineering*, 57(1–2), 39–47. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.053>
20. Izveštaj o merenju emisije zagađujućih materijala u vazduh, broj 03-951/SM, Institut za bezbednost i preventivni inženjering d. o. o., Novi Sad
21. Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinou, D., & Rybach, L. (2003). Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe. *Geothermics*, 32(4–6), 579–588. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(03\)00060-9](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(03)00060-9)
22. Bruno, R., Nicoletti, F., Cuconati, G., Perrella, S., & Cirone, D. (2020). Performance Indexes of an Air-Water Heat Pump Versus the Capacity Ratio. *Energies*, 13(13). <https://doi.org/10.3390/en13133391>
23. Furuno, S., Okushima, L., & Sase, S. (2016). Comparison of COP Between Underground Water Source Heat Pump and Air Source Heat Pump Systems. *Journal of Agricultural Meteorology*, 72(3–4). <https://doi.org/10.2480/agrmet.D-15-00029>
24. Paul van Kan, P., & van der Sluys, M. (2020). Modelling the COP of Heat Pumps as a Function of Temperature. HAN University. Modelling the COP of heat pumps as a function of temperature
25. Yerdesh, Y., et al. (2022). Experimental and Theoretical Investigations of a Ground Source Heat Pump System. *Energies*, 15(22). <https://doi.org/10.3390/en15228336>
26. <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0144598718800725> Wang, W., et al. (2018). Study of the sustainability of a ground source heat pump system by considering groundwater flow and intermittent operation strategies. <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0144598718800725>
27. Li, S., Carow, J., Bacellar, D., & Martin, C. (2021). Comparative Studies of Scroll and Rotary Compressors for US Market Heat Pumps and Air Conditioners. *International Compressor Engineering Conference*. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2664/>
28. Power World. (2026). HVAC Compressor Types: Technical Guide for Heat Pump Efficiency. <https://www.powerworldhdp.com/news/hvac-compressor-types-technical-guide-85389934>.

29. Vibmac. (2025). Scroll vs. Rotary Compressors: A Complete Comparison Guide. <https://www.vibmac.com/scroll-vs-rotary-compressors/>
30. Samsung Global. (2026). Rotary & Scroll Compressors for Heat Pumps. <https://www.samsung.com/global/business/compressor/applications/heat-pump/>
31. Llautocool. (2026). Heat Pump Compressor Types: A Complete Guide. <https://www.llautocool.com/news/heat-pump-compressor-types-a-complete-guide.html>
32. IPCC, 2013: Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Stocker, T. F., D. Qin, G. -K. Plattner, M. Tignor, S. K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P. M. Midgley (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 1535 pp.
33. Идејни пројекат – топлотне пумпе вода – вода, број: 2568/2022
34. Стандард EN 1434-1: 2022

Интернет извори:

35. <https://toplotnepumpe.rs/https://toplotnepumpe.rs/>
36. <https://www.bosch-homecomfort.com/rs/sr/rezidencijalni-objekti/pocetna/https://www.bosch-homecomfort.com/rs/sr/rezidencijalni-objekti/pocetna/>
37. <https://www.artel.rs/projektovanje-ispорука-i-ugradnja-sistema-toplotnih-pumpi-essex-furukawa-magnet-wire-balkan>
38. <https://www.artel.rs/toplotna-pumpa-voda-voda/grejanje-objekta/artel-hp-30h/https://www.artel.rs/toplotna-pumpa-voda-voda/grejanje-objekta/artel-hp-30h/>
39. <https://www.grenef.com/https://www.grenef.com/>
40. <https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgh/article/download/1261/1273/https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgh/article/download/1261/1273/>
41. <https://www.goodheatglobal.com/sr/The-History-and-Evolution-of-Air-to-Water-Heat-Pumps-id46773106.htmlhttps://www.goodheatglobal.com/sr/The-History-and-Evolution-of-Air-to-Water-Heat-Pumps-id46773106.html>
42. <https://www.orangeunit.rs/blog/toplotne-pumpe-energija-buducnosti/https://www.orangeunit.rs/blog/toplotne-pumpe-energija-buducnosti/>
43. <https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgh/article/download/1261/1273/https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgh/article/download/1261/1273/>
44. <https://www.goodheatglobal.com/sr/The-History-and-Evolution-of-Air-to-Water-Heat-Pumps-id46773106.htmlhttps://www.goodheatglobal.com/sr/The-History-and-Evolution-of-Air-to-Water-Heat-Pumps-id46773106.html>
45. <https://www.orangeunit.rs/blog/toplotne-pumpe-energija-buducnosti/https://www.orangeunit.rs/blog/toplotne-pumpe-energija-buducnosti/>
46. <https://geotermika.com/kako-postici-maksimalan-cop-i-ustedu/>

47. <https://ehpa.org/about-heat-pumps/>
48. <https://www.mag.at/https://www.mag.at/>
49. <https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgh/article/download/1261/1273/>
50. <https://www.goodheatglobal.com/sr/The-History-and-Evolution-of-Air-to-Water-Heat-Pumps-id46773106>.
51. <https://www.orangeunit.rs/blog/toplotne-pumpe-energija-buducnosti/>
52. https://www.hoval.co.uk/en_GB/Heating-technology/Oil-Flue-gas-line/Oil-gas-calorific-value/Max-3/Max-3/p/B_max-3-larger-420
53. <https://www.weatherandclimate.eu/history/13173>