

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Josip Batista

**ANALIZA POVEĆANJA UČINKOVITOSTI
CIJEVNIH LAMELNIH IZMJENJIVAČA
TOPLINE UGRADNJOM GENERATORA
VRTLOGA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2022.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Josip Batista

**ANALIZA POVEĆANJA UČINKOVITOSTI
CIJEVNIH LAMELNIH IZMJENJIVAČA
TOPLINE UGRADNJOM GENERATORA
VRTLOGA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentorica: Prof. dr. sc. Anica Trp

Rijeka, 2022.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Josip Batista

**ANALYSIS OF FIN-AND-TUBE HEAT
EXCHANGER PERFORMANCE
ENHANCEMENT BY INSTALLING
VORTEX GENERATORS**

DOCTORAL DISSERTATION

Rijeka, 2022.

Mentorica rada: Prof. dr. sc. Anica Trp

Doktorska disertacija obranjena je dana _____ na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

1. Prof. dr. sc. Kristian Lenić, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet
2. Doc. dr. sc. Paolo Blecich, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet
3. Prof. dr. sc. Ivanka Boras, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAHVALA

Ovom prilikom želim iskazati zahvalnost mentorici prof. dr. sc. Anici Trp na ukazanom povjerenju te na stručnoj pomoći i mnogim konstruktivnim savjetima tijekom izrade doktorske disertacije, kao i tijekom cijelog poslijediplomskog doktorskog studija. Zahvaljujem se i prof. dr. sc. Kristianu Leniću na nizu korisnih savjeta koji su uvelike doprinijeli kvaliteti ovog rada, te na iskazanoj podršci u završnoj fazi pisanja. Također se zahvaljujem i ostalim kolegama na Zavodu za termodinamiku i energetiku, a posebno dr. sc. Mateu Kirinčiću, asistentu Franu Torbarini, mag. ing. mech., doc. dr. sc. Paolu Blecichu i izv. prof. dr. sc. Igoru Bonefačiću, koji su na različite načine pomogli da se ovaj rad uspješno privede kraju.

Na kraju, zahvaljujem se svojim roditeljima, bratu i prijateljima.

U Rijeci, lipanj 2022.

Autor

SAŽETAK

U radu je provedena numerička analiza strujanja i izmjene topline u unakrsnom cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak-voda s generatorima vrtloga. Prilikom izrade numeričkog modela, u obzir su uzete karakteristike strujanja i toplinski otpori na strani oba fluida. Za postavljeni fizikalni problem izdvojen je segment u središtu izmjenjivača topline koji zajedno s proširenjima u smjeru strujanja zraka predstavlja proračunsku domenu. Trodimenzijski matematički model izmjene topline unutar izmjenjivača topline opisan je sustavom diferencijalnih jednadžbi te prikladnim rubnim uvjetima, a riješen je numerički primjenom metode kontrolnih volumena i korištenjem računalnog programskog paketa Ansys Fluent. Opisana je metoda za proračun potpuno razvijenog profila strujanja vode na ulaznim granicama poddomene vode. U tu je svrhu izvorni računalni program nadograđen ugradnjom korisnički definirane funkcije. Za potrebe provjere valjanosti postavljenog matematičkog modela i numeričkog postupka uspostavljena je mjerna linija te je proveden eksperimentalni dio istraživanja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s ravnim lamelama. Analiziran je utjecaj ulaznog rubnog uvjeta na strani vode na karakteristike strujanja i izmjene topline. Najbolje slaganje rezultata mjerenja i rezultata numeričkog proračuna ostvareno je primjenom ulaznog rubnog uvjeta potpuno razvijenog profila strujanja vode. Za odabrani konstrukcijski oblik generatora vrtloga izvršene su numeričke analize utjecaja geometrijskih parametara na termohidrauličke karakteristike izmjenjivača topline, te su optimizacijskim postupkom putem genetskog algoritma dobiveni setovi optimalnih vrijednosti najutjecajnijih parametara s obzirom na različite zahtjeve usmjerene ka povećanju učinkovitosti cijevnog lamelnog izmjenjivača topline.

Ključne riječi: cijevni lamelni izmjenjivač topline zrak-voda, unakrsno strujanje fluida, generatori vrtloga na strani zraka, numerička analiza, optimizacija, povećanje učinkovitosti.

ABSTRACT

In the doctoral dissertation, numerical analysis of fluid flow and heat transfer in a crossflow air-to-water fin-and-tube heat exchanger with vortex generators is performed. The flow characteristics and thermal resistances of both fluids are considered in the present numerical model. For the described physical problem, a segment inside the heat exchanger is used for the computational domain, together with the extensions in the direction of the airflow. A three-dimensional mathematical model of heat transfer inside the fin-and-tube heat exchanger is described with the system of differential equations and corresponding boundary conditions and solved numerically using the finite volume method based solver Ansys Fluent. A method for calculating a fully developed boundary condition at the water inlets has been described. For this purpose, the existing numerical procedure was extended by a self-written user-defined function. In order to validate the defined mathematical model and the numerical procedure, the test line has been set up and measurements have been performed on a fin-and-tube heat exchanger with plain fins. The influence of different water-side inlet boundary conditions has been studied. The results show that the numerical model with the fully developed water inlet boundary condition coincides best with the experimental data. For the selected vortex generator type, further numerical analyses were performed to investigate how different geometry parameters affect the thermal-hydraulic properties of fin-and-tube heat exchanger, and optimal set of values were determined for the most influential parameters through an optimization procedure using a genetic algorithm with respect to various requirements aimed at enhancing the heat exchanger performance.

Keywords: air-to-water fin-and-tube heat exchanger, crossflow arrangement, air side vortex generators, numerical analysis, optimization, performance enhancement.

Sadržaj

1. UVOD	1
1.1. Dosadašnja istraživanja u području cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s generatorima vrtloga	3
1.2. Cilj i hipoteza istraživanja.....	8
1.3. Znanstveni doprinos istraživanja.....	8
1.4. Struktura doktorske disertacije.....	8
2. FIZIKALNI PROBLEM	10
3. MATEMATIČKI MODEL FIZIKALNOG PROBLEMA	11
3.1. Proračunska domena	11
3.2. Diferencijalne jednadžbe očuvanja	13
3.3. Rubni uvjeti.....	17
4. NUMERIČKO RJEŠAVANJE	21
4.1. Metoda kontrolnih volumena	21
4.1.1. Diskretizacija jednadžbi očuvanja.....	21
4.1.2. Algoritam za rješavanje polja tlakova i brzina.....	26
4.2. Umrežavanje proračunske domene	30
4.3. Značajke korištene računalne i programske opreme	32
4.4. Opis metode proračuna izobraženog strujanja na ulaznim granicama poddomene vode.....	32
4.5. Provjera utjecaja gustoće mreže na rješenje numeričkog proračuna.....	35
5. EKSPERIMENTALNO ISTRAŽIVANJE CIJEVNOG LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S RAVNIM LAMELAMA	37
5.1. Opis mjerne linije	37
5.2. Mjerna oprema	39
5.3. Metodologija eksperimentalnog istraživanja	41
5.4. Analiza mjerne pogreške.....	45
5.4.1. Mjerna nesigurnost osjetnika temperature	47

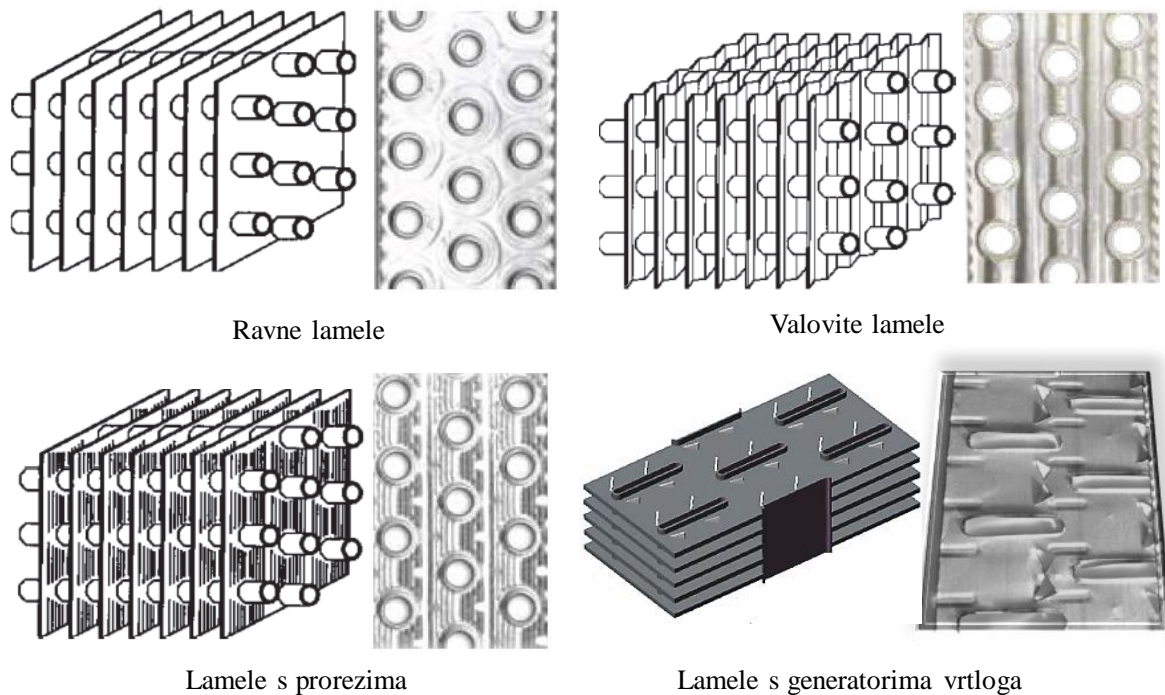
5.4.2. Mjerna nesigurnost ostalih mjernih instrumenata	50
5.4.3. Mjerna nesigurnost izmijenjenog toplinskog toka i prosječnog koeficijenta prolaza topline.....	51
5.5. Rezultati mjerenja	52
6. PROVJERA VALJANOSTI MATEMATIČKOG MODELA I NUMERIČKOG POSTUPKA	54
6.1. Usporedba rezultata numeričkog proračuna s eksperimentalnim rezultatima	54
6.1.1. Usporedba izlaznih temperatura i padova tlaka na strani zraka	55
6.1.2. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline	59
6.2. Usporedba koeficijenata prijelaza topline u cijevima dobivenih numeričkim proračunom i korištenjem empirijskih jednadžbi.....	60
7. NUMERIČKA ANALIZA IZMJENE TOPLINE U CIJEVNOM LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S GENERATORIMA VRTLOGA.....	64
7.1. Odabir osnovne geometrije generatora vrtloga	64
7.1.1. Usporedba koeficijenata prijelaza topline i padova tlaka na strani zraka	66
7.1.2. Raspodjele temperatura, brzina i lokalnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka	69
7.1.3. Usporedba termohidrauličkih karakteristika na strani zraka.....	73
7.1.4. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline.....	75
7.2. Rezultati numeričkih analiza utjecajnih parametara generatora vrtloga	78
7.2.1. Analiza utjecaja upadnog kuta generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline.....	78
7.2.2. Analiza utjecaja zakrivljenosti generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline.....	85
7.2.3. Analiza utjecaja aksijalne pozicije u smjeru osi x na učinkovitost izmjenjivača topline.....	88
7.2.4. Analiza utjecaja aksijalne pozicije u smjeru osi y na učinkovitost izmjenjivača topline.....	92

7.2.5. Analiza utjecaja visine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline ..	95
7.2.6. Analiza utjecaja duljine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline.	97
7.2.7. Analiza utjecaja debljine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline	100
8. OPTIMIZACIJA CIJEVNOG LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S GENERATORIMA VRTLOGA U OBLIKU PRAVOKUTNIH KRILCA	104
8.1. Odabir geometrijskih parametara i funkcija cilja	104
8.2. Opis postupka optimizacije	106
8.3. Odabir modela za provedbu regresijske analize.....	107
8.4. Provjera valjanosti regresijskog modela	111
8.5. Postavke genetskog algoritma	113
8.6. Rezultati optimizacijskog postupka	115
8.6.1. Optimizacija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka.....	115
8.6.2. Optimizacija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka.....	117
9. ZAKLJUČAK.....	122
Literatura.....	124
Popis oznaka	131
Popis slika.....	136
Popis tablica	143

1. UVOD

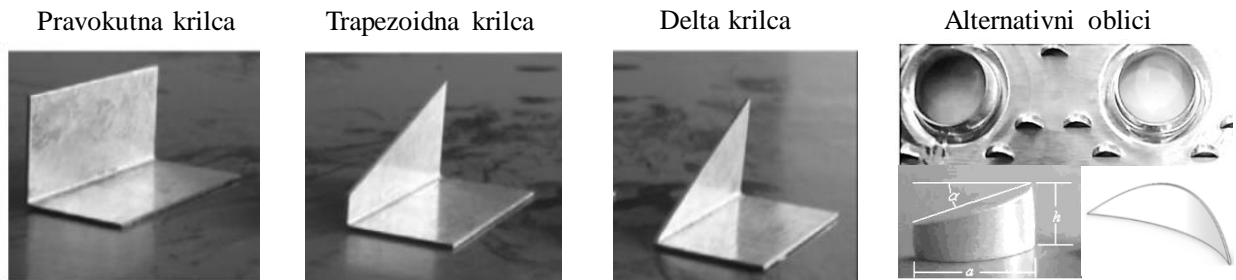
Godišnja dinamika prirasta ljudske populacije od približno 1,5% i učestala težnja za njezinim razvitkom dovela je do eksponencijalnog trenda u porastu potrošnje energije, a također je primjetan uzlet i u njenoj tržišnoj cijeni. S porastom potrošnje energije usporedno raste globalna industrijska proizvodnja, što dovodi do sve većih troškova proizvodnih sirovina. Ovakvo stanje ponukalo je brojne istraživače u pronalasku inovativnih i ekonomičnih rješenja glede uspješnog konstruiranja izmjenjivača topline. Potreba industrije za što manjim i lakšim izvedbama rezultirala je dizajniranjem kompaktnih izmjenjivača topline. Jedan od često korištenih tipova jesu cijevni lamelni izmjenjivači topline, čije su cijevi obložene lamelama koje povećavaju površinu izmjene topline. Izmjena topline vrši se između plinovitog radnog medija (najčešće zraka), koji struji prostorom između lamela i oko cijevi, te radnog medija (vode, ulja ili radnih tvari poput R22, R1234yf, R134a, R407c, R410, i dr.) koji struji unutar cijevi. Cijevni lamelni izmjenjivači topline svoju primjenu nalaze u sustavima pripreme zraka (grijači i hladnjaci zraka klima komora), sustavima grijanja i hlađenja (zrakom hlađeni kondenzatori ili zrakom grijani isparivači rashladnih uređaja ili dizalica topline, zračni hladnjaci rashladne tekućine automobilskih motora), i drugim. Od ukupnog toplinskog otpora, više od 70% čine konvektivni otpori na strani plinovitog medija [1]. Poboljšanje toplinskih karakteristika na strani plinovitog medija predstavlja najvažniji zadatak u lancu projektiranja novih tipova cijevnih lamelnih izmjenjivača topline.

Dvije su osnovne metode kojima se pristupa s ciljem smanjenja toplinskog otpora na strani plinovitog medija u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline: aktivna i pasivna. Za primjenu aktivnih metoda potreban je dodatni vanjski izvor energije, čime značajno rastu kapitalni i operativni troškovi. Osim dodatnih troškova, problemi s pojavom buke, vibracija i kompleksnost izrade uređaja razlozi su njihove ograničene uporabe. Pasivne metode uključuju korištenje različitih oblika neravnih lamela ili generatora vrtloga (u literaturi se koristi i termin krilca, eng. *winglet*), čime se potiče nestabilno strujanje i poboljšavaju toplinske karakteristike cijevnih lamelnih izmjenjivača topline. Kroz povijest su razvijeni i unaprijeđeni različiti oblici neravnih lamela, među kojima su najistaknutije i najkorištenije valovite lamele (eng. *wavy fins*) te lamele s prorezima (eng. *louvered fins*). Na slici 1.1 su prikazane osnovne konfiguracije lamela zastupljene u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline [2,3].



Slika 1.1. Osnovni tipovi lamela u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline [2,3]

Iako se kod neravnih tipova lamela ostvaruju manji toplinski otpori, odnosno povećava se koeficijent prijelaza topline na strani fluida koji struji između njih, neizbježno se ostvaruje i višestruko uvećani otpor strujanja i pad tlaka u odnosu na izmjenjivače topline s ravnim lamelama [3]. S druge strane, ugradnjom generatora vrtloga na postojeće lamele može se ostvariti umjereniji pad tlaka uz gotovo jednaka toplinska poboljšanja [4]. Glavna prepreka u njihovoj primjeni u prethodnim godinama bila je nepostojanost prihvatljivog i učinkovitog proizvodnog procesa. Međutim, u zadnjem desetljeću sve više dobivaju na značaju, a dokaz tomu je broj publiciranih znanstvenih radova novijeg datuma, u kojima su lamele s generatorima vrtloga najistaknutiji od svih postojećih tipova [5]. Osnovna podjela generatora vrtloga može se izvršiti na temelju njihove geometrijske izvedbe. Četiri su osnovne konstrukcije: pravokutna, delta, trapezoidna i alternativna (slika 1.2). Iako izgledom različiti, svaki od navedenih profila krilca djeluje po istom principu, tj. pospješuje miješanje fluida stvaranjem kovitlajućeg gibanja (sekundarnih vrtloga, eng. *secondary vortex*) [6]. Takvi vrtložni procesi uzrokuju razbijanje graničnog sloja uz krutu stijenku, prolongirajući nastanak izobraženog tipa strujanja unutar izmjenjivača topline. Pravilnim pozicioniranjem generatora vrtloga moguće je poboljšati izmjenu topline u recirkulacijskoj zoni iza cijevi (eng. *wake region*), istovremeno povećavajući lokalni i prosječni koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani plinovitog medija [7].



Slika 1.2. Podjela generatora vrtloga s obzirom na oblik konstrukcije [5]

Analiza fizikalnog problema za odabrane geometrije površina prijelaza topline pretežno se provodi na dva načina: eksperimentalno i pomoću računalnih programa za numeričko modeliranje strujanja i prijelaza topline. Numeričkim se proračunima analiziraju složene karakteristike strujanja fluida i prijelaza topline na različitim oblicima lamela i traže one geometrijske karakteristike koje osiguravaju bolji prijelaz topline i manji otpor strujanju. Prije eksponencijalnog porasta računalne moći sredinom devedesetih godina 20. stoljeća, dominantan je bio analitički pristup problematici. Analitički modeli izrađivali su se isključivo za jednostavnije geometrijske izvedbe.

1.1. Dosadašnja istraživanja u području cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s generatorima vrtloga

Primjena generatora vrtloga u svrhu poboljšavanja toplinskih karakteristika izmjenjivača topline datira još od sredine 1970-ih, kada su Edwards i Alker [8] proveli eksperimentalno istraživanje utjecaja delta krilca i umetaka oblika kvadra na prosječnu vrijednost Nusseltove značajke, smjestivši ih u zračni kanal pravokutnog poprečnog presjeka. U ranim su se fazama istraživanja generatori vrtloga ugrađivali na ravne grijaće ploče ili unutarnje stijenke kanalnih sekcija. Prva ispitivanja utjecaja generatora vrtloga na izmjenu topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline proveli su Fiebig i suradnici [9,10]. Kroz eksperimentalna i numerička istraživanja pokazali su kako longitudinalni vrtlozi prouzrokovani prisustvom parova delta krilca značajno smanjuju toplinske otpore i povećavaju izmijenjeni toplinski tok. Delta krilca, svrstavana u jedan od konvencionalnih oblika generatora vrtloga, uključena su kao predmet istraživanja u čitav niz novijih radova na polju cijevnih lamelnih izmjenjivača topline. Tako su He i sur. [11] numeričkim putem odredili najpovoljniji način izbivanja delta krilca za izmjenjivač topline s linijskim rasporedom cijevi. Hwang i sur. [12] su numerički istražili karakteristike strujanja i izmjene topline oko delta-krilnih generatora vrtloga

postavljenih uzvodno od cijevi. Rezultati su pokazali da bolje miješanje strujnih vlakana i razdvajanje graničnog sloja utječe na učinkovitost izmjenjivača topline. U izmjenjivaču topline s delta krilcima ostvarene su slične vrijednosti pada tlaka kao i u izmjenjivaču topline s ravnim lamelama, a bolja izmjena topline ostvarena je za veće ulazne brzine strujanja, odnosno za veće vrijednosti Reynoldsovih značajki. Osjetno povećanje konvektivnog prijelaza topline s lamele s ugrađenim delta krilcima u odnosu na ravnu lamelu utvrđeno je i opisano u radu Wua i Taea [13]. Spomenuti autori su numeričkim putem analizirali termohidrauličke karakteristike izmjenjivača topline za različite upadne kutove krilca prema strujnicama zraka. Salviano i sur. [14] su svoje istraživanje temeljili na optimizaciji položaja delta krilca koristeći genetski algoritam. Autori su naglasili značaj kuta otklona krilca od površine lamele, kojim se može omogućiti manja nastrujavajuća površina te smanjiti otpori strujanju, uz i dalje intenzivan konvektivni prijelaz topline na strani zraka. Awais i sur. [15] proveli su numeričku analizu utjecaja upadnog kuta delta krilca i oblika cijevi na učinkovitost strujanja i izmjene topline na zračnoj strani cijevnih lamelnih izmjenjivača topline. Raspon vrijednosti upadnih kutova nalazio se između 165° i 175° , a cijevi poredane u šahovskom rasporedu bile su kružnog, elipsastog i pravokutnog poprečnog presjeka. Rezultati su pokazali da analizirani kutovi podjednako doprinose poboljšanju izmijenjene topline u odnosu na referentni slučaj s ravnim lamelama, međutim s upadnim kutom od 165° ostvaren je najmanji pad tlaka. Cijevi kružnog i elipsastog poprečnog presjeka uzrokuju manji pad tlaka i manju zonu mirovanja iza cijevi u usporedbi s cijevima pravokutnog poprečnog presjeka. Utjecaj transverzalne udaljenosti delta krilca od središnje osi cijevi na intenzitet vrtloženja, izmjenu topline i pad tlaka na strani zraka razmatrali su Song i sur. [16]. Karakteristike strujanja i izmjene topline evaluirali su pomoću faktora trenja (f) i Nusseltove značajke (Nu). Rezultati su pokazali da se s delta krilcima pozicioniranim bliže cijevi može ostvariti poboljšani prijelaz topline uslijed intenzivnijeg vrtloženja strujnica zraka te bolje kombinirane termohidrauličke karakteristike prikazane u obliku volumnog faktora dobrote (eng. *volume goodness factor*, $Nu/f^{1/3}$).

S obzirom na orijentaciju, generatori vrtloga se dijele na dvije izvedbe. Kod prve izvedbe krilca su postavljena na takav način da sužavaju put strujnicama zraka između njihove površine i površine cijevi, nalik mlaznici (eng. *common flow up*), dok je kod druge izvedbe taj međuprostor proširujućeg oblika (eng. *common flow down*). Torii i sur. [17] su kroz provedena eksperimentalna istraživanja na cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s cijevima u linijskom i šahovskom rasporedu zaključili da sužavajuća konfiguracija doprinosi smanjenju zone mirovanja iza cijevi, čime se izmjena topline u većoj mjeri poboljšava, a pad tlaka

smanjuje. Wu i sur. [18] su istraživanjima na izmjenjivačima topline s lamelama s delta krilcima zaključili da sužavajuća konfiguracija indicira manje otpore strujanju, međutim proširujućom se konfiguracijom postiže nešto bolja izmjena topline. Song i sur. [19] te Shi i sur. [20] analizirali su utjecaj zakrivljenosti delta krilca, a rezultati daju opravdani razlog za buduću primjenu zakrivljenih krilca u svrhu poboljšavanja termodinamičkih karakteristika cijevnih lamelnih izmjenjivača topline.

Uz delta krilca, široku primjenu imaju i generatori vrtloga pravokutnog oblika, a nešto manje su zastupljena trapezoidna krilca. Sinha i sur. [21] su numeričkim putem istraživali utjecaj pravokutnih generatora vrtloga na termohidrauličke karakteristike cijevnog lamelnog izmjenjivača topline na zračnoj strani, s obzirom na različiti raspored cijevi i upadne kutove strujnica zraka. Sarangi i Mishra [22] su parametarskom analizom odredili povoljni smještaj, broj i upadni kut pravokutnih krilca, kojima se postiže povećani prijelaz topline uz umjerene otpore strujanja na strani zraka. Pronalazak optimalnih dimenzija (visine i duljine) pravokutnih generatora vrtloga bio je predmet istraživanja Qiana i sur. [23], dok su Naik i Tiwari [24] numeričkim postupkom odredili optimalne lokacije za smještaj pravokutnih krilca. Gong i sur. [25] numerički su analizirali strujanje i prijelaz topline na strani zraka u lamelnom izmjenjivaču topline s valovitim lamelama i izbijenim pravokutnim krilnim generatorima vrtloga. Istraživali su utjecaj položaja krilca, različitih upadnih kutova pravokutnih krilca te duljine krilca. Utvrdili su da povećavanje kuta nagiba krilca u odnosu na smjer strujanja zraka te povećavanje duljine krilca rezultira boljom izmjenom topline, ali uz veći pad tlaka. Delač i sur. [26] modelirali su strujanje i izmjenu topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s pravokutnim krilcima na lamelama i s ravnim cijevima. Utjecaj upadnog kuta krilca u odnosu na pravac strujanja zraka i visine krilca na izmjenu topline i pad tlaka u izmjenjivaču topline evaluirani su pomoću Nusseltove značajke i Londonovog faktora učinkovitosti. Rezultati su pokazali da se u proučavanom području strujanja korištenjem generatora vrtloga visine $2/3$ razmaka između lamela, postavljenim pod upadnim kutom od 10° može postići najveća izmjena topline bez značajnijeg pada tlaka. Modi i Rathod [27] su eksperimentalnim putem istraživali utjecaj pravokutnih krilca s provrtima. Izbijanje provrta na krilcima, autori ističu, može dodatno poboljšati izmjenu topline i smanjiti pad tlaka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. U nekoliko su novijih radova opisane preinake ravnih pravokutnih krilca u zakrivljene [28,29] ili valovite [30,31] izvedbe, čime se ostvaruje dodatno poboljšanje konvektivnog prijelaza topline na strani zraka i povećava termohidraulička učinkovitost.

Xie i Lee [32] te Zhang i sur. [33] uspoređivali su učinkovitost izmjenjivača topline s izbijenim krilcima kojima se stvara udubina u lamelama na mjestu izbijanja (eng. *punched winglets*) i krilcima direktno pričvršćenim na lamelu (eng. *mounted winglets*) te su utvrdili prednost uporabe direktno pričvršćenih krilca kao praktičnijeg konstruktivnog rješenja.

Optimizaciju cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s trapezoidnim krilcima proveli su Salviano i sur. [34]. Korišteno je nekoliko promjenjivih geometrijskih parametara poput pozicije, visine i duljine krilca, upadnog kuta te kuta otklona prema lameli, s ciljem pronalaska optimalne konfiguracije kojom bi se ostvarile najbolje termodinamičke i hidrodinamičke karakteristike na strani zraka. U provedenom istraživanju Esmaeilzadeha i sur. [35] analizirana je učinkovitost izmjenjivača topline s ravnim i zakrivljenim trapezoidnim krilcima. Rezultati su pokazali da se primjenom zakrivljenih trapezoidnih krilca može smanjiti pad tlaka za oko 20% i povećati ukupna termohidraulička učinkovitost u vidu Londonovog faktora dobrote (Nu/f) za prosječnih 7%. Analiza alternativnih oblika generatora vrtloga, npr. oblika sfere [36], elipse [37] ili kružnog odsjeka [38], zasniva se uglavnom na numeričkom ispitivanju i za sada se njihova primjena nije pokazala učinkovitijom od konvencionalnih oblika. Pregledom relevantne literature vidljivo je da su najčešće ispitivani promjenjivi parametri upadni kut krilca prema strujnicama zraka i njihova pozicija, a malo je radova koji obuhvaćaju veći broj promjenjivih parametara.

U nekim se radovima uspoređuju značajke različitih konstrukcijskih oblika krilca. Li i sur. [39] su na postojeću ravnu lamelu nadogradili generatore vrtloga pravokutnog i delta oblika. Lamele s generatorima vrtloga pokazale su bolje karakteristike s gledišta izmijenjene topline i Londonovog faktora dobrote u odnosu na referentnu ravnu lamelu. Ipak, nešto učinkovitijom se pokazala konfiguracija lamele s pravokutnim krilcima. Hu i sur. [40] su zaključili kako za manje ulazne brzine zraka prednost imaju krilca pravokutnog oblika, a za veće brzine delta krilca. Ipak, razlike između navedenih izvedbi su unutar 5% za Nusseltovu značajku i površinski faktor dobrote j/f . Mardikus i sur. [41] uspoređivali su pravokutne, trapezoidne i delta oblike generatora vrtloga. Rezultati numeričkog istraživanja pokazali su da izmjenjivač topline s pravokutnim krilcima rezultira boljom izmjenom topline na zračnoj strani od preostala dva oblika, ali uz veći pad tlaka. Tang i sur. [42] numerički su uspoređivali utjecaj različitih geometrija i položaja generatora vrtloženja na učinkovitost izmjene topline među kojima su pravokutna krilca i delta krilca postavljena u sužavajućoj i proširujućoj konfiguraciji. Osim toga, modelirali su strujanje sa šipkom eliptičnog poprečnog presjeka postavljenom u kombinaciji sa sužavajuće postavljenim krilcima. Rezultati su pokazali da primjena

pravokutnih krilca u kombinaciji s eliptičnom šipkom može povećati Nusseltovu značajku i do 32% u odnosu na zračni kanal bez ikakvih sredstava poboljšanja izmjene topline i oko 10% u odnosu na kanal s delta krilcima, dok je ukupna učinkovitost u vidu Londonovog faktora kod delta krilca za oko 5% veća u odnosu na pravokutna krilca. Iz priloženog se može zaključiti kako je za ispravan odabir generatora vrtloga potrebna zasebna analiza za svaki individualni tip lamele. Također, usporedba različitih oblika objektivna je ukoliko su izmjenjivači topline međusobno usporedivi, odnosno ukoliko imaju jednake ulazne brzine strujanja fluida, površine prijelaza topline, ulazne temperature i ako je smjer strujanja između fluida jednak.

Za cijevne lamelne izmjenjivače topline Kays i London [43] predstavili su dvije bezdimenzijske značajke, kojima se najčešće ocjenjuje učinkovitost cijevnih lamelnih izmjenjivača topline. Te su značajke Colburnov faktor (j) te Fanningov faktor trenja (f). Colburnov faktor koristi se za bezdimenzijski prikaz prisilne konvekcije, dok se Fanningovim faktorom trenja izražava pad tlaka na strani plinovitog medija njegovim prolaskom kroz izmjenjivač topline. Prema Kaysu i Londonu, izmjenjivači topline s većom vrijednosti omjera ovih dvaju faktora (j/f) zahtijevaju manju površinu okomitu na smjer strujanja zraka, a time i manji ukupni volumen, čime se povećava njihova kompaktnost. Moguć je slučaj u kojemu ravne pravokutne lamele posjeduju bolja termohidraulička svojstva od lamela s generatorima vrtloga, ali i ostalih tipova lamela [44], što dovodi do zaključka kako je kod provedbe analize izmjene topline u izmjenjivačima topline s generatorima vrtloga potreban pažljivi odabir ispravne konfiguracije, odnosno pronalazak optimalnog seta utjecajnih parametara, koji će dovesti do povećanja učinkovitosti u odnosu na lamelu ravnog tipa.

U najvećem broju radova koji opisuju numeričku analizu izmjene topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline izmjena topline promatra se samo na strani fluida koji struji između lamela. Toplinski otpori na strani medija unutar cijevi se zanemaruju postavljajući konstantnom temperaturu unutarnje površine stijenke cijevi, ili vanjske, ako se zanemaruje i otpor provođenju topline kroz stijenku cijevi. Zanemarivanjem toplinskih otpora na strani jednog medija pretpostavlja se da je omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje zanemarivo malen, kao u kondenzatoru ili isparivaču. Ukoliko je analizirani tip izmjenjivača topline zrak-voda, ovakvo pojednostavljenje može dovesti do većih odstupanja numeričkih rezultata u odnosu na rezultate mjerenja, na što upućuje i nekolicina autora u radovima [45], [46] i [47], čime se javlja potreba za daljnjim unaprjeđivanjem matematičkog modeliranja i numeričkog proračuna izmjene topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline.

1.2. Cilj i hipoteza istraživanja

Cilj istraživanja je provedbom numeričke analize unakrsnog cijevnog lamelnog izmjenjivača topline zrak-voda s generatorima vrtloga, istovremeno uzimajući u obzir toplinske otpore na strani zraka i vode, odrediti utjecaj geometrijskih karakteristika na fizikalni proces izmjene topline te pronaći optimalne vrijednosti utjecajnih parametara u svrhu povećanja energetske učinkovitosti.

Iz navedenog cilja proizlazi i hipoteza istraživanja:

Za unakrsni cijevni lamelni izmjenjivač topline s generatorima vrtloga moguće je odrediti najpovoljniji set geometrijskih parametara koji rezultira povećanjem energetske učinkovitosti.

1.3. Znanstveni doprinos istraživanja

Znanstveni doprinos istraživanja provedenog u sklopu doktorske disertacije uključuje produblјivanje znanstvenih spoznaja o fizikalnom problemu strujanja i prijelaza topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s generatorima vrtloga. Glavni znanstveni doprinosi očituju se kroz:

- razvijeni, eksperimentom potvrđeni, numerički model izmjene topline u unakrsnom cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak-voda, kojim je obuhvaćeno modeliranje izmjene topline na strani oba fluida, a bez razmatranja cijelog područja strujanja vode,
- rezultate dobivene numeričkim analizama izmjene topline za različite oblike i geometrijske parametre generatora vrtloga, provedenim u svrhu određivanja njihovih utjecaja na učinkovitost cijevnog lamelnog izmjenjivača topline,
- rezultate dobivene optimizacijom geometrijskih parametara generatora vrtloga s ciljem povećanja učinkovitosti cijevnog lamelnog izmjenjivača topline.

1.4. Struktura doktorske disertacije

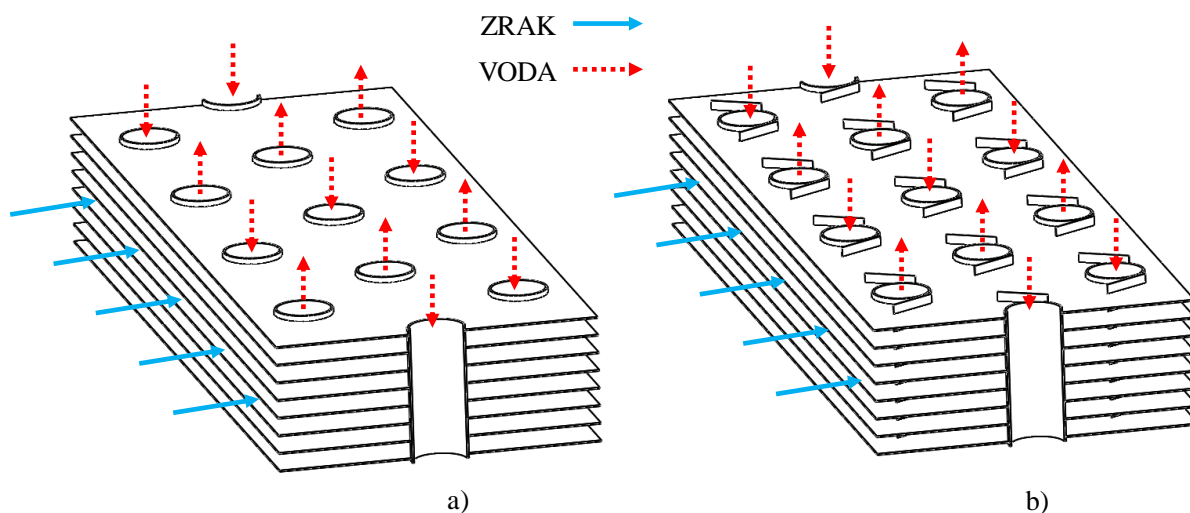
Uvodni dio istraživanja obuhvaća proučavanje relevantne znanstvene literature i klasificiranje dosadašnjih znanstvenih spoznaja u području određivanja povoljnih geometrijskih karakteristika cijevnih lamelnih izmjenjivača topline, s posebnim naglaskom na korištenje generatora vrtloga različitih konfiguracija u svrhu povećanja energetske učinkovitosti izmjenjivača topline.

U drugom poglavlju opisan je fizikalni problem strujanja i izmjene topline unutar cijevnog lamelnog izmjenjivača topline zrak-voda. U trećem poglavlju opisan je stacionarni trodimenzijski matematički model fizikalnog problema. Postavljeni matematički model za odabrani segment izmjenjivača topline s generatorima vrtloga, koji zajedno s ulaznim i izlaznim proširenjima u smjeru strujanja zraka definira domenu numeričkog proračuna, opisan je diferencijalnim jednadžbama i rubnim uvjetima. Četvrto poglavlje sadrži opis numeričkog rješavanja matematičkog modela kojim je opisan fizikalni problem strujanja i izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline primjenom metode kontrolnih volumena. U ovom je poglavlju također opisana nadogradnja izvornog računalnog programa Ansys Fluent, korištenog za numerički proračun, putem korisnički definirane funkcije napisane u programskom jeziku C. Tom se funkcijom definira potpuno razvijeno polje strujanja na ulazu vode u proračunsku domenu. U petom je poglavlju opisano postavljanje i izvođenje eksperimentalnog dijela istraživanja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak-voda s ravnim lamelama. U šestom su poglavlju rezultati mjerenja korišteni za provjeru valjanosti matematičkog modela i numeričkog postupka. Pritom je izvršena analiza utjecaja različitih vrsta rubnih uvjeta na ulaznim granicama poddomene vode na karakteristike strujanja i izmjene topline i utvrđen je rubni uvjet s kojim je ostvareno najbolje poklapanje rezultata. U sedmom poglavlju opisan je odabir osnovne geometrije generatora vrtloga za koju se provode numeričke analize utjecaja geometrijskih parametara na strujanje i izmjenu topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Naposljetku, na temelju rezultata numeričkih analiza odabrani su najutjecajni geometrijski parametri za koje je u osmom poglavlju proveden postupak optimizacije s ciljem određivanja setova njihovih optimalnih vrijednosti, a sve u svrhu povećanja energetske učinkovitosti izmjenjivača topline.

U zaključku danom u devetom poglavlju rada prezentirani su rezultati provedenog istraživanja i definirani zaključci, te su na temelju njih dane smjernice za nastavak istraživanja.

2. FIZIKALNI PROBLEM

U ovom se radu razmatra fizikalni proces strujanja i izmjene topline unutar cijevnog lamelnog izmjenjivača topline zrak-voda s unakrsnim tokom dva fluida. Osnovni preduvjet pokretanja mehanizma izmjene topline definiran je prvim postulatom ravnoteže, a podrazumjeva razliku toplinskih stanja tijela u međusobnom kontaktu. Prema drugome glavnom stavku termodinamike, uz uvjet izostanka vanjskih utjecaja, toplina ne može prijeći s hladnijeg tijela na toplije. Voda kao topliji fluid struji kroz bakrene cijevi, složene u cijevni snop, i izmjenjuje toplinu s hladnijim zrakom koji struji prostorom između aluminijskih lamela, smjerom okomitim na osi cijevi. Mehanizam izmjene topline u ovakvim izmjenjivačima topline složeni je fizikalni proces koji obuhvaća probleme izmjene topline putem prisilne konvekcije između vode i unutarnje površine stijenke cijevi, provođenja topline unutar krutih stijenki cijevi i lamela, te naposljetku izmjene topline putem prisilne konvekcije s vanjske površine stijenke cijevi i lamela na zrak. Na ravne se lamele pričvršćuju generatori vrtloga u simetričnom rasporedu, putem kojih se potiče nestabilno, vrtložno strujanje te pospješuje miješanje strujnica, što dovodi do povećanja konvektivne izmjene topline i smanjenja toplinskih otpora na strani zraka. Segmentni prikaz izmjenjivača topline s ravnim lamelama i lamelama s nadograđenim generatorima vrtloga dan je na slici 2.1.



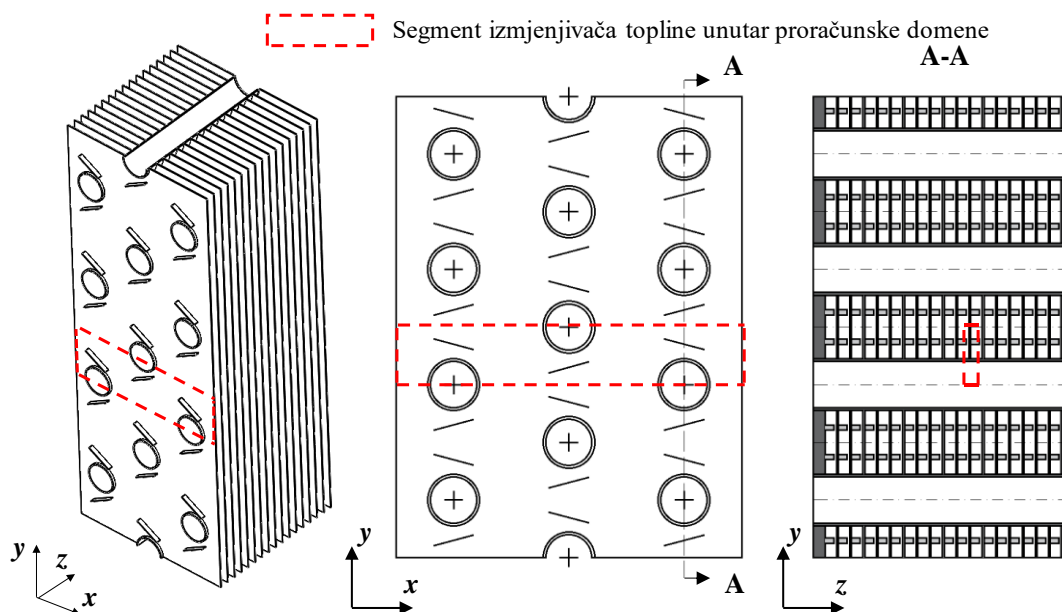
Slika 2.1. Segmentni prikaz razmatranog cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama a) i lamelama poboljšanim ugradnjom generatora vrtloga b)

3. MATEMATIČKI MODEL FIZIKALNOG PROBLEMA

Matematičko modeliranje te numeričko rješavanje fizikalnog problema opisanog u prethodnom poglavlju provodi se u svrhu analize utjecaja geometrijskih parametara generatora vrtloga na izmjenu topline i karakteristike strujanja u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline te usporedbe učinkovitosti u odnosu na referentni model s ravnim lamelama.

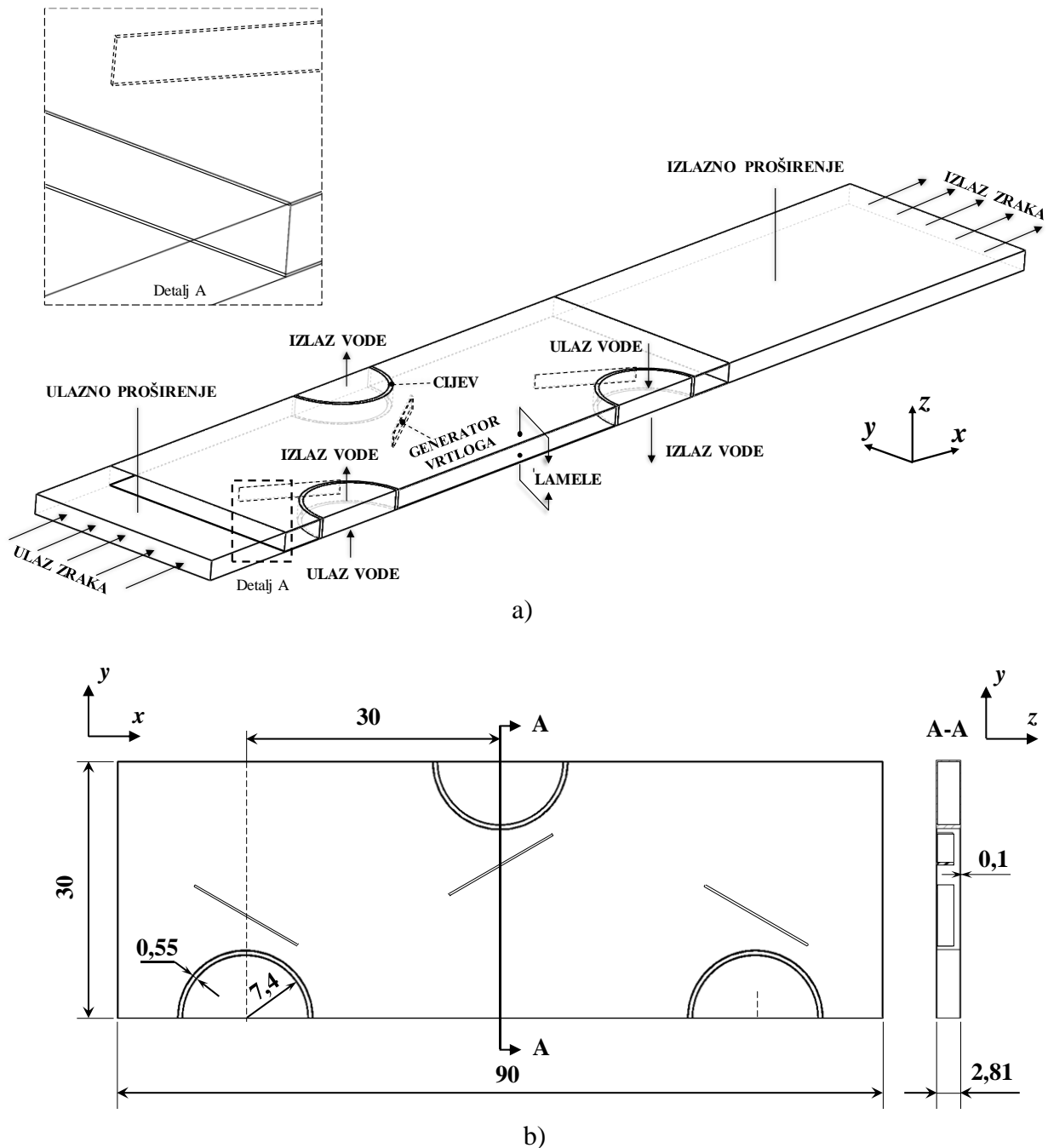
3.1. Proračunska domena

Najmanji dio geometrije izmjenjivača topline, u kojem se mogu opisati sve fizikalne pojave unutar cijevnog lamelnog izmjenjivača topline čini proračunsku domenu, pogodnu za matematičko modeliranje i numeričko rješavanje. Kako bi se fizikalni proces izmjene topline i strujanja u potpunosti definirao kod cijevnih lamelnih izmjenjivača topline sa složenim krugovima strujanja vode, potrebno je obuhvatiti čitavu površinu izmjene topline na strani oba fluida. Međutim, to bi zahtijevalo razmatranje proračunske domene koja bi dimenzijama odgovarala stvarnom prototipu, što bi postavljalo visoke zahjeve u odnosu na korištenu računalnu opremu. Stoga se za numerički proračun odabire segment u središtu izmjenjivača topline naznačen iscrtkanom linijom na slici 3.1, koji zajedno s proširenjima u smjeru strujanja zraka čini proračunsku domenu.



Slika 3.1. Analizirani dio cijevnog lamelnog izmjenjivača topline

Proračunska domena uključuje tri polovice cijevi u šahovskom rasporedu duž smjera strujanja zraka, volumen unutar cijevi ispunjen vodom, dvije, po cijeloj duljini podijeljene polovice lamela čije su širine ograničene simetralnim ravninama cijevi, generatore vrtloga na donjoj lameli, prostor između lamela ispunjen zrakom te ulazno i izlazno područje proširenja u smjeru strujanja zraka.



Slika 3.2. Trodimenzijski prikaz domene a) i prikaz osnovnih dimenzija izmjenjivača topline b)

Ulazno proširenje ima duljinu jednaku duljini lamele (90 mm) i koristi se s ciljem ujednačavanja početno formirane struje zraka te dobivanja pravilne raspodjele brzina na ulazu u izmjenjivač topline. Izlazno proširenje, koje iznosi četiri duljine lamele (360 mm), omogućuje primjenu rubnog uvjeta potpuno razvijenog toka na izlazu zraka iz proračunske domene.

3.2. Diferencijalne jednadžbe očuvanja

Matematički model strujanja i izmjene topline u unakrsnom cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline definiran je sustavom parcijalnih diferencijalnih jednadžbi, kojima se opisuje strujanje fluida i prijelaz topline. Sustav jednadžbi, prema Oberbeckovom modelu [48], čine jednadžbe očuvanja mase, količine gibanja i energije. Za formiranje prikladnog matematičkog modela uvode se sljedeće pretpostavke:

- postavljeni matematički model opisuje stacionarno trodimenzijsko strujanje i izmjenu topline,
- oba fluida (zrak i voda) smatraju se nestišljivim te se promatraju kao Newtonski, u kojima se viskozitet ne mijenja promjenom gradijenta brzine, tj. viskozna naprezanja proporcionalna su iznosu deformacija,
- fizikalna svojstva fluida i krutina su konstantna i nisu ovisna o promjeni temperature,
- zanemaruju se dodirni toplinski otpori između cijevi i lamela,
- zanemaruje se utjecaj sile uzgona, gibanje fluida je u potpunosti nametnuto,
- strujanje zraka i vode numerički se tretira kao turbulentno.

Strujanje fluida može biti laminarno ili turbulentno. Pri laminarnom strujanju ne dolazi do miješanja strujnih vlakana te čestice fluida istog presjeka posjeduju isti smjer brzine. Izmjena topline se poprečno na laminarne slojeve odvija mehanizmom provođenja. Za turbulentno strujanje karakteristično je poprečno gibanje čestica fluida, odnosno njihovo intenzivno miješanje, prožeto izraženim kolebanjima brzina unutar strujnog polja. Predodžbu o načinu strujanja daje bezdimenzijska Reynoldsova značajka (Re), koja se računa prema:

$$\text{Re} = \frac{w_{\infty} \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot w_{\infty} \cdot d}{\eta} \quad (3.1)$$

U danom izrazu, w_{∞} [m/s] je brzina strujanja fluida podalje od krute stijenke, d [m] se odnosi na karakterističnu duljinu (npr. hidraulički promjer, unutarnji promjer cijevi, duljina nastrojane površine itd.), ρ [kg/m³] označava gustoću fluida, a η [Pa·s] njegov dinamički viskozitet. Za

proračun Reynoldsove značajke na strani zraka, uzima se u obzir brzina zraka na mjestu minimalne površine presjeka strujanja w_{\max} [m/s], a kao karakteristična duljina odabire se hidraulički promjer D_h [m]:

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{\rho \cdot w_{\max} \cdot D_h}{\eta} \quad (3.2)$$

Hidraulički promjer D_h računa se prema izrazu:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{\min} \cdot L_x}{A_{\text{uk}}} \quad (3.3)$$

U izrazu (3.3), L_x [m] označava duljinu lamele, A_{\min} [m²] minimalnu površinu poprečnog presjeka strujanja, a A_{uk} [m²] ukupnu površinu izmjene topline na strani zraka.

Za proračun Reynoldsove značajke fluida u cijevima (Re_{d_u}), karakteristična duljina je unutarnji promjer cijevi d_u [m], dok se za brzinu uzima ulazna brzina fluida w_{ul} [m/s].

Za tehničke izračune, strujanje fluida bit će turbulentno ukoliko Reynoldsova značajka premašuje kritičnu vrijednost (Re_k). Reynoldsova značajka na strani vode, za nametnute pogonske uvjete korištene u ovom radu, nalazi se između 5170 i 17065 ($\text{Re}_k \approx 2300$), te je strujanje u cijevima turbulentno. S druge strane, Reynoldsova značajka na strani zraka ne prelazi kritičnu vrijednost, te se strujanje zraka može okarakterizirati kao laminarno. Razvijeni komercijalni programski paketi za rješavanje problema strujanja i izmjene topline (Ansys Fluent, COMSOL, OpenFoam, itd.) primjenjuju isti model za opisivanje karakteristika strujanja oba fluida, pa oprečne struje s različitim režimima rada nije moguće modelirati s dva različita oblika diferencijalnih jednadžbi očuvanja. Iz toga se razloga oba fluida numerički tretiraju kao turbulentna, koristeći pritom SST (eng. *Shear stress transport*) $k-\omega$ model turbulencije, razvijen od strane Mentera [49]. SST $k-\omega$ model svrstava se u modele turbulencije s vremenskim osrednjavanjem (RANS, eng. *Reynolds averaged Navier Stokes*) i kombinacija je dva postojeća modela turbulencije, standardnog $k-\omega$ modela [50] i $k-\varepsilon$ modela turbulencije [51]. Primjenom RANS modela stvarne se vrijednosti varijabli prikazuju kao zbroj prosječnih vrijednosti i statističkih svojstava njihovih fluktuacija. SST $k-\omega$ model turbulencije pokazao se učinkovitim za modeliranje strujanja i izmjene topline na strani zraka u izmjenjivačima topline pri malim Reynoldsovim značajkama ($\text{Re} < \text{Re}_k$) [52-55], kao i za modeliranje izobraženog strujanja vode unutar cijevi [56], te je stoga prikladan za rješavanje analiziranog fizikalnog problema strujanja i izmjene topline u unakrsnom cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak-voda.

Jednadžbe očuvanja izražene u trodimenzijskom pravokutnom koordinatnom sustavu, sukladno definiranim pretpostavkama, slijede u nastavku.

Poddomene zraka i vode

- Jednadžba očuvanja mase

$$\operatorname{div}(\rho \bar{\mathbf{w}}) = 0 \quad (3.4)$$

- Jednadžbe očuvanja količine gibanja

$$x... \operatorname{div}(\rho \cdot w_x \cdot \bar{\mathbf{w}}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\eta \cdot \operatorname{grad} w_x) + \left[\frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x' w_y'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x' w_z'})}{\partial z} \right] \quad (3.5)$$

$$y... \operatorname{div}(\rho \cdot w_y \cdot \bar{\mathbf{w}}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\eta \cdot \operatorname{grad} w_y) + \left[\frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x' w_y'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_y'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_y' w_z'})}{\partial z} \right] \quad (3.6)$$

$$z... \operatorname{div}(\rho \cdot w_z \cdot \bar{\mathbf{w}}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\eta \cdot \operatorname{grad} w_z) + \left[\frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x' w_z'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_y' w_z'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_z'^2})}{\partial z} \right] \quad (3.7)$$

- Jednadžba očuvanja energije

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \bar{\mathbf{w}} \cdot T) = \operatorname{div}\left(\frac{\lambda}{c} \cdot \operatorname{grad} T\right) + \left[\frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_x' T})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_y' T})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \cdot \overline{w_z' T})}{\partial z} \right] \quad (3.8)$$

Karakteristika svih modela turbulencije koji se temelje na vremenski osrednjenim jednadžbama očuvanja je korištenje Boussinesqove pretpostavke za povezivanje Reynoldsovih naprežanja u jednadžbama (3.5) - (3.7) s gradijentima prosječnih brzina:

$$\tau_{ij} = -\rho \cdot \overline{w_i' w_j'} = \eta_t \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \cdot k \cdot \delta_{ij} \quad (3.9)$$

U izrazu (3.9) član δ_{ij} naziva se Kroneckerov član, čija je vrijednost 1 za $i = j$, odnosno 0 za $i \neq j$. Član η_t [Pa·s] predstavlja turbulentni viskozitet, a k [m²/s²] turbulentnu kinetičku energiju, mjerilo za osrednjenu energiju pulsirajućeg dijela strujanja. Kako bi sustav prilagođenih jednadžbi očuvanja bio potpun, uvode se dvije dodatne jednadžbe očuvanja koje predstavljaju turbulentne komponente strujanja. Jedna od njih se odnosi na očuvanje turbulentne kinetičke energije k , a druga na očuvanje turbulentne frekvencije ω [1/s].

- Jednadžba očuvanja turbulentne kinetičke energije k

$$\operatorname{div}(\rho \cdot k \cdot \vec{w}) = \operatorname{div} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \operatorname{grad} k \right] + \left(2\eta_t \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \cdot k \cdot \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \cdot \rho \cdot k \cdot \omega \quad (3.10)$$

- Jednadžba očuvanja turbulentne frekvencije ω

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(\rho \cdot \omega \cdot \vec{w}) &= \operatorname{div} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\omega} \right) \operatorname{grad} \omega \right] + \alpha \cdot \rho \cdot S^2 \\ &+ 2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} (\operatorname{grad} k \cdot \operatorname{grad} \omega) - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Turbulentni viskozitet η_t računa se prema:

$$\eta_t = \frac{a_1 \cdot k}{\max(a_1 \cdot \omega ; S \cdot F_2)} \quad (3.12)$$

Pri tome a_1 predstavlja konstantu modela, F_2 funkciju spajanja, te S apsolutnu vrijednost tenzora vrtloženja koja proizlazi iz:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.13)$$

Tenzor vrtloženja S_{ij} određuje se kao:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.14)$$

Funkcija spajanja F_2 računa se primjenom izraza:

$$F_2 = \tanh \left(\max \left[\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \cdot \omega \cdot y_s}; \frac{500 \cdot \nu}{y_s^2 \cdot \omega} \right] \right) \quad (3.15)$$

Ako se skup varijabli svojstven standardnom k - ω modelu turbulencije za područje u blizini krute stijenke označi s ϕ_1 , a skup varijabli primjenjiv na k - ε model u području podalje od krute stijenke s ϕ_2 , tada je prijelaz između modela ostvariv korištenjem izraza:

$$\phi = F_1 \cdot \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (3.16)$$

Funkcija spajanja $F_1 = F_1(l/y_s, \operatorname{Re}_{y_s})$ ovisna je o omjeru turbulencije $l_t = k^{0.5}/\omega$ [m/s²] i udaljenosti od krute stijenke y_s [m], kao i o turbulentnoj Reynoldsovoj značajki $\operatorname{Re}_{y_s} = y_s^2 \omega/\nu$, te vrijedi:

$$F_1 = \tanh\left[\left(\arg_1^4\right)\right] \quad (3.17)$$

Varijabla \arg_1 definirana je pomoću:

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \cdot \omega \cdot y_s}; \frac{500 \cdot \nu}{y_s^2 \cdot \omega}\right); \frac{4\rho \cdot \sigma_{\omega,2} \cdot k}{CD_{k\omega} \cdot y_s^2}\right) \quad (3.18)$$

U prethodnom se izrazu $CD_{k\omega}$ računa putem:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \cdot \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \text{grad } k \cdot \text{grad } \omega; 10^{-10}\right) \quad (3.19)$$

Preporučene vrijednosti konstanti SST k - ω modela turbulencije [57], koje se pojavljuju u izrazima (3.10) - (3.19), prikazane su u tablici 3.1.

Tablica 3.1. Konstante SST k - ω modela turbulencije

ϕ_1	$\sigma_{k,1} = 1,176$ $\beta^* = 0,09$	$\sigma_{\omega,1} = 2$ $\alpha_1 = 5/9$	$\beta_1 = 0,075$
ϕ_2	$\sigma_{k,2} = 1$ $\beta^* = 0,09$	$\sigma_{\omega,2} = 1,168$ $\alpha_2 = 0,44$	$\beta_2 = 0,0828$

Poddomene cijevi, lamela i generatora vrtloga

- Jednadžba očuvanja energije

$$\text{div}\left(\frac{\lambda}{c} \text{grad } T\right) = 0 \quad (3.20)$$

3.3. Rubni uvjeti

Kako bi se matematički model u potpunosti definirao, uz diferencijalne jednadžbe očuvanja potrebno je poznavanje početnih i rubnih uvjeta na granicama proračunske domene i prijelaznim područjima. Kod razmatranja stacionarnih problema početni uvjeti se ne zadaju. Rubnim uvjetima definiraju se termodinamičke veličine i veličine kojima se opisuje strujanje fluida. Raspodjela varijabli unutar zadane domene pod utjecajem je rubnih uvjeta, tj. rješenje polja varijabli proizlazi iz ekstrapolacije skupa podataka definiranih na rubnim granicama u unutrašnjost zadanog područja proračuna.

Na ulazu zraka u proračunsku domenu definiraju se jednolike ulazne vrijednosti računatih varijabli (temperatura i brzina) te vrijednost intenziteta turbulencije. Na ulazu vode zadaju se vrijednosti temperatura i brzina na dva načina; jednoliko (I) ili kao funkcije prostornih koordinata (II). Na taj se način za matematički model strujanja i izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline definiraju dva različita rubna uvjeta na ulaznim granicama poddomene vode. Na izlazu oba fluida postavljen je rubni uvjet potpuno izobraženog toka, za koji vrijedi nepromjenjivost svih varijabli (osim tlaka) u smjeru strujanja. Rubni uvjet simetrije definiran je na svim ostalim rubnim plohama. Osnovna je pretpostavka rubnog uvjeta simetrije da kroz simetrične granice nema strujanja, a komponenta brzine i gradijenti svih ostalih varijabli u smjeru normale na ravninu simetrije jednaki su nuli. Na dodirnim površinama fluida i krutih stijenci izmjena topline provodi se isključivo provođenjem. Pritom su na tim plohama sve komponente brzina jednake nuli. U nastavku slijedi matematički opis rubnih uvjeta.

Ulazni rubni uvjet - poddomena zraka:

$$w_x = w_{ul}, w_y = 0, w_z = 0, T = T_{z,ul}, I_T = 1\% \quad (3.21)$$

Ulazni rubni uvjet - poddomena vode:

$$\text{I) } w_x = 0, w_y = 0, w_z = w_{v,ul}, T = T_{v,ul}, I_T = 0,16 \cdot \text{Re}_v^{-1/8} \quad (3.22)$$

$$\text{II) } w_x = f_1(x, y), w_y = f_2(x, y), w_z = f_3(x, y), T = f_4(x, y), I_T = 0,16 \cdot \text{Re}_v^{-1/8} \quad (3.23)$$

Intenzitet turbulencije I_T (%) definira se kao omjer prosječnih fluktuacija brzina strujanja fluida (w') i prosječne brzine strujanja (w_{sr}). Kada se razmatra strujanje zraka unutar zračnih kanala, vrijednost intenziteta turbulencije najčešće se pretpostavlja u rasponu od 1% do 5%. Eksperimentalno je utvrđeno da ujednačavanje profila brzina zraka prije ulaza u izmjenjivač topline doprinosi smanjenju intenziteta turbulencije [58]. Zbog malih ulaznih brzina zraka i jednolikog profila brzina na ulazu, pretpostavlja se vrijednost intenziteta turbulencije od 1%. Intenzitet turbulencije u središtu potpuno razvijenog turbulentnog strujanja fluida u cijevima procijenjuje se na temelju izraza izvedenog iz empirijskih korelacija [59]:

$$I_T = \frac{w'}{w_{sr}} \cong 0,16 \cdot \text{Re}^{-1/8} \quad (3.24)$$

Izlazni rubni uvjet- poddomena zraka:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} = 0, \frac{\partial w_y}{\partial x} = 0, \frac{\partial w_z}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3.25)$$

Izlazni rubni uvjet- poddomena vode:

$$\frac{\partial w_x}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w_y}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.26)$$

Rubni uvjet simetrije - gornja i donja ploha u xy ravnini

- zrak

$$w_z = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.27)$$

- cijev i lamela

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.28)$$

Rubni uvjet simetrije - bočne plohe u xz ravnini

- zrak i voda

$$w_y = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.29)$$

- cijev i lamela

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.30)$$

Dodirna površina - zrak/lamela:

$$\lambda_z \frac{\partial T_z}{\partial n} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} \quad (3.31)$$

Dodirna površina - zrak/generator vrtloga:

$$\lambda_z \frac{\partial T_z}{\partial n} = \lambda_{vg} \frac{\partial T_{vg}}{\partial n} \quad (3.32)$$

Dodirna površina - zrak/cijev:

$$\lambda_z \frac{\partial T_z}{\partial n} = \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial n} \quad (3.33)$$

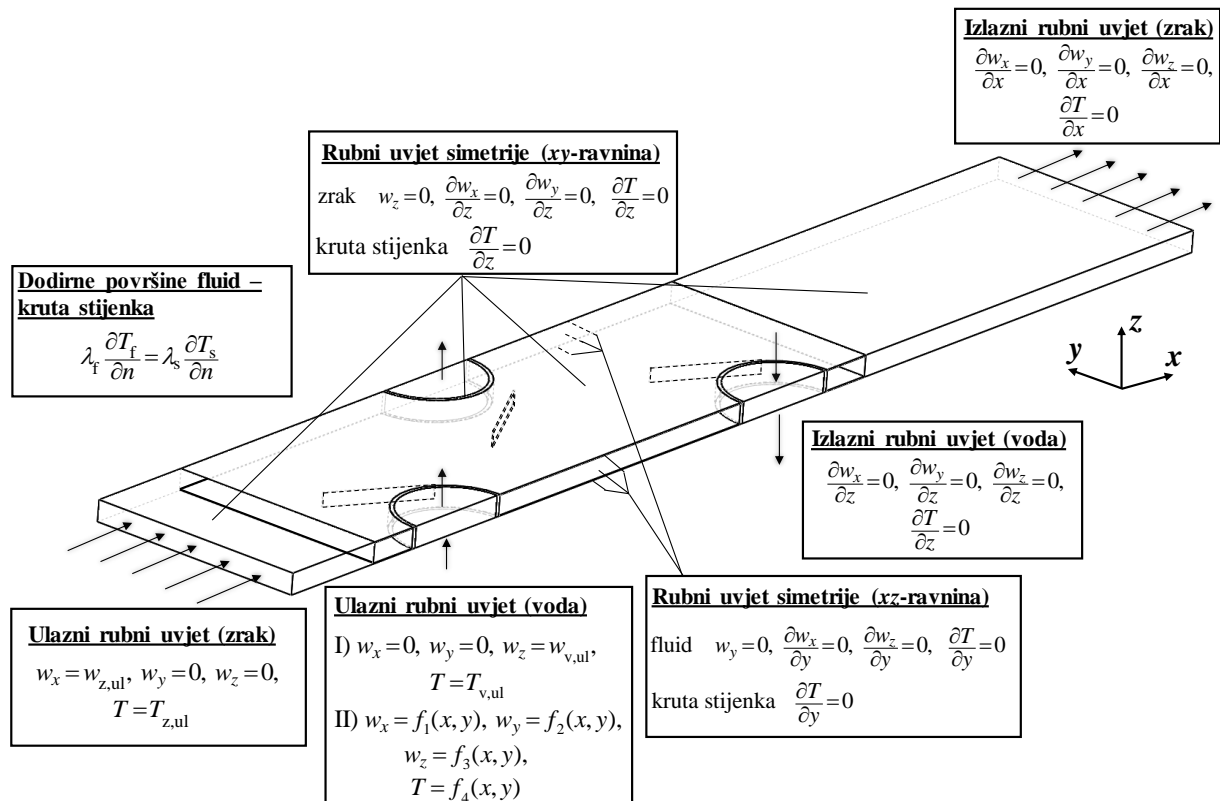
Dodirna površina - voda/cijev:

$$\lambda_v \frac{\partial T_v}{\partial n} = \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial n} \quad (3.34)$$

Dodatno će se analizirati i slučaj u kojem se zanemaruje utjecaj toplinskih otpora na strani vode zadavanjem rubnog uvjeta konstantne temperature unutarnje površine stijenke cijevi, koja

odgovara ulaznoj temperaturi vode u numerički proračun. U tom slučaju proračunska domena ne obuhvaća poddomenu vode, a matematički se model pojednostavljuje isključivanjem jednadžbi očuvanja za poddomenu vode te rubnih uvjeta na ulaznim i izlaznim granicama vode. Također, rubni uvjeti simetrije u xz ravnini ne obuhvaćaju simetralnu plohu vode, a izmjena topline u graničnom sloju opisana je samo na dodirnim površinama zraka i krutih stijenci.

Pregled rubnih uvjeta dodatno je prikazan na slici 3.3.



Slika 3.3. Proračunska domena s pripadajućim rubnim uvjetima

4. NUMERIČKO RJEŠAVANJE

4.1. Metoda kontrolnih volumena

Kako je navedeno, matematički model fizikalnog problema određen je diferencijalnim jednadžbama i rubnim uvjetima. Diferencijalne jednadžbe kojima se opisuju problemi strujanja i prijelaza topline teško je analitički riješiti, pogotovo za složene geometrijske konfiguracije. Ta je spoznaja uvjetovala pronalazak praktičnijih tehnika njihova rješavanja, što je dovelo do razvoja numeričkih proračuna. Ubrzanim razvojem procesne moći računala, korištenje numeričkih metoda dolazi sve više do izražaja budući da upravo one postaju sastavnim dijelom komercijalnih CFD (eng. *Computational Fluid Dynamics*) računarskih programa za rješavanje i analizu problema strujanja i prijelaza topline. U ovom se radu kao numerička metoda pogodna za rješavanje matematičkog modela odabire metoda kontrolnih volumena, razmatrajući pritom konveksijsko-difuzijski stacionarni problem. Metoda kontrolnih volumena nastala je kao poseban oblik metode konačnih razlika, a odlikuje se jasnoćom veze numeričkih algoritama i stvarnih fizikalnih zakona očuvanja. Primjenom ove metode diferencijalne jednadžbe i rubni uvjeti prevode se u sustave algebarskih jednadžbi, pri čemu se proračunska domena zamjenjuje mrežom kontrolnih volumena, a približno rješenje diferencijalnih jednadžbi računa se u čvorovima mreže. U nastavku će se ukratko opisati koraci numeričkog rješavanja problema strujanja i izmjene topline metodom kontrolnih volumena, koju su cjelovito u svojoj knjizi opisali Versteeg i Malalasekera [60].

4.1.1. Diskretizacija jednadžbi očuvanja

Rekapitulacijom jednadžbi očuvanja, danih u poglavlju 3.2, uočava se sličnost u njihovoj notaciji, iz čega slijedi da je jednadžbom očuvanja opće varijable ϕ moguće opisati sve jednadžbe očuvanja kojima se opisuje strujanje i prijelaz topline. Opća jednadžba za opisivanje stacionarnih konveksijsko-difuzijskih problema poprima oblik:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \phi \cdot \vec{w}) = \operatorname{div}(\Gamma \cdot \operatorname{grad} \phi) + S_{\phi} \quad (4.1)$$

Član s lijeve strane je konveksijski član koji označava utjecanje ili istjecanje skalara ϕ iz kontrolnog volumena, a prvi član s desne strane difuzijski član kojim se opisuje transport skalara ϕ difuzijom, s difuzijskim koeficijentom Γ . Izvornim se članom S_{ϕ} opisuje izvor ili

ponor skalara ϕ unutar kontrolnog volumena. Nadalje, tok varijable ϕ mora zadovoljiti i jednadžbu kontinuiteta:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{w}) = 0 \quad (4.2)$$

Integracijom izraza (4.1) i (4.2) po trodimenzijskom kontrolnom volumenu (slika 4.1) te uz primjenu Gaussova teorema volumni se integrali pretvaraju u plošne pa proizlazi:

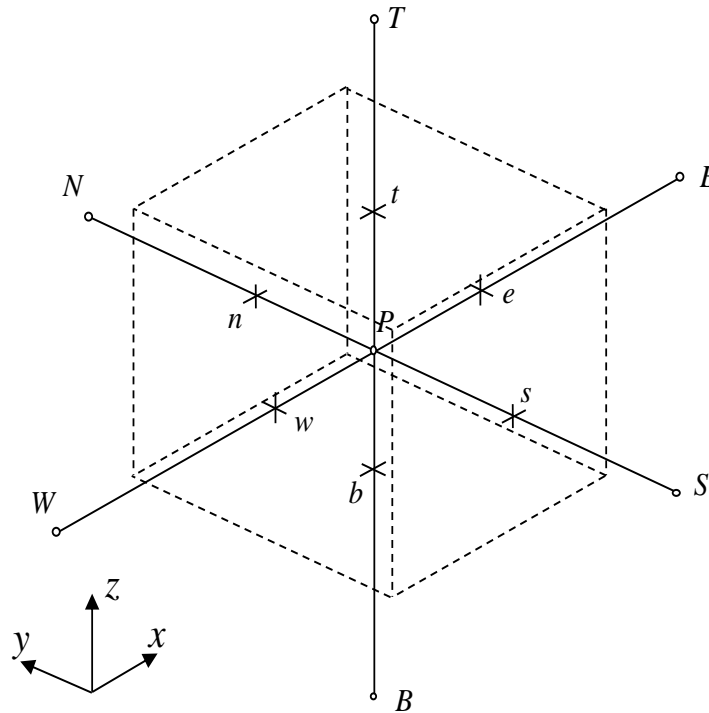
$$\begin{aligned} & [(\rho \cdot w_x \cdot \phi \cdot A)_e - (\rho \cdot w_x \cdot \phi \cdot A)_w] + [(\rho \cdot w_y \cdot \phi \cdot A)_n - (\rho \cdot w_y \cdot \phi \cdot A)_s] + [(\rho \cdot w_z \cdot \phi \cdot A)_t - (\rho \cdot w_z \cdot \phi \cdot A)_b] = \\ & \left[\left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] + \left[\left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] + \left[\left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_t - \left(\Gamma \cdot A \cdot \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_b \right] + S_\phi \cdot \Delta V \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$[(\rho \cdot w_x \cdot A)_e - (\rho \cdot w_x \cdot A)_w] + [(\rho \cdot w_y \cdot A)_n - (\rho \cdot w_y \cdot A)_s] + [(\rho \cdot w_z \cdot A)_t - (\rho \cdot w_z \cdot A)_b] = 0 \quad (4.4)$$

Linearna aproksimacija izvornog člana ima oblik:

$$S_\phi \cdot \Delta V = S_u + S_P \cdot \phi_P \quad (4.5)$$

gdje S_u predstavlja neovisni, a S_P zavisni dio izvornog člana.



Slika 4.1. Trodimenzijski kontrolni volumen i čvorovi mreže

Za dobivanje diskretizacijske jednadžbe uvode se veličine F i D na granicama kontrolnih volumena, koje je moguće definirati kao:

- konvektivni maseni fluks (F):

$$F_w = (\rho \cdot A \cdot w_x)_w, F_e = (\rho \cdot w_x \cdot A)_e, F_n = (\rho \cdot A \cdot w_y)_n, F_s = (\rho \cdot A \cdot w_y)_s, F_t = (\rho \cdot A \cdot w_z)_t, \\ F_b = (\rho \cdot A \cdot w_z)_b$$

- difuzijsku vodljivost (D):

$$D_w = \frac{\Gamma_w \cdot A_w}{\delta x_{WP}}, D_e = \frac{\Gamma_e \cdot A_e}{\delta x_{PE}}, D_n = \frac{\Gamma_n \cdot A_n}{\delta y_{PN}}, D_s = \frac{\Gamma_s \cdot A_s}{\delta y_{SP}}, D_t = \frac{\Gamma_t \cdot A_t}{\delta z_{PT}}, D_b = \frac{\Gamma_b \cdot A_b}{\delta z_{BP}}$$

Pri rješavanju sustava jednadžbi, neophodno je poznavanje vrijednosti te gradijenata opće varijable ϕ na granicama kontrolnih volumena, u svrhu čega se koriste prikladne diskretizacijske sheme. Linearna shema (eng. *central differencing scheme*) primjenjuje se kod rješavanja difuzijskog toka predstavljenog desnom stranom izraza (4.3), odnosno pri određivanju gradijenta varijable ϕ na granicama kontrolnih volumena. Korištenjem linearne sheme gradijenti varijable računaju se prema:

$$\frac{\partial \phi_w}{\partial x} = \frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial \phi_e}{\partial x} = \frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial \phi_s}{\partial y} = \frac{\phi_P - \phi_S}{\delta y_{SP}} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \phi_n}{\partial y} = \frac{\phi_N - \phi_P}{\delta y_{PN}} \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \phi_b}{\partial z} = \frac{\phi_P - \phi_B}{\delta z_{BP}} \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \phi_t}{\partial z} = \frac{\phi_T - \phi_P}{\delta z_{PT}} \quad (4.11)$$

Ukoliko se izrazi za konvektivne masene flukseve i difuzijske vodljivosti, kao i prethodno raspisani izrazi (4.6) - (4.11) uvrste u jednadžbe (4.3) i (4.4) slijedi:

$$(F_e \cdot \phi_e - F_w \cdot \phi_w) + (F_n \cdot \phi_n - F_s \cdot \phi_s) + (F_t \cdot \phi_t - F_b \cdot \phi_b) = [D_e \cdot (\phi_E - \phi_P) - D_w \cdot (\phi_P - \phi_E)] + \\ + [D_n \cdot (\phi_N - \phi_P) - D_s \cdot (\phi_P - \phi_S)] + [D_t \cdot (\phi_T - \phi_P) - D_b \cdot (\phi_P - \phi_B)] + S_u + S_p \cdot \phi_P \quad (4.12)$$

$$(F_e - F_w) + (F_n - F_s) + (F_t - F_b) = 0 \quad (4.13)$$

Linearna aproksimacijska konvektivnog člana u svrhu dobivanja diskretizacijske jednadžbe može se uzeti u obzir, ali tek za jako male vrijednosti omjera F/D , čime bi utjecaj difuzije bio primaran. Ipak, za probleme strujanja i prijelaza topline linearna shema nije zadovoljavajuća, pošto se njome ne prepoznaje smjer toka. Od brojnih diskretizacijskih shema koje uzimaju u obzir smjer toka, u ovom je radu korištena Upwind shema drugog reda točnosti (eng. *second-order upwind scheme*) [61] za diskretizaciju konvektivnog člana. Kod Upwind sheme drugog reda, interpolacija varijable na granici kontrolnog volumena vrši se funkcijom koja zbraja vrijednost varijable u središtu uzvodnog kontrolnog volumena s umnoškom njezinog gradijenta i vektora spojnice središta uzvodnog kontrolnog volumena i težišta pomaka. U pojednostavljenom slučaju ortogonalne strukturirane mreže, prema slici 4.1, te za slučaj pozitivnog toka, vrijedi:

$$\phi_w = \phi_W + \frac{(\phi_W - \phi_{WW})}{\delta x} \frac{\delta x}{2} = \phi_W + \frac{1}{2}(\phi_W - \phi_{WW}) \quad (4.14)$$

$$\phi_e = \phi_P + \frac{(\phi_P - \phi_W)}{\delta x} \frac{\delta x}{2} = \phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_W) \quad (4.15)$$

$$\phi_s = \phi_S + \frac{(\phi_S - \phi_{SS})}{\delta y} \frac{\delta y}{2} = \phi_S + \frac{1}{2}(\phi_S - \phi_{SS}) \quad (4.16)$$

$$\phi_n = \phi_P + \frac{(\phi_P - \phi_S)}{\delta y} \frac{\delta y}{2} = \phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_S) \quad (4.17)$$

$$\phi_b = \phi_B + \frac{(\phi_B - \phi_{BB})}{\delta z} \frac{\delta z}{2} = \phi_B + \frac{1}{2}(\phi_B - \phi_{BB}) \quad (4.18)$$

$$\phi_t = \phi_P + \frac{(\phi_P - \phi_T)}{\delta z} \frac{\delta z}{2} = \phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_T) \quad (4.19)$$

Uvrštavanjem (4.14) - (4.19) u (4.12) slijedi:

$$\begin{aligned} & F_e \cdot \left(\phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_W) \right) - F_w \cdot \left(\phi_W + \frac{1}{2}(\phi_W - \phi_{WW}) \right) + F_n \cdot \left(\phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_S) \right) - \\ & F_s \cdot \left(\phi_S + \frac{1}{2}(\phi_S - \phi_{SS}) \right) + F_t \cdot \left(\phi_P + \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_T) \right) - F_b \cdot \left(\phi_B + \frac{1}{2}(\phi_B - \phi_{BB}) \right) \\ & = D_e \cdot (\phi_E - \phi_P) - D_w \cdot (\phi_P - \phi_E) + D_n \cdot (\phi_N - \phi_P) - D_s \cdot (\phi_P - \phi_S) + \\ & \quad D_t \cdot (\phi_T - \phi_P) - D_b \cdot (\phi_P - \phi_B) + S_u + S_P \cdot \phi_P \end{aligned} \quad (4.20)$$

Pripadajuća jednadžba diskretizacije za trodimenzijski konveksijsko-difuzijski problem i slučaj pozitivnog toka ($F_w > 0, F_e > 0, F_s > 0, F_n > 0, F_b > 0, F_t > 0$) može se napisati kao:

$$a_p \cdot \phi_p = a_w \cdot \phi_w + a_e \cdot \phi_e + a_{ww} \cdot \phi_{ww} + a_s \cdot \phi_s + a_n \cdot \phi_n + a_{ss} \cdot \phi_{ss} + a_b \cdot \phi_b + a_t \cdot \phi_t + a_{bb} \cdot \phi_{bb} + S_u \quad (4.21)$$

Centralni i susjedni koeficijenti iznose:

$$a_p = a_w + a_e + a_{ww} + a_s + a_n + a_{ss} + a_b + a_t + a_{bb} - S_p + (F_e - F_w + F_n - F_s + F_t - F_b) \quad (4.22)$$

$$a_w = D_w + \frac{3}{2}F_w + \frac{1}{2}F_e \quad (4.23)$$

$$a_e = D_e \quad (4.24)$$

$$a_{ww} = -\frac{1}{2}F_w \quad (4.25)$$

$$a_s = D_s + \frac{3}{2}F_s + \frac{1}{2}F_n \quad (4.26)$$

$$a_n = D_n \quad (4.27)$$

$$a_{ss} = -\frac{1}{2}F_s \quad (4.28)$$

$$a_b = D_b + \frac{3}{2}F_b + \frac{1}{2}F_t \quad (4.29)$$

$$a_t = D_t \quad (4.30)$$

$$a_{bb} = -\frac{1}{2}F_b \quad (4.31)$$

Jednadžba diskretizacije za slučaj negativnog toka ($F_w < 0, F_e < 0, F_s < 0, F_n < 0, F_b < 0, F_t < 0$) glasi:

$$a_p \cdot \phi_p = a_w \cdot \phi_w + a_e \cdot \phi_e + a_{ee} \cdot \phi_{ee} + a_s \cdot \phi_s + a_n \cdot \phi_n + a_{nn} \cdot \phi_{nn} + a_b \cdot \phi_b + a_t \cdot \phi_t + a_{tt} \cdot \phi_{tt} + S_u \quad (4.32)$$

Koeficijenti u jednadžbi (4.32) imaju oblik:

$$a_p = a_w + a_e + a_{ee} + a_s + a_n + a_{nn} + a_b + a_t + a_{tt} - S_p + (F_e - F_w + F_n - F_s + F_t - F_b) \quad (4.33)$$

$$a_w = D_w \quad (4.34)$$

$$a_E = D_e - \frac{3}{2}F_e - \frac{1}{2}F_w \quad (4.35)$$

$$a_{EE} = \frac{1}{2}F_e \quad (4.36)$$

$$a_S = D_s \quad (4.37)$$

$$a_N = D_n - \frac{3}{2}F_n - \frac{1}{2}F_s \quad (4.38)$$

$$a_{NN} = \frac{1}{2}F_n \quad (4.39)$$

$$a_B = D_b \quad (4.40)$$

$$a_T = D_t - \frac{3}{2}F_t - \frac{1}{2}F_b \quad (4.41)$$

$$a_{TT} = \frac{1}{2}F_t \quad (4.42)$$

4.1.2. Algoritam za rješavanja polja tlakova i brzina

Prilikom formiranja diskretizacijskih jednadžbi pretpostavljeno je da su brzine strujanja fluida poznate. Međutim, polje brzina najčešće nije zadano, već proizlazi iz ukupnog rješenja problema koji definira i ostale skalarne varijable. U rješavanju jednadžbi očuvanja količine gibanja i jednadžbe očuvanja mase uključena su dva nova problema. Jedan od njih su nelinearne veličine konvektivnih članova koje se javljaju u jednadžbama očuvanja količine gibanja. Uz komponente brzina, te jednadžbe sadrže i gradijente tlakova u pojedinim koordinatnim smjerovima. Međutim, kako je i polje tlakova dio općeg rješenja problema, ti gradijenti nisu poznati. Oba navedena problema, nelinearnost i povezivanje tlakova i brzina, mogu se riješiti uvođenjem iteracijskog postupka rješavanja poput SIMPLE (eng. *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) algoritma, kojeg su razvili Patankar i Spalding [62].

Ako se brzine i tlakovi računaju u istim čvorovima, nejednoliko polje tlakova ponekad može djelovati kao i jednoliko. U svrhu izbjegavanja nepravilnog predstavljanja utjecaja tlaka u jednadžbama diskretizacije koriste se pomaknute mreže za komponente brzina, na način da se skalari računaju u čvorovima izvorne mreže, a brzine na granicama kontrolnih volumena, tj. u čvorovima pomaknutih mreža. Upotreba pomaknutih mreža, osim izbjegavanja nepravilnog predstavljanja utjecaja tlaka u jednadžbama diskretizacije, ima dodatnu prednost u tome što se

brzine računaju na mjestima gdje su potrebne za proračun skalara kod konveksijsko-difuzijskih problema i dodatne interpolacijske funkcije nisu potrebne.

SIMPLE algoritam je postupak koji uključuje uzastopno pretpostavljanje i korigiranje polja tlakova uporabom pomaknutih mreža za polja brzina. Na početku proračuna pretpostavlja se polje tlakova p^* , nakon čega se rješavaju jednadžbe diskretizacije brzina na osnovu pretpostavljenog polja tlakova kako bi se izračunale komponente brzina prema izrazima:

$$a_{i,J,K} \cdot w_{x_{i,J,K}}^* = \sum a_{nb} \cdot w_{x_{nb}}^* + (p_{I-1,J,K}^* - p_{I,J,K}^*) \cdot A_{i,J,K} + b_{i,J,K} \quad (4.43)$$

$$a_{I,j,K} \cdot w_{y_{I,j,K}}^* = \sum a_{nb} \cdot w_{y_{nb}}^* + (p_{I,J-1,K}^* - p_{I,J,K}^*) \cdot A_{I,j,K} + b_{I,j,K} \quad (4.44)$$

$$a_{I,J,k} \cdot w_{z_{I,J,k}}^* = \sum a_{nb} \cdot w_{z_{nb}}^* + (p_{I,J,K-1}^* - p_{I,J,K}^*) \cdot A_{I,J,k} + b_{I,J,k} \quad (4.45)$$

Nadalje, definira se korekcija tlaka p' kao razlika između točnog i pretpostavljenog polja tlakova. Dakle, točan tlak se može zapisati u obliku:

$$p = p^* + p' \quad (4.46)$$

Analogno tome, definiraju se korekcije brzina koje povezuju točne vrijednosti s pretpostavljenim:

$$w_x = w_x^* + w_x' \quad (4.47)$$

$$w_y = w_y^* + w_y' \quad (4.48)$$

$$w_z = w_z^* + w_z' \quad (4.49)$$

Korigirane vrijednosti brzina moguće je uvrstiti u izraze (4.43) - (4.45) pa slijedi:

$$w_{x_{i,J,K}} = w_{x_{i,J,K}}^* + d_{i,J,K} \cdot (p'_{I-1,J,K} - p'_{I,J,K}) \quad (4.50)$$

$$w_{y_{I,j,K}} = w_{y_{I,j,K}}^* + d_{I,j,K} \cdot (p'_{I,J-1,K} - p'_{I,J,K}) \quad (4.51)$$

$$w_{z_{I,J,k}} = w_{z_{I,J,k}}^* + d_{I,J,k} \cdot (p'_{I,J,K-1} - p'_{I,J,K}) \quad (4.52)$$

gdje je $d_{i,J,K} = A_{i,J,K} / a_{i,J,K}$, odnosno $d_{I,j,K} = A_{I,j,K} / a_{I,j,K}$ i $d_{I,J,k} = A_{I,J,k} / a_{I,J,k}$.

Na sličan način mogu se definirati jednadžbe za brzine u susjednim čvorovima:

$$w_{x_{i+1,J,K}} = w_{x_{i+1,J,K}}^* + d_{i+1,J,K} \cdot (p'_{I,J,K} - p'_{i+1,J,K}) \quad (4.53)$$

$$w_{y_{I,j+1,K}} = w_{y_{I,j+1,K}}^* + d_{I,j+1,K} \cdot (p'_{I,J,K} - p'_{I,j+1,K}) \quad (4.54)$$

$$w_{z_{I,J,k+1}} = w_{z_{I,J,k+1}}^* + d_{I,J,k+1} (p'_{I,J,K} - p'_{I,J,K+1}) \quad (4.55)$$

U dosadašnjim razmatranjima uzete su u obzir samo jednadžbe očuvanja količine gibanja, no kako je ranije spomenuto, polje brzina mora zadovoljavati i jednadžbu kontinuiteta čija je diskretizacijska jednadžba za skalarni kontrolni volumen dana izrazom:

$$\begin{aligned} & [(\rho \cdot w_x \cdot A)_{i+1,J,K} - (\rho \cdot w_x \cdot A)_{i,J,K}] + [(\rho \cdot w_y \cdot A)_{I,j+1,K} - (\rho \cdot w_y \cdot A)_{I,j,K}] + \\ & + [(\rho \cdot w_z \cdot A)_{I,J,k+1} - (\rho \cdot w_z \cdot A)_{I,J,k}] = 0 \end{aligned} \quad (4.56)$$

Uvrštavanjem prethodno definiranih brzina na granicama skalarnog kontrolnog volumena, te sređivanjem izraza slijedi diskretizirana jednadžba kontinuiteta kao jednadžba korekcije tlaka, čijim se rješavanjem dobiva polje korekcije tlaka:

$$\begin{aligned} a_{I,J,K} \cdot p'_{I,J,K} = & a_{I+1,J,K} \cdot p'_{I+1,J,K} + a_{I-1,J,K} \cdot p'_{I-1,J,K} + a_{I,J+1,K} \cdot p'_{I,J+1,K} + a_{I,J-1,K} \cdot p'_{I,J-1,K} + \\ & + a_{I,J,K+1} \cdot p'_{I,J,K+1} + a_{I,J,K-1} \cdot p'_{I,J,K-1} + b'_{I,J,K} \end{aligned} \quad (4.57)$$

Nakon što je poznato polje korekcije tlaka, točno polje tlaka moguće je izračunati korištenjem izraza (4.46), a moguće je odrediti i komponente brzina na temelju izraza (4.50) - (4.55).

Jednadžba korekcije tlaka podložna je divergenciji ukoliko se ne koristi takva podrelaksacija u iteracijskom proračunu koja daje novo, poboljšano polje tlaka:

$$p^{new} = p^* + \alpha_p p' \quad (4.58)$$

Vrijednost podrelaksacijskog faktora α_p nalazi se između 0 i 1. Korištenjem podrelaksacije moguće je pretpostavljenom polju tlaka dodati takav udio polja korekcije tlaka koji je dovoljno velik kako bi vodio iteracijski postupak ka konačnom rješenju, ali i dovoljno mali da osigura stabilnost iteracijskog postupka. Osim tlakova, i brzine se podlažu podrelaksaciji na način:

$$w_x^{new} = \alpha_{w_x} \cdot w_x + (1 - \alpha_{w_x}) \cdot w_x^{(n-1)} \quad (4.59)$$

$$w_y^{new} = \alpha_{w_y} \cdot w_y + (1 - \alpha_{w_y}) \cdot w_y^{(n-1)} \quad (4.60)$$

$$w_z^{new} = \alpha_{w_z} \cdot w_z + (1 - \alpha_{w_z}) \cdot w_z^{(n-1)} \quad (4.61)$$

Diskretizirane jednadžbe očuvanja količine gibanja pritom poprimaju oblik:

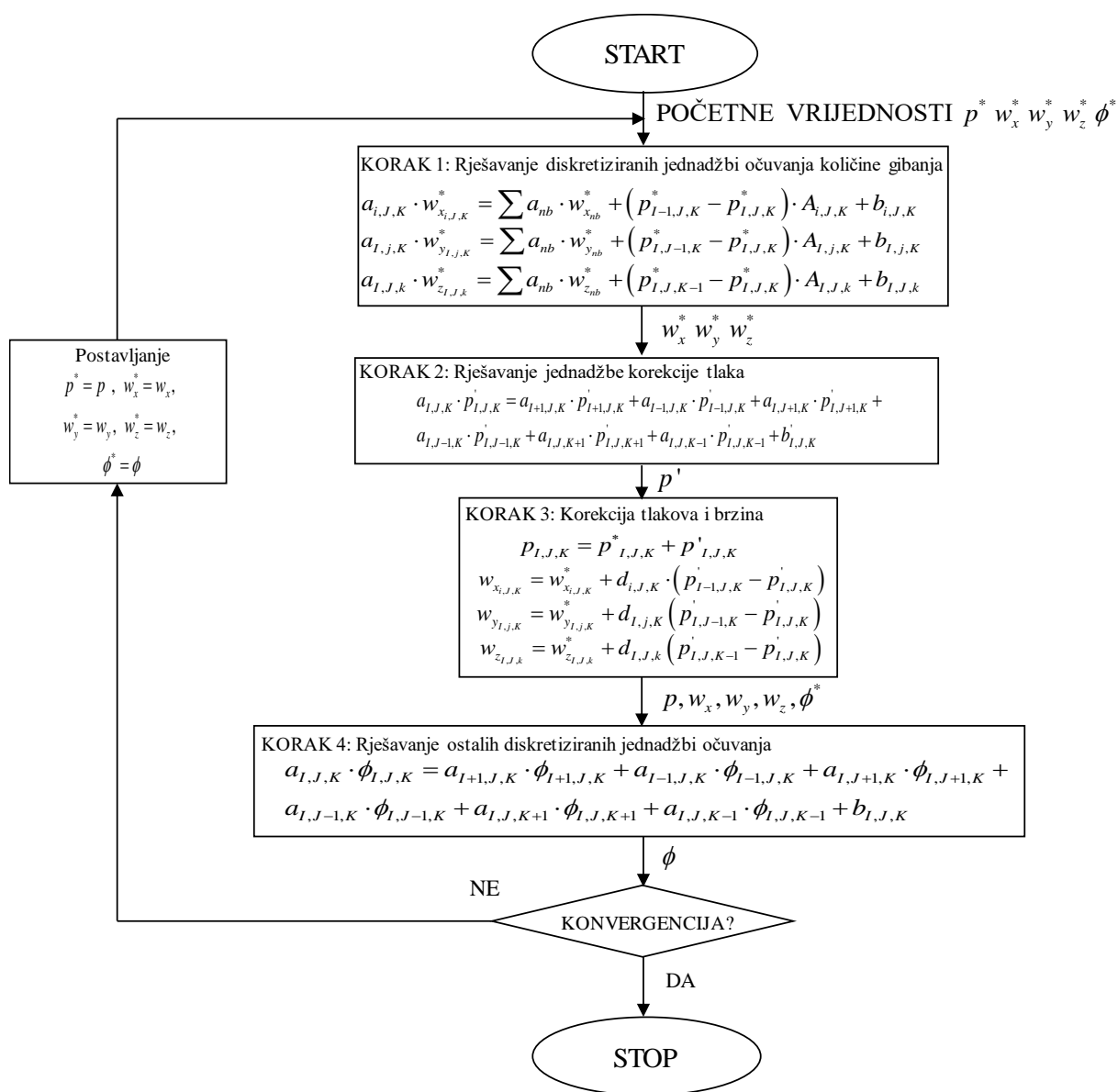
$$\frac{a_{i,J,K}}{\alpha_{w_x}} \cdot w_{x_{i,J,K}} = \sum a_{nb} \cdot w_{x_{nb}} + (p_{I-1,J,K} - p_{I,J,K}) \cdot A_{i,J,K} + b_{i,J,K} + \left[(1 - \alpha_{w_x}) \cdot \frac{a_{i,J,K}}{\alpha_{w_x}} \right] \cdot w_{x_{i,J,K}}^{(n-1)} \quad (4.62)$$

$$\frac{a_{I,j,K}}{\alpha_{w_y}} \cdot w_{y_{I,j,K}} = \sum a_{nb} \cdot w_{y_{nb}} + (p_{I,J-1,K} - p_{I,J,K}) \cdot A_{I,j,K} + b_{I,j,K} + \left[(1 - \alpha_{w_y}) \cdot \frac{a_{I,j,K}}{\alpha_{w_y}} \right] \cdot w_{y_{I,j,K}}^{(n-1)} \quad (4.63)$$

$$\frac{a_{I,J,k}}{\alpha_{w_z}} \cdot w_{z_{I,J,k}} = \sum a_{nb} \cdot w_{z_{nb}} + (p_{I,J,K-1} - p_{I,J,K}) \cdot A_{I,J,k} + b_{I,J,k} + \left[(1 - \alpha_{w_z}) \cdot \frac{a_{I,J,k}}{\alpha_{w_z}} \right] \cdot w_{y_{I,J,k}}^{(n-1)} \quad (4.64)$$

Iako optimalne vrijednosti podrelaksacijskih faktora nisu univerzalne, komercijalni CFD programi sadrže preporučene podrelaksacijske faktore, a korisniku omogućuju njihovu izmjenu. Pritom je potrebno odabrati one podrelaksacijske faktore koji najbolje odgovaraju promatranom fizikalnom problemu.

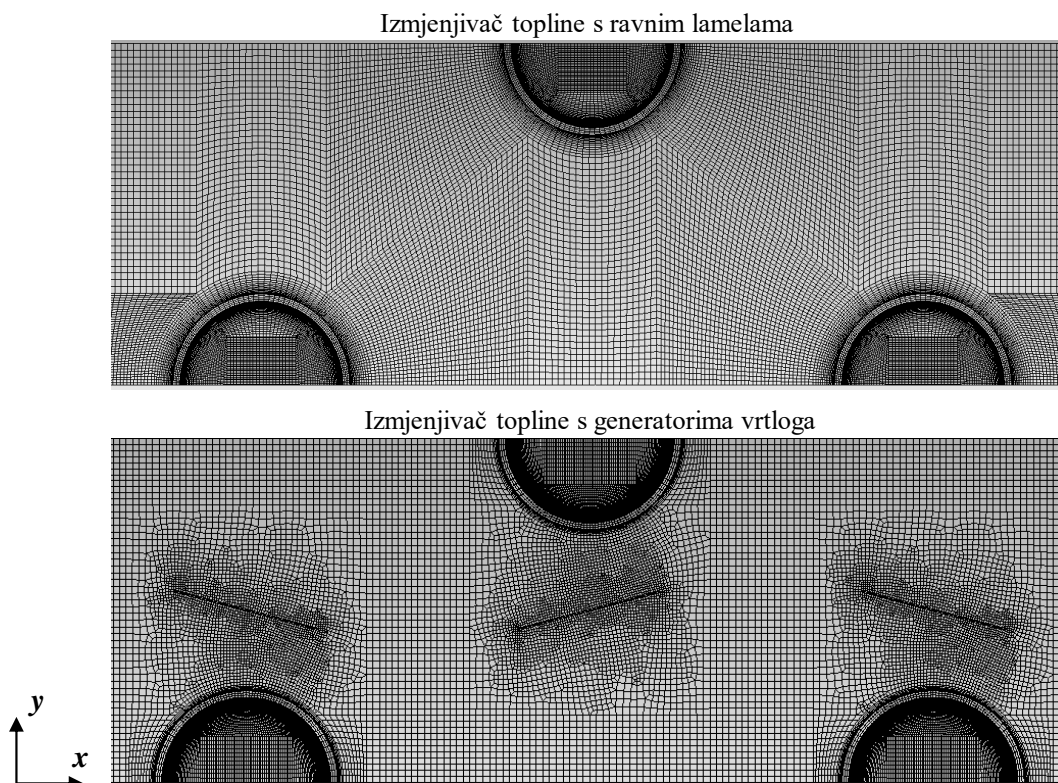
Na slici 4.2 blok dijagramom je prikazan redosljed postupaka koje uključuje opisani SIMPLE algoritam za proračun polja tlakova i brzina.



Slika 4.2. Dijagram toka SIMPLE algoritma

4.2. Umrežavanje proračunske domene

Geometrija domene izrađena je u računarskom CAD/CAE programu za 3D modeliranje, *Solidworks*. Umrežavanje domene mrežom kontrolnih volumena vrši se u modulu *Meshing*, simulacijskog softverskog paketa *Ansys Workbench 18.2*. Geometrija je podijeljena u više blokova s ciljem dobivanja strukturirane mreže, koju sačinjavaju oblici heksaedra. Na ulaznom i izlaznom proširenju generirana je tzv. Kartezijeva strukturirana mreža, dok je za preostale dijelove domene karakteristična mreža prilagođena obliku geometrije (eng. *body-fitted grid*), koja se smatra fleksibilnijom i pomoću koje se efikasno može obuhvatiti strujanje fluida u području kompleksnijih geometrija, npr. oko cijevi. Primijenjen je višezonski način umrežavanja (eng. *Multizone*), koji automatski raščlanjuje geometriju u blokove. Također, mreža kontrolnih volumena se naknadno ugušćuje u zonama fluida u blizini krutih stijenki kako bi se u obzir uzeli veliki gradijenti brzina i temperatura u formiranom laminarnom graničnom sloju. Prikaz umreženih domena izmjenjivača topline s ravnim lamelama i lamelama na koje se nadograđuju generatori vrtloga, a koje sadrže približno 1,6 milijuna kontrolnih volumena, vidljiv je na slici 4.3.



Slika 4.3. Umrežavanje domene cijevnog lamelnog izmjenjivača topline mrežom kontrolnih volumena

Bitan korak nakon generiranja mreže je provjera njene kvalitete. Neki od glavnih pokazatelja kvalitete mreže jesu asimetričnost i ortogonalnost. Faktor asimetričnosti (eng. *skewness factor*) γ_a definira se kao:

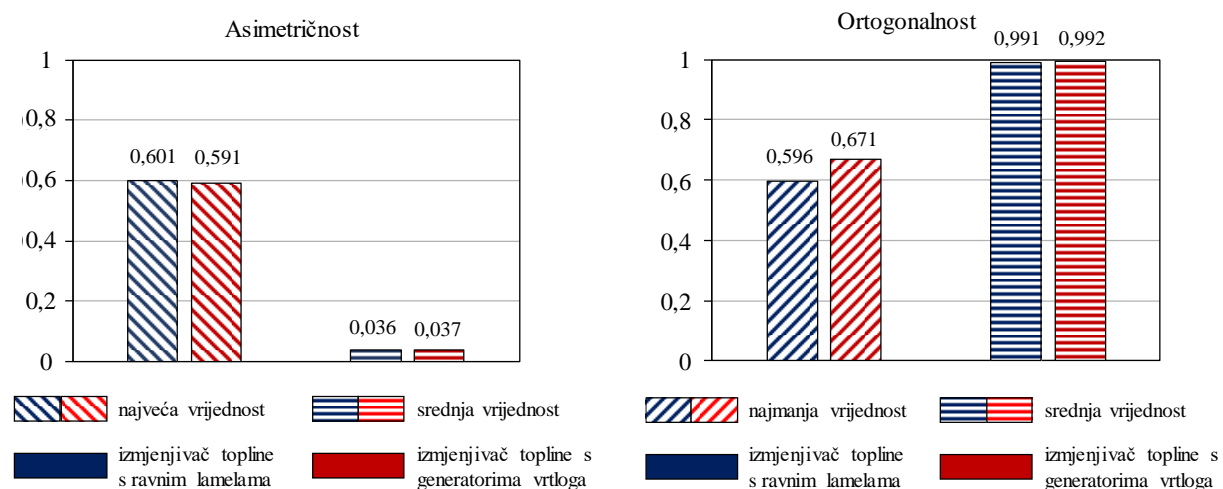
$$\gamma_a = \max \left[\frac{\varphi_{\max} - \varphi_e}{180 - \varphi_e}, \frac{\varphi_e - \varphi_{\min}}{\varphi_e} \right] \quad (4.65)$$

Pri tome, φ_{\max} predstavlja najveći, a φ_{\min} najmanji kut između dvije plohe kontrolnog volumena. Član φ_e označava kut pravilnog kontrolnog volumena (60° za pravilne tetraedre, odnosno 90° za pravilne heksaedre). Kako bi se kvaliteta mreže smatrala zadovoljavajućom, najveća vrijednost faktora asimetričnosti ne bi smjela prelaziti 0,95, a srednja vrijednost 0,4, za dani raspon od 0 do 1 [63].

Faktor ortogonalnosti ψ izražen je pomoću:

$$\psi = \frac{\mathbf{d}_f \cdot \mathbf{n}_f}{|\mathbf{d}_f| \cdot |\mathbf{n}_f|} \quad (4.66)$$

U izrazu (4.66) $\mathbf{d}_f \cdot \mathbf{n}_f$ označava skalarni produkt normale na stranicu kontrolnog volumena \mathbf{n}_f i vektora spojnice dva susjedna čvora \mathbf{d}_f . Najmanja dozvoljena vrijednost faktora ortogonalnosti je 0,1. Upravo odstupanje od preporučenih granica može dovesti do divergencije numeričkog proračuna. Iz slike 4.4 može se zaključiti kako generirane mreže za obje konfiguracije izmjenjivača topline zadovoljavaju navedene kriterije asimetričnosti i ortogonalnosti s obzirom da su dobivene vrijednosti unutar dozvoljenih ograničenja.



Slika 4.4. Usporedba asimetričnosti i ortogonalnosti proračunskih mreža od 1,61 milijuna kontrolnih volumena

4.3. Značajke korištene računalne i programske opreme

Analiza strujanja i izmjene topline za razmatrani cijevni lamelni izmjenjivač topline u ovom se radu provodi upotrebom CFD programskog paketa *Ansys Fluent 18.2*, kojim se definirani matematički model rješava primjenom numeričke metode kontrolnih volumena. Numeričke simulacije se izvršavaju u režimu dvostruke preciznosti (eng. *Double Precision*), odnosno realni broj se sprema u 64 bita. Za vršenje proračuna koristi se osam procesorskih jezgara u paralelnom radu, čime se vrijeme trajanja numeričkih proračuna znatno ubrzava. Dijeljenje učitanje mreže po procesorskim jezgrama provodi se automatski. Proračuni se izvode na računalu opremljenim s 32-jezgrenom Intel Xeon W-3245 (takta 3.20 GHz) procesorom.

Prethodno opisani SIMPLE algoritam koristi se za povezivanje polja tlakova i brzina. Za diskretizaciju konvektivnog člana u jednadžbama očuvanja odabrana je Upwind shema drugog reda. Vrijednosti podrelaksacijskih faktora usvojene su prema preporučenim vrijednostima numeričkog rješavača: 0,3 za jednadžbu kontinuiteta, 0,7 za jednadžbe očuvanja količine gibanja, 1 za jednadžbu očuvanja energije te 0,8 za jednadžbe očuvanja turbulentne kinetičke energije i turbulentne frekvencije. Konvergencija numeričkog proračuna postiže se u i -toj iteraciji ukoliko je za sve čvorove domene zadovoljen uvjet konvergencije definiran prema:

$$\left| \phi_{I,J,K}^i - \phi_{I,J,K}^{i-1} \right| \leq R^\phi \quad (4.67)$$

U gornjem izrazu $\phi_{I,J,K}^i$ označava vrijednost zavisne varijable (w_x , w_y , w_z , T , k ili ω) u i -toj iteraciji, $\phi_{I,J,K}^{i-1}$ vrijednost zavisne varijable u prethodnoj $i-1$ -toj iteraciji, a R^ϕ zadani kriterij točnosti koji se za jednadžbu očuvanja energije postavlja na 10^{-9} , a za sve ostale jednadžbe očuvanja na 10^{-6} .

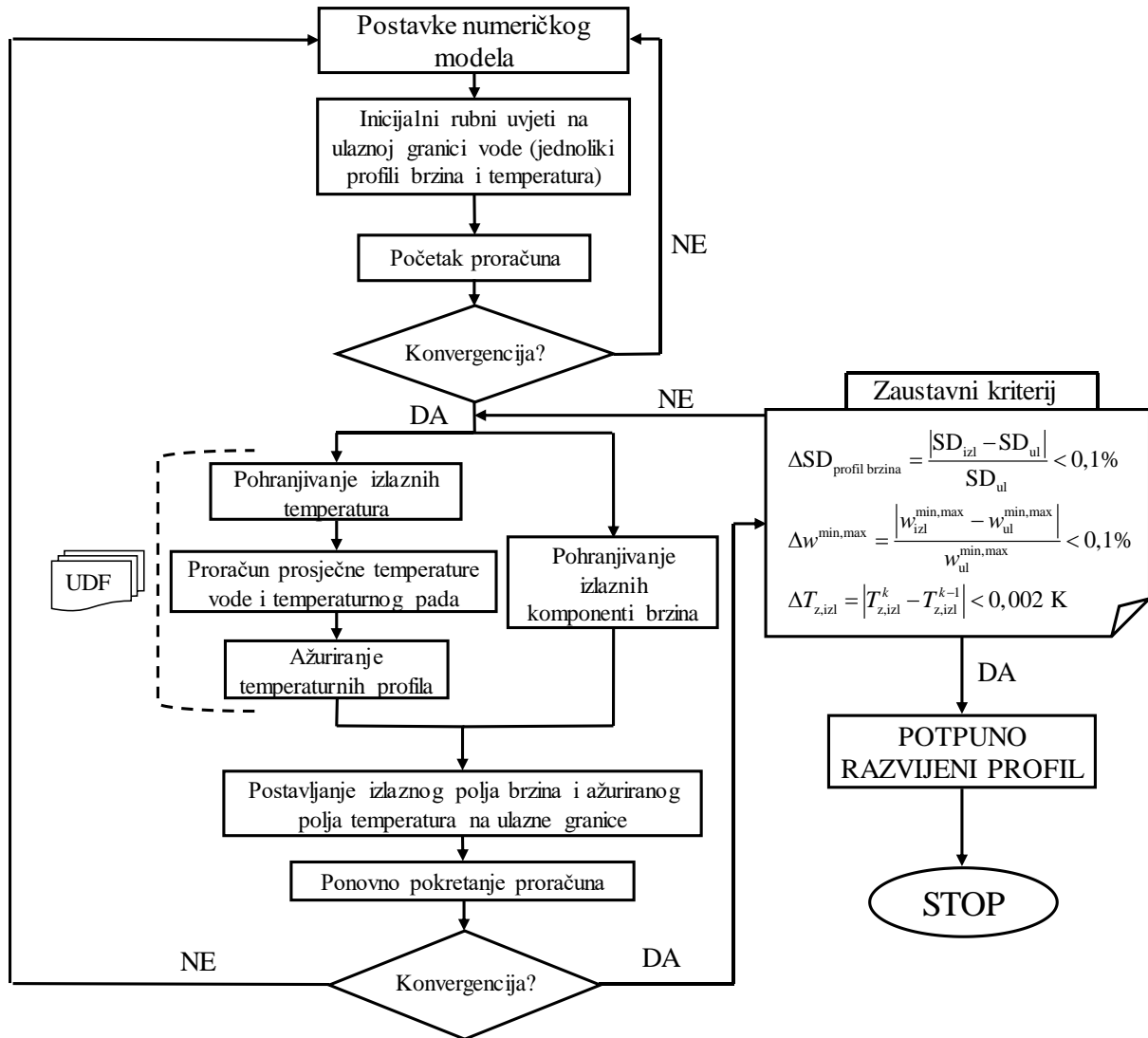
4.4. Opis metode proračuna izobraženog strujanja na ulaznim granicama poddomene vode

Profil brzina vode u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline nije jednolik, a potpuno razvijeni profil brzina pri turbulentnom strujanju fluida unutar cijevi postiže se nakon kratke duljine zaleta od oko $L_e \approx 10 \cdot d_u$ [64]. Kod dugačkih cijevnih snopova u izmjenjivačima topline ovog tipa, strujanje vode je najvećim dijelom izobraženo te se može zanemariti utjecaj nerazvijene faze na prosječne toplinske karakteristike izmjenjivača topline. Osim profila brzina, razvija se i temperaturni profil. Stoga, pretpostavka jednolike raspodjele profila brzina i

temperatura vode na ulazu u proračunsku domenu može rezultirati odstupanjem rezultata numeričkog proračuna od mjerenih rezultata. Proračun izobraženog profila na ulaznim granicama poddomene vode izvršen je iteracijskom metodom prikazanom hodogramom na slici 4.5. Numerički proračun započinje pretpostavkom jednolikog profila brzina i temperatura na ulaznim granicama vode. Nakon što se postigne konvergirano rješenje, slijedi pohranjivanje komponenti brzina i temperatura za sve kontrolne volumene na izlaznim graničnim plohama u odgovarajuću datoteku te se izračunava prosječna izlazna temperatura vode u pojedinoj cijevi. Zatim, svakoj se od izračunatih temperatura pridodaje vrijednost razlike ulaznih i izlaznih temperatura vode, čime se dobiva novo, ažurirano polje temperatura čija je prosječna vrijednost jednaka jednolikoj ulaznoj temperaturi vode. U idućem se proračunskom koraku na ulazu vode postavljaju izlazni vektori brzina i ažurirano polje izlaznih temperatura iz prethodnog proračunskog koraka. Postupak se ponavlja do postizanja izobraženog profila strujanja vode na ulaznim granicama, odnosno dok se ne zadovolje svi zaustavni kriteriji opisane metode:

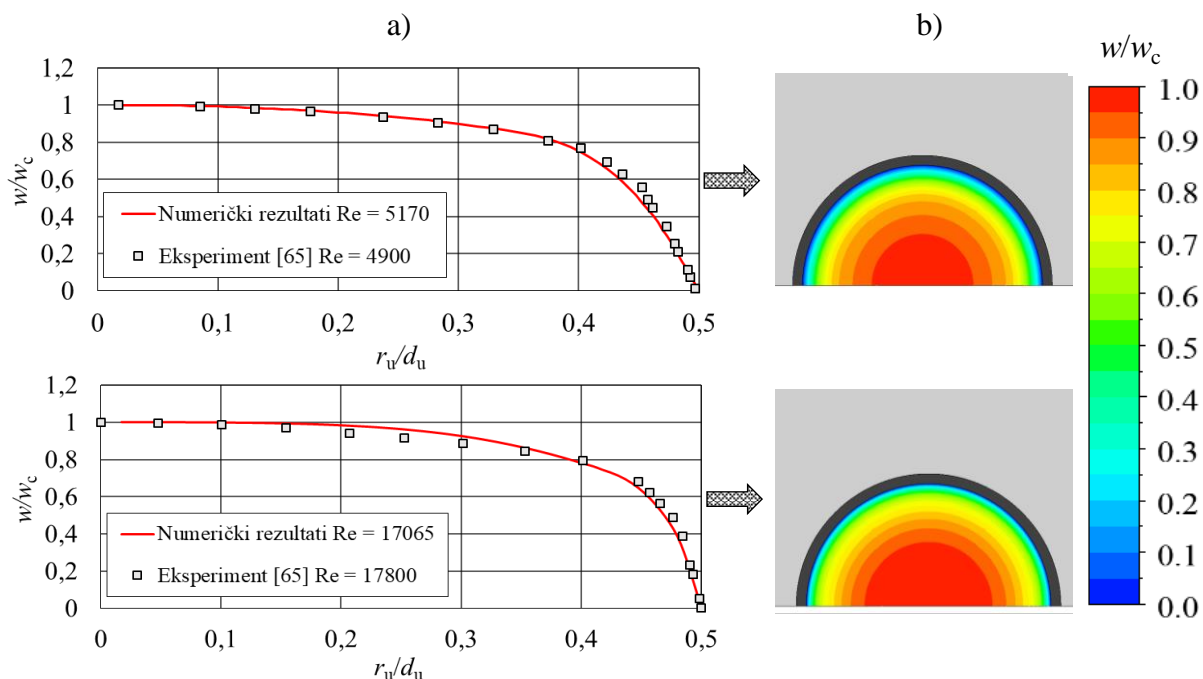
- relativno odstupanje standardne devijacije vrijednosti brzina vode na ulazu i izlazu mora biti manje od 0,1%,
- relativna odstupanja najvećih i najmanjih vrijednosti brzina vode na ulazu i izlazu moraju biti manja od 0,1%,
- apsolutna vrijednost razlike prosječnih izlaznih temperatura zraka u dva proračunska koraka mora biti manja od 0,002 °C.

U svrhu dobivanja potpuno razvijenog polja strujanja vode, u standardnu CFD proceduru ugrađuje se korisnički definirana funkcija (UDF, eng. *User defined function*), napisana u programskom jeziku C, koja se povezuje s programom za numeričko rješavanje.



Slika 4.5 Dijagram toka metode proračuna potpuno razvijenog profila strujanja vode

Ispravnost prethodno opisane metode proračuna potpuno razvijenog profila strujanja na ulaznim granicama vode provjerava se usporedbom bezdimenzijskog profila brzina (w/w_c) dobivenog numeričkim putem s eksperimentalnim podacima iz literature [65] za dvije granične vrijednosti Reynoldsovih značajki na strani vode korištenih u ovom radu, $Re_{d_u} = 5170$ i $Re_{d_u} = 17065$. Pritom, w_c označava brzinu u središtu cijevi. Iz slike 4.6 uočava se prilično dobro slaganje numeričkih i eksperimentalnih rezultata te se može zaključiti kako se opisanom metodom na ispravan način mogu opisati karakteristike izobraženog strujanja vode na ulazu u proračunsku domenu.

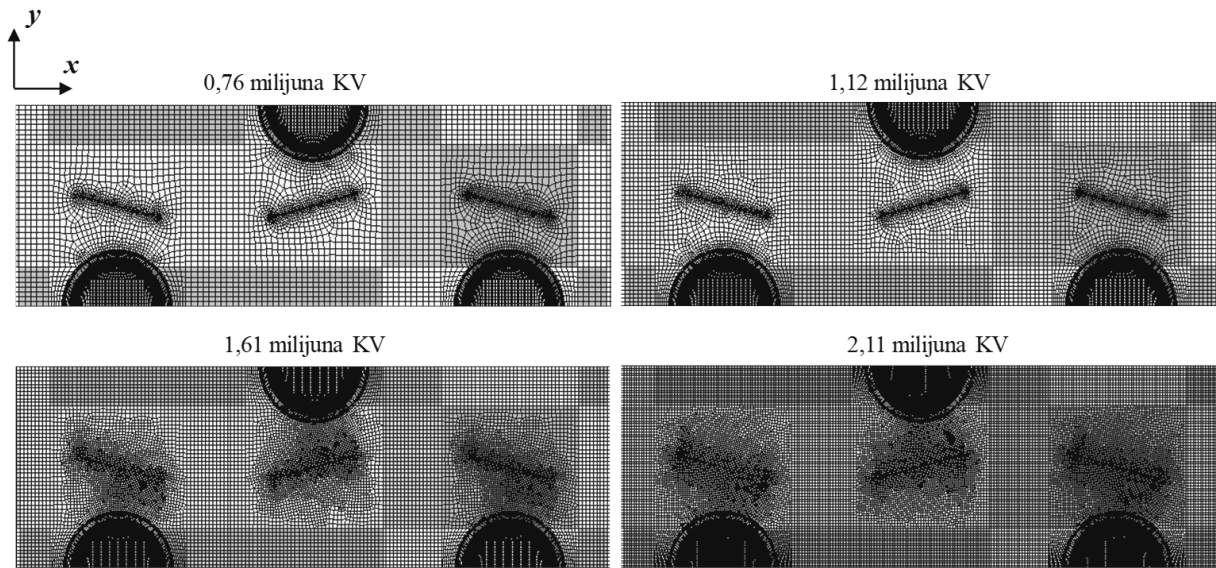


Slika 4.6. Usporedba numeričkim putem dobivenih potpuno razvijenih profila brzina vode s podacima iz literature [65] a) te prikaz numerički dobivene raspodjele bezdimenzijskih brzina w/w_c b)

4.5. Provjera utjecaja gustoće mreže na rješenje numeričkog proračuna

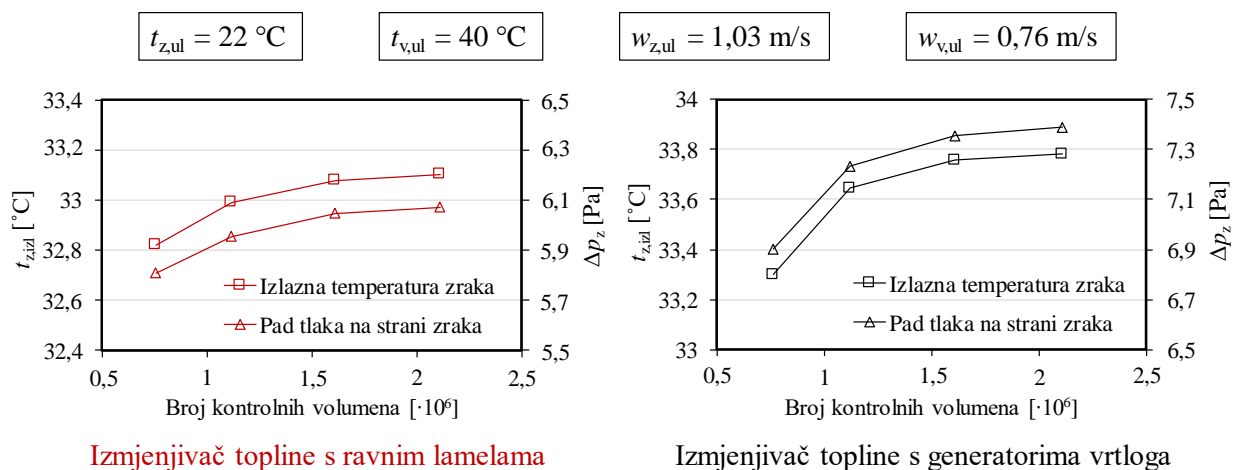
Točnost rješenja numeričkog proračuna, osim o kvaliteti mreže, uvelike ovisi i o njejoj gustoći, odnosno broju kontrolnih volumena s kojim se diskretizira proračunska domena. Iako su rješenja dobivena mrežom veće gustoće pouzdanija, vrijeme trajanja proračuna se znatno produljuje. Stoga je potrebno odabrati takvu mrežu da se naknadnim povećavanjem broja kontrolnih volumena rješenja numeričkog proračuna bitnije ne mijenjaju.

Izvršena je provjera utjecaja gustoće mreže na izračunate vrijednosti prosječnih temperatura zraka na izlazu i pada tlaka na strani zraka za izmjenjivač topline s ravnim lamelama te izmjenjivač topline s generatorima vrtloga. Provjera je provedena za jednake pogonske uvjete koristeći četiri različite veličine mreže; s 0,76, 1,12, 1,61 i 2,11 milijuna kontrolnih volumena (KV), prikazane na slici 4.7 za cijevni lamelni izmjenjivač topline s generatorima vrtloga postavljenim pod upadnim kutom od $\beta_{vg} = 15^\circ$ prema strujnicama zraka.



Slika 4.7 Prikaz ispitivanih gustoća mreže u simetralnoj xy ravnini za cijevni lamelni izmjenjivač topline s generatorima vrtloga

Iz slike 4.8 vidljivo je da se vrijednosti izlaznih temperatura zraka te padova tlaka ne mijenjaju značajno u području od 1,61 do 2,11 milijuna kontrolnih volumena za oba promatrana tipa izmjenjivača topline, iz čega slijedi da je osigurana neovisnost rezultata numeričkih proračuna o gustoći mreže. U svrhu provedbe daljnjih numeričkih analiza, kao referentna mreža odabire se ona koja sadrži 1,61 milijuna kontrolnih volumena.

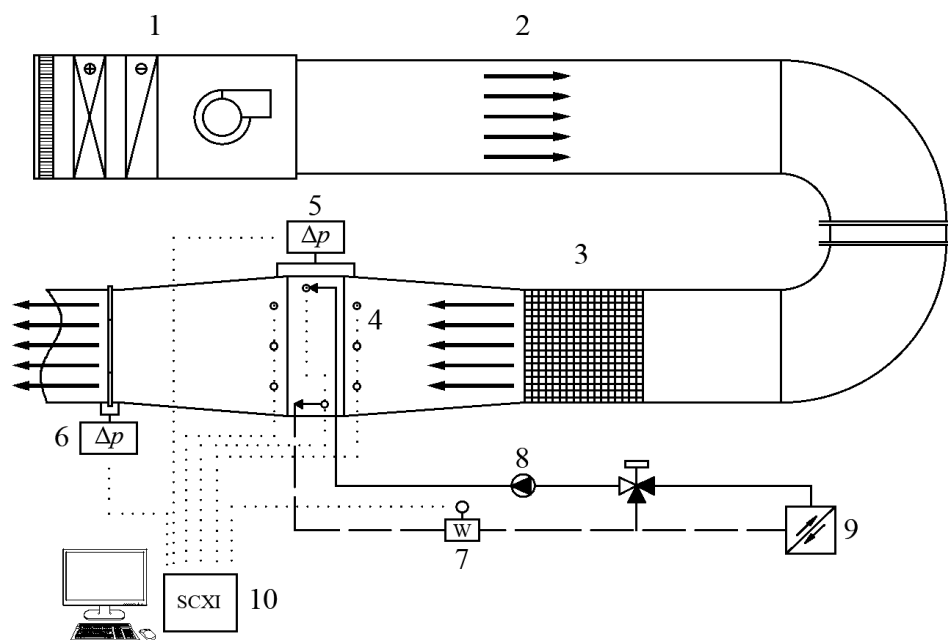


Slika 4.8. Provjera utjecaja gustoće mreže na rezultate numeričkog proračuna

5. EKSPERIMENTALNO ISTRAŽIVANJE CIJEVNOG LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S RAVNIM LAMELAMA

5.1. Opis mjerne linije

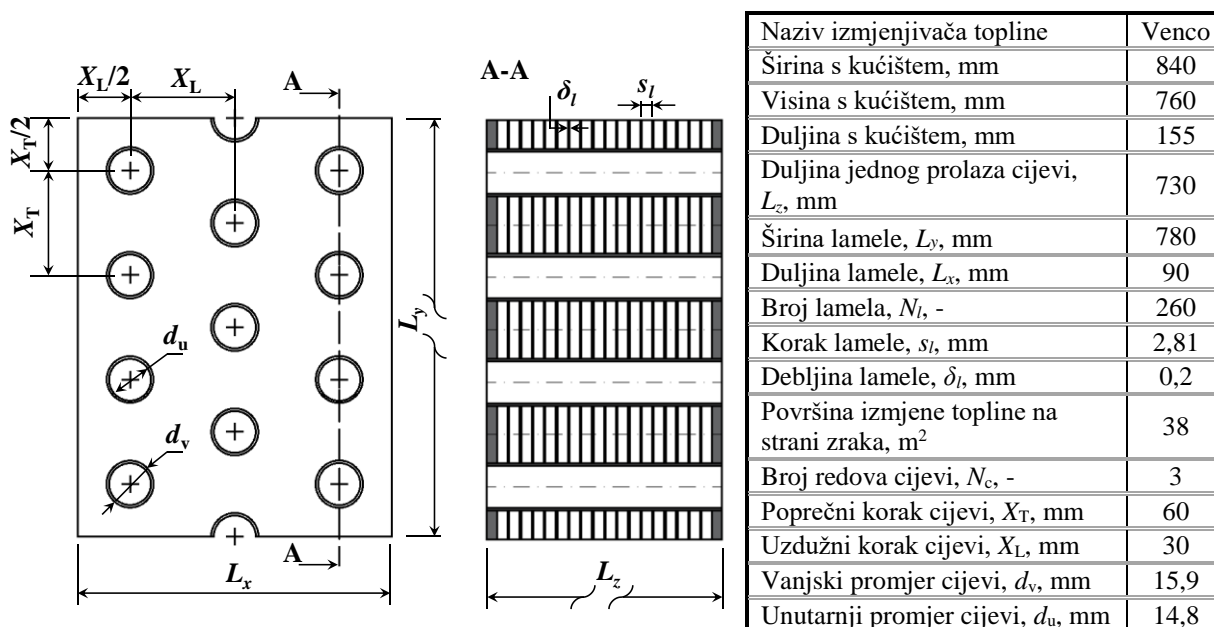
U svrhu provjere postavljenog matematičkog modela i odabranog numeričkog postupka proveden je eksperimentalni dio istraživanja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s ravnim lamelama. Eksperimentalno ispitivanje izvršeno je u Laboratoriju za toplinska mjerenja, na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta u Rijeci. Zračni tunel otvorenog tipa, sačinjen od sekcija pravokutnog i okruglog poprečnog presjeka, služi za prijenos pripremljena zraka od klima-komore do ispitne zone u kojoj se nalazi ispitivani izmjenjivač topline. Sastavni dijelovi ispitne stanice (slika 5.1) su tlačna klima-komora, zračni kanali, cjevovod radnog medija te ispitna zona s odgovarajućim mjernim osjetnicima. Centrifugalni ventilator s inverterom, koji se nalazi unutar tlačne klima-komore, ima mogućnost regulacije protoka zraka između 300 i 2800 kg/h. Osim ventilatora, klima-komora je opremljena grijačem i hladnjakom zraka te finim filtrom za otklanjanje nečistoća.



Legenda: 1 – klima-komora, 2 – zračni kanal, 3 – sačasta struktura za postizanje jednolike brzine zraka, 4 – testni izmjenjivač topline s mjernim osjetnicima, 5 – diferencijalni manometar, 6 – mjerna prigušnica, 7 – protokomjer, 8 – pumpa sekundarnog kruga vode, 9 – grijač sekundarnog kruga vode, 10 – sustav za akviziciju podataka mjerenja

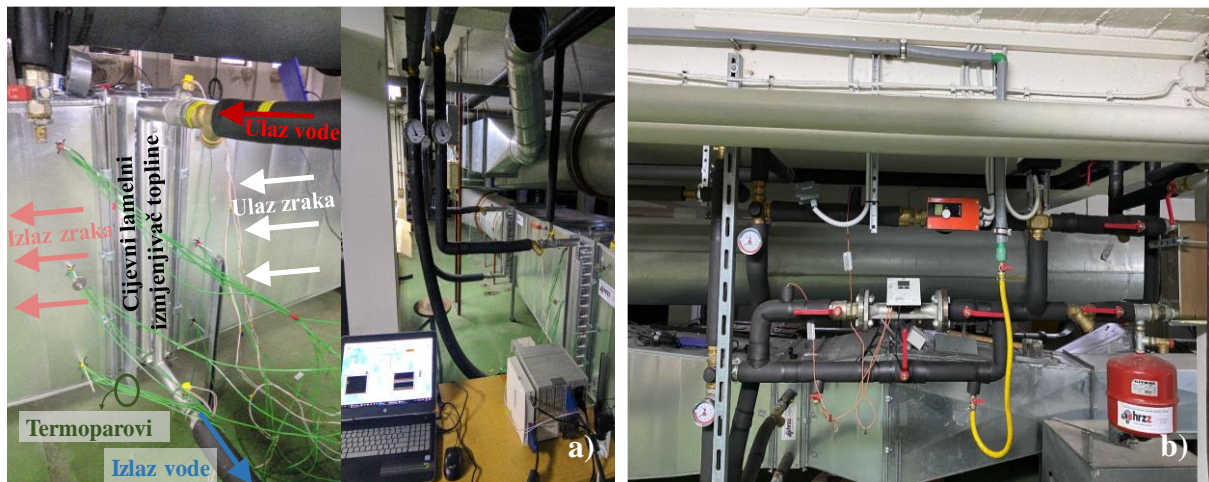
Slika 5.1. Shematski prikaz ispitnog sustava

U zračnom kanalu postavljen je unakrsni cijevni lamelni izmjenjivač topline, kao i mjerni osjetnici za mjerenje temperatura, brzina strujanja i pada tlaka zraka. Cijevni lamelni izmjenjivač topline komercijalnog naziva „Venco“, tvrtke *Ventcommerce*, izrađen je od bakrenih cijevi na koje su navučene ravne aluminijske lamele, njih ukupno 280, s fiksnim korakom. Orebrene cijevi zavarene su na sabirne komore, na kojima se nalaze dva cijevna priključka s prirubnicama. Izmjenjivač topline sastoji se od ukupno trideset i osam cijevi te sedam krugova strujanja. Pet krugova strujanja obuhvaća šest prolaza cijevi, dok dva kruga čine četiri cijevna prolaza. Kako bi se smanjili toplinski gubici prema okolini, kućište izmjenjivača i sabirne cijevi izolirane su s 25 mm ekspandirane gumene pjene IT Flex C1. Segment izmjenjivača topline i njegove pripadajuće dimenzije prikazani su na slici 5.2.



Slika 5.2. Segment cijevnog lamelnog izmjenjivača topline Venco i njegove geometrijske karakteristike

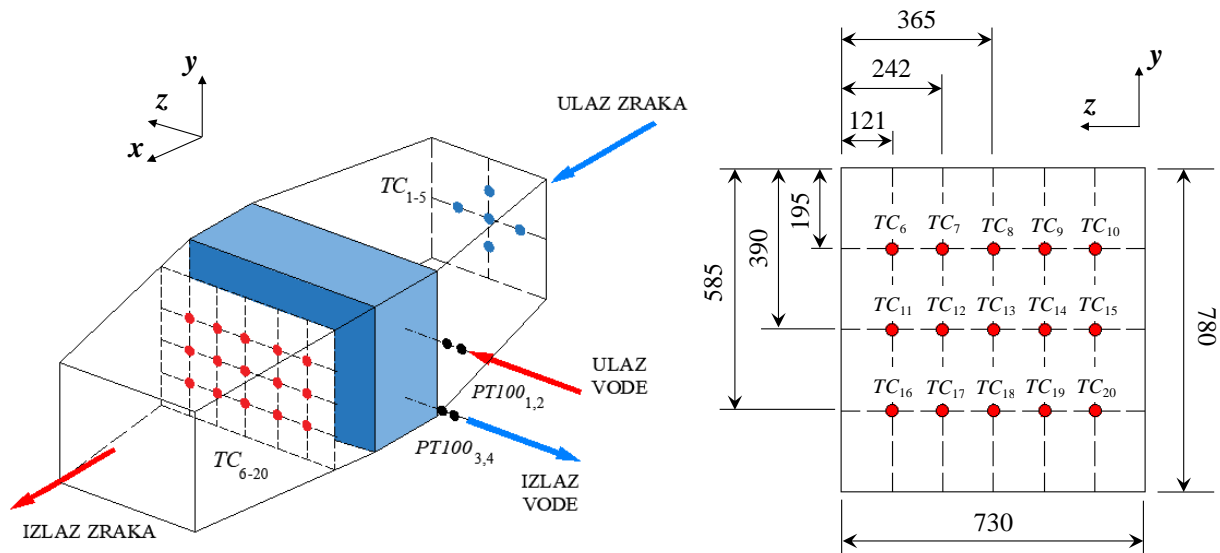
Izmjenjivač topline, na kojem su vršena eksperimentalna mjerenja, spojen je na sekundarni krug grijanja/hlađenja s odgovarajućom opremom. Kako bi se izbjegla pojava kamenca i začepljenje kanala na strani vode, sekundarni krug je napunjen omekšanom vodom te je u njega ugrađena sva potrebna armatura koju čine: zaporni, prekretni i sigurnosni ventili, ekspanzijska posuda, cirkulacijska pumpa, odzračni lončić, hvatači nečistoća, pločasti rekuperativni izmjenjivač topline te kontrolni termometri. Dijelovi ispitne linije, testna stanica s mjernom i akvizicijskom opremom te sekundarni krug vode s pripadajućom armaturom, prikazani su na slici 5.3.



Slika 5.3. Dijelovi ispitne linije: a) testna stanica s mjernom i akvizicijskom opremom i b) sekundarni krug grijanja/hlađenja

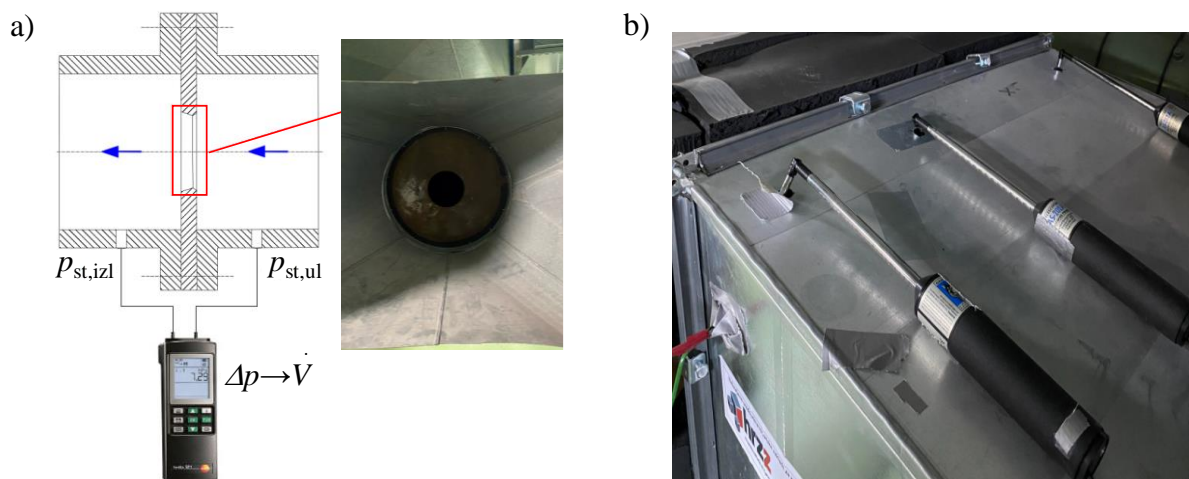
5.2. Mjerna oprema

Mjernu opremu sačinjavaju osjetnici za mjerenje temperatura zraka i vode, mjerni uređaji za mjerenje brzina zraka, pada tlaka zraka i volumnih protoka vode te modularni sustav za akviziciju podataka. Temperature zraka na ulazu i izlazu iz izmjenjivača topline mjerene su pomoću termoparova K-tipa, dok su ulazne i izlazne temperature vode mjerene pomoću platinastih otporničkih termometara (Pt100). Termoparovi K-tipa izrađuju se iz dvije legure metala, kromela (90% nikal, 10% krom) i alumela (95% nikal, 2% aluminij, 2% mangan i 1% silicij). Materijal za izradu otporničkih termometara je platina, što ih čini stabilnim mjernim instrumentima s približno linearnom promjenom otpora u ovisnosti o temperaturi i širokim područjem primjene (temperaturni raspon od $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $650\text{ }^{\circ}\text{C}$). Kako bi se osigurala mala masa i niska cijena ova se vrsta osjetnika helikoidalno namata tankom žicom debljine $7\text{-}50\text{ }\mu\text{m}$. Mjerenje temperatura zraka izvodi se u dvadeset mjernih točaka. Mjerno polje od pet termoparova postavljeno je na ulazu, a polje od petnaest termoparova na izlazu iz ispitne zone. Mjerno mjesto izlazne temperature zraka nalazi se 140 mm nizvodno od izlaza iz izmjenjivača topline. Korištena su ukupno četiri otpornička termometra, dva neposredno prije ulaska u sabirni kolektor i dva na izlazu iz razdjelnog kolektora. Dispozicija temperaturnih osjetnika u ispitnoj zoni zračnog tunela prikazana je na slici 5.4.



Slika 5.4. Dispozicija mjernih osjetnika temperature u ispitnoj zoni

Za mjerenje volumnog proroka zraka koristi se mjerna prigušnica, ugrađena u donjoj zoni zračnog kanala. Kao mjerni uređaj korišten je digitalni multimetar *Testo 521* koji se preko dvije uske gumene cjevčice spaja na pozicije prije i poslije mjerne prigušnice i mjeri razliku statičkog tlaka (slika 5.5a). Maseni protoci zraka izmjereni pomoću mjerne prigušnice provjeravaju se mjerenjem brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline pomoću krilnih anemometara *GrayWolf AS-202A* [66] (slika 5.5b). Mjerenje pada tlaka prolaskom zraka kroz cijevni lamelni izmjenjivač topline vrši se istim načelom i opremom kao i za mjernu prigušnicu.



Slika 5.5. Spajanje sustava *Testo 521* u zonu mjerne prigušnice a) i raspored krilnih anemometara za mjerenje brzina zraka na ulazu u izmjenjivač topline b)

Volumni protok vode u sekundarnom krugu cjevovoda mjeri se pomoću ultrazvučnog senzora protoka *Ultraflow 54*, spojenog na višenamjenski kalorimetar *Kamstrup Multical 403* [67]. Ovaj tip uređaja radi na principu mjerenja prolaznog vremena, odnosno mjeri se vremenska razlika širenja ultrazvučnog vala nizvodno i uzvodno u odnosu na smjer strujanja vode.

Eksperimentalno ispitivanje predviđa različite režime rada. Za prikupljanje i pohranu podataka mjerenja koristi se modularni univerzalni sustav za akviziciju podataka, proizvođača *National Instruments, SCXI 1000*. *SCXI* sustav sastavljen je od terminalnih blokova koji se spajaju na odgovarajuće module, baznog kućišta s pripadajućim napajanjem, poveznika između analognih signala *SCXI* sustava i računala (*DAQCard*) i *NI-DAQ* softverskih programa, *NI Measurement & Automation Explorer (NI MAX) 17.0* i *LabVIEW 2015* [68]. Na *SCXI* module spajaju se platinasti temperaturni osjetnici i termoparovi. Računalni program *NI MAX* uspostavlja vezu između mjerne opreme i računalnog programa *LabVIEW*, koji se koristi za izradu virtualnog instrumenta, odnosno sustava upravljanja mjernom opremom pomoću grafičkog korisničkog sučelja razvijenog u svrhu izvođenja mjerenja i pohrane podataka. Istovremeno s prikazom podataka na korisničkom sučelju, podaci mjerenja spremaju se u *Microsoft Excel* datoteci.

5.3. Metodologija eksperimentalnog istraživanja

Eksperimentalna ispitivanja na testnom izmjenjivaču topline *Venco* provedena su pri kontroliranim i ustaljenim pogonskim uvjetima na strani zraka i vode. Mjerenja se izvode za ukupno devet slučajeva prikazanih u tablici 5.1, odnosno dva različita seta ulaznih podataka.

U prvom se setu, kojeg čini ukupno šest ispitivanja, mijenjaju pogonski uvjeti na strani zraka variranjem brzine elektromotora koji pogoni ventilator preko frekventnog pretvarača. Brzine zraka se na ulazu u izmjenjivač topline za prvi set podataka postavljaju na vrijednosti između 0,25 i 1,03 m/s, ovisno o rednom broju mjerenja, dok je maseni protok zraka definiran u rasponu od 670 do 2770 kg/h. Ulazna temperatura zraka je za prvi set podataka iznosila 22 °C, a ulazna temperatura vode 40 °C. Cirkulacijska pumpa u sekundarnom krugu vode ostvaruje maseni protok vode od 3250 kg/h, što odgovara ulaznoj brzini vode u izmjenjivač topline od 0,76 m/s.

U drugom setu s ukupno tri ispitivanja ulazna brzina zraka iznosila je 1,02 m/s, a ulazna temperatura zraka 18 °C. Mjerenja su izvršena pri temperaturi vode od 50 °C, a maseni protok vode uspostavljen je za raspon vrijednosti od 895 do 2405 kg/h, odnosno za ulazne brzine između 0,21 i 0,56 m/s.

Za zadane pogonske uvjete omjer toplinskih kapaciteta zraka i vode (π_3) nalazi se u intervalu od 0,05 do 0,21 za prvi set ulaznih vrijednosti te od 0,28 do 0,73 za drugi set. Prije početka mjerenja uključuje se mjerna linija i postavljaju željeni ulazni parametri. Sustav radi određeni vremenski period kako bi se mjerne veličine ustalile. Kada se procijeni da su postignute ustaljene vrijednosti temperatura započinje se s mjerenjem. Svako mjerenje u prosjeku traje 15 minuta, a podaci se očitavaju u svakoj sekundi.

Tablica 5.1. Temperature i brzine zraka i vode na ulazu u testni izmjenjivač topline pri različitim mjerenjima

Ispitivanje broj	Ulazna brzina zraka (m/s)	Ulazna temperature zraka (°C)	Ulazna brzina vode (m/s)	Ulazna temperature vode (°C)
1	0,25	22	0,76	40
2	0,36	22	0,76	40
3	0,46	22	0,76	40
4	0,65	22	0,76	40
5	0,86	22	0,76	40
6	1,03	22	0,76	40
7	1,02	18	0,56	50
8	1,02	18	0,33	50
9	1,02	18	0,21	50

Kod promjene režima mjerenja potrebno je proteći određeno vrijeme do postizanja ustaljenih vrijednosti temperatura zraka i vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača topline. Pri tome se lamele i cijevi u izmjenjivaču topline griju ili hlade dok se ne postigne novo stacionarno stanje. U tom slučaju postoji veća razlika između toplinskih tokova na strani zraka i vode. Mjerenje se smatra valjanim kada lamelni izmjenjivač topline postigne stacionarni način rada, koji se provjerava usporedbom toplinskih tokova. Izmijenjeni toplinski tokovi na strani zraka (\dot{Q}_z) i vode (\dot{Q}_v) računaju se prema:

$$\dot{Q}_z = \dot{m}_z \cdot c_{p,z} \cdot (t_{z,izl} - t_{z,ul}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v,ul} - t_{v,izl}) \quad (5.2)$$

Pri tome su \dot{m}_z i \dot{m}_v [kg/s] maseni protoci zraka i vode, $c_{p,z}$ i c_v [J/kgK] označavaju njihove specifične toplinske kapacitete, dok su $t_{z,ul}$ i $t_{v,ul}$ [°C] prosječne temperature zraka, odnosno

vode na mjernim pozicijama prije izmjenjivača topline, a $t_{z,izl}$ i $t_{v,izl}$ [°C] prosječne temperature zraka, odnosno vode na mjernim pozicijama nakon izmjenjivača topline. Prosječni izmijenjeni toplinski (\dot{Q}_{sr}) tok računa se prema izrazu:

$$\dot{Q}_{sr} = \frac{\dot{Q}_z + \dot{Q}_v}{2} \quad (5.3)$$

Ocjena stacionarnog načina rada cijevnog lamelnog izmjenjivača topline dobiva se računanjem odstupanja izmijenjenih toplinskih tokova na strani zraka i vode od prosječnog izmijenjenog toplinskog toka u svakom vremenskom intervalu, odnosno kao omjer standardne devijacije izmijenjenih toplinskih tokova i prosječnog izmijenjenog toplinskog toka:

$$\Delta\dot{Q} = \frac{\sqrt{(\dot{Q}_z - \dot{Q}_{sr})^2 + (\dot{Q}_v - \dot{Q}_{sr})^2}}{\dot{Q}_{sr}} \quad (5.4)$$

Stacionarni se rad izmjenjivača topline usvaja kada je prosječno odstupanje između izmijenjenih toplinskih tokova manje od 10% [69,70], premda se prema standardu ASME [71] dozvoljavaju odstupanja do reda veličine od 15%. Nadalje, na osnovi razmatranja nekolicine istraživača [72,73], ustaljeni način rada izmjenjivača topline dozvoljava promjenu ulazne temperature zraka do 0,5 °C, dok je dozvoljena promjena temperature vode na ulazu 1 °C.

Iz mjerenih veličina temperatura i prethodno definiranih izraza za proračun izmijenjenih toplinskih tokova, moguće je odrediti prosječni koeficijent prolaza topline k [W/m²K] kao:

$$k = \frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot F \cdot \Delta t_{ln}} \quad (5.5)$$

U izrazu (5.5), A_{uk} [m²] predstavlja ukupnu površinu izmjene topline na strani zraka, koja obuhvaća površine lamela i vanjskog plašta cijevi, F označuje korekcijski faktor, a Δt_{ln} [°C] srednju logaritamsku razliku temperatura zraka i vode, koja se izračunava kao:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{v,ul} - t_{z,izl}) - (t_{v,izl} - t_{z,ul})}{\ln\left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}}\right)} \quad (5.6)$$

Korekcijski faktor F uspostavlja vezu između stvarne prosječne razlike temperatura dvaju fluida Δt_m i srednje logaritamske razlike temperatura Δt_{ln} , a određuje se prema izrazu:

$$F = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{ln}} = \frac{\Delta t_{max} \cdot \varepsilon}{\pi_2 \cdot \Delta t_{ln}} \quad (5.7)$$

Korekcijski faktor F jednak je 1 za protusmjerne izmjenjivače topline ($\Delta t_m = \Delta t_{ln}$), a kod unakrsnih izmjenjivača topline obično se nalazi u rasponu $0 < F < 1$ i funkcija je iskoristivosti topline ε , srednje logaritamske razlike temperatura Δt_{ln} , razlike ulaznih temperatura zraka i vode Δt_{max} i bezdimenzijske značajke π_2 (eng. *number of transfer units - NTU*). Iskoristivost topline je kod unakrsnih izmjenjivača topline jednaka stupnju djelovanja, koji se definira kao omjer stvarno izmijenjenog toplinskog toka i maksimalno moguće količine izmijenjenog toplinskog toka. Prilikom izračunavanja iskoristivosti topline pomoću eksperimentalno dobivenih podataka, bilanca topline nije u potpunosti zadovoljena zbog slučajnih pogreški mjernih rezultata te pojave određenog stupnja toplinskih gubitaka prema okolišnom zraku. Stoga se iskoristivost topline računa kao omjer prosječnog izmijenjenog toplinskog toka (5.3) i teoretski maksimalnog toplinskog toka:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{sr}}{W_1 \cdot \Delta t_{max}} = \frac{\dot{Q}_{sr}}{W_1 \cdot (t_{v,ul} - t_{z,ul})} \quad (5.8)$$

Bezdimenzijska značajka π_2 definira se kao omjer između umnoška prosječnog koeficijenta prolaza topline i površine izmjene topline te toplinskog kapaciteta slabije struje fluida ($\pi_2 = k \cdot A / W_1$), a njenu vrijednost moguće je odrediti iz postojećih analitičkih izraza [74]. Za iskoristivost topline kod lamelnog izmjenjivača topline s tri reda cijevi, u kojemu je zrak slabija struja fluida slijedi:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-3 \cdot K \cdot \pi_3} \left(1 + \pi_3 \cdot K^2 \cdot (3 - K) + \left(\frac{3 \cdot \pi_3^2 \cdot K^4}{2} \right) \right)}{\pi_3}; \quad K = 1 - e^{-\pi_2/3} \quad (5.9)$$

Kod izmjenjivača topline treba istovremeno uzeti u obzir i izmjenu topline i pad tlaka. Veće brzine strujanja povezane su, osim s većom izmjenom topline, i s povećanim otporima strujanju, a time i dodatnim pogonskim troškovima. Glavni je cilj hidrauličkog proračuna određivanje pada tlaka. Računski pad tlaka na strani zraka slijedi iz izraza:

$$\Delta p_z = p_{z,ul} - p_{z,izl} \quad (5.10)$$

Pri tome $p_{z,ul}$ i $p_{z,izl}$ predstavljaju mjerene statičke tlakove na ulazu i izlazu iz izmjenjivača topline.

5.4. Analiza mjerne pogreške

Svaka izmjerena veličina, bez obzira na kvalitetu mjernog uređaja i postavke rada, očituje se određenom pogreškom. Postoje tri vrste pogrešaka: sistematske, grube i slučajne. Sistematske pogreške rezultat su neispravnih mjernih uređaja, odabira neadekvatne metode mjerenja ili pogrešnog izvođenja samog mjerenja. Detaljna provjera, umjeravanje ili korištenje preciznije mjerne aparature rezultiraju manjom sistematskom pogreškom. Grube pogreške su posljedica ljudskih propusta prilikom mjerenja, nekontroliranih poremećaja u okolini ili mjernom instrumentu. Rezultati bi trebali znatno odstupati od ostatka mjerenja te se isključuju iz analize podataka. Slučajne pogreške sastavni su dio svakog mjerenja i nije ih moguće u potpunosti izbjeći, ali ih je moguće smanjiti izolacijom mjernog sustava od okoline i kvalitetnim mjernim uređajima. Njihovo svojstvo je proizvoljna distribucija oko prave vrijednosti mjerene veličine i mogućnost obrade statističkom analizom. Pri stacionarnom radu izmjenjivača topline, svaki od termoparova pokazuje fluktuacije temperatura u vremenu. Postojanje pogreške implicira da je odzivna varijabla, u ovom slučaju temperatura, slučajna varijabla. Slučajne varijable mogu biti diskretne ili kontinuirane. Za općeniti slučaj, u kojemu se analizira neka fizikalna veličina X , aritmetička srednja vrijednost promatrane veličine za konačni broj mjerenja u istim uvjetima n računa se prema izrazu:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad (5.11)$$

Rasipanje vrijednosti slučajne varijable X oko aritmetičke sredine određuje se prema izrazu za standardnu devijaciju S :

$$S = \sqrt{S^2} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (5.12)$$

Standardna devijacija srednje vrijednosti izračunava se kao omjer standardne devijacije i drugog korijena broja izvršenih mjerenja te ujedno predstavlja standardnu mjernu nesigurnost tipa A:

$$u_A = \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (5.13)$$

Iz navedene jednadžbe slijedi kako se standardna mjerna nesigurnost tipa A smanjuje povećanjem broja mjerenja, čime se ograničava broj potrebnih ponavljanja eksperimenata. Osim mjerne nesigurnosti tipa A, postoji nestatistička metoda određivanja nesigurnosti

mjerenja prema tipu B, kojoj se priklanja prilikom nedovoljnog broja obrađenih podataka ili nepoznavanja određene pogreške. U tom slučaju, određuje se donja ($-a$) i gornja ($+a$) granica razdiobe vjerojatnosti, a mjerna nesigurnost se određuje ovisno o vrsti razdiobe, npr. $u_B = a/\sqrt{3}$ za pravokutnu razdiobu ili $u_B = a/3$ za normalnu razdiobu. Interval razdiobe je stoga jednak $2a$. Najčešća procjena mjerne nesigurnosti tipa B je iz literaturnih podataka, specifikacija koje navodi proizvođač uređaja ili iskustvenih podataka. Ukupna mjerna nesigurnost u_C proizlazi iz sume kvadrata mjernih nesigurnosti tipa A i tipa B:

$$u_C = \sqrt{u_A^2 + u_B^2} \quad (5.14)$$

Često se mjerna fizikalna veličina od interesa izračunava indirektno, kao rezultat nekoliko nezavisnih varijabli X_1, X_2, \dots, X_n . Takva se veličina često naziva izlazna zavisna varijabla Y , a X_1, X_2, \dots, X_n ulazne varijable te se njihova ovisnost iskazuje kao:

$$Y = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (5.15)$$

Eksperimentalnim mjerenjima dobije se procjena y mjerne veličine Y koja je funkcija procjena x_i mjernih veličina X_i :

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (5.16)$$

Ako se ulazna varijabla X_i promijeni za malenu vrijednost ΔX_i , za sve vrijednosti i postojat će također odgovarajuća promjena izlazne varijable Y :

$$Y + \Delta Y = f(X_1 + \Delta X_1, X_2 + \Delta X_2, \dots, X_n + \Delta X_n) \quad (5.17)$$

Koristeći Taylorov red, gornji zapis možemo prikazati kao:

$$Y + \Delta Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial X_i} \Delta X_i + R \quad (5.18)$$

U izrazu (5.18) R se odnosi na ostatak koji u slučaju linearne funkcije poprima vrijednost 0. Stvarna vrijednost složene fizikalne veličine Y , s određenom razinom pouzdanosti izražava se prema:

$$Y = y \pm k \cdot u_C \quad (5.19)$$

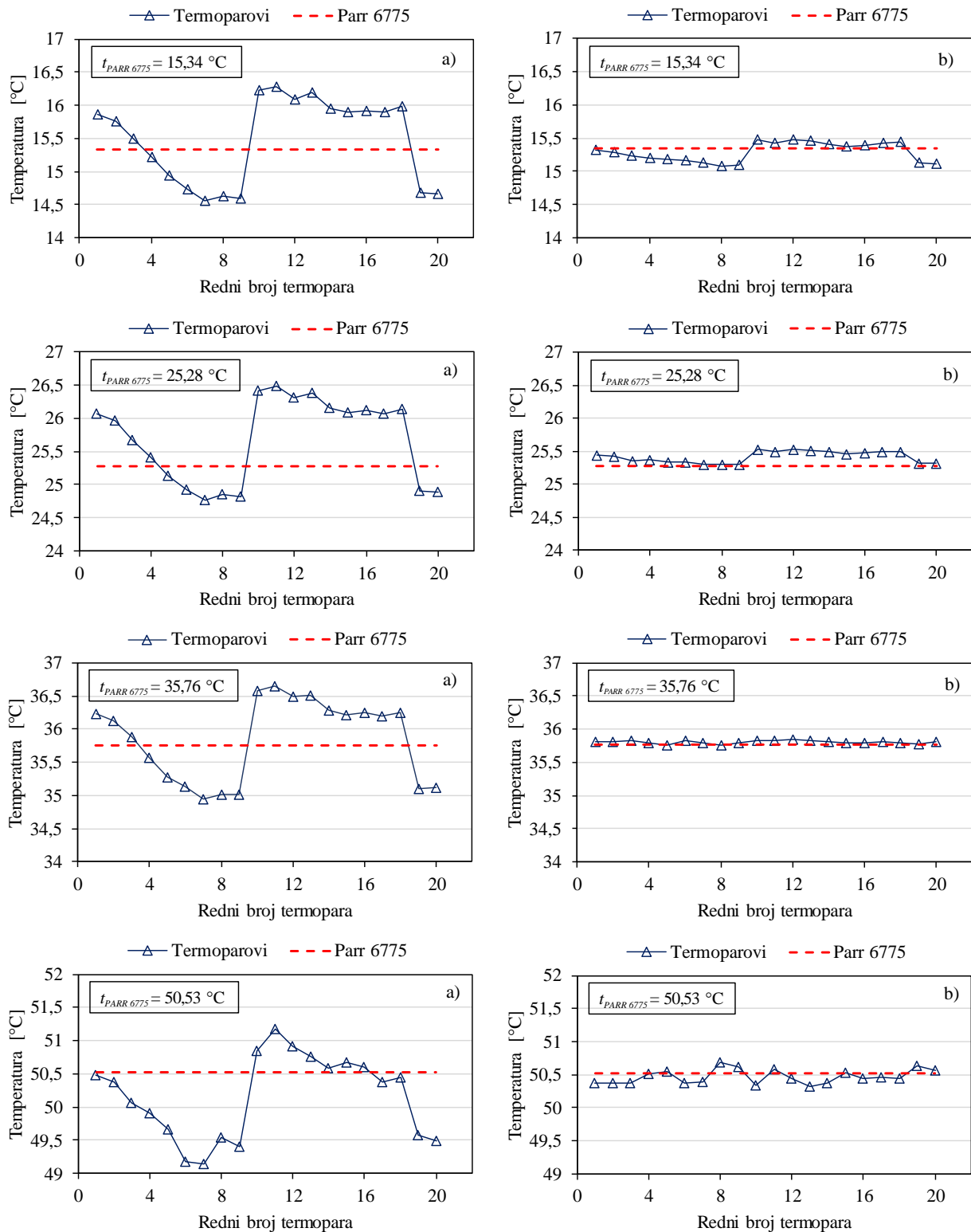
Pri tome k je obuhvatni faktor (eng. *coverage factor*). Različiti faktori k definiraju različite razine pouzdanosti. Tako je za $k = 1$ razina pouzdanosti 68,3%, za $k = 2$ razina pouzdanosti poprima vrijednost 95,5%, a za $k = 3$ razina pouzdanosti pokriva 99,7% od ukupnog raspona

mogućih vrijednosti. Preciznost procjene raste s većom razinom pouzdanosti. Složena mjerna nesigurnost $u_c(y)$ može se pojednostavljeno zapisati kao:

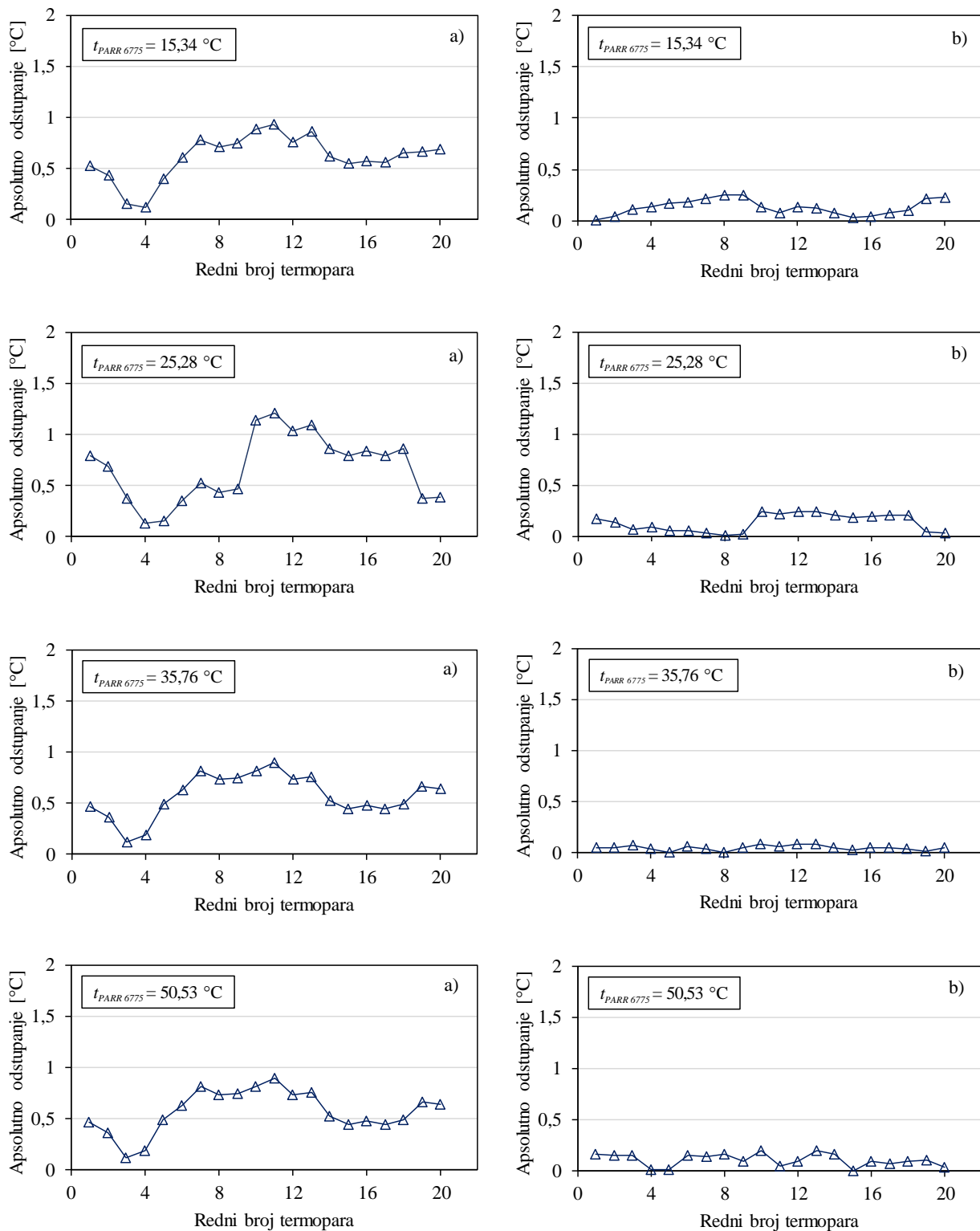
$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u^2(x_i)} = \sqrt{u^2(x_1) + u^2(x_2) + \dots + u^2(x_n)} \quad (5.20)$$

5.4.1. Mjerna nesigurnost osjetnika temperature

Prije samog postupka mjerenja, provedena su kontrolna mjerenja osjetnika temperature na strani zraka kako bi se utvrdila njihova međusobna odstupanja. Umjeravanje se izvodi uspoređivanjem izmjerenih vrijednosti temperatura u svim korištenim termoparovima s referentnim vrijednostima izmjerenim digitalnim termometrom *Parr 6775*. Referentni instrument *Parr 6775* sadrži termistor sondu *Parr 1168E2* koja postiže razinu točnosti $\pm 0,1$ °C [75]. Za potrebe umjeravanja koristi se vodena kupka koja se zagrijava električnim grijačem na različite temperature. Najniža temperatura vode izmjerena digitalnim termometrom iznosi 15,34 °C, a najviša 50,53 °C. Mjerene vrijednosti temperatura nalaze se u nametnutim granicama ulaznih temperatura zraka i vode tijekom eksperimentalnog ispitivanja. Na slikama 5.6 i 5.7 prikazane su prikupljene temperature termoparovima prije i nakon njihova umjeravanja te apsolutna odstupanja temperatura mjerenih termoparovima od temperature referentnog mjernog instrumenta. Za određivanje veze između temperatura termoparova i referentnog termometra koristi se metoda najmanjih kvadrata [76].



Slika 5.6. Izmjerene vrijednosti temperatura prije umjeravanja a) i nakon umjeravanja b) termoparova



Slika 5.7. Apsolutna odstupanja temperatura mjerenih termoparovima u odnosu na temperaturu referentnog termometra prije umjeravanja a) i nakon umjeravanja b) termoparova

Mjerna nesigurnost termoparova nakon umjeravanja kombinacija je sustavne i slučajne pogreške. Sustavna se pogreška računa prema jednadžbi:

$$u_s = \sqrt{u_{s,1}^2 + u_{s,2}^2} \quad (5.21)$$

U prethodnom izrazu $u_{s,1}$ predstavlja najveće odstupanje temperature izmjerene termoparovima od temperature izmjerene referentnim termometrom *Parr 6775*, koje iznosi $u_{s,1} = 0,249$ °C. Drugi član jednadžbe $u_{s,2}$ označava mjernu nesigurnost izazvanu utjecajima zračenja, nestacionarnosti itd., te se procijenjuje na 0,5% od najveće mjerene temperature [77], odnosno $u_{s,2} = 0,252$ °C. Naposljetku, sustavna pogreška iznosi:

$$u_s = \sqrt{u_{s,1}^2 + u_{s,2}^2} = \sqrt{0,249^2 + 0,252^2} = 0,354 \text{ °C} \quad (5.22)$$

Mjerna nesigurnost uzrokovana slučajnom pogreškom računa se kao:

$$u_N = \sqrt{u_{N,1}^2 + u_{N,2}^2} \quad (5.23)$$

Pri tome $u_{N,1}$ označava mjernu nesigurnost koja se javlja zbog rasipanja mjerenih vrijednosti temperatura oko prosječne vrijednosti (standardna devijacija), a iznosom je jednaka $u_{N,1} = 0,085$ °C. Slučajna pogreška posljedica je i mjerne nesigurnosti referentnog osjetnika *Parr 6775*, $u_{N,2} = 0,1$ °C. Prema tome slijedi:

$$u_N = \sqrt{0,085^2 + 0,1^2} = 0,131 \text{ °C} \quad (5.24)$$

Mjerna nesigurnost kalibriranih termoparova iznosi:

$$u_t = \sqrt{u_s^2 + u_N^2} = \sqrt{0,354^2 + 0,131^2} = 0,377 \text{ °C} \quad (5.25)$$

Mjerna nesigurnost otporničkih platinastih termometara klase A, korištenih za mjerenje temperatura vode na ulazu i izlazu iz kolektorskog djela cjevovoda, propisana je prema standardu DIN 43760 i iznosi 0,15 °C.

5.4.2. Mjerna nesigurnost ostalih mjernih instrumenata

Mjerne pogreške uređaja za mjerenje protoka, brzina i pada tlaka određene su prema tipu B, odnosno iz kataloga proizvođača. Mjerna nesigurnost ultrazvučnog senzora protoka vode *Ultraflow 54* iznosi $\pm 2\%$ u području volumnih protoka između 0,6 m³/h i 100 m³/h. Za očitavanje pada tlaka zraka u izmjenjivaču topline ili mjernoj prigušnici korišten je diferencijalni mjerac tlaka *Testo 521*, čija mjerna nesigurnost iznosi $\pm 0,5$ Pa u području od 0 do 20 Pa, odnosno $\pm(0,5 \text{ Pa} \pm 0,5\% \text{ mV})$ za raspon od 20,1 do 250 Pa. Mjerna nesigurnost

toplinitnih anemometara *GrayWolf* za mjerenje brzine strujanja zraka jednaka je većoj vrijednosti između $\pm 0,015$ m/s i $\pm 2\%$.

5.4.3. Mjerna nesigurnost izmijenjenog toplinskog toka i prosječnog koeficijenta prolaza topline

Analiza točnosti provedenih mjerenja također zahtijeva analizu grešaka složenih mjernih veličina, poput izmijenjenog toplinskog toka (\dot{Q}) i prosječnog koeficijenta prolaza topline (k). Mjernu nesigurnost izmijenjenog toplinskog toka na strani jednog fluida moguće je dobiti pomoću izraza:

$$u_{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} \right) \cdot u_{\dot{m}} \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial c_p} \right) \cdot u_{c_p} \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial t_{ul}} \right) \cdot u_{t_{ul}} \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial t_{izl}} \right) \cdot u_{t_{izl}} \right]^2} \quad (5.26)$$

Utjecaj masenog protoka na mjernu nesigurnost $u_{\dot{Q}_i}$ računa se prema $\partial \dot{Q} / \partial \dot{m} = c_p \cdot |t_{izl} - t_{ul}|$. Specifični toplinski kapacitet doprinosi mjernoj nesigurnosti s $\partial \dot{Q} / \partial c_p = \dot{m} \cdot |t_{izl} - t_{ul}|$, dok je utjecaj ulaznih i izlaznih temperatura $\partial \dot{Q} / \partial t_{ul} = \dot{m} \cdot c_p$, odnosno $\partial \dot{Q} / \partial t_{izl} = -\dot{m} \cdot c_p$. Ukoliko se zanemari mjerna nesigurnost fizikalnih svojstava fluida, tj. specifičnog toplinskog kapaciteta (u_{c_p}) te se prethodno definirani izrazi za parcijalne članove uvrste u jednadžbu (5.26), uz izlučivanje člana \dot{Q} , slijedi:

$$u_{\dot{Q}_i} = \dot{Q} \sqrt{\left[\frac{u_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right]^2 + \left[\frac{u_{t_{ul}}}{|t_{izl} - t_{ul}|} \right]^2 + \left[-\frac{u_{t_{izl}}}{|t_{izl} - t_{ul}|} \right]^2} \quad (5.27)$$

Ukupnu mjernu nesigurnost izmijenjenog toplinskog toka moguće je izračunati kao:

$$u_{\dot{Q}} = \sqrt{u_{\dot{Q}_z}^2 + u_{\dot{Q}_v}^2} \quad (5.28)$$

Relativna mjera nesigurnosti izmijenjenog toplinskog toka $\delta_{\dot{Q}} = u_{\dot{Q}} / \dot{Q}_{sr}$, za provedena eksperimentalna mjerenja, nalazi se u rasponu od 6,1% do 24,2%. Najveća mjerna nesigurnost odnosi se na slučaj s najmanjim omjerom toplinskih kapaciteta (ispitivanje broj 1, tablica 5.1), a razlog je tomu relativno mala promjena temperature na strani vode ($\Delta t_v = 0,77$ °C), što rezultira porastom mjerne nesigurnosti izmijenjenog toplinskog toka.

Mjerna nesigurnost prosječnog koeficijenta prolaza topline [78], uz pretpostavku da je mjerna nesigurnost ukupne površine izmjene topline na strani zraka $u_{A_{uk}} = 0$, proizlazi iz izraza:

$$u_k = \sqrt{\left[\frac{\partial}{\partial \dot{Q}_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot \Delta t_{ln}} \right) \right]^2 \cdot u_{\dot{Q}}^2 + \left[\frac{\partial}{\partial \Delta t_{ln}} \left(\frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot \Delta t_{ln}} \right) \right]^2 \cdot u_{\Delta t_{ln}}^2} \quad (5.29)$$

Parcijalne derivacije računaju se kao:

$$\frac{\partial}{\partial \dot{Q}_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot \Delta t_{ln}} \right) = \frac{1}{A_{uk} \cdot F \cdot \Delta t_{ln}} \quad (5.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial \Delta t_{ln}} \left(\frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot \Delta t_{ln}} \right) = -\frac{\dot{Q}_{sr}}{A_{uk} \cdot (\Delta t_{ln})^2} \quad (5.31)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{ln})}{\partial \Delta t_{v,ul}} = \frac{1}{\ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} - \frac{\Delta t_{ln}}{(t_{v,ul} - t_{z,izl}) \cdot \ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} \quad (5.32)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{ln})}{\partial \Delta t_{v,izl}} = -\frac{1}{\ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} + \frac{\Delta t_{ln}}{(t_{v,izl} - t_{z,ul}) \cdot \ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{ln})}{\partial \Delta t_{z,ul}} = \frac{1}{\ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} - \frac{\Delta t_{ln}}{(t_{v,izl} - t_{z,ul}) \cdot \ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{ln})}{\partial \Delta t_{z,izl}} = -\frac{1}{\ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} + \frac{\Delta t_{ln}}{(t_{v,ul} - t_{z,izl}) \cdot \ln \left(\frac{t_{v,ul} - t_{z,izl}}{t_{v,izl} - t_{z,ul}} \right)} \quad (5.35)$$

Relativna mjerna nesigurnost prosječnog koeficijenta prolaza topline $\delta_k = u_k / k$, za nametnute pogonske uvjete, poprima vrijednosti između 7% i 27,9%.

5.5. Rezultati mjerenja

U skladu s metodologijom opisanom u poglavlju 5.3., izvršena su mjerenja fizikalnih veličina u ispitnoj zoni izmjenjivača topline. Predmetnim eksperimentalnim istraživanjima izvršen je niz mjerenja za različite vrijednosti ulaznih brzina i temperatura zraka i vode. Testni izmjenjivač topline korišten je kao grijač zraka koji struji unutar zračnog tunela. Rezultati prikazani u tablici 5.2 ukazuju da svaki od devet analiziranih slučajeva zadovoljava kriterij

stacionarnosti budući da su prosječna odstupanja između izmijenjenih toplinskih tokova na strani zraka i vode manja od 10%. Treba napomenuti da su mjerene veličine temperature i tlakovi, a izmijenjeni toplinski tokovi i prosječni koeficijenti prolaza topline su veličine dobivene posrednim putem. Obradeni rezultati mjerenja u ispitnoj zoni cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama koristit će se za provjeru valjanosti matematičkog modela i numeričkog postupka.

Tablica 5.2. Rezultati eksperimentalnih mjerenja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline *Venco* s ravnim lamelama

Ispitivanje broj	\dot{Q}_z (W)	\dot{Q}_v (W)	\dot{Q}_{sr} (W)	$\Delta\dot{Q}$ (%)	$t_{z,izl}$ (°C)	Δp_z (Pa)	k (W/m ² K)	δ_k (%)
1	3010,2	3016,8	3013,5	4,4	38,16	1,52	11,4	27,9
2	4241,9	4221,1	4231,5	4,1	38,05	2,01	16,0	19,8
3	5189,7	5172,8	5181,2	3,8	37,19	2,49	17,3	15,9
4	6510,9	6413,3	6462,1	3,6	35,44	3,79	18,6	12,2
5	7711,7	7759,9	7735,8	2,5	33,81	5,20	19,9	10,7
6	8431,7	8145,6	8288,7	3,4	33,04	6,47	20,8	10,2
7	14367,1	14511,6	14439,3	2,0	37,09	6,48	20,6	8,8
8	12709,3	12758,5	12733,9	3,3	35,23	6,50	18,2	7,0
9	11557,2	11542,4	11549,8	4,0	33,25	6,49	16,0	7,1

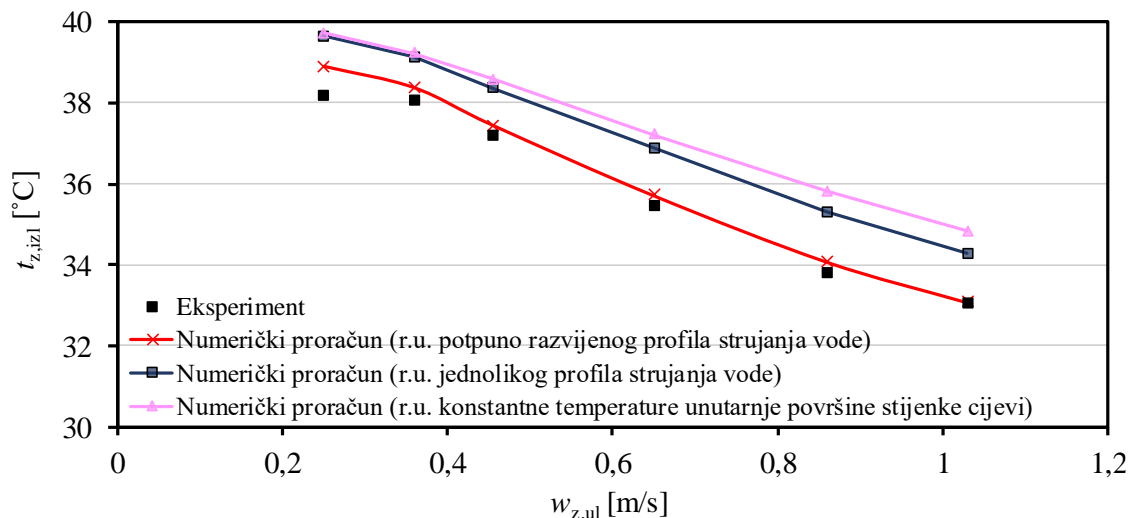
6. PROVJERA VALJANOSTI MATEMATIČKOG MODELA I NUMERIČKOG POSTUPKA

6.1. Usporedba rezultata numeričkog proračuna s eksperimentalnim rezultatima

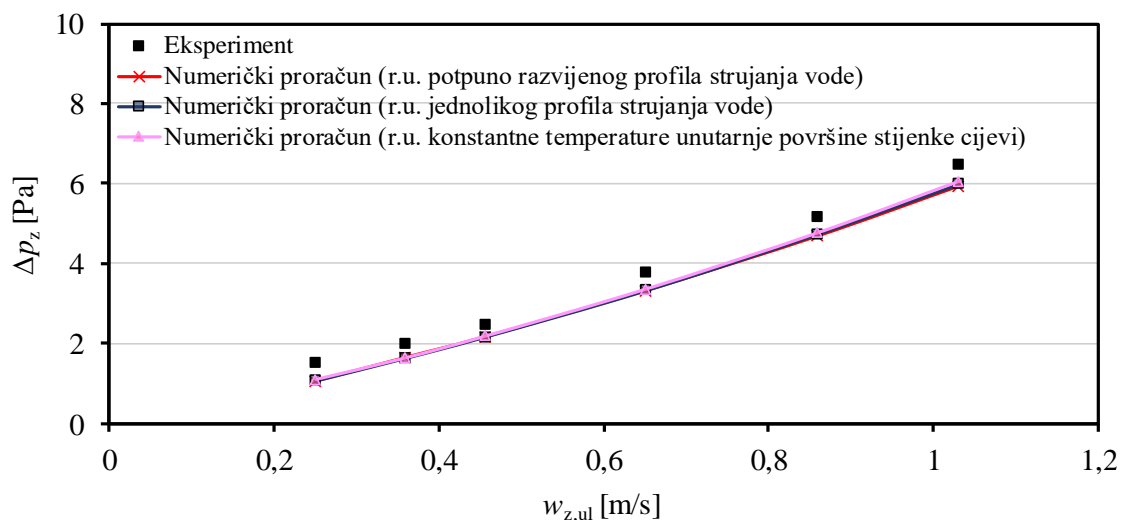
Kako bi se ocijenila valjanost postavljenog matematičkog modela strujanja i prijelaza topline te numeričkog postupka izvršena je usporedba numeričkih i eksperimentalnih rezultata. U svrhu provjere postavljenog matematičkog modela numerički su proračuni provedeni za segment cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama na kojem su vršena eksperimentalna istraživanja. Podaci o pogonskim uvjetima pri kojima su se vršila mjerenja bili su ulazni podaci u numeričke simulacije. Provjera valjanosti provedena je za devet različitih eksperimentalnih ispitivanja i to prema uvjetima navedenim u tablici 5.1. Mjerenja su vršena za različite ulazne brzine zraka, $0,25 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$, pri čemu je ulazna brzina vode iznosila $0,76 \text{ m/s}$, ulazna temperatura zraka $22 \text{ }^\circ\text{C}$, a ulazna temperatura vode $40 \text{ }^\circ\text{C}$ i za različite ulazne brzine vode, $0,21 \text{ m/s} \leq w_{v,ul} \leq 0,56 \text{ m/s}$, pri čemu je ulazna brzina zraka iznosila $1,02 \text{ m/s}$, ulazna temperatura zraka $18 \text{ }^\circ\text{C}$, a ulazna temperatura vode $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Za ulaznu temperaturu vode u numerički proračun postavljena je prosječna vrijednost ulaznih i izlaznih temperatura vode za svako od eksperimentalnih mjerenja. Valjanost matematičkog modela i razvijenog numeričkog postupka provjerena je za tri različita ulazna rubna uvjeta na strani vode. Prvi pretpostavlja potpuno razvijeni profil brzina i temperatura na ulaznim granicama vode, drugi jednoliku raspodjelu ulaznih vrijednosti temperatura i brzina vode, dok se u trećem toplinski otpori na strani vode zanemaruju postavljajući konstantnom temperaturu unutarne površine stijenke cijevi. Pretpostavka konstantne temperature unutarne površine stijenke cijevi primjenjiva je u izmjenjivačima topline koji uključuju promjenu agregatnog stanja, tj. u kondenzatorima i isparivačima ($\pi_3 = 0$), ili u izmjenjivačima topline bez promjena faze, kod kojih je omjer toplinskih kapaciteta fluida mali ($\pi_3 \rightarrow 0$). Za primjer se mogu navesti cijevni lamelni izmjenjivači topline zrak-voda, u kojima konvektivni toplinski otpori na strani zraka često predstavljaju najveći udio u ukupnom otporu prolazu topline. Unatoč tome, omjer toplinskih kapaciteta slabije struje zraka i jače struje vode se kod uobičajenih režima rada razlikuje od nule te je za takve slučajeve pri analizi izmjene topline potrebno uzeti u obzir utjecaj toplinskih otpora na strani oba fluida. U nastavku su prikazane usporedbe numeričkih rezultata s eksperimentalno utvrđenim podacima o izlaznim temperaturama zraka, padovima tlaka na strani zraka te prosječnim koeficijentima prolaza topline.

6.1.1. Usporedba izlaznih temperatura i padova tlaka na strani zraka

Usporedba rezultata numeričkih proračuna za tri različita ulazna rubna uvjeta na strani vode s rezultatima eksperimenta najprije je prikazana za prvi set ulaznih podataka, odnosno za uvjete različitih ulaznih brzina zraka (ispitivanja 1-6 u tablici 5.1). Omjer toplinskih kapaciteta zraka i vode nalazio se u intervalu $0,05 \leq \pi_3 \leq 0,21$. Prosječne vrijednosti izlaznih temperatura, kao i vrijednosti padova tlaka na strani zraka za različita mjerenja prikazane su na slikama 6.1 i 6.2.

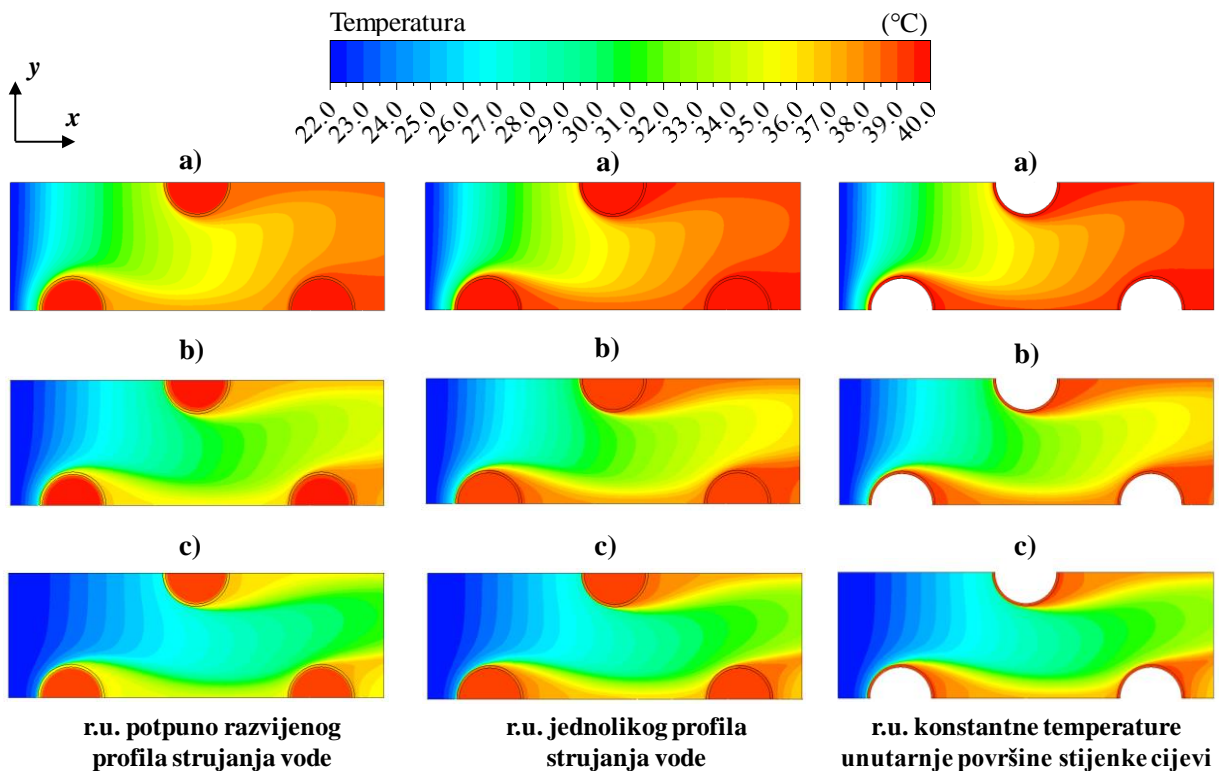


Slika 6.1. Usporedba prosječnih izlaznih temperatura zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s)

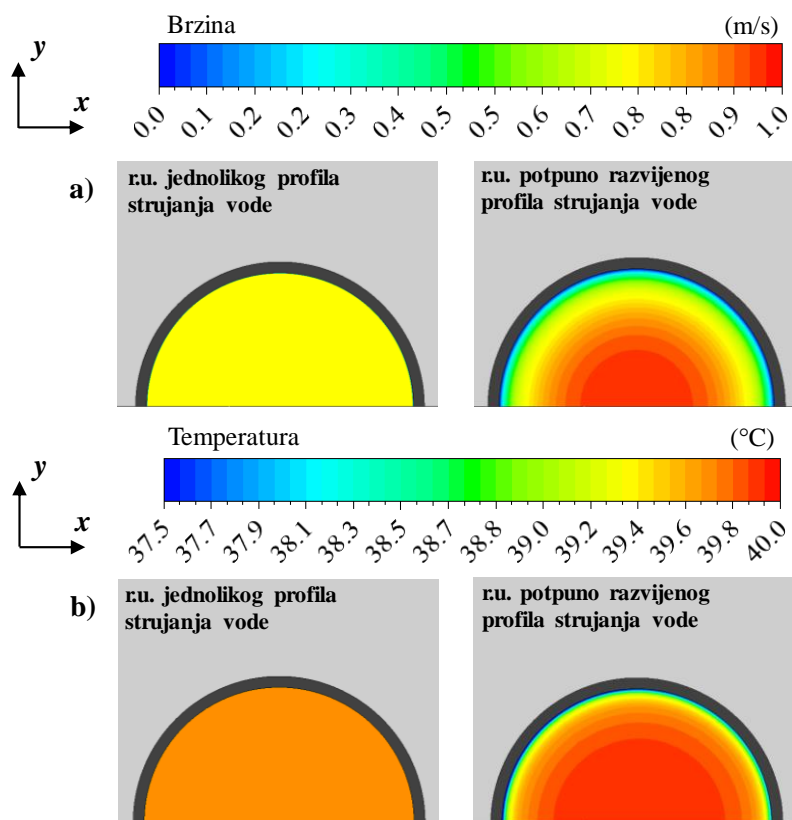


Slika 6.2. Usporedba padova tlaka na strani zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s)

Iz slike 6.2 je vidljivo zadovoljavajuće poklapanje između mjerenih rezultata i rezultata numeričkog proračuna za padove tlaka na strani zraka. Također se može uočiti istovjetnost numeričkih rezultata u definiranom rasponu ulaznih brzina zraka, neovisno o zadanom rubnom uvjetu na strani vode. S druge strane, iz slike 6.1 zapažaju se odstupanja u rezultatima prosječnih izlaznih temperatura zraka za različito postavljene ulazne rubne uvjete na strani vode te se može zaključiti da s ulaznim rubnim uvjetom jednolikog profila strujanja vode i rubnim uvjetom konstantne temperature unutarnje površine stijenke cijevi nije ostvareno zadovoljavajuće poklapanje između numeričkih i eksperimentalnih rezultata. Rezultati numeričkih proračuna modela s ulaznim rubnim uvjetom potpuno razvijenog polja strujanja postižu najbolje slaganje s rezultatima mjerenja te najveće apsolutno odstupanje iznosi $0,73\text{ }^{\circ}\text{C}$, pri najmanjoj ulaznoj brzini zraka. Iako je strujanje zraka nametnuto, pri manjim protocima zraka i pri manjoj Reynoldsovoj značajki ($Re < 100$), prema Shahu [79], postoji mogućnost pojave temperaturne stratifikacije u smjeru okomitom na smjer strujanja zraka i vode. Takva pojava mogla bi uzrokovati poteškoće prilikom određivanja prosječne temperature zraka na izlazu iz izmjenjivača topline koristeći limitirani broj temperaturnih osjetnika, a time i određena odstupanja između mjerenih rezultata i rezultata numeričkog proračuna. Najveće odstupanje rezultata numeričkog proračuna od eksperimentalnih podataka iznosi $1,49\text{ }^{\circ}\text{C}$ za model s jednolikom raspodjelom temperatura i brzina vode na ulaznim granicama vode, odnosno $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ za model u kojem se zanemaruju toplinski otpori na strani vode, tj. postavlja konstantna temperatura unutarnje površine stijenke cijevi. U nastavku, temeljem raspodjela temperatura u simetralnoj ravnini prikazanih na slici 6.3 te lokalnih raspodjela temperatura i brzina na ulazu u prvi red cijevi prikazanih na slici 6.4 može se objasniti razlog razlika prosječnih izlaznih temperatura zraka dobivenih numeričkim modelima koji uzimaju u obzir toplinske otpore na strani vode i modelom u kojem se toplinski otpori na strani vode zanemaruju. Jednolika raspodjela brzina i temperatura na ulaznim granicama poddomene vode uzrokuje veće vrijednosti lokalnih brzina, temperatura te njihovih gradijenata u blizini krute stijenke cijevi u odnosu na slučaj s potpuno razvijenim ulaznim profilom, čime će i konvektivni prijelaz topline između vode i stijenke cijevi biti intenzivniji. Intenzivniji prijelaz topline putem prisilne konvekcije između vode i unutarnje površine stijenke cijevi posljedično, provođenjem topline unutar stijenki, uzrokuje veće temperature lamela i vanjskih površina stijenki cijevi. Time se hladniji zrak koji nastrojava između lamela i cijevi ugrijava na višu temperaturu. Za slučajeve u kojem su toplinski otpori na strani vode zanemareni, izmijenjeni toplinski tokovi su najveći, te stoga i prosječne izlazne temperatura zraka.

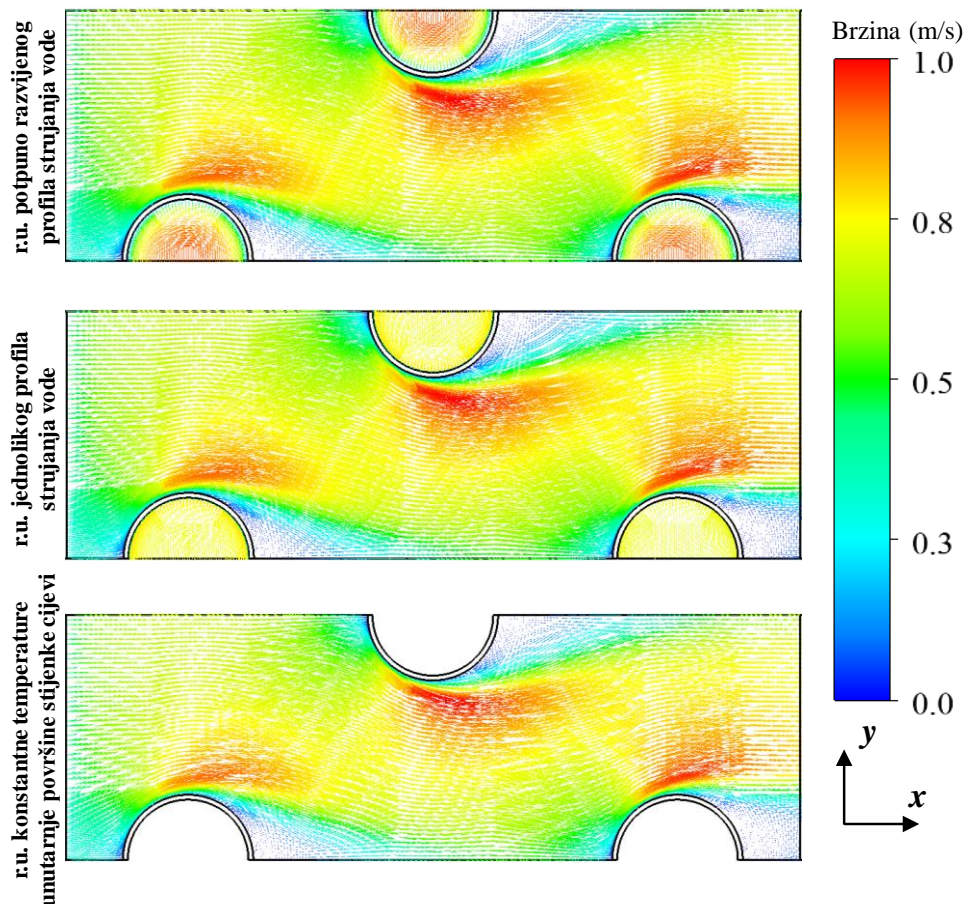


Slika 6.3. Raspodjele temperatura u simetralnoj xy ravnini za različite ulazne brzine zraka: a) $w_{z,ul} = 0,36$ m/s, b) $w_{z,ul} = 0,65$ m/s, c) $w_{z,ul} = 1,03$ m/s. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s.



Slika 6.4. Raspodjela lokalnih brzina a) i lokalnih temperatura b) vode na ulazu u prvi red cijevi. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 0,36$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s.

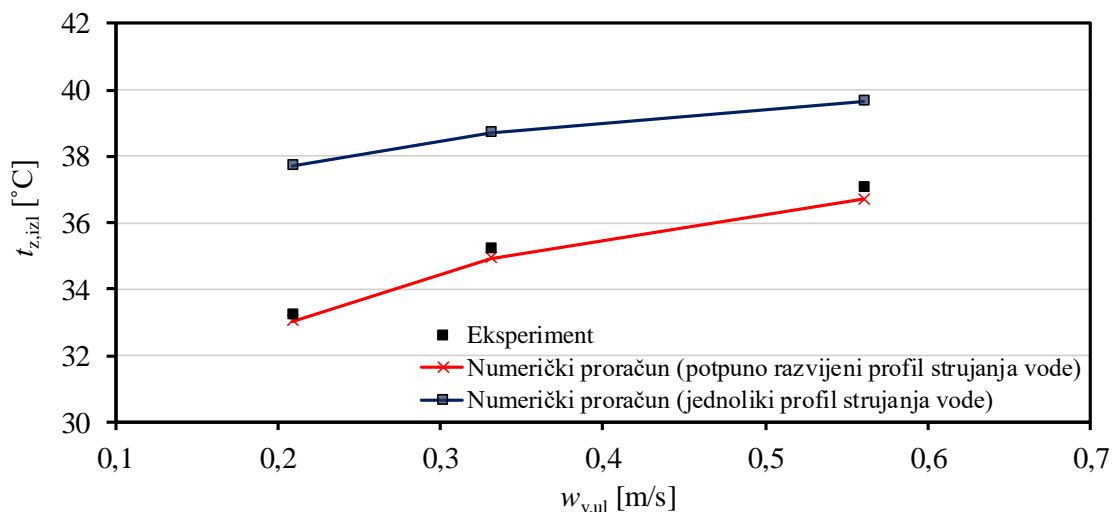
Iz slike 6.5, za odabrani slučaj: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 0,36\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$, može se uočiti da je raspodjela vektora brzina u ravnini simetrije gotovo jednaka, neovisno o ulaznim rubnim uvjetima na strani vode, čime se objašnjava sličnost rezultirajućih padova tlaka na strani zraka. Zaključak je kako za iste pogonske parametre analizirani rubni uvjeti na ulaznim granicama vode imaju značajan utjecaj na toplinske karakteristike zraka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline, dok je utjecaj rubnih uvjeta na karakteristike strujanja zraka zanemariv.



Slika 6.5. Raspodjela vektora brzina u simetralnoj xy ravnini pri različitim rubnim uvjetima na strani vode. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 0,36\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$.

Rezultati prosječnih izlaznih temperatura zraka dobiveni korištenjem numeričkog modela s postavljenim ulaznim rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode postižu najbolje poklapanje s eksperimentalnim podacima za prvi set pogonskih parametara, odnosno manje vrijednosti omjera toplinskih kapaciteta zraka i vode ($\pi_3 \leq 0,21$). U svrhu dodatne provjere valjanosti matematičkog modela i numeričkog postupka, numeričke su analize primijenjene i na drugi set pogonskih parametara (ispitivanja 7-9, tablica 5), tj. za uvjete različitih ulaznih brzina vode i raspon omjera toplinskih kapaciteta $0,28 \leq \pi_3 \leq 0,73$.

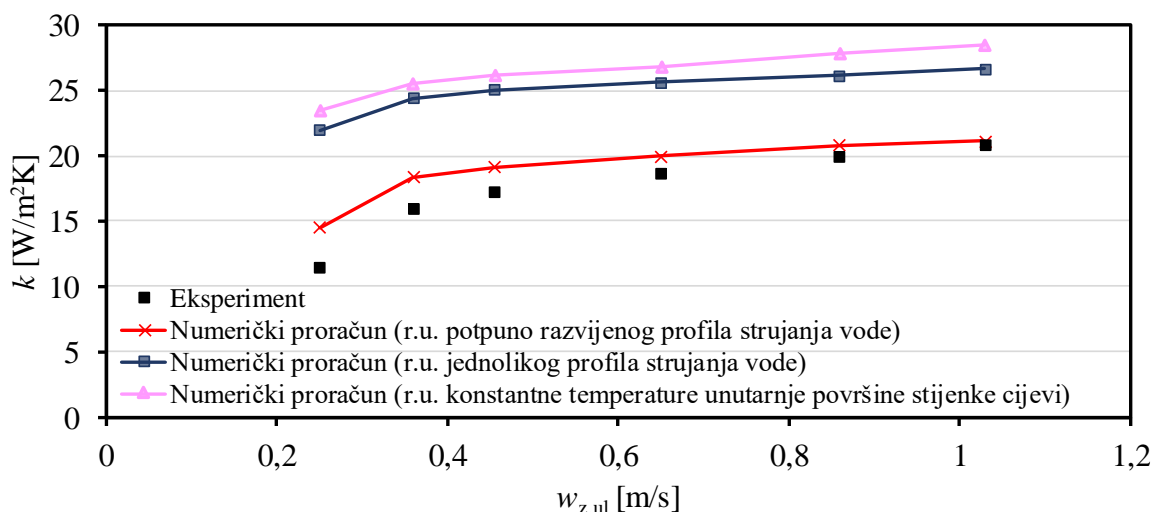
Na slici 6.6 prikazana je usporedba prosječnih izlaznih temperatura zraka pri različitim ulaznim brzinama vode dobivenih numeričkim modelima koji uključuju toplinske otpore na strani vode. Uočava se dobro slaganje numeričkih rezultata dobivenih modelom s rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode. Rezultati numeričkih proračuna dobiveni modelom s jednolikim raspodjelama ulaznih temperatura i brzina vode značajno odstupaju od rezultata mjerenja. Najveće odstupanje numeričkih rezultata od eksperimentalnih podataka vidljivo je pri najmanjoj ulaznoj brzini vode ($w_{v,ul} = 0,21$ m/s) i najvećem omjeru toplinskih kapaciteta ($\pi_3 = 0,73$) te iznosi $4,5$ °C, što ukazuje da se nejednolikost raspodjela temperatura i brzina vode na ulazu odražava na toplinske otpore unutar cijevi, a time i na ukupni otpor prolazu topline te na vrijednosti izlaznih temperatura zraka, osobito u slučajevima kad se značajka π_3 udaljava od nule.



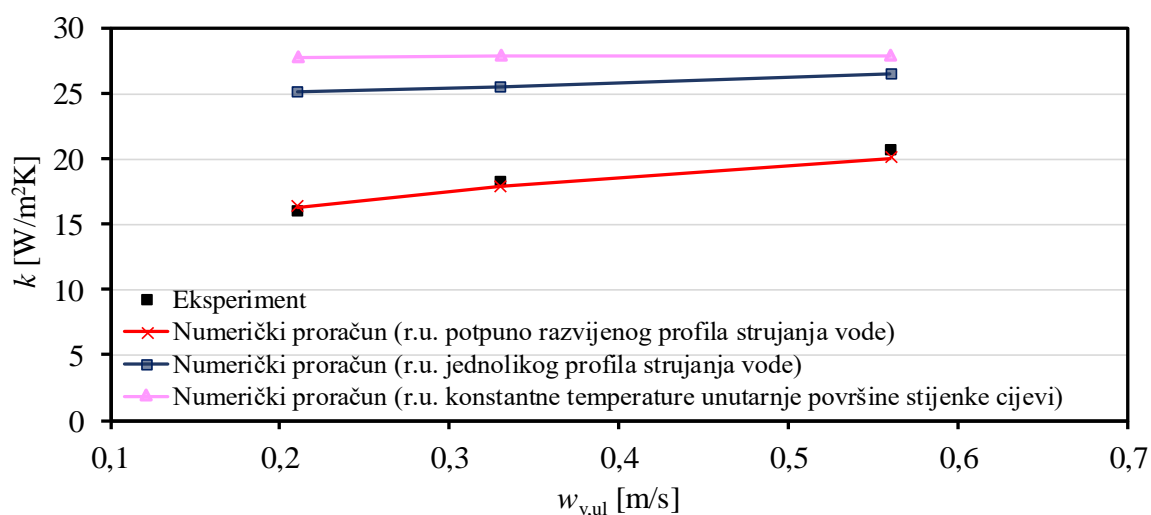
Slika 6.6. Usporedba prosječnih izlaznih temperatura zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (drugi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 18$ °C, $t_{v,ul} = 50$ °C, $w_{z,ul} = 1,02$ m/s)

6.1.2. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline

Na slikama 6.7 i 6.8 dana je usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline za dva različita seta pogonskih uvjeta (tablica 5.1). Na temelju prikazanih dijagrama, još se jednom može uočiti dobra podudarnost eksperimentalnih rezultata i numeričkih rezultata dobivenih numeričkim modelom s potpuno razvijenim profilom brzina i temperatura na ulaznim granicama vode. Korištenjem preostala dva ulazna rubna uvjeta rezultati numeričkih proračuna uvelike odstupaju od eksperimentalnih, te ih se ne može smatrati valjanim pri analizi toplinskih karakteristika unakrsnih cijevnih lamelnih izmjenjivača topline kod kojih vrijedi $\pi_3 > 0$.



Slika 6.7. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline dobivenih iz rezultata eksperimentalnih mjerenja i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s)



Slika 6.8. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline dobivenih iz rezultata eksperimentalnih mjerenja i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (drugi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 18$ °C, $t_{v,ul} = 50$ °C, $w_{v,ul} = 1,02$ m/s)

6.2. Usporedba koeficijenata prijelaza topline u cijevima dobivenih numeričkim proračunom i korištenjem empirijskih jednadžbi

Da bi se prikazao utjecaj raspodjela ulaznih brzina i temperatura vode na udjele konvektivnih toplinskih otpora u cijevima u sveukupnom toplinskom otporu, potrebno je

izračunati prosječni koeficijent prijelaza topline na strani vode α_v [W/m²K], koji za numeričke proračune slijedi iz izraza:

$$\alpha_{v,num} = \frac{\dot{q}_v}{t_{v,sr} - t_{c,u}} \quad (6.2)$$

U prethodnom izrazu \dot{q}_v (W/m²) označava gustoću toplinskog toka, $t_{v,sr}$ prosječnu temperaturu vode, a $t_{c,u}$ prosječnu temperaturu unutarnje površine stijenske cijevi.

Pri turbulentnom strujanju vode u cijevima, i za slučaj njenog hlađenja, koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani vode moguće je odrediti kao funkciju Reynoldsove (Re) i Prandtlove (Pr) značajke, koeficijenta toplinske vodljivosti vode λ_v [W/mK] te unutarnjeg promjera cijevi d_u , korištenjem modificirane Dittus-Boelterove jednadžbe [80]:

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_u} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_{d_u}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,3} \quad (6.3)$$

Za određivanja koeficijenta prijelaza topline na strani vode dodatno se koristi i Wilsonova grafička metoda [81]. Bitan preduvjet za korištenje ove metode je da brzine zraka u svim mjerenjima jednog ispitivanog slučaja budu konstantne te da je najveće odstupanje srednjih logaritamskih razlika temperatura zraka i vode unutar $\pm 10\%$. Time toplinski otpori na strani zraka ostaju približno nepromjenjivi. Ukupni otpor prolazu topline R_{uk} [K/W] određen je otporima provođenju topline kroz krutu stijenu (R_λ) i konvektivnim toplinskim otporima na strani zraka (R_{a_z}) i vode (R_{a_v}):

$$R_{uk} = \frac{1}{k \cdot A_{uk}} = R_{a_z} + R_\lambda + R_{a_v} \quad (6.4)$$

Ukoliko se pretpostavi da se ukupni toplinski otpor mijenja samo s promjenom konvektivnih toplinskih otpora na strani vode, odnosno da je $R_{a_z} + R_\lambda = \text{konst.}$, te svođenjem ukupnog otpora prolazu topline na 1 m² ukupne površine izmjene topline na strani zraka, slijedi:

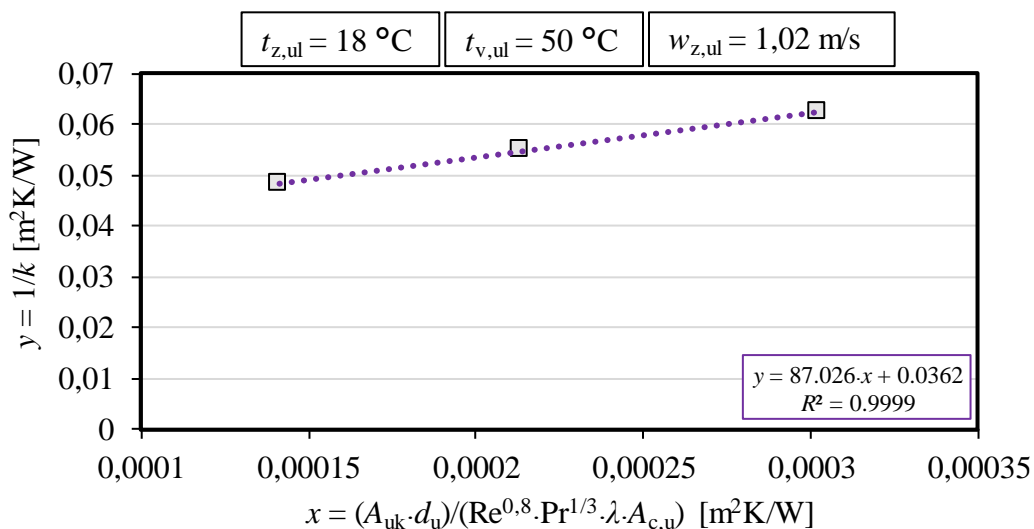
$$\frac{1}{k} = C_1 + A_{uk} \cdot R_{a_v} = C_1 + A_{uk} \frac{1}{\alpha_v \cdot A_{c,u}} \quad (6.5)$$

gdje je $C_1 = (R_{a_z} + R_\lambda) \cdot A_{uk} = \text{konst.}$, a $A_{c,u}$ unutarnja površina stijenske cijevi. Koeficijent prijelaza topline na strani vode α_v se u izrazu (6.5) računa prema:

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_u} \cdot C_2 \cdot \text{Re}_{d_u}^a \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (6.6)$$

EkspONENT Reynoldsove značajke označen je s a i za turbulentno strujanje fluida u cijevima iznosi $a = 0,8$. Primjenom Wilsonove metode izraz (6.5) promatra se u formi linearne jednadžbe $y = mx + b$, gdje je $y = 1/k$, $m = 1/C_2$, $x = (A_{uk} \cdot d_u) / (\text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \lambda_v \cdot A_{c,u})$, a $b = C_1$. Na osnovi pogonskih uvjeta i obrađenih eksperimentalnih podataka računaju se y i x te određuje linearna funkcija s najmanjim rasipanjem točaka oko te funkcije, iz koje je moguće odrediti nagib pravca $1/C_2$ te naposljetku koeficijent prijelaza topline α_v .

Za ispitne slučajeve 7-9 (tablica 5.1) s različitim ulaznim brzinama vode ($0,21 \text{ m/s} \leq w_{v,ul} \leq 0,56 \text{ m/s}$) i za konstantnu ulaznu brzinu zraka ($w_{z,ul} = 1,02 \text{ m/s}$), na slici 6.9 je prikazan dijagram Wilsonove grafičke metode za određivanje ovisnosti specifičnog otpora prolazu topline (y) o konvektivnim toplinskim otporima na strani vode svedenim na 1 m^2 površine izmjene topline na strani zraka (x). Najveće relativno odstupanje srednje logaritamske razlike temperatura za tri obrađena mjerenja iznosilo je 6,8%. Dobiveni linearni regresijski model s koeficijentom determinacije $R^2 = 0,999$ služi za određivanje konstante C_2 u izrazu (6.6).



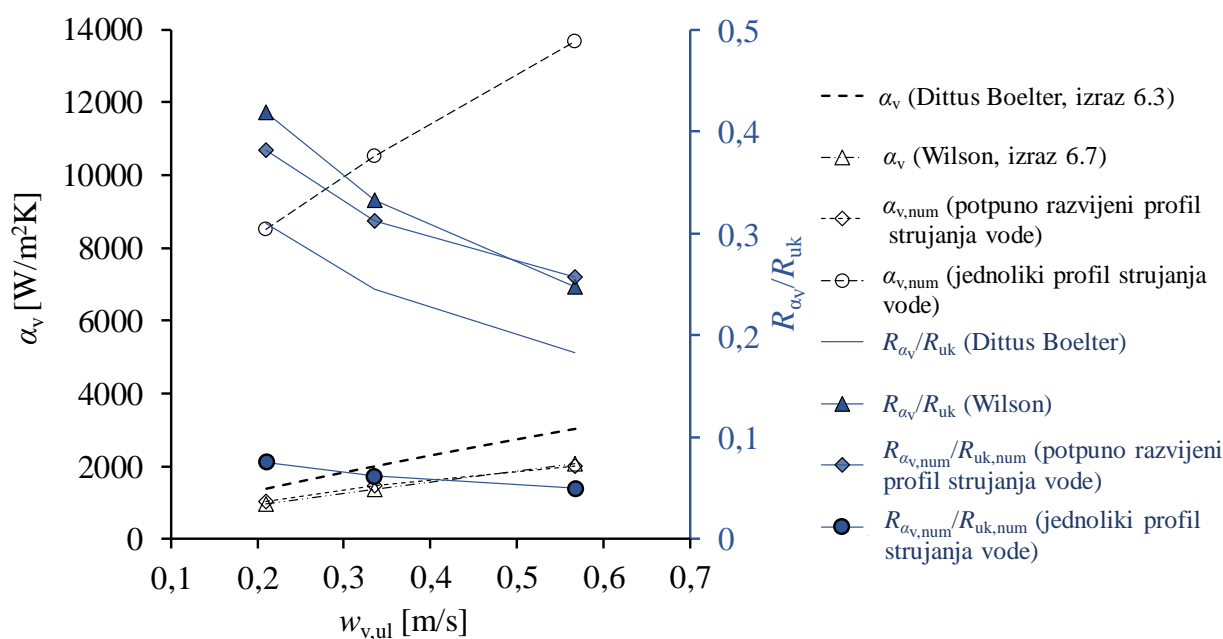
Slika 6.9. Dijagram Wilsonove grafičke metode za određivanje konstante C_2 u izrazu (6.6)

Na temelju Wilsonove grafičke metode, konačan izraz za proračun koeficijenta prijelaza topline u cijevima α_v glasi:

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_u} \cdot 0,0115 \cdot \text{Re}_{d_u}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (6.7)$$

Usporedba koeficijenata prijelaza topline pri strujanju vode u cijevima te udjela toplinskih otpora na strani vode u ukupnom otporu prolazu topline, za različite ulazne brzine vode, prikazana je na slici 6.10. Za zadane pogonske uvjete, značajka π_3 poprima vrijednosti između 0,28 i 0,73. Iz rezultata numeričkih proračuna dobivenih korištenjem ulaznog rubnog uvjeta

potpuno razvijenog profila strujanja vode vidljivo je da toplinski otpori prijelazu topline u cijevima predstavljaju 24,7% - 37,1% od ukupnog toplinskog otpora te da rastu sa smanjenjem ulazne brzine vode. Udjeli toplinskih otpora na strani vode tek se neznatno mijenjaju primjenom jednolike raspodjele temperatura i brzina na ulazu vode, od 4,9% - 7,4%. Može se uočiti dobro poklapanje rezultata numeričkog proračuna s ulaznim rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode i rezultata dobivenih pomoću izraza (6.3) i (6.7). S druge strane, rezultatima numeričkog proračuna korištenjem modela s jednolikim profilom strujanja vode na ulazu značajno se precjenjuju vrijednosti koeficijenta prijelaza topline u odnosu na izraze (6.3) i (6.7).



Slika 6.10. Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani vode (iscrtkane linije) i udjela toplinskih otpora na strani vode u ukupnom otporu prolazu topline (pune linije) za različite ulazne brzine vode. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,02 \text{ m/s}$

Na temelju usporedbi prikazanih u ovom poglavlju može se zaključiti da su definirani matematički model s ulaznim rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode te korišteni numerički postupak pogodni za modeliranje procesa strujanja i izmjene topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline zrak-voda te se mogu primijeniti u daljnjim numeričkim analizama izmjene topline u izmjenjivačima topline s generatorima vrtloga.

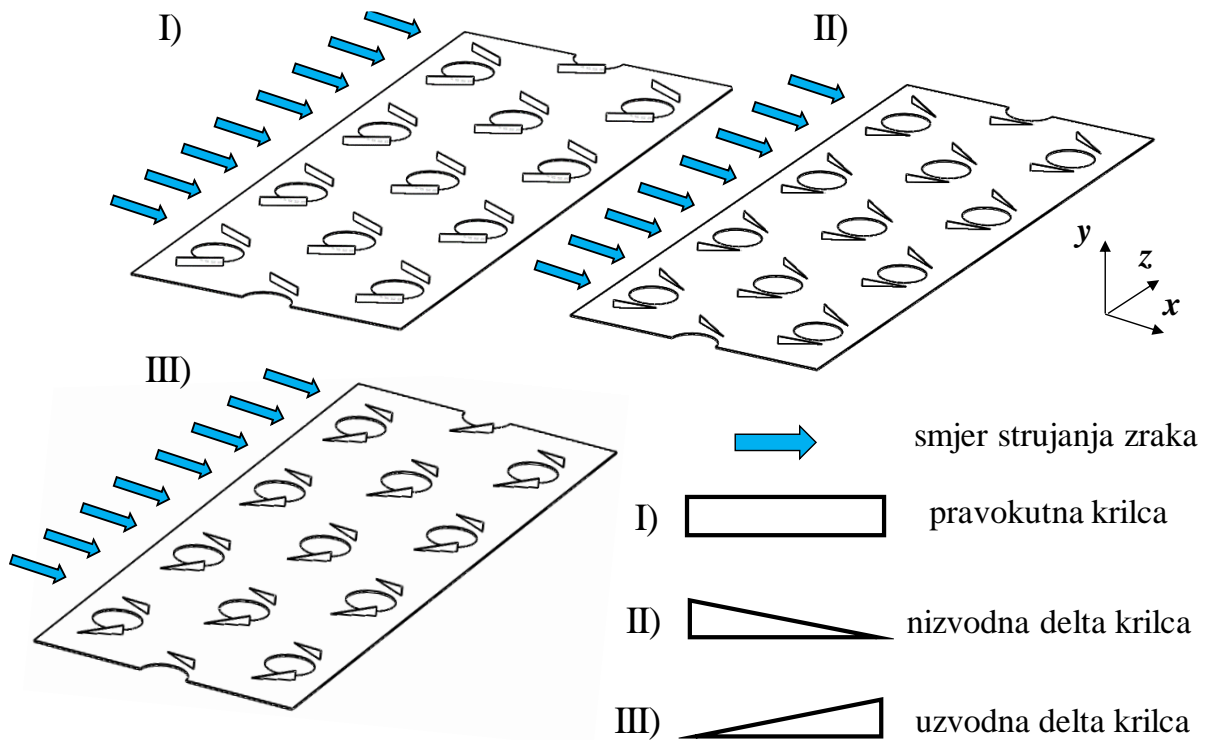
7. NUMERIČKA ANALIZA IZMJENE TOPLINE U CIJEVNOM LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S GENERATORIMA VRTLOGA

Postavljeni matematički model i razvijeni numerički postupak primijenjeni su na proračun izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s generatorima vrtloga u svrhu provedbe numeričkih analiza utjecajnih parametara na povećanje učinkovitosti izmjenjivača topline.

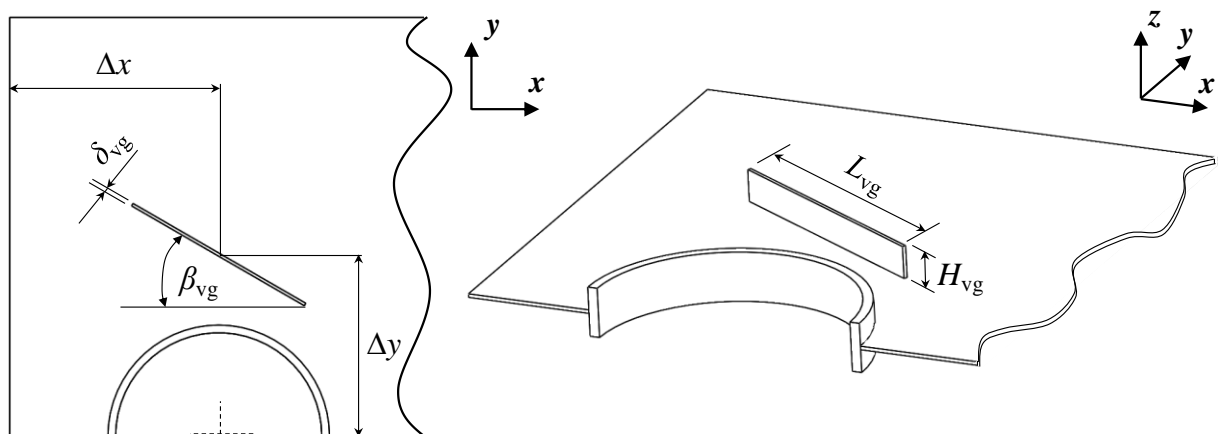
7.1. Odabir osnovne geometrije generatora vrtloga

Temeljem dosadašnjih istraživanja u području cijevnih lamelnih izmjenjivača topline u kojima se poboljšanje procesa izmjene topline na strani zraka ostvaruje primjenom različitih izvedbi generatora vrtloga, zaključeno je kako većoj učinkovitosti doprinose generatori vrtloga oblika pravokutnih i delta krilca. Odabir prikladnog oblika ovisi o jednom ili više utvrđenih kriterija pri ocjeni rada izmjenjivača topline, poput većeg izmijenjenog toplinskog toka za istu površinu prijelaza topline, povećanja kompaktnosti uz zadržavanje termohidrauličkih svojstava, smanjenja pada tlaka, a time i potrošnje vanjske energije za pogon ventilatora i pumpi, smanjenja troškova izrade i montaže, itd. Kako bi se odredio prikladan oblik generatora vrtloga, kojim će se u najvećoj mjeri doprinijeti povećanju učinkovitosti izmjenjivača topline, provedena je usporedba numeričkih rezultata strujanja i izmjene topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline za tri konfiguracije generatora vrtloga, prikazane na slici 7.1. U jednoj od konfiguracija generatori vrtloga imaju oblik pravokutnih krilca (eng. *rectangular winglet pairs*, akronim RWP), dok se u preostale dvije konfiguracije koristi oblik delta krilca (eng. *delta winglet pairs*, akronim DWP) s istom visinom i duljinom, ali različitim smjerom pružanja hipotenuze bočnih stranica: uzvodno (eng. *upstream*, akronim DWPU) i nizvodno (eng. *downstream*, akronim DWPD) od smjera strujanja zraka. Generatori vrtloga simetrično su pričvršćeni na jednu stranu ravne lamele i postavljeni na način da sužavaju put strujnicama zraka između njihove površine i površine cijevi, nalik mlaznici, kako bi se zrak usmjerio u zonu mirovanja iza cijevi gdje je karakteristična slaba izmjena topline. Upadni kut generatora vrtloga prema strujnicama zraka (β_{vg}) jedan je od parametara koji najviše utječe na količinu izmijenjene topline u zoni recirkulacije te na proces formiranja sekundarnog strujanja, tj. vrtloga putem kojih će se konvektivni prijelaz topline između zraka i lamele dodatno pojačati. Izvršit će se usporedba rezultata za tri upadna kuta od 15°, 30° i 45°. Numeričke simulacije vršene su za

uvjete 3-6 navedene u tablici 5.1 ($t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$). Osnovne dimenzije analiziranih generatora vrtloga dane su na slici 7.2.



Slika 7.1. Prostorni prikaz segmenta lamele s generatorima vrtloga oblika pravokutnih i delta krilca



$\beta_{vg}, \text{ }^\circ$	$\Delta x, \text{ mm}$	$\Delta y, \text{ mm}$	$H_{vg}, \text{ mm}$	$L_{vg}, \text{ mm}$	$\delta_{vg}, \text{ mm}$
15,30,45	15	13	1,83	14,31	0,2

Slika 7.2. Geometrijski parametri generatora vrtloga; upadni kut prema strujnicama zraka (β_{vg}), aksijalna udaljenost u smjeru osi x (Δx) i osi y (Δy), visina (H_{vg}), duljina (L_{vg}) i debljina (δ_{vg})

7.1.1. Usporedba koeficijenata prijelaza topline i padova tlaka na strani zraka

Usporedba toplinskih karakteristika cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s različitim oblicima generatora vrtloga najprije je prikazana dijagramima ovisnosti prosječnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka o Reynoldsovima značajkama (slika 7.3). Otpor prijelazu topline na strani zraka R_{α_z} računa se oduzimanjem otpora prijelazu topline na strani vode i otpora provođenju topline od ukupnog otpora prolazu topline, tj.

$$R_{\alpha_z} = \frac{1}{\alpha_z \cdot \eta_{uk} \cdot A_{uk}} = \frac{1}{k \cdot A_{uk}} - \frac{\ln(d_v / d_u)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_c \cdot L_c \cdot N_c} - \frac{1}{\alpha_v \cdot A_{c,u}} \quad (7.1)$$

Pomoću (7.1) moguće je jednadžbu za proračun prosječnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka α_z [W/m²K] napisati u obliku:

$$\alpha_z = \frac{1}{\eta_{uk} \cdot A_{uk}} \left(\frac{1}{k \cdot A_{uk}} - \frac{\ln(d_v / d_u)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_c \cdot L_c \cdot N_c} - \frac{1}{\alpha_v \cdot A_{c,u}} \right)^{-1} \quad (7.2)$$

gdje je λ_c koeficijent toplinske vodljivosti materijala cijevi, L_c duljina cijevi, a N_c broj cijevi duž smjera strujanja zraka. U realnom slučaju, čitava površina lamele neće biti protemperirana na temperaturu vanjske površine stijenke cijevi. Toplinski tok od površine lamele prema zraku bit će stoga manji nego u idealnom slučaju, u kojem bi temperatura cijele površine lamele odgovarala temperaturi vanjske površine stijenke cijevi. Kako bi se ova pojava matematički opisala, uvodi se pojam *efikasnosti lamele*. Efikasnost lamele η_l računa se iteracijskim postupkom predloženim od Schmidta [82]. Prema toj metodi efikasnost lamele dana je izrazom:

$$\eta_l = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} \quad (7.3)$$

gdje je:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_z}{\lambda_1 \cdot \delta_1}} \quad (7.4)$$

$$l = r_u \cdot \left(\frac{r_{ekv}}{r_u} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{ekv}}{r_u} \right) \right] \quad (7.5)$$

Za šahovski raspored cijevi unutar cijevnog lamelnog izmjenjivača topline, omjer ekvivalentnog polumjera i unutarnjeg polumjera cijevi r_{ekv}/r_u računa se prema:

$$\frac{r_{ekv}}{r_u} = 1,27 \cdot \frac{X_M}{r_u} \left(\frac{X_B}{X_M} - 0,3 \right)^{1/2} \quad (7.6)$$

uz to da vrijedi:

$$X_B = \sqrt{(X_T/2)^2 + X_L^2/2} \quad (7.7)$$

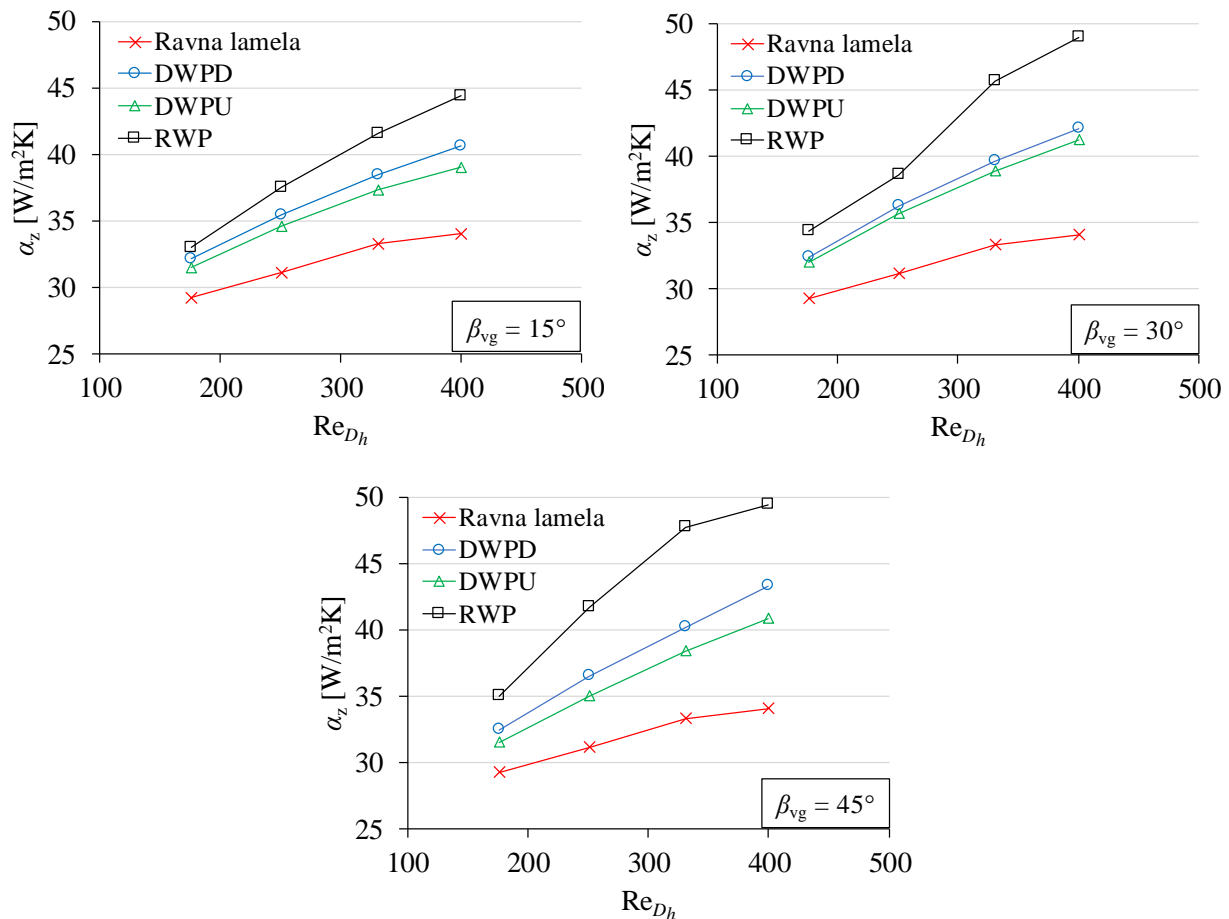
$$X_M = X_T/2 \quad (7.8)$$

U gornjim izrazima X_T se odnosi na poprečni, a X_L na uzdužni korak cijevi. Efikasnost lamela veća je kod kraćih, debljih i lamela izrađenih od materijala s većim koeficijentom toplinske vodljivosti, poput aluminija ili bakra. Efikasnost lamela smanjuje se s povećanjem koeficijenta prijelaza topline na strani zraka, zbog većeg izmijenjenog toplinskog toka. Ukupna efikasnost vanjske površine na strani zraka η_{uk} , koja uključuje površinu lamela i vanjsku površinu stijenke cijevi, tj. $A_{uk} = A_l + A_{c,v}$, definirana je izrazom:

$$\eta_{uk} = 1 - \frac{A_l}{A_{uk}} (1 - \eta_l) \quad (7.9)$$

Iz usporedbi koeficijenata prijelaza topline na strani zraka za tri različite konfiguracije generatora vrtloga i tri upadna kuta, može se uočiti da je prijelaz topline najveći u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s generatorima vrtloga oblika pravokutnih krilca (RWP) za dane raspone Reynoldsovih značajki na strani zraka, pri svim analiziranim upadnim kutovima. U odnosu na referentni izmjenjivač topline s ravnim lamelama, koeficijent prijelaza topline na strani zraka se kod izmjenjivača topline s pravokutnim krilcima povećava između 13,1% i 30,4% za upadni kut od $\beta_{vg} = 15^\circ$, između 17,5% i 43,7% za upadni kut od $\beta_{vg} = 30^\circ$ te između 19,7% i 45,2% za upadni kut od $\beta_{vg} = 45^\circ$. Pri većim Reynoldsovim značajkama, a time i većim ulaznim brzinama zraka, konvektivna izmjena topline između zraka i krutih stijenki postaje intenzivnija što rezultira i većim koeficijentima prijelaza topline.

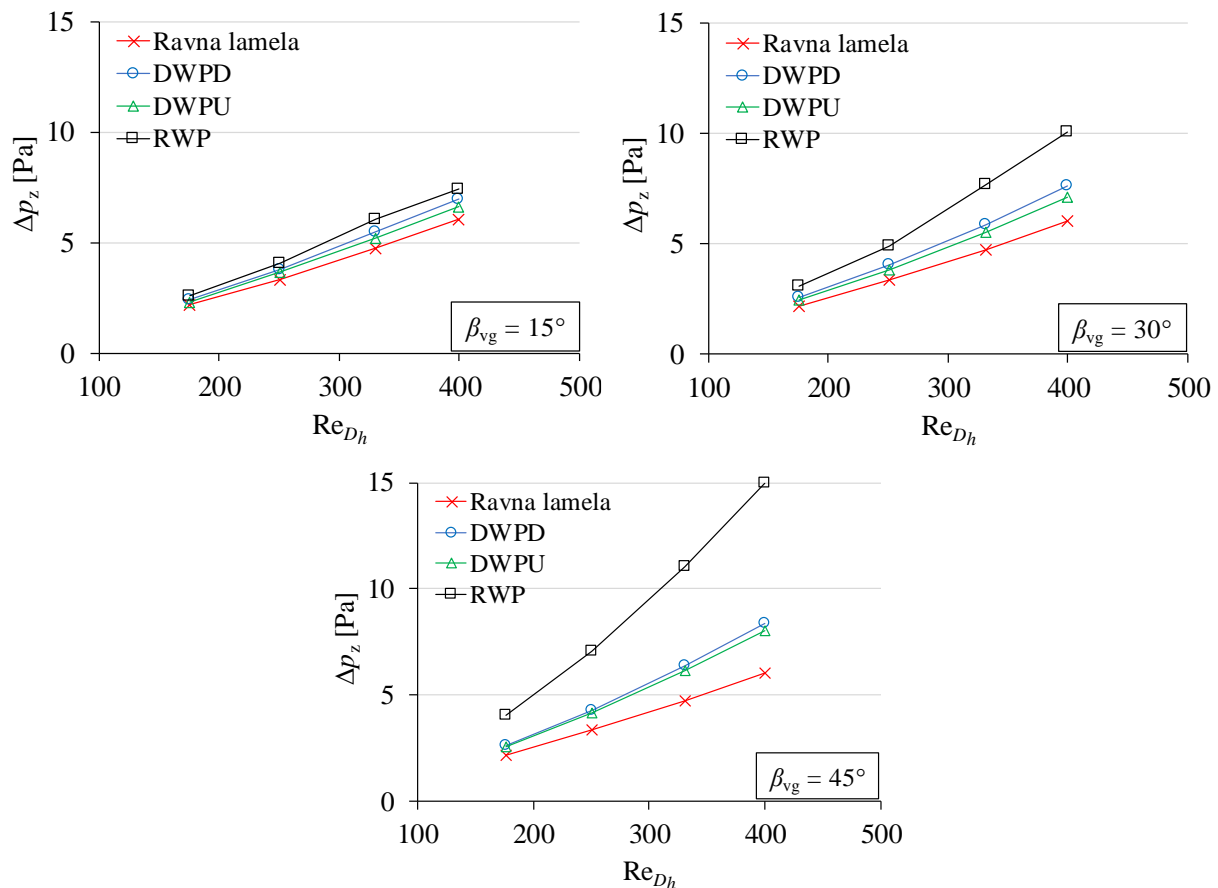
Prijelaz topline na strani zraka je nešto intenzivniji u izmjenjivaču topline s nizvodno postavljenim delta krilcima (DWPD) u odnosu na izvedbu s uzvodnim delta krilcima (DWPU). Najveće relativno povećanje koeficijenta prijelaza topline u odnosu na referentni slučaj za nizvodnu konfiguraciju delta krilca iznosi 27% pri upadnom kutu od $\beta_{vg} = 45^\circ$, a za uzvodnu konfiguraciju ono je jednako 21% za upadni kut od $\beta_{vg} = 30^\circ$.



$$t_{z,ul} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.3. Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani zraka za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima

Poboljšanje izmjene topline često je povezano i s dodatnim otporima strujanju što za posljedicu ima veći pad tlaka. Na slici 7.4. prikazana je ovisnost padova tlaka na strani zraka o Reynoldsovim značajkama za razmatrane konfiguracije izmjenjivača topline i analizirane upadne kutove. Pad tlaka najmanji je za referentni slučaj s ravnim lamelama. Najveći je pad tlaka u izvedbi s pravokutnim krilcima, zbog njegove veće površine naspram preostala dva oblika. S porastom upadnog kuta generatora vrtloga primjetan je i nagliji porast pada tlaka, a razlog tomu su povećani otpori oblika, koji prječe put strujnicama zraka i izazivaju intenzivnije vrtloženje. S gledišta pada tlaka, usporedbom izmjenjivača topline s tri analizirana oblika generatora vrtloga, najmanje vrijednosti poprima izmjenjivač topline s uzvodnim delta krilcima.



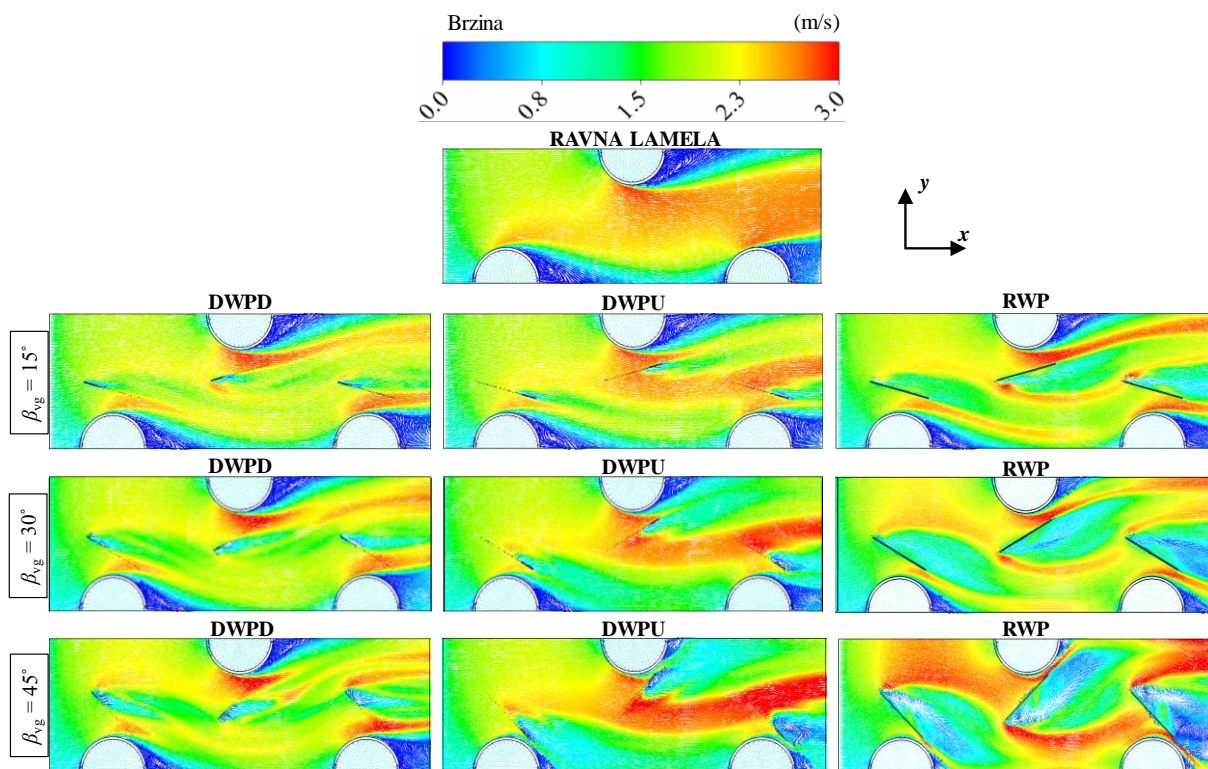
$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.4. Usporedba padova tlaka na strani zraka za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima

7.1.2. Raspodjele temperatura, brzina i lokalnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka

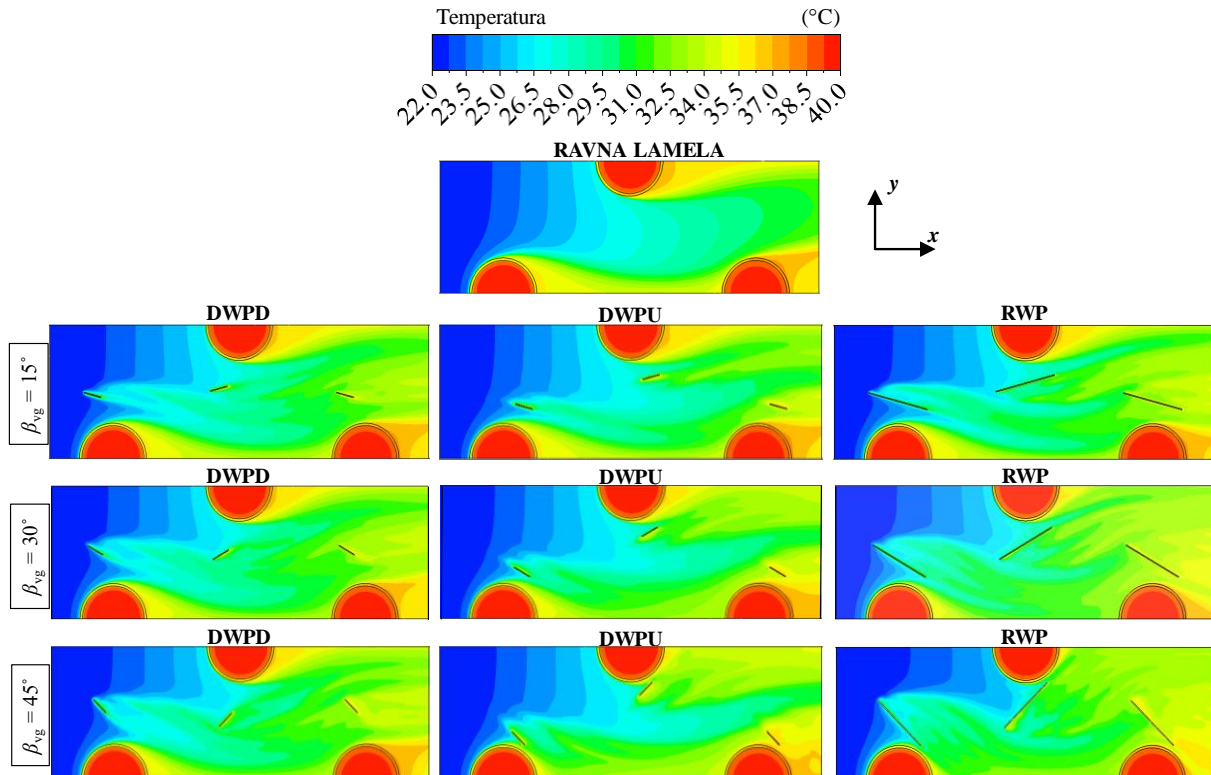
Iz raspodjela temperatura i vektora brzina dobivenih numeričkim proračunom za uvjete ispitivanja 6 navedene u tablici 5.1 ($t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$) mogu se izvesti zaključci o karakteristikama strujanja i izmjene topline. Na slici 7.5 prikazana je raspodjela vektora brzina u centralnoj xy ravnini između lamela ($z = 1,405 \text{ mm}$). Zona mirovanja, tj. recirkulacijska zona iza cijevi najveća je za slučaj cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama. Ona je posljedica otpora oblika cijevi, pri čemu zbog nepoželjne raspodjele tlaka po njegovom plaštu, u području iza točke odvajanja graničnog sloja, dolazi do povratnog strujanja zraka. Upravo je u toj zoni izmjena topline najlošija. Ovaj problem može se ublažiti ugradnjom generatora vrtloga, pri čemu se formira međuprostor nalik mlaznici koji usmjerava strujnice zraka u prostor iza cijevi. Generatori vrtloga oblika pravokutnih krilca najviše doprinose smanjenju recirkulacijske zone, koja se također smanjuje s povećanjem

upadnog kuta za sve tri izvedbe krilca. Prilikom analize polja vektora brzina u centralnoj ravnini, mogu se uočiti lokalne zone manjih brzina zraka uzvodno od generatora vrtloga, naročito pri upadnom kutu od 45° , što je indikator intenzivnih vrtložnih pojava, tj. rotacijskog gibanja strujnica zraka.



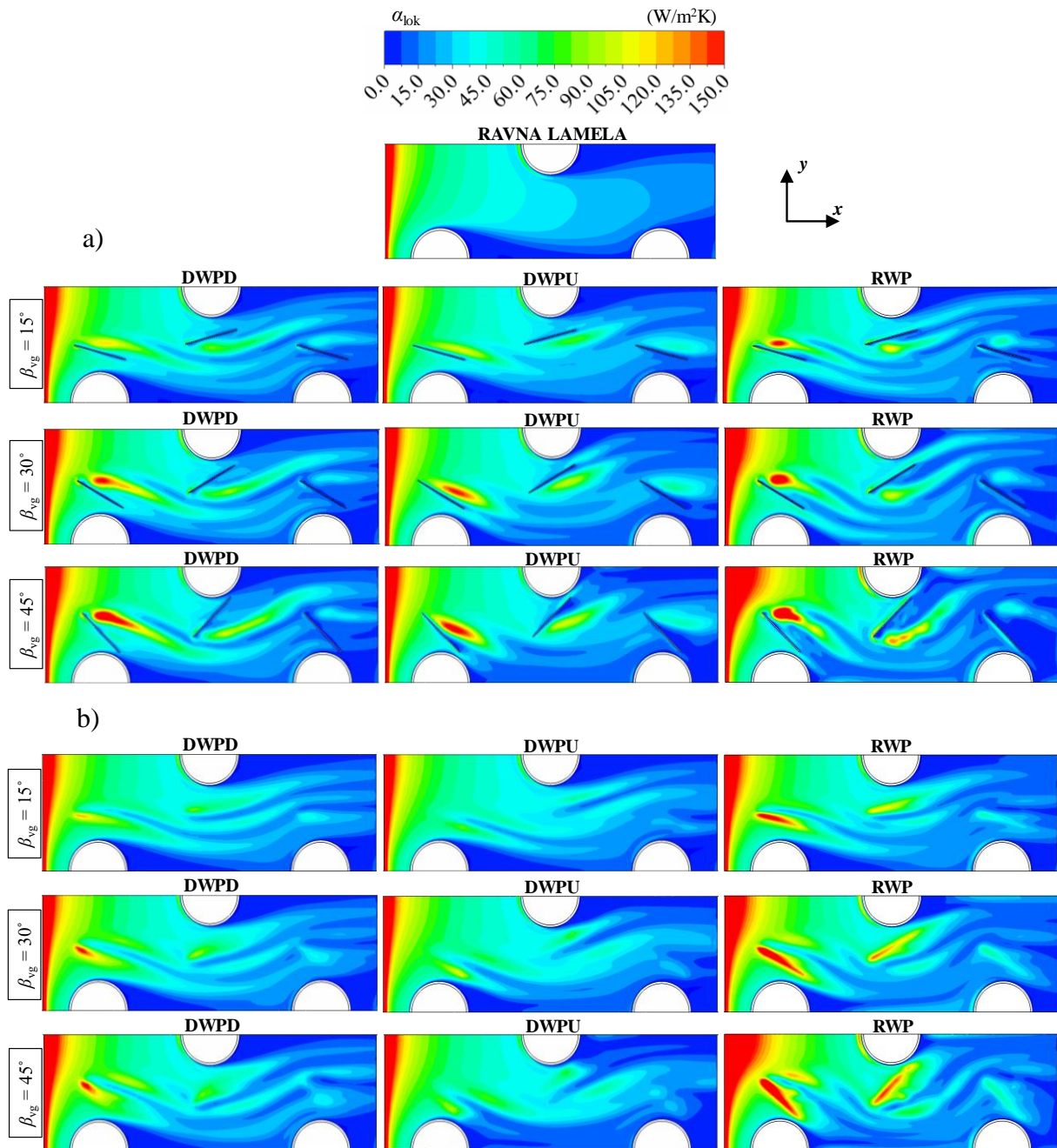
Slika 7.5. Usporedba raspodjela vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

Iz raspodjela temperatura prikazanih na slici 7.6. primjetno je ublažavanje visokotemperaturnih zona iza cijevi implementacijom generatora vrtloga, a posebno onih oblika pravokutnih krilca. Manji gradijenti temperatura koji se javljaju u recirkulacijskoj zoni pokazatelji su slabije izmjene topline. Stacionirani zrak u tom je području progrijan na temperaturu vanjske površine stijenke cijevi. Pri višim upadnim kutovima generatora vrtloga prolongira se odvajanje graničnog sloja zraka od optjecane površine cijevi čime se izmjena topline u zonama mirovanja osjetno poboljšava. Osim toga, kao rezultat vrtložnog strujanja granični sloj uz lamelu se učestalije obnavlja, čime je omogućen bolji konvektivni prijelaz topline duž smjera strujanja zraka, a time i veće prosječne izlazne temperature zraka.



Slika 7.6. Usporedba raspodjela temperatura u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

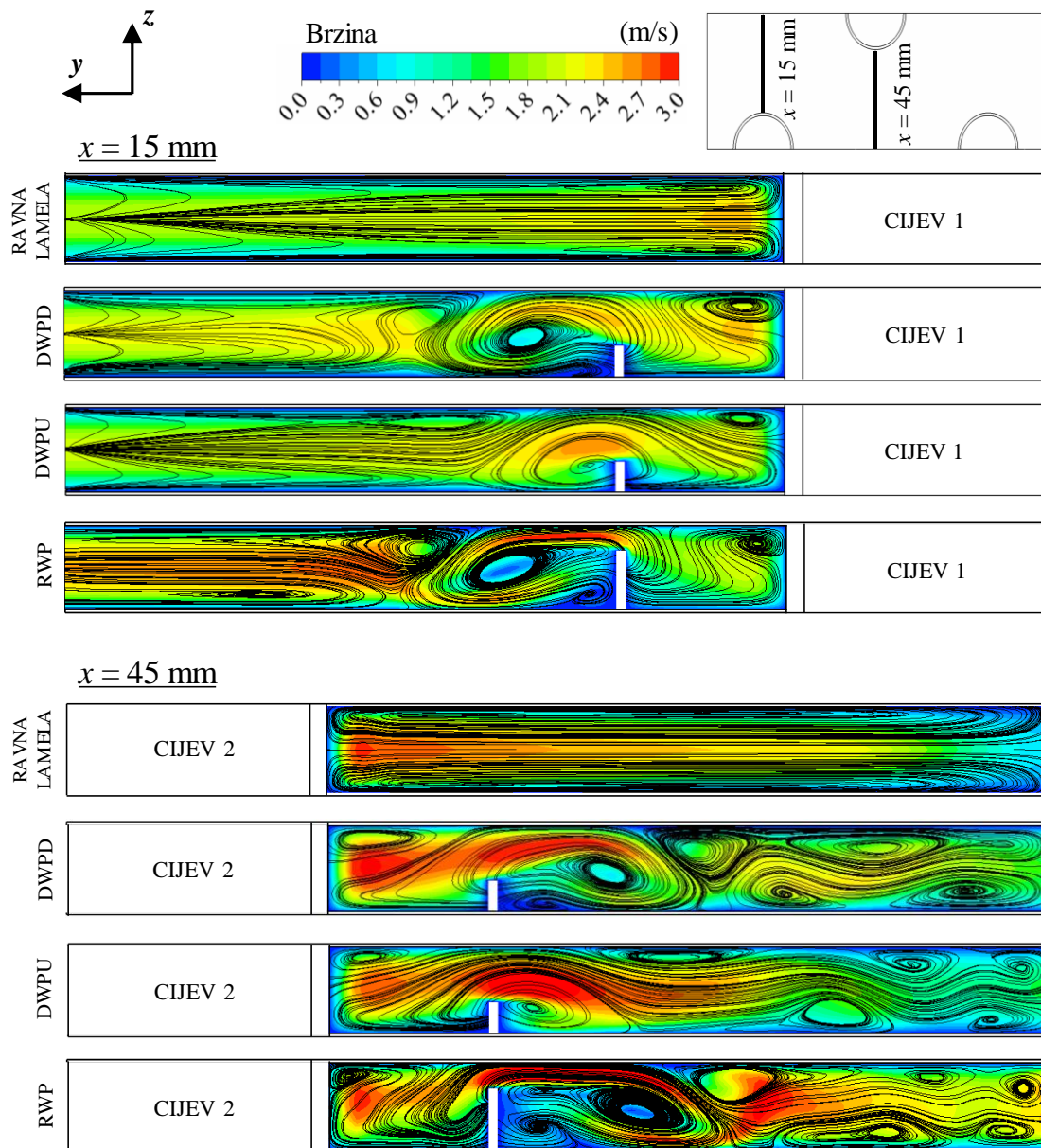
Raspodjele lokalnih koeficijenta prijelaza topline na strani zraka prikazane su na slici 7.7 za površine lamela s generatorima vrtloga (donja lamela) i površine lamela bez generatora vrtloga (gornja lamela). Koeficijent prijelaza topline konvekcijom unutar kanala između lamela povećan je u područjima jačih nestabilnosti struja zraka, tj. u presjecima u kojima se nalaze generatori vrtloga promatrajući raspodjelu koeficijenata prijelaza topline na gornjoj lameli bez krilca, zbog suženog poprečnog presjeka pa stoga i većih lokalnih brzina u tom području, te uz površine generatora vrtloga u smjeru strujanja zraka na donjoj lameli s krilcima, zbog intenzivnog djelovanja longitudinalnih vrtloga kojima se poboljšava miješanje strujnica zraka. Iz raspodjela je vidljivo da su lokalni koeficijenti prijelaza topline u svim promatranim slučajevima najveći na ulazu zraka u izmjenjivač topline te da se zatim smanjuju duž smjera strujanja, uslijed otpora izazvanih graničnim slojem, koji se na ulazu zraka počinje razvijati te postaje sve deblji kako zrak struji prema izlazu.



Slika 7.7. Raspodjele lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje a) i gornje b) lamele dobivene numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

Podalje od generatora vrtloga u smjeru osi y također je uočen bolji konvektivni prijelaz topline između zraka i obje lamele za slučaj izmjenjivača topline s pravokutnim krilcima u odnosu na ostale tipove, što se može pridodati većem intenzitetu longitudinalnih vrtloga te boljem miješanju strujnica zraka. Na slici 7.8 prikazane su raspodjele strujnica zraka za dva karakteristična presjeka, $x = 15 \text{ mm}$ i $x = 45 \text{ mm}$ pri upadnom kutu generatora vrtloga od

$\beta_{vg} = 45^\circ$. Vrtlozi s najvećim intenzitetom glavni su tip vrtloga (eng. *main vortex*), koji najviše doprinose poboljšanju miješanja struje zraka i potiču bolji prijelaz topline između zraka i lamela.



Slika 7.8. Raspodjele strujnica zraka u ravnini yz za $x = 15 \text{ mm}$ i $x = 45 \text{ mm}$ dobivene numeričkim proračunom za različite tipove izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

7.1.3. Usporedba termohidrauličkih karakteristika na strani zraka

Karakteristike strujanja i izmjene topline na strani zraka kod cijevnih lamelnih izmjenjivača topline često se prikazuju pomoću dvije bezdimenzijske značajke, Colburnovog faktora j i Fanningovog faktora trenja f . Colburnov faktor j izveden je iz analogije izmjene

topline i viskoznih naprezanja i koristi se za bezdimenzijski prikaz prisilne konvekcije na zračnoj strani izmjenjivača topline, a izražava se kao:

$$j = \frac{\alpha_z}{\rho_z \cdot w_{\max} \cdot c_{p,z}} \text{Pr}_z^{2/3} \quad (7.10)$$

Fanningov faktor trenja f izvodi se iz pada tlaka pri strujanju zraka duž izmjenjivača topline i jednak je:

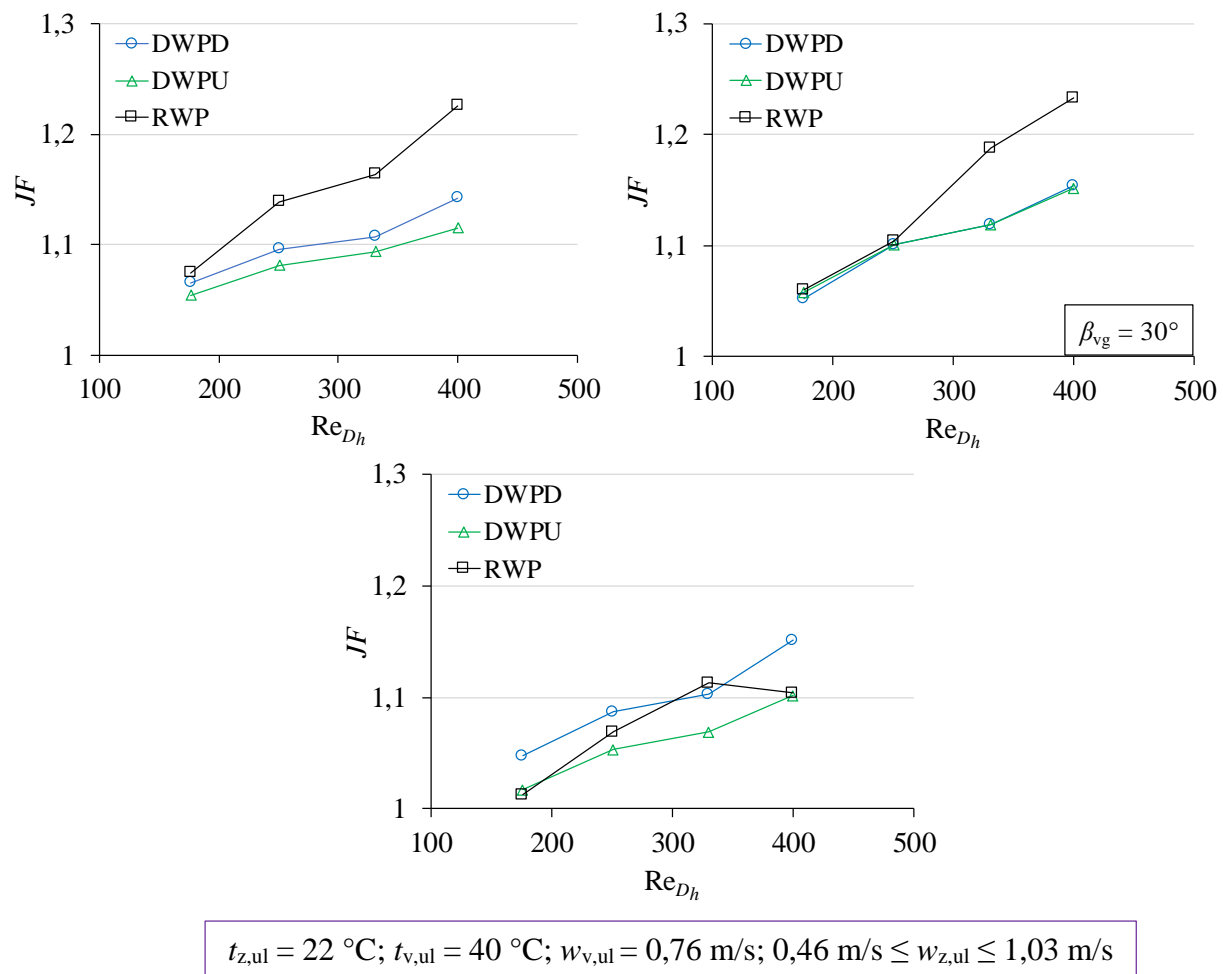
$$f = \frac{2 \cdot \Delta p_z}{\rho_z \cdot w_{\max} \cdot c_{p,z}} \cdot \frac{A_{\min}}{A_{\text{uk}}} \quad (7.11)$$

Yun i Lee [83] definirali su volumni faktor dobrote (eng. *volume goodness factor*) $j/f^{1/3}$ kao mjeru za vrednovanje učinkovitosti strujanja i izmjene topline na strani plinovitog medija u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. Veći volumni faktor dobrote ukazuje na bolju izmjenu topline za jednaku potrebnu snagu ventilatora kojom bi se nadomjestio pad tlaka na zračnoj strani i omogućava modeliranje kompaktnijeg izmjenjivača topline uz zadržavanje istih termohidrauličkih karakteristika. Usporedba volumnih faktora dobrote izmjenjivača topline s generatorima vrtloga i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama dana je pomoću JF faktora:

$$JF = \frac{j_{\text{vg}} / j_{\text{ref}}}{(f_{\text{vg}} / f_{\text{ref}})^{1/3}} \quad (7.12)$$

Ovisnost JF faktora o Reynoldsovima značajkama na strani zraka za upadne kutove generatora vrtloga od 15° , 30° i 45° prikazana je na slici 7.9.

Povećanjem Reynoldsove značajke vrijednost JF faktora u pravilu raste, osim za slučaj izmjenjivača topline s pravokutnim krilcima postavljenim pod upadnim kutom $\beta_{\text{vg}} = 45^\circ$, gdje je primjetan blagi pad za $\text{Re}_{D_h} = 400$. Iz slika 7.3 i 7.4 (za $\beta_{\text{vg}} = 45^\circ$) može se zaključiti da su vrijednosti koeficijenta prijelaza topline i pada tlaka na strani zraka veće za $\text{Re}_{D_h} = 400$ u odnosu na $\text{Re}_{D_h} = 331$, ali se JF faktor smanjuje zbog manje vrijednosti njihova omjera. Također je nakon $\text{Re}_{D_h} = 331$ vidljiv nagliji porast pada tlaka zraka u odnosu na koeficijent prijelaza topline, koji se tek blago povećava.



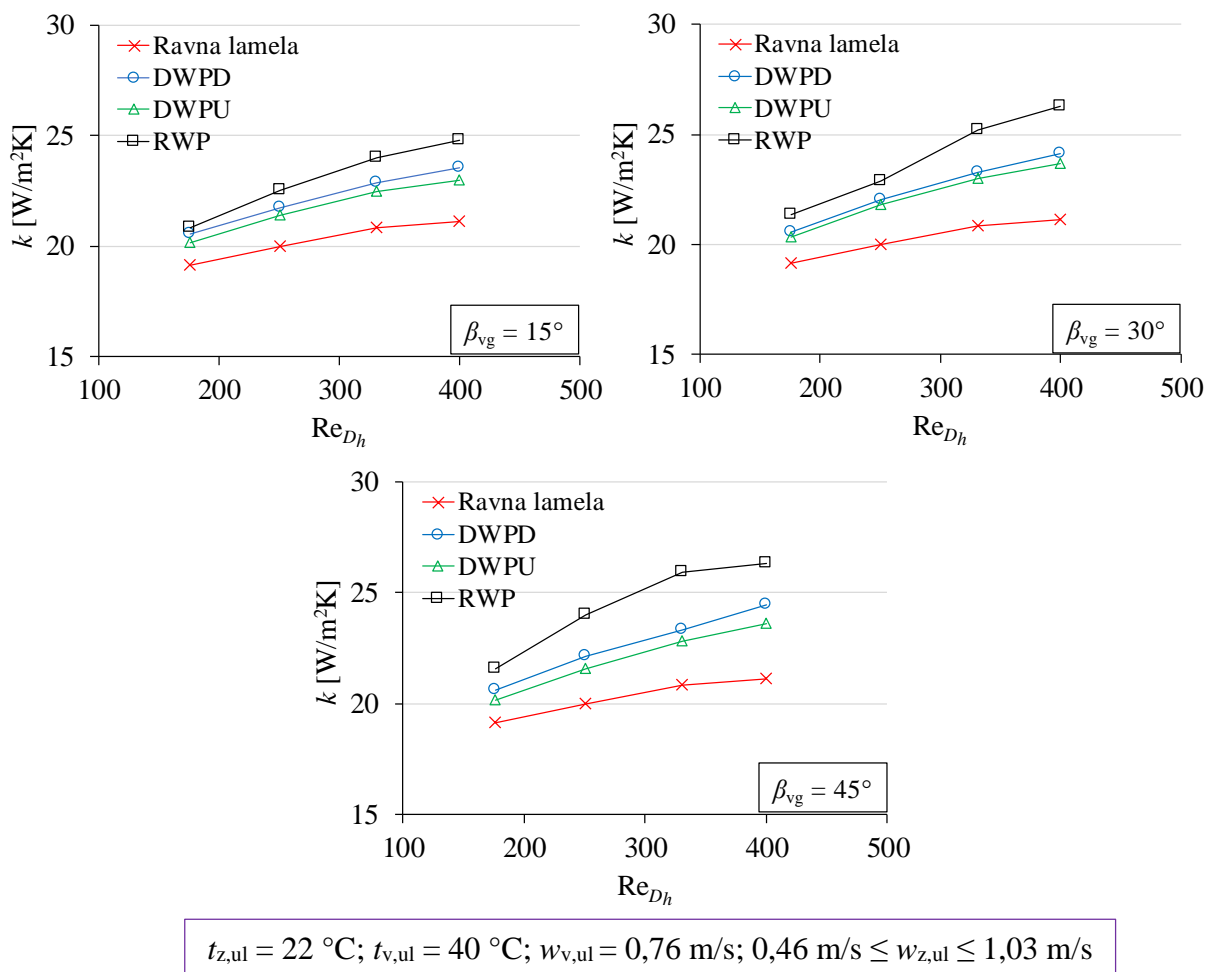
Slika 7.9. Usporedba JF faktora za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWP) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima

Za upadne kutove $\beta_{vg} = 15^\circ$ i $\beta_{vg} = 30^\circ$ vrijednost JF faktora najveća je kod konfiguracije s pravokutnim krilcima za cijeli raspon Reynoldsovih značajki. Pri upadnom kutu od $\beta_{vg} = 45^\circ$ izmjenjivač topline s nizvodnim delta krilcima postiže veće vrijednosti JF faktora u odnosu na ostale konfiguracije, izuzev za $Re_{D_h} = 331$.

7.1.4. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline

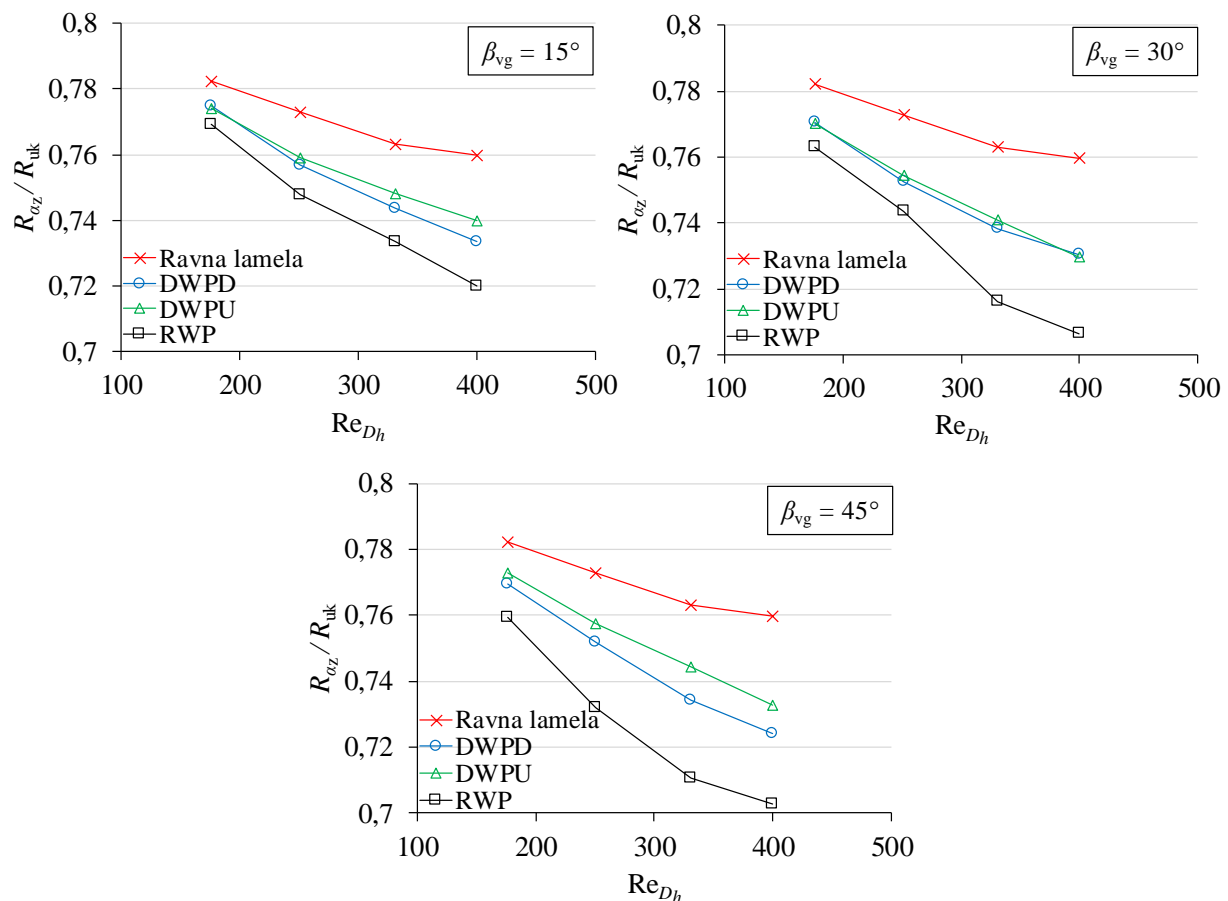
Toplinski otpor najveći je na zračnoj strani izmjenjivača topline, te obično čini više od 2/3 ukupnog toplinskog otpora. Za manje vrijednosti omjera toplinskih kapaciteta zraka i vode udjeli toplinskih otpora na strani zraka su veći. Na slikama 7.10 i 7.11 prikazane su usporedbe

rezultata prosječnih koeficijenata prolaza topline i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline za analizirane izvedbe izmjenjivača topline.



Slika 7.10. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima

Najveći prosječni koeficijent prolaza topline postiže se u izmjenjivaču topline s pravokutnim krilcima, što je i logično budući da je porast prosječnog koeficijenta prolaza topline izazvan porastom koeficijenta prijelaza topline na strani zraka za promatrane pogonske uvjete. Pravokutna krilca s upadnim kutom $\beta_{vg} = 45^\circ$ doprinose najvećem smanjenju udjela toplinskih otpora na zračnoj strani u ukupnom toplinskom otporu, od 2,3% ($Re_{D_h} = 176$) do 5,7% ($Re_{D_h} = 400$) u odnosu na referentni slučaj.



$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.11. Usporedbe udjela toplinskog otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima

Iz prethodnih usporedbi karakteristika strujanja i izmjene topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s različitim oblicima generatora vrtloga može se zaključiti da su toplinske karakteristike izmjenjivača topline s pravokutnim krilcima bolje u odnosu na preostale konfiguracije s obzirom na veće koeficijente konvektivnog prijelaza topline na strani zraka te manje udjele toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline. Isto tako, upotrebom pravokutnih krilca postižu se najbolja kombinirana termodinamička i hidraulička svojstva objedinjena u JF faktor, kojim se istovremeno uzima u obzir izmjena topline i pad tlaka na strani zraka.

Sukladno dobivenim i prikazanim rezultatima za različite oblike generatora vrtloga, u daljnjim će se numeričkim analizama promatrati utjecaj geometrijskih parametara generatora vrtloga u obliku pravokutnih krilca na učinkovitost cijevnih lamelnih izmjenjivača topline.

7.2. Rezultati numeričkih analiza utjecajnih parametara generatora vrtloga

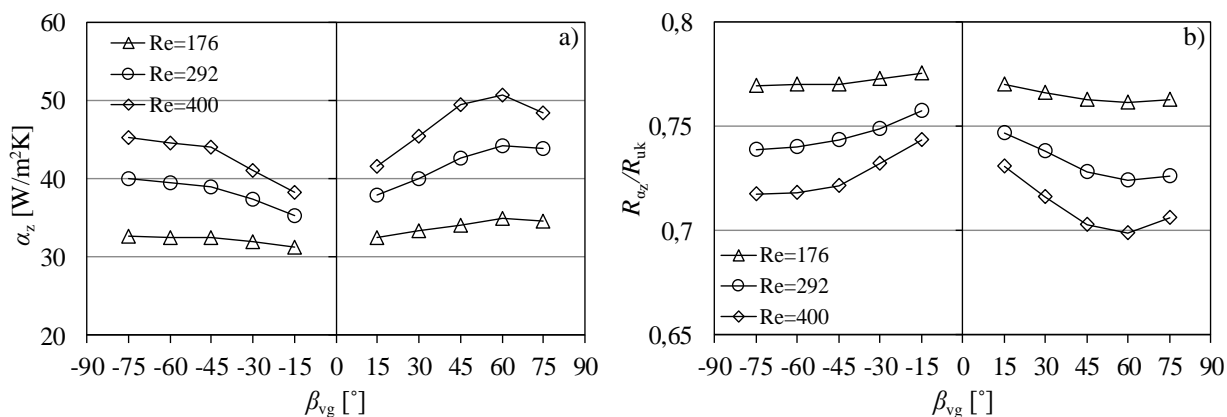
U nastavku istraživanja numeričkim je analizama ispitivan utjecaj sedam geometrijskih parametara generatora vrtloga u obliku pravokutnih krilca. Analiziran je utjecaj upadnog kuta prema strujnicama zraka (β_{vg}), kuta zakrivljenosti generatora vrtloga (θ_{vg}), aksijalne pozicije u smjeru osi x (Δx), aksijalne pozicije u smjeru osi y (Δy), duljine (L_{vg}), visine (H_{vg}) te debljine (δ_{vg}) generatora vrtloga na karakteristike strujanja i izmjene topline. Numeričke analize provedene su za tri Reynoldsove značajke na strani zraka, $Re_{D_h} = 176$, $Re_{D_h} = 292$ i $Re_{D_h} = 400$, za koje su pripadne ulazne brzine zraka u proračunsku domenu iznosile 0,46 m/s, 0,76 m/s i 1,03 m/s. Ulazna brzina vode iznosila je 0,76 m/s, ulazna temperatura zraka 22 °C, a ulazna temperatura vode 40 °C. Vrijednosti analiziranih geometrijskih parametara za referentnu konfiguraciju generatora vrtloga prikazane su u tablici 7.1. Svedeno na osnovne dimenzije cijevi i lamela, bezdimenzijska referentna duljina generatora vrtloga je $L_{vg}/d_u = 0,8$, bezdimenzijska referentna visina $H_{vg}/(s_l - \delta_l) = 0,7$, bezdimenzijska referentna debljina $\delta_{vg}/\delta_l = 1$, bezdimenzijska referentna aksijalna pozicija u smjeru osi x $\Delta x/X_L = 0,5$ te bezdimenzijska referentna aksijalna pozicija u smjeru osi y $\Delta y/X_T = 0,25$.

Tablica 7.1. Referentne vrijednosti geometrijskih parametara generatora vrtloga u numeričkim analizama

β_{vg} [°]	θ_{vg} [°]	Δx [mm]	Δy [mm]	L_{vg} [mm]	H_{vg} [mm]	δ_{vg} [mm]
30	0	15	15	12,72	1,83	0,2

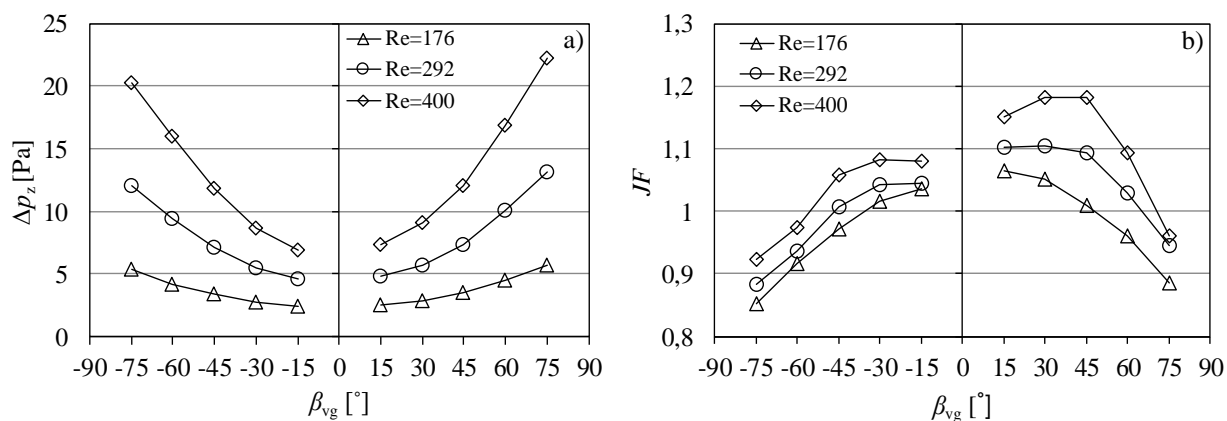
7.2.1. Analiza utjecaja upadnog kuta generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline

U svrhu ispitivanja utjecaja upadnog kuta generatora vrtloga na karakteristike strujanja i izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s pravokutnim krilcima, uspoređeno je deset različitih upadnih kutova. Za pravokutna krilca postavljena u sužavajućoj konfiguraciji (eng. *common flow up*), analizirani su upadni kutovi između 15° i 75°, dok se u proširujućoj konfiguraciji (eng. *common flow down*) oni mijenjaju između 105° (-75°) i 165° (-15°). Osim upadnih kutova, svi su ostali geometrijski parametri jednaki referentnim vrijednostima. Rezultati numeričkih analiza dani su dijagramima u nastavku (slike 7.12 i 7.13).



$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.12. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane upadne kutove generatora vrtloga



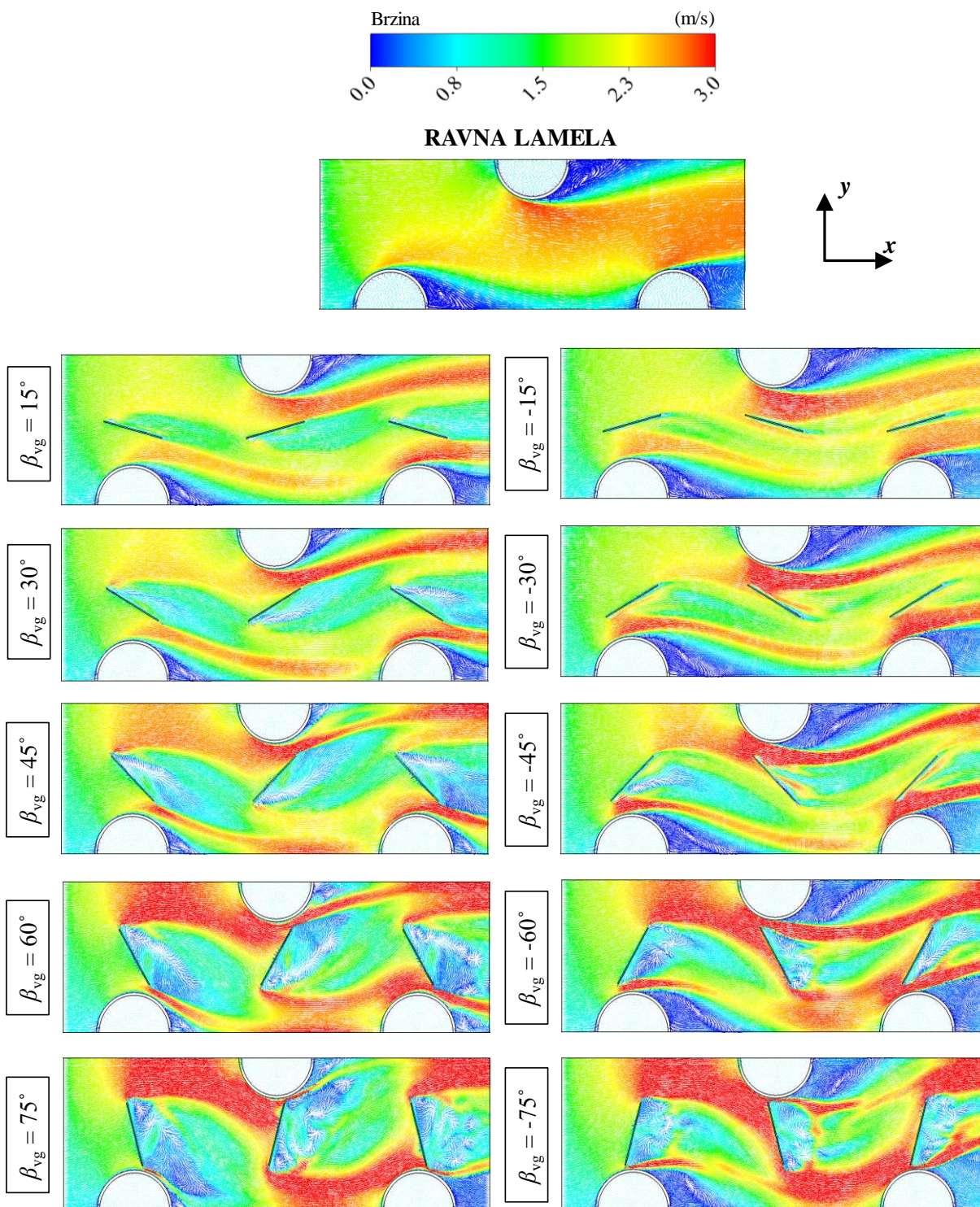
$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.13. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i *JF* faktora b) za analizirane upadne kutove generatora vrtloga

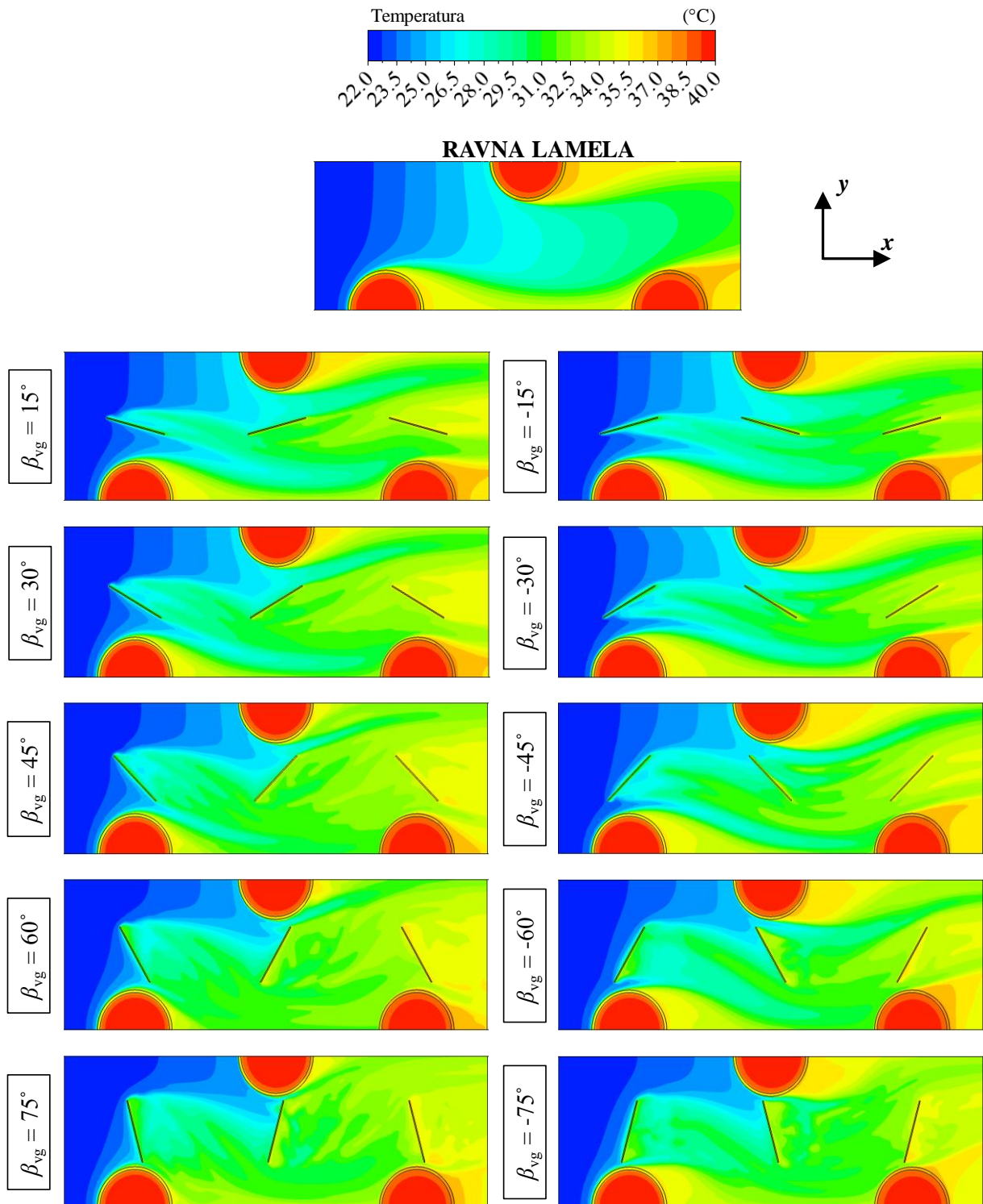
Dobiveni rezultati jasno ukazuju na prednost korištenja generatora vrtloga u sužavajućoj konfiguraciji, promatrajući s aspekta poboljšanja izmjene topline i smanjenja toplinskih otpora na strani zraka te ukupne učinkovitosti definirane pomoću *JF* faktora, kojim se uzimaju u obzir značajke prijelaza topline i pada tlaka na strani zraka. Utjecaj upadnog kuta na prikazane rezultate postaje izraženiji pri većim Reynoldsovim značajkama. Pri manjim ulaznim brzinama zraka intenzitet vrtložnog gibanja je manji pa se orijentacija krilca znatnije ne odražava na izmjenu topline i pad tlaka. Koeficijent prijelaza topline na strani zraka najveći je za upadni kut od $\beta_{vg} = 60^\circ$, dok se najmanji pad tlaka ostvaruje izvedbom krilca s upadnim kutom od $\beta_{vg} = -15^\circ$. Pri upadnom kutu od $\beta_{vg} = 60^\circ$ i Reynoldsovoj značajki $Re_{D_h} = 400$ udio otpora

konvektivnom prijelazu topline na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline jest najmanji i iznosi 69,8%. Za svaku od tri razmatrane Reynoldsove značajke uočavaju se različiti upadni kutovi kojima se postižu najbolje kombinirane termohidrauličke karakteristike. Najveća vrijednost JF faktora iznosi 1,185 za upadni kut od $\beta_{vg} = 45^\circ$, pri Reynoldsovoj značajki $Re_{D_h} = 400$.

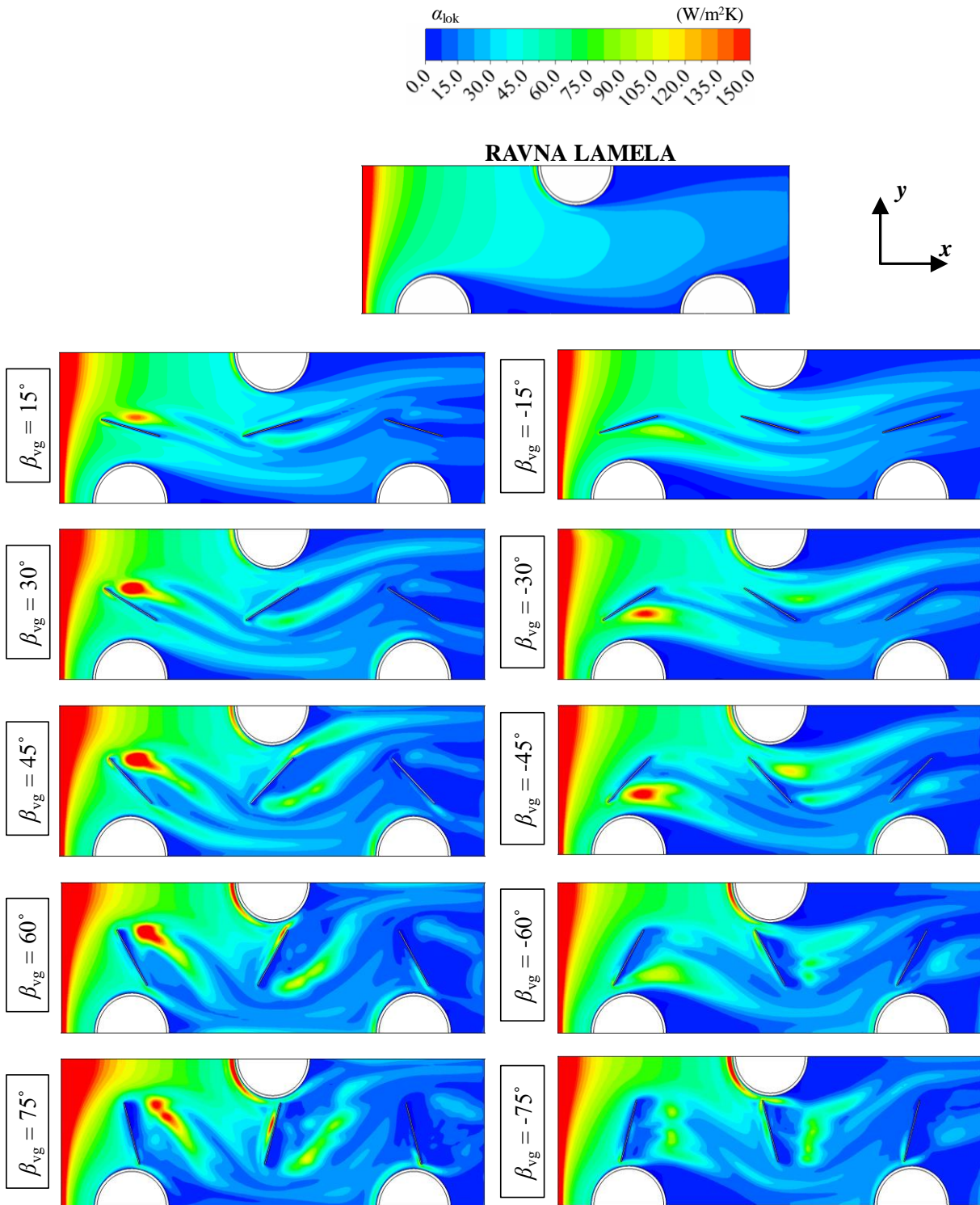
Iz raspodjela temperatura i brzina u centralnoj ravnini, prikazanih na slikama 7.14 i 7.15, može se zaključiti da u sužavajućoj konfiguraciji, tj. za $15^\circ \leq \beta_{vg} \leq 75^\circ$, zone mirovanja iza cijevi slabe s većim upadnim kutovima te je izmjena topline u tim zonama znatno poboljšana. Općenito, krilca s upadnim kutom od $\beta_{vg} = 60^\circ$ najviše smanjuju područje brazdanja iza cijevi. S druge strane, krilca postavljena u proširujućoj konfiguraciji ($-75^\circ \leq \beta_{vg} \leq -15^\circ$) ne pogoduju smanjenju recirkulacijske zone, već ih dodatno intenziviraju. Na slikama 7.16 i 7.17 prikazane su raspodjele lokalnih koeficijenata prijelaza topline na donjoj i gornjoj lameli. Vidljivo je da se sužavajućom konfiguracijom krilca postiže intenzivniji konvektivni prijelaz topline u blizini površina generatora vrtloga u smjeru strujanja zraka te u zonama mirovanja iza cijevi.



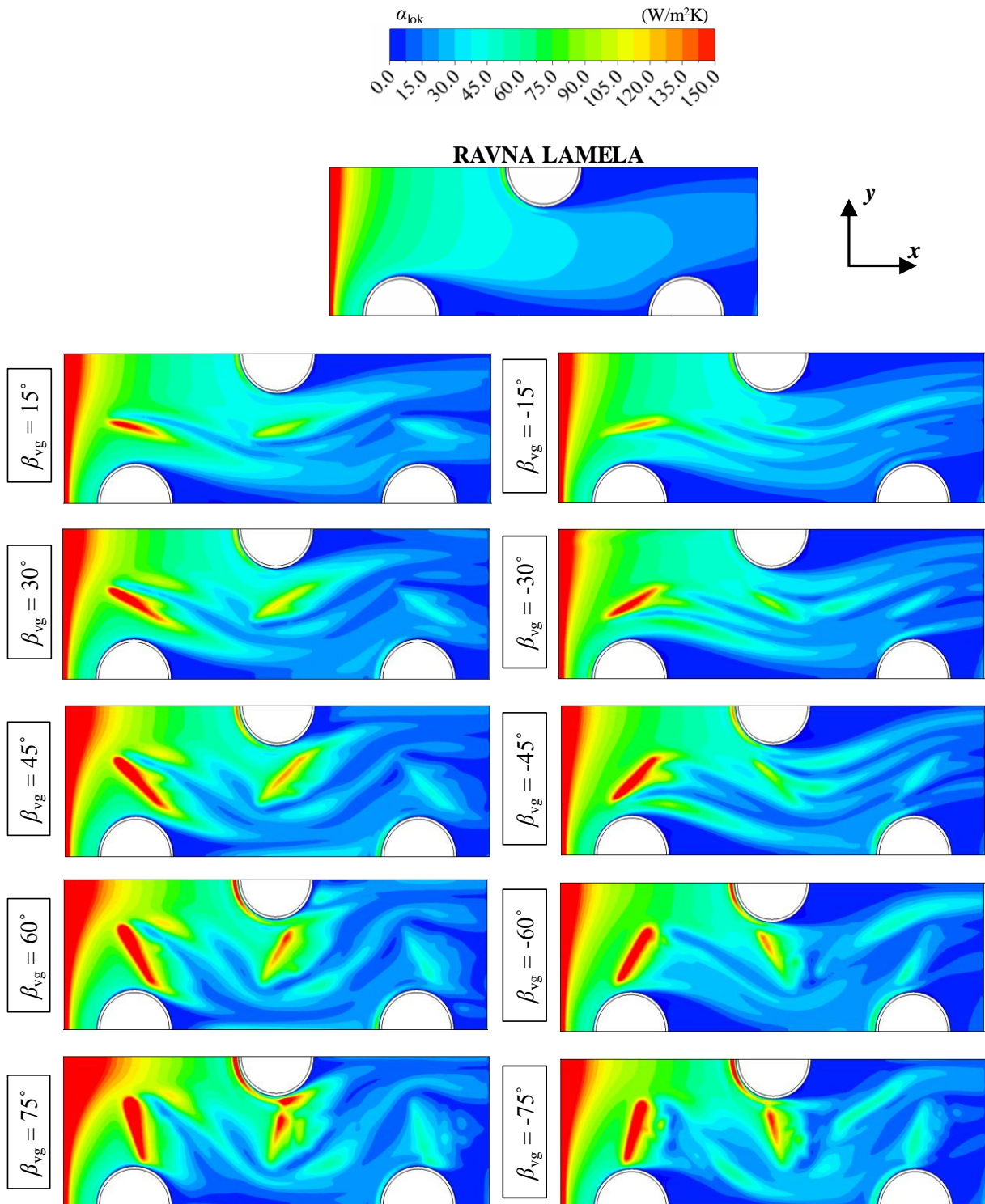
Slika 7.14. Usporedba raspodjela vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



Slika 7.15. Usporedba raspodjela temperatura u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



Slika 7.16. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje lamele (s generatorima vrtloga) dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



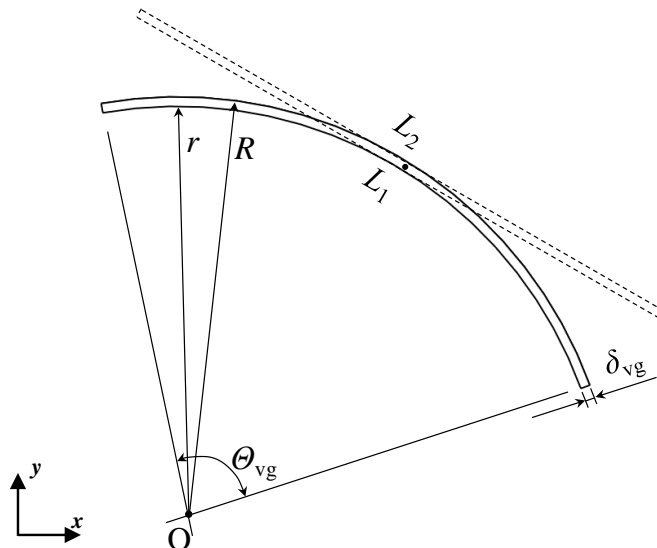
Slika 7.17. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž gornje lamele (bez generatora vrtloga) dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

7.2.2. Analiza utjecaja zakrivljenosti generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline

U nastavku istraživanja numeričkom je analizom ispitivan utjecaj zakrivljenosti generatora vrtloga, kao jednog od geometrijskih parametara, na karakteristike strujanja i izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Rezultati dobiveni numeričkim proračunom izmjene topline u izmjenjivaču topline s pravokutnim krilcima zakrivljenim pod kutovima od 25° , 50° , 75° i 100° uspoređeni su s referentnim izmjenjivačem topline s krilcima bez zakrivljenosti. Pri tome je analiziran utjecaj zakrivljenosti krilca na koeficijent prijelaza topline (α_z) i pad tlaka (Δp_z) na strani zraka, udio otpora prijelazu topline na zračnoj strani u ukupnom otporu prolazu topline (R_{α_z}/R_{uk}) te JF faktor. U uobičajnoj se izvedbi zakrivljenost generatora vrtloga definira opisivanjem kružnice iz centralne osi cijevi. Međutim, na taj se način promjenom zadanog promjera kružnice mijenja i pozicija težišta generatora vrtloga s obzirom na osi x i y te su promjene u karakteristikama strujanja i izmjene topline unutar izmjenjivača topline izazvane utjecajem više od jednog geometrijskog parametra. S ciljem sprječavanja utjecaja pomaka, u ovom se radu zakrivljenost generatora vrtloga razmatra putem kuta zakrivljenosti Θ_{vg} [$^\circ$], naznačenog na slici 7.18. Kut zakrivljenosti Θ_{vg} definira se na sljedeći način:

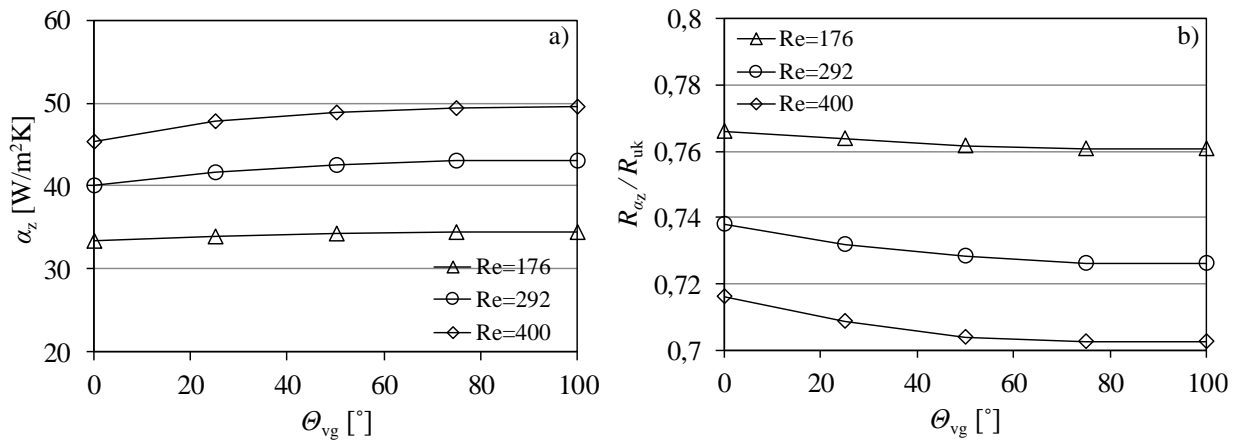
$$\Theta_{vg} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\Theta_{vg} R - \Theta_{vg} r}{R - r} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\Delta L}{\delta_{vg}} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{L_2 - L_1}{\delta_{vg}} \quad (7.13)$$

pri čemu su L_1 i L_2 duljine bočnih stranica zakrivljenih krilca.



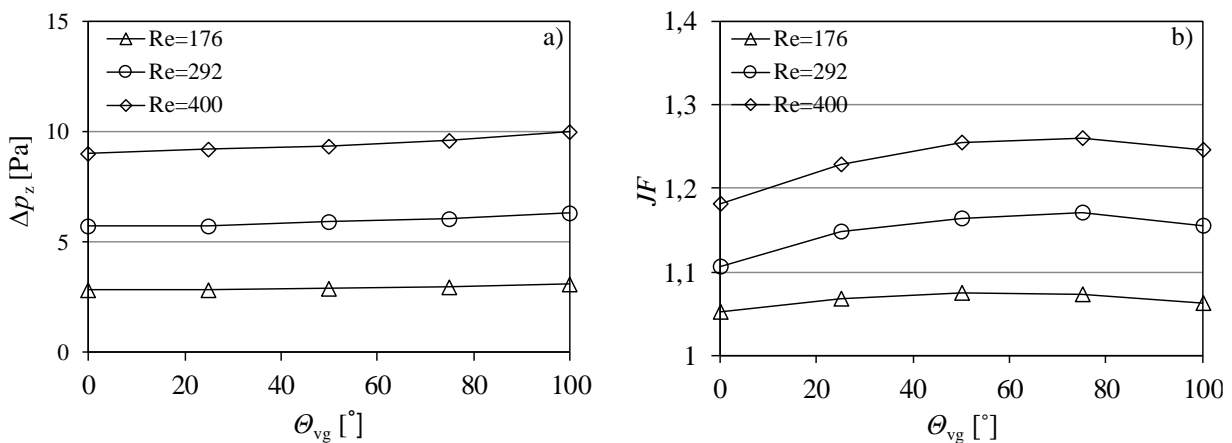
Slika 7.18. Usporedni prikaz nezakrivljenog (ravnog) i zakrivljenog generatora vrtloga

Dobiveni su rezultati prikazani u sljedećim dijagramima (slike 7.19 i 7.20).



$$t_{z,ul} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.19. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane kutove zakrivljenosti generatora vrtloga

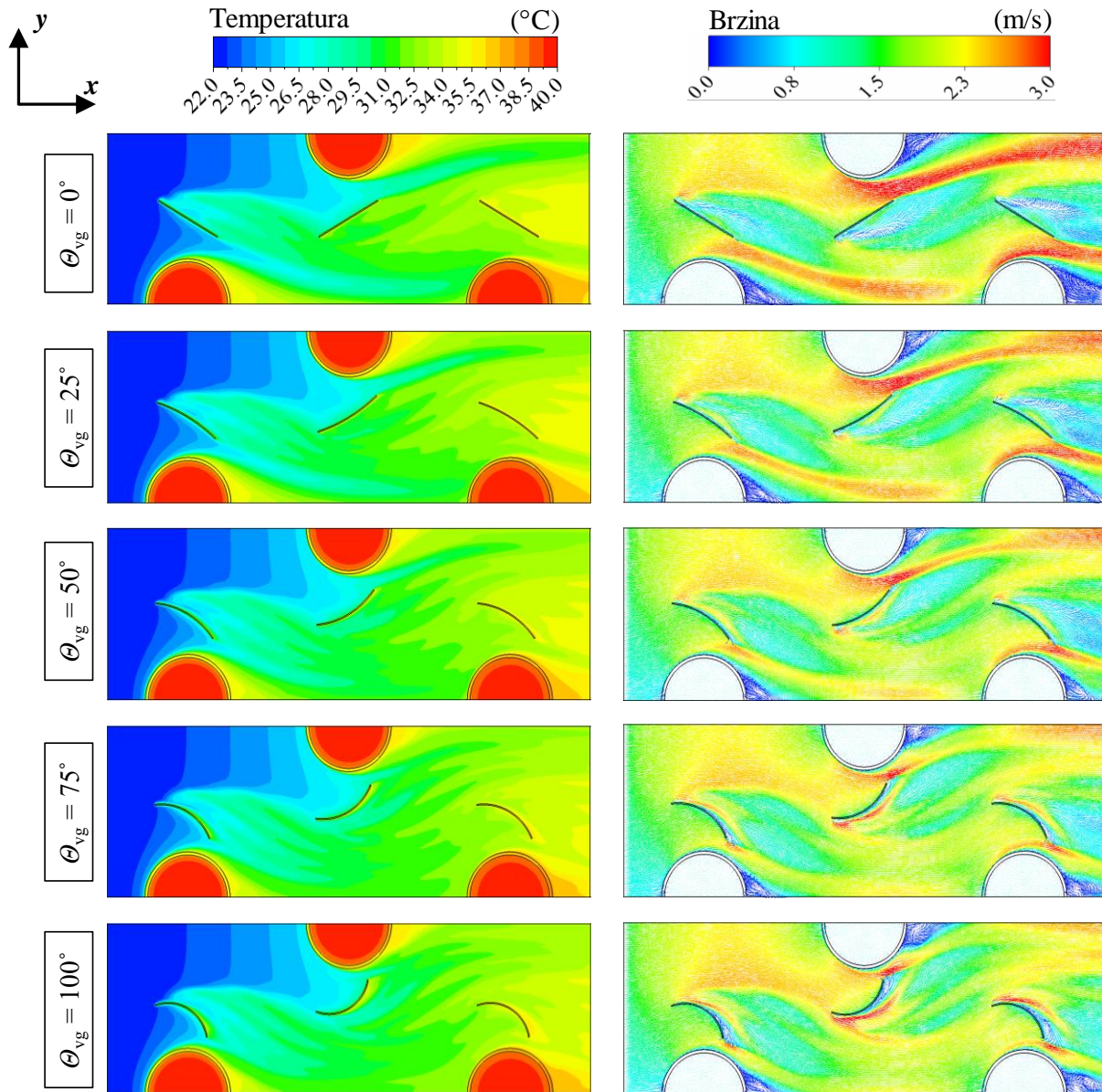


$$t_{z,ul} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

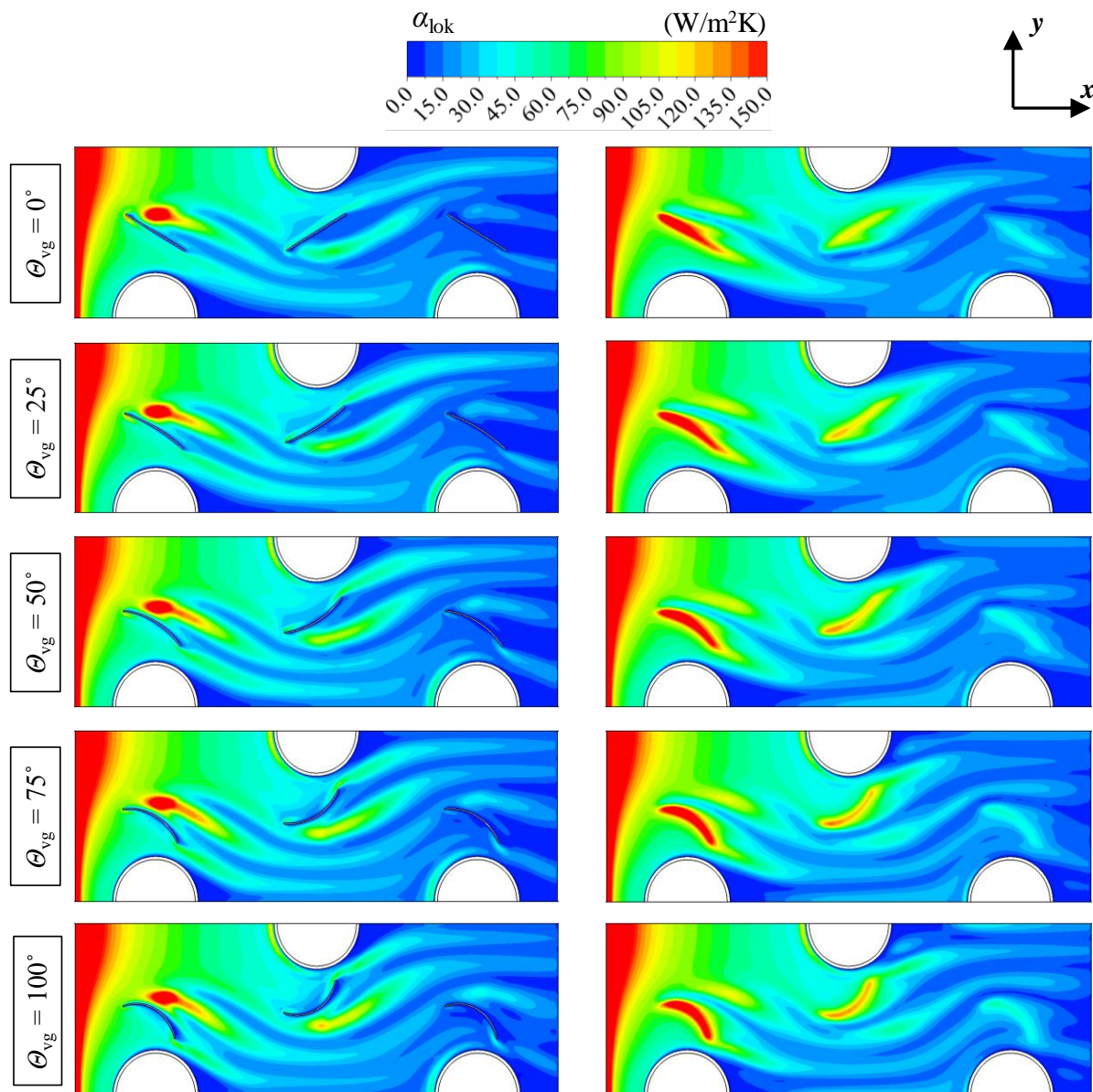
Slika 7.20. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane kutove zakrivljenosti generatora vrtloga

Iz dijagrama je vidljivo da zakrivljenost generatora vrtloga ima određeni utjecaj na poboljšanje konvektivnog prijelaza topline na strani zraka, osobito pri većim ulaznim brzinama zraka, a time i na smanjenje udjela toplinskih otpora na zračnoj strani u ukupnom toplinskom otporu. Međutim, utjecaj zakrivljenosti na daljnje povećanje koeficijenta prijelaza topline slabi nakon kuta zakrivljenosti od $\theta_{vg} = 75^\circ$, dok se s druge strane pad tlaka povećava zbog stvaranja dodatnog otpora strujnicama zraka, što dovodi do smanjenja JF faktora. Najveća vrijednost JF faktora za Reynoldsove značajke $Re_{D_h} = 292$ i $Re_{D_h} = 400$ ostvarena je pri kutu zakrivljenosti $\theta_{vg} = 75^\circ$, dok je za Reynoldsovu značajku $Re_{D_h} = 176$ najpovoljnijim utvrđen kut zakrivljenosti od $\theta_{vg} = 50^\circ$. U usporedbi s cijevnim lamelnim izmjenjivačem topline s ravnim pravokutnim

krilcima, s izvedbama sa zakrivljenim krilcima postiže se povećanje koeficijenta konvektivnog prijelaza topline do 9,1% i povećanje JF faktora do 6,6%. Razlog tomu je neznatan porast pada tlaka uz osjetno poboljšanje izmjene topline u recirkulacijskoj zoni i područjima u blizini generatora vrtloga, što se može uočiti iz raspodjela temperatura, vektora brzina i lokalnih koeficijenata prijelaza topline, prikazanih na slikama 7.21 i 7.22



Slika 7.21. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite kutove zakrivljenosti generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

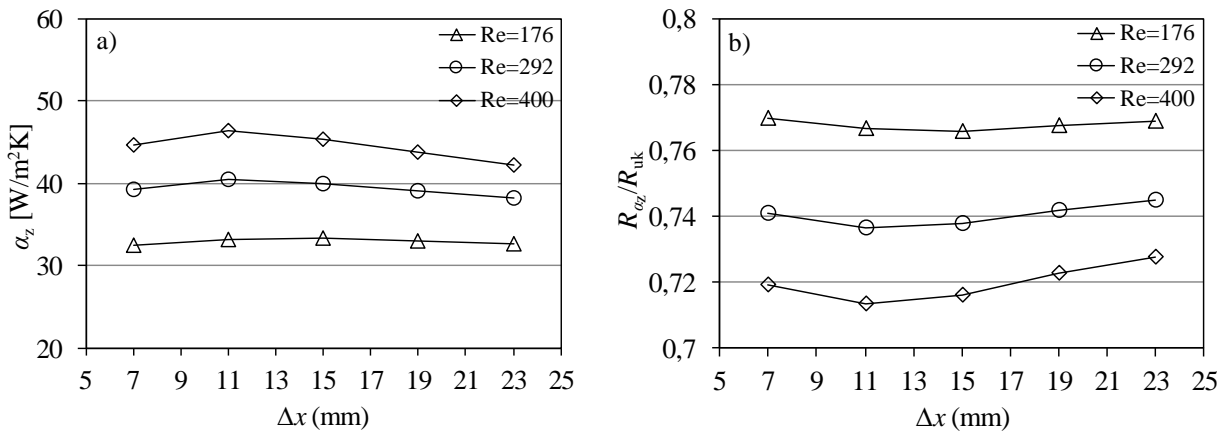


Slika 7.22. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite kutove zakrivljenosti generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

7.2.3. Analiza utjecaja aksijalne pozicije u smjeru osi x na učinkovitost izmjenjivača topline

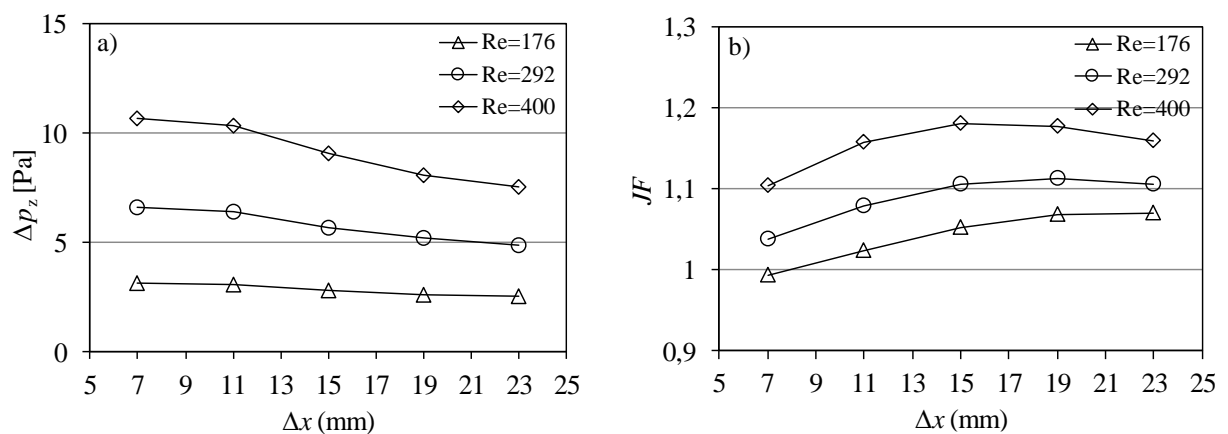
Učinkovitost cijevnog lamelnog izmjenjivača topline analizirana je za pet različitih aksijalnih pozicija u smjeru osi x . Razmatrane aksijalne pozicije od 7 mm, 11 mm, 15 mm, 19 mm i 23 mm definiraju se kao udaljenost između ulaznog ruba izmjenjivača topline i težišta prvog generatora vrtloga, uz istovremeno održavanje međusobnog razmaka između dva susjedna generatora vrtloga od 30 mm u smjeru osi x . Utjecaj smještaja generatora vrtloga u

smjeru osi x na vrijednosti koeficijenta prijelaza topline (α_z) i padova tlaka (Δp_z) na strani zraka, udjela otpora prijelazu topline na zračnoj strani u ukupnom otporu prolazu topline (R_{α_z}/R_{uk}) te JF faktora analiziran je numeričkim putem te su dobiveni rezultati prikazani na slikama 7.23 i 7.24.



$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.23. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi x

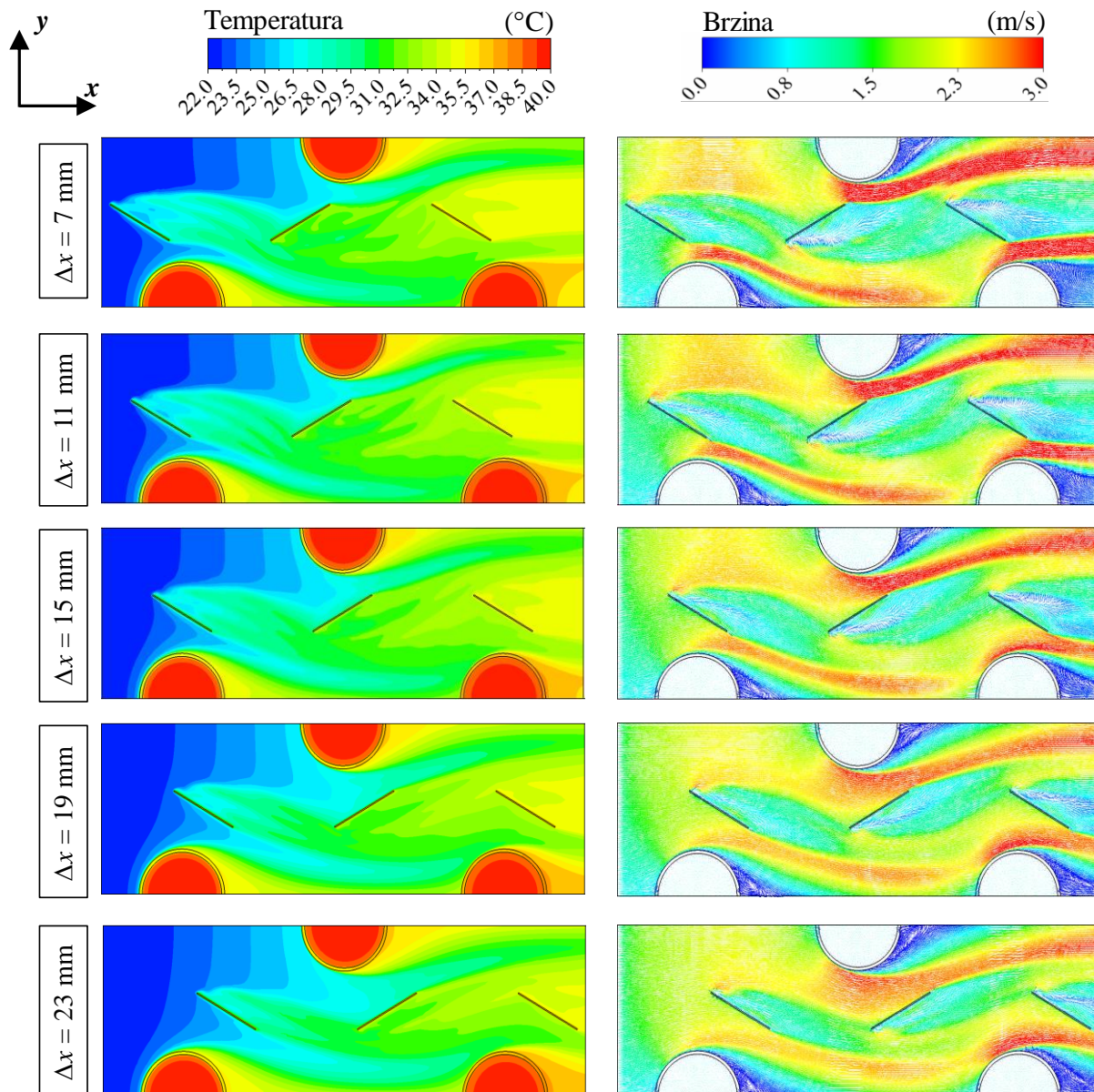


$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.24. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi x

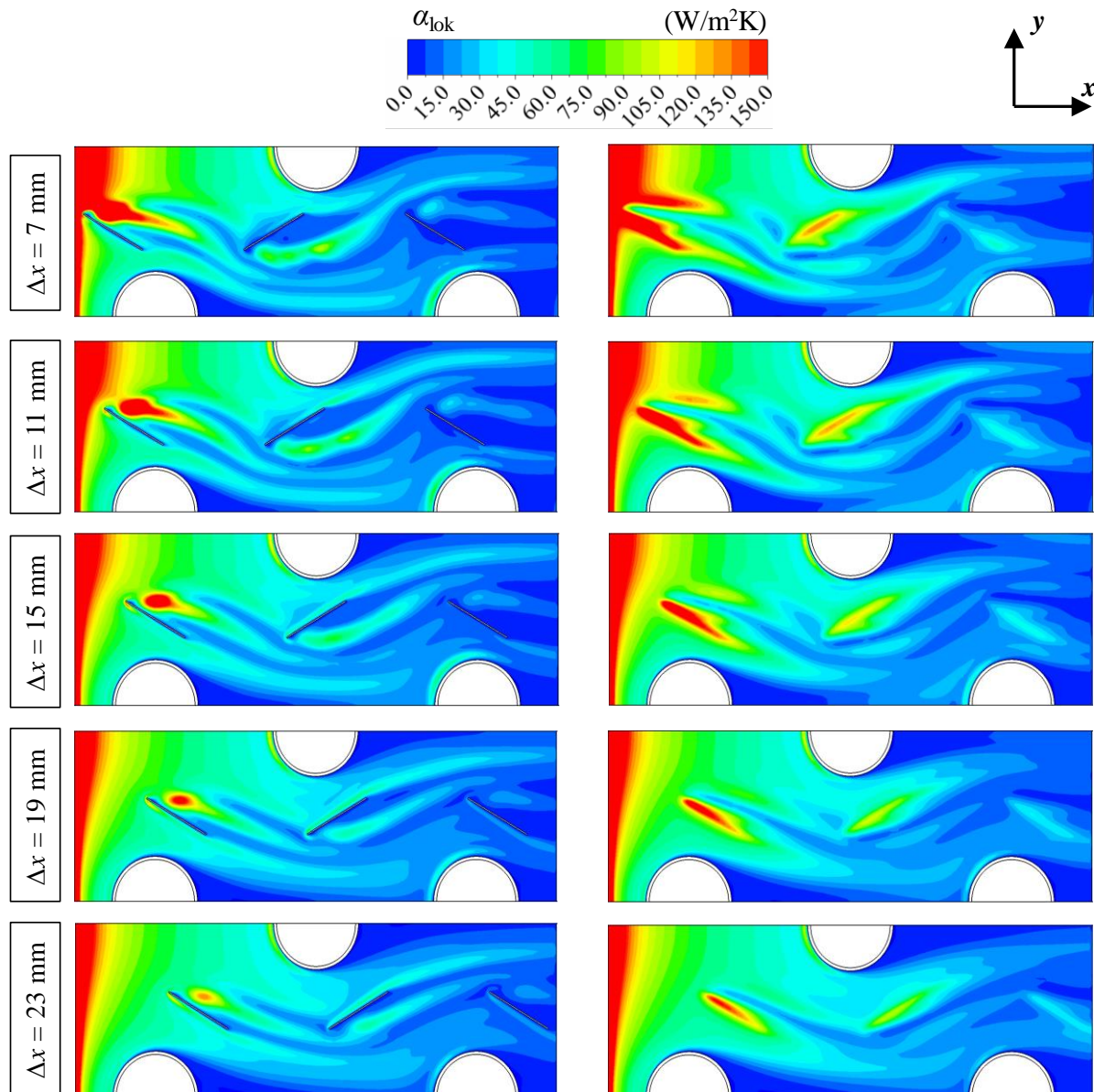
Iz dijagrama je vidljivo da je koeficijent prijelaza topline na strani zraka najveći za aksijalnu poziciju generatora vrtloga $\Delta x = 11$ mm pri Reynoldsovima značajkama 292 i 400. Za najmanju razmatranu ulaznu brzinu zraka ($Re_{D_h} = 176$) najveći konvektivni prijelaz topline na strani zraka

ostvaren je pozicioniranjem generatora vrtloga na udaljenosti 15 mm od ulaza zraka u izmjenjivač topline. Nizvodnim se smještajem pravokutnih krilca postižu manji padovi tlaka na strani zraka. Najpovoljniji smještaj glede postizanja veće vrijednosti JF faktora razlikuje se za sve tri Reynoldsove značajke. Numerički dobivene raspodjele temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini te raspodjele koeficijenta prijelaza topline duž donje i gornje lamele prikazane su na slikama 7.25 i 7.26.



Slika 7.25. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi x . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

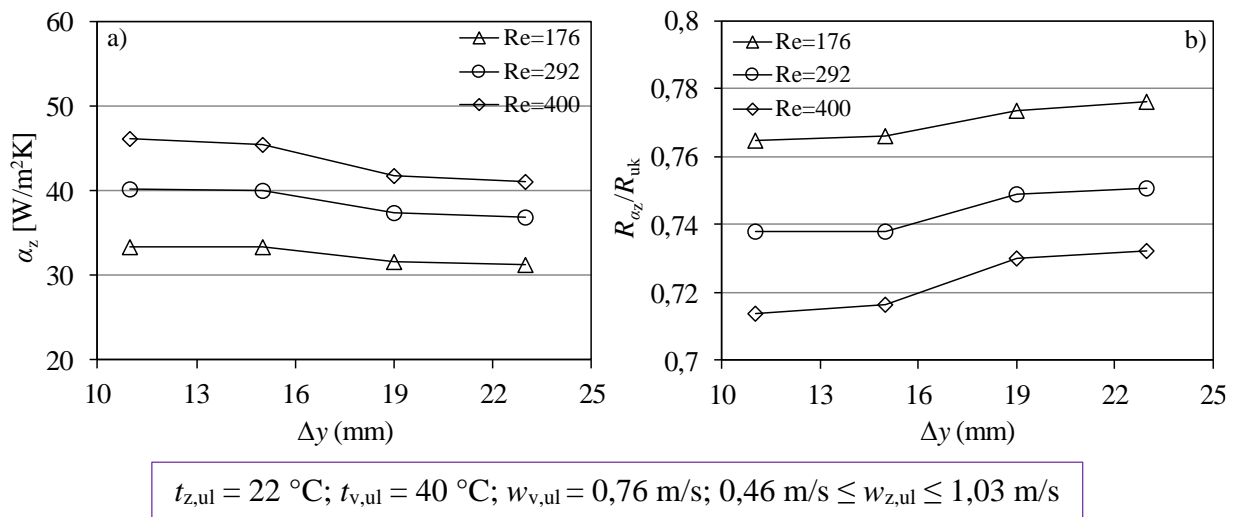
Uzvodnim se smještajem generatora vrtloga na manjoj udaljenosti u smjeru osi x dodatno sužava put strujnicama zraka u promatranom prostoru između generatora vrtloga i cijevi, što uzrokuje veće lokalne vrijednosti brzina te shodno tomu veći pad tlaka na strani zraka. Izmjena topline u zonama mirovanja iza cijevi ne poboljšava se značajno pomakom krilca u smjeru osi x , međutim može se uočiti intenzivniji prijelaz topline u blizini površina pravokutnih krilca u smjeru strujanja zraka za slučajeve njihovog uzvodnog smještaja.



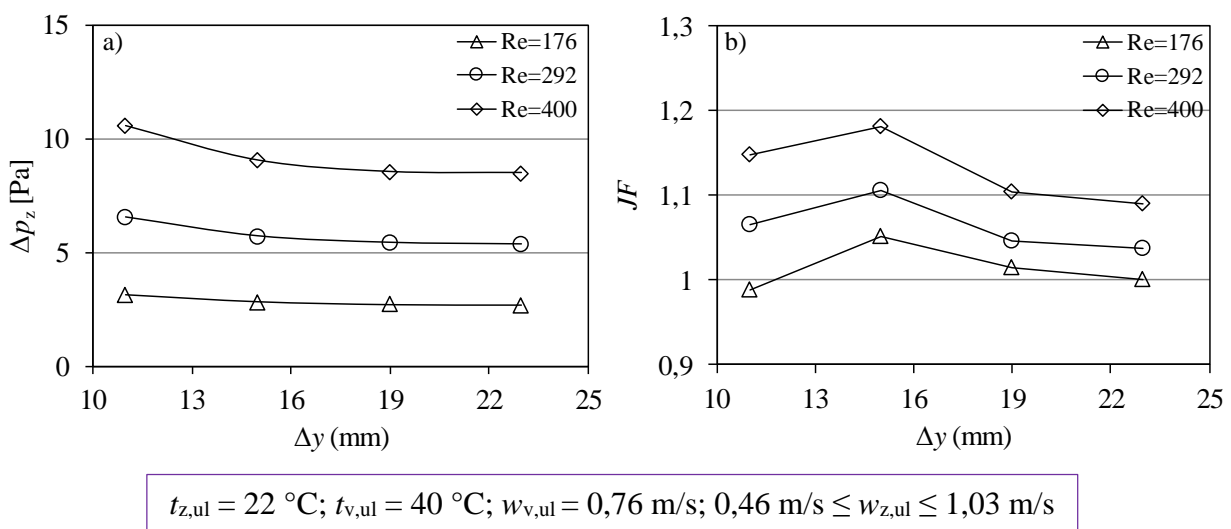
Slika 7.26. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi x . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

7.2.4. Analiza utjecaja aksijalne pozicije u smjeru osi y na učinkovitost izmjenjivača topline

U svrhu određivanja utjecaja aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y na učinkovitost cijevnog lamelnog izmjenjivača topline, uspoređene su četiri udaljenosti od centralne osi cijevi: 11 mm, 15 mm, 19 mm i 23 mm. Rezultati karakteristika strujanja i prijelaza topline dobiveni numeričkim proračunom prikazani su dijagramima u nastavku (slike 7.27 i 7.28).



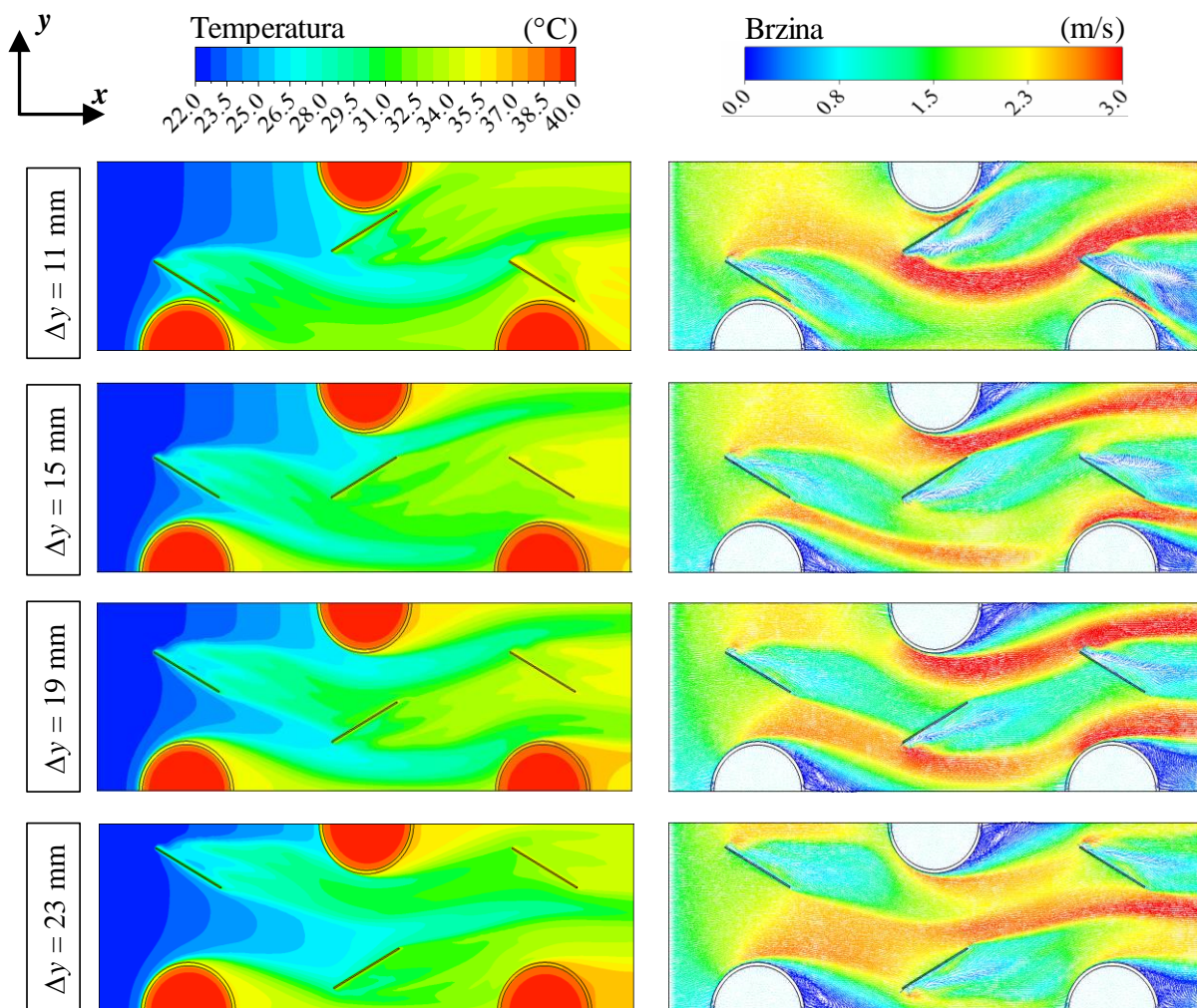
Slika 7.27. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolaza topline b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y



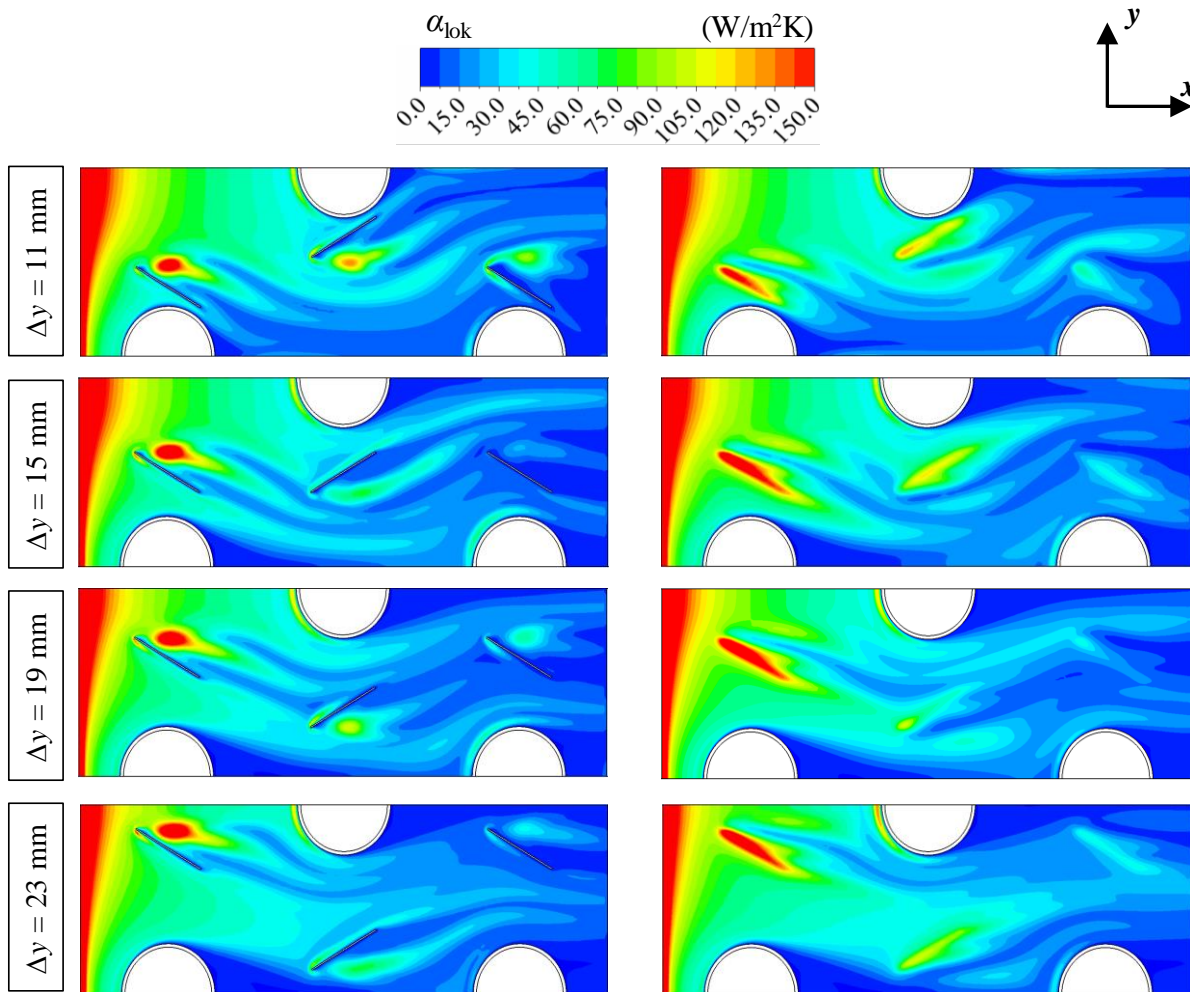
Slika 7.28. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y

Iz rezultata numeričkih analiza za razmatrane pozicije može se uočiti da ugradnja generatora vrtloga bliže cijevima ima povoljniji utjecaj na konvektivni prijelaz topline na strani zraka. Dalje od pozicije $\Delta y = 16$ mm koeficijent prijelaza topline se naglo smanjuje, te se daljnjim udaljavanjem od centralne osi cijevi njegova vrijednost bitnije ne mijenja. U konfiguraciji s generatorima vrtloga pozicioniranim na udaljenost $\Delta y = 11$ mm primjetan je znatno veći pad tlaka na strani zraka nego u ostalim izvedbama. Vrijednost JF faktora najveća je za slučaj referentne aksijalne pozicije od $\Delta y = 15$ mm, pri svim Reynoldsovima značajkama.

Numeričkim putem dobivene raspodjele temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini, kao i raspodjele koeficijenata prijelaza topline duž donje i gornje lamele prikazane su na slikama 7.29 i 7.30.



Slika 7.29. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

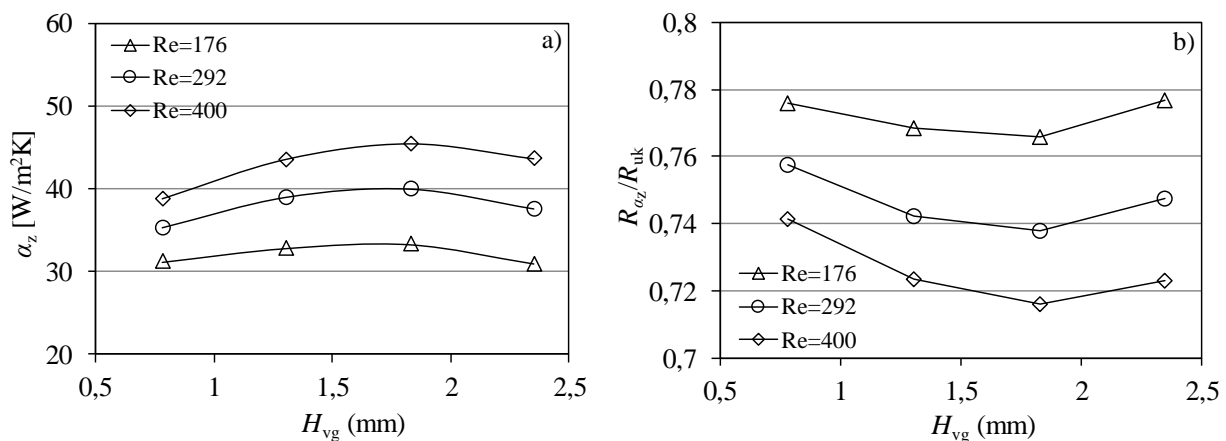


Slika 7.30. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

S povećanjem udaljenosti generatora vrtloga u smjeru osi y proširuje se zona brazdanja iza cijevi te je intenzitet prijelaza topline u toj zoni slabiji. Prednost pozicioniranja generatora vrtloga bliže cijevi očituje se ne samo u poboljšanoj izmjeni topline u zonama mirovanja, već i u intenzivnijem prijelazu topline u blizini njegovih površina u smjeru strujanja zraka te na ulazu zraka u izmjenjivač topline. Udaljavanjem generatora vrtloga od cijevi uočava se ravnomjernija raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline u smjeru osi y .

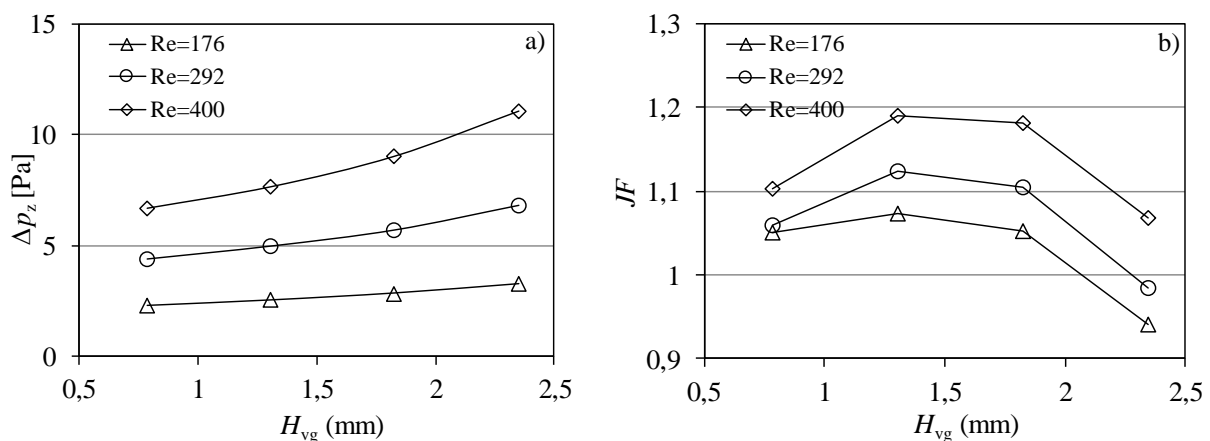
7.2.5. Analiza utjecaja visine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline

Utjecaj promjene visine generatora vrtloga na karakteristike strujanja i izmjene topline analiziran je usporedbom četiri visine s vrijednostima 0,78 mm, 1,31 mm, 1,83 mm i 2,35 mm. Na slikama 7.31 i 7.32 prikazane su vrijednosti koeficijenta prijelaza topline (α_z) i pada tlaka (Δp_z) na strani zraka, udjela otpora prijelazu topline na zračnoj strani u ukupnom otporu prolazu topline (R_{α_z}/R_{uk}) i JF faktora za različite visine generatora vrtloga i različite Reynoldsove značajke.



$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$; $0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$

Slika 7.31. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane visine generatora vrtloga

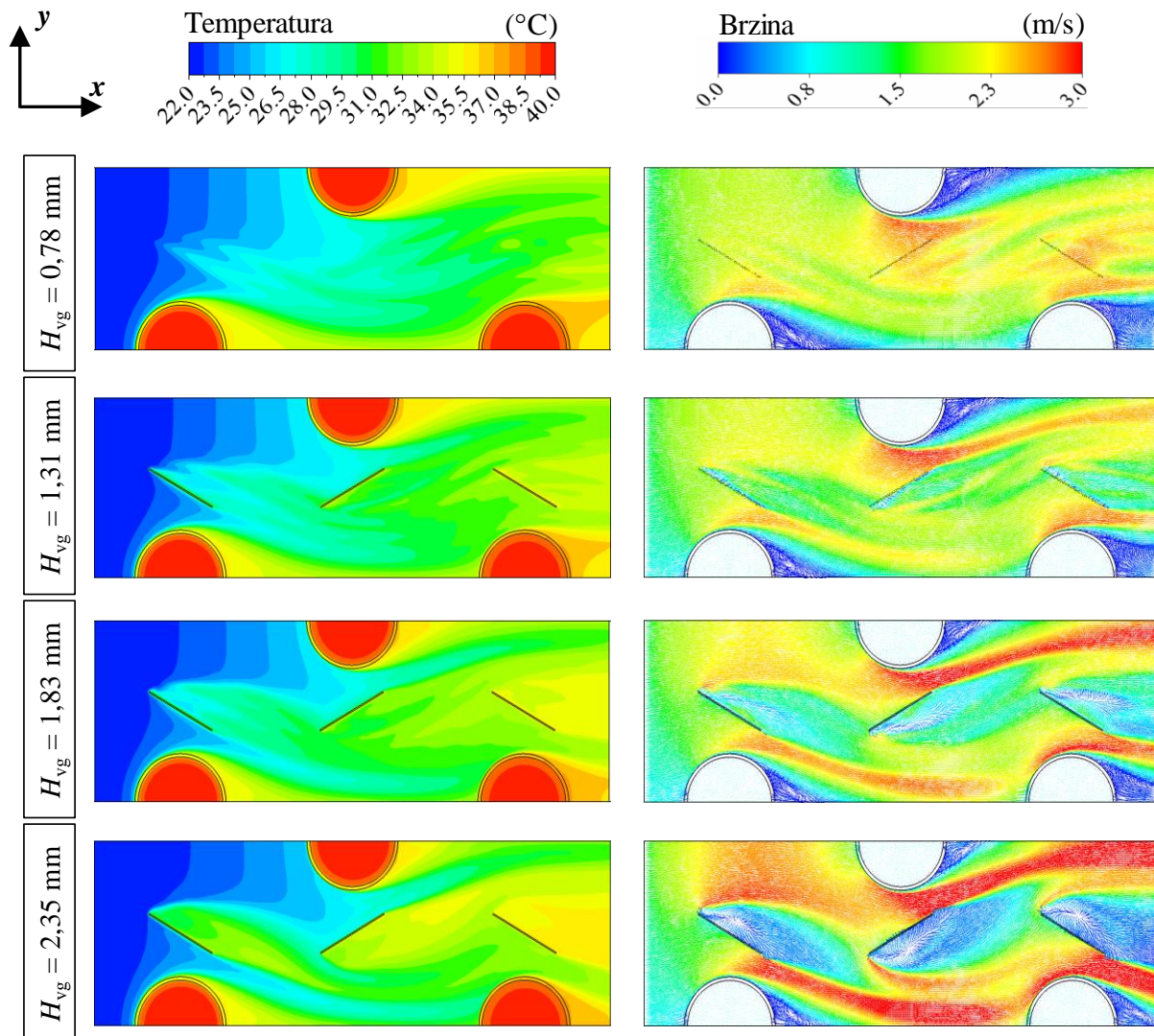


$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$; $0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$

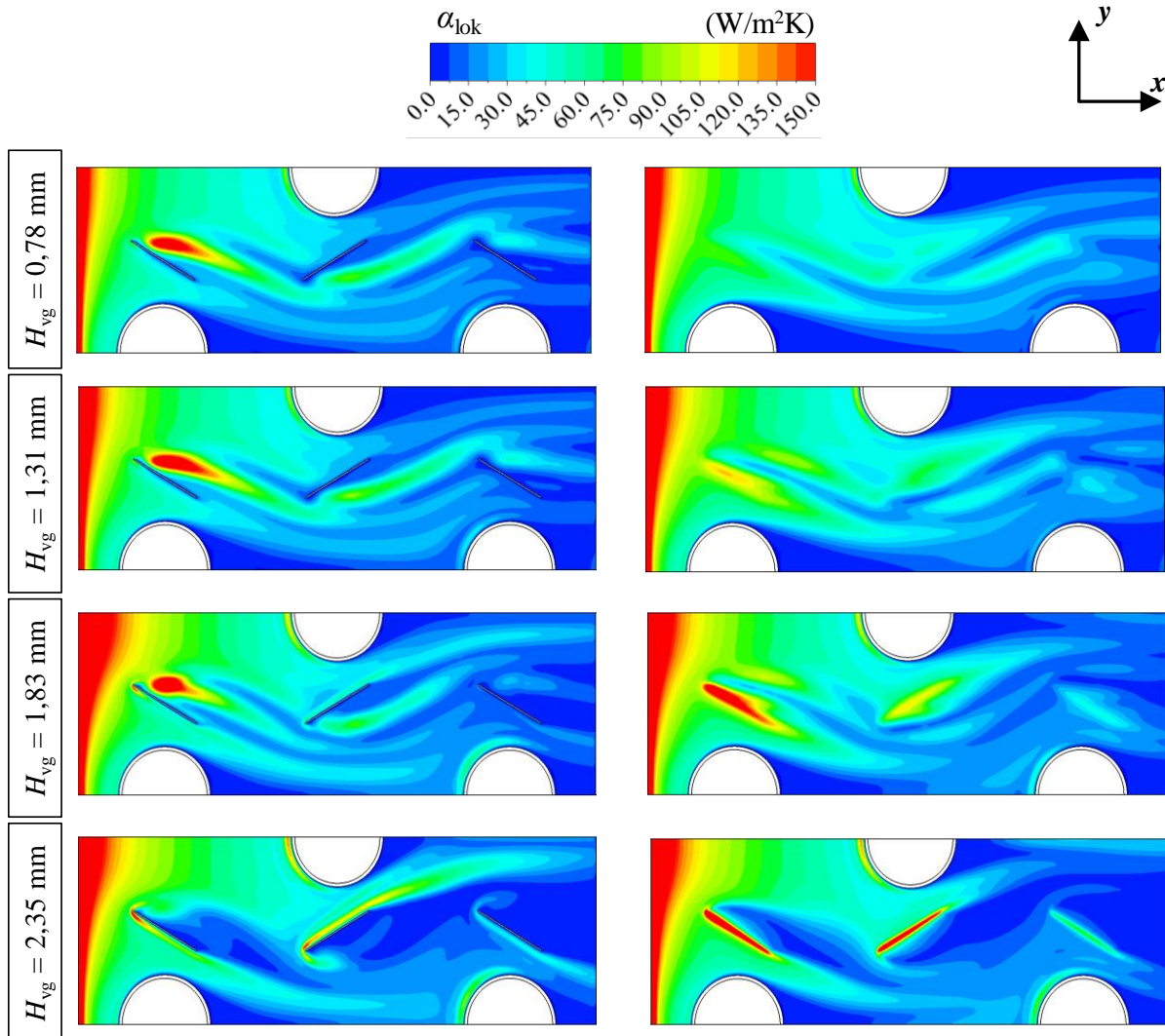
Slika 7.32. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane visine generatora vrtloga

Povećanje visine krilca negativno se odražava na pad tlaka zraka u izmjenjivaču topline, čija vrijednost raste. S druge strane, intenzitet konvektivnog prijelaza topline na strani zraka povećava se do određene visine krilca, nakon čega se smanjuje. Od četiri analizirane visine, visina $H_{vg} = 1,83$ mm najviše doprinosi poboljšanju izmjene topline i smanjenju toplinskih otpora na strani zraka. Najbolja kombinirana termodinamička i hidrodinamička svojstva, definirana pomoću JF faktora, ostvarena su za izmjenjivač topline s krilcima visine $H_{vg} = 1,31$ mm za sve tri Reynoldsove značajke.

Raspodjele temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini između lamela te raspodjele lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje i gornje lamele za razmatrane visine prikazane su na slikama 7.33 i 7.34 za iste pogonske uvjete.



Slika 7.33. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite visine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



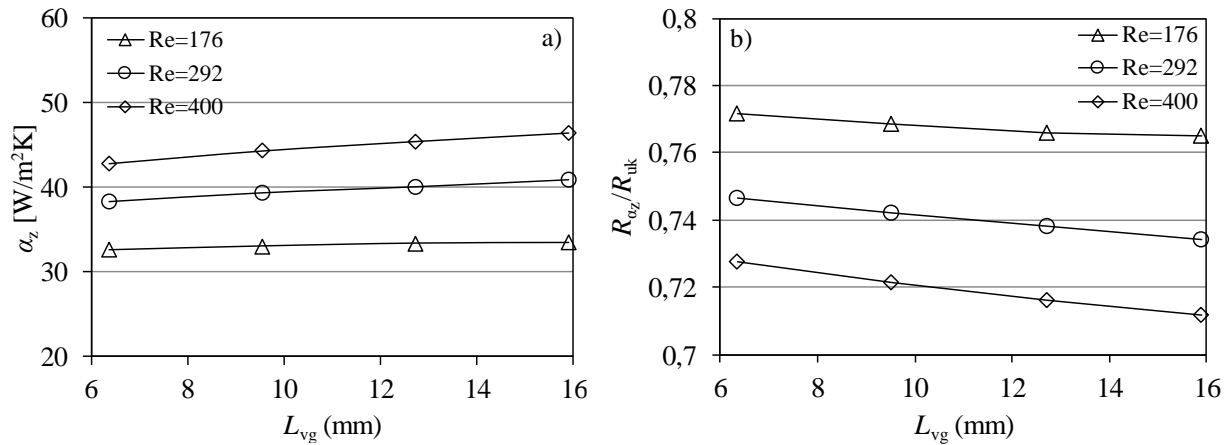
Slika 7.34. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite visine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

Zone mirovanja iza cijevi najmanje su za najveću visinu krilca, dok je za visinu od 1,83 mm konvektivni prijelaz topline u prosjeku najveći u zonama oko generatora vrtloga, promatrajući obje lamele. Pri manjim visinama veća količina zraka prestrujava preko generatora vrtloga, uzrokujući manje vrijednosti brzina u prostoru između cijevi i generatora vrtloga te samim time i manji pad tlaka na strani zraka.

7.2.6. Analiza utjecaja duljine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline

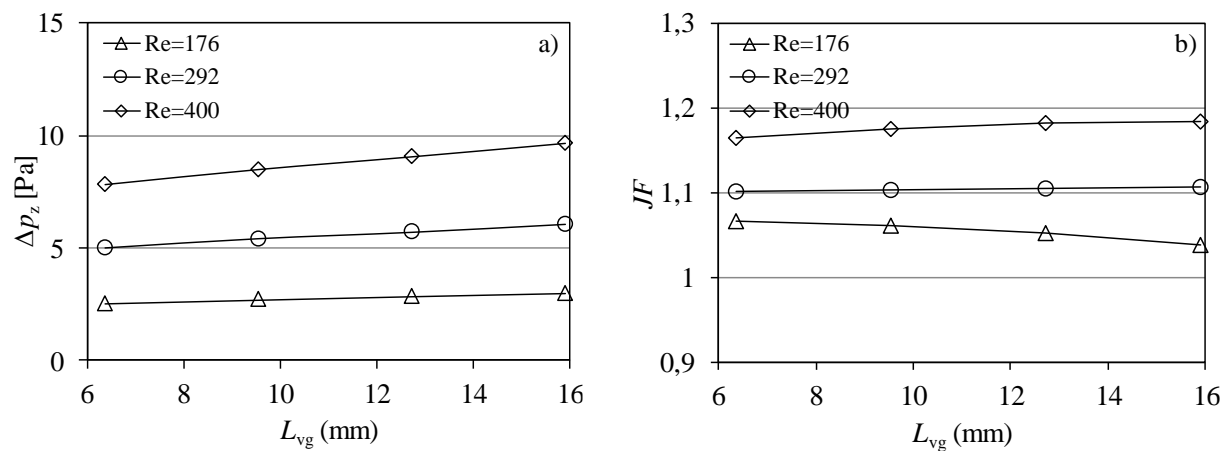
Numeričkom analizom ispitan je utjecaj četiriju različitih duljina generatora vrtloga na izmjenu topline i karakteristike strujanje zraka. Duljine krilca s vrijednostima 6,36 mm, 9,54

mm, 12,72 mm i 15,9 mm korištene su za usporedbu. Osim duljine, svi su ostali geometrijski parametri postavljeni na referentnu vrijednost. Rezultati numeričkih analiza prikazani su dijagramima u nastavku (slike 7.35 i 7.36).



$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

Slika 7.35. Usporedbe koeficijenta prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane duljine generatora vrtloga

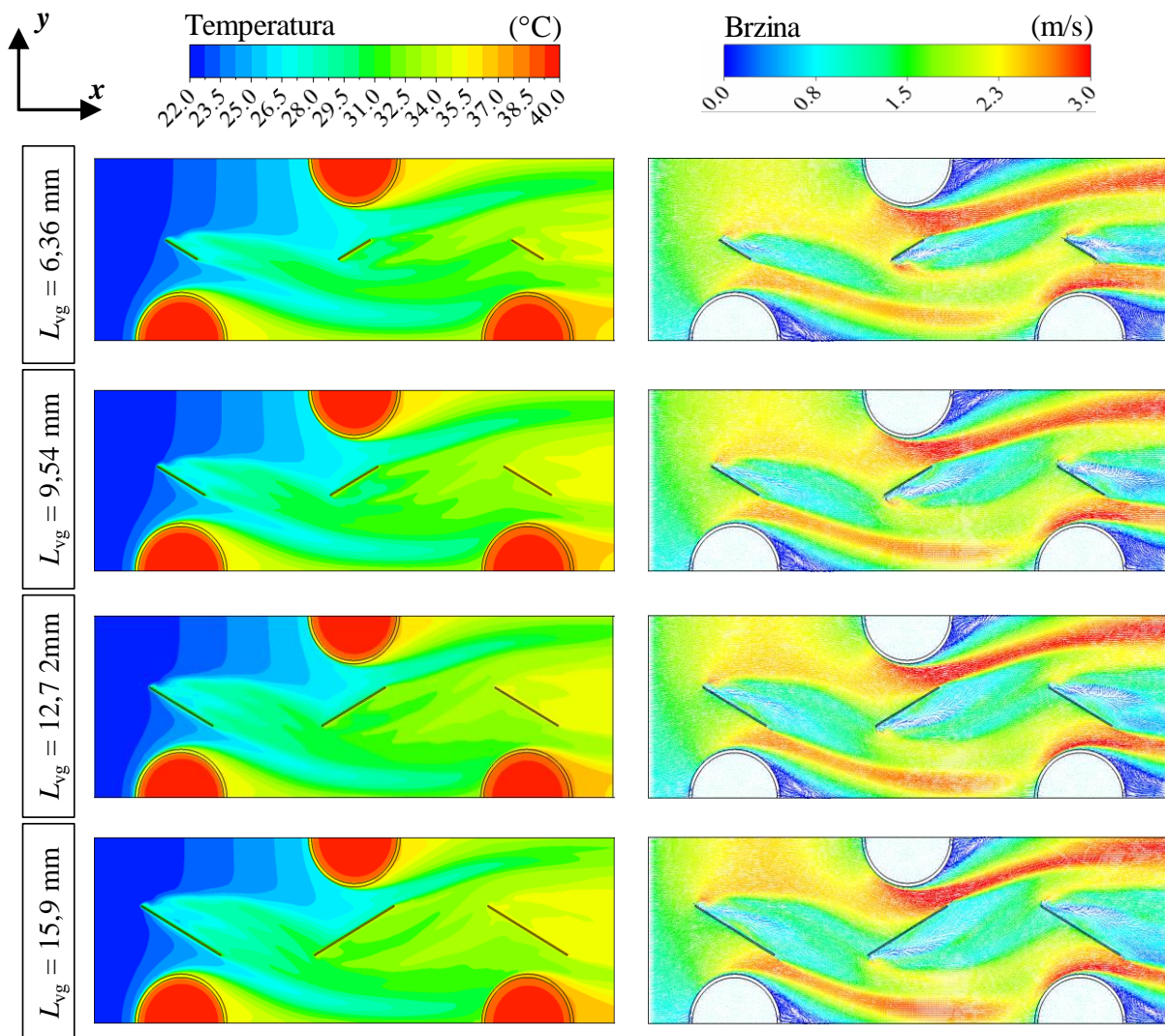


$$t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}; t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}; 0,46 \text{ m/s} \leq w_{z,ul} \leq 1,03 \text{ m/s}$$

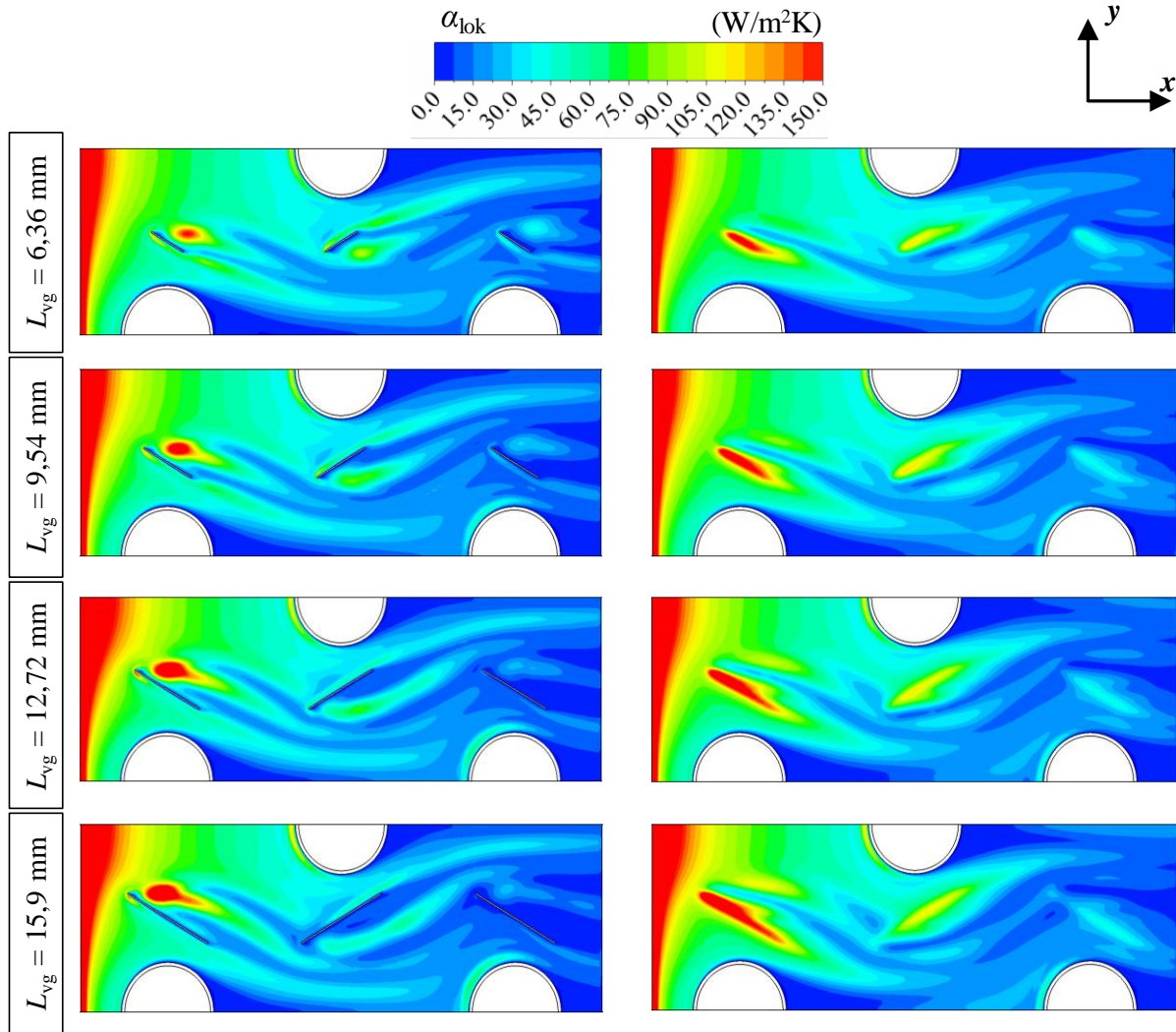
Slika 7.36. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane duljine generatora vrtloga

Gornji dijagrami ukazuju na prednost uporabe duljih krilca gledajući s aspekta izmjene topline na strani zraka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline, ali uz istodobno povećanje pada tlaka. Osim za najmanju Reynoldsovu značajku, vidljivo je da duljina generatora vrtloga ima vrlo mali utjecaj na JF faktor, čija se vrijednost mijenja unutar 0,5% i 1,5% za preostale dvije Reynoldsove značajke.

Raspodjele temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini između dviju susjednih lamela, te raspodjele koeficijenta prijelaza topline duž donje i gornje lamele prikazane su na slikama 7.37 i 7.38. Može se uočiti da primjena duljih krilca pozitivno utječe na smanjenje recirkulacijskih zona iza cijevi, što rezultira smanjenjem lokalnih otpora na strani zraka i povećanjem lokalnog koeficijenta prijelaza topline. Također, s duljim se generatorima vrtloga dodatno proširuju zone intenzivnog prijelaza topline u blizini njihovih površina u smjeru strujanja zraka (donja lamela) te u zonama iznad generatora vrtloga (gornja lamela), kao posljedica snažnijeg vrtloženja i poprečnog miješanja (u smjeru osi z) u struji zraka.



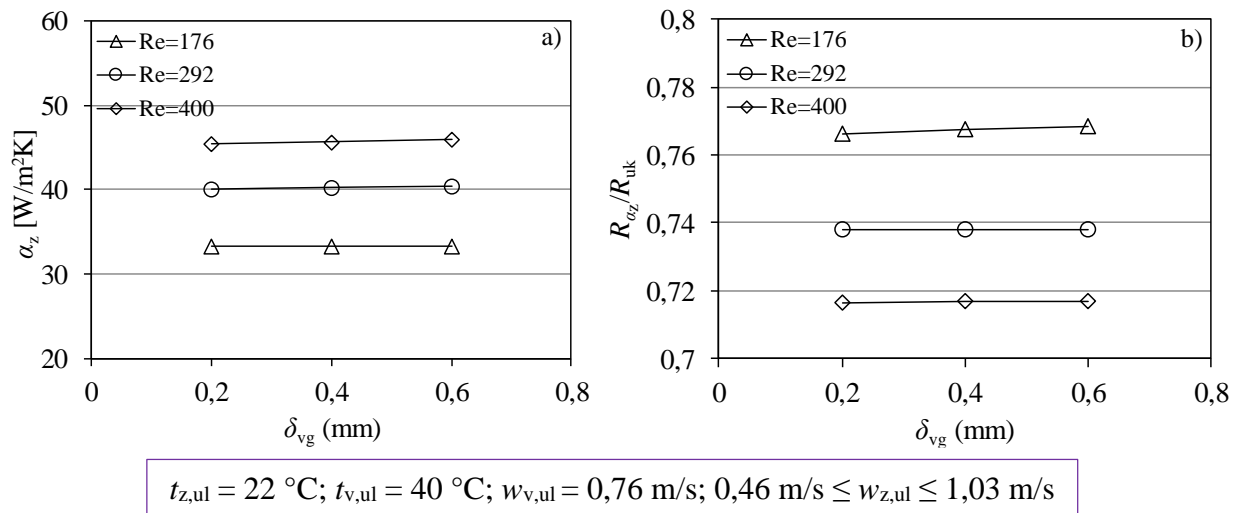
Slika 7.37. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite duljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



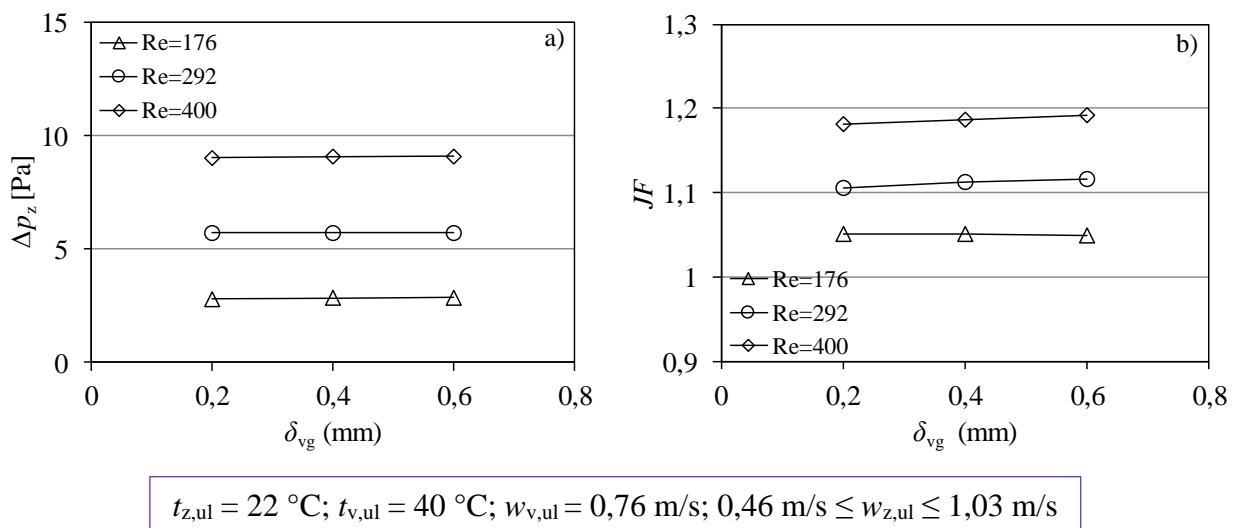
Slika 7.38. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite duljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

7.2.7. Analiza utjecaja debljine generatora vrtloga na učinkovitost izmjenjivača topline

Kao posljednji geometrijski parametar za koji se ispituje utjecaj na učinkovitost izmjenjivača topline odabrana je debljina generatora vrtloga. Analiziran je utjecaj triju različitih debljina, u vrijednosti od 0,2 mm, 0,4 mm i 0,6 mm. Iz rezultata numeričkih proračuna prikazanih na slikama 7.39 i 7.40 vidljivo je da debljina generatora vrtloga nema značajan utjecaj na karakteristike strujanja i prijelaza topline na zračnoj strani cijevnog lamelnog izmjenjivača topline. Utjecaj debljine na vrijednost JF faktora također je neznatan.

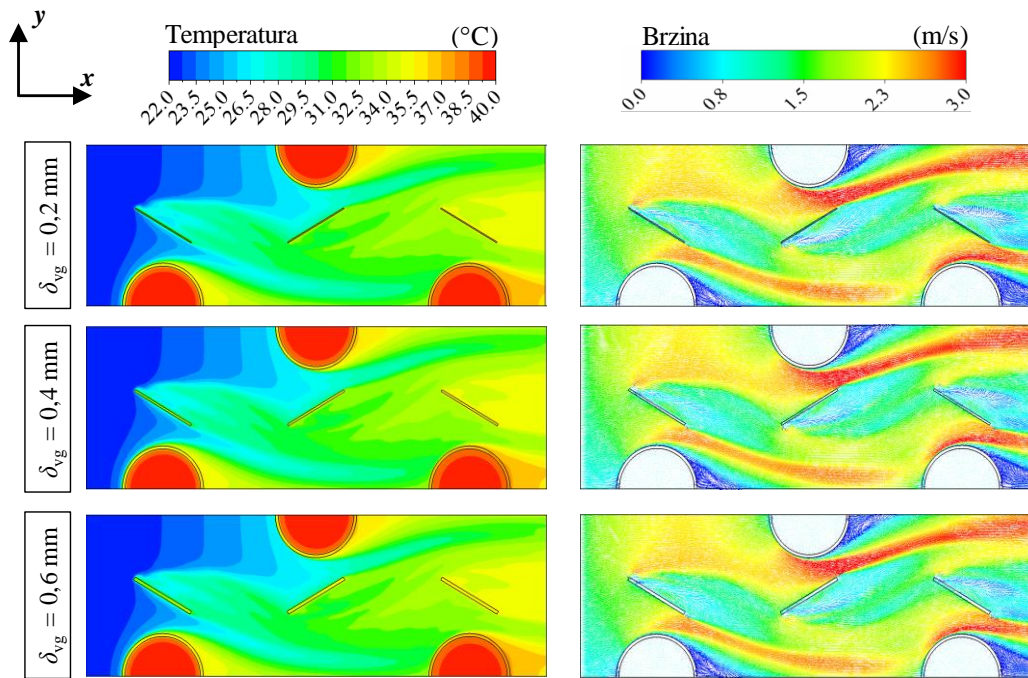


Slika 7.39. Usporedbe koeficijenta prijelaza toplote na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu toplote b) za analizirane debljine generatora vrtloga

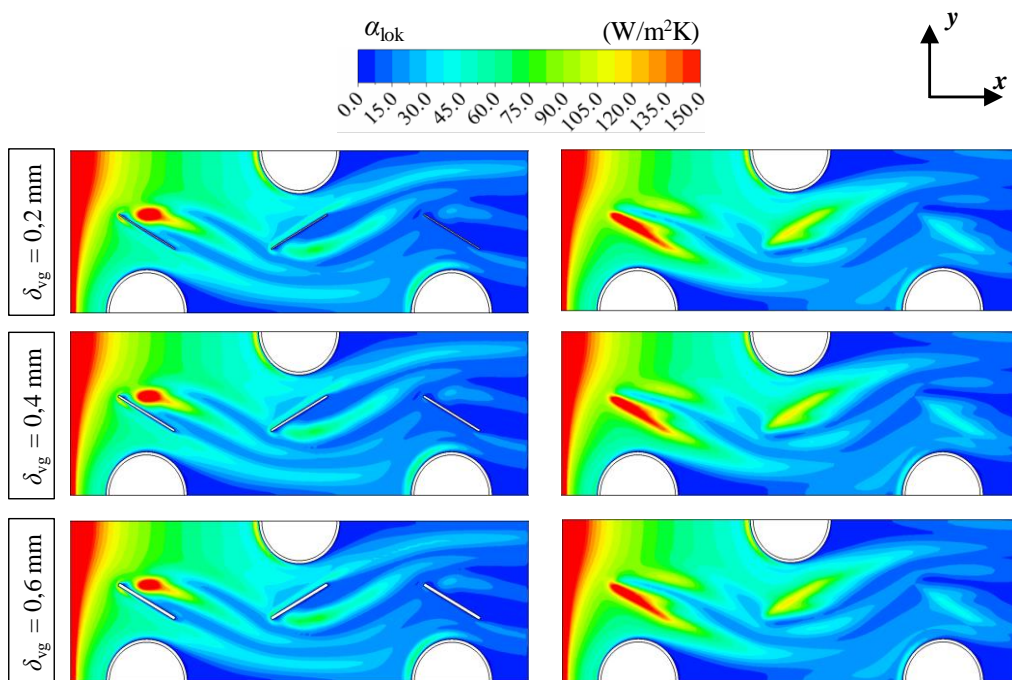


Slika 7.40. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane debljine generatora vrtloga

Sličnost rezultata numeričkih proračuna može se uočiti i usporedbom raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini između susjednih lamela prikazanih na slici 7.41 te usporedbom lokalnih koeficijenta prijelaza toplote duž donje i gornje lamele, slika 7.42.



Slika 7.41. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite debljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s



Slika 7.42. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite debljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s

Provedenim numeričkim analizama ispitan je utjecaj sedam geometrijskih parametara generatora vrtloga u obliku pravokutnih krilca na karakteristike strujanja i izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline, čije su osnovne dimenzije odgovarale referentnom izmjenjivaču topline s ravnim lamelama. Iz rezultata numeričkih analiza može se zaključiti da povećanje upadnog kuta i kuta zakrivljenosti generatora vrtloga dovodi do poboljšane izmjene topline, no zbog većih otpora strujanju, povećava se i pad tlaka na strani zraka. Sužavajućom se konfiguracijom krilca postiže intenzivniji prijelaz topline na strani zraka te bolje kombinirane karakteristike strujanja i izmjene topline u odnosu na proširujuću konfiguraciju. Uzvodni smještaj generatora vrtloga s obzirom na smjer osi x doprinosi boljoj izmjeni topline, dok se nizvodnim smještajem postižu manji padovi tlaka na zračnoj strani izmjenjivača topline. S obzirom na smjer osi y , generatori vrtloga smješteni bliže cijevi usmjeravaju strujnice zraka u područje iza cijevi što se očituje u smanjenju recirkulacijskih zona i povećanoj izmjeni topline. Povećanje visine generatora vrtloga negativno se odražava na pad tlaka zraka u izmjenjivaču topline, čija vrijednost raste, dok se intenzitet konvektivnog prijelaza topline na strani zraka povećava do određene visine generatora vrtloga, nakon čega slabi. Rezultati numeričkih analiza ukazuju na prednost uporabe duljih krilca gledajući s aspekta izmjene topline na strani zraka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline, no primjenom duljih krilca istovremeno se stvaraju i dodatni otpori strujanju te se pad tlaka također povećava. Naposljetku, može se zaključiti da debljina generatora vrtloga ima mali utjecaj na izmjenu topline i pad tlaka na zračnoj strani cijevnog lamelnog izmjenjivača topline.

U nastavku rada slijedi postupak optimizacije u svrhu pronalaska najpovoljnijih setova vrijednosti odabranih parametara generatora vrtloga, kojima će se postići najveći izmijenjeni toplinski tok te najveća vrijednost JF faktora. Pri tome su za postupak optimizacije odabrana četiri geometrijska parametra s najvećim utjecajem na postavljene ciljeve: upadni kut, kut zakrivljenosti, aksijalna pozicija u smjeru osi x i visina generatora vrtloga. Iako je aksijalna pozicija u smjeru osi y također utjecajna, razmatranjem većeg broja utjecajnih parametara optimizacijski postupak je kompleksniji te se istovremeno i ograničava razmatrani raspon upadnih kutova i kutova zakrivljenosti, koji više utječu na toplinske karakteristike i karakteristike strujanja unutar izmjenjivača topline.

8. OPTIMIZACIJA CIJEVNOG LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S GENERATORIMA VRTLOGA U OBLIKU PRAVOKUTNIH KRILCA

Kod projektiranja cijevnih lamelnih izmjenjivača topline visoke učinkovitosti javlja se potreba za uključivanjem optimizacijskih postupaka, u kojima se u obzir uzimaju jedan ili više različitih kriterija, poput poboljšane izmjene topline, reduciranja pada tlaka, nižih cijena izrade i montaže i ostalih, ovisno o zahtjevima. Planiranje optimizacije uključuje implementaciju više nezavisnih varijabli i uvođenje ograničenja u sustav, koja se moraju zadovoljiti da bi rješenje bilo prihvatljivo. Konvencionalne metode optimizacije primijenjuju iteracijske postupke i najčešće korištenje ovakvih postupaka rezultira kompliciranim i dugotrajnim izvođenjem cjelokupnog optimizacijskog postupka te u nekim slučajevima i u nedovoljnoj preciznosti u pronalasku optimalnog rješenja. S druge strane, prirodno inspirirani, evolucijski algoritmi čine proces optimizacije vremenski manje zahtjevnim te se pomoću njih dobivaju pouzdanija rješenja. Za potrebe optimizacije geometrijskih parametara generatora vrtloga s pravokutnim krilcima u ovom je radu korišten genetski algoritam, metaheuristička metoda optimiranja kojom se imitira prirodni evolucijski proces. U odnosu na tradicionalne postupke optimizacije, genetski algoritam ne djeluje neposredno na parametre analiziranog problema, već na njihove kodirane vrijednosti. Odabranim algoritmom pretražuje se domena ulaznih funkcija, za čije se određivanje upotrebljava regresijska analiza primjenom centralno kompozitnog modela pokusa.

8.1. Odabir geometrijskih parametara i funkcija cilja

U svrhu provedbe optimizacije, odabiru se sljedeće promjenjive geometrijske veličine generatora vrtloga s najvećim utjecajem na toplinske karakteristike i karakteristike strujanja unutar izmjenjivača topline, kao i pripadajući rasponi njihovih vrijednosti:

- upadni kut generatora vrtloga, $15^\circ \leq \beta_{vg} \leq 75^\circ$
- kut zakrivljenosti generatora vrtloga, $5^\circ \leq \Theta_{vg} \leq 85^\circ$
- aksijalna pozicija generatora vrtloga u smjeru osi x , $7 \text{ mm} \leq \Delta x \leq 23 \text{ mm}$
- visina generatora vrtloga, $0,78 \text{ mm} \leq H_{vg} \leq 2,35 \text{ mm}$

U tablici 8.1 prikazane su vrijednosti geometrijskih parametara generatora vrtloga te vrijednosti ulaznih brzina i temperatura koje se ne mijenjaju u procesu optimizacije. Dimenzije cijevi i lamela razmatranih izmjenjivača topline s generatorima vrtloga odgovarale su referentnom

izmjenjivaču topline s ravnim lamelama ($L_x = 90$ mm, $X_T = 60$ mm, $X_L = 30$ mm, $d_v = 15,9$ mm, $d_u = 14,8$ mm, $\delta_1 = 0,2$ mm, $s_1 = 2,81$ mm).

Tablica 8.1. Ulazne temperature i brzine zraka i vode te geometrijski parametri generatora vrtloga korišteni pri optimizaciji

Fizikalna veličina	Vrijednost
Aksijalna pozicija generatora vrtloga u smjeru osi y , Δy	15 mm
Duljina generatora vrtloga, L_{vg}	12,72 mm
Debljina generatora vrtloga, δ_{vg}	0,2 mm
Ulazna temperatura zraka, $t_{z,ul}$	22 °C
Ulazna temperatura vode, $t_{v,ul}$	40 °C
Ulazna brzina zraka, $w_{z,ul}$	1,03 m/s
Ulazna brzina vode, $w_{v,ul}$	0,76 m/s

Optimalni set vrijednosti analiziranih geometrijskih parametara određuje se s obzirom na postavljene kriterije. Prvi kriterij odnosi se na povećanje bezdimenzijskog koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani zraka, tj. Colburnovog faktora j . Drugi kriterij predstavlja zahtjev za ostvarivanjem najpovoljnijih termohidrauličkih karakteristika, kojima se simultano uzima u obzir i prijelaz topline i pad tlaka na strani zraka. Kombinirane karakteristike strujanja i prijelaza topline određuje JF faktor. Nadalje, za potrebe optimizacije uvode se dvije međusobno nezavisne funkcije f_1 i f_2 pomoću kojih će se u nastavku definirati dvije funkcije cilja F_1 i F_2 . Prva funkcija f_1 definirana je omjerom Colburnovih faktora j izmjenjivača topline s generatorima vrtloga (j_{vg}) i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama (j_{ref}), odnosno:

$$f_1(\beta_{vg}, \Theta_{vg}, \Delta x, L_{vg}) = j_{vg} / j_{ref} \quad (8.1)$$

Drugom se funkcijom f_2 definira omjer faktora trenja f izmjenjivača topline s generatorima vrtloga (f_{vg}) i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama (f_{ref}):

$$f_2(\beta_{vg}, \Theta_{vg}, \Delta x, L_{vg}) = f_{vg} / f_{ref} \quad (8.2)$$

Funkcija cilja F_1 , koja se odnosi na zahtjev za povećanje izmijenjenog toplinskog toka, jednaka je funkciji f_1 , odnosno:

$$F_1 = f_1 = j_{vg} / j_{ref} \quad (8.3)$$

Funkcija cilja F_2 , koja se odnosi na zahtjev za povećanje izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka, definirana je izrazom:

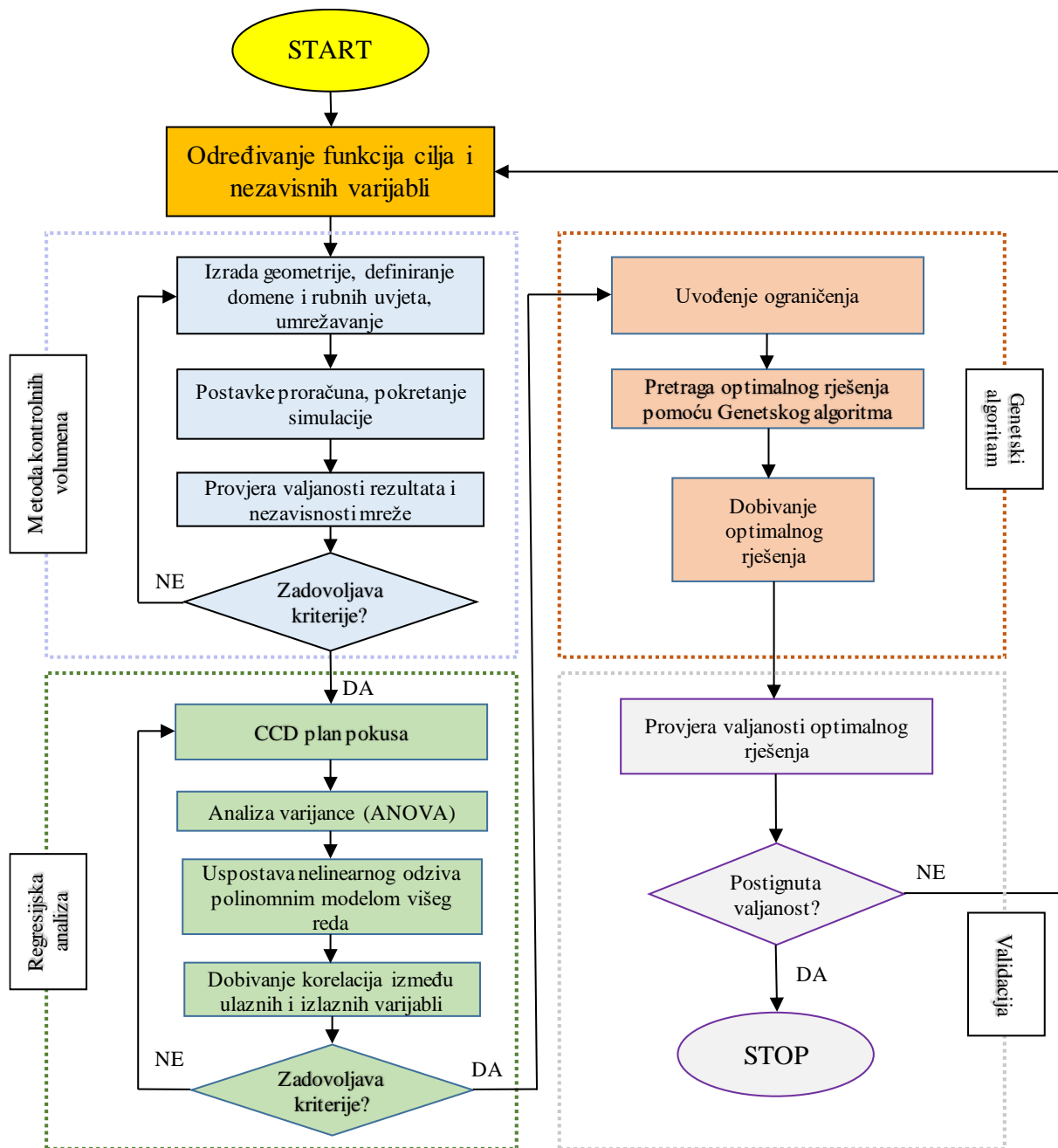
$$F_2 = f_1 / f_2^{1/3} = (j_{vg} / j_{ref}) / (f_{vg} / f_{ref})^{1/3} \quad (8.4)$$

Optimizacijski postupak zahtijeva pronalazak takvih setova geometrijskih parametara generatora vrtloga kojima će se postići:

- I) najveća vrijednost funkcije cilja $F_1 = f_1$, uz zadovoljavanje ograničenja:
 $15^\circ \leq \beta_{vg} \leq 75^\circ$, $5^\circ \leq \Theta_{vg} \leq 85^\circ$, $7 \text{ mm} \leq \Delta x \leq 23 \text{ mm}$, $0,78 \text{ mm} \leq H_{vg} \leq 2,35 \text{ mm}$;
- II) najveća vrijednost funkcije cilja $F_2 = JF$, kojom su obuhvaćene funkcije f_1 i f_2 kroz izraz $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$, uz zadovoljavanje ograničenja:
 $15^\circ \leq \beta_{vg} \leq 75^\circ$, $5^\circ \leq \Theta_{vg} \leq 85^\circ$, $7 \text{ mm} \leq \Delta x \leq 23 \text{ mm}$, $0,78 \text{ mm} \leq H_{vg} \leq 2,35 \text{ mm}$.

8.2. Opis postupka optimizacije

Na početku optimizacijskog postupka definiraju se nezavisne varijable (geometrijski parametri generatora vrtloga) i tražene funkcije cilja, a zatim se određuje raspon vrijednosti izabranih parametara s obzirom na njihov referentni iznos, odnosno dodjeljuju im se najveće i najmanje vrijednosti. Potom se korištenjem centralno kompozitnog plana pokusa utvrđuju ispitne točke. Za svaku definiranu kombinaciju parametara numeričkim se proračunom dobivaju polja varijabli, na temelju kojih se izračunavaju funkcije f_1 i f_2 . U idućem se koraku definiraju modeli polinomne regresije koji opisuju vezu između ulaznih promjenjivih parametara i izlaznih odziva proračunatih veličina. Nadalje, provodi se statistička analiza pokusa pri čemu se ocjenjuju relativni pokazatelji mjere reprezentativnosti regresijskog modela. Ukoliko su kriteriji zadovoljeni, aproksimirane funkcije se integriraju unutar genetskog algoritma kao funkcije dobrote (eng. *fitness function*). U suprotnom, odabire se novi postupak dizajniranja pokusa ili novi polinomni model. Genetskim operatorima selekcije, križanja, mutacije i zamjene se iz početne nasumične populacije stvara nova populacija jedinki te se pretraživanjem prostora rješenja unutar predviđenih granica određuju najveće vrijednosti traženih optimizacijskih funkcija F_1 i F_2 . Zadnji korak je provjera učinkovitosti izmjenjivača topline s novim, optimalnim geometrijskim parametrima i usporedba s referentnim modelom. Ukoliko se postignu zadovoljavajući rezultati, postupak optimizacije završava. Dijagramom toka (slika 8.1) prikazani su sastavni dijelovi optimizacijskog postupka.



Slika 8.1. Dijagram toka optimizacijskog postupka

8.3. Odabir modela za provedbu regresijske analize

Česta je inženjerska praksa poistovjećivanje izlazne varijable, odnosno odziva nekog sustava s nezavisnim ulaznim varijablama, koje mogu biti kontrolirane ili nekontrolirane. U nekim sustavima postoji veza ulaznih i izlaznih varijabli zasnovana na poznavanju prirodnog mehanizma djelovanja komponenti sustava. Za predviđanje ishoda situacija nisu nužno potrebna mjerenja, a takvi modeli nazivaju se mehanistički modeli. Za opisivanje korelacija

ulaznih i izlaznih varijabli za koje ne postoji prirodno utemeljena veza, zahtijeva se prikupljanje podataka eksperimentalnim, numeričkim ili nekim drugim putem kroz metode planiranja pokusa (eng. *design of experiments*) te uspostavljanje empirijskog modela. U području tehničkih znanosti odziv je uglavnom nelinearan i aproksimira se regresijskim modelom višeg reda, a za njegovo oblikovanje potrebno se pridržavati nekih ograničenja. Jedno od njih uključuje barem tri razine svakog čimbenika. U ovom se radu usvaja centralno kompozitno planiranje pokusa.

Centralno kompozitni plan pokusa (eng. *Central composite design*, akronim CCD) razvili su Box i Wilson [84], a karakterizira ga varijacija čimbenika (faktora) k na pet razina, pritom ne rabeći sve moguće kombinacije analiziranih parametara, već se ispitne točke raspoređuju putem:

- potpuno faktorijalnog plana pokusa na dvije razine (2^k),
- centralnog stanja gdje svaki faktor ima srednju vrijednost,
- osnog, aksijalnog stanja a sastavljenog od $2k$ osnih točaka jednako pozicioniranih od centralne točke.

Predodžbu o nelinearnosti odziva pruža centralna točka, dok aksijalne točke omogućuju kvalitetniju procjenu parametra višeg reda. Veći broj centralnih točaka daje pouzdanost modelu i znatno utječe na distribuciju procjene disperzije. Izbor broja centralnih točaka i vrijednosti aksijalnog stanja, koje se općenito određuje prema $a = k^{0.5}$, određuje karakteristiku CCD modela, tj. njegovu okretljivost i ortogonalnost. U ovom razmatranju uvedena su ograničenja na način da se iznosi veličina izabranih geometrijskih parametara kodiraju na nižu aksijalnu ($-a$), nižu rubnu (-1), referentnu (0), višu rubnu ($+1$) i višu aksijalnu ($+a$) razinu. Aksijalne točke postavljene su na udaljenostima ± 2 od centralne točke i omogućuju varijaciju promjenjivih parametara na ukupno pet razina.

Nužno je odabrati optimalan broj ispitnih točaka kako bi se zadržala adekvatna preciznost uz prihvatljivo vrijeme izvođenja. Upravo korištenje centralno kompozitnog plana pokusa omogućuje smanjivanje broja potrebnih ispitivanja. Usporedbom potpuno faktorijalnog plana na tri razine koji za četiri parametara iziskuje 81 kombinaciju, centralno kompozitni plan za konkretni slučaj sadrži 31 kombinaciju promatranih parametara (od čega 25 različitih).

Prvi korak u planiranju ispitnih točaka uključuje normalizaciju promjenjivih parametara. U tablici 8.2 prikazan je raspon vrijednosti svakog od četiri izabrana parametra.

Tablica 8.2. Vrijednosti analiziranih parametara




Geometrijski parametar	Kodirane/nekodirane vrijednosti				
	-a (-2)	-1	0	+1	+a (+2)
Upadni kut generatora vrtloga, β_{vg} (°)	15	30	45	60	75
Kut zakrivljenosti generatora vrtloga, θ_{vg} (°)	5	25	45	65	85
Aksijalna pozicija u smjeru osi x , Δx (mm)	7	11	15	19	23
Visina generatora vrtloga, H_{vg} (mm)	0,78	1,17	1,57	1,96	2,35

Određivanje ispitnih točaka i normalizacija podataka provodi se putem programskog alata Minitab. U tablici 8.3 prikazane su ispitivane kombinacije parametara s izvornim i kodiranim vrijednostima dobivene centralno kompozitnom metodom. Za svaku od prikazanih kombinacija, izrađuje se geometrija te postavlja i numeričkim postupkom rješava odgovarajući matematički model. Izračunate vrijednosti funkcije cilja $F_1 = f_1$ i funkcije f_2 , koja je sadržana u funkciji cilja $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$, također su obuhvaćene u tablici 8.3.

Regresijska analiza provodi se u svrhu definiranja polinomnog modela višeg reda s četiri promjenjiva geometrijska parametra, odnosno određivanja relacija između odziva (izlaznih varijabli) i nezavisnih ulaznih varijabli. Primjenom regresijske analize predviđaju se nepoznati regresijski parametri uz linearne i interakcijske članove te nepoznate varijance slučajnih varijabli, za što statistički programski paket Minitab koristi metodu najmanjih kvadrata pomoću Gauss-Newtonovog algoritma. Procijenjeni parametri regresije nisu međusobno usporedivi ukoliko su nezavisne varijable izražene različitim jedinicama mjere. Zbog toga se provodi normalizacija veličina za raspon vrijednosti od $-a$ do $+a$, te se na taj način utjecajni parametri prikazani u obliku koeficijenta regresije mogu međusobno uspoređivati.

Tablica 8.3. Ispitne točke dobivene centralno kompozitnim modelom

Ispitne točke	Geometrijski parametri				Normalizacija parametara				Odziv	
	x_1	x_2	x_3	x_4	X_1	X_2	X_3	X_4	f_1	f_2
	β_{vg} [°]	Θ_{vg} [°]	Δx [mm]	H_{vg} [mm]					j_{vg}/j_{ref}	f_{vg}/f_{ref}
1	45	45	15	0,78	0	0	0	-a	1,183	1,211
2	30	25	11	1,17	-1	-1	-1	-1	1,317	1,363
3	60	25	19	1,96	+1	-1	+1	+1	1,529	2,473
4	60	25	11	1,17	+1	-1	-1	-1	1,356	1,911
5	60	65	11	1,96	+1	+1	-1	+1	1,499	3,560
6	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
7	30	25	19	1,17	-1	-1	+1	-1	1,225	1,183
8	30	65	19	1,96	-1	+1	+1	+1	1,396	1,412
9	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
10	45	45	15	2,35	0	0	0	+a	1,406	3,526
11	45	45	23	1,57	0	0	+a	0	1,329	1,326
12	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
13	30	65	19	1,17	-1	+1	+1	-1	1,254	1,207
14	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
15	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
16	45	85	15	1,57	0	+a	0	0	1,451	1,894
17	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852
18	60	65	11	1,17	+1	+1	-1	-1	1,361	1,849
19	30	65	11	1,96	-1	+1	-1	+1	1,447	2,043
20	60	25	19	1,17	+1	-1	+1	-1	1,342	1,474
21	75	45	15	1,57	+a	0	0	0	1,447	2,935
22	30	65	11	1,17	-1	+1	-1	-1	1,337	1,417
23	15	45	15	1,57	-a	0	0	0	1,280	1,202
24	60	65	19	1,96	+1	+1	+1	+1	1,512	2,587
25	60	25	11	1,96	+1	-1	-1	+1	1,498	3,765
26	30	25	11	1,96	-1	-1	-1	+1	1,422	1,964
27	45	5	15	1,57	0	-a	0	0	1,397	1,760
28	45	45	7	1,57	0	0	-a	0	1,389	2,355
29	60	65	19	1,17	+1	+1	+1	-1	1,345	1,498
30	30	25	19	1,96	-1	-1	+1	+1	1,345	1,397
31	45	45	15	1,57	0	0	0	0	1,460	1,852

Faktorijalni plan na dvije razine	
Aksijalne točke	
Centralne točke	

Regresijskom analizom uz korištenje centralno kompozitnog modela dobivaju se regresijske polinomne jednadžbe za funkcije f_1 i f_2 , kojima se opisuje veza između ulaznih i izlaznih varijabli. Regresijske jednadžbe su oblika:

$$f_1 = j_{vg} / j_{ref} = 0,424 + 0,00446 \cdot \beta_{vg} + 0,00281 \cdot \Theta_{vg} + 0,00281 \cdot \Delta x + 0,7739 \cdot H_{vg} - \\ - 0,000088 \cdot \beta_{vg}^2 - 0,000012 \cdot \Theta_{vg}^2 - 0,001312 \cdot \Delta x^2 - 0,241 \cdot H_{vg}^2 - 0,000028 \cdot \beta_{vg} \cdot \Theta_{vg} + \\ + 0,000331 \cdot \beta_{vg} \cdot \Delta x + 0,001662 \cdot \beta_{vg} \cdot H_{vg} + 0,0048 \cdot \Delta x \cdot H_{vg} \quad (8.5)$$

$$f_2 = f_{vg} / f_{ref} = 1,02 - 0,0732 \cdot \beta_{vg} + 0,000646 \cdot \Theta_{vg} + 0,0436 \cdot \Delta x + 1,92 \cdot H_{vg} + \\ + 0,000189 \cdot \beta_{vg}^2 - 0,0009 \cdot \Delta x^2 - 2,432 \cdot H_{vg}^2 + 0,00126 \cdot \beta_{vg} \cdot \Delta x + 0,0693 \cdot \beta_{vg} \cdot H_{vg} - \\ - 0,0114 \cdot \Delta x \cdot H_{vg} + 0,681 \cdot H_{vg}^3 - 0,001776 \cdot \beta_{vg} \cdot \Delta x \cdot H_{vg} \quad (8.6)$$

8.4. Provjera valjanosti regresijskog modela

Dva su osnovna načina provjere valjanosti regresijskog modela. Prvi je pomoću relativnog pokazatelja mjere reprezentativnosti regresije, odnosno koeficijenta determinacije (R^2), a drugi određivanjem statističke važnosti modela korištenjem analize varijance i određivanja p -vrijednosti.

Koeficijent determinacije R^2 je statistički pokazatelj kojim se određuje preciznost aproksimacije dobivenih vrijednosti podataka putem regresijom dobivenog polinomnog modela. Moguće ga je definirati kao omjer količine varijabilnosti između vrijednosti uzorka iz slučajne varijable opisanog regresijskim modelom i ukupne varijance podataka. Model koji savršeno opisuje skup podataka ima koeficijent determinacije $R^2 = 1$, iz čega slijedi da su regresijski modeli s koeficijentom determinacije bliže vrijednosti 1 u pravilu pouzdaniji. Svi polinomni modeli za koje vrijedi $R^2 > 0,8$ smatraju se zadovoljavajućim [85,86]. Ipak, nedostatak ovakvog načina vrednovanja modela proizlazi iz činjenice da se vrijednost koeficijenta determinacije povećava dodatnim regresijskim članovima (prediktorima), neovisno o tome jesu li utjecajni ili nisu. Prikladniji statistički pokazatelj pouzdanosti regresijskog modela je prilagodljivi koeficijent determinacije (R_{adj}^2), čija se vrijednost povećava jedino ukoliko dodatni članovi poboljšavaju regresijski model.

Analiza varijance je disperzijski test kojim se prihvaća ili opovrgava nulta hipoteza pomoću p -vrijednosti modela. Nakon što je izgrađen model na temelju statističke obrade i pretpostavke nulte hipoteze, određuje se vjerojatnost da su generirane vrijednosti modela jednake uzorku.

Cilj disperzijskog testa jest opovrgavanje nulte hipoteze H_0 , odnosno prihvaćanje alternativne hipoteze H_1 . Testne hipoteze prikazane su u tablici 8.4.

Tablica 8.4. Postavljene testne hipoteze u analizi varijance

HIPOTEZA		POSLJEDICA USVAJANJA
Nulta hipoteza, H_0	Svi regresijski koeficijenti jednaki su nuli	U polinomnoj funkciji ne postoje ekstremne vrijednosti
Alternativna hipoteza, H_1	Barem jedan koeficijent regresije nije jednak nuli	U polinomnoj funkciji postoje ekstremne vrijednosti

Što je p -vrijednost manja, to je vjerojatnije odbacivanje nulte hipoteze. Obično se p -vrijednost uspoređuje s graničnom razinom statističke značajnosti ϑ , koja govori u kojem se postotku dopušta greška odbacivanja nulte hipoteze. Vrijednost statističke značajnosti postavlja se na $\vartheta = 0,05$. To bi značilo da se s vjerojatnošću od 95% tvrdi da je istinita nulta hipoteza i dopušta se vjerojatnost od 5% da se radi o pogrešci. Ako se pomoću testne statistike utvrdi da je p -vrijednost manja od definirane značajnosti ϑ , nulta hipoteza se odbacuje.

Dobivene p -vrijednosti, kao i vrijednosti koeficijenata determinacije R^2 i R_{adj}^2 za predložene regresijske modele u izrazima (8.5) i (8.6) prikazane su u tablici 8.5. S obzirom da se vrijednosti R^2 i R_{adj}^2 nalaze unutar zahtjevanog intervala usklađenosti, zaključuje se da regresijom dobiveni polinomni modeli s velikom točnošću predstavljaju numeričkim putem dobivene odzive funkcija f_1 i f_2 . Dobivena p -vrijednost u oba regresijska modela iznosi 0, čime se nulta hipoteza u potpunosti odbacuje i prihvaća se alternativna hipoteza. Može se zaključiti da polinomni modeli dosljedno opisuju povezanost između odziva i nezavisnih varijabli.

Tablica 8.5. Provjera valjanosti regresijskih modela s obzirom na koeficijente determinacije i p -vrijednost

Regresijski modeli		R^2	R_{adj}^2	p -vrijednost
$f_1 = j_{vg}/j_{ref}$	(8.5)	0,975	0,885	0
$f_2 = f_{vg}/f_{ref}$	(8.6)	0,989	0,911	0

8.5. Postavke genetskog algoritma

Genetski algoritam, predložen od strane Hollanda [87], svrstava se u skupinu metaheurističkih algoritamskih koncepata čiji je temeljni zadatak usmjeravanje problemskih heuristika, tj. postupaka koje vode do rješenja, prema području u domeni svih rješenja gdje se nalaze ona optimalna. U konceptu genetskog algoritma sinonim za jedinku predstavlja kromosom. Za svaku se jedinku određuje njezina dobrota (eng. *fitness*), na način da joj se odredi vrijednost funkcije u onoj točki koju ta jedinka predstavlja. Svaka točka u optimizacijskom problemu cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s generatorima vrtloga sadrži jedinstvenu kombinaciju promjenjivih parametara, što se vektorski može zapisati kao $\vec{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4) = (\beta_{vg}, \Theta_{vg}, \Delta x, H_{vg})$. Uz pretpostavku da se rješava minimizacijski problem za funkciju dobrote oblika $\min f(\vec{x})$, uz zadovoljavanje ograničenja $x \in [dg_i, gg_i]$ gdje „dg“ predstavlja donju granicu intervala, a „gg“ gornju granicu intervala, promatrana jedinka bit će lošije rangirana što je vrijednost funkcije veća. Ukoliko se traži maksimum funkcije, ekvivalentan je problem riješiti optimizacijski problem oblika $\min (-f(\vec{x}))$.

Za izvođenje postupka optimizacije upotrijebljen je modul *Optimization Tool* s implementiranim genetskim algoritmom, koji pripada računalnom paketu Matlab [88]. Nakon unosa regresijskih funkcija unutar programa Matlab, izvodi se postupak optimizacije u svrhu pronalaska takvog seta geometrijskih parametara koji će rezultirati najvećim vrijednostima funkcija cilja $F_1 = f_1$ i $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$, za definirana ograničenja i pogonske uvjete. Prije pokretanja genetskog algoritma potrebno je definirati operatore te zaustavne kriterije genetskog algoritma, koji su u ovom radu odabrani na temelju preporuka iz literature [89,90], a prikazani su u tablici 8.6.

Tablica 8.6. Postavke genetskog algoritma

Tip populacije	vektorski zapis (prikaz kromosoma s pomičnom točkom dvostruke preciznosti)
Veličina populacije	200
Funkcija kreiranja populacije	Jednolika (eng. <i>Uniform</i>)
Funkcija skaliranja	Rangirajuća (eng. <i>Rank</i>)
Selekcija	Proporcionalna (eng. <i>Roulette</i>)
Elitizam	2
Mutacija	Adaptivno podesiva (eng. <i>Adaptive Feasible</i>)
Križanje	Aritmetičko (eng. <i>Arithmetic</i>)
Zaustavni kriteriji	
Broj generacija	800
Broj uzastopnih generacija s nepromijenjenim rješenjem	50
Kriterij konvergencije	$1 \cdot 10^{-7}$

Funkcija kojom se kreira populacija je jednolika. To znači da se stvara slučajna početna populacija jedinki s jednakom vjerojatnošću nastanka. Proporcionalna selekcija svakom rješenju u populaciji jedinki pridružuje vjerojatnost odabira koja je proporcionalna dobroti rješenja. Elitizam kod genetskog algoritma označava svojstvo algoritma kojim se jamči da najbolje pronađeno rješenje ne može biti izgubljeno, odnosno može nestati iz populacije rješenja samo ako ga zamijeni još bolje rješenje. Algoritam odabire dvije najbolje jedinke iz svake populacije koje se prenose u iduću generaciju. Kod adaptivno podesive mutacije slučajno se generiraju smjerovi mutacije koji su prilagodljivi ovisno o prethodnoj uspješnoj ili neuspješnoj generaciji. Aritmetičkim križanjem stvaraju se dva potomka, pri čemu svaka komponenta potomka postaje linearna kombinacija komponenata roditelja. Generacija predstavlja korak iteracije, te se u svakom koraku promatra populacija koja se sastoji od određenog broja jedinki. Zaustavni kriteriji određuju kakvi će biti uzroci zaustavljanja algoritma. Broj generacija određuje dozvoljeni broj iteracija u izvođenju genetskog algoritma. Prilikom izračunavanja funkcije dobrote svake jedinke odabire se ona najbolja u generaciji. Algoritam se završava ukoliko je relativna promjena vrijednosti između najboljih jedinki u 50 uzastopnih generacija unutar zadanog kriterija od $1 \cdot 10^{-7}$.

8.6. Rezultati optimizacijskog postupka

8.6.1. Optimizacija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka

Optimizacijska funkcija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka za odziv ima omjer vrijednosti Colburnovih faktora j izmjenjivača topline s generatorima vrtloga i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamela ($F_1 = f_1 = j_{vg}/j_{ref}$). Optimalne vrijednosti razmatranih geometrijskih parametara za analiziranu funkciju cilja prikazane su u tablici 8.7. Za optimalnu konfiguraciju generatora vrtloga povećanje Colburnovog faktora j iznosi 53,1% u odnosu na referentni izmjenjivač topline s ravnim lamelama.

Tablica 8.7. Optimalne vrijednosti geometrijskih parametara za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka

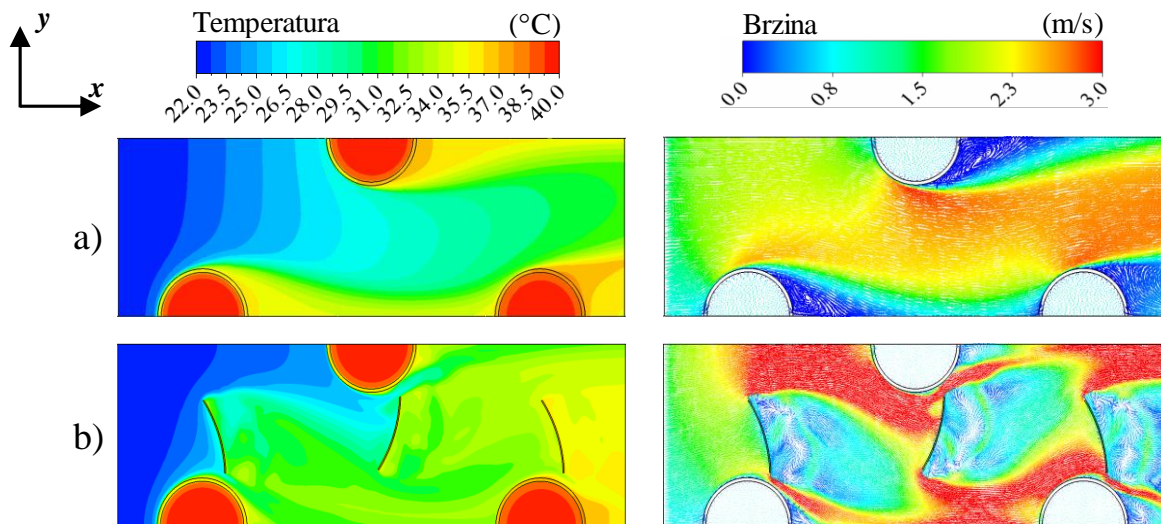
Geometrijski parametar	Optimalna vrijednost
Upadni kut generatora vrtloga (β_{vg}) [°]	72,76
Kut zakrivljenosti generatora vrtloga (Θ_{vg}) [°]	32,19
Aksijalna pozicija u smjeru osi x (Δx) [mm]	17,73
Visina generatora vrtloga (H_{vg}) [mm]	2,03
Optimizacijska funkcija	
$F_1 = j_{vg}/j_{ref}$	1,531

Provjera pouzdanosti optimalnog rješenja dobivenog genetskim algoritmom vrši se usporedbom s numeričkim rezultatima za vrijednosti geometrijskih parametara koje su sadržane u tablici 8.7. Iz tablice 8.8 vidljivo je vrlo dobro slaganje rezultata za optimizacijsku funkciju F_1 dobivenih genetskim algoritmom i na temelju numeričkog proračuna, s relativnim odstupanjem od 0,33%.

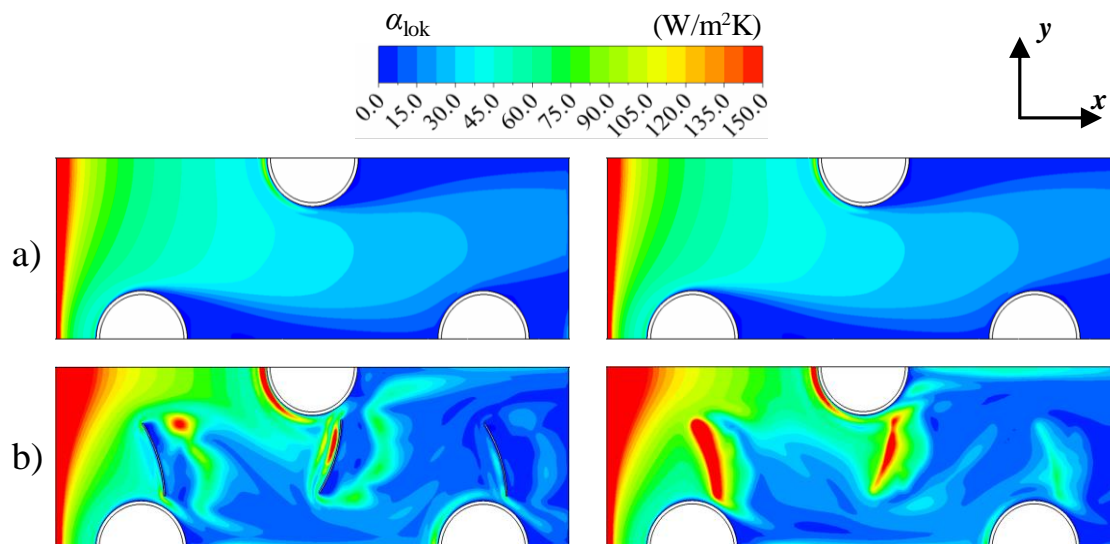
Tablica 8.8. Usporedba numeričkih rezultata i rezultata genetskog algoritma za optimizacijsku funkciju F_1

Metoda	$F_1 = j_{vg}/j_{ref}$
Genetski algoritam	1,531
Numerički proračun	1,536
Relativno odstupanje (%)	0,33

Na slikama 8.2 i 8.3 prikazane su usporedbe raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini između susjednih lamela, kao i usporedbe lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje i gornje lamele za referentnu i optimalnu konfiguraciju cijevnog lamelnog izmjenjivača topline.



Slika 8.2. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$



Slika 8.3. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

Optimalnom geometrijom značajno se smanjuje recirkulacijska zona iza cijevi, što doprinosi intenzivnijoj izmjeni topline. Prijelaz topline pojačan je i u zonama generatora vrtloga kao

posljedica vrtložnih pojava kojima se pospješuje miješanje i obnavlja granični sloj uz lamelu. Za slučaj optimalne geometrije vidljiva su područja većih brzina zraka uz drugi i treći red cijevi što uzrokuje veće gradijente tlaka po plaštu cijevi te formiranje intenzivnijih vrtloga u obliku potkove (eng. *horseshoe vortices*), kojima se dodatno poboljšava izmjena topline.

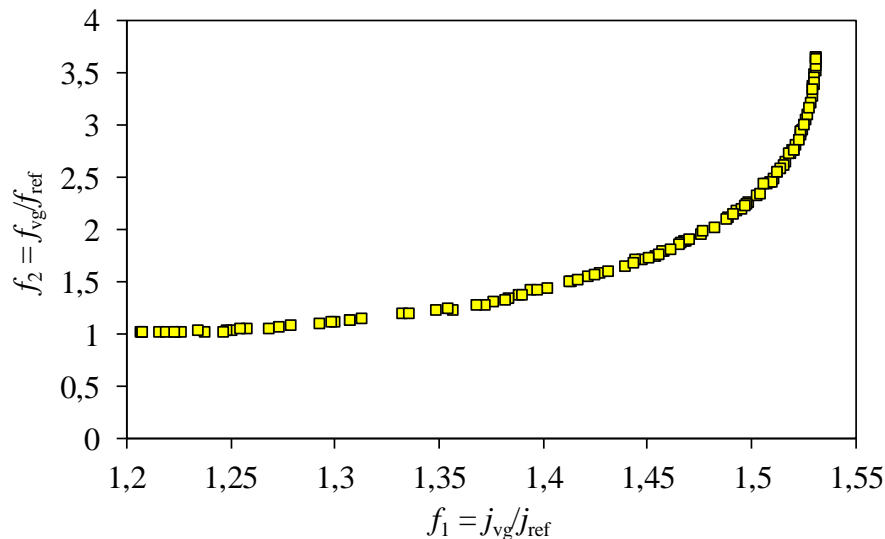
8.6.2. Optimizacija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka

Optimizacija s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka temelji se na uvođenju direktne usporedivosti dva rješenja. Za slučaj cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s generatorima vrtloga cilj je dobiti što veći Colburnov faktor j naspram smanjenog faktora trenja f . Takav kriterij često je kontradiktoran, jer je povećanje izmjene topline u pravilu povezano s većim otporima strujanju, a time i većim padovima tlaka. Kod ovakvog problema potrebno je ponuditi više mogućih optimalnih rješenja, odnosno definirati globalni pareto-optimalni skup rješenja. U svakom skupu rješenja s kojim optimizacijski algoritam radi moguće je za svaki par rješenja iz tog skupa provjeriti dominira li koje od rješenja nad drugim rješenjem. Time čitav skup možemo podijeliti u dva podskupa, rješenja nad kojima niti jedan član ne dominira te preostala rješenja koja su dominantnija od barem jednog rješenja unutar istog podskupa. Globalni pareto-optimalan skup predstavlja podskup unutar skupa rješenja koji se sastoji od rješenja nad kojima niti jedno rješenje ne dominira.

Za određivanje pareto-optimalnog skupa rješenja suprostavljene su dvije funkcije:

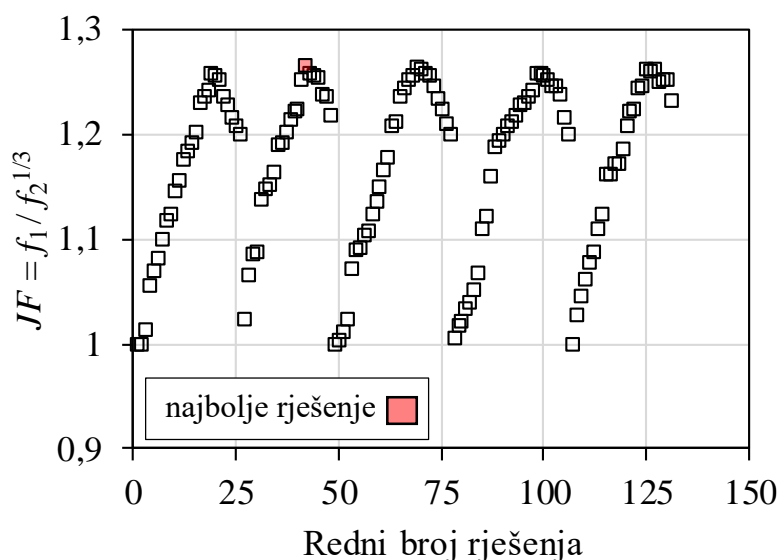
- funkcija f_1 , koja je ujedno i funkcija cilja F_1 te predstavlja omjer Colburnovih faktora j izmjenjivača topline s generatorima vrtloga i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama,
- funkcija f_2 , sadržana u funkciji cilja F_2 , koja predstavlja omjer faktora trenja f izmjenjivača topline s generatorima vrtloga i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama.

Ostvareni skup najboljih rješenja prikazan je pareto frontom na slici 8.4.



Slika 8.4. Pareto-optimalan skup rješenja

Cilj je pronalazak odgovarajuće kombinacije geometrijskih parametara generatora vrtloga za koju će vrijednost funkcije cilja F_2 , u kojoj su sadržane suprostavljene funkcije f_1 i f_2 kroz izraz $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$, biti najveća. Kako bi se odabralo optimalno rješenje, na slici 8.5 je prikazana usporedba skupa pareto rješenja za optimizacijsku funkciju $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$. Usporedbom ponuđenog skupa rješenja, vidljivo je da se za rješenje pod rednim brojem 42 ostvaruje najveći JF faktor, odnosno najveća vrijednost funkcije cilja F_2 , te se ono izdvaja iz skupa svih rješenja kao najbolje. Vrijednosti analiziranih geometrijskih parametara za optimalno rješenje prikazane su u tablici 8.9. Za optimalnu konfiguraciju generatora vrtloga povećanje JF faktora iznosi 26,5%.



Slika 8.5. Usporedba JF faktora za dobiveni skup rješenja iz pareto fronte

Tablica 8.9. Optimalne vrijednosti geometrijskih parametara za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka

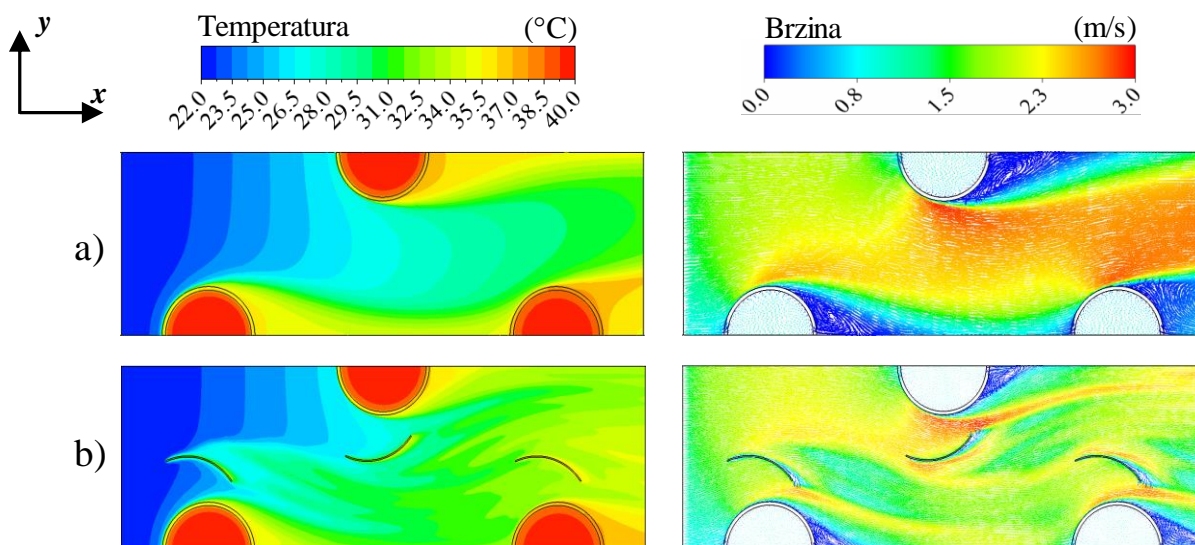
Geometrijski parametar	Optimalna vrijednost
Upadni kut generatora vrtloga (β_{vg}) [°]	16,21
Kut zakrivljenosti generatora vrtloga (Θ_{vg}) [°]	80,46
Aksijalna pozicija u smjeru osi x (Δx) [mm]	13,95
Visina generatora vrtloga (H_{vg}) [mm]	1,36
Optimizacijska funkcija	
$F_2 = f_1/f_2^{1/3} = (j_{vg}/j_{ref})/(f_{vg}/f_{ref})^{1/3}$	1,265

Pouzdanost optimalnog rješenja dobivenog genetskim algoritmom provjerena je usporedbom s numeričkim rezultatima za vrijednosti geometrijskih parametara koje su sadržane u tablici 8.9. Iz tablice 8.10 utvrđeno je dobro slaganje rezultata dobivenih genetskim algoritmom i rezultata izračunatih na temelju numeričkog proračuna za funkcije f_1 i f_2 te optimizacijsku funkciju $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$.

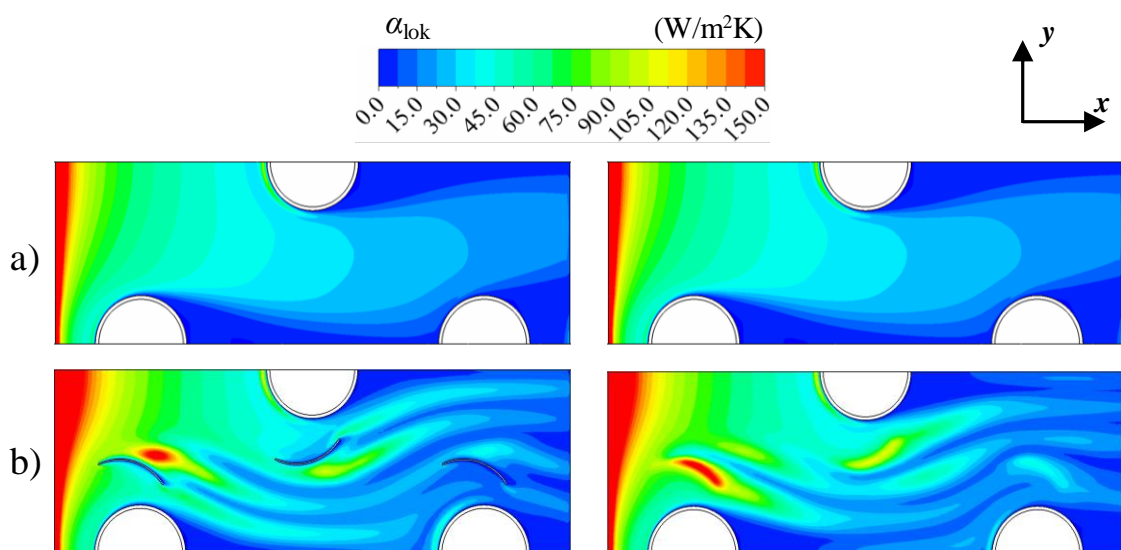
Tablica 8.10. Usporedba numeričkih rezultata i rezultata genetskog algoritma za optimizacijsku funkciju $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$

Metoda	$f_1 = j_{vg}/j_{ref}$	$f_2 = f_{vg}/f_{ref}$	$F_2 = f_1/f_2^{1/3}$
Genetski algoritam	1,356	1,235	1,265
Numerički proračun	1,362	1,265	1,260
Relativno odstupanje (%)	0,48	2,43	0,39

U konačnici su na slikama 8.6 i 8.7 prikazane usporedbe raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini između susjednih lamela, kao i usporedbe lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje i gornje lamele za referentnu i optimalnu konfiguraciju cijevnog lamelnog izmjenjivača topline kojom se postiže najveće povećanje JF faktora, pri čemu se istovremeno razmatraju i izmijenjeni toplinski tok i pad tlaka.



Slika 8.6. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$



Slika 8.7. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{v,ul} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $w_{z,ul} = 1,03 \text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76 \text{ m/s}$

Usporedbom s referentnim izmjenjivačem topline s ravnim lamelama, uočeno je značajno poboljšanje definiranih kriterija ocjene učinkovitosti u optimalnim konfiguracijama, dobivenim za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka i funkciju koja za cilj ima povećanje izmijenjenog toplinskog toka, uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka. S ciljem

povećanja izmijenjenog toplinskog toka, optimalnom se konfiguracijom postiže 53,1% veća izmjena topline unutar izmjenjivača topline s generatorima vrtloga u odnosu na referentni izmjenjivač topline. S ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka, a istovremeno uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka, optimalnom se konfiguracijom postiže povećanje JF faktora od 26,5%.

Iz rezultata optimizacije može se zaključiti da se optimalne vrijednosti geometrijskih parametara generatora vrtloga razlikuju ovisno o postavljenom zahtjevu. Optimalni set vrijednosti razmatranih geometrijskih parametara za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka iznosi: upadni kut generatora vrtloga $\beta_{vg} = 72,76^\circ$, kut zakrivljenosti generatora vrtloga $\Theta_{vg} = 32,19^\circ$, aksijalna pozicija u smjeru osi x $\Delta x = 17,73$ mm, visina generatora vrtloga $H_{vg} = 2,03$ mm; dok se za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka dobiva znatno drugačiji optimalni set vrijednosti geometrijskih parametara: upadni kut generatora vrtloga $\beta_{vg} = 16,21^\circ$, kut zakrivljenosti generatora vrtloga $\Theta_{vg} = 80,46^\circ$, aksijalna pozicija u smjeru osi x $\Delta x = 13,95$ mm, visina generatora vrtloga $H_{vg} = 1,36$ mm. Moguće je stoga zaključiti da se postupak optimizacije treba zasnivati na jasnom definiranju zahtjeva u radu izmjenjivača topline.

9. ZAKLJUČAK

Provedena istraživanja u okviru izrade ove disertacije obuhvatila su numeričke analize utjecaja geometrijskih parametara unakrsnog cijevnog lamelnog izmjenjivača topline zrak-voda s generatorima vrtloga na izmjenu topline i karakteristike strujanja. Mehanizam izmjene topline u razmatranom tipu cijevnog lamelnog izmjenjivača topline složeni je fizikalni proces kojim se obuhvaća problem izmjene topline putem prisilne konvekcije između vode i unutarnje površine stijenke cijevi, provođenja topline kroz krute stijenke cijevi i lamela te prisilne konvekcije na strani zraka koji struji između lamela postavljenih poprečno na cijevni snop.

Temelj provedene analize je definirani stacionarni trodimenzijski matematički model primijenjen na problem strujanja i prijelaza topline. Matematički model opisan je sustavom parcijalnih diferencijalnih jednadžbi i rubnim uvjetima. Postavljeni matematički model riješen je numerički, primjenom metode kontrolnih volumena i korištenjem računalnog programskog paketa Ansys Fluent. Izobraženo strujanje vode u cijevima lamelnih izmjenjivača topline definira se primjenom iteracijskog postupka za proračun potpuno razvijenog profila strujanja vode na njezinim ulaznim granicama. U tu je svrhu izvorni računalni program nadograđen ugradnjom korisnički definirane funkcije. Dobivene raspodjele brzina na ulaznim granicama vode uspoređene su s eksperimentalnim podacima iz literature te je utvrđeno dobro slaganje rezultata.

Eksperimentalna istraživanja vršena su na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak-voda s ravnim lamelama u Laboratoriju za toplinska mjerenja na Tehničkom fakultetu. Testni izmjenjivač topline ugrađen je u postojeći ispitni sustav. Ispitna zona izmjenjivača topline opremljena je pripadajućim mjernim osjetnicima za mjerenje temperatura, brzina i pada tlaka. Svi osjetnici povezani su sa sustavom za prikupljanje, obradu i pohranu podataka mjerenja. Rezultati eksperimentalnog istraživanja poslužili su za provjeru valjanosti matematičkog modela i numeričkog postupka.

Istražen je utjecaj ulaznog rubnog uvjeta na strani vode na karakteristike strujanja i izmjene topline. Uspoređeni su rezultati numeričkih proračuna modela s rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode na ulazu, modela s rubnim uvjetom jednolikih raspodjela temperatura i brzina vode na ulazu te modela kojim se u potpunosti zanemaruju toplinski otpori na strani vode postavljanjem rubnog uvjeta konstantne temperature unutarnje površine stijenke cijevi. Zaključeno je da način tretiranja rubnog uvjeta na ulaznim granicama poddomene vode

značajno utječe na vrijednosti izlaznih temperatura zraka i prosječnog koeficijenta prolaza topline, osobito pri većim omjerima toplinskih kapaciteta zraka i vode, dok je utjecaj rubnih uvjeta na karakteristike strujanja zraka, u vidu pada tlaka, zanemariv. Na temelju usporedbi prosječnih izlaznih temperatura zraka, padova tlaka na strani zraka te prosječnih koeficijenata prolaza topline zaključeno je da se pomoću definiranog matematičkog modela s ulaznim rubnim uvjetom potpuno razvijenog profila strujanja vode postiže najbolje slaganje numeričkih i eksperimentalnih rezultata.

Postavljeni matematički model i razvijeni numerički postupak primijenjen je na proračun izmjene topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s generatorima vrtloga. Temeljem usporedbe karakteristika strujanja i izmjene topline u izmjenjivačima topline s različitim konstrukcijskim oblicima generatora vrtloga, prikladnom je utvrđena izvedba s pravokutnim krilcima. Uslijedila je numerička analiza utjecaja geometrijskih parametara generatora vrtloga u obliku pravokutnih krilca na učinkovitost izmjenjivača topline. Ispitan je utjecaj upadnog kuta prema strujnicama zraka, kuta zakrivljenosti, aksijalnih pozicija u smjerovima osi x i y , visine, duljine te debljine generatora vrtloga. Iz rezultata numeričkih analiza odabrana su četiri najutjecajnije parametara, za koje je potom proveden postupak optimizacije genetskim algoritmom s obzirom na postavljene ciljeve, tj. povećanje izmijenjenog toplinskog toka te povećanje izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka. S ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka, s optimalnom konfiguracijom geometrijskih parametara generatora vrtloga ostvarena je 53,1% veća izmjena topline u odnosu na referentni izmjenjivač topline s ravnim lamelama, dok je s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka povećanje JF faktora izmjenjivača topline s optimalnom konfiguracijom geometrijskih parametara generatora vrtloga iznosilo 26,5%.

Nastavak istraživanja u ovom području obuhvatit će ispitivanja primjenjivosti generatora vrtloga na ostale vrste lamela, poput valovitih lamela ili lamela s prorezima, kao i na različite konstrukcijske tipove izmjenjivača topline. Također, u nastavku istraživanja planiraju se istražiti novi oblici generatora vrloga, kojima bi se postiglo dodatno povećanje učinkovitosti cijevnih lamelnih izmjenjivača topline.

Literatura

- [1] Ahmed, H.E.: *An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, (8), 5951-5993, 2012.
- [2] Awais, M.; Bhuiyan, A.: *Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review*, International Journal of Heat and Mass Transfer 127, Part C, 359-380, 2018.
- [3] Allison, C.B.; Dally, B.B.: *Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 50, (25-26), 5065-5072, 2007.
- [4] Jacobi, A.M.; Shah, R.K.: *Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress*, Experimental Thermal and Fluid Science 11, (3), 295-309, 1995.
- [5] Chimres, N.; Wongwises, S.: *A Critical Review of the Prominent Method of Heat Transfer Enhancement for the Fin-and-Tube Heat Exchanger by Interrupted Fin Surface: The Vortex Generators Approach*, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration 26, (3), 1830001, 2018.
- [6] Tepe, A.U.: *Heat transfer enhancement of fin-tube heat exchangers using punched triangular ramp vortex generator on the fin surface*, International Journal of Heat and Mass Transfer 174, 121326, 2021.
- [7] Lin, Z.M.; Liu, C.P.; Lin, M.; Wang, L.B.: *Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators*, Applied Thermal Engineering 88, (5), 198-210, 2015.
- [8] Edwards, F.J.; Alker, C.J.R.: *The Improvement of Forced Convection Surface Heat Transfer Using Surface Protrusions in the Form of (A) Cubes and (B) Vortex Generators*, Proc. Fifth International Heat Transfer Conference 2, 244-248, 1974.
- [9] Fiebig, M.; Mitra, N.K.; Dong, Y.: *Simultaneous heat transfer enhancement and flow loss reduction of fin-tubes*, Proc. Ninth International Heat Transfer Conference 4, 51-56, 1990.
- [10] Biswas, G.; Mitra, N.K.; Fiebig, M.: *Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators*, International Journal of Heat and Mass Transfer 37, (2), 283-291, 1994.
- [11] He, Y.L.; Han, H.; Tao, W.Q.; Zhang, Y.W.: *Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 55, (21-22), 5449-5458, 2012.

- [12] Hwang, S.W.; Kim, D.H.; Min, J.K.; Jeong, J.H.: *CFD analysis of fin tube heat exchanger with a pair of delta winglet vortex generators*, Journal of Mechanical Science and Technology 26, (9), 2949-2958, 2012.
- [13] Wu, J.M.; Tao, W.Q.: *Investigation on laminar convection heat transfer in fin-and-tube heat exchanger in aligned arrangement with longitudinal vortex generator from the viewpoint of field synergy principle*, Applied Thermal Engineering 27, (14-15), 2609-2617, 2007.
- [14] Salviano, L.O.; Dezan, D.J.; Yanagihara, J.I.: *Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response Surface Methodology and Direct Optimization*, International Journal of Heat and Mass Transfer 82, 373-387, 2015.
- [15] Awais, M.; Bhuiyan, A.A.: *Enhancement of thermal and hydraulic performance of compact finned-tube heat exchanger using vortex generators (VGs): A parametric study*, International Journal of Thermal Sciences 140, 154-166, 2019.
- [16] Song, K.W.; Tagawa, T.: *The optimal arrangement of vortex generators for best heat transfer enhancement in flat-tube-fin heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 132, 355-367, 2018.
- [17] Torii, K.; Kwak, K.M.; Nishino, K.: *Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, (18), 3795-3801, 2002.
- [18] Wu, J.M.; Zhang, C.H.; Wang, Y.: *Experimental study on the performance of a novel fin-tube air heat exchanger with punched longitudinal vortex generators*, Energy Conversion and Management 57, 42-48, 2012.
- [19] Song, K.W.; Xi, Z.P.; Su, M.; Wang, L.C.; Wu, X.; Wang, L.B.: *Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science 82, 8-18, 2017.
- [20] Shi, W.; Liu, T.; Song, K.; Zhang, Q.; Hu, W.; Wang, L.: *The optimal longitudinal location of curved winglets for better thermal performance of a finned-tube heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 167, 107035, 2021.
- [21] Sinha, A.; Chattopadhyay, H.; Iyengar, A.K.; Biswas, G.: *Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators*, International Journal of Heat and Mass Transfer 101, 667-681, 2016.
- [22] Sarangi, S.K.; Mishra, D.P.: *Effect of winglet location on heat transfer of a fin-and-tube heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 116, 528-540, 2017.
- [23] Qian, Z.; Wang, Q.; Cheng, J.: *Analysis of heat and resistance performance of plate fin-and-tube heat exchanger with rectangle-winglet vortex generator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 124, 1198-1211, 2018.

- [24] Naik, H.; Tiwari, S.: *Thermal performance analysis of fin-tube heat exchanger with staggered tube arrangement in presence of rectangular winglet pairs*, International Journal of Thermal Sciences 161, 106723, 2021.
- [25] Gong, J.; Min, C.; Qi, C.; Wang, E.; Tian, L.: *Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators*, International Communications in Heat and Mass Transfer 43, 53-56, 2013.
- [26] Delač, B.; Trp, A.; Lenić, K.: *Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators*, International Journal of Heat and Mass Transfer 78, 662-669, 2014.
- [27] Modi, A.J.; Rathod, M.K.: *Experimental investigation of heat transfer enhancement and pressure drop of fin-and-circular tube heat exchangers with modified rectangular winglet vortex generator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 180, 122742, 2022.
- [28] Naik, H.; Harikrishnan, S.; Tiwari, S.: *Numerical investigations on heat transfer characteristics of curved rectangular winglet placed in a channel*, International Journal of Thermal Sciences 129, 489-503, 2018.
- [29] Xie, J.; Lee, H.M.: *Thermo-Hydraulic Performance of a Fin-and-Tube Heat Exchanger with Differently Configured Curved-Rectangular Vortex Generators*, Heat Transfer Engineering 43, (1), 63-82, 2020.
- [30] Modi, A.J.; Rathod, M.K.: *Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 141, 310-326, 2019.
- [31] Wu, J.; Liu, P.; Yu, M.; Liu, Z.; Liu, W.: *Thermo-hydraulic performance and exergy analysis of a fin-and-tube heat exchanger with sinusoidal wavy winglet type vortex generators*, International Journal of Thermal Sciences 172, 107274, 2022.
- [32] Xie, J.; Lee, H.M.: *Thermo-Hydraulic Performance of a Fin-and-Tube Heat Exchanger with Differently Configured Curved-Rectangular Vortex Generators*, Heat Transfer Engineering 43, (1), 63-82, 2022.
- [33] Zhang, Y.H.; Wu, X.; Wang, L.B.; Song, K.W.; Dong, Y.X.; Liu, S.: *Comparison of heat transfer performance of tube bank fin with mounted vortex generators to tube bank fin with punched vortex generators*, Experimental Thermal and Fluid Science 33, (1), 58-66, 2008.
- [34] Salviano, L.O.; Dezan, D.J.; Yanagihara, I.: *Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators*, Applied Thermal Engineering 95, (25), 311-329, 2016.
- [35] Esmailzadeh, A.; Amanifard, N.; Deylami, H.M.: *Comparison of simple and curved trapezoidal longitudinal vortex generators for optimum flow characteristics and heat transfer augmentation in a heat exchanger*, Applied Thermal Engineering 125, 1414-1425, 2017.

- [36] Chimres, N.; Wang, C.C.; Wongwises, S.: *Effect of elliptical winglet on the air-side performance of fin-and-tube heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 123, 583-599, 2018.
- [37] Chimres, N.; Wang, C.C.; Wongwises, S.: *Optimal design of the semi-dimple vortex generator in the fin and tube heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 120, 1173-1186, 2018.
- [38] Hui, H.; Shaowei, S.; Li, S.; Yuxing, L.; Shuo, W.: *Numerical study of thermal and flow characteristics for a fin-and-tube heat exchanger with arc winglet type vortex generators*, International Journal of Refrigeration 98, 61-69, 2019.
- [39] Li, L.; Du, X.; Zhang, Y.; Yang, L.; Yang, Y.: *Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators*, International Journal of Thermal Sciences 92, 85-96, 2015.
- [40] Hu, W.; Wang, L.; Guan, Y.; Hu, W.: *The effect of shape of winglet vortex generator on the thermal-hydrodynamic performance of a circular tube bank fin heat exchanger*, Heat and Mass Transfer 53, 2961-2973, 2017.
- [41] Mardikus, S.; Prabowo, P.S.; Putra, V.T.; Ekaputra, M.W.; Burlakovs, J.: *3D Simulative Investigation of Heat Transfer Enhancement Using Three Vortex Generator Types Surrounding Tube in Plate Fin Heat Exchanger*, E3S Web of Conferences 130, 01027, 2019.
- [42] Tang, L.H.; Chu, W.X.; Ahmed, N.; Zeng, M.: *A new configuration of winglet longitudinal vortex generator to enhance heat transfer in a rectangular channel*, Applied Thermal Engineering 104, 74-84, 2016.
- [43] Kays, W.M.; London, A.L.: *Compact Heat Exchangers (Third Edition)*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.
- [44] Kumar, A.; Joshi, J.B.; Nayak, A.K.: *A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations*, International Journal of Heat and Mass Transfer 109, 336-356, 2017.
- [45] Wu, H.L.; Gong, Y.; Zhu, X.: *Air Flow and Heat Transfer in Louver-Fin Round-Tube Heat Exchangers*, Journal of Heat Transfer 129, (2), 200-210, 2007.
- [46] Borrajo-Peláz, R.; Ortega-Casanova, J.; Cejudo-López, J.M.: *A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger*, Applied Thermal Engineering 30, (13), 1608-1615, 2010.
- [47] Wang, Y.; Wang, L.C.; Lin, Z.M.; Yao, Y.H.; Wang, L.B.: *The condition requiring conjugate numerical method in study of heat transfer characteristics of tube bank fin heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 55, (9-10), 2353-2364, 2012.
- [48] Oberbeck, A.: *Ueber die Wärmeleitung der Flüssigkeiten bei Berücksichtigung der Strömungen infolge von Temperaturdifferenzen*, Annual Reveiw of Physical Chemistry, Neue Folge 7, 271-292, 1879.

- [49] Menter, F.R.: *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA Journal 32, (8), 1598-1605, 1994.
- [50] Wilcox, D. C.: *Reassessment of the Scale-determining Equation for Advanced Turbulence Models*, AIAA Journal 26, (11), 1299–1310, 1988.
- [51] Launder, B. E.; Spalding, D. B.: *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, (2), 269–289, 1974.
- [52] Wang, P.; Jiang, J.; Li, S.; Luo, X.; Wang, S.; Zhao W.: *An investigation of influence factor including different tube bundles on inclined elliptical fin-tube heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 142, 118448, 2019.
- [53] Lotfi, B.; Sundén, B.: *Development of new finned tube heat exchanger: Innovative tube-bank design and thermohydraulic performance*, Heat Transfer Engineering 41, (14), 1209-1231, 2020.
- [54] Sarangi, S.K.; Mishra, D.P.; Ramachandran, H.; Anand, N.; Masih, V.; Brar, L.S.: *Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a compact heat exchanger*, Applied Thermal Engineering 182, 116088, 2021.
- [55] Lindqvist, K.; Skaugen, G.; Meyer, O.H.H.: *Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model*, Applied Thermal Engineering 189, 116669, 2021.
- [56] Sparrow, E.M.; Gorman, J.M.; Abraham, J.P.; Minkowycz, W.: *Chapter One - Validation of Turbulence Models for Numerical Simulation of Fluid Flow and Convective Heat Transfer*, Advances in Heat Transfer 49, 1-35, 2017.
- [57] ANSYS/Fluent *User Guide Version 18.2*, ANSYS Incorporated, 2018.
- [58] Vlahostergios, Z.; Missirlis, D.; Flouros, M.; Albanakis, C.; Yakinthos, K.: *Effect of turbulence intensity on the pressure drop and heat transfer in a staggered tube bundle heat exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science 60, 75-82, 2015.
- [59] Pope, S.B.: *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, 2000.
- [60] Versteeg, H.K.; Malalasekera, W.: *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, second ed., Pearson, Harlow, 2007.
- [61] Zhang, L.B.: *A second-order upwinding finite difference scheme for the steady Navier-Stokes equations in primitive variables in a driven cavity with a multigrid solver*, Mathematical modelling and numerical analysis 24, (1), 133-150, 1990.
- [62] Patankar, S.V.; Spalding, D.B.: *A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows*, International Journal of Heat and Mass Transfer 15, (10), 1787-1806, 1972.
- [63] *ANSYS Meshing Advanced Techniques*, PADT Lunch & Learn Series, ANSYS Confidential, 2017.

- [64] Cengel, Y.A.; Cimbala, J.M.: *Fluid Mechanics; Fundamentals and applications (4th edition)*, McGraw-Hill Education, 2017.
- [65] Toonder, J.M.J.; Nieuwstadt, F.T.M.: *Reynolds number effects in a turbulent pipe flow for low to moderate Re*, Physics of Fluids 9, (11), 3398-3409, 1997.
- [66] *GrayWolf Sensing Solutions*, Shelton, USA, 2016.
- [67] *Multical 403 data sheet*, Kamstrup 2014.
- [68] *LabVIEW 2015*, National Instruments: Austin, Texas, USA, 2015.
- [69] Genic, S.B.; Jacimovic, B.M.; Jaric, M.S.; Budimir, N.J.; Dobrnjac, M.M.: *Research on the shell-side thermal performances of heat exchangers with helical tube coils*, International Journal of Heat and Mass Transfer 55, (15-16), 4295-4300, 2012.
- [70] Naphon, N.: *Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins*, International Communications in Heat and Mass Transfer 34, (3), 321-330, 2007.
- [71] ASME PTC 30-1991, *ASME performance test codes - Code on air cooled heat exchangers (1991)*.
- [72] Tatara, R.A.; Lupia, G.M.: *Assessing heat exchanger performance data using temperature measurement uncertainty*, International Journal of Engineering, Science and Technology 3, (8), 1-12, 2011.
- [73] Taylor, C.: *Measurement of finned-tube heat exchanger performance*, Doctoral Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
- [74] ESDU 86018, *Effectiveness - NTU Relationships for the Design and Performance Evaluation of Two-Stream Heat Exchangers (1991)*; Engineering Science Data Unit 86018 with amendment A, July, 92-107, ESDU International plc, London
- [75] *Parr 6775 Digital Thermometer, Operating Instructions Manual*, Parr Instrument Company, 2008.
- [76] Wolberg, J.: *Data Analysis Using the Method of Least Squares*, Springer, Germany, 2006.
- [77] Lenić, K.: *Analiza izmjene topline i tvari pri stvaranju leda na lamelnim izmjenjivačima topline*, doktorska disertacija, 2006.
- [78] Mihailović, M.; Milovančević, U.; Genić, S.; Jačimović, B.M.: *Air side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers*, Experimental Heat Transfer 33, (4), 388-399, 2020.
- [79] Shah, R.K.; Sekulic, D.P.: *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [80] McAdams, W.H.: *Heat Transmission (2nd edition)*, McGraw-Hill, New York, 1942.

- [81] Sherbini, A.I.E.; Joardar, A.; Jacobi, A.M.: *Modified Wilson-Plot Technique for Heat Exchanger Performance: Strategies for Minimizing Uncertainty in Data Reduction*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 627, 2004.
- [82] Schmidt, T.E.: *Heat transfer calculations for extended surfaces*, Refrigerating Engineering 57, (4), 351–357, 1949.
- [83] Yun, J.Y.; Lee, K.S.: *Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat transfer with slit fins*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43, (14), 2529-2539, 2000.
- [84] Box, G.E.P.; Wilson, K.B.: *On the Experimental Attainment of Optimum Conditions (with discussion)*, Journal of the Royal Statistical Society, Series B, 13 (1), 1-45.
- [85] Moore, D.; Notz, W.I.; Flinger, M.A.: *The Basic Practice of Statistics (6th edition)*, W.H. Freeman and Company, New York, 2013.
- [86] Chicco, D.; Warrens, M.J.; Jurman, G.: *The coefficient of determination R-squared is more informative than SMAPE, MAE, MAPE, MSE and RMSE in regression analysis evaluation*, PeerJ Computer Science, 34307865, 2021.
- [87] Holland, J.H.: *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.
- [88] MATHWORKS, MATLAB. Matrix Laboratory, 2016.
- [89] Dao S.D.; Abhary K.; Marian R.: *Maximising performance of genetic algorithm solver in Matlab*, Engineering Letters 24, (1), 75-83, 2016.
- [90] Son D.D.; Abhary K.; Marin R.: *An improved structure of genetic algorithm for global optimisation*, Progress in Artificial Intelligence 5, 155-163, 2016.

Popis oznaka

Latinični simboli:

A	površina, m^2
a	toplinska difuzivnost, m^2/s koeficijent u jednadžbi diskretizacije
b	izvorni član
C	konstanta u Wilsonovoj grafičkoj metodi
c	specifični toplinski kapacitet, J/kgK
D	difuzijska vodljivost, kg/s
D_h	hidraulički promjer, m
d	promjer cijevi, m
F	konvektivni maseni fluks, kg/s korekcijski faktor funkcija spajanja u SST $k-\omega$ modelu turbulencije
f	Fanningov faktor trenja
\dot{m}	maseni protok, kg/s
H	visina, m
I_T	intenzitet turbulencije
JF	omjer volumnih faktora dobrote izmjenjivača topline s generatorima vrtloga i referentnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama
j	Colburnov faktor
k	koeficijent prolaza topline, W/m^2K turbulentna kinetička energija, m^2/s^2 obuhvatni faktor
L_1	kraća stranica zakrivljenog generatora vrtloga, m
L_2	duža stranica zakrivljenog generatora vrtloga, m
L_{vg}	duljina generatora vrtloga, m
L_x	duljina lamele, m
L_y	širina lamele, m
L_z	duljina jednog prolaza cijevi, m
N_c	broj redova cijevi

p	tlak, Pa
Δp	pad tlaka, Pa
Pr	Prandtlova značajka, $Pr = \nu/a$
\dot{Q}	izmijenjeni toplinski tok, W
\dot{q}	gustoća toplinskog toka, W/m^2
R	toplinski otpor, K/W
R^2	koeficijent determinacije
r	polumjer cijevi, m
Re	Reynoldsova značajka
S	standardna devijacija
S_{ij}	tenzor vrtloženja, m/s^2
S_ϕ	izvorni član u jednadžbi diskretizacije
s_1	korak lamele, m
T	termodinamička temperatura, K
t	temperatura, °C
Δt	razlika temperatura, °C, K
u	mjerna nesigurnost
V	volumen, m^3
W	toplinski kapacitet, W/K
w	brzina strujanja fluida, m/s
w_{max}	brzina strujanja fluida u najužem presjeku, m/s
X	kodirana varijabla centralno kompozitnog modela pokusa
X_L	uzdužni korak cijevi, m
X_T	poprečni korak cijevi, m
x	prostorna koordinata, m nekodirana varijabla centralno kompozitnog modela pokusa
Δx	aksijalna udaljenost generatora vrtloga u smjeru osi x , m
y	prostorna koordinata, m
y_s	udaljenost od krute stijenke, m
Δy	aksijalna udaljenost generatora vrtloga u smjeru osi y , m
z	prostorna koordinata, m

Grčki simboli:

α	koeficijent prijelaza topline, W/m ² K podrelaksacijski faktor
	konstanta SST k - ω modela turbulencije
β^*	konstanta SST k - ω modela turbulencije
β_{vg}	upadni kut generatora vrtloga, °
γ_a	faktor asimetričnosti
δ	debljina, m relativna mjerna nesigurnost
δ_{ij}	Kroneckerov član
ε	iskoristivost topline
η	dinamički viskozitet, Pa·s
η_1	efikasnost lamele
η_{uk}	ukupna efikasnost vanjske površine na strani zraka
θ_{vg}	kut zakrivljenosti generatora vrtloga, °
λ	koeficijent toplinske vodljivosti, W/mK
ν	kinematska viskoznost, m ² /s
π_2	bezdimenzijska značajka izmjenjivača topline, $\pi_2 = k \cdot A / W_1$
π_3	bezdimenzijska značajka izmjenjivača topline; omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje, $\pi_3 = W_1 / W_2$
ρ	gustoća, kg/m ³
σ_ω	konstanta SST k - ω modela turbulencije
ϕ	fizikalno svojstvo
ψ	faktor ortogonalnosti
ω	turbulentna frekvencija, 1/s
\mathcal{J}	vrijednost statističke značajnosti

Popis indeksa:

1	slabija struja fluida
2	jača struja fluida
P, W, E, N, S, T, B	susjedni čvorovi u diskretiziranoj domeni
w, e, n, s, t, b	granice kontrolnih volumena
1	lamela
A	tip A
B	tip B
c	cijev
ekv	ekvivalentni
izl	izlaz
ln	logaritamski
max	maksimalni
N	slučajna (odnosi se na grešku mjerenja)
nb	susjedni čvorovi
num	numerički proračun
ref	referentno
S	sustavna
t	turbulencija
u	unutarnji
uk	ukupni
ul	ulaz
v	vanjski
	voda
vg	generator vrtloga
x	vrijednost komponente u smjeru osi x
y	vrijednost komponente u smjeru osi y
z	zrak
z	vrijednost komponente u smjeru osi z

Popis kratica:

CCD	centralno kompozitni plan pokusa (eng. <i>central composite design</i>)
DWPD	nizvodna delta krilca (eng. <i>delta winglet pairs downstream</i>)
DWPU	uzvodna delta krilca (eng. <i>delta winglet pairs upstream</i>)
KV	kontrolni volumen
RWP	pravokutna krilca (eng. <i>rectangular winglet pairs</i>)
SIMPLE	eng. <i>semi-implicit method for pressure-linked equations</i>

Popis slika

Slika 1.1. Osnovni tipovi lamela u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline [2,3]	2
Slika 1.2. Podjela generatora vrtloga s obzirom na oblik konstrukcije [5].....	3
Slika 2.1. Segmentni prikaz razmatranog cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama a) i lamelama poboljšanim ugradnjom generatora vrtloga b).....	10
Slika 3.1. Analizirani dio cijevnog lamelnog izmjenjivača topline	11
Slika 3.2. Trodimenzijski prikaz domene a) i prikaz osnovnih dimenzija izmjenjivača topline b).....	12
Slika 3.3. Proračunska domena s pripadajućim rubnim uvjetima.....	20
Slika 4.1. Trodimenzijski kontrolni volumen i čvorovi mreže	22
Slika 4.2. Dijagram toka SIMPLE algoritma.....	29
Slika 4.3. Umrežavanje domene cijevnog lamelnog izmjenjivača topline mrežom kontrolnih volumena	30
Slika 4.4. Usporedba asimetričnosti i ortogonalnosti proračunskih mreža od 1,61 milijuna kontrolnih volumena	31
Slika 4.5 Dijagram toka metode proračuna potpuno razvijenog profila strujanja vode	34
Slika 4.6. Usporedba numeričkim putem dobivenih potpuno razvijenih profila brzina vode s podacima iz literature [65] a) te prikaz numerički dobivene raspodjele bezdimenzijskih brzina w/w_c b).....	35
Slika 4.7 Prikaz ispitivanih gustoća mreže u simetralnoj xy ravnini za cijevni lamelni izmjenjivač topline s generatorima vrtloga	36
Slika 4.8. Provjera utjecaja gustoće mreže na rezultate numeričkog proračuna.....	36
Slika 5.1. Shematski prikaz ispitnog sustava	37
Slika 5.2. Segment cijevnog lamelnog izmjenjivača topline Venco i njegove geometrijske karakteristike	38
Slika 5.3. Dijelovi ispitne linije: a) testna stanica s mjernom i akvizicijskom opremom i b) sekundarni krug grijanja/hlađenja	39
Slika 5.4. Dispozicija mjernih osjetnika temperature u ispitnoj zoni	40

Slika 5.5. Spajanje sustava <i>Testo 521</i> u zonu mjerne prigušnice a) i raspored krilnih anemometara za mjerenje brzina zraka na ulazu u izmjenjivač topline b).....	40
Slika 5.6. Izmjerene vrijednosti temperatura prije umjeravanja a) i nakon umjeravanja b) termoparova.....	48
Slika 5.7. Apsolutna odstupanja temperatura mjerenih termoparovima u odnosu na temperaturu referentnog termometra prije umjeravanja a) i nakon umjeravanja b) termoparova.....	49
Slika 6.1. Usporedba prosječnih izlaznih temperatura zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$).....	55
Slika 6.2. Usporedba padova tlaka na strani zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$).....	55
Slika 6.3. Raspodjele temperatura u simetralnoj <i>xy</i> ravnini za različite ulazne brzine zraka: a) $w_{z,ul} = 0,36\text{ m/s}$, b) $w_{z,ul} = 0,65\text{ m/s}$, c) $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	57
Slika 6.4. Raspodjela lokalnih brzina a) i lokalnih temperatura b) vode na ulazu u prvi red cijevi. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 0,36\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	57
Slika 6.5. Raspodjela vektora brzina u simetralnoj <i>xy</i> ravnini pri različitim rubnim uvjetima na strani vode. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 0,36\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	58
Slika 6.6. Usporedba prosječnih izlaznih temperatura zraka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (drugi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 18\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 50\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,02\text{ m/s}$).....	59
Slika 6.7. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline dobivenih iz rezultata eksperimentalnih mjerenja i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (prvi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$)	60
Slika 6.8. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline dobivenih iz rezultata eksperimentalnih mjerenja i numeričkim proračunom za različite ulazne brzine zraka i pri	

različitim ulaznim rubnim uvjetima na strani vode (drugi set ulaznih podataka: $t_{z,ul} = 18\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 50\text{ °C}$, $w_{v,ul} = 1,02\text{ m/s}$)	60
Slika 6.9. Dijagram Wilsonove grafičke metode za određivanje konstante C_2 u izrazu (6.6).	62
Slika 6.10. Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani vode (iscrtkane linije) i udjela toplinskih otpora na strani vode u ukupnom otporu prolazu topline (pune linije) za različite ulazne brzine vode. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 18\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 50\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,02\text{ m/s}$	63
Slika 7.1. Prostorni prikaz segmenta lamele s generatorima vrtloga oblika pravokutnih i delta krilca.....	65
Slika 7.2. Geometrijski parametri generatora vrtloga; upadni kut prema strujnicama zraka (β_{vg}), aksijalna udaljenost u smjeru osi x (Δx) i osi y (Δy), visina (H_{vg}), duljina (L_{vg}) i debljina (δ_{vg}).....	65
Slika 7.3. Usporedba koeficijenata prijelaza topline na strani zraka za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima	68
Slika 7.4. Usporedba padova tlaka na strani zraka za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima.....	69
Slika 7.5. Usporedba raspodjela vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405\text{ mm}$ dobivenih numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	70
Slika 7.6. Usporedba raspodjela temperatura u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405\text{ mm}$ dobivenih numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	71
Slika 7.7. Raspodjele lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje a) i gornje b) lamele dobivene numeričkim proračunom za različite konfiguracije izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	72
Slika 7.8. Raspodjele strujnica zraka u ravnini yz za $x = 15\text{ mm}$ i $x = 45\text{ mm}$ dobivene numeričkim proračunom za različite tipove izmjenjivača topline. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	73

Slika 7.9. Usporedba JF faktora za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima.....	75
Slika 7.10. Usporedba prosječnih koeficijenata prolaza topline za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima	76
Slika 7.11. Usporedbe udjela toplinskog otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline za cijevne lamelne izmjenjivače topline s pravokutnim krilcima (RWP), nizvodnim delta krilcima (DWPD) i uzvodnim delta krilcima (DWPU) pri različitim upadnim kutovima.....	77
Slika 7.12. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane upadne kutove generatora vrtloga.....	79
Slika 7.13. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane upadne kutove generatora vrtloga.....	79
Slika 7.14. Usporedba raspodjela vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s.....	81
Slika 7.15. Usporedba raspodjela temperatura u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s.....	82
Slika 7.16. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje lamele (s generatorima vrtloga) dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	83
Slika 7.17. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž gornje lamele (bez generatora vrtloga) dobivenih numeričkim proračunom za različite upadne kutove generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	84
Slika 7.18. Usporedni prikaz nezakrivljenog (ravnog) i zakrivljenog generatora vrtloga.....	85
Slika 7.19. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane kutove zakrivljenosti generatora vrtloga.....	86

Slika 7.20. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i <i>JF</i> faktora b) za analizirane kutove zakrivljenosti generatora vrtloga.....	86
Slika 7.21. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini <i>xy</i> za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite kutove zakrivljenosti generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	87
Slika 7.22. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite kutove zakrivljenosti generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	88
Slika 7.23. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>x</i>	89
Slika 7.24. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i <i>JF</i> faktora b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>x</i>	89
Slika 7.25. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini <i>xy</i> za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>x</i> . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	90
Slika 7.26. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>x</i> . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	91
Slika 7.27. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>y</i>	92
Slika 7.28. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i <i>JF</i> faktora b) za analizirane aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>y</i>	92
Slika 7.29. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini <i>xy</i> za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi <i>y</i> . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s	93

Slika 7.30. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite aksijalne pozicije generatora vrtloga u smjeru osi y . Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	94
Slika 7.31. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane visine generatora vrtloga	95
Slika 7.32. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane visine generatora vrtloga.....	95
Slika 7.33. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405\text{ mm}$ dobivenih numeričkim proračunom za različite visine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	96
Slika 7.34. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite visine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	97
Slika 7.35. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane duljine generatora vrtloga.....	98
Slika 7.36. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane duljine generatora vrtloga.....	98
Slika 7.37. Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405\text{ mm}$ dobivenih numeričkim proračunom za različite duljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	99
Slika 7.38. Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite duljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22\text{ °C}$, $t_{v,ul} = 40\text{ °C}$, $w_{z,ul} = 1,03\text{ m/s}$, $w_{v,ul} = 0,76\text{ m/s}$	100
Slika 7.39. Usporedbe koeficijenata prijelaza topline na strani zraka a) i udjela toplinskih otpora na strani zraka u ukupnom otporu prolazu topline b) za analizirane debljine generatora vrtloga.....	101
Slika 7.40. Usporedbe padova tlaka na strani zraka a) i JF faktora b) za analizirane debljine generatora vrtloga.....	101

- Slika 7.41.** Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini xy za $z = 1,405$ mm dobivenih numeričkim proračunom za različite debljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s..... 102
- Slika 7.42.** Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele dobivenih numeričkim proračunom za različite debljine generatora vrtloga. Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s 102
- Slika 8.1.** Dijagram toka optimizacijskog postupka 107
- Slika 8.2.** Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s 116
- Slika 8.3.** Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s 116
- Slika 8.4.** Pareto-optimalan skup rješenja..... 118
- Slika 8.5.** Usporedba JF faktora za dobiveni skup rješenja iz pareto fronte 118
- Slika 8.6.** Usporedba raspodjela temperatura i vektora brzina u centralnoj ravnini za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s 120
- Slika 8.7.** Usporedba raspodjela lokalnih koeficijenata prijelaza topline duž donje (lijevo) i gornje (desno) lamele za referentnu konfiguraciju (a) i optimalnu konfiguraciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka (b). Pogonski uvjeti: $t_{z,ul} = 22$ °C, $t_{v,ul} = 40$ °C, $w_{z,ul} = 1,03$ m/s, $w_{v,ul} = 0,76$ m/s..... 120

Popis tablica

Tablica 3.1. Konstante SST k - ω modela turbulencije	17
Tablica 5.1. Temperature i brzine zraka i vode na ulazu u testni izmjenjivač topline pri različitim mjerenjima	42
Tablica 5.2. Rezultati eksperimentalnih mjerenja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline <i>Venco</i> s ravnim lamelama	53
Tablica 7.1. Referentne vrijednosti geometrijskih parametara generatora vrtloga u numeričkim analizama.....	78
Tablica 8.1. Ulazne temperature i brzine zraka i vode te geometrijski parametri generatora vrtloga korišteni pri optimizaciji.....	105
Tablica 8.2. Vrijednosti analiziranih parametara	109
Tablica 8.3. Ispitne točke dobivene centralno kompozitnim modelom	110
Tablica 8.4. Postavljene testne hipoteze u analizi varijance	112
Tablica 8.5. Provjera valjanosti regresijskih modela s obzirom na koeficijente determinacije i p -vrijednost.....	112
Tablica 8.6. Postavke genetskog algoritma	114
Tablica 8.7. Optimalne vrijednosti geometrijskih parametara za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka	115
Tablica 8.8. Usporedba numeričkih rezultata i rezultata genetskog algoritma za optimizacijsku funkciju F_1	115
Tablica 8.9. Optimalne vrijednosti geometrijskih parametara za funkciju s ciljem povećanja izmijenjenog toplinskog toka uzimajući u obzir i utjecaj pada tlaka	119
Tablica 8.10. Usporedba numeričkih rezultata i rezultata genetskog algoritma za optimizacijsku funkciju $F_2 = f_1/f_2^{1/3}$	119

PODACI O AUTORU

Josip Batista rođen je 25. prosinca 1994. godine u Rijeci. Osnovnu i srednju školu završio je u Rijeci, gdje je 2013. godine maturirao. Iste godine upisao je studij strojarstva na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. U rujnu 2016. godine stječe zvanje sveučilišnog prvostupnika inženjera strojarstva, a zvanje diplomiranog inženjera strojarstva stječe u srpnju 2018. godine obranom diplomskog rada pod nazivom *Povećanje snage dizelskog motora primjenom turbopuhala*.

Od 9. listopada 2018. godine zaposlen je na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na suradničkom radnom mjestu asistenta u okviru programa *Projekt razvoja karijera mladih istraživača - izobrazba novih doktora znanosti* Hrvatske zaklade za znanost. Od akademske godine 2019/20. sudjeluje u nastavi iz kolegija *Termodinamika I* na preddiplomskom sveučilišnom studiju strojarstva te kolegija *Toplina* na preddiplomskim stručnim studijima strojarstva i brodogradnje, a od akademske godine 2020/21. u nastavi iz kolegija *Termodinamika II* na diplomskom sveučilišnom studiju strojarstva. Kao suradnik bio je uključen u rad na znanstvenom projektu Hrvatske zaklade za znanost *Povećanje energetske učinkovitosti izmjenjivača topline (HEXENER)*, voditeljice prof. dr. sc. Anice Trp, od 2018. do 2021. godine. Suradnik je na znanstvenom projektu istraživačke potpore Sveučilišta u Rijeci *Akumulacija i izmjena toplinske energije u sustavima obnovljivih izvora energije*, čija je voditeljica prof. dr. sc. Anica Trp. U sklopu znanstvenog usavršavanja od ožujka do srpnja 2021. boravio je na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani, Slovenija.

Koautor je dvaju znanstvenih članaka objavljenih u znanstvenim časopisima koji pripadaju prvom kvartilu (Q1, izvor: *Scimago Journal Rank*) te dvaju znanstvenih radova objavljenih u zbornicima međunarodnih znanstvenih skupova. Prezentirao je radove na dva međunarodna znanstvena skupa u inozemstvu te na dva domaća znanstvena skupa.

Govori i piše na engleskom jeziku, a pasivno se služi njemačkim jezikom.

POPIS OBJAVLJENIH RADOVA

1. Batista, Josip; Trp, Anica; Lenić, Kristian: *Experimentally validated numerical modeling of heat transfer in crossflow air-to-water fin-and-tube heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 212, 118528, 2022.
2. Batista, Josip; Trp, Anica; Lenić, Kristian: *Heat Transfer Enhancement of Crossflow Air-to-Water Fin-and-Tube Heat Exchanger by Using Delta-Winglet Type Vortex Generators*, Energies, 15 (6), 2070, 2022.
3. Batista, Josip; Lenić, Kristian; Trp, Anica; Torbarina, Fran: *A comparison study of sensible and latent thermal energy storage used in domestic hot water solar heating system*, Proceedings of the 14th International Renewable Energy Storage Conference (IRES), 2020., Duesseldorf, Njemačka, 199-205.
4. Blecich, Paolo; Trp, Anica; Lenić, Kristian; Batista, Josip: *The Effects of Airflow Nonuniformity on Fin-and-Tube Heat Exchangers: An Experimental Study*, Proceedings of 14th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2019), Wicklow, Irska, 22-24.7.2019., 1416-1421.
5. Batista, Josip; Trp, Anica: *Optimization of fin-and-tube heat exchanger by response surface methodology and genetic algorithm*, Book of Abstracts - My First Conference 2020, 4th Annual Conference for doctoral students of engineering and technology, 2020, University of Rijeka, Faculty of Engineering, Rijeka.
6. Batista, Josip; Trp, Anica; Lenić, Kristian: *Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plain fin-and-tube heat exchanger*, Book of Abstracts - My First Conference 2019, 3rd Annual Conference of doctoral students of engineering and technology, 2019, University of Rijeka, Faculty of Civil Engineering, Rijeka.