Numeričko modeliranje rashladnoga sustava s radnom tvari CO2

Medica-Viola, Vedran

Doctoral thesis / Disertacija

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:190:545899

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Image not found or type unknown *Repository / Repozitorij:*

Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering

UNIRI DIGITALNA KNJIŽNICA

Image not found or type unknown

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Vedran Medica-Viola

NUMERIČKO MODELIRANJE RASHLADNOGA SUSTAVA S RADNOM TVARI CO_2

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2022.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Vedran Medica-Viola

NUMERIČKO MODELIRANJE RASHLADNOGA SUSTAVA S RADNOM TVARI CO_2

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: Prof. dr. sc. Branimir Pavković

Rijeka, 2022.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Vedran Medica-Viola

NUMERICAL MODELLING OF A REFRIGERATING SYSTEM WITH CO_2 AS A REFRIGERANT

DOCTORAL DISSERTATION

Rijeka, 2022.

Mentor disertacije: Prof. dr. sc. Branimir Pavković

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

1. Prof. dr. sc. Kristian Lenić, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci
2. Doc. dr. sc. Vedran Mrzljak, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci
3. Izv. prof. dr. sc. Marino Grozdek, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu

ZAHVALA

Iako disertacija ima samo jednog autora, mnogi ljudi su se pokazali neizostavnima iz realizacije ove disertacije. U prvom redu zahvaljujem roditeljima koji su me poduprli tijekom cijelog mojeg obrazovanja i svojoj supruzi na njenom neupitnom strpljenju, podršci i povjerenju.

Želim iskazati zahvalnost i svojem mentoru, prof. dr. sc. Branimiru Pavkoviću, za to što me uveo u područje rashladne tehnike i vodio me u pronalasku suvremene i svrsishodne teme istraživanja, za konstruktivne komentare, te za nezamjenjivu pomoć u pripremi i korištenju mjerne opreme. Zahvaljujem mu i na velikom strpljenju i vremenu odvojenom za pronalaženje odgovora na sve dvojbe.

Veliku zahvalnost iskazujem i kolegama na Zavodu za termodinamiku i termoenergetiku, Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, među kojima izdvajam prof. dr. sc. Tomislava Mrakovčića i doc. dr. sc. Vedrana Mrzljaka i zahvaljujem za podršku i pomoć u pripremi i objavljivanju znanstvenih radova, kao i za motivaciju koju su mi predali kroz razgovore.

SAŽETAK

Nove generacije rashladnih sustava s kompresijom pare koriste prirodne radne tvari radi očuvanja okoliša. Među njima se ističe ugljikov dioksid (CO_2 ili R744). Njegova primjena iziskuje posebne mjere zbog visokih radnih tlakova i temperatura odvođenja topline u blizini i iznad kritične točke.

Razvijen je i vrednovan numerički model transkritičnog rashladnog sustava s CO_2 za simulacije u prijelaznim i ustaljenim uvjetima rada, korištenjem realnih svojstava radne tvari. Svaka komponenta rashladnog sustava opisana je svojim podmodelom. Posebno su razrađeni modeli kompresora i izmjenjivača topline. Zbog specifičnosti CO_2 kao radne tvari i rada sustava u blizini kritične točke, primjenjuju se trenutno najtočniji modeli jednadžbe stanja stvarne radne tvari i njenih termodinamičkih i transportnih svojstava. Podmodeli su korišteni za pripremu jednostavnijih i bržih modela konkretnih komponenti i integrirani su u jednostavniji model cjelokupnog rashladnog sustava za točne, pouzdane i mnogo brže numeričke simulacije. Detaljnim modelima komponenti obuhvaćeni su volumetrijski kompresori: klipni kompresori, kompresori s rotirajućim klipom i spiralni kompresori, te cjevno-lamelni izmjenjivači topline. Modeli su strukturirani prema načelima objektno orijentiranog programiranja, na način koji omogućuje fleksibilno sastavljanje različitih konfiguracija transkritičnih rashladnih sustava s CO_2, iz njegovih komponenti, bez potrebe za velikim vanjskim intervencijama u strukturi programa numeričke simulacije. Razvijeni model rashladnog sustava i njegovih komponenti vrednovan je usporedbom s eksperimentalnim mjerenjima. Postignuto je vrlo dobro slaganje rezultata numeričkih simulacija s eksperimentalnim rezultatima. Vrednovani modeli uporabljeni su za uvid u karakteristike i učinkovitost sustava u promjenjivim radnim uvjetima i za analizu nekoliko jednostavnijih poboljšanja eksperimentalno istraženog rashladnog sustava s CO_2.

Razvijeni i vrednovani modeli će služiti kao alat za razvoj komponenti i cijelih sustava, kao i za nalaženje potrebnih podataka za povećanje točnosti jednostavnih i brzih približnih modela.

ABSTRACT

New generations of vapor compression refrigeration systems use natural refrigerants due to ecological concerns. Carbon dioxide (CO_2 or R744) stands out among them. Its application requires special measures due to high operating pressures and heat dissipation temperatures near and above the critical point.

A numerical model of a transcritical refrigeration system with CO_2 has been developed, verified and validated for simulations in transient and steady operating conditions, using real properties for the refrigerant. Each component of the refrigerating system is described by its sub-model. Models of compressors and heat exchangers have been specially developed. Due to the specificity of CO_2 as a refrigerant and the operation of the system in the vicinity of the critical point, currently the most accurate fundamental equation of state of the actual refrigerant and its thermodynamic and transport properties is applied. Submodels were used to prepare simpler and faster models of specific components and were integrated into a simpler model of the entire refrigerating system for accurate, reliable, and much faster numerical simulations. Detailed component models include volumetric compressors: reciprocating compressors, rotary piston compressors and scroll compressors, and fin-and-tube heat exchangers. The models are structured according to the principles of object-oriented programming, in a way that allows flexible assembly of different configurations of transcritical refrigerating systems with CO_2 from its components, without the necessity for extensive external interventions into the structure of numerical simulation code. The developed model of the refrigerating system and its components was validated by comparison with experimental measurements. A very good agreement between the results of numerical simulations and experimental results has been achieved. Validated models were used to gain insight into the properties and efficiency of the system during transient operating conditions and to analyze several simpler improvements of the experimentally investigated CO_2 refrigerating system.

Developed and validated models will be used for development of components and entire systems, as well as to determine the necessary data to increase the accuracy of simple and fast approximate models.

KLJUČNE RIJEČI

Prirodne rashladne tvari, Ugljični dioksid CO_2 (R744), Rashladni sustavi s kompresijom pare, Kompresor, Izmjenjivači topline, Ejektor, Transkritični proces, Svojstva realnog plina, Dinamičko modeliranje, Numeričke simulacije

KEYWORDS

Natural refrigerants, Carbon dioxide CO_2 (R744), Vapor compression refrigerating systems, Compressor, Heat Exchangers, Ejector, Transcrtical cycle, Real gas properties, Transient modeling, Numerical simulations

SADRŽAJ

1. UVOD 1

1.1. Teme istraživanja 1

1.2. Pregled dosadašnjeg istraživanja 4

1.3. Svrha i ciljevi istraživanja 6

1.4. Hipoteza istraživanja 7

1.5. Metodologija znanstvenog istraživanja 7

1.6. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos 8

1.7. Struktura disertacije 9

2. TRANSKRITIČNI RASHLADNI SUSTAVI S CO_2 12

2.1. Svojstva CO_2 12

2.2. Transkritični rashladni sustavi s CO_2 15

3. MODELI KOMPONENATA I SUSTAVA 18

3.1. Implementacija modela u računalni program 18

3.2. Matematički model procesa u volumetrijskom kompresoru 20

3.2.1. Korištene vrste volumetrijskih kompresora 20

3.2.2. Osnovni opis kontrolnog volumena 21

3.2.3. Zamjenjivost vrste kompresora u modelu kompresora 22

3.2.3.1. Pohrana periodičkih podataka kompresora 22

3.2.3.2. Veza između vremena i kuta pogonskog vratila 23

3.2.3.3. Podjela modela kompresora 24

3.2.4. Jednadžbe očuvanja 24

3.2.4.1. Očuvanje mase 24

3.2.4.2. Očuvanje energije 25

3.2.4.3. Razvoj osnovnih jednadžbi modela termodinamičkog procesa 25

3.2.4.4. Izvodi potrebnih parcijalnih derivacija svojstava 30

3.2.4.5. Izmjena topline sa stijenkom komore 31

3.2.4.6. Izmjena tvari s prijenosom topline 33

3.2.4.7. Maseni protoci propuštanja 35

3.2.4.8. Stupnjevi djelovanja kompresora 38

3.2.4.9. Dinamika ventila 39
3.2.5. Geometrija klipnog kompresora 40
3.2.6. Geometrija kompresora s rotirajućim klipom 43
3.2.6.1. Volumen radnih komora 43
3.2.6.2. Oplakivane površine za izmjenu topline na stijenkama 47
3.2.6.3. Geometrijske protočne površine za izmjenu radne tvari 48
3.2.6.4. Protočne površine propuštanja 51
3.2.7. Geometrija spiralnog kompresora 51
3.2.7.1. Osnovne jednadžbe spirala 51
3.2.7.2. Dodirne točke spirala 53
3.2.7.3. Komore kompresora 55
3.2.7.4. Geometrija unutarnjeg početka spirale 56
3.2.7.5. Oplakane površine stijenke i volumeni komora 59
3.2.7.6. Protočne površine propuštanja 61
3.3. Pojednostavljeni model kompresora 62
3.4. Matematički model procesa u izmjenjivaču topline 63
3.4.1. Uvod 63
3.4.1.1. Modeli izmjenjivača topline 65
3.4.1.2. Modeli distribuiranih parametara 66
3.4.2. Opis strukture cijevno-lamelnih izmjenjivača topline 67
3.4.3. Opći pristup modeliranju 68
3.4.4. Diskretizacija 72
3.4.4.1. Diskretizacija na strani radne tvari 72
3.4.4.2. Učinkovitost lamela 80
3.4.4.3. Diskretizacija na strani zraka 81
3.4.4.4. Diskretizacija na strani stijenke 85
3.5. Pojednostavljeni model izmjenjivača topline 87
3.5.1. ε-NTU metoda 87
3.5.2. ε-NTU metoda kada je poznat toplinski tok 88
3.5.3. Opis izračuna pojednostavljenog izmjenjivača topline 89
3.6. Model prigušnog ventila 91
3.7. Model ejektora 92
3.8. Matematički model cjelokupnog rashladnog sustava 95

3.8.1. Akumulacija topline u stijenkama 95
3.8.2. Podjela sustava prema tlakovima u pojedinim segmentima 95
3.8.3. Simulacija segmenta homogenog tlaka 96

4. EKSPERIMENTALNI SUSTAV 99

5. VREDNOVANJE MODELA I ANALIZA SUSTAVA 103
5.1. Vrednovanje komponenti 103
5.1.1. Kompresor 103
5.1.2. Izmjenjivači topline 106
5.1.3. Ejektor 111
5.1.4. Pojednostavljeni modeli komponenti 112
5.2. Vrednovanje modela sustava 113
5.3. Primjena modela na analizu sustava 117
5.4. Parametarska analiza 120

6. PRIMJERI POBOLJŠANJA 124
6.1. Odabir tlaka dobave za postizanje optimalne vrijednosti COP 124
6.2. Referentni sustav 127
6.3. Sustav s internim izmjenjivačem topline 128
6.4. Sustav s internim izmjenjivačem topline i mehaničkim hlađenjem 128
6.5. Sustav s ejektorom 129
6.6. Rezultati simulacija sustava poboljšanja 129

7. ZAKLJUČAK 131
7.1. Znanstveni doprinos 132
7.2. Preporuke za nastavak istraživanja 133

POPIS OZNAKA 134

REFERENCE 138

POPIS SLIKA 146

POPIS TABLICA 149

ŽIVOTOPIS 150

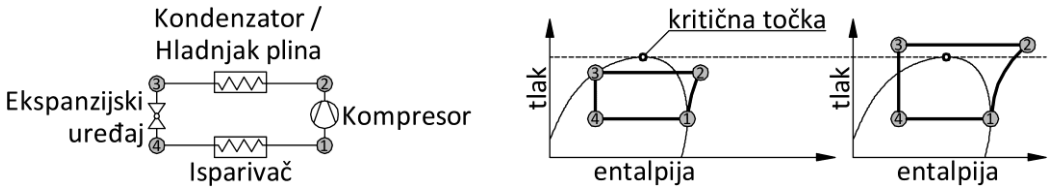
POPIS OBJAVLJENIH RADOVA 151

1. UVOD

1.1. Teme istraživanja

Prirodne radne tvari, među koje spada CO_2 predstavljaju prvu generaciju radnih tvari za kompresijske sustave hlađenja i koriste se u prvim primjenama procesnog hlađenja koje počinju oko 1860. godine. S početkom 1940-ih počela je primjena radnih tvari druge generacije, sintetičkih klorofluorougljika (CFC), a od 1950-ih i hidroklorofluorougljika (HCFC), koje su zbog bolje učinkovitosti sustava koji s njima rade, istisnule skoro sve prirodne radne tvari osim amonijaka i bile dominantne u rashladnim sustavima kroz cijelu drugu polovicu 20. stoljeća. U tehnici hlađenja se od kraja 1980-ih, u skladu s odredbama Montrealskog protokola, napuštaju CFC-i i HCFC-i zbog štetnog utjecaja na razgradnju ozonskog sloja. Kao treća generacija ih zamjenjuju hidrofluorougljici (HFC). Novim odredbama regulative (u Europi 2014. godine uredbom Europskog parlamenta i Vijeća o određenim fluoriranim stakleničkim plinovima EZ 517/2014) dolazi do postupnog ukidanja HFC-a zbog njihova utjecaja na globalno zatopljenje. Istraživači se usredotočuju na sintetske radne tvari četvrte generacije, niskog utjecaja na globalno zatopljenje (hidrofluoroolefini, HFO) i na ekološki prihvatljive prirodne radne tvari, poput vode, zraka, ugljikovog dioksida, ugljikovodika i amonijaka. Ugljikov dioksid (CO_2, R744) se ističe svojim povoljnim svojstvima. Nezapaljiv je, netoksičan i ne utječe na ozonski omotač. Kao radna tvar, CO_2 samo neznatno doprinosi globalnom zatopljenju. 1989. godine je prof. Gustav Lorentzen predstavio prednosti i nedostatke transkritičnog ciklusa hlađenja s CO_2 (Lorentzen, 1989). To se smatra početkom obnovljene primjene ugljikova dioksida u tehnici hlađenja.

Osnovne komponente rashladnog sustava s ciklusom kompresije pare su: kompresor, kondenzator, ekspanzijski ventil i isparivač, Slika 1.1 (lijevo). Slika 1.1 (sredina) predočuje *p,h*-dijagram teoretskog rashladnog ciklusa koji se odvija ispod kritičnog tlaka p_{cr}. U kompresoru se stanje radne tvari mijenja od 1 do 2. Pregrijana se para zatim hladi i kondenzira u kondenzatoru od stanja 2 do stanja 3. Vrela (ili pothlađena) kapljevina radne tvari u ekspanzijskom ventilu prigušuje se do nižeg tlaka (stanje 4). Radna tvar potom isparuje u isparivaču mijenjajući stanje od 4 do 1. Suho zasićena ili pregrijana para radne tvari ulazi u kompresor (stanje 1). Visoki tlak konvencionalnih rashladnih sustava je ispod kritičnog tlaka (za CO_2 je to 7,377 MPa). U takvom ciklusu radna tvar prolazi izobarnu kondenzaciju iz pregrijane pare (stanje 2) u vrelu ili pothlađenu kapljevinu (stanje 3), prolazeći kroz dvofazno područje.



Slika 1.1 Shema rashladnog sustava (lijevo), podkritični (sredina) i transkritični proces (desno)

Kritična temperatura (304,13 K; 30,98°C) CO_2 je relativno niska, pa se pri temperaturama rashladnog medija višim od kritične temperature radna tvar ne može kondenzirati. Stoga se dio ciklusa hlađenja CO_2 odvija pri nadkritičnim uvjetima. Temperatura i tlak nadkritičnog plina veći su od onih u kritičnoj točki, Slika 1.1 (desno). Budući da se dio takvog ciklusa odvija pri podkritičnim uvjetima, ovaj proces se naziva transkritičnim. Pri nadkritičnim uvjetima kondenzator rashladnog uređaja postaje hladnjak plina. Iz kondenzatora izlazi vrela ili pothlađena kapljevina, a iz hladnjaka plina izlazi nadkritični fluid (plin). Ovaj plin, po svojstvima vrlo sličan kapljevini, ulazi u ekspanzijski ventil i prigušuje se do podkritičnog tlaka u isparivaču (stanje 4).

Istraživanja transkritičnih sustava s CO_2 provedena od 1990. godine do danas su ukazala na značajan utjecaj svojstava CO_2, poput visokih radnih tlakova, visoke gustoće i niskog omjera gustoća kapljevine i pare, specifičnih svojstava vezanih na prijelaz topline u blizini kritične točke, značajne promjene temperature pri hlađenju nadkritičnog plina na konstrukciju rashladnog uređaja. Današnji transkritični uređaji značajno se razlikuju od prvih prijedloga. Sljedeća poboljšanja sustava pokazala su se ekonomski opravdanima:

- izmjena koncepcije sustava primjenom separatora pare i kapljevine i obilaznog voda pare radne tvari na srednjem tlaku (eng. *flash gas bypass*)
- primjena višestupanjske kompresije s međuhladnjacima,
- primjena paralelne kompresije,
- dodavanje internog izmjenjivača topline,
- primjena ejektora kao ekspanzijskog uređaja,
- dodavanje latentnog spremnika topline,
- primjena ekspandera umjesto ekspanzijskog ventila omogućuje oporabu mehaničkog rada,

Istraživanje predstavljeno u ovoj disertaciji je ograničeno na transkritične rashladne sustave s kompresijom pare CO_2 s ciljem razvoja alata za poboljšanje karakteristika rashladnih sustava CO_2, kako bi konkurirali postojećim freonskim sustavima. Razvoj konkurentnih rashladnih sustava s CO_2 iziskuje nastavak istraživanja. Razvoj komponenti više učinkovitosti zahtjeva ne samo eksperimentalna

istraživanja, već i detaljno modeliranje procesa u njima, posebno u kompresorima i izmjenjivačima topline, kako u ustaljenim, tako i u prijelaznim uvjetima rada.

Razvoj višeparametarskih sustava regulacije i sustava regulacije s modelskim predviđanjem za takve rashladne sustave zahtjeva brze i pouzdane, no manje detaljne numeričke modele takvih sustava. Cilj ove disertacije je opisati takvo numeričko modeliranje u dvije razine. Prva razina obuhvaća izvode detaljnih modela glavnih komponenti rashladnog sustava. Ove komponente se koriste za pripremu parametara za manje detaljne i mnogo brže modele konkretnih komponenti. Druga razina povezuje tako pripremljene pojednostavljene komponente u model cijelog rashladnog sustava. Ovakav pojednostavljeni model sustava se može primijeniti za prognozu svojstava u dugoročnom radu uređaja pri ustaljenim, ali i prijelaznim uvjetima rada. Po potrebi je moguće u modelu cjelokupnog sustava koristiti i složene modele komponenti, kako bi se detaljnije istražio rad u prijelaznim uvjetima rada. Predstavljeni modeli sustava i komponenti, prezentirani u ovoj disertaciji omogućuju takvo istraživanje, ali zbog ograničenja veličine disertacije, takva primjena nije predstavljena.

Simulacija rashladnih sustava je bila u središtu brojnih istraživačkih projekata posljednjih desetljeća. Na ovu temu je predstavljen niz publikacija na raznim jezicima i alata za programiranje i modeliranje. Ovo poglavlje opisuje trenutni doseg u istraživanju i razvoju modela komponenti rashladnih sustava.

Zbirke modela komponenata za simulaciju termodinamičkih sustava postoje u raznim oblicima. Primjeri takvih zbirki su Sinda/Fluint, Flowmaster2 i AMESim. Ovakvi komercijalni softverski alati su namijenjeni inženjerima i projektantima. Omogućuju im prilagodbu komponenti pomoću parametara, ali ne omogućuju izmjenu samih numeričkih modela. Ovi softverski alati ne pružaju mogućnost modeliranja novih ili izmijenjenih modela komponenti. S druge strane, pojedini modeli su razvijeni na softverskim platformama poput MATLAB/Simulink i Engineering Equation Solver (EES). Takvi modeli omogućuju izmjenu programskog kôda modela, no navedene platforme ne podržavaju stvaranje objektno orijentiranih modela komponenti.

Drugi oblici zbirki modela komponenti su simulacijske platforme napisane prema proceduralnom principu formuliranja opisnih jednadžbi unutar svakog sastavnog modela. U takvim zbirkama često nedostaje veza sučelja za dodavanje i povezivanje komponenti u model cjelokupnog rashladnog sustava. Ovo ograničenje je prevladano jezicima za modeliranje zasnovanim na jednadžbama, npr. Dymola kao dio softverskog paketa Modelica. U ovoj disertaciji, pri razvoju programskih modela komponenti i sustava, su korišteni principi objektno orijentiranog programiranja u programskom jeziku C++ iskorištene su prednosti polimorfizma.

1.2. Pregled dosadašnjeg istraživanja

U ovom poglavlju je predstavljen sažeti pregled dosadašnjih istraživanja u području transkritičnih rashladnih sustava s CO_2.

Kim i sur. (2004) su predstavili opširno izvješće o stanju u razvoju rashladnih sustava s CO_2. Novije izvješće o razvoju prikazano je u uvodu rada Bellos i Tzivanidisa (2019), s analizom četiri perspektivne izvedbe projektiranja rashladnih sustava CO_2. Najnovije stanje u razvoju komponenti sustava prikazano je u radu Rony i sur. (2019), gdje su detaljno prikazana postignuća i pitanja u razvoju hladnjaka plina, isparivača, kompresora, ekspanzijskih uređaja i unutarnjih izmjenjivača za rekuperaciju topline. U radu se također prikazuje područje primjene dizalica topline s CO_2.

Termodinamički proces u većini konvencionalnih sustava koji rade samo s CO_2 se odvija dijelom u nadkritičnim uvjetima. To treba uzeti u obzir pri simulaciji procesa za proračune prijenosa topline i pada tlaka pri protoku radne tvari. Zbog rada u blizini kritične točke, termodinamička i transportna svojstva CO_2 uvelike se razlikuju od svih ostalih konvencionalnih radnih tvari i imaju značajan utjecaj na svojstva sustava. Važna značajka transkritičnog ciklusa hlađenja s CO_2 je rad u blizini kritične točke.

Jednadžba stanja idealnog plina ne može opisati termodinamička stanja radne tvari u blizini kritične točke. Stoga je Baltadjiev (2012) naglasio potrebu primjene realnih termodinamičkih svojstava radne tvari u proučavanju kompresije i ekspanzije CO_2. Temelj za najpreciznije korelacije je fundamentalna jednadžba stanja, zasnovana na Helmholtzovoj slobodnoj energiji. Termodinamička svojstva su izvedena kao derivati te energije, što opširno opisuje Span (2000). Trenutno najtočniju korelaciju za jednadžbu stanja i svojstva CO_2 u širokom rasponu temperatura i tlakova su predstavili Span i Wagner (1996). Njihova korelacija je dio široko korištenog programskog paketa NIST REFPROP, za izračun termodinamičkih svojstava radnih tvari uz dodatne korelacije za transportna svojstva.

Već je Roettger (1975) u svojoj disertaciji ukazao na potrebu korištenja realnih svojstava tvari, umjesto primjene jednadžbe stanja idealnog plina prilikom modeliranja procesa klipnog kompresora u tehnici hlađenja. Obzirom na tada dominantnu uporabu HFC-a i HCFC-a kao radnih tvari kod kojih je područje odvijanja rashladnog procesa udaljeno od kritične točke, razlike u prezentiranim rezultatima su bile zanemarive. Ng i sur. (1980) su istaknuli da je potrebno koristiti realna svojstva radne tvari pri modeliranju kompresora, osobito ako je izlazno stanje radne tvari blizu kritične točke. Ooi i sur. (1992) su opisali model kompresora s rotirajućim klipom koji koristi realna svojstva radne tvari. Wanassi i Buisson (2015) su pripremili bazu za modeliranje spiralnog kompresora. Parihar i sur. (2016) su predstavili modeliranje lamelnog ventila, koji se koristi u volumetrijskim kompresorima u rashladnoj

tehnici. Neizbježan problem volumetrijskih kompresora je unutarnje propuštanje radne tvari između komora kompresora, na čemu su Bell i sur. (2012) dali detaljan pregled.

Stewart (2003.) je u svojoj disertaciji predstavio vrlo detaljan model cijevno-lamelnog kondenzatora za radnu tvar R22. Amalfi (2015) je u svojoj disertaciji predstavio detaljan model pločastog izmjenjivača topline za upotrebu u tehnici hlađenja, koji djeluje kao kondenzator. Santosa i sur. (2017) su istraživali prijenos topline na hladnjaku plina CO_2, projektiranom kao cijevno-lamelni izmjenjivač topline. Blecich (2014) je u svojoj disertaciji predstavio metodu cijevnih elemenata za proračun lamelnih izmjenjivača topline te istražio utjecaj neravnomjerne raspodjele protoka zraka kroz izmjenjivač topline namijenjen zagrijavanju zraka.

Kako bi se smanjila količina radne tvari, istraživani su izmjenjivači topline s mini- i mikro-kanalima. Wang i sur. (2019) na istraživali primjere hladnjaka za plina za CO_2 s mikro-kanalima. Glažar (2011) je u svojoj disertaciji usporedio cijevno-lamelni izmjenjivač topline s dva izmjenjivača topline s mikro-kanalima. Mader i sur. (2015.a i 2015.b) su ukazali na problem neravnomjerne raspodjele radne tvari u isparivaču s više paralelnih mini- ili mikro-kanala. Ukazali su i da neravnomjerna raspodjela protoka zraka kroz izmjenjivač topline uzrokuje veće gubitke u radu i lošije performanse. Jensen (2003.) je u svojoj disertaciji predstavio temelje za dinamičko modeliranje termodinamičkih sustava, s naglaskom na isparivač rashladnog uređaja. Opisan je razvoj komponenti s dvofaznim protokom za potrebe modela rashladnih sustava na programskoj platformi Modelica. Više o izgradnji, projektiranju i primjeni kompaktnih izmjenjivača topline s mini- i mikro-kanalima opisuje Hesselgreaves (2001). Lenić (2006) je u svojoj disertaciji numerički modelirao i eksperimentalno istražio zaleđivanje i odleđivanje cijevno-lamelnog isparivača.

Wan i sur. (2018) su dali suvremeni pregled stanja na području elektroničkih ekspanzijskih ventila, koji igraju značajnu ulogu u rashladnim sustavima s CO_2. Ekspanzijski ventili u višeparametarskom sustavu regulacije svojim djelovanjem kontinuirano održavaju optimalne karakteristike sustava s CO_2 u svim nametnutim radnim uvjetima.

Taleghani i sur. (2019) su istraživali primjenu ejektora, namijenjenog za rad u sustavu transkritične dizalice topline s CO_2. Predstavljen je i jednostavan model za numeričke simulacije ejektora. Rezultati njihovog istraživanja su dokazali poboljšanje karakteristika dizalice topline pri korištenju ejektora.

Winkler (2009) je u svojoj disertaciji dao pojednostavljeni model rashladnog sustava s kompresijom pare s pojednostavljenim sastavnim modelima, a sve u cilju pripreme brzog modela sposobnog za davanje relativno pouzdanih rezultata. Takvi modeli su namijenjeni kao softverska podrška za optimalnu strategiju upravljanja procesom ili za višeparametarsku regulaciju sustava uz modele za

predviđanje stanja. U spomenutoj disertaciji je naglašen način međusobnog povezivanja komponenti modela u model sustava kao alata za razvoj optimalnog upravljanja sustavom.

Pavković (1999) je u svojoj disertaciji predstavio vrednovan dinamički model dizalice topline voda-voda za numeričke simulacije ustaljenih i prijelaznih radnih uvjeta. Sarkar (2005) je u svojoj disertaciji predstavio teorijsku i eksperimentalnu analizu dizalice topline s CO_2 za istovremenu primjenu hlađenja i grijanja. Mitsopoulos i sur. (2019) su dali pregled komercijalnih rashladnih sustava s CO_2, namijenjenih za hlađenje vitrina za izlaganje kvarljive hrane u supermarketima. Lin i sur. (2013) su saželi model transkritične dizalice topline s CO_2. Suamir (2012) je u svojoj disertaciji predstavio sustav trigeneracije, sa sustavom hlađenja CO_2. Prikazani su modeli komponenti sustava i popraćeni brojnim eksperimentalnim rezultatima.

Među objavljenim znanstvenim radovima susrećemo se dvije skupine numeričkih modela rashladnih sustava s CO_2 i njihovih komponenata. Prvu skupinu čine jednostavniji približni modeli, korišteni za brze numeričke simulacije dugotrajnog rada rashladnih sustava. Drugu skupinu čine detaljniji modeli pojedinih komponenti, koji se najčešće razvijaju kao zasebne cjeline. Trenutno se ne objavljuju istraživanja cjelokupnih sustava s detaljnim modelima svih komponenti. Znanstveni doprinos ove disertacije je u izradi detaljnog numeričkog modela rashladnog sustava s CO_2 i njegovih komponenata, na razini modela predstavljenog u disertaciji Pavković (1999) za dizalicu topline voda-voda.

Model rashladnog sustava razvijen u ovoj disertaciji biti će dinamički model koji će omogućiti numeričke simulacije u prijelaznim i ustaljenim radnim uvjetima. Temeljem rezultata dobivenih numeričkim simulacijama pomoću razvijenog modela pronaći će se potrebni parametri za izradu jednostavnijih i bržih simulacijskih modela za sustav hlađenja s transkritičnim procesom s CO_2.

1.3. Svrha i ciljevi istraživanja

Cilj ove disertacije je razviti provjeren i vrednovan model rashladnog sustava s CO_2 kao radnom tvari, za numeričke simulacije transkritičnih ciklusa u prijelaznim i ustaljenim uvjetima rada, korištenjem realnih svojstava radne tvari. Svaka komponenta rashladnog sustava će biti opisana svojim detaljnim pod-modelom. Podmodeli će se koristiti za pripremu jednostavnijih i bržih modela konkretnih komponenti i integrirati će se u jednostavni model cjelokupnog rashladnog sustava. Model će biti namijenjen numeričkim simulacijama rada sustava i njegovih komponenti u ustaljenim i prijelaznim radnim uvjetima. U disertaciji će biti opisano složeno modeliranje glavnih komponenti, poput kompresora i izmjenjivača topline, zajedno s pripremom brzih i jednostavnih modela istih komponenti.

Svi modeli komponenti će biti pripremljeni za integraciju u cjeloviti model rashladnog sustava. Ovisno o zahtjevima simulacije, model će uključivati jednostavne ili detaljne modele komponenti. Detaljni modeli komponenti su računski vrlo zahtjevni, pa će zahtjev za brzinom simulacije biti ključni faktor u izboru razine modela komponente za određena istraživanja. Vrednovani će modeli na kraju biti uporabljeni za analizu nekoliko mogućih poboljšanja eksperimentalno istraženog transkritičnog rashladnog sustava CO_2.

Razvijeni modeli komponenti će se u istraživanjima koja će uslijediti nakon izrade ove disertacije primijeniti za pronalaženje optimalnih rješenja, u obliku različitih konfiguracija rashladnog sustava, pri različitim primjenama i radnim uvjetima. Numerički modeli novih rashladnih sustava s CO_2, razvijeni na ovaj način, koristiti će se za uvid u performanse i učinkovitost sustava u promjenjivim radnim uvjetima. Isti modeli će se kasnije koristiti za određivanje niza parametara za jednostavne korelirane modele istih komponenti. Pojednostavljeni i približni modeli prikladniji su za brze numeričke simulacije dugotrajne eksploatacije ili za potrebe istraživanja i razvoja suvremenih upravljačkih sustava, što je izvan opsega ovog rada.

1.4. Hipoteza istraživanja

Hipoteza ovog istraživanja je da se pomoću razvijenih detaljnih modela komponenti mogu izvesti pojednostavljeni modeli konkretnih komponenti i cjelokupnog sustava, koji su dovoljno precizni za brze numeričke simulacije dugotrajne eksploatacije ili za analizu suvremenih sustava regulacije.

1.5. Metodologija znanstvenog istraživanja

Kako bi se postigli ciljevi predloženi u ovoj disertaciji, metodologija rada temelji se na numeričkom modeliranju i simulaciji transkritičnih rashladnih sustava s kompresijom CO_2. U početku, pregled literature predstavlja znanstvena postignuća u ovom području. Zatim je postavljena zajednička baza za modeliranje korištenjem zakona o očuvanju mase, gibanja i energije zajedno sa realnim svojstvima fluida. Nakon toga slijedi razvoj detaljnih matematičkih modela kompresora i izmjenjivača topline kao glavnih komponenti zajedno s opisom modularne arhitekture koja povezuje komponente u model rashladnog sustava. Predočena su specifična pitanja numeričkog rješavanja komponenti ili jednadžbi modela sustava. Opisani su eksperimentalni transkritični rashladni sustav s CO_2 i njegovi mjerni uređaji, kontrola sustava i uzorkovanje podataka. Iz zasebnih simulacija s detaljnim modelima izvedeni su parametri za jednostavniji korelirani model za snagu kompresora, maseni protok radne tvari,

volumetrijsku i izentropsku učinkovitost. Predstavljen je jednostavan i pouzdan novi model izmjenjivača topline, koji radi s jednofaznom ili dvofaznom radnom tvari. Ovaj jednostavan model testiran je u usporedbi s detaljnim rezultatima modela za prijelazni rad.

Model je vrednovan primjenom u numeričkim simulacijama eksperimentalnog transkritičnog rashladnog sustava CO_2 u prijelaznim uvjetima rada. Budući da višeparametarska regulacija rashladnog sustava nije bila obuhvaćena ovim istraživanjem, kao granični uvjeti za simulacije uzeti su upravljački ulazi za tri ekspanzijska ventila, brzine vrtnje kompresora i upravljanja ventilatora izmjenjivača topline. Osim usporedbe rezultata za izmjerenu snagu kompresora, tlakove i temperature sustava, prikazane su i druge vrijednosti kroz prijelazne uvjete rada, što pruža detaljniji uvid u proces ispitivanog sustava.

Vrednovani model je korišten za analizu nekoliko mogućih poboljšanja karakteristika postojećeg rashladnog sustava, primjerice za pronalaženje visokih tlakova koji omogućuju postizanje optimalnih toplinskih množioca (COP) sustava, te za analizu primjene unutarnjeg izmjenjivača za rekuperaciju topline, dodatnog mehaničkog hlađenja i primjene ejektora.

Završni komentari i preporuke za buduća istraživanja prikazani su na kraju ove disertacije.

1.6. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos

U sklopu istraživanja u ovoj disertaciji steći će se uvid u dosadašnje rezultate istraživanja drugih autora u modeliranju transkritičnih rashladnih sustava s CO_2 i njegovih komponenti. Unutar ovog rada će se razviti i vrednovati detaljni, točni, pouzdani i robusni modeli za numeričke simulacije glavnih komponenti sustava: kompresora i izmjenjivača topline. Modeliranje kompresora obuhvaća volumetrijske kompresore koji se koriste u transkritičnim rashladnim sustavima s CO_2. To su prvenstveno klipni kompresori s koljenastim mehanizmom i kompresori s oscilirajućim, odnosno rotirajućim klipovima. Dodani su i spiralni kompresori, jer postoje objavljeni radovi o laboratorijskom ispitivanju njihovog rada u transkritičnom rashladnom sustavu s CO_2. Modeli izmjenjivača topline ograničeni su na modele cijevno-lamelnih izmjenjivača topline za prijenos topline između radne tvari i zraka, koji se često koriste u rashladnim sustavima. Modeli ekspanzijskih ventila, unutarnjeg izmjenjivača topline, ejektora itd. su predstavljeni s manje detalja.

Detaljno modeliranje sastavnih dijelova sustava i svojstava radne tvari temelj su za pouzdane i točne numeričke simulacije komponenti i cijelih rashladnih sustava. Zbog sličnosti u modeliranju hidrauličkih i termodinamičkih sustava, primjenjuje se ujednačen pristup modeliranju, ističući specifične razlike za modele pojedinih komponenti. Uklapanjem ovih postavki u načela objektno orijentiranog

programiranja i korištenjem polimorfizma, stvara se jednostavna i jasna programska struktura. Takva fleksibilna struktura omogućuje korištenje istih programskih kodova u modelima potpuno različitih komponenti, bez potrebe za njihovim zasebnim ponavljanjem u svakom pojedinom modelu.

U sklopu istraživanja će se provesti eksperimentalna istraživanja kako bi se provjerili i vrednovali modeli komponenti i cijelog rashladnog sustava. Svi modeli će biti provjereni usporedbom rezultata numeričkih simulacija s izmjerenim ili objavljenim rezultatima eksperimentalnih ispitivanja. Biti će prikazana priprema brzog i jednostavnog empirijskog modela za eksperimentalni rashladni sustav s CO_2 za simulacije duljeg rada sustava u dinamičkim uvjetima pod kontrolom višeparametarskog regulacijskog sustava. U ovom radu nisu modelirani suvremeni upravljački sustavi. Stoga su upravljački signali za podešavanje ekspanzijskih ventila, kapaciteti ventilatora izmjenjivača topline i brzine vrtnje kompresora uzeti kao granični uvjeti za numeričku simulaciju. Pokazano je vrlo dobro slaganje rezultata numeričkih simulacija s rezultatima eksperimentalnih mjerenja. To također dokazuje primjenjivost razvijenih modela za numeričke simulacije rashladnog sustava s CO_2 u analizi učinkovitog rada upravljačkog sustava. Na kraju će se jednostavniji model rashladnog sustava primijeniti u analizi nekoliko primjera poboljšanja karakteristika postojećeg transkritičnog rashladnog sustava s CO_2.

Očekivani znanstveni doprinos ovog rada je u razvoju detaljnih modela za komponente i cijeli sustav transkritičnog rashladnog uređaja s CO_2. Zbog specifičnosti CO_2 kao radne tvari i rada sustava u blizini kritične točke, primjenjuju se trenutno najtočniji modeli jednadžbe stanja stvarne radne tvari i njenih termodinamičkih i transportnih svojstava. Modeli kompresora i izmjenjivača topline posebno se ističu kao modeli glavnih komponenti sustava. Modeli su strukturirani prema načelima objektno orijentiranog programiranja, na način koji omogućuje fleksibilno sastavljanje različitih konfiguracija transkritičnih rashladnih sustava s CO_2, iz njegovih komponenti, bez potrebe za velikim vanjskim intervencijama u strukturi programa numeričke simulacije. Ovako razvijeni modeli osnova su za pripremu jednostavnijih modela konkretnih rashladnih sustava CO_2 za točne, pouzdane i mnogo brže numeričke simulacije razvoja upravljačkih sustava ili za pouzdana predviđanja ponašanja tih sustava tijekom dužih vremenskih razdoblja u promjenjivim radnim uvjetima. Takvi jednostavniji modeli mogu se instalirati za određene svrhe i za prethodno definirani transkritični sustav hlađenja CO_2 na namjenskim komercijalnim softverskim platformama.

1.7. Struktura disertacije

Doktorska disertacija se sastoji od sedam povezanih poglavlja. Uvodno poglavlje daje pregled dosadašnjih istraživanja. Drugo poglavlje odnosi se na specifičnosti transkritičnih rashladnih sustava

sa CO_2. Treće poglavlje opisuje izvode matematičkih modela za numeričke simulacije. Četvrto poglavlje opisuje laboratorijski eksperimentalni sustav. Peto poglavlje sadrži rezultate numeričke simulacije i usporedbu s izmjerenim vrijednostima. Šesto poglavlje prezentira primjenu modela za poboljšanja postojećeg rashladnog sustava. Zadnje poglavlje sadrži zaključke i komentare.

U prvom dijelu disertacije je dan uvodni prikaz transkritičnih rashladnih sustava s radnom tvari CO_2, njihove primjene i specifičnosti. Navedene su osnovne potrebe za detaljnim modeliranjem komponenti i sustava s CO_2. Analizirani su objavljeni radovi o dosadašnjim istraživanjima u modeliranju i razvoju pojedinih komponenti i cijelih rashladnih sustava s CO_2. Pojašnjeni su potreba i značaj detaljnog i točnog modeliranja za daljnja istraživanja i daljnje pronalaženje naprednijih i konkurentnijih rješenja u području rashladnih uređaja s CO_2 i njihovim komponentama.

Drugo poglavlje predstavlja specifičnosti rashladnih sustava s CO_2 kao prirodnom radnom tvari, koja se koristi dulje od 150 godina, a nakon prekida u 20. stoljeću ponovno je našla svoju primjenu u rashladnim sustavima, prvenstveno s ciljem zaštite i očuvanja okoliša. Svojstva CO_2 su uspoređena sa svojstvima drugih radnih tvari. Prikazane su specifičnosti promjene svojstava CO_2 u blizini kritične točke te potreba za čim točnijim modeliranjem rashladnih sustava, komponenti i procesa s CO_2.

Treće poglavlje sadrži podjelu modela za numeričke simulacije i specifičnosti pojedinih tipova modela. Postavljen je osnovni koncept razvoja matematičkih modela iz zakona očuvanja mase, gibanja i energije, kao i najtočniji dostupni model svojstava stvarnog radnog fluida. Termodinamička svojstva realne radne tvari opisana su primjenom fundamentalne jednadžbe stanja putem Helmholtzove slobodne energije. Ukratko je opisana podjela modela na detaljne modele za razvoj komponenti i sustava te na jednostavne i brze parametarske modele. Opisani su detaljni modeli komponenti rashladnog sustava. Za čim točniju integraciju sustava običnih diferencijalnih jednadžbi modela koriste se numeričke metode poput metoda Runge-Kutta-Fehlberg i Dormand-Prince. Opisano je povezivanje modela komponenti s modelom cjelokupnog rashladnog sustava. Opisane su specifičnosti modeliranja prijelaznih uvjeta rada u rashladnim sustavima. Opisani su jednostavniji parametarski modeli za potrebe brzih numeričkih simulacija ovih sustava u prijelaznim i ustaljenim radnim uvjetima.

Razvijeni modeli komponenti korišteni su za izradu modela rashladnog sustava s CO_2 ugrađenog u Laboratoriju za tehniku hlađenja na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Eksperimentalni podaci su prikupljeni mjerenjem na ovom sustavu u promjenjivim radnim uvjetima. Numeričke su simulacije imitirale rad sustava pri istim radnim uvjetima tijekom eksperimenta. Vrednovanje modela sustava i komponenti je provedeno usporedbom mjerenih podataka s rezultatima numeričkih simulacija. Model ejektora je vrednovan usporedbom s objavljenim eksperimentalnim rezultatima.

Četvrto poglavlje predstavlja eksperimentalni transkritični rashladni sustav s CO_2. To je suvremeni rashladni sustav, s hermetičkim kompresorom promjenjive brzine vrtnje, s tri elektronički kontrolirana ekspanzijska ventila, sa spremnikom radne tvari s odvajanjem faza, s višeparametarskom regulacijom cijelog sustava i s rashladnom ispitnom komorom. Sustav se sastoji od glavne pogonske jedinice i rashladne jedinice instalirane u rashladnoj komori. Jedinice su povezane cijevima. Pogonska jedinica sadrži hermetički kompresor s rotirajućim klipom, hladnjak plina, spremnik radne tvari srednjeg tlaka, ekspanzijske ventile i sustav za upravljanje i regulaciju. Rashladna jedinica sadrži isparivač i termoekspanzijski ventil. Prikazan je opis sustava, zajedno s opisom njegovih glavnih komponenti i upravljačkog sustava sa sustavima mjerenja i prikupljanja podataka.

Peto poglavlje prikazuje vrednovanje detaljnih modela kompresora i isparivača, kao primjera glavnih komponenti sustava. U poglavlju su prikazani rezultati numeričkih simulacija eksperimentalnog transkritičnog rashladnog sustava s CO_2 u promjenjivim radnim uvjetima. Ukratko su opisani usvojeni rubni uvjeti primijenjeni na numeričke simulacije. Budući da u ovoj disertaciji nije razvijen model složene višeparametarske regulacije suvremenih rashladnih sustava, u simulacijske su svrhe korišteni mjereni podaci kao što su brzina kompresora, postavke ekspanzijskih ventila i ventilatorske modulacije izmjenjivača topline. Na temelju usporedbe rezultata simulacije s izmjerenim podacima izvršeno je vrednovanje numeričkog modela. U nastavku su prikazani rezultati proračuna za promjene drugih varijabli rashladnog sustava, koje se nisu mogle mjeriti. Prikazani su maseni protoci na ekspanzijskim ventilima i kompresoru, te migracija radne tvari u sustavu tijekom njegovog rada. Detaljno su prikazane promjene unutar isparivača. U nastavku je prikazana primjena vrednovanog modela na parametarsku analizu utjecaja promjene postavki ekspanzijskih ventila i ventilatora te punjenja sustava na njegove karakteristike.

U šestom se poglavlju vrednovani numerički model koristi za numeričku analizu nekoliko mogućih poboljšanja postojećeg eksperimentalnog transkritičnog rashladnog sustava CO_2, kako bi se ukratko pokazale mogućnosti novo-razvijenog modela. Istražen je utjecaj optimizacije vršnog tlaka kompresije, kako bi se postigao maksimalni toplinski množioc (COP). Istraženi su i utjecaj dodavanja unutarnjeg izmjenjivača topline, utjecaj dodatnog hlađenja CO_2 nakon hladnjaka plina i utjecaj ejektora.

Završno poglavlje sadrži zaključne napomene i sažetak rezultata postignutih na području modeliranja transkritičnih rashladnih sustava s CO_2 i mogućnostima poboljšanja njihovih karakteristika, kao i preporukama za buduća znanstvena istraživanja.

2. TRANSKRITIČNI RASHLADNI SUSTAVI S CO_2

Vidljivi znakovi klimatskih promjena iziskuju hitne mjere u rashladnoj tehnici, osobito u prehrambenoj industriji i transportu. Ugljikov dioksid (CO_2, R744) se smatra najpogodnijom radnom tvari za primjenu u takvim rashladnim sustavima. Sve češće se koriste komercijalni transkritični rashladni sustavi s CO_2. U ovom poglavlju se daje kratak osvrt na suvremene transkritične rashladne sustave s CO_2, za primjenu u pohrani, transportu i prodaji hrane te o drugim vidovima korištenja tih sustava.

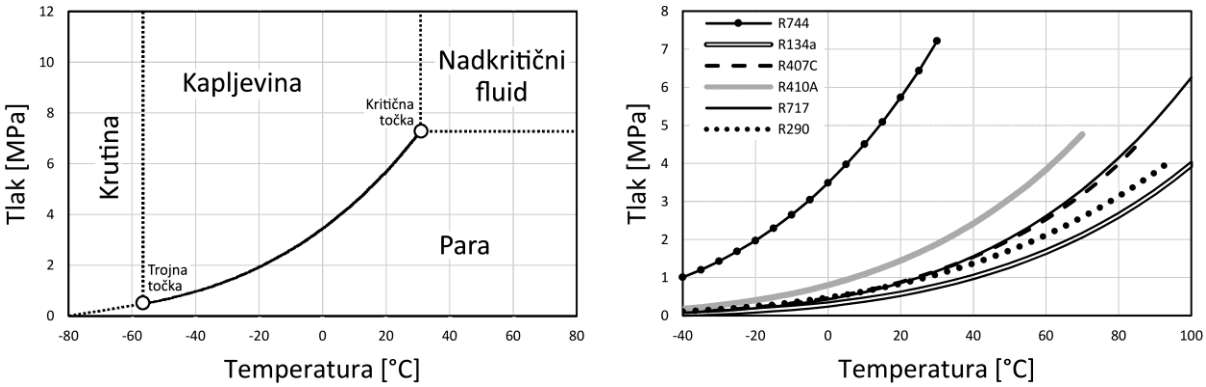
Svojim radovima početkom 1990-tih, prof. Gustav Lorentzen počeo je promovirati korištenje CO_2 u transkritičnom rashladnom sustavu i dizalicama topline (Lorentzen i Pettersen, 1993; Lorentzen, 1994). Primjena CO_2 kao radne tvari dočekana je na početku s velikom skepsom. Donošenjem uredbe poznatije pod nazivom EU F-Gas Regulation 517/2014 (EU, 2014) CO_2 je postao perspektivna tvar u području poslova s prehranom vezanih uz pohranu, prijevoz i trgovinu. Ovom uredbom se nalaže da se do 2030. potrošnja fluoriranih stakleničkih plinova svede na 21% potrošnje iz razdoblja prije donošenja uredbe, a GWP radnih tvari koje preostaju na tržištu se ograničava. Smatra se da će CO_2 kao radna tvar imati glavnu ulogu u novim rashladnim sustavima za supermarkete, obzirom na zanemarivu GWP vrijednost od 1 i na sigurnost svoje primjene, obzirom da nije toksičan, niti zapaljiv.

2.1. Svojstva CO_2

U usporedbi s drugim radnim tvarima CO_2 ima veću latentnu toplinu isparivanja, višu specifičnu toplinu, gustoću i toplinsku vodljivost, kao i nižu viskoznost. Obzirom da se transkritični rashladni proces s CO_2 odvija u blizini kritične točke (Tablica 2.1), do izražaja dolaze velika odstupanja od ponašanja idealnog plina. Posebno treba ukazati na svojstva koja kod primjene CO_2 kao radne tvari utječu na prijenos topline provođenjem i konvekcijom na stijenkama izmjenjivača topline, kao i na svojstva koja definiraju gubitke pri strujanju (Kim i sur., 2004). Treba napomenuti i da je CO_2 jeftina radna tvar.

Svojstva CO_2 su značajno različita od svih konvencionalnih radnih tvari. Tablica 2.1 prikazuje usporedbu karakteristika i svojstava CO_2 s ostalim radnim tvarima (Kim i sur., 2004). CO_2 je nezapaljiva radna tvar, bez utjecaja na razaranje sloja ozona i sa zanemarivim GWP. Tlak para CO_2 je mnogo viši, a volumni rashladni kapacitet (22,545 kJ/m^3 pri 0°C) je 3 do 10 puta viši od sintetičkih radnih tvari. Iznad kritične temperature nije moguće izvršiti kondenzaciju radne tvari, kao u klasičnim procesima s kompresijom pare. Proces hlađenja plina iznad kritične točke stvara transkritični proces, tj. proces kojemu se

isparivanje odvija pri podkritičnom tlaku, a hlađenje plina pri nadkritičnom tlaku. Tlak na strani iza kompresora u nadkritičnom području nije povezan na niski tlak i može se slobodno neovisno mijenjati, kako bi se postigao optimalni toplinski množilac i optimalni radni uvjeti. Slika 2.1 (lijevo) prikazuje fazni dijagram CO_2. Trojna točka CO_2 je pri -56,6°C, odnosno 0,52 MPa. Obzirom na nisku kritičnu temperaturu i visoki reducirani tlak CO_2, isparivanje CO_2 se odvija u blizini kritične točke.



Slika 2.1 Fazni dijagram CO_2 (lijevo) i tlak pare raznih radnih tvari (desno)

Tablica 2.1 Karakteristike radnih tvari (Kim i sur., 2004)

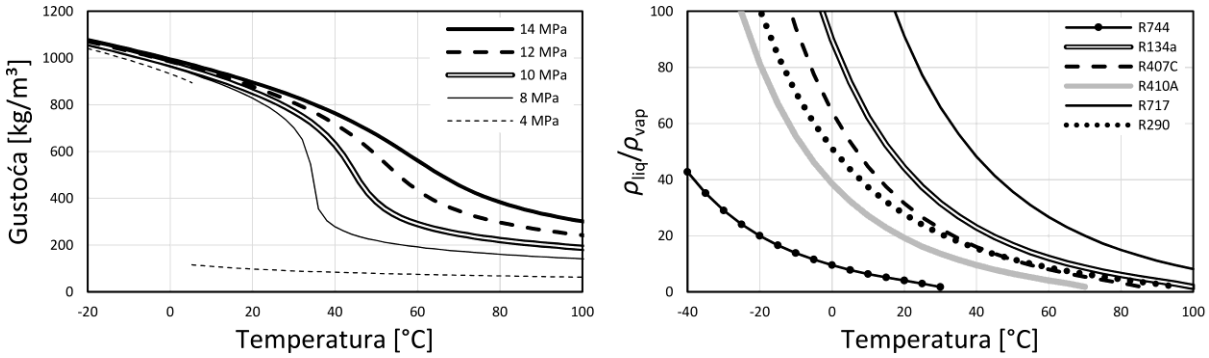
Radna tvar		**R134a**	**R407C**	**R410A**	**R717**	**R290**	**R744**
ODP/GWP		0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Zapaljivost/otrovnost		Ne/Ne	Ne/Ne	Ne/Ne	Da/Da	Da/Ne	Ne/Ne
Molarna masa	[kg/kmol]	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Normalna temperatura vrenja ili sublimacije	[°C]	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Kritični tlak	[MPa]	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Kritična temperatura	[°C]	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Reducirani tlak (p/p_{crit})*		0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,47
Reducir. temp. (T/T_{crit})*		0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,90
Rashladni kapacitet (pri 0°C)	[kJ/m³]	2868	4029	6763	4382	3907	22545
Prva komercijalna uporaba		1990	1998	1998	1859	-	1869

*p i T se odnose na stanje pri 0°C

Span i Wagner (1996) su revidirali raspoložive podatke za termodinamička svojstva CO_2 i predstavili novu fundamentalnu jednadžbu stanja po Helmholtzovoj slobodnoj energiji. U formulaciji je posebna pažnja posvećena opisu kritičnog područja i ekstrapolaciji svojstava.

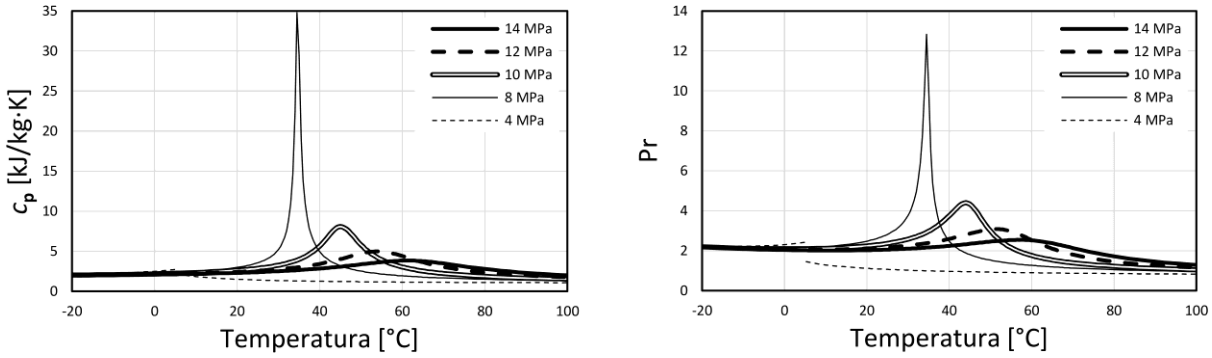
Slika 2.1 (desno) prikazuje krivulje zasićenja CO_2 i nekih danas korištenih radnih tvari. Tlak pare CO_2 je mnogo viši nego za ostale radne tvari. Veći nagib krivulje u blizini kritične točke ukazuje na manju

promjenu temperature pri jednakoj promjeni tlaka. Stoga će biti manja promjena temperature uslijed pada tlaka u isparivaču. Visoki tlak i blizina kritične točke uzrokuju brže promjene omjera gustoće kapljevine i pare CO_2, u usporedbi s ostalim radnim tvarima. Zbog niskog omjera gustoća kapljevine i pare je dvofazno strujanje CO_2 bliže homogenom strujanju nego kod drugih radnih tvari. Slika 2.2 (lijevo) prikazuje gustoću CO_2 pri različitim temperaturama (lijevo) i omjer gustoća kapljevine i pare za nekoliko radnih tvari (desno). U blizini kritične točke promjena temperature ima značajan utjecaj na promjenu gustoće CO_2. Omjer gustoća tekućine i pare CO_2 je mnogo manji u usporedbi s ostalim radnim tvarima. Niski omjer gustoća tekućine i pare CO_2 može ukazivati na homogenije dvofazno strujanje nego kod ostalih radnih tvari. Volumni rashladni kapacitet CO_2 je viši zbog visoke gustoće pare.



Slika 2.2 Gustoća CO_2 (lijevo) i omjer gustoća kapljevine i pare pri zasićenju za različite radne tvari (desno)

Slika 2.3 (lijevo) prikazuje specifičnu toplinu CO_2 u ovisnosti o tlaku i temperaturi. Vidljiva je nagla promjena svojstava CO_2 u blizini kritične, odnosno pseudokritične točke (temperatura pri kojoj je maksimum specifične topline pri zadanom tlaku).



Slika 2.3 Izobarna specifična toplina CO_2 (lijevo) i Prandtlov broj (desno)

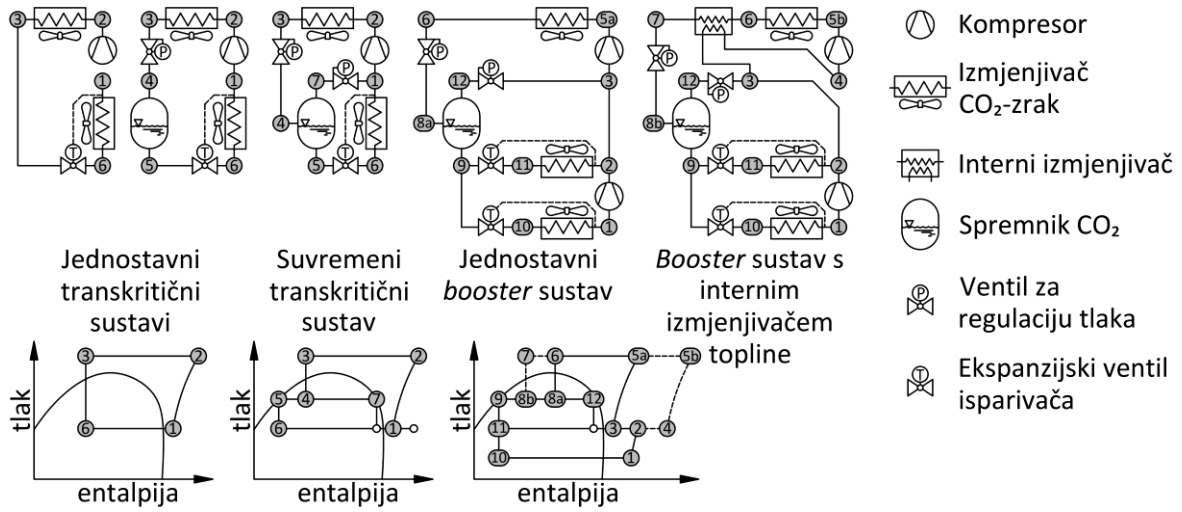
Prandtlov broj je važan parametar pri određivanju koeficijenta prijelaza topline. Slika 2.3 (desno) prikazuje ovisnost Prandtlovog broja CO_2 o temperaturi. Maksimalna vrijednost pri pseudokritičnoj

temperaturi je povezana s odgovarajućom specifičnom toplinom. Maksimalna vrijednost se smanjuje povećanjem tlaka. Nagle promjene Prandtlovog broja uzrokuju nagle promjene koeficijenta prijenosa topline.

Termodinamička svojstva CO_2 omogućuju postizanje višeg koeficijenta prijelaza topline, u usporedbi s ostalim radnim tvarima. Zbog termodinamičkih i transportnih svojstava CO_2 je pad tlaka niži.

2.2. Transkritični rashladni sustavi s CO_2

U ovom poglavlju će biti govora samo o transkritičnim rashladnim sustavima s CO_2, iako su primjene u podkritičnom području za kaskadne sustave s amonijakom u gornjoj kaskadi ili sustavi s CO_2 kao sekundarnom radnom tvari za prijenos topline danas uobičajeni u industrijskim aplikacijama. Transkritični rashladni sustavi s CO_2 su evoluirali tijekom proteklih 30 godina i još uvijek se istražuju brojne mogućnosti poboljšanja. U početku su ti sustavi po konstrukciji bili slični podkritičnim sustavima.



Slika 2.4 Jednostavni (prve dvije sheme slijeva) i suvremeni (treća shema) transkritični rashladni sustavi s CO_2, jednostavni *booster* sustav (četvrta shema) i *booster* sustav s unutarnjim izmjenjivačem topline (zadnja shema)

Slika 2.4 (prva i druga shema s lijeva, lijevi *p,h*-dijagram) prikazuje dvije varijante osnovnog sustava za hlađenje na jednu temperaturu isparivanja. Prvi prikazani sustav s lijeva nije moguće u potpunosti kontrolirati, jer sadrži samo jedan ventil treba koji bi trebao istovremeno kontrolirati tlak u visokotlačnom dijelu i protok radne tvari kroz isparivač. Jednostavni transkritični sustav s dva ventila i spremnikom CO_2 (drugi s lijeva) omogućuje neovisnu kontrolu tlaka u visokotlačnom dijelu djelovanjem visokotlačnog ventila i protoka radne tvari kroz isparivač termostatskim ili elektroničkim

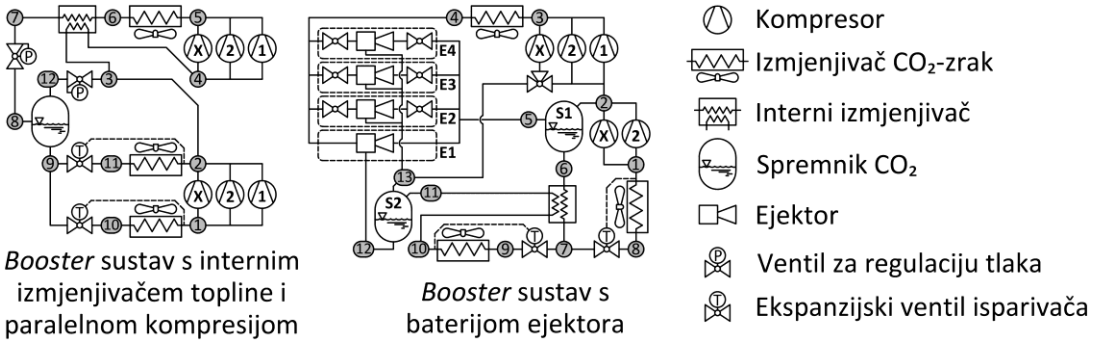
ekspanzijskim ventilom koji kontrolira i pregrijanje radne tvari na izlazu isparivača. Zbog neovisnog djelovanja ova dva ventila tlak i razina kapljevite radne tvari u srednjetlačnom spremniku variraju, što nije povoljno za regulaciju protoka radne tvari kroz isparivač. Sva radna tvar koja izlazi iz hladnjaka plina prolazi i kroz isparivač. Tlak u visokotlačnom dijelu ovisi o masi radne tvari kojom je napunjen sustav i temperaturi okoline, dok temperatura na izlazu iz hladnjaka ovisi o temperaturi okoline i konstrukciji (veličini) hladnjaka. Niži tlak u hladnjaku plina rezultira smanjenjem rashladnog učinka.

Slika 2.4 (treća shema slijeva, srednji *p,h*-dijagram) prikazuje suvremeni transkritični rashladni sustav s CO_2 namijenjen hlađenju na jednu temperaturu. Pored visokotlačnog ventila koji kontrolira tlak u hladnjaku plina na način da održava optimalan faktor hlađenja, predviđen je i srednjetlačni ventil koji kontrolira tlak u srednjetlačnom spremniku, prigušujući paru radne tvari na tlak isparivanja. Elektronički ekspanzijski ventil kontrolira protok radne tvari kroz isparivač. Ovaj ventil održava pregrijanje radne tvari na izlazu iz isparivača dovoljno visokim da para na usisu kompresora, nakon miješanja pare iz isparivača sa zasićenom parom iz srednjetlačnog ventila, bude malo pregrijana. Kod jednakih tlakova u hladnjaku plina i isparivaču ovog i jednostavnog sustava s druge slike, faktori hlađenja su jednaki. Prednost je međutim u tome što je tlak u visokotlačnom dijelu uvijek optimalan za odgovarajuću vanjsku temperaturu. Prednost je i što konstantan tlak u srednjetlačnom dijelu osigurava stabilniju regulaciju isparivača. Posljednja prednost je manji protok radne tvari (samo kapljevine na ulazu) kroz isparivač, zbog čega je i pad tlaka u isparivaču manji. Sustav se gradi s kompresorima kontrolirane brzine vrtnje i njegova regulacija predstavlja kompleksan problem, vrlo zanimljiv za istraživanje i poboljšanje.

Među brojnim poboljšanjima rashladnih sustava s CO_2, najviše pozornosti se poklanja sustavima u supermarketima. U supermarketima je potreba za hlađenjem vitrina ili polica s hlađenim namirnicama pri oko -10°C, a sa zamrznutim namirnicama pri oko -30°C. Rashladni *booster* sustav može zadovoljiti takvu potrebu za dvije temperature hlađenja (Slika 2.4, četvrta i peta shema slijeva, desni *p,h*-dijagram). Para iz niskotlačnog isparivača se nakon kompresije pri srednjem tlaku miješa s parom iz srednjetlačnog isparivača i parom iz spremnika. Ta smjesa se odvodi na usis glavnog kompresora za kompresiju na visoki tlak. Time se smanjuje ukupna snaga za pogon kompresora, jer nije potrebno sav maseni protok pare dovesti na najniži tlak procesa. Početne varijante takvih sustava s transkritičnim procesom s CO_2 su bile pogodne za primjenu u hladnijim geografskim područjima.

Pri višim temperaturama okoline su se karakteristike sustava pogoršavale (niži rashladni učin i COP), pa je trebalo pronaći nove varijante transkritičnih rashladnih *booster* sustava. Slika 2.4 (zadnja shema slijeva) prikazuje rashladni sustav s unutarnjim izmjenjivačem topline (rekuperatorom). Unutarnji izmjenjivač topline povećava COP sustava. Slika 2.5 (lijevo) prikazuje rashladni sustav s paralelnom

kompresijom. Ovi sustavi se izvode na način da jedan od kompresora ima veću snagu od ostalih i promjenjivu brzinu vrtnje. Ostali kompresori su uzajamno jednaki. Kombinacijom rada velikog kompresora i potrebnog broja manjih kompresora se pokriva cijelo područje za reguliranu dobavu radne tvari.



Slika 2.5 Rashladni *booster* sustav paralelnom kompresijom (lijevo) i s baterijom ejektora (desno)

Ejektori omogućuju korištenje rada ekspanzije radne tvari s visokog na srednji tlak. Taj rad se koristi za podizanje tlaka radne tvari na usisu u visokotlačne kompresore. Time se smanjuje razlika tlaka koju moraju svladati kompresori. Stoga je niža potrebna snaga kompresora, a COP sustava je viši. Slika 2.5 (desno) prikazuje rashladni sustav s baterijom ejektora. Prikazani ejektori podižu tlak kapljevitoj radnoj tvari iz spremnika **S2** u spremnik **S1**, iz kojeg se kapljevinom napajaju isparivači.

Navedena poboljšanja su popravila COP rashladnog sustava, tako da je on postao konkurentan i pri višim temperaturama okoline.

O ovim su sustavima objavljeni brojni istraživački radovi (Ge i Tassou, 2011; Gullo i sur., 2017; Gullo i sur., 2018; Karampour i sur., 2018; Singh i sur., 2018; Carrillo i sur., 2020; Cui i sur., 2020; Pérez i sur., 2021). Nalaženje optimalnih konfiguracija različite opreme transkritičnih rashladnih sustava s CO_2 još uvijek je veliki izazov za nastavak istraživanja. Pritom se kao rubni uvjeti nameću različite temperature okoline i različite namjene (npr. rashladni sustavi ili dizalice topline). Za pronalaženje optimalnih konfiguracija je neophodno ostvariti detaljan uvid u izmjenu topline, padove tlaka, migraciju radne tvari, nejednolikost protoka sekundarnog fluida itd. Računalni model sustava i komponenti, predložen i razvijen u ovoj disertaciji, omogućuje takva istraživanja. Tijekom razvoja modela je naglasak stavljen na jednostavnost izmjene konfiguracije sustava i zamjenjivost različitih tipova komponenti. Stoga se jednostavno mogu usporediti različite konfiguracije.

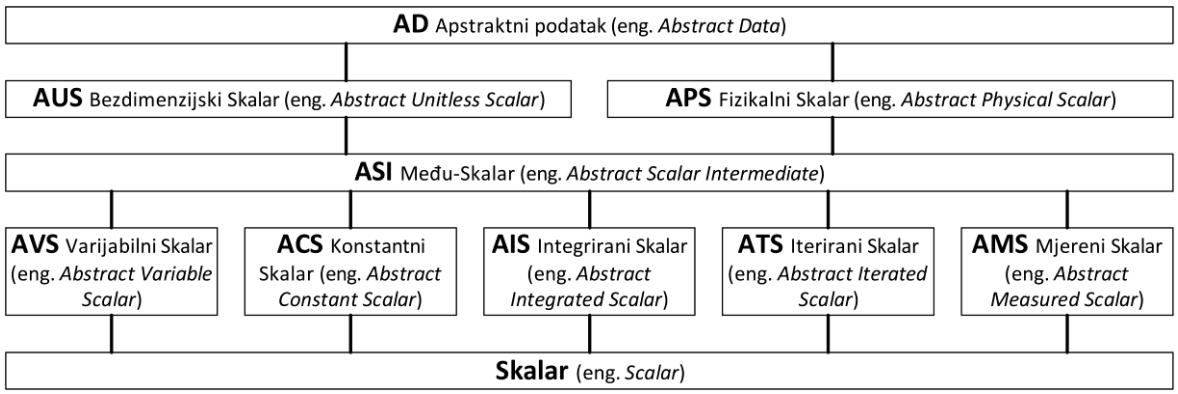
3. MODELI KOMPONENATA I SUSTAVA

3.1. Implementacija modela u računalni program

Simulacijski model je programiran računalnim jezikom C++, prema ISO standardu C++ 17. Računalni kôd je razvijen u okruženju Microsoft Visual Studio 2019 te je za gradnju računalnih objekata korišten pripadajući kompajler MSVC (Microsoft C++ Compiler). U svrhu lakšeg upravljanja i obrade podataka je korištena MySQL relacijska baza podataka u lokalnom okruženju XAMPP.

Računalni program je pripremljen na način da se prilikom svakog pokretanja učitava konfiguracija iz pripremljenog dokumenta u XML formatu. Zatim se učitaju referentni i mjereni podaci iz dokumenata u CSV, XLS, XLSX, TXT formatu ili arhiviranih skupina takvih dokumenata. Nakon učitavanja se podaci obrade i pripreme za učitavanje tijekom izvođenja programa. Obrađeni podaci se pohranjuju u zadani dokument. Instanciraju se razredi odgovorni za pružanje raznih servisa, poput veze s programskim paketom Refprop ili s Runge-Kutta Dormand-Prince integratorom. Zatim se instancira osnovni razred koji je odgovoran za upravljanje simulacijskim modelom i povezivanjem sa servisima. Instancirani objekt prilikom inicijalizacije instancira i razrede modela svih komponenti u zadanoj hijerarhiji, odnosno *gradi geometriju rashladnog sustava*. Sada se gradi i naseljava MySQL relacijska baza podataka. Naposljetku se pokreće *while* petlja u kojoj se izvršavaju simulacije.

U nastojanju da se iskoriste prednosti objektno orijentiranog principa programiranja, prilikom pripreme hijerarhije računalnog programa vođeno je računa o razini granulacije i podjele odgovornosti među razredima. Najvažnije polimorfne strukture u računalnoj reprezentaciji simulacijskog modela su nazvane Skalar (eng. *Scalar*) i Komponenta (eng. *Component*).



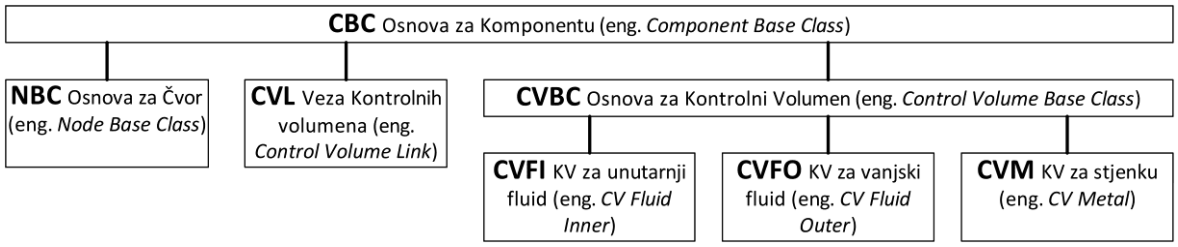
Slika 3.1 Hijerarhija razreda Skalara i naslijeđenih razreda

Razred Skalar reprezentira bilo kakvu numeričku vrijednost, s raznim svojstvima, poput fizikalnih jedinica ili nemogućnosti mijenjanja vrijednosti u slučaju konstante. Slika 3.1 predstavlja hijerarhiju razreda Skalara i drugih razreda koji ga nasljeđuju.

Skalar može biti raznih tipova, koji omogućuju lakše korištenje. Primjerice, ACS sprječava naknadno mijenjanje vrijednosti, AMS omogućuje automatizirano učitavanje mjerenih vrijednosti iz povezanih dokumenata, AIS omogućuje automatizirano integriranje prema zadanoj funkciji.

Vrlo koristan tip Skalara je APS, koji razredu Skalar dodjeljuje odgovornost nad praćenjem fizikalnih jedinica. Razred Skalar pohranjuje informacije o vlastitim SI jedinicama u vektor. Količina svake jedinice je reprezentirana vrijednošću. Primjerice, ako Skalar predstavlja duljinu, onda će vektor sadržavati 1 metar. Skalar koji predstavlja gustoću će sadržavati 1 kilogram i -3 metra [kg/m^3]. Skalar za tlak će sadržavati 1 kilogram, -1 metar i -2 sekunde [$Pa = kg/m \cdot s^2$]. Kada se dva Skalara zbrajaju ili oduzimaju, provjerava se sadrže li jednake jedinice. Kada se množe ili dijele, onda se njihove jedinice zbrajaju.

Razred Komponenta reprezentira volumen koji sadrži jednu tvar ili više drugih objekata. Komponenta sadrži Skalare i odgovorna je za automatiziranje pohrane i hidracije podataka. Slika 3.2 predstavlja hijerarhiju razreda Komponenta i drugih razreda koji ga nasljeđuju.



Slika 3.2 Hijerarhija razreda Komponenta i naslijeđenih razreda

Komponenta također može biti raznih tipova. CBC pruža osnovne funkcije Komponente, poput upravljanja Skalarima i dodavanja pod-Komponenti. Tip NBC se može povezivati s drugim Čvorovima (Komponente tipa NBC) i odgovoran je za slijed rješavanja Čvorova. Kontrolni Volumen je naziv za Komponentu tipa CVBC. Čvor može sadržavati Kontrolne Volumene. Kontrolni Volumeni se također mogu povezivati i također su odgovorni za slijed rješavanja. No Kontrolni Volumen je odgovoran i za izračun termodinamičkih promjena unutar zadanog volumena tvari te određivanje termodinamičkih svojstava. Zbog lakšeg ukazivanja na propuste prilikom pripreme računalne simulacije, Kontrolni Volumen se dijeli na CVFI, CVFO i CVM. Posljednji tip koji može poprimiti Komponenta je CVL. Ovaj tip sadrži pokazivače na dva susjedna Kontrolna Volumena koje povezuje. CVL je odgovoran za određivanje toplinskih i masenih tokova između povezanih Kontrolnih Volumena. Ukoliko nije drugačije zadano, ovi tokovi se koriste za određivanje smjera rješavanja Komponenti.

Opisana implementacija pruža visoku razinu fleksibilnosti. Ovakva hijerarhija je primjenjiva i za modeliranje pojedinih komponenti, ali i za povezivanje komponenti u model cjelokupnog sustava. Osim toga, kada su komponente modelirane i vrednovane, tada ih se može vrlo jednostavno povezivati u različite izvedbe sustava. Pritom nije potrebno voditi računa o pojedinim zadacima, poput redoslijeda rješavanja komponenti (čvorova i kontrolnih volumena), učitavanja podataka iz datoteka pohrane istih, zadavanju pravila integracije itd.

3.2. Matematički model procesa u volumetrijskom kompresoru

3.2.1. Korištene vrste volumetrijskih kompresora

Najčešće vrste volumetrijskih kompresora u transkritičnim rashladnim sustavima s CO_2 su klipni kompresori i kompresori s rotirajućim klipom, a razmatra se i primjena spiralnih kompresora.

Klipni kompresori su najraširenija vrsta kompresora, prije svega zbog tradicije i pouzdanosti. Oni imaju i neke nedostatke, poput opasnosti od nakupljanja kapljevine u cilindru kompresora i opasnosti od hidrauličkog udara. Njihove dimenzije i ukupna masa su veći u usporedbi s drugim kompresorima sličnog kapaciteta i namjene. Posebni nedostatak klipnih kompresora su vibracije u radu. Kapacitet klipnih kompresora se može grubo prilagoditi brojem cilindara koji su u radu ili finije putem promjene brzine vrtnje.

Kompresori s rotirajućim klipom i vanjskom lamelom (eng. *rolling piston compressor*) su vrlo česta izvedba kompresora manjih kapaciteta. Njihov rad je vrlo tih pa su pogodni za primjenu u hladnjacima u kućanstvima.

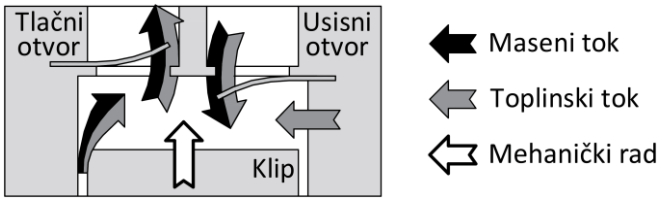
Radni prostor je volumen u obliku polumjeseca između klipa i cilindra (Slika 3.7). Vanjska lamela se pravocrtno miče u procjepu u cilindru. Opruga i tlak plina ju pritišću na obod rotirajućeg klipa, koji se ekscentrično pomiče unutar cilindra. Lamela dijeli radni prostor na usisnu i kompresijsku komoru. Volumen usisnog dijela raste, a volumen kompresijskog se smanjuje. Za odvijanje jednog cijelog procesa su potrebna dva okretaja rotirajućeg klipa, odnosno pogonskog vratila. Međutim, treba istaknuti da se tijekom jednog okreta istovremeno preklapaju dva uzastopna procesa: kompresija iz ranijeg procesa i usis iz novoga procesa. Ovi kompresori su pogodni za pogon promjenjivom brzinom vrtnje radi podešavanja kapaciteta.

Zbog kompaktne konstrukcije, dimenzije kompresora s rotirajućim klipom su male i njihova masa je skoro upola manja od mase klipnog kompresora istog kapaciteta pri istoj brzini vrtnje. Razina vibracija je vrlo niska, obzirom da se radni mehanizam može vrlo dobro uravnotežiti.

Spiralni kompresori (eng. *scroll compressor*) imaju veći kapacitet od kompresora s rotirajućim klipom. Sastoje se iz mirujuće spirale i pokretne spirale koja translatira po kružnici. Hladna para radne tvari se usisava iz prostora izvan i oko fiksne spirale, a na kraju kompresije se odvodi iz središta fiksne spirale. Ovi kompresori su pogodni za pogon promjenjivom brzinom vrtnje. Spiralni kompresori se još ne primjenjuju za komercijalne transkritične CO_2 sustave, već samo za istraživanja.

3.2.2. Osnovni opis kontrolnog volumena

Radna komora volumetrijskog kompresora periodički mijenja volumen tijekom rada. Kada se masi plinovite radne tvari smanji volumen, narastu joj tlak i temperatura. Tlačni ventil i usisni ventil ili otvor omogućuju izmjenu mase radne tvari tijekom procesa.



Slika 3.3 Radni prostor klipnog kompresora, kao kontrolni volumen koji predstavlja otvoreni termodinamički sustav

Slika 3.3 prikazuje radni prostor klipnog kompresora, kao otvoreni termodinamički sustav, koji preko svojih granica izmjenjuje masu i energiju (toplinu i mehanički rad) s okolinom. Pri modeliranju promjena stanja u tom prostoru, usvajaju se određene pretpostavke. Cijeli radni prostor se promatra kao otvoreni termodinamički sustav, koji s okolinom izmjenjuje masu i energiju. Taj prostor se promatra kao homogeni kontrolni volumen, odnosno u određenom trenutku u cijelom prostoru vladaju ista temperatura, tlak, gustoća itd. U sljedećem trenutku se pretpostavlja novo homogeno stanje, s novim vrijednostima varijabli. Pri izradi modela je usvojena pretpostavka da će se pozitivni predznak koristiti za sve tokove koji doprinose povećanju mase ili energije termodinamičkog sustava.

Slika 3.3 crnim strelicama prikazuje pozitivne smjerove masenih tokova. Masa struji s mjesta višeg tlaka ka nižem tlaku. Masa u radni prostor ulazi kroz tlačni ventil, usisni ventil ili otvor, ili kroz mjesta propuštanja. Intenzitet protoka ovisi o razlici tlakova, gustoći i protočnoj površini. Protočna površina ventila se mijenja ovisno o dinamici ventila, što se zasebno prati. Kod pojedinih izvedbi kompresora se mijenja i protočna površina propuštanja, što se također zasebno prati.

Izmjena energije se odnosi na izmjenu topline i mehaničkog rada. Slika 3.3 tamno-sivim strelicama prikazuje toplinske tokove. Treba voditi računa i o smjeru toplinskog toka, odnosno prijenosa energije. Ako taj prijenos energije povećava sadržaj energije u radnom prostoru, imati će pozitivan predznak. Dio izmjene topline se odvija izmjenom mase i prijenosom entalpije s mjesta višeg tlaka. Zbog toga treba poznavati stanje entalpije u radnom prostoru, ali i u susjednim kontrolnim volumenima, s kojima se izmjenjuju masa i energija. Osim toga, izmjena topline se vrši i konvekcijom između radne tvari u radnom prostoru kompresora i stijenki koje ga oplakuju. Ovaj toplinski tok ovisi o oplakanoj površini stijenki u dodiru s radnom tvari.

Uslijed promjene volumena radnog prostora dolazi i do izmjene mehaničkog rada s pogonskim vratilom (Slika 3.3, bijela strelica). Smjer prijenosa mehaničke energije je pozitivan ako povećava energiju u termodinamičkom sustavu. Pritom se volumen sustava smanjuje, pa zato ovaj član ima negativan predznak za promjenu volumena. Volumen radnog prostora i oplakana površina stijenki se neprestano mijenjaju. Kako su i volumen i oplakana površina ovisni o kutnom položaju pogonskog vratila, derivacije će se izvađati po kutu pogonskog vratila. Kasnije će se te derivacije povezati s vremenom, kako bi po potrebi bile dostupne i njihove promjene u vremenu. Time se, bez potrebe za promjenom modela, može pratiti i odziv cijelog sustava u promjenjivim uvjetima rada.

Sljedeći izvod počiva na dugogodišnjoj praksi modeliranja cilindra motora s unutarnjim izgaranjem. Visoke temperature radne tvari, mnogo više od temperature kritične točke, omogućavale su poistovjećivanje radne tvari s idealnim plinom. To je uvelike pojednostavilo model. Primjeri detaljnih izvoda tih jednadžbi su dani u doktorskim disertacijama Škifića (2003) i Mrzljaka (2015).

U uobičajenim rashladnim sustavima se veći dio procesa u kompresoru odvija pri podkritičnim uvjetima. Stoga je ipak potrebno koristiti programsku podršku za određivanje realnih svojstava radne tvari. Pri izvodu modela za promjene stanja u radnom prostoru kompresora će se voditi računa o svojstvima realnog plina.

3.2.3. Zamjenjivost vrste kompresora u modelu kompresora

3.2.3.1. Pohrana periodičkih podataka kompresora

Geometrijske promjene u kompresoru su rezultat kružnih gibanja pogonskog mehanizma. Stoga se geometrijske značajke periodički mijenjaju s kutom zakreta pogonskog vratila. Kako bi se ubrzali proračuni, vrijednosti periodičkih veličina se pohranjuju u 1D tablice (eng. *look-up tables*). Iščitavanje periodičkih vrijednosti je brže od njihovog izračunavanja. Vrijednosti se pohranjuju za svaki 1° zakreta

pogonskog vratila tijekom punog okreta (od 0° do 360°). Vrijednosti se iščitavaju interpolacijom. U 1D tablice se pohranjuju:

- volumeni radnih komora (cilindar kod kompresora s oscilirajućim klipom, komore usisa i komore kompresije kod kompresora s rotirajućim klipom ili više komora, svake zasebno, kod spiralnog kompresora) $V_i(\theta)$ u [m³],
- derivacije promjena volumena po kutu $\mathrm{d}V_i(\theta)/\mathrm{d}\theta$ u [m³/rad],
- oplakane površine stijenki $A_{\mathrm{w}}(\theta)$ u [m²] i
- sve periodički promjenjive protočne površine (propuštanja, te tlačni ventil i usisni ventil ili otvor) $A_j(\theta)$ u [m²].

Osim navedenih veličina, potrebne su i sljedeće integrirane veličine:

- stapajni volumen i ukupna promjena volumena radnoga prostora,
- maksimalni i minimalni (kompresijski, odnosno štetni) volumen i
- omjer kompresijskog volumena (tj. omjer minimalnoga i stapajnog volumena).

Brzina vrtnje pogonskog vratila nije konstantna u promjenjivim uvjetima rada. Stoga se geometrijske značajke ne mijenjaju periodički tijekom vremena, nego samo s kutom zakreta pogonskog vratila. No pri izvodu matematičkog modela za brzinu promjene temperature u komori kompresora se koriste derivacije po vremenu. To je potrebno za modeliranje promjenjivih uvjeta rada rashladnog sustava. U 1D tablice su upisane derivacije po kutu zakreta pogonskog vratila. Brzina vrtnje pogonskog vratila je veza između derivacija po vremenu i derivacija istih veličina po kutu vratila.

3.2.3.2. Veza između vremena i kuta pogonskog vratila

Kutna brzina je derivacija promjene kuta θ pogonskog vratila (u radijanima) po vremenu:

$$\omega\ [\mathrm{rad/s}] = \frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t} \tag{3.1}$$

Kutna brzina se često mijenja, osobito u promjenjivim uvjetima rada, pa se njena trenutna vrijednost prikazuje kao $\omega(t)$, gdje je t vrijeme.

U svim izrazima, osim ako nije zasebno naznačeno, jedinice za kut su radijani. Prijeđeni kut zakreta pogonskog vratila kompresora od vremena t_1 do vremena t_2 je:

$$\theta = \theta_2 - \theta_1 = \int_{t_1}^{t_2} \omega(t)\,\mathrm{d}t \tag{3.2}$$

Za vrlo kratke vremenske intervale Δt se često pretpostavlja konstantna kutna brzina tijekom tih vremenskih intervala. Tada nije potrebno integrirati brzinu kako bi se pronašao prijeđeni kut:

$$\Delta\theta = \omega(t)\,\Delta t \tag{3.3}$$

Ako je radi korištenja spomenutih 1D tablica potreban kut u stupnjevima, koristi se pretvorba:

$$\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\,[\mathrm{m}^3/\mathrm{s}] = \frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\theta}\,[\mathrm{m}^3/\mathrm{rad}] \cdot \omega\,[\mathrm{rad}/\mathrm{s}] \tag{3.4}$$

3.2.3.3. Podjela modela kompresora

Opisano je da se periodičke veličine odnose na geometrijske značajke kompresora. Geometrijske značajke se razlikuju među različitim vrstama kompresora. Model za promjenu mase i energije u kontrolnom volumenu je za sve vrste kompresora isti. To znači da je matematički model primjenjiv za različite vrste volumetrijskih kompresora i ekspandera. Kako bi se u modelu promijenila vrsta kompresora, dovoljno je zamijeniti samo model geometrije. U poglavlju 3.2.4 je opisan model promjene mase i energije u radnim komorama kompresora. Geometrija kompresora je za klipni kompresor opisana u poglavlju 3.2.5, za kompresor s rotirajućim klipom u poglavlju 3.2.6, te za spiralni kompresor u poglavlju 3.2.7.

Opisana granulacija, odnosno odvajanje funkcija za određivanje prijenosa mase i energije od funkcija za određivanje geometrijskih karakteristika olakšava razvoj, ispitivanje i uspoređivanje različitih vrsta volumetrijskih kompresora. Osim toga, granulacija omogućuje i brže otkrivanje grešaka u modelu. Naime, obzirom da sve vrste volumetrijskih kompresora ne koriste jednake, nego iste funkcije za određivanje masenih i energetskih tokova, sprječava se nastanak grešaka specifičnih za samo jednu vrstu kompresora. Drugim riječima, ako se pojavi greška u modelu, ona će utjecati na sve vrste kompresora. Zato, tijekom simulacije, ukoliko istraživač uoči grešku kod samo jedne vrste kompresora, to upućuje da je izvor greške u funkcijama za određivanje karakteristika geometrije, a ne među funkcijama za određivanje masenih i energetskih tokova.

3.2.4. Jednadžbe očuvanja

3.2.4.1. Očuvanje mase

Jednadžba očuvanja mase u kontrolnom volumenu je:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \sum_j \dot{m}_j \tag{3.5}$$

gdje se indeks j odnosi na sva mjesta izmjene mase s okolinom: usis, istiskivanje i propuštanja. Maseni protoci na ventilima i mjestima propuštanja su opisani zasebno.

3.2.4.2. Očuvanje energije

Jednadžba brzine promjene temperature radne tvari u kontrolnom volumenu izvedena je iz jednadžbe očuvanja energije. Pretpostavljeno je da je riječ o očuvanju unutarnje energije:

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}U_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}(u_{\mathrm{cv}} m_{\mathrm{cv}})}{\mathrm{d}t} = m_{\mathrm{cv}} \frac{\mathrm{d}u_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} + u_{\mathrm{cv}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} \tag{3.6}$$

Jednadžba očuvanja energije za otvoreni termodinamički sustav glasi:

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{w}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} + \sum \dot{m}_j \left(h + \frac{w^2}{2} + gz \right)_j \tag{3.7}$$

gdje se indeks cv odnosi na promatrani kontrolni volumen, indeks j na sve toplinske tokove prijenosom osjetne topline, kinetičke i potencijalne energije prema kontrolnom volumenu. Članovi u zagradama predstavljaju ukupnu specifičnu energiju masenih tokova, koja je jednaka zbroju specifične entalpije te specifične kinetičke i specifične potencijalne energije. Potencijalna i kinetička energija se redovito zanemaruju u kontrolnim volumenima s mirujućom radnom tvari. Radne komore volumetrijskih kompresora su primjeri takvih volumena. Jednadžba očuvanja energije sada glasi:

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{cv}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{w}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} + \sum \dot{m}_j h_j = \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} \tag{3.8}$$

gdje su izmjene topline $\mathrm{d}Q/\mathrm{d}t$ (lijevo) i mehaničkog rada $\mathrm{d}W/\mathrm{d}t$ (desno) prikazane izrazom (3.9):

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{w}}}{\mathrm{d}t} + \sum \dot{m}_j h_j \qquad\qquad \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} = -p \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} \tag{3.9}$$

3.2.4.3. Razvoj osnovnih jednadžbi modela termodinamičkog procesa

Prvi zakon termodinamike definira unutarnju energiju:

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} - p \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} \tag{3.10}$$

Prema tome dovedena toplina termodinamičkom sustavu se koristi za povećanje unutarnje energije sustava i vršenje mehaničkog rada na okruženje:

$$\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}U_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.11}$$

gdje indeks c označava stanje u radnoj komori (cilindru) kompresora. Derivacija unutarnje energije:

$$\frac{\mathrm{d}U_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}(u_\mathrm{c}m_\mathrm{c})}{\mathrm{d}t} = m_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.12}$$

Uvrštavanjem izraza (3.12) u izraz (3.11) i deriviranjem po vremenu se dobiva:

$$\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = m_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.13}$$

Jednadžba očuvanja mase u kontrolnom volumenu glasi:

$$\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \sum_j \dot{m}_j = \left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{suc} + \left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{dis} + \left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{leak} \tag{3.14}$$

Izmijenjeni toplinski tok je:

$$\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = h_\mathrm{suc}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{suc} + h_\mathrm{dis}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{dis} + h_\mathrm{leak}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{leak} + \frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{w}}{\mathrm{d}t} \tag{3.15}$$

Specifična unutarnja energija i plinska konstanta realne radne tvari ovise o temperaturi i gustoći:

$$u_\mathrm{c} = u_\mathrm{c}(T, \rho) \tag{3.16}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T \frac{\mathrm{d}\rho_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.17}$$

$$R_\mathrm{c} = R_0 Z_\mathrm{c}(T, \rho) \tag{3.18}$$

$$\frac{\mathrm{d}Z_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T \frac{\mathrm{d}\rho_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.19}$$

$$\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = R_0\frac{\mathrm{d}Z_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = R_0\left[\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T \frac{\mathrm{d}\rho_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right] \tag{3.20}$$

Jednadžba stanja realnog plina je:

$$p_{\mathrm{c}} = \frac{m_{\mathrm{c}} R_{\mathrm{c}} T_{\mathrm{c}}}{V_{\mathrm{c}}} = \rho_{\mathrm{c}} R_{\mathrm{c}} T_{\mathrm{c}} \tag{3.21}$$

pri čemu je plinska konstanta:

$$R_{\mathrm{c}} = R_0 Z_{\mathrm{c}} = \frac{R_{\mathrm{univ}}}{M} Z_{\mathrm{c}} \tag{3.22}$$

gdje je $R_{\mathrm{univ}} = 8{,}314\ \mathrm{kJ/kmol \cdot K}$ univerzalna plinska konstanta, a M je molarna masa radne tvari ($M_{\mathrm{CO2}} = 44{,}01\ \mathrm{kg/kmol}$, $R_0 = 188{,}92\ \mathrm{J/kg \cdot K}$). Svojstvo radne tvari $Z_{\mathrm{c}} = f(p, T, v)$ je faktor kompresibilnosti. Za idealni plin je $Z_{\mathrm{c}} = 1$ konstantno. No za realni plin nije konstantno, već ovisi o drugim parametrima stanja. Već je naglašeno da se kod rashladnih sustava radna tvar mora promatrati kao realni plin, a ne idealni. Iz jednadžbe (3.21) stanja realnoga plina:

$$p_{\mathrm{c}} = \rho_{\mathrm{c}} R_0 Z_{\mathrm{c}} T_{\mathrm{c}} \tag{3.23}$$

Nakon logaritmiranja i deriviranja se izvodi:

$$\ln p_{\mathrm{c}} = \ln \rho_{\mathrm{c}} + \ln R_0 + \ln Z_{\mathrm{c}} + \ln T_{\mathrm{c}}$$

$$\frac{1}{p_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\rho_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}\rho_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{R_0} \frac{\mathrm{d}R_0}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{Z_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}Z_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{T_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} \tag{3.24}$$

Obzirom da se vrijednost plinske konstante idealnog plina R_0 ne mijenja za čistu radnu tvar (nije smjesa više spojeva), njena derivacija po vremenu je jednaka nuli. Ukupna derivacija je sada:

$$\frac{1}{p_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\rho_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}\rho_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{Z_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}Z_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{T_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} \tag{3.25}$$

U nastojanju da derivacija temperature po vremenu ostane jedina nepoznanica, u nastavku se izvode derivacije faktora kompresibilnosti i tlaka po vremenu. Kada je pronađena nova vrijednost temperature, tlak se izračunava po jednadžbi stanja (3.21). Prema novoj vrijednosti ukupne mase u sustavu i trenutnog volumena radne komore se može odrediti gustoću po masi i molarnu gustoću. One su, zajedno s temperaturom, neophodne za određivanje novih termodinamičkih svojstava.

Brzina promjene gustoće po vremenu (3.27) je derivacija gustoće (3.26) po vremenu:

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{3.26}$$

$$\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = \frac{\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)V - m\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t}\right)}{V^2} = \frac{\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right) - \rho\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t}\right)}{V} \tag{3.27}$$

Izraz za parcijalnu derivaciju gustoće (3.27) se može uvrstiti u (3.19) i izvesti (3.28). Sada se izrazi (3.27) i (3.28) mogu uvrstiti u (3.25) i izvesti izraz (3.29). Na kraju se derivacija temperature izvlači na lijevu stranu i dobiva se izraz (3.30):

$$\frac{\mathrm{d}Z_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T \frac{\left(\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right) - \rho_\mathrm{c}\left(\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right)}{V_\mathrm{c}} \tag{3.28}$$

$$\frac{1}{p_\mathrm{c}}\frac{dp_\mathrm{c}}{dt} = \left[\frac{1}{m_\mathrm{c}} + \frac{1}{V_\mathrm{c}Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T\right]\left[\left(\frac{dm_\mathrm{c}}{dt}\right) - \frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{dV_\mathrm{c}}{dt}\right)\right] + \left[\frac{1}{Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho + \frac{1}{T_\mathrm{c}}\right]\frac{dT_\mathrm{c}}{dt} \tag{3.29}$$

$$\left[\frac{1}{Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho + \frac{1}{T_\mathrm{c}}\right]\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - \left[\frac{1}{m_\mathrm{c}} + \frac{1}{V_\mathrm{c}Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T\right]\left[\left(\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right) - \frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right)\right] \tag{3.30}$$

Uvode se zamjenske veličine A [K^{-1}] i B [kg^{-1}] (3.31) i uvrštavaju u izraz (3.30) te se izvodi brzina promjene tlaka (3.32):

$$A = \left[\frac{1}{Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho + \frac{1}{T_\mathrm{c}}\right] \qquad B = \left[\frac{1}{m_\mathrm{c}} + \frac{1}{V_\mathrm{c}Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T\right] \tag{3.31}$$

$$\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = p_\mathrm{c}\left(A\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + B\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - B\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right) \tag{3.32}$$

Pretpostavljeno je da je unutarnja energija u_c funkcija tlaka i temperature.

$$u_\mathrm{c} = u_\mathrm{c}(T, p) \tag{3.33}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T \frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \tag{3.34}$$

Uvrštavanjem izraza (3.32) u (3.34) se izvodi izraz koji ne ovisi o derivaciji tlaka po vremenu:

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T p_c\left(A\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + B\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - B\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right) \tag{3.35}$$

Sređivanjem izraza (3.35) se dobiva:

$$\left[\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p + A\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right]\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - B\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + B\,p_\mathrm{c}\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \qquad (3.36)$$

Iz izraza (3.13) se izvodi brzina promjene unutarnje energije kontrolnog volumena:

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{m_\mathrm{c}}\left[\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\right] \qquad (3.37)$$

Izraz (3.37) se uvrštava u (3.36):

$$\begin{aligned}\left[\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p + A\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right]\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \\ = \frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - \left[\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}} + B\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right]\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left[B\,p_\mathrm{c}\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T - \frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right]\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}\end{aligned} \qquad (3.38)$$

Sad se, uz zamjene iz (3.31) uvode i zamjenske veličine C [J/kg·K], D [J/kg²] i E [Pa/kg], pa izraz (3.38) poprima oblik (3.40):

$$C = \left[\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p + A\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right] \quad D = \left[\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}} + B\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right] \quad E = \left[B\,p_\mathrm{c}\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T - \frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right] \qquad (3.39)$$

$$C\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - D\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + E\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} \qquad (3.40)$$

Brzina promjene temperature po vremenu je sada:

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - D\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + E\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}}{C} \qquad (3.41)$$

ili u proširenom obliku:

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_c}{dt} - \left[\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}} + B\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right]\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left[Bp_\mathrm{c}\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T - \frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right]\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t}}{\left[\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p + A\,p_\mathrm{c}\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right]} \qquad (3.42)$$

$$= \frac{\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} - \left\{\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}} + p_\mathrm{c}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}} + \frac{1}{V_\mathrm{c}Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T\right]\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right\}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}t} + \left\{p_\mathrm{c}\frac{m_\mathrm{c}}{V_\mathrm{c}}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}} + \frac{1}{V_\mathrm{c}Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial \rho_\mathrm{c}}\right)_T\right]\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T - \frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right\}\frac{dV_\mathrm{c}}{dt}}{\left\{\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_p + p_\mathrm{c}\left[\frac{1}{Z_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial Z_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)_\rho + \frac{1}{T_\mathrm{c}}\right]\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)_T\right\}}$$

Za izračunavanje brzine promjene temperature po kutu pogonskog vratila potrebno je iz prethodnog koraka procesa poznavati masu m_c i temperaturu T_c radne tvari u kontrolnom volumenu. Iz kinematike kontrolnog volumena se nalazi trenutni volumen V_c i brzina promjene volumena $(\mathrm{d}V_\mathrm{c}/\mathrm{d}t)$. Iz jednadžbe očuvanja mase se nalazi brzina promjene mase $(\mathrm{d}m_\mathrm{c}/\mathrm{d}t)$. Iz jednadžbe očuvanja energije se nalazi brzina promjene sadržaja topline $(\mathrm{d}Q_\mathrm{c}/\mathrm{d}t)$. Iz jednadžbe stanja se nalaze tlak radne tvari p_c, specifična unutarnja energija u_c i faktor kompresibilnosti Z_c. Preostaju još parcijalne derivacije: $(\partial u_\mathrm{c}/\partial T_\mathrm{c})_p$, $(\partial u_\mathrm{c}/\partial p_\mathrm{c})_T$, $(\partial Z_\mathrm{c}/\partial T_\mathrm{c})_\rho$ i $(\partial Z_\mathrm{c}/\partial \rho_\mathrm{c})_T$.

3.2.4.4. Izvodi potrebnih parcijalnih derivacija svojstava

Programski paket NIST Refprop nudi mogućnost izračuna svih potrebnih parcijalnih derivacija, osim derivacija specifične unutarnje energije ili faktora kompresibilnosti po tlaku i temperaturi, odnosno gustoći i temperaturi. Pomoću sljedećih 6 parcijalnih derivacija, koje izračunava programski paket NIST Refprop, će se pronaći ostale potrebne parcijalne derivacije:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T \qquad \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \qquad \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\rho \qquad \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_T \qquad \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T \qquad \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Veza između specifične unutarnje energije i specifične entalpije za realni plin prikazana je izrazom:

$$h_\mathrm{c} = u_\mathrm{c} + pv \quad \rightarrow \quad u_\mathrm{c} = h_\mathrm{c} - pv = h_\mathrm{c} - p/\rho \tag{3.43}$$

Parcijalna derivacija specifične unutarnje energije po temperaturi i pri konstantnom tlaku je:

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T}\right)_p = \frac{\partial}{\partial T}\left(h_\mathrm{c} - \frac{p}{\rho}\right)_p = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial T}\right)_p - \frac{\partial}{\partial T}\left(\frac{p}{\rho}\right)_p = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial T}\right)_p - \frac{1}{\rho^2}\left[\rho\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_p - p\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p\right] \tag{3.44}$$

Pri konstantnom tlaku vrijedi $(\partial p/\partial T)_p = 0$. Sada gornji izraz postaje:

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T}\right)_p = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial T}\right)_p + \frac{p}{\rho^2}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{3.45}$$

Parcijalna derivacija specifične unutarnje energije po tlaku pri konstantnoj temperaturi je:

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial p}\right)_T - \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{p}{\rho}\right)_T = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial p}\right)_T - \frac{1}{\rho^2}\left[\rho\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_T - p\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T\right]$$

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial h_\mathrm{c}}{\partial p}\right)_T - \frac{1}{\rho^2}\left[\rho - p\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T\right] \tag{3.46}$$

Faktor kompresibilnosti je:

$$Z_{\mathrm{c}} = \frac{pV}{mR_0T} = \frac{pv}{R_0T} = \frac{p}{\rho R_0T} \tag{3.47}$$

gdje je p tlak, V je volumen, m je masa, R_0 je plinska konstanta za idealni plin, T je temperatura, v je specifični volumen i ρ je gustoća radne tvari.

Parcijalna derivacija faktora kompresibilnosti po gustoći, pri konstantnoj temperaturi je:

$$\left(\frac{\partial Z_{\mathrm{c}}}{\partial \rho}\right)_T = \frac{\partial}{\partial \rho}\left(\frac{p}{\rho R_0T}\right)_T = \frac{1}{R_0T}\frac{\partial}{\partial \rho}\left(\frac{p}{\rho}\right)_T = \frac{1}{\rho^2 R_0T}\left(\rho\frac{\partial p}{\partial \rho} - p\frac{\partial \rho}{\partial \rho}\right)_T$$

$$\left(\frac{\partial Z_{\mathrm{c}}}{\partial \rho}\right)_T = \frac{1}{\rho^2 R_0T}\left[\rho\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_T - p\right] \tag{3.48}$$

Parcijalna derivacija faktora kompresibilnosti po temperaturi, pri konstantnom tlaku je:

$$\left(\frac{\partial Z_{\mathrm{c}}}{\partial T}\right)_\rho = \frac{\partial}{\partial T}\left(\frac{p}{\rho R_0T}\right)_\rho = \frac{1}{\rho R_0}\frac{\partial}{\partial T}\left(\frac{p}{T}\right)_\rho = \frac{1}{\rho R_0T^2}\left(T\frac{\partial p}{\partial T} - p\right)_\rho$$

$$\left(\frac{\partial Z_{\mathrm{c}}}{\partial T}\right)_\rho = \frac{1}{\rho R_0T^2}\left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\rho - p\right] \tag{3.49}$$

3.2.4.5. Izmjena topline sa stijenkom komore

Trenutni toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{w}}$ između radne tvari i stijenke komore ovisi o stroju i procesu, odnosno o geometriji stroja i trenutnim radnim uvjetima. $\dot{Q}$ je pozitivan ako dovodi toplinu radnoj tvari u kontrolnom volumenu. Trenutni prijenos topline je:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w}} = \alpha_{\mathrm{w}} A_{\mathrm{w}}(T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{r}}) \tag{3.50}$$

gdje je α_{w} koeficijent prijelaza topline na stijenki, A_{w} je trenutna površina stijenke modelirane radne komore, T_{w} je temperatura stijenke komore i T_{r} temperatura radne tvari. Trenutna površina oplakane stijenke se izračunava iz geometrije konkretnog kompresora, ovisno o kutu pogonskog vratila.

Izračunavanje α_{w} se temelji na različitim korelacijama prijenosa topline, koje su specifične za određenu vrstu stroja. Većina tih korelacija razvijene su za prisilnu konvekciju i imaju općeniti oblik:

$$\alpha_{\mathrm{w}} = a\frac{\lambda}{D_{\mathrm{h}}}\mathrm{Re}^b\mathrm{Pr}^c \tag{3.51}$$

gdje je λ toplinska vodljivost fluida, D_h je hidraulički promjer komore, a Re i Pr su Reynoldsov i Prandtlov broj. Parametri $a,\ b$ i c su eksperimentalno dobiveni i ovise o fluidu, geometriji i radnim uvjetima. Za koeficijent prijelaza topline kod klipnih kompresora je izabrana korelacija Adair i sur. (1972) (3.52), za kompresore s rotirajućim klipom je izabrana Liu i Zhou (1984) (3.53), za spiralne kompresore je izabrana Bell i sur. (2020) (3.54):

$$\alpha_\mathrm{w} = 0{,}053\frac{\lambda}{D_\mathrm{h}}\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}6} \tag{3.52}$$

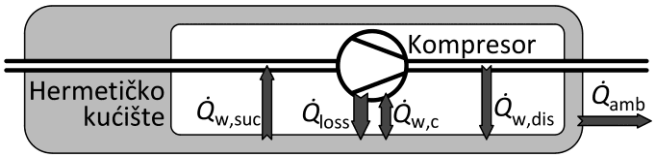
$$\alpha_\mathrm{w} = 0{,}75\frac{\lambda}{D_\mathrm{h}}\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}6} \tag{3.53}$$

$$\alpha_\mathrm{w} = 0{,}023\frac{\lambda}{D_\mathrm{h}}\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}\left(1 + 1{,}77\frac{D_\mathrm{h}}{R_\mathrm{avg}}\right) \tag{3.54}$$

U ovom modelu manjih volumetrijskih kompresora, u hermetičkom kućištu je pretpostavljena vrlo visoka toplinska vodljivost u masivnim metalnim dijelovima kompresora, elektromotora i kućišta. Drugim riječima, pretpostavka je da su svi metalni dijelovi kompresora na istoj temperaturi, koja je ujedno i temperatura njihove stijenke, bilo u dodiru s radnom tvari, bilo u dodiru s okolinom (Winandy i sur. 2002). Jednadžba očuvanja energije za stijenku metalnih dijelova kompresora je:

$$m_\mathrm{w,k}c_\mathrm{p,w,k}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{w,k}}{\mathrm{d}t} = \dot{Q}_\mathrm{loss} + \dot{Q}_\mathrm{amb} + \dot{Q}_\mathrm{w,suc} + \dot{Q}_\mathrm{w,dis} + \dot{Q}_\mathrm{w,c} \tag{3.55}$$

gdje je $m_\mathrm{w,k}$ masa metalnih dijelova kompresora, $c_\mathrm{p,w,k}$ je specifična toplina svih metalnih dijelova kompresora, koji je sastavljen iz dijelova od različitih metala, $\left(\mathrm{d}T_\mathrm{w,k}/\mathrm{d}t\right)$ je brzina promjene temperature stijenke, $\dot{Q}_\mathrm{loss}$ je toplinski tok svih gubitaka kompresora s pogonskim elektromotorom, $\dot{Q}_\mathrm{w,suc}$ je toplinski tok izmijenjen s radnom tvari u usisnom kanalu, komori usisa u kućištu kompresora i na usisnim ventilima, $\dot{Q}_\mathrm{w,dis}$ je toplinski tok između stijenki i vrele radne tvari nakon izlaza iz kompresora, $\dot{Q}_\mathrm{w,c}$ je toplinski tok između stijenki radnih komora kompresora i radne tvari, a $\dot{Q}_\mathrm{amb}$ je toplinski tok izmijenjen između vanjske stijenke kućišta i okolnog zraka.



Slika 3.4 Podloga za pojednostavljeni proračun temperature stijenke kompresora

Toplinski tok gubitaka kompresora i elektromotora $\dot{Q}_{\mathrm{loss}}$ se predaje stijenkama i metalnim dijelovima kompresora, elektromotora i kućišta, a zatim dalje radnoj tvari ili okolnom zraku. Taj toplinski tok je prikazan jednadžbom (3.81).

Toplinski tok izmijenjen s okolinom je:

$$\dot{Q}_{\mathrm{amb}} = \alpha_{\mathrm{amb}} A_{\mathrm{amb}} \left(T_{\mathrm{amb}} - T_{\mathrm{w,k}}\right) \tag{3.56}$$

Radna tvar u usisnom dijelu kompresora izmjenjuje toplinu sa stijenkom, pri čemu se protoku $\dot{m}_{\mathrm{r}}$ radne tvari mijenja specifična entalpija s $h_{\mathrm{suc},1}$ na $h_{\mathrm{suc},2}$ uz izmijenjeni toplinski tok:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,suc}} = \dot{m}_{\mathrm{r}} \left(h_{\mathrm{suc},1} - h_{\mathrm{suc},2}\right) \tag{3.57}$$

Toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{w,suc}}$ je negativan ako se stijenki, kao kontrolnom volumenu, odvodi energija. Taj toplinski tok se izmjenjuje na površini stijenke A_{suc} koja je u dodiru s radnom tvari na strani usisa. Za pretpostavljenu srednju temperaturu radne tvari $T_{\mathrm{r,suc,avg}}$ u usisnom dijelu kompresora i temperaturu stijenke kompresora $T_{\mathrm{w,k}}$ se može odrediti isti toplinski tok:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,suc}} = \alpha_{\mathrm{suc}} A_{\mathrm{suc}} \left(T_{\mathrm{r,suc,avg}} - T_{\mathrm{w,k}}\right) \tag{3.58}$$

S druge strane, toplinski tok između radne tvari koja izlazi iz kompresora i stijenke kompresora:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,dis}} = \dot{m}_{\mathrm{r}} \left(h_{\mathrm{dis},1} - h_{\mathrm{dis},2}\right) = \alpha_{\mathrm{dis}} A_{\mathrm{dis}} \left(T_{\mathrm{r,dis,avg}} - T_{\mathrm{w,k}}\right) \tag{3.59}$$

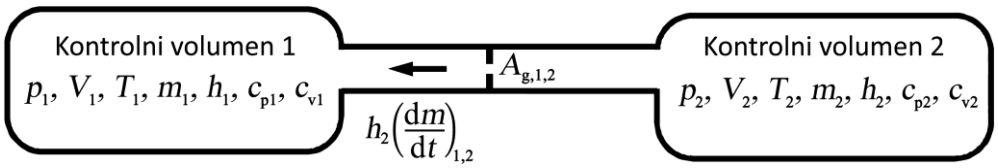
Toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{w,c}} = -\dot{Q}_{\mathrm{w,r,c}}$ između stijenke i radne tvari u komorama cilindra opisuje izraz (3.50).

Temperaturu stijenke kompresora i njene promjene se može pratiti integracijom derivacije brzine promjene temperature stijenke po vremenu:

$$\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{w,k}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\left(\dot{Q}_{\mathrm{loss}} + \dot{Q}_{\mathrm{amb}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,suc}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,dis}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,c}}\right)}{m_{\mathrm{w,k}} c_{\mathrm{p,w,k}}} \tag{3.60}$$

3.2.4.6. Izmjena tvari s prijenosom topline

Slika 3.5 prikazuje dva kontrolna volumena. Povezani su protočnim kanalom s najmanjom protočnom površinom $A_{\mathrm{g},1,2}$. Najmanja geometrijska protočna površina definira maseni protok. To mogu biti trenutne protočne površine usisnog ili tlačnog ventila, trenutne protočne površine propuštanja među kontrolnim volumenima itd.



Slika 3.5 Prestrujavanje među kontrolnim volumenima za $p_2 > p_1$

U trenutku prestrujavanja su poznata svojstva radne tvari u svakom kontrolnom volumenu. Ako se zanemare inercijski efekti, fluid prestrujava s mjesta višeg tlaka na mjesto nižeg, sve dok se tlakovi ne izjednače. Slika 3.5 prikazuje strujanje za uvjet kada je $p_1 < p_2$. Masa i osjetna toplina dotječu iz kontrolnog volumena 2 u volumen 1. Analogno riječnom toku, mjesto s višim tlakom se naziva uzvodno mjesto, dok je mjesto s nižim tlakom nizvodno. Prema tome kontrolni volumen 1 ima pozitivni maseni protok i pozitivan toplinski tok. Nasuprot, oba toka su negativna za kontrolni volumen 2. Uvjeti strujanja na mjestu suženja su definirani uzvodnim termodinamičkim stanjem. Kontrolni volumen 1 je mjesto s nizvodnim stanjem, a kontrolni volumen 2 je mjesto s uzvodnim stanjem

Mjesto suženja ima geometrijsku protočnu površinu $A_{g,1,2}$. Zbog odvajanja graničnog sloja i nastanka vrtloga je stvarna (efektivna) protočna površina manja od geometrijske. Ona se određuje množenjem geometrijske protočne površine s koeficijentom protoka $C_{D,1,2}$:

$$A_{eff,1,2} = C_{D,1,2}\, A_{g,1,2} \tag{3.61}$$

Za $p_1 < p_2$ i plinovitu i stlačivu radnu tvar je maseni protok kroz mjesto suženja:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{1,2} = C_{D,1,2}\, A_{g,1,2}\, p_2\, \psi \sqrt{\frac{2}{RT_2}} \tag{3.62}$$

gdje je ψ funkcija protoka. Kritični omjer tlakova na mjestu prestrujavanja je onaj pri kojemu na mjestu suženja strujanje doseže brzinu zvuka. Taj kritični omjer tlakova (nizvodni/uzvodni) je:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \text{gdje je: } \kappa = \frac{c_{p,2}}{c_{v,2}} \tag{3.63}$$

Za omjer tlakova koji je niži od kritičnog vrijedi (3.64), dok za viši omjer vrijedi (3.65):

$$1 \geq \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \geq \left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{cr} \quad \rightarrow \quad \psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \tag{3.64}$$

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{\mathrm{cr}} \geq \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \quad \rightarrow \quad \psi = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \tag{3.65}$$

Kada kapljevina prestrujava između kontrolnih volumena, onda je maseni protok:

$$\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right)_{1,2} = C_{\mathrm{D},1,2}\, A_{\mathrm{g},1,2} \sqrt{2\rho_2(p_2 - p_1)} \tag{3.66}$$

Ovaj model prestrujavanja se može koristiti za bilo koju izmjenu mase i energije između uzajamno povezanih kontrolnih volumena, bilo da se radi o prestrujavanju na ventilima ili o propuštanju. Za propuštanja kroz uske procjepe između velikih bočnih površina i u podmazanim procjepima se koriste zasebne jednadžbe propuštanja, ovisno o karakteru strujanja u tim procjepima.

Vrijednost koeficijenta suženja protoka $\mu_{1,2}$ nije konstantna i redovito je manja od 1. Njena vrijednost se mijenja tijekom otvaranja ventila ili kod promjene geometrije protočne površine tijekom procesa. Vrijednosti za $\mu_{1,2}$ se često eksperimentalno određuju, a zatim se obradom izmjerenih vrijednosti predlažu različite empirijske korelacije, kako bi ih se moglo izračunavati tijekom proračuna procesa.

3.2.4.7. Maseni protoci propuštanja

Propuštanje mimo klipa

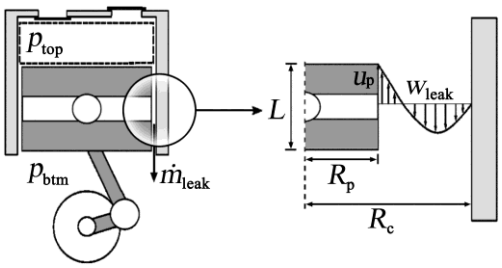
U radovima Ferreira i Lilie (1984) i Lohn i Pereira (2014) je prikazan model za propuštanje kroz procjep između klipa i cilindra po pretpostavci laminarnog protoka nestlačivog fluida pri potpuno razvijenom strujanju (Slika 3.6). Taj model se koristi za proračun masenog protoka propuštanja radne tvari:

$$\dot{m}_{\mathrm{leak}} = u_{\mathrm{leak}} \rho \pi \left(R_{\mathrm{c}}^2 - R_{\mathrm{p}}^2\right) \tag{3.67}$$

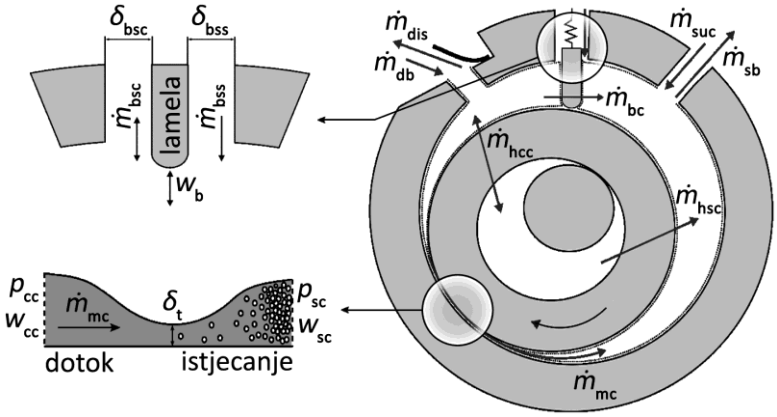
gdje je R_{c} radijus cilindra, R_{p} je radijus klipa, w_{leak} je trenutna prosječna brzina propuštanja i ρ je gustoća na strani višeg tlaka. Brzina propuštanja u_{leak} se može odrediti integracijom profila brzine, što detaljno prikazuju Ferreira i Lilie (1984):

$$u_{\mathrm{leak}} = \frac{w_{\mathrm{p}}[1 - K^2 + 2K\ln(K)]}{2(1-K^2)\cdot\ln(K)} + \frac{\left(p_{\mathrm{top}} - p_{\mathrm{btm}}\right)R_{\mathrm{c}}^2}{8\mu L}\left[\frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ln(K)}\right] \tag{3.68}$$

gdje je L duljina zazora, a $K = R_{\mathrm{p}}/R_{\mathrm{c}}$ je omjer radijusa klipa i cilindra. Tlak u prostoru ispod klipa je jednak tlaku na usisu. Trenutna brzina klipa je w_{p}, a μ je dinamička viskoznost plina pri propuštanju.



Slika 3.6 Propuštanje između klipa i cilindra klipnog kompresora, Rocha (2019)



Slika 3.7 Maseni protoci na kompresoru s rotirajućim klipom, prerađeno iz Rocha (2019)

Slika 3.7 prikazuje protoke radne tvari i propuštanja na kompresoru s rotirajućim klipom. Najveći protoci radne tvari su na usisnom otvoru $\dot{m}_{\mathrm{suc}}$ i tlačnom ventilu $\dot{m}_{\mathrm{dis}}$. Manji protoci su različiti povratni tokovi na usisnom $\dot{m}_{\mathrm{sb}}$ i tlačnom ventilu $\dot{m}_{\mathrm{db}}$. Treba voditi računa i o propuštanju među kontrolnim volumenima zbog razlike tlaka i zračnosti među pokretnim dijelovima:

- propuštanje između komora kompresije i usisa $\dot{m}_{\mathrm{mc}}$ na mjestu dodira klipa i cilindra,
- propuštanje mimo lamele $\dot{m}_{\mathrm{bc}}$ između komore kompresije i komore usisa,
- bočno propuštanje uz lamelu iz komore kompresije $\dot{m}_{\mathrm{bsc}}$ te iz komore usisa $\dot{m}_{\mathrm{bss}}$ i
- propuštanje preko vršnih ploha rotirajućeg klipa između komore kompresije $\dot{m}_{\mathrm{hcc}}$, odnosno komore usisa $\dot{m}_{\mathrm{hsc}}$ i unutrašnjosti rotirajućeg klipa.

Propuštanje kroz minimalni radijalni otvor

Ponekad, najčešće pri propuštanjima u strojevima s podmazanim stijenkama radne komore, u uskim procjepima dolazi do prestrujavanja ulja za podmazivanje. Para radne tvari se u komori s visokim tlakom otapa u ulju. Takvo *obogaćeno* ulje prestrujava u komoru s niskim tlakom. Ondje radna tvar isplinjava iz ulja. Na taj način dolazi i do propuštanja radne tvari nošene uljem. Propuštanje kroz minimalni radijalni zazor na mjestu dodira klipa i cilindra (Slika 3.7, lijevo dolje) je najintenzivnije kod

kompresora s rotirajućim klipom. Gasche i sur. (2012) su predložili opću jednadžbu za maseni protok smjese kroz radijalni zazor:

$$\dot{m}_{\mathrm{mc}} = \frac{\rho_{\mathrm{mix}} H_{\mathrm{p}} \delta_{\mathrm{t}}^{2,5}}{12 \mu_{\mathrm{mix}} R_{\mathrm{p}}^{0,5}} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{down}}\right) \tag{3.69}$$

gdje je H_{p} visina klipa, R_{p} radijus klipa, δ_{t} radijalni zazor. Razlika tlakova i indeksi up i down se odnose u ovom slučaju na razliku tlakova i stanja u komorama usisa i kompresije.

Protok propuštanja radne tvari je:

$$\dot{m}_{\mathrm{leak,mc}} = \dot{m}_{\mathrm{mc}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \tag{3.70}$$

gdje je x maseni udio otopljenog CO_2 u mazivom ulju.

Slika 3.7 (lijevo gore) prikazuje propuštanje uz bokove lamele. Ono se modelira kao potpuno razvijeno ustaljeno strujanje između dvije paralelne ploče, od kojih se jedna miče, a druga je nepomična:

$$\dot{m}_{\mathrm{bss}} = -\frac{1}{2} \rho_{\mathrm{mix}} H_{\mathrm{c}} \delta_{\mathrm{bss}} w_{\mathrm{b}} + \frac{1}{12} \frac{\rho_{\mathrm{mix}} H_{\mathrm{c}} \delta_{\mathrm{bss}}^3}{\mu_{\mathrm{mix}} L_{\mathrm{b}}} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{down}}\right) \tag{3.71}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{bsc}} = -\frac{1}{2} \rho_{\mathrm{mix}} H_{\mathrm{c}} \delta_{\mathrm{bsc}} w_{\mathrm{b}} + \frac{1}{12} \frac{\rho_{\mathrm{mix}} H_{\mathrm{c}} \delta_{\mathrm{bsc}}^3}{\mu_{\mathrm{mix}} L_{\mathrm{b}}} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{down}}\right) \tag{3.72}$$

gdje je $\dot{m}_{\mathrm{bss}}$ propuštanje prema komori usisa, a $\dot{m}_{\mathrm{bsc}}$ prema komori kompresije, H_{c} je visina cilindra, δ_{bss} i δ_{bsc} su bočne zračnosti lamele na strani usisa i na strani istiskivanja, w_{b} je trenutna brzina lamele, a L_{b} je njena ukupna duljina. Pretpostavljeno je da je tlak u provrtu iza lamele jednak tlaku p_{dis} na odvodu iz kompresora.

Izrazi (3.71) i (3.72) definiraju protoke smjese ulja i otopljene radne tvari. Sljedeći izrazi definiraju protok propuštanja radne tvari po bokovima lamele:

$$\dot{m}_{\mathrm{leak,bss}} = \dot{m}_{\mathrm{bss}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \qquad \dot{m}_{\mathrm{leak,bsc}} = \dot{m}_{\mathrm{bsc}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \tag{3.73}$$

Propuštanje na vrhu i dnu rotirajućeg klipa modelirano je kao laminarno strujanje homogene smjese u radijalnom smjeru između dva paralelna diska. Takav protok se odvija i na donjoj strani rotirajućeg klipa. Bezerra Junior (2011) je predložio model za izračunavanje propuštanja s gornje i donje strane rotirajućeg klipa, kad su poznati trenutni volumeni komora usisa i kompresije:

$$\dot{m}_{\mathrm{hsc}} = \frac{\theta\ \delta_{\mathrm{hsc}}^3\ \rho_{\mathrm{mix}}}{12\mu_{\mathrm{mix}} \ln\left(\frac{R_{\mathrm{p}}}{R_{\mathrm{p,in}}}\right)} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{c,suc}}\right) \qquad \dot{m}_{\mathrm{hcc}} = \frac{(2\pi - \theta)\ \delta_{\mathrm{hcc}}^3\ \rho_{\mathrm{mix}}}{12\mu_{\mathrm{mix}} \ln\left(\frac{R_{\mathrm{p}}}{R_{\mathrm{p,in}}}\right)} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{c,comp}}\right) \quad (3.74)$$

gdje su $\delta_{\mathrm{hsc}} = \delta_{\mathrm{hcc}}$ ukupne zračnosti po boku klipa između visokog tlaka i usisne, odnosno kompresijske komore, respektivno. Izrazi (3.74) definiraju protoke smjese ulja i radne tvari. Prema njima je protok radne tvari:

$$\dot{m}_{\mathrm{leak,hsc}} = \dot{m}_{\mathrm{hsc}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \qquad \dot{m}_{\mathrm{leak,hcc}} = \dot{m}_{\mathrm{hcc}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \quad (3.75)$$

Propuštanje preko rubova lamele na njenom vrhu i dnu se može modelirati kao ustaljeno strujanje među ravnim paralelnim plohama, slično kao u radu Bezerra Junior (2011). Propuštanje iz komore kompresije prema komori usisa na vrhu lamele je:

$$\dot{m}_{\mathrm{bc}} = \frac{z(t) \cdot \delta_{\mathrm{bc}}^3 \cdot \rho_{\mathrm{mix}}}{6\mu_{\mathrm{mix}} B_{\mathrm{b}}} \left(p_{\mathrm{up}} - p_{\mathrm{down}}\right) \quad (3.76)$$

gdje je $z(t)$ trenutni prodor lamele u cilindar, B_{b} je debljina lamele, δ_{bc} je zazor lamele prema vrhu cilindra, a tlakovi su pridruženi komorama trenutno višeg i nižeg tlaka. Ovo je također propuštanje smjese ulja i otopljene radne tvari. Propuštanje čiste radne tvari je tada:

$$\dot{m}_{\mathrm{leak,bc}} = \dot{m}_{\mathrm{bc}} \frac{\left(x_{\mathrm{up}} - x_{\mathrm{down}}\right)}{\left(1 - x_{\mathrm{down}}\right)} \quad (3.77)$$

3.2.4.8. Stupnjevi djelovanja kompresora

Svrha kompresora je komprimirati radnu tvar potrebnog protoka pod određenim radnim uvjetima uz najmanju moguću potrošnju energije. Gubici kompresora se dijele u dvije grupe: gubitak masenog protoka radne tvari u kompresoru i gubitak utrošene energije. Učinkovitost masenog protoka predstavljena je smanjenjem kapaciteta rashladnog sustava. Volumetrijski stupanj djelovanja η_{v} povezuje stvarni maseni protok $\dot{m}_{\mathrm{r}}$ i idealni teorijski maseni protok kompresora $\dot{m}_{\mathrm{th}}$:

$$\eta_{\mathrm{v}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{r}}}{\dot{m}_{\mathrm{th}}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{r}}}{\rho_{\mathrm{sl}}\ V_{\mathrm{sv}}\ n} \quad (3.78)$$

gdje je ρ_{sl} gustoća radne tvari na ulazu u kompresor, V_{sv} stapajni volumen i n brzina vrtnje vratila.

Energijski stupanj djelovanja kompresora predstavlja omjer teorijskog rada potrebnog za izentropsku kompresiju radne tvari i energije dovedene pogonskom sustavu kompresora da bi se taj rad ostvario:

$$\eta_{\mathrm{k,en}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{r}}\left(h_{2,\mathrm{s}} - h_1\right)}{\dot{W}_{\mathrm{el}}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{r}}\left(h_{2,\mathrm{s}} - h_1\right)}{\dot{W}_{\mathrm{ind}}} \frac{\dot{W}_{\mathrm{ind}}}{\dot{W}_{\mathrm{meh}}} \frac{\dot{W}_{\mathrm{meh}}}{\dot{W}_{\mathrm{el}}} = \eta_{\mathrm{k,s}}\, \eta_{\mathrm{k,meh}}\, \eta_{\mathrm{k,el}} \tag{3.79}$$

Ukupni energijski stupanj djelovanja jednak je umnošku izentropskog $\eta_{\mathrm{k,s}}$, mehaničkog $\eta_{\mathrm{k,meh}}$ i električkog stupnja djelovanja $\eta_{\mathrm{k,el}}$. Ovi stupnjevi djelovanja značajno ovise o karakteristikama ugrađene opreme i izvedbama strojeva. Određivanje njihovih vrijednosti iziskuje mjerenje na gotovim proizvodima ili složene i detaljne proračune za određivanje mehaničkih i električkih gubitaka. Izračunavanje izentropskog stupnja djelovanja je danas moguće primjenom numeričkih simulacija realnog procesa kompresije sa svim termodinamičkim gubicima.

Suvremeni rashladni sustavi koriste kompresor s elektromotorom promjenjive brzine vrtnje. Promjenu frekvencije električne struje i pripremu napona i jačine struje za napajanje takvih elektromotora vrši inverter. On je ugrađen izvan kompresora i njegovi gubici se ne ubrajaju u gubitke unutar kućišta kompresora. Svi ostali gubici nastaju u procesu pretvorbe i prijenosa energije unutar hermetičkog kućišta kompresora. Gubici invertera su:

$$\dot{Q}_{\mathrm{el,inv,loss}} = \left(1 - \eta_{\mathrm{el,inv}}\right) P_{\mathrm{el}} \tag{3.80}$$

Tada je ukupni toplinski tok gubitaka $\dot{Q}_{\mathrm{loss}}$ u kućištu kompresora, koji se predaje radnoj tvari i okolnom zraku i koji se koristi u izrazima (3.55) i (3.60):

$$\dot{Q}_{\mathrm{loss}} = \left[\left(1 - \eta_{\mathrm{k,en}}\right) - \left(1 - \eta_{\mathrm{el,inv}}\right)\right] P_{\mathrm{el}} \tag{3.81}$$

3.2.4.9. Dinamika ventila

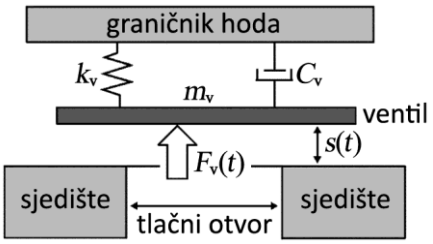
Klipni kompresori imaju usisne i tlačne ventile. Kompresori s rotirajućim klipom i spiralni kompresori imaju samo tlačni ventil, dok se usisni otvor ne zaklanja nikakvim ventilom. Otvaranje usisnog ili tlačnog ventila odvija se uslijed djelovanja razlika tlaka. Primjerice, kada je tlak u komori kompresije veći od tlaka na odvodu iz kompresora, tlačni ventil se otvara i radna tvar istječe kroz otvoren tlačni ventil. Ako je tlak u komori niži od tlaka iza tlačnog ventila, ventil se zatvara. No radna tvar struji prema tlačnoj komori sve dok se ventil potpuno ne zatvori. Slično se ponaša i usisni ventil.

Dinamika ovih automatskih nepovratnih ventila se može opisati kao sustav masa-opruga-prigušivač s jednim stupnjem slobode (Bukac, 2002; Lohn i sur. 2016). Slika 3.8 prikazuje takav sustav. Primijeniti će se jednadžba ravnoteže sila po drugom Newtonovom zakonu:

$$F_{\mathrm{v}} - F_{\mathrm{st}} - F_{\mathrm{pt}} - k_{\mathrm{v}} s(t) - C_{\mathrm{v}} \dot{s}(t) = m_{\mathrm{v}} \ddot{s}(t) \tag{3.82}$$

Parametri ovog modela su pokretna masa (ventil i dio opruge) m_{v}, krutost opruge k_{v} i koeficijent prigušenja C_{v}.

Koeficijent prigušenja C_{v} predstavlja sve primjere disipacije, koji smanjuju hod i brzinu ventila te dio energije gibanja ventila pretvaraju u gubitke predane okolini. Ovaj parametar se često izostavlja ili se određuje empirijski. Njegov utjecaj je kod izvedenih lamelnih ventila na kompresorima relativno mali (Lohn i sur., 2016). Za većinu kompresora s rotirajućim klipom se ovo prigušenje najčešće zanemaruje.



Slika 3.8 Dinamički model ventila, Rocha (2019)

U izrazu (3.82) je F_{v} sila koja djeluje na ventil zbog razlike tlakova pri istjecanju radne tvari:

$$F_{\mathrm{v}}(t) = A_{\mathrm{eff}}(s)\Delta p \tag{3.83}$$

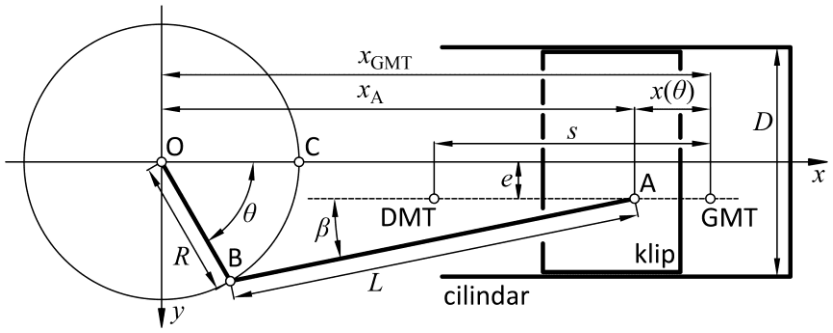
gdje je A_{eff} efektivna površina na koju djeluje razlika tlaka, a ovisi o hodu ventila s i koristi se za izračunavanje sile djelovanja razlike tlaka Δp na ventilu (Pereira i Deschamps, 2010).

Sila adhezije F_{st} u izrazu (3.82) je dodatna sila potrebna za odljepljivanje sloja ulja između ventila i sjedišta. Ove parametre je teško odrediti, pa ih se eksperimentalno mjeri na konkretnom kompresoru.

Sila prednapona opruge F_{pt} je rezultat uvedene deformacije pri montaži ventila. U ovom radu je pretpostavljeno da se krutost opruge značajno mijenja zbog dodatnih deformacija pri otvaranju. Početni radni uvjeti za ventil koji leži na sjedištu su: $s(0) = \dot{s}(0) = 0$.

3.2.5. Geometrija klipnog kompresora

Klipni kompresor s koljenastim mehanizmom je jedan od najstarijih mehanizama korištenih u izvedbi volumetrijskih kompresora. Obzirom da se u modernoj rashladnoj tehnici i sustavima dizalica topline koriste samo jednoradni kompresori, razmatranje će biti ograničeno na njih. Slika 3.9 prikazuje osnovne dimenzije ovog mehanizma. Uobičajeno je da os gibanja točke A siječe os koljenastog vratila, odnosno da prolazi kroz točku O. Os gibanja točke A je na slici prikazana pomaknuto za e. Takvom konstrukcijom se može smanjiti buka u radu i skratiti faza ekspanzije, odnosno produljiti faza kompresije.



Slika 3.9 Koljenasti mehanizam klipnog kompresora

Kutovi zakreta koljenastog ili pogonskog vratila θ, koji odgovaraju položaju točke A u gornjoj mrtvoj točki (GMT) ili donjoj mrtvoj točki (DMT) (za naznačene pozitivne smjerove za pomak e i kut θ):

$$\theta_{\mathrm{GMT}} = \operatorname{asin}\left(\frac{e}{L+R}\right) \qquad \theta_{\mathrm{DMT}} = \pi + \operatorname{asin}\left(\frac{e}{L-R}\right) \tag{3.84}$$

Hod klipa od gornje do donje mrtve točke (ili stapaj) je:

$$s = x_{\mathrm{GMT}} - x_{\mathrm{DMT}} = \sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \sqrt{(L-R)^2 - e^2} \tag{3.85}$$

Uz promjer cilindra D, stapajni volumen je:

$$V_{\mathrm{sv}} = \frac{D^2\pi}{4} s = \frac{D^2\pi}{4}\left[\sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \sqrt{(L-R)^2 - e^2}\right] \tag{3.86}$$

Hod klipa, potreban za izračun trenutnog volumena cilindra, je odmak točke A iz položaja GMT:

$$x(\theta) = x_{\mathrm{GMT}} - x_{\mathrm{A}} = \sqrt{(L+R)^2 - e^2} - (R\cos\theta + L\cos\beta) \tag{3.87}$$

Kut β se može odrediti iz uvjeta:

$$R\sin\theta = e + L\sin\beta \qquad \sin\beta = \left(\frac{R\sin\theta - e}{L}\right)$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{R\sin\theta - e}{L}\right)^2} \tag{3.88}$$

Izraz za hod klipa se izvodi uvrštavanjem izraza (3.88) u izraz (3.87):

$$x(\theta) = \sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \left[R\cos\theta + L\sqrt{1 - \left(\frac{R\sin\theta - e}{L}\right)^2}\right] \tag{3.89}$$

Trenutni volumen cilindra je:

$$V(\theta) = V_{\mathrm{kv}} + \frac{D^2\pi}{4}x(\theta) \tag{3.90}$$

gdje je V_{kv} kompresijski volumen iznad klipa, kada je klip u položaju GMT. Ovaj volumen, obzirom da smanjuje volumetrijski stupanj djelovanja kompresora, se naziva *štetni volumen*. Za proračun izmjene topline sa stijenkama cilindra potrebna je oplakana površina stijenke, u dodiru s radnom tvari u cilindru:

$$A_{\mathrm{w}}(\theta) = A_{\mathrm{phd}} + A_{\mathrm{chd}} + D\pi x(\theta) \tag{3.91}$$

gdje je A_{phd} površina čela klipa, a A_{chd} površina cilindarske glave zajedno s plaštom koji pripada kompresijskom volumenu. Za ravno čelo klipa i ravnu cilindarsku glavu, oplakana površina je:

$$A_{\mathrm{w}}(\theta) = 2\frac{D^2\pi}{4} + D\pi\left[x(\theta) + \frac{4V_{\mathrm{kv}}}{D^2\pi}\right] \tag{3.92}$$

Za proračun promjene temperature u cilindru je potrebna brzina promjene volumena cilindra:

$$\frac{\mathrm{d}V(\theta)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}V(\theta)}{\mathrm{d}\theta}\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}V(\theta)}{\mathrm{d}\theta}\omega(t) \tag{3.93}$$

gdje je $\omega(t)$ trenutna kutna brzina. Derivacija promjene volumena po kutu je:

$$\frac{\mathrm{d}V(\theta)}{\mathrm{d}\theta} = \frac{D^2\pi}{4}\frac{\mathrm{d}x(\theta)}{\mathrm{d}\theta} = \frac{D^2\pi}{4}R\left[\sin\theta + \frac{\left(\sin\theta - \frac{e}{R}\right)\frac{R}{L}\cos\theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{R\sin\theta - e}{L}\right)^2}}\right] \tag{3.94}$$

Protočne površine su kod ovih kompresora definirane hodom usisnih i tlačnih ventila. Zasebni modeli vrše proračun dinamike otvaranja ventila.

Protočne površine za moguća propuštanja su na mjestima: klipnih prstenova, brtve cilindarske glave i na tlačnom i usisnom ventilu ili otvoru. Osim kod tlačnog ventila, sva propuštanja su usmjerena ka usisnoj strani prije cilindra. Eventualno mjesto propuštanja prema tlačnoj strani uzrokuje dotok radne tvari iz tlačnog voda natrag u cilindar. Sva navedena mjesta propuštanja ne mijenjaju svoju geometriju obzirom na kut koljena, pa se njihovu efektivnu protočnu površinu smatra konstantnom. Treba navesti ukupnu protočnu površinu prema strani usisa i zasebno onu prema tlačnoj strani na tlačnom ventilu.

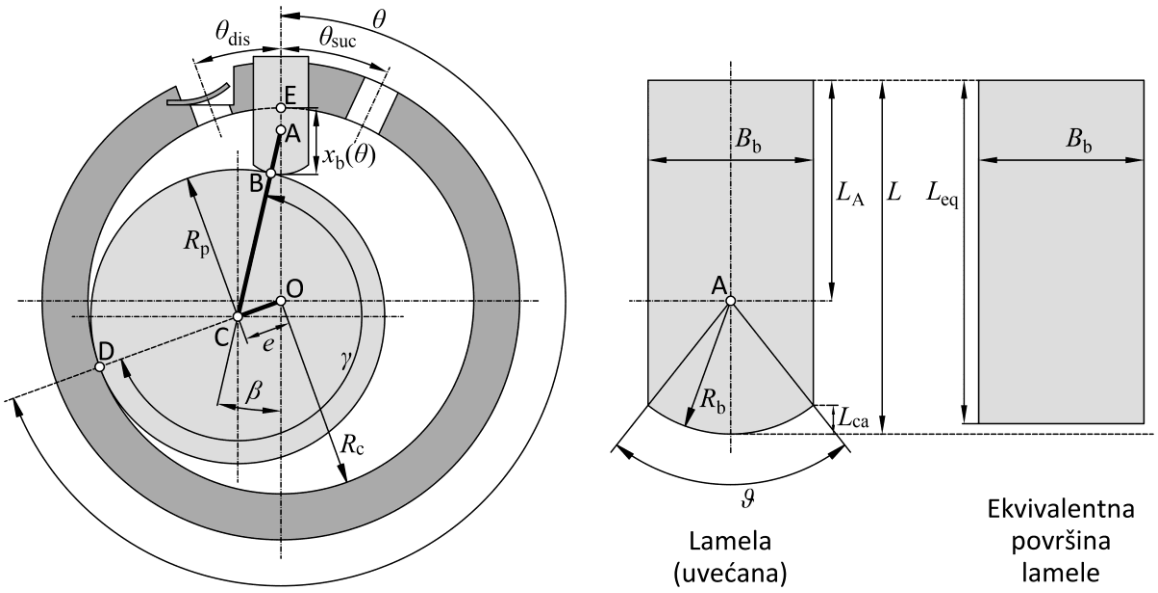
3.2.6. Geometrija kompresora s rotirajućim klipom

3.2.6.1. Volumen radnih komora

Slika 3.10 prikazuje cilindar, sa središtem u točki O i s unutarnjim radijusom R_c, u čijoj unutrašnjosti se odvaljuje rotirajući klip s vanjskim radijusom R_p i sa središtem u točki C i s vanjskim radijusom R_p. Mjesto dodira, odnosno mjesto najmanje zračnosti δ_t između klipa i cilindra je u točki D. Udaljenost točki O i C je radijus ekscentra *e* kružnice po kojoj se vodi središte klipa pri odvaljivanju u unutrašnjosti cilindra. Os pogonskog vratila prolazi kroz točku O, a os ekscentra na tom vratilu prolazi kroz točku C. Vrtnjom pogonskog vratila se premješta točka C po kružnici sa središtem u točki O i s radijusom e. Klip ne dodiruje cilindar, a najmanja zračnost δ_t se brtvi slojem ulja.

$$e = R_\mathrm{c} - R_\mathrm{p} - \delta_\mathrm{t} \tag{3.95}$$

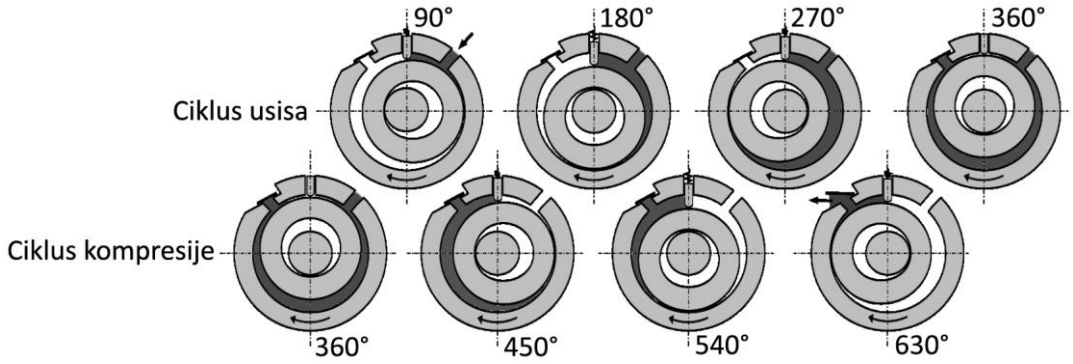
Na desnoj strani lamele sa simetralom na kutu θ_suc smješten je usisni otvor, koji nema ventila (Slika 3.10). Lijevo od lamele, sa simetralom na kutu $-\theta_\mathrm{dis}$ smješten je tlačni otvor s tlačnim ventilom. Ovaj otvor mora imati čim manji volumen, obzirom da on predstavlja *štetni volumen*. On ne prelazi više od 2% stapajnog volumena i najčešće je na 1 do 1,5% stapajnog volumena.



Slika 3.10 Shematski prikaz kompresora s rotirajućim klipom

Da bi se između klipa i cilindra stvorile dvije komore, na vanjski plašt klipa se oslanja lamela, pritisnuta oprugom i tlakom radne tvari. Dok je lamela pritisnuta na plašt klipa, udaljenost točke A od središta klipa je konstantna i iznosi $R_\mathrm{p} + R_\mathrm{b}$. Slika 3.10 (desno) prikazuje detalje lamele. Njena debljina je označena s B_b, a ukupna dužina je L. Vrh lamele je simetrično zaobljen s radijusom zakrivljenosti R_b,

a središte zakrivljenosti je u točki A. Slika 3.11 prikazuje procese usisa i kompresije u kompresoru s rotirajućim klipom tijekom dva okreta pogonskog vratila.



Slika 3.11 Procesi usisa i kompresije u kompresoru s rotirajućim klipom, Rocha (2019)

Položaj točke A je na simetrali lamele, na udaljenosti:

$$L_{\mathrm{A}} = L - R_{\mathrm{b}} \tag{3.96}$$

Kut luka zakrivljenosti je ϑ. Ukupna površina prikazanog presjeka lamele je sastavljena iz površine pravokutnika i površine kružnog odsječka. Širina kružnog odsječka je B_{b}. Kut luka zakrivljenosti je:

$$\vartheta = 2\,\mathrm{asin}\left(\frac{B_{\mathrm{b}}}{2R_{\mathrm{b}}}\right) \tag{3.97}$$

Tlocrtna površina lamele je:

$$A_{\mathrm{b}} = B_{\mathrm{b}}(L - L_{\mathrm{ca}}) + \frac{R_{\mathrm{b}}^2}{2}(\vartheta - \sin\vartheta) = B_{\mathrm{b}}\,L_{\mathrm{eq}} \tag{3.98}$$

Pri određivanju vrijednosti volumena komora treba uzeti u obzir hod x_{b} prodora lamele u cilindar i njen volumen unutar cilindra. Za izračun brzine promjene volumena komora treba poznavati i brzinu premještanja lamele. Prema podebljanim linijama (Slika 3.10) se može zaključiti da se premještanje točke A i kinematika lamele može odrediti analogno kinematici koljenastog mehanizma. Tu je koljeno prikazano radijusom ekscentra e, a ojnica ima duljinu $R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}$:

$$\begin{aligned} x_{\mathrm{b}}(\theta) = R_{\mathrm{c}} + R_{\mathrm{b}} - e\cos\theta - \left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right)\sqrt{1 - \left[\frac{e}{\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right)}\sin\theta\right]^2} - R_{\mathrm{b}}\cos\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \\ - \frac{R_{\mathrm{b}}}{4\sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right)}(\vartheta - \sin\vartheta) \end{aligned} \tag{3.99}$$

Uz visinu lamele H_{b}, koja odgovara duljini cilindra, volumen prodora lamele u cilindar je:

$$V_{\mathrm{b}}(\theta) = x_{\mathrm{b}}(\theta) \cdot H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} \tag{3.100}$$

Brzina promjene volumena određuje se prema brzini točke A:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}x_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}t} H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} = \frac{\mathrm{d}x_{\mathrm{A}}(\theta)}{\mathrm{d}t} H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} = \frac{\mathrm{d}x_{\mathrm{A}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} \frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t} H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} = \frac{\mathrm{d}x_{\mathrm{A}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} \omega(t) \cdot H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} \tag{3.101}$$

Brzina promjene volumena uslijed premještanja lamele je sada:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}t} = \omega(t) \cdot e H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} \left\{ \sin\theta + \frac{e}{2\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right)} \frac{\sin(2\theta)}{\sqrt{1 - \left[\frac{e}{\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right)} \sin\theta\right]^2}} \right\} \tag{3.102}$$

Na trenutak će se pretpostaviti da je lamela idealno tanka $(B_{\mathrm{b}} = 0)$ i da je njen radijus zakrivljenosti $R_{\mathrm{b}} = 0$. Sada je točka A u samom vrhu lamele (Slika 3.10). S tim pretpostavkama je jednostavnije izračunati volumene komora. Duljina L_{OA} i kut β su:

$$L_{\mathrm{OA}} = e\cos\theta + R_{\mathrm{p}} \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}} \sin\theta\right)^2} \qquad \beta = \operatorname{asin}\left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}} \sin\theta\right) \tag{3.103}$$

Kut θ je kut zakreta pogonskog vratila (Slika 3.10). Klip u točki D dodiruje stijenku cilindra. Volumen komora se određuje tako da se površina baze komore pomnoži s visinom cilindra H_{c}. Usisna komora je prikazana desno od lamele AE (Slika 3.10). Površina njene baze se nalazi tako da se od površine kružnog isječka s vrhom u točki O, s radijusom R_{c} i kutom θ, smještenom između točki E-O-D, oduzme površina kružnog isječka na klipu s vrhom u točki C, s radijusom R_{p} i kutom γ, smještenom između točki A-C-D, te se oduzme površina trokuta A-O-C. Kut γ je:

$$\gamma = \theta + \beta \tag{3.104}$$

pritom je kut β pozitivan za $0 < \theta < \pi$, a negativan za $\pi < \theta < 2\pi$. Površina baze usisne komore je:

$$A_{\mathrm{AED,suc}} = \frac{R_{\mathrm{c}}^2}{2}\theta - \frac{R_{\mathrm{p}}^2}{2}\left[\theta + \operatorname{asin}\left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}}\sin\theta\right)\right] - \frac{e\sin\theta}{2}\left[e\cos\theta + R_{\mathrm{p}}\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}}\sin\theta\right)^2}\right] \tag{3.105}$$

Površina baze obje komore i baze komore kompresije s idealno tankom lamelom:

$$A_{\mathrm{tot,c}} = \left(R_{\mathrm{c}}^2 - R_{\mathrm{p}}^2\right)\pi \qquad A_{\mathrm{AED,comp}} = A_{\mathrm{tot,c}} - A_{\mathrm{AED,suc}} \tag{3.106}$$

gdje je $A_{\mathrm{tot,c}}$ površina baze obje komore. Volumeni komore usisa $V_{\mathrm{AED,suc}}$ i komore kompresije $V_{\mathrm{AED,comp}}$ za idealno tanku lamelu su:

$$V_{\mathrm{AED,suc}} = A_{\mathrm{AED,suc}} H_{\mathrm{c}} \qquad V_{\mathrm{AED,comp}} = A_{\mathrm{AED,comp}} H_{\mathrm{c}} \tag{3.107}$$

Brzina promjene komore usisa po vremenu, za idealno tanku lamelu, biti će izračunata kao derivacija volumena po vremenu. Kako je trenutni volumen funkcija kuta zakreta pogonskog vratila, osnovna derivacija volumena se izvodi kao derivacija po kutu zakreta θ:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,suc}}}{\mathrm{d}\theta} = H_{\mathrm{c}} \frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{AED,suc}}}{\mathrm{d}\theta} = H_{\mathrm{c}} \left[\frac{\left(R_{\mathrm{c}}^2 - R_{\mathrm{p}}^2\right)}{2} - \frac{e^2 \cos(2\theta)}{2} - eR_{\mathrm{p}} \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}} \sin\theta \right)^2} \cos\theta \right] \tag{3.108}$$

Obzirom da je ukupni volumen obje komore konstantan, derivacija promjene volumena za komoru kompresije je jednaka negativnoj vrijednosti derivacije promjene volumena komore usisa:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,comp}}}{\mathrm{d}\theta} = -\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,suc}}}{\mathrm{d}\theta} \tag{3.109}$$

Sada se određuje stvarni volumen usisne komore za lamelu debljine b. Ovdje se usvaja aproksimacija, koja uvodi zanemarivu grešku u model. Pretpostavlja se da je lamela u svom stvarnom položaju, ali da je točka dodira u samom vrhu lamele. Na taj način se od volumena svake komore oduzima polovica volumena prodora lamele u cilindar. Volumen prodora lamele je:

$$\begin{aligned} V_{\mathrm{b}}(\theta) &= H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}}\, x_{\mathrm{b}}(\theta) \\ &= H_{\mathrm{b}} B_{\mathrm{b}} \left\{ R_{\mathrm{c}} + R_{\mathrm{b}} - e\cos\theta - \left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right) \sqrt{1 - \left[\frac{e}{\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{b}}\right)} \sin\theta \right]^2} \right. \\ &\quad \left. - R_{\mathrm{b}} \cos\left(\frac{\vartheta}{2}\right) - \frac{R_{\mathrm{b}}}{4\sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right)} (\vartheta - \sin\vartheta) \right\} \end{aligned} \tag{3.110}$$

Volumeni stvarnih komora usisa i kompresije:

$$V_{\mathrm{suc}}(\theta) = A_{\mathrm{AED,suc}} H_{\mathrm{c}} - \frac{V_{\mathrm{b}}(\theta)}{2} \qquad V_{\mathrm{comp}}(\theta) = A_{\mathrm{AED,comp}} H_{\mathrm{c}} - \frac{V_{\mathrm{b}}(\theta)}{2} \tag{3.111}$$

Derivacija promjene volumena komore usisa i kompresije po kutu vratila se izvodi oduzimanjem brzine promjene volumena uslijed premještanja lamele $\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)/\mathrm{d}\theta$ (3.102) od osnovne derivacije volumena $\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,suc}}/\mathrm{d}\theta$ (3.108):

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{suc}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,suc}}}{\mathrm{d}\theta} - \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta}$$
$$= H_{\mathrm{c}}\left[\frac{\left(R_{\mathrm{c}}^2 - R_{\mathrm{p}}^2\right)}{2} - \frac{e^2\cos(2\theta)}{2} - eR_{\mathrm{p}}\sqrt{1-\left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}}\sin\theta\right)^2}\cos\theta\right]$$
$$- \frac{eH_{\mathrm{b}}B_{\mathrm{b}}}{2}\left\{\sin\theta + \frac{e}{2\left(R_{\mathrm{p}}+R_{\mathrm{b}}\right)}\frac{\sin(2\theta)}{\sqrt{1-\left[\frac{e}{\left(R_{\mathrm{p}}+R_{\mathrm{b}}\right)}\sin\theta\right]^2}}\right\} \tag{3.112}$$

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{comp}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,comp}}}{\mathrm{d}\theta} - \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} = -\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{AED,suc}}}{\mathrm{d}\theta} - \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{b}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} \tag{3.113}$$

Brzine promjene ta dva volumena po vremenu su:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{suc}}(\theta)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{suc}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta}\omega(t) \qquad \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{comp}}(\theta)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{comp}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta}\omega(t) \tag{3.114}$$

Sad je potrebno odrediti površine izmjene topline između radne tvari i stijenke. Pretpostaviti će se da sve stijenke imaju jednaku temperaturu, pa je dovoljno odrediti samo ukupnu oplakanu površinu.

3.2.6.2. Oplakivane površine za izmjenu topline na stijenkama

Opsezi komore usisa i komore kompresije za stijenku cilindra i stijenku klipa (Slika 3.10) su:

$$P_{\mathrm{suc}} = R_{\mathrm{c}}\theta - \frac{B_{\mathrm{b}}}{2} + R_{\mathrm{p}}(\theta+\beta) \qquad P_{\mathrm{comp}} = R_{\mathrm{c}}(2\pi-\theta) - \frac{B_{\mathrm{b}}}{2} + R_{\mathrm{p}}(2\pi-\theta-\beta) \tag{3.115}$$

Kod prodora vrha lamele $x_{\mathrm{b}}(\theta)$ u cilindar, duljina izloženog dijela lamele s ravnim bočnim stranicama je jednaka prodoru vrha, umanjenom za visinu kružnog odsječka za zaobljeni dio vrha lamele:

$$L_{\mathrm{exp}} = x_{\mathrm{b}}(\theta) - R_{\mathrm{b}}\left(1-\cos\frac{\vartheta}{2}\right)$$
$$= R_{\mathrm{c}} + R_{\mathrm{b}} - e\cos\theta - \left(R_{\mathrm{p}}+R_{\mathrm{b}}\right)\sqrt{1-\left[\frac{e}{\left(R_{\mathrm{p}}+R_{\mathrm{b}}\right)}\sin\theta\right]^2} \tag{3.116}$$
$$- R_{\mathrm{b}}\left(1-\cos\frac{\vartheta}{2}\right)$$

Kada je lamela uvučena, izloženi su bokovi kanala za vođenje lamele u stijenki cilindra. Za izračun njihove površine se koristi apsolutna vrijednost L_{exp} iz (3.116). Opseg izloženog dijela lamele je:

$$P_{\mathrm{b}} = 2\left|L_{\mathrm{exp}}\right| + R_{\mathrm{b}}\vartheta \tag{3.117}$$

Oplakana površina stijenke komora usisa i komore kompresije:

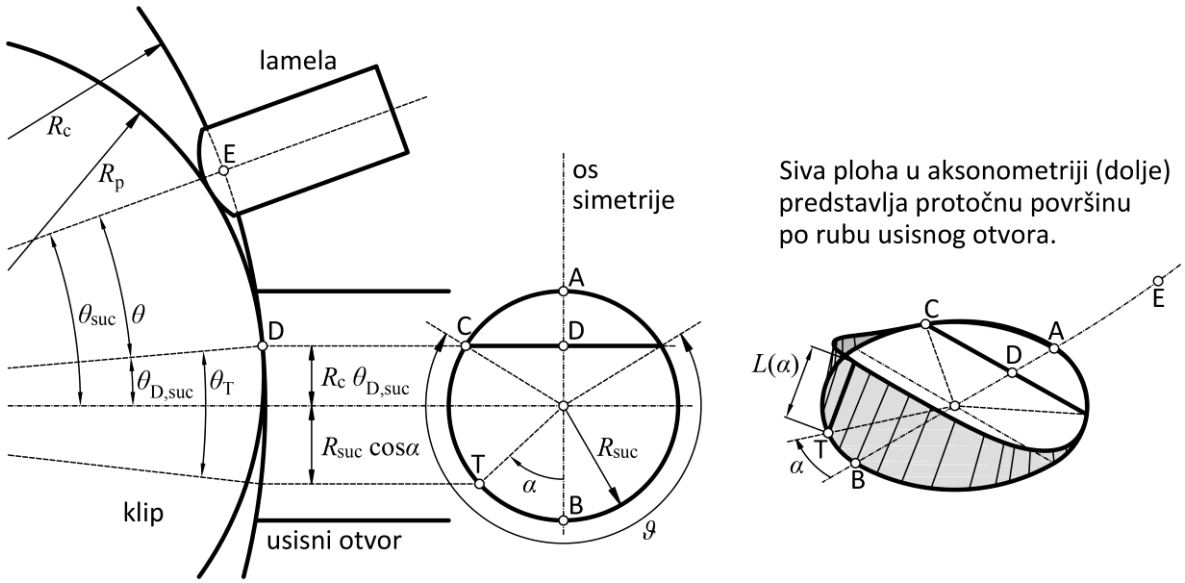
$$A_{\mathrm{suc}}(\theta) = 2\frac{V_{\mathrm{suc}}(\theta)}{H_{\mathrm{c}}} + \left(P_{\mathrm{suc}} + \frac{P_{\mathrm{b}}}{2}\right)H_{\mathrm{c}} \qquad A_{\mathrm{comp}}(\theta) = 2\frac{V_{\mathrm{comp}}(\theta)}{H_{\mathrm{c}}} + \left(P_{\mathrm{comp}} + \frac{P_{\mathrm{b}}}{2}\right)H_{\mathrm{c}} \tag{3.118}$$

3.2.6.3. Geometrijske protočne površine za izmjenu radne tvari

Protočne površine za izmjenu radne tvari odnose se na otvore usisa i odvoda radne tvari iz cilindra Slika 3.10. Ti otvori su uzeti kao kružni provrti smješteni radijalno po obodu cilindra. Protočne površine provrta tih otvora su konstantne. Na izlazu tlačnog otvora se nalazi lamelni tlačni ventil. Njegov hod ovisi o razlici tlakova ispred i iza ventila te o dinamici same pločice ventila.

Na tlačnom otvoru postoje tri suženja, od kojih najmanji definira protočnu površinu tlačnog otvora:

- površina poprečnog presjeka tlačnog otvora je konstantna,
- površina ispod tlačnog lamelnog ventila je površina između ruba ventila i ruba otvora i
- površina između ruba tlačnog otvora i stijenke klipa dok klip prelazi preko otvora (Slika 3.12).



Slika 3.12 Prolaz rotirajućeg klipa preko usisnog otvora

Najmanja protočna površina tlačnog otvora je često ograničena protočnom površinom ispod tlačnog ventila. No ako je lamelni ventil dovoljno otvoren, mjesto najmanje protočne površine može biti rub tlačnog otvora kada se preko njega odvaljuje klip (Slika 3.12). Ovaj problem se ne spominje u

objavljenim radovima. On je posebno značajan za model izmjene radne tvari pri usisu i pri izbacivanju radne tvari iz cilindra. Osim toga, on utječe i na početak usisa i kraj kompresije.

Ovdje je kut θ_{D} odmaka simetrale otvora od mjesta dodira klipa i cilindra (Slika 3.12, točka D):

$$\theta_{\mathrm{D,suc}} = \theta - \theta_{\mathrm{suc}} \qquad \theta_{\mathrm{D,dis}} = 2\pi - \theta - \theta_{\mathrm{dis}} \tag{3.119}$$

Kutovi širine usisnog ili tlačnog otvora s promjerima D_{suc} i D_{dis}, gledano iz točke O (Slika 3.10) su:

$$\varepsilon_{\mathrm{suc}} = \frac{D_{\mathrm{suc}}}{R_{\mathrm{c}}} \qquad \varepsilon_{\mathrm{dis}} = \frac{D_{\mathrm{dis}}}{R_{\mathrm{c}}} \tag{3.120}$$

Sljedeći uvjeti se koriste za odrediti nalazi li se klip iznad usisnog (lijevo) ili tlačnog otvora (desno):

$$-\frac{\varepsilon_{\mathrm{suc}}}{2} < \theta_{\mathrm{D,suc}} < \frac{\varepsilon_{\mathrm{suc}}}{2} \qquad -\frac{\varepsilon_{\mathrm{dis}}}{2} < \theta_{\mathrm{D,dis}} < \frac{\varepsilon_{\mathrm{dis}}}{2} \tag{3.121}$$

Ako je ijedan od uvjeta zadovoljen, to znači da je točka dodira klipa i cilindra iznad otvora. Tada se površina otvora dijeli na dio za komoru usisa i dio za komoru kompresije. Tada je moguće prelijevanje između komore usisa i komore kompresije. Komora usisa je iza mjesta dodira, a komora kompresije ispred mjesta dodira, gledano u obodnom smjeru obilaska rotirajućeg klipa po cilindru.

Vršni kut ϑ je (pritom je $R_{\mathrm{c}}\theta_{\mathrm{D}}$ udaljenost simetrale otvora od točke D, u smjeru gibanja točke D):

$$\vartheta = 2\,\mathrm{acos}\left(\frac{R_{\mathrm{c}}\theta_{\mathrm{D}}}{R_{\mathrm{o}}}\right) \tag{3.122}$$

Kada je dodirna točka klipa i cilindra u blizini otvora, najmanja protočna površina je protočna površina plašta po obodu otvora, između klipa i cilindra. Kasnije, kad se klip dovoljno odmakne od otvora, protočna površina plašta postaje veća od protočne površine samog otvora. Tada se za najmanju protočnu površinu uzima protočna površina provrta otvora ili protočna površina ispod ventila.

Kad je točka dodira D unutar otvora, tada se protočna površina za dio s vršnim kutom ϑ izračunava integracijom obodne protočne površine plašta po obodu otvora. Ovaj plašt je osnosimetričan obzirom na obod klipa (Slika 3.12, *os simetrije*), pa se integracija vrši samo za polovicu otvora. Za otvor koji pripada vršnom kutu ϑ integracija će biti u rasponu $0 \leq \alpha \leq \vartheta/2$ (od točke A do C), a za preostali dio otvora u rasponu $\vartheta/2 < \alpha \leq \pi$ (od C do B), s time da se tako dobivena površina plašta množi s 2.

Udaljenost klipa okomito od stijenke cilindra pri nekom kutu θ_{D} odmaka simetrale otvora od točke D mjesta dodira klipa i cilindra će biti (slično kao i za hod prodora za idealno tanku lamelu):

$$L_{\mathrm{p}} = R_{\mathrm{c}} - e\cos\theta_{\mathrm{D}} - R_{\mathrm{p}}\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}}\sin\theta_{\mathrm{D}}\right)^2} \tag{3.123}$$

Ako se uzme da je otvor kružnog presjeka s radijusom R_{o}, tada će kut odmaka točke na obodu provrta otvora, koja je za kut α otklonjena od najdalje točke na obodu provrta, gledano u smjeru oboda, biti:

$$\theta_{\mathrm{T}} = \frac{R_{\mathrm{o}}}{R_{\mathrm{c}}}\cos\alpha - \theta_{\mathrm{D}} \tag{3.124}$$

Visina klipa iznad ruba otvora na tom mjestu:

$$L(\alpha) = R_{\mathrm{c}} - e\cos\theta_{\mathrm{T}} - R_{\mathrm{p}}\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_{\mathrm{p}}}\sin\theta_{\mathrm{T}}\right)^2} \tag{3.125}$$

Kada je dodirna točka D izvan usisnog ili tlačnog otvora, prosječna visina klipa nad opsegom otvora je opisana sljedećim izrazom. Obzirom da je ploha koja opisuje visinu klipa iznad opsega otvora osno simetrična na obod klipa (os simetrije, Slika 3.12), integracija se provodi samo za polovicu plašta $0 \leq \alpha \leq \pi$ (od točke A do B):

$$L_{\mathrm{avg}} = \frac{\int_0^{\pi} L(\alpha)\mathrm{d}\alpha}{\pi} \tag{3.126}$$

Geometrijska protočna površina otvora, bez obzira na stanje ventila:

$$A_{\mathrm{g,o}} = \min\left(2L_{\mathrm{avg}}R_{\mathrm{o}}\pi,\ \ R_{\mathrm{o}}^2\pi\right) \tag{3.127}$$

Ako je dodirna točka unutar jednog od otvora, prema kriterijima (3.121), tada se izvodi integracija u dva dijela:

$$L_{\mathrm{avg},0\to\vartheta} = \frac{2\int_0^{\vartheta/2} L(\alpha)\mathrm{d}\alpha}{\vartheta} \qquad L_{\mathrm{avg},\vartheta\to2\pi} = \frac{2\int_{\vartheta/2}^{\pi} L(\alpha)\mathrm{d}\alpha}{(2\pi - \vartheta)} \tag{3.128}$$

a odgovarajuće protočne površine su:

$$A_{\mathrm{g,o},0\to\vartheta} = \min\left(L_{\mathrm{avg},0\to\vartheta}R_{\mathrm{o}}\vartheta,\ \ \frac{R_{\mathrm{o}}^2}{2}(\vartheta + \sin\vartheta)\right) \tag{3.129}$$

$$A_{\mathrm{g,o},\vartheta\to2\pi} = \min\left(L_{\mathrm{avg},\vartheta\to2\pi}R_{\mathrm{o}}(2\pi - \vartheta),\ \ \frac{R_{\mathrm{o}}^2}{2}(2\pi - \vartheta - \sin\vartheta)\right) \tag{3.130}$$

Ove vrijednosti za geometrijsku protočnu površinu otvora se može pohraniti u spomenutu 1D tablicu po kutu zakreta pogonskog vratila. Izbor najmanje protočne površine je u modelu jednostavno implementiran. Za svaki kut pogonskog vratila su poznate sve tri protočne površine te se najmanja izabire funkcijom `min()`.

3.2.6.4. Protočne površine propuštanja

Zračnost za propuštanje na minimalnom zazoru je δ_{t}, na mjestu dodira između klipa i cilindra. Protočna površina za ovo propuštanje između komora kompresije i usisa je:

$$A_{\min} = H_{\mathrm{c}}\delta_{\mathrm{t}} \tag{3.131}$$

S vanjske strane rotirajućeg klipa je usisna komora s obuhvatnim kutom γ i kompresijska komora s obuhvatnim kutom $2\pi - \gamma$ (Slika 3.10). Protočne površine su $A_{\mathrm{p,suc}}$ prema komori usisa, odnosno $A_{\mathrm{p,comp}}$ prema komori kompresije:

$$A_{\mathrm{p,suc}}(\theta) = \frac{\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{p,in}}\right)}{2}\gamma\ \delta_{\mathrm{hsc}} \qquad A_{\mathrm{p,comp}}(\theta) = \frac{\left(R_{\mathrm{p}} + R_{\mathrm{p,in}}\right)}{2}(2\pi - \gamma)\ \delta_{\mathrm{hcc}} \tag{3.132}$$

gdje je $R_{\mathrm{p,in}}$ unutarnji radijus čahure klipa, a $\delta_{\mathrm{hsc}} = \delta_{\mathrm{hcc}}$ su zazori između čela klipa i glave cilindra prema usisnoj, odnosno kompresijskoj komori.

Protočne površine propuštanja za paru sa stražnje strane lamele, po bokovima do komore usisa A_{bcs} ili komore tlaka A_{bsc} su:

$$A_{\mathrm{bss}}(\theta) = H_{\mathrm{b}}\delta_{\mathrm{bss}} \qquad A_{\mathrm{bsc}}(\theta) = H_{\mathrm{b}}\delta_{\mathrm{bsc}} \tag{3.133}$$

gdje su δ_{bss} i δ_{bsc} bočne zračnosti uz lamelu prema usisnoj, odnosno kompresijskoj komori.

Preostaje samo protočna površina propuštanja uz vrh lamele između usisne i kompresijske komore:

$$A_{\mathrm{bc}}(\theta) = L_{\mathrm{exp}}\ \delta_{\mathrm{bc}} \tag{3.134}$$

gdje je L_{exp} dubina prodora lamele u cilindar, a δ_{bc} je zračnost između vrha lamele i poklopca cilindra.

3.2.7. Geometrija spiralnog kompresora

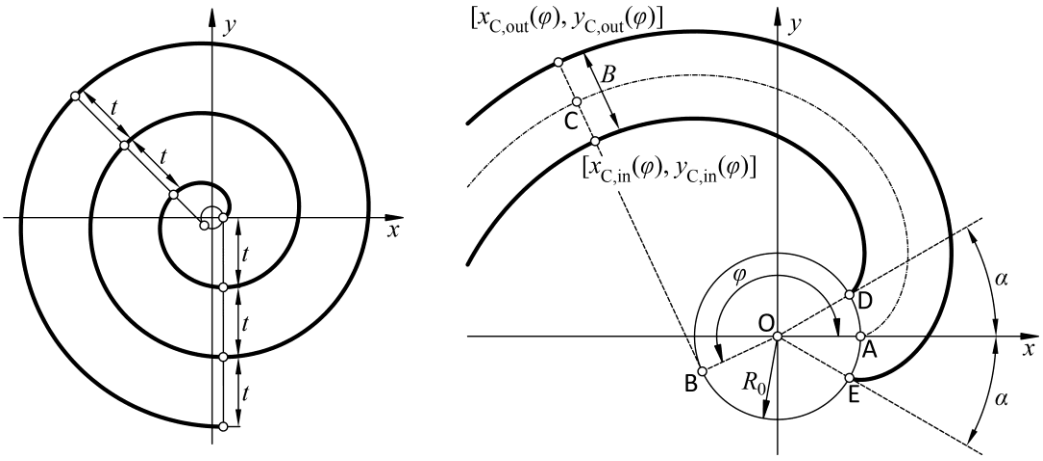
3.2.7.1. Osnovne jednadžbe spirala

Evolventna spirala nastaje odmatanjem konca, namotanog oko kruga s radijusom R_0 (Slika 3.13). Kraj potpuno namotanog konca je u točki A. Odmatanjem nategnutog konca, njegov kraj opisuje spiralu u

obliku evolvente. Nakon odmatanja je konac dosegnuo točku B. Točka B je od točke A po opsegu odmaknuta za dužinu luka $\widehat{\mathrm{AB}} = R_0\varphi$, gdje je φ kut luka AB. To je jednako dužini BC. Kako je točka B ujedno i trenutno središte radijusa zakrivljenosti (duljina BC) evolvente u točki C, spojnica točke spirale do mjesta odmatanja na osnovnom krugu je ujedno lokalni radijus zakrivljenosti evolvente i ujedno okomica na nju u toj točki. To svojstvo se koristi pri određivanju mjesta dodira spirala. Radijus zakrivljenosti evolvente raste s odmatanjem konca. Koordinate točke C u prikazanom koordinatnom sustavu, ovisno o kutu φ odmatanja konca su:

$$x_{\mathrm{C}} = R_0(\cos\varphi + \varphi\sin\varphi) \qquad y_{\mathrm{C}} = R_0(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi) \tag{3.135}$$

Ukupni kut odmatanja φ_{end} može biti veći od 2π. Omjer $\varphi_{\mathrm{end}}/2\pi$ određuje broj namotaja spirale N. Kod kompresora korištenih u rashladnoj tehnici, broj namotaja spirale je najčešće između 2,5 i 3. Namotaji spirale su uzajamno jednako udaljeni za korak spirale $t = 2R_0\pi$ (Slika 3.13). Na namotaje bočno djeluje razlika tlaka u susjednim komorama. Namotaji spirale moraju zbog čvrstoće imati debljinu B. Počeci unutarnje i vanjske strane spirale postavljaju se pod kutom α simetrično s jedne i druge strane točke A (Slika 3.13, desno), u kojoj počinje odmatanje simetrale namotaja.



Slika 3.13 Evolventna spirala s *N* = 3 namotaja (lijevo) i debljina *B* namotaja spirale (desno)

Kut α je:

$$\alpha = \frac{B}{2R_0} \tag{3.136}$$

Koordinate točki na unutarnjem (3.137) i vanjskom (3.138) rubu namotaja spirale su:

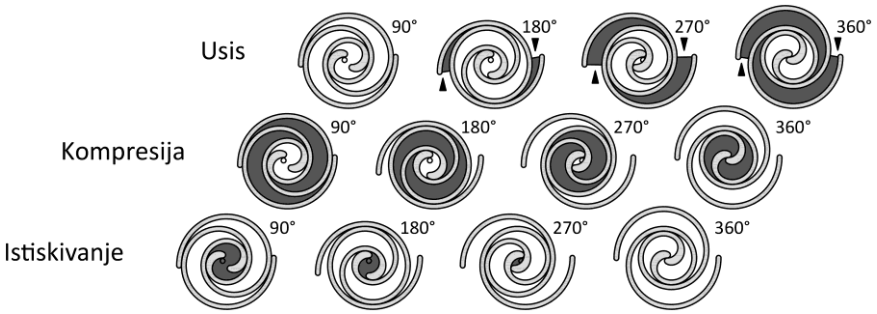
$$x_{\mathrm{C,in}}(\varphi) = R_0[\cos\varphi + (\varphi - \alpha)\sin\varphi] \qquad y_{\mathrm{C,in}}(\varphi) = R_0[\sin\varphi - (\varphi - \alpha)\cos\varphi] \tag{3.137}$$

$$x_{\mathrm{C,out}}(\varphi) = R_0[\cos\varphi + (\varphi + \alpha)\sin\varphi] \qquad y_{\mathrm{C,out}}(\varphi) = R_0[\sin\varphi - (\varphi + \alpha)\cos\varphi] \quad (3.138)$$

Spiralni kompresor ima dvije potpuno jednake spirale. Druga spirala je jednaka kao i prva, ali je u odnosu na prvu zakrenuta za kut π, odnosno 180°. Jedna spirala je fiksna, dok druga spirala translatira po maloj kružnici s radijusom e (Slika 3.15, desno). Slika 3.14 prikazuje različite položaje spirala pri jednom okretaju pogonskog vratila.

3.2.7.2. Dodirne točke spirala

Relativni kut zakreta pogonskog vratila θ_{r} se mjeri od početnog položaja za mjerenje kuta odmatanja fiksne spirale φ, tj. od pozitivnog smjera osi x, samo u suprotnom smjeru od smjera odmatanja spirale, tj. u smjeru kazaljke na satu. U tom smjeru se vrši i translacija središta pokretne spirale (Slika 3.14).

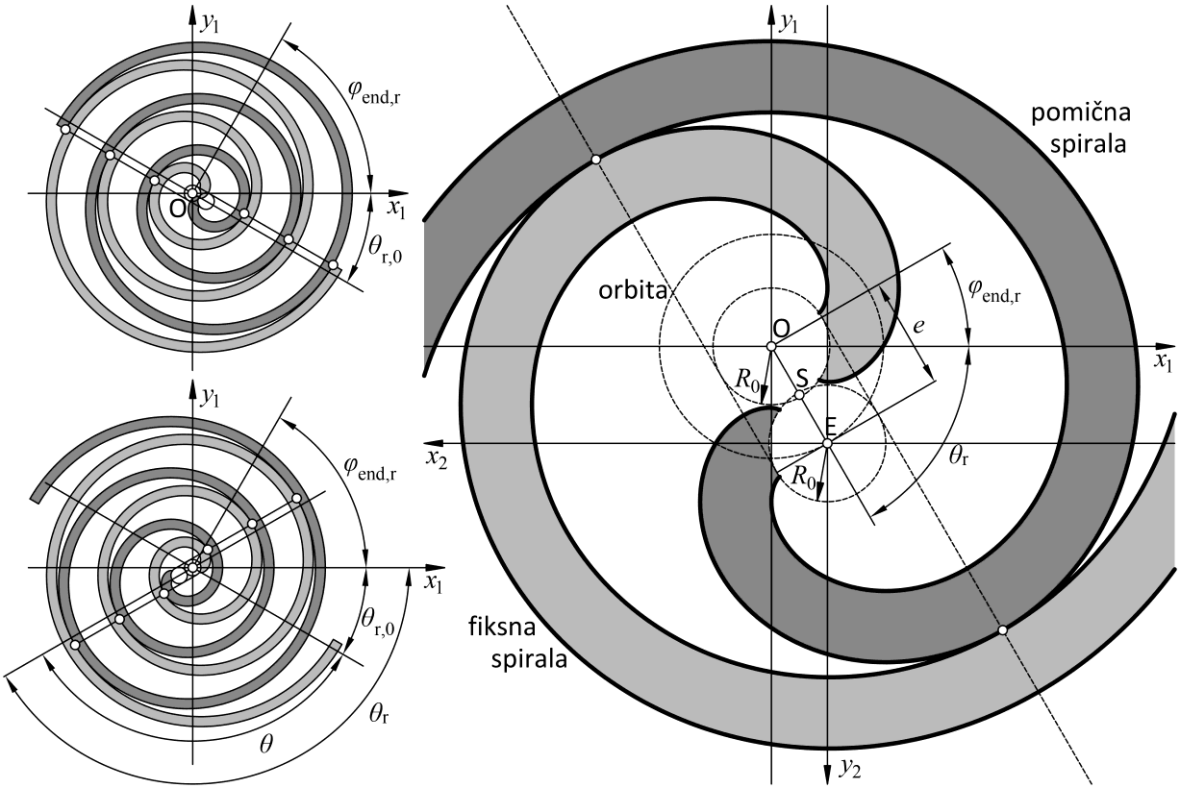


Slika 3.14 Prikaz translacije pomične spirale obzirom na fiksnu spiralu po koracima kuta pogonskog vratila od $\pi/2$

Pokretna spirala (Slika 3.15, tamno siva) vrši translaciju po kružnici sa središtem u ishodištu O fiksne spirale s radijusom kružnice e. U točki E na kružnici po kojoj translatira pokretna spirala, bez zakretanja, se nalazi središte bazne kružnice pokretne spirale. Ona je potpuno jednaka fiksnoj spirali, ali je obzirom na nju zakrenuta za kut π. Slika 3.15 prikazuje zakrenuti koordinatni sustav za pomičnu spiralu. U zakrenutom koordinatnom sustavu pokretne spirale, s ishodištem u točki E, sve koordinate točaka pokretne spirale su potpuno jednake koordinatama odgovarajućih točki fiksne spirale.

Kako bi se smanjilo trenje po bokovima spirala, one se ne dodiruju izravno, već se na najužem mjestu, nazvanom *točka dodira*, ostavlja minimalni radijalni zazor δ_{t}. Poznajući korak spirale t, debljinu spirale B i minimalnu radijalnu zračnost δ_{t}, može se odrediti radijus e po kojemu translatira pokretna spirala:

$$e = \frac{t}{2} - (B + \delta_{\mathrm{t}}) = R_0\pi - (B + \delta_{\mathrm{t}}) = R_0(\pi - 2\alpha) - \delta_{\mathrm{t}} \quad (3.139)$$



Slika 3.15 Nalaženje dodirnih točki između fiksne spirale (svjetlo siva) i pokretne spirale (tamno siva), pomoću zajedničke tangente baznih kružnica fiksne i pokretne spirale pri proizvoljnom kutu θ_r zakreta pogonskog vratila

Kut θ zakreta pogonskog vratila ima ishodište u položaju kada se spirale dodiruju na svom kraju i zatvaraju komoru usisa. To je ujedno položaj od kojeg će se pratiti kut odvijanja procesa kompresora za svaku od radnih komora kompresora. Način određivanja tog kuta je opisan u poglavlju 3.2.7.3.

Kada je poznat radijus e, mogu se odrediti koordinate točke E u koordinatnom sustavu s ishodištem u točki O (Slika 3.15):

$$x_{\mathrm{E}}(\theta) = e\cos\theta_{\mathrm{r}} \qquad y_{\mathrm{E}}(\theta) = -e\sin\theta_{\mathrm{r}} \tag{3.140}$$

Sada se može odrediti trenutni položaj točki pokretne spirale (indeks o) u koordinatnom sustavu s ishodištem u točki O, obzirom na fiksnu spiralu (indeks f):

$$x_{\mathrm{C,in,o}}(\varphi,\theta) = -x_{\mathrm{C,in,f}}(\varphi) + x_{\mathrm{E}}(\theta) \qquad y_{\mathrm{C,in,o}}(\varphi,\theta) = -y_{\mathrm{C,in,f}}(\varphi) + y_{\mathrm{E}}(\theta) \tag{3.141}$$

$$x_{\mathrm{C,out,o}}(\varphi,\theta) = -x_{\mathrm{C,out,f}}(\varphi) + x_{\mathrm{E}}(\theta) \qquad y_{\mathrm{C,out,o}}(\varphi,\theta) = -y_{\mathrm{C,out,f}}(\varphi) + y_{\mathrm{E}}(\theta) \tag{3.142}$$

Točka S se nalazi na polovištu spojnice točki O i E, odnosno na polovištu radijusa e. Fiksna i pokretna spirala su točkasto simetrične obzirom na točku S. Prema tome, nasuprotne komore su jednake. To je značajno svojstvo obzirom na numeričke simulacije procesa u komorama spiralnog kompresora.

Slika 3.15 prikazuje i *točke dodira* fiksne i pomične spirale. Ove točke dodira imaju sljedeće kutove odmatanja φ u koordinatnom sustavu fiksne spirale (indeks f) i u koordinatnom sustavu pokretne spirale (indeks o). Točke dodira između unutarnjeg ruba fiksne spirale i vanjskog ruba pokretne spirale su opisane izrazima (3.143). Točke dodira između vanjskog ruba fiksne spirale i unutarnjeg ruba pokretne spirale su opisane izrazima (3.144):

$$\varphi_{\mathrm{in,f,D}}(\theta) = 2k\pi + \frac{\pi}{2} - \theta_{\mathrm{r}} \qquad \varphi_{\mathrm{out,o,D}}(\theta) = \varphi_{\mathrm{in,f,D}}(\theta) - \pi \qquad k = 0,1,\dots,N \tag{3.143}$$

$$\varphi_{\mathrm{out,f,D}}(\theta) = (2k+1)\pi + \frac{\pi}{2} - \theta_{\mathrm{r}} \qquad \varphi_{\mathrm{in,o,D}}(\theta) = \varphi_{\mathrm{out,f,D}}(\theta) + \pi \qquad k = 0,1,\dots,N \tag{3.144}$$

Kut odmatanja fiksne spirale mijenja se od $\varphi_{\mathrm{start,in}}$ ili $\varphi_{\mathrm{start,out}}$ do φ_{end}. Najdalje mjesto dodira je na unutarnjoj strani spirale pri kutu φ_{end} u koordinatnom sustavu te iste spirale, ili na kutu $\varphi_{\mathrm{end}} - \pi$ na vanjskoj strani spirale. Često je veći dio kraja vanjske strane spirale (unutar zadnjih 150°) neobrađen ili ima smanjenu debljinu, obzirom da na njemu ne dolazi do dodira.

Odgovarajući kut odmatanja u koordinatnom sustavu pokretne spirale već je uzet u obzir pri računanju kutova dodira. Da bi se potvrdila točka dodira, kut mjesta dodira mora postojati na fiksnoj i na pokretnoj spirali. Najveći broj parova dodirnih točaka je $N = \lfloor \varphi_{\mathrm{end}}/2\pi \rfloor$.

Da bi se izračunali volumeni komora među dodirnim točkama između vanjskog ruba fiksne spirale i unutarnjeg ruba pokretne spirale, treba najprije naći površinu tlocrta komore među spiralama.

3.2.7.3. Komore kompresora

Slika 3.15 (gore lijevo) prikazuje spirale kompresora u početku novog procesa. Krajevi unutarnjih stijenki obje spirale su došli u dodir s vanjskom stijenkom nasuprotnih spirala i dosadašnje komore usisa su se zatvorile, pretvarajući se u komore kompresije. Daljnjim zakretanjem pogonskog vratila će se dodirne točke premještati po spiralama prema njihovom središtu (Slika 3.15, dolje lijevo). Točka dodira se odmiče od krajeva spirala i među spiralama se počinje stvarati nova komora usisa. Otvaranje i zatvaranje komore usisa traje točno jedan okretaj pogonskog vratila, pa je kutni položaj početka stvaranja nove komore usisa uzet kao polazni kut procesa kompresora.

Kako bi i kut kraja spirale bio sveden unutar jednog okretaja, koristi se relativni kut kraja spirale:

$$\varphi_{\mathrm{end,r}} = \varphi_{\mathrm{end}} - 2N\pi \tag{3.145}$$

Referentni kut $\theta_{\mathrm{r},0}$ je kut zakreta pogonskog vratila na početku novog procesa (Slika 3.15, lijevo):

$$\theta_{\mathrm{r},0} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{\mathrm{end,r}} \tag{3.146}$$

Kut zakreta pogonskog vratila θ_{r} je mjeren od ishodišta kuta za odmatanje spirale (Slika 3.15, lijevo):

$$\theta_{\mathrm{r}} = \theta + \theta_{\mathrm{r},0} \tag{3.147}$$

Broj komora se mijenja tijekom rada kompresora, ovisno o geometriji spirala i ovisno o kutu pri kojemu se komore kompresije spajaju sa središnjom komorom istiskivanja. Nakon početka kretanja pogonskog vratila iz početnog položaja $\theta_{\mathrm{r},0}$ (u pozitivnom smjeru osi x) i zakretanja za kut θ, komore usisa **4** i **5** počinju rasti (Slika 3.20). Povećanje njihovog volumena uzrokuje usis svježe radne tvari. Uz kraj spirala se stvaraju otvori preko kojih se vrši usis u komore usisa. Komore usisa imaju maksimalni volumen nešto prije njihovih zatvaranja, tako da se pri njihovom zatvaranju volumen već smanjuje.

Bliže središtu spirala su smještene komore kompresije **2** i **3**. One će se uskoro, prestankom unutarnjih dodira spirala, spojiti u komoru istiskivanja **1**. To je ovisno o izvedbi unutarnjih krajeva spirala, o čemu će više biti rečeno pri obradi komore istiskivanja, u poglavlju 3.2.7.4. Treba naglasiti da su svi navedeni parovi komora jednaki u svakom trenutku i uzajamno simetrični oko točke S (Slika 3.15).

Točke fiksne spirale opisane su parovima koordinata $\big(x(\varphi), y(\varphi)\big)$ te ovise o kutu φ i o radijvektoru koji je linearna funkcija kuta φ. Volumen komora se određuje množenjem površine baze s visinom H boka spirale.

3.2.7.4. Geometrija unutarnjeg početka spirale

Unutarnji početak spirale treba preraditi kako bi se dodir među spiralama održao čim dulje i kako fiksna spirala ne bi ometala gibanje pokretne spirale. Ovdje će biti opisana samo najčešća varijanta geometrije početka spirale, koja koristi dva kružna luka. To omogućuje da središnja komora istiskivanja u potpunosti nestane i da se odmah iza toga dvije najbliže komore kompresije spoje u novu komoru istiskivanja. Detalji o ovom profilu preuzeti su iz rada Ma i sur. (2017).

Slika 3.16 je podloga korištena za razvoj vlastitih izraza (3.148) do (3.156). Vršni kut u točkama A i B:

$$\tan\beta = \frac{2R_0}{R_0(\varphi_{\mathrm{A}} + \alpha) + R_0(\varphi_{\mathrm{A}} + \pi - \alpha)} = \frac{1}{(\varphi_{\mathrm{A}} + \pi/2)} \tag{3.148}$$

Dobiveni su radijusi manjeg (indeks 1) i većeg (indeks 2) kružnog luka:

$$R_1 = \frac{R_0}{2}\left[\frac{\left(\varphi_A + \frac{\pi}{2}\right)^2 + 1}{\left(\varphi_A + \frac{\pi}{2}\right)} - (\pi - 2\alpha)\right] \qquad R_2 = \frac{R_0}{2}\left[\frac{\left(\varphi_A + \frac{\pi}{2}\right)^2 + 1}{\left(\varphi_A + \frac{\pi}{2}\right)} + (\pi - 2\alpha)\right] \tag{3.149}$$

Oštri kutovi γ u točkama O_1 i O_2 i tupi kutovi λ u točkama O_1 i O_2 su:

$$\sin\gamma = \frac{2R_0}{R_1 + R_2} \qquad \lambda = \pi - \gamma \tag{3.150}$$

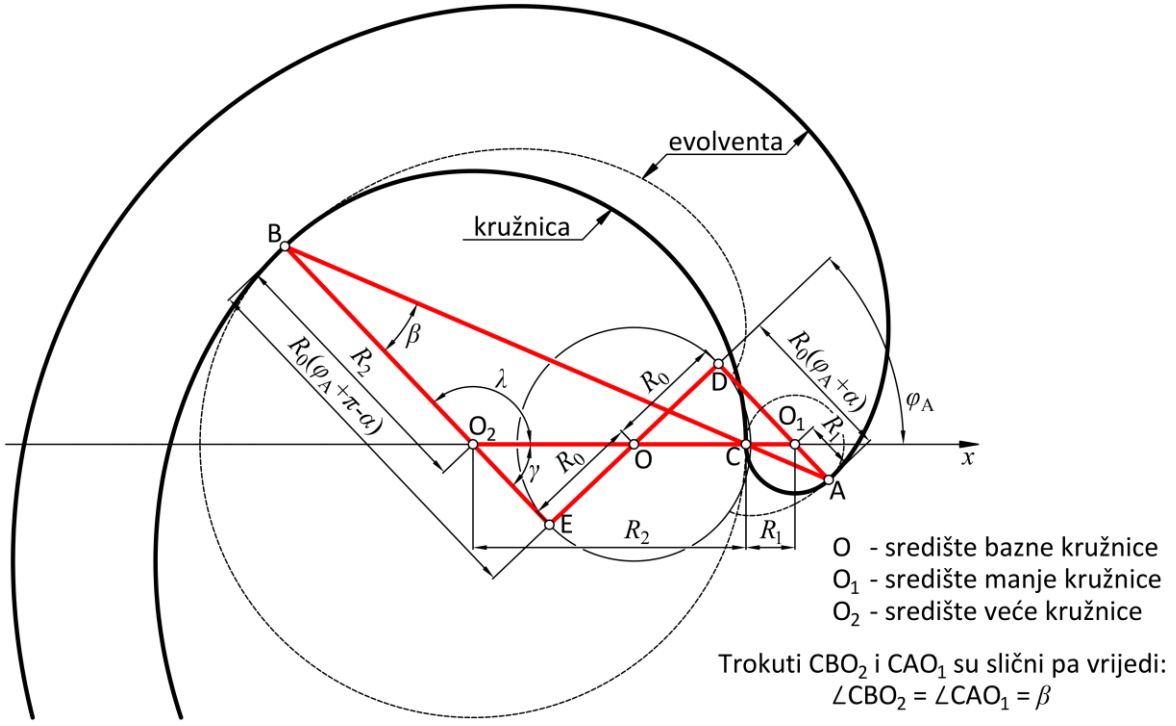
Koordinate središta kružnih lukova (Slika 3.16) su:

$$x_{O1} = R_0 \cos\varphi_A + [R_0(\varphi_A + \alpha) - R_1]\sin\varphi_A \tag{3.151}$$

$$y_{O1} = R_0 \sin\varphi_A - [R_0(\varphi_A + \alpha) - R_1]\cos\varphi_A \tag{3.152}$$

$$x_{O2} = R_0 \cos(\varphi_A + \pi) + [R_0(\varphi_A - \alpha + \pi) - R_2]\sin(\varphi_A + \pi) \tag{3.153}$$

$$y_{O2} = R_0 \sin(\varphi_A + \pi) - [R_0(\varphi_A - \alpha + \pi) - R_2]\cos(\varphi_A + \pi) \tag{3.154}$$



Slika 3.16 Novi profil početka spirale s dva kružna luka, Ma i sur. (2017)

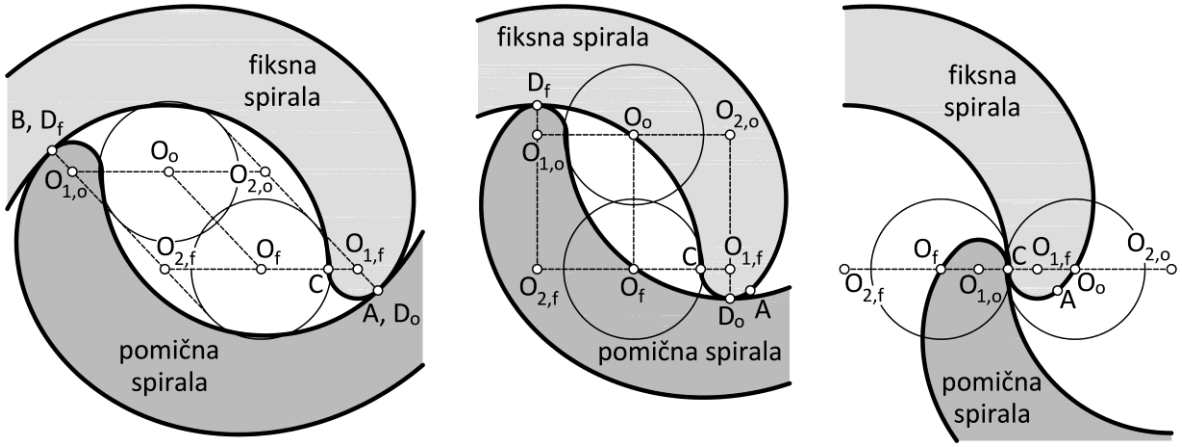
Početni kut obilaska za mali kružni luk (u smjeru suprotnom od kazaljke na satu) je $\varphi_{1-\mathrm{start}}$. On počinje u točki C i obilazi do točke A, iza koje se nastavlja evolventa. Kut pravca O_1A prema osi x je $\varphi_A - \pi/2$.

To je kut završetka za luk 1. Sada su početni i završni kutovi obilaska za kružne lukove 1 i 2 (u smjeru suprotnom od kazaljke na satu):

$$\varphi_{1-\mathrm{start}} = \varphi_{\mathrm{A}} - \frac{\pi}{2} - \lambda \qquad \varphi_{1-\mathrm{end}} = \varphi_{\mathrm{A}} - \frac{\pi}{2} \tag{3.155}$$

$$\varphi_{2-\mathrm{start}} = \varphi_{\mathrm{A}} + \frac{\pi}{2} - \lambda \qquad \varphi_{2-\mathrm{end}} = \varphi_{\mathrm{A}} + \frac{\pi}{2} \tag{3.156}$$

Dodir među kružnim lukovima počinje pri relativnom kutu zakreta pogonskog vratila $\theta_{\mathrm{r,B}} = \varphi_{1-\mathrm{start}}$. Prije te točke je bio dodir među evolventama. Sada se odvija dodir između kružnog luka s radijusom R_1 jedne spirale i kružnog luka s radijusom R_2 druge spirale (Slika 3.17 lijevo, točke A i B). Kut pri kojemu prestaje dodir među kružnim lukovima je $\theta_{\mathrm{r,C}} = \varphi_{1-\mathrm{end}}$, a dodirna točka je tada na mjestu spoja dva kružna luka (Slika 3.17 desno, točka C). U tom trenutku je potpuno nestao volumen prethodne komore istiskivanja. Nakon te točke se spirale razdvajaju i započinje spajanje dosadašnjeg susjednog para komora kompresije u novu zajedničku komoru istiskivanja.



Slika 3.17 Početak (lijevo) i kraj (desno) dodira kružnih lukova

Vrh fiksne spirale dodiruje pomičnu u točki D_o (Slika 3.17). Vrh pomične spirale dodiruje fiksnu u točki D_f. Obzirom na poznate koordinate središta lukova $O_{1,f}$ i $O_{2,f}$ prema izrazima (3.151), (3.152), (3.153) i (3.154), koordinate dodirnih točki su:

$$x_{\mathrm{D_f}} = x_{\mathrm{O_{2,f}}} + R_2 \cos\theta_{\mathrm{r}} \qquad y_{\mathrm{D_f}} = y_{\mathrm{O_{2,f}}} - R_2 \sin\theta_{\mathrm{r}} \tag{3.157}$$

$$x_{\mathrm{D_o}} = x_{\mathrm{O_{1,f}}} - R_1 \cos\theta_{\mathrm{r}} \qquad y_{\mathrm{D_o}} = y_{\mathrm{O_{1,f}}} + R_1 \sin\theta_{\mathrm{r}} \tag{3.158}$$

Nakon zadnjeg dodira spirala u točki C (Slika 3.17) unutarnji krajevi spirala se odmiču jedan od drugog. Koordinate položaja točke $O_{1,o}$ (Slika 3.17) na pokretnoj spirali su:

$$x_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{o}}} = x_{\mathrm{O}_{2,\mathrm{f}}} + e\cos\theta_{\mathrm{r}} \qquad y_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{o}}} = y_{\mathrm{O}_{2,\mathrm{f}}} - e\sin\theta_{\mathrm{r}} \tag{3.159}$$

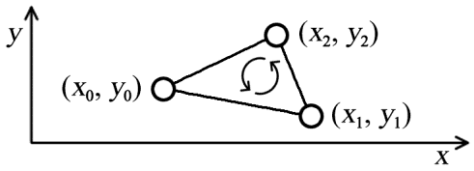
Širina procjepa koji se otvara među vrhovima spirala neposredno nakon dodira u točki C je:

$$L_{\mathrm{o,f}} = \sqrt{\left(x_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{o}}} - x_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{f}}}\right)^2 + \left(y_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{o}}} - y_{\mathrm{O}_{1,\mathrm{f}}}\right)^2} - 2R_1 \tag{3.160}$$

3.2.7.5. Oplakane površine stijenke i volumeni komora

Za model spiralnog kompresora su izvedeni složeni analitički izvodi za izračun potrebnih veličina za površinu baza komora, duljine lukova itd. Iz njih se mogu izračunati volumeni komora, oplakane površine za izmjenu topline, površine otvora za izmjenu radne tvari i protočne površine propuštanja. Svi ti izvodi su opsežni i nisu ovdje prikazani zbog ograničenog opsega ove disertacije. Pritom je veliki trud uložen u izvode geometrije za komore tijekom faze usisa i tijekom samog istiskivanja u fazama kada pokretna spirala svojim unutarnjim rubom prelazi preko tlačnog otvora.

Kao relativno jednostavna i dovoljno točna zamjena pružen je opis jednostavnijeg načina proračuna primjenom zamjene glatkih krivulja evolventi poligonima s većim brojem gusto raspoređenih vrhova. Pomoću prikazanih jednadžbi moguće je jednostavno odrediti koordinate vrhova poligona položenih po vanjskim ili unutarnjim stijenkama spirala i kružnih lukova u obliku zatvorenih poligona. Obilaskom po tim poligonima se mogu izračunati duljine njihovog opsega, kao i površine zatvorene poligonom. Pri izračunavanju površine treba zatvoreni poligon obilaziti u smjeru suprotnom od kazaljke na satu.



Slika 3.18 Trokut zadan svojim vrhovima u ravninskom koordinatnom sustavu

Rješenje pomoću trokuta ima jednostavan analitički oblik. Za trokut s vrhovima (x_0, y_0), (x_1, y_1) i (x_2, y_2) (Slika 3.18), površina trokuta je dana izrazom:

$$A = \frac{1}{2}\left[(x_1 - x_0)\,(y_2 - y_0) - (x_2 - x_0)\,(y_1 - y_0)\right] \tag{3.161}$$

Kad je točka (x_0, y_0) smještena u ishodištu, izraz (3.161) se pretvara u:

$$A = \frac{1}{2}\,(x_1 y_2 - x_2 y_1) \tag{3.162}$$

Predznak izraza (3.161) ovisi o smjeru rješavanja (pozitivan u smjeru kazaljke sata). Predznak izraza (3.162) također ovisi o smjeru rješavanja. To znači da je površina uvijek pozitivna. Od ovih trokuta se mogu sastaviti poligoni, koji se s velikim brojem točki mogu dobro prilagoditi srpastim oblicima komora među spiralama. Spirale su predstavljene točkama na evolventama, čije su koordinate izračunate svakih 1° kuta evolvente. Iz tih se točki, među susjednim točkama sastavlja poligonalna linija po rubu srpastih ploha. Poligon mora biti zatvoren. Zbog toga treba na kraju niza ponoviti početnu točku. Uzeti će se da je poligon sastavljen od ukupno N točaka. Niz ima ukupno $N + 1$ točku (ponovljena je prva točka). Jednadžba za površinu zatvorenu takvim poligonom je:

$$A_{\mathrm{c}}(\theta) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N} (x_i \, y_{i+1} - x_{i+1} \, y_i) \tag{3.163}$$

Volumen takve komore se izračunava množenjem površine baze komore $A_{\mathrm{k}}(\theta)$ s visinom komore H_{c}:

$$V_{\mathrm{c}}(\theta) = A_{\mathrm{c}}(\theta) \, H_{\mathrm{c}} \tag{3.164}$$

Brzinu promjene volumena po kutu se određuju metodom centralnih razlika:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}(\theta)}{\mathrm{d}\theta} \approx \frac{V_{\mathrm{c}}(\theta + \Delta\theta) - V_{\mathrm{c}}(\theta - \Delta\theta)}{2\Delta\theta} \tag{3.165}$$

Brzina promjene volumena po vremenu je prema izrazu (3.114) kao za kompresor s rotirajućim klipom.

Da bi se odredile oplakane površine stijenki, potreban je opseg komora. Pomoću sljedećeg izraza će se izračunati duljine lukova. Opseg zatvorenog $(Z = N + 1)$ ili otvorenog $(Z = N)$ poligona s N vrhova:

$$P_{\mathrm{c}}(\theta) = \sum_{i=1}^{Z} \sqrt{(y_i - \, y_{i-1})^2 + (x_i - \, x_{i-1})^2} \tag{3.166}$$

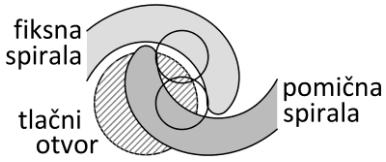
Oplakana površina stijenki komore:

$$A_{\mathrm{c,w}}(\theta) = 2A_{\mathrm{c}}(\theta) + P_{\mathrm{c}}(\theta) H_{\mathrm{c}} \tag{3.167}$$

Površina usisnog otvora ovisi o udaljenosti $L_{\mathrm{suc}}(\theta)$ ruba unutarnje stijenke na kraju spirale od vanjske stijenke nasuprotne spirale i okomito na tu stijenku. Geometrijska površina jednog usisnog otvora je:

$$A_{\mathrm{suc}}(\theta) = L_{\mathrm{suc}}(\theta) H_{\mathrm{c}} \tag{3.168}$$

Geometrijsku protočnu površinu tlačnog otvora (Slika 3.19) na strani komore istiskivanja može se izračunati izrazom (3.163) na trenutnoj geometriji tog otvora, posebno kad preko njega prelazi unutarnji rub pokretne spirale (Bell, 2011).

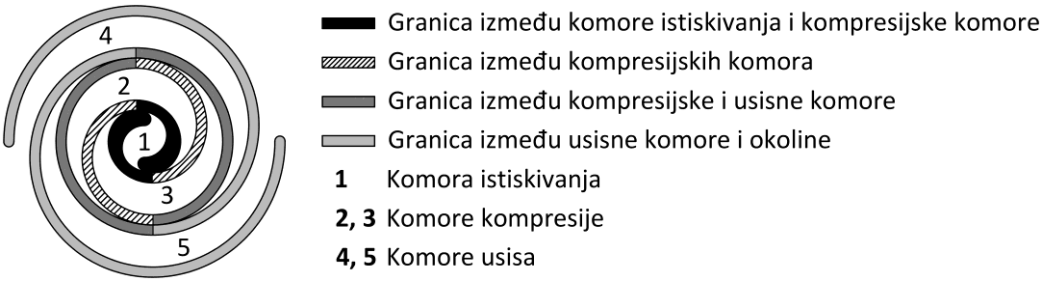


Slika 3.19 Detalj središnjeg dijela spiralnog kompresora s tlačnim otvorom (plavo), fiksnom (crno) i pomičnom spiralom (crveno)

3.2.7.6. Protočne površine propuštanja

Dodir involuta spirala kompresora ne mora biti idealan. Pod djelovanjem sila razlike tlaka i centrifugalnih sila dolazi do elastične deformacije dijelova, pa tako i samih spirala. Tome se mogu pridodati i deformacije izazvane termičkim dilatacijama. To sve doprinosi činjenici da se među spiralama često pojavljuju propuštanja na mjestima njihovog dodira (tangencijalno propuštanje), kao i preko rubova spirala (radijalno propuštanje). Ako se pretpostavi da je zazor na mjestu dodira spirala po cijeloj visini spirale jednak δ_{t}, tada je protočna površina za tangencijano propuštanje:

$$A_{\mathrm{t,leak}} = H_{\mathrm{c}}\,\delta_{\mathrm{t}} \tag{3.169}$$



Slika 3.20 Komore kompresora i granice među njima, za izračun radijalnog propuštanja

Kada je riječ o radijalnom propuštanju preko gornjeg ili donjeg ruba spirale, treba voditi računa o mjestima propuštanja i razlikama tlaka među komorama koje su razdvojene tim dijelom spirale.

Volumeni komora kompresije i istiskivanja se smanjuju uslijed rotacije pogonskog vratila. Obzirom da su nasuprotne komore simetrične prema zajedničkoj točki simetrije S, pretpostavljaju se potpuno jednaki termodinamički procesi i jednaki tlakovi u njima. To ujedno znači da među tim parovima komora nema propuštanja. Kako se komore približavaju središtu simetrala, tako se njihov volumen

smanjuje, a tlak raste. Pritom se očekuje propuštanje iz komore istiskivanja **1** u komore kompresije **2** i **3**, a iz njih prema komorama usisa **4** i **5** ili vanjskom prostoru oko spirala (Slika 3.20).

Slika 3.20 prikazuje granice među komorama. Granice se protežu duž spirala i međusobno su odvojene na mjestima dodira spirala. Samo na dijelu spirale u kontaktu s okolinom se vrši dodatno odvajanje na mjestu početka usisne komore. Duljine ovih granica se mijenjaju s kutom zakreta pogonskog vratila, a ponekad se mijenja i njihov karakter. To se odnosi na obodne dijelove spirala i na unutarnji dio u dodiru s komorom istiskivanja. Detalji izračunavanja duljina granica nisu ovdje prikazani.

Kada su za određeni kut zakreta θ pogonskog vratila poznate duljina $L_{\mathrm{leak},i}(\theta)$ pojedine granice i zračnost δ_{hc} između vrhova fiksne i pomične spirale prema njihovim pločama, može se izračunati odgovarajuću površinu propuštanja:

$$A_{\mathrm{hc,leak},i}(\theta) = L_{\mathrm{leak},i}(\theta)\delta_{\mathrm{hc}} \tag{3.170}$$

U samom proračunu termodinamičkog procesa kompresora treba voditi računa o tome koje komore su spojene s drugima putem površine propuštanja.

3.3. Pojednostavljeni model kompresora

Proces u kompresoru tijekom jednog okreta pogonskog vratila se proračunava integracijom diferencijalnih jednadžbi u vrlo kratkim koracima, čija se duljina mijenja u ovisnosti o lokalnim potrebama numeričke integracije. Stoga je primjena detaljnog modela kompresora dugotrajna i neprikladna za numeričke simulacije dužih perioda rada rashladnog sustava. Kako bi se ubrzali proračuni, pomoću detaljnog modela kompresora se mogu za bilo koju vrstu volumetrijskog kompresora (klipni kompresor, kompresor s rotirajućim klipom ili spiralni kompresor) izračunati parametre ustaljenog rada za cijelo radno područje kompresora. Iz tih podataka se mogu odrediti korelacijski polinomi. Ovi polinomi omogućuju pouzdane i brze numeričke simulacije kompresora.

Karakteristike kompresora se prema standardu ANSI/AHRI 540 (2004) i istraživanju Wu (1994) opisuju polinomom trećeg reda, u ovisnosti o dvije varijable. Prema preporuci standarda se kao nezavisne varijable izabiru između sljedećih parova: temperature isparivanja i kondenzacije ili tlakovi isparivanja i kondenzacije. Obzirom da se ovdje radi o transkritičnom procesu, kao dvije neovisne varijable su odabrani temperatura isparivanja i tlak dobave radne tvari (tlak u hladnjaku plina):

$$\Phi = A + B_1 T_{\mathrm{ev}} + B_2 p_{\mathrm{dis}} + B_3 T_{\mathrm{ev}}^2 + B_4 T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}} + B_5 p_{\mathrm{dis}}^2 + B_6 T_{\mathrm{ev}}^3 + B_7 T_{\mathrm{ev}}^2 p_{\mathrm{dis}} + B_8 T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_9 p_{\mathrm{dis}}^3 \tag{3.171}$$

gdje je T_{ev} temperatura isparivanja [°C], p_{dis} tlak dobave [bar], a $A, B_1 \dots B_9$ je grupa od 10 koeficijenata takvog polinoma. Veličina Φ koja se izračunava takvom korelacijom može biti volumna učinkovitost, maseni protok, energijska učinkovitost, snaga za pogon kompresora, razina buke u radu, toplinski ili rashladni množilac sustava s tim kompresorom itd. Umjesto ovog izraza, obzirom da se radi o brzini vrtnje kompresora kao dodatnoj neovisnoj varijabli, odabran je novi polinom s ukupno 40 koeficijenata. Ovaj polinom uzima u obzir i ovisnost o brzini vrtnje na razini trećeg reda. Nova korelacijska jednadžba s brzinom vrtnje:

$$\begin{aligned}\Phi = {} & A + B_1 T_{\mathrm{ev}} + B_2 p_{\mathrm{dis}} + B_3 T_{\mathrm{ev}}^2 + B_4 T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}} + B_5 p_{\mathrm{dis}}^2 + B_6 T_{\mathrm{ev}}^3 + B_7 T_{\mathrm{ev}}^2 p_{\mathrm{dis}} \\ & + B_8 T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_9 p_{\mathrm{dis}}^3 + B_{10} n \\ & + n\left(B_{11} T_{\mathrm{ev}} + B_{12} p_{\mathrm{dis}} + B_{13} T_{\mathrm{ev}}^2 + B_{14} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}} + B_{15} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{16} T_{\mathrm{ev}}^3\right. \\ & \left. + B_{17} T_{\mathrm{ev}}^2 p_{\mathrm{dis}} + B_{18} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{19} p_{\mathrm{dis}}^3 + B_{20} n\right) \\ & + n^2\left(B_{21} T_{\mathrm{ev}} + B_{22} p_{\mathrm{dis}} + B_{23} T_{\mathrm{ev}}^2 + B_{24} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}} + B_{25} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{26} T_{\mathrm{ev}}^3\right. \\ & \left. + B_{27} T_{\mathrm{ev}}^2 p_{\mathrm{dis}} + B_{28} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{29} p_{\mathrm{dis}}^3 + B_{30} n\right) \\ & + n^3\left(B_{31} T_{\mathrm{ev}} + B_{32} p_{\mathrm{dis}} + B_{33} T_{\mathrm{ev}}^2 + B_{34} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}} + B_{35} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{36} T_{\mathrm{ev}}^3\right. \\ & \left. + B_{37} T_{\mathrm{ev}}^2 p_{\mathrm{dis}} + B_{38} T_{\mathrm{ev}} p_{\mathrm{dis}}^2 + B_{39} p_{\mathrm{dis}}^3\right)\end{aligned} \tag{3.172}$$

gdje je n brzina vrtnje [s^{-1}], a $A, B_1 \dots B_{39}$ je grupa koeficijenata polinoma. Za kompresor s rotirajućim klipom u eksperimentalnom sustavu je izrađen vrednovani model. Na temelju njega su izračunate radne točke kompresora, u radnim uvjetima prema podacima proizvođača.

Koeficijenti korelacijskog polinoma su izračunati korištenjem skupa od po 576 vrijednosti dobivenih simulacijama. Simulacije su vršene na kombinaciji od 9 brzina vrtnje (od 20 do 100 s^{-1} u koracima po 10 s^{-1}), 8 temperatura isparivanja (od -30 do 5°C u koracima po 5°C) i 8 tlakova dobave (od 5 do 12 MPa u koracima po 1 MPa). Korelacijski polinomi su određeni za maseni protok kompresora, za volumni stupanj djelovanja, električnu snagu kompresora i ukupni energijski stupanj djelovanja.

3.4. Matematički model procesa u izmjenjivaču topline

3.4.1. Uvod

U ovoj disertaciji je predstavljen razvoj novog modela za numeričke simulacije u prijelaznim i ustaljenim uvjetima rada transkritičnih rashladnih sustava s CO_2. Glavni dio ovog istraživanja

predstavlja razvoj modela glavnih komponenti rashladnog sustava. Modularna priroda simulacijskog modela omogućuje analizu proizvoljne konfiguracije sustava. Osim modela kompresora, istaknut je i model izmjenjivača topline. Radi se o diskretiziranim modelima visokog reda, koji koriste analizu po metodi konačnih volumena, a razvijeni su temeljem primjene zakona očuvanja mase, količine gibanja i energije za modeliranje izmjene topline između radne tvari i zraka kao sekundarnog fluida, zajedno s akumulacijom i provođenjem topline u stijenkama izmjenjivača. Uz model isparivača dodan je pojednostavljeni model ovlaživanja, zamrzavanja i odmrzavanja.

U transkritičnim rashladnim sustavima s CO_2 odvođenje topline iz procesa odvija se pri nadkritičnoj temperaturi i tlaku. Objavljen je veliki broj istraživanja vezanih uz izmjenu topline kod različitih izvedbi izmjenjivača topline za CO_2 u nadkritičnom području. Opsežni prikaz prijelaza topline pri promjeni stanja CO_2 u nadkritičnom području dali su Cabeza i sur. (2017). Rezultati istraživanja su pokazali da je koeficijent prijelaza topline najviši u blizini pseudo-kritičnog područja, u kojem je povećan specifični toplinski kapaciteta CO_2. Štoviše, koeficijent prijelaza topline raste kad je temperatura glavnine struje radne tvari bila viša od kritične temperature, Du i sur., (2010). Simulacija hladnjaka plina u izvedbi cijevno-lamelnog izmjenjivača topline je pokazala da karakteristike polja strujanja i izmjena topline ovise o njegovoj izvedbi. Chang i sur. (2007) su predložili upotrebu hladnjaka plina s gotovo protusmjernim protokom i izvedbom iz cijevi i rebara. Kompaktnost izvedbe hladnjaka plina je jedan od ključnih interesa nedavnih istraživanja. Kompaktnost se može postići veličinom cijevi, promjenom brzine protoka zraka i vrste rebara. Otkriveno je da bi veći broj prolaza cijevi u hladnjaku plina mogao poboljšati karakteristike. No zaključeno je da je optimalna izvedba s tri prolaza, jer se pri izvedbi s pet prolaza ne postiže značajno sniženje izlazne specifične entalpije u odnosu na izvedbu s tri prolaza. Uz to, simulacije su pokazale da upotreba više slojeva cijevi umjesto više prolaza cijevi može dodatno smanjiti veličinu hladnjaka plina zbog poboljšanih karakteristika. Ge i sur. (2015) su objavili istraživanja o modeliranju hladnjaka plina za rashladni sustav supermarketa, a Tsamos i sur. (2017) su proveli eksperimentalno istraživanje na dvije različite izvedbe cijevno-lamelnih hladnjaka plina s cijevima u dva i tri sloja uzimajući u obzir i nadkritični i podkritični tlak u izmjenjivaču topline. Numerička simulacija istog cijevno-lamelnog hladnjaka plina pokazala je da se 90% prijenosa topline odvilo u prvih 17% duljine izmjenjivača topline, te da bi se veličina izmjenjivača topline mogla smanjiti ako se poveća protok zraka.

Isparivač transkritičnog rashladnog sustava s CO_2 se po funkciji ne razlikuje od konvencionalnih isparivača rashladnih sustava, osim što je radni tlak mnogo viši (2-7 MPa). Isparivač CO_2 radi pri reduciranom tlaku (p/p_{cr}) višem od 0,36 pri temperaturi zasićenja od -10°C, dok konvencionalni isparivači rade na reduciranom tlaku ispod 0,10 pri temperaturi zasićenja od 10°C (Thome i Ribatski,

2005). Zbog toga se transportna svojstva CO_2 u podkritičnom području (npr. velika gustoća i mala viskoznost pare) bitno razlikuju od ostalih rashladnih tvari. Protok CO_2 u isparivaču karakterizira dvofazni protok, a transportna svojstva drastično utječu na konvektivni prijelaz topline i pad tlaka CO_2 u protoku. Izmjena topline pri dvofaznom toku CO_2 u izmjenjivaču ovisi o protoku mase radne tvari, protoku topline, geometriji kanala i temperaturi zasićenja (Thome i Ribatski, 2005). Pri istraživanju izmjene topline i pada tlaka pri dvofaznom toku CO_2 u izmjenjivaču topline, Yoon i sur. (2004) su izvijestili da se koeficijent prijelaza topline vrenja CO_2 povećava s porastom toplinskog toka pri niskom sadržaju pare, ali se smanjuje s povećanjem toplinskog toka kada je sadržaj pare iznad određene vrijednosti. To se može objasniti isušivanjem struje radne tvari pri visokom sadržaju pare zbog povećanja toplinskog toka, niskog površinskog napona i niske viskoznosti.

Primjena simulacijskih modela rashladnih sustava omogućuje istraživačima da bolje razumiju transkritične rashladne sustave s kompresijom pare u prijelaznim i ustaljenim uvjetima rada. Ovim radom se nastoji razviti modele izmjenjivača topline namijenjene za rad upravo u ovim posebnim rashladnim sustavima. Modeli izmjenjivača topline uzimaju u obzir složene izvedbe cijevnih sustava izmjenjivača topline, nepravilnu distribuciju protoka zraka, vlaženja i nakupljanja mraza na isparivačima te njihovo odmrzavanje, reguliranu promjenu protoka zraka zbog uključivanja i isključivanja ventilatora i promjene njegove brzine vrtnje, kao i promjenjivi protok radne tvari pri promjeni brzine vrtnje kompresora. Razvijeni modeli će biti vrednovani i potvrđeni usporedbom s podacima mjerenja na eksperimentalnom rashladnom sustavu.

3.4.1.1. Modeli izmjenjivača topline

Toplinska inercija komponenti i dinamika protoka radne tvari određuju dinamičke karakteristike sustava s kompresijom pare u promjenljivim uvjetima rada. Utvrđeno je da je migracija radne tvari tijekom mirovanja sustava velikim dijelom zaslužna za gubitke procesa pri ponovnom pokretanju sustava (Rubas i Bullard, 1995). Tijekom ustaljenih radnih uvjeta većina radne tvari se nalazi unutar ugrađenih spremnika i izmjenjivača topline. To su glavne komponente sustava i one izmjenjuju masu i energiju s ostalim komponentama sustava, uključujući kompresor i ekspanzijski uređaj, kao i druge pomoćne komponente, te sa sekundarnim komponentama i fluidima (Björk i Palm, 2006.a i 2006.b). Slijedom toga, od posebnog je značaja točno predvidjeti mase radne tvari unutar izmjenjivača topline kako bi se točnije opisali fenomeni protoka dvofaznog fluida (Kaern i sur., 2011). Proračun prijenosa topline između radne tvari i sekundarnih fluida kroz stijenku izmjenjivača topline koristi empirijske korelacije uz upitnu pouzdanost. Pad tlaka radne tvari je često bio zanemarivan, pa zato nije bilo potrebno uključiti jednadžbu očuvanja količine gibanja. Više modela je koristilo tu jednadžbu, koja još uvijek značajno usporava proračune.

Izmjenjivači topline sa svojom termičkom inercijom imaju znatan utjecaj na termodinamičke karakteristike sustava. Zbog toga je u modelu izmjenjivača topline potrebno obuhvatiti sve utjecaje koji opisuju glavnu izmjenu topline i relevantne pojave protoka fluida. Za to su potrebni modeli s distribuiranim parametrima.

3.4.1.2. Modeli distribuiranih parametara

Modeli distribuiranih parametara često se karakteriziraju podjelom cijelog izmjenjivača topline na fiksni broj kontrolnih volumena koji se u simulaciji ne mijenjaju, već zadržavaju svoju geometriju. Svaki od tih kontrolnih volumena predstavlja jedno stanje radne tvari opisano jednadžbom stanja i rješava se primjenom zakona očuvanja. Cijevno-lamelni izmjenjivač topline se dijeli na kontrolne volumene, koji su stacionarni i podijeljeni duž toka radne tvari. Broj kontrolnih volumena je unaprijed zadan kao ulazni podatak i ne mijenja se tijekom simulacija. Što je detaljnija podjela na kontrolne volumene, to će i predviđanja modela biti detaljnija, ali će se produljiti potrebno vrijeme proračuna.

U modelima distribuiranih parametara se jednadžbe očuvanja za 1D protok fluida u obliku parcijalnih diferencijalnih jednadžbi diskretiziraju po prostoru i rješavaju se primjenom metode konačnih volumena. Metoda konačnih volumena ima dobra svojstva obzirom na striktno poštivanje zakona očuvanja. Stoga je to najčešće odabrana metoda. Ovaj pristup pruža veliku fleksibilnost za simulacije vrlo složenih izvedbi izmjenjivača topline.

Predviđanje prijelaznog ponašanja izmjenjivača topline uvelike ovisi o predviđanju ponašanja radne tvari primjenom njenih termodinamičkih i transportnih svojstava. Ako je radna tvar u jednofaznom stanju, svojstva se mogu lako odrediti. No kada su prisutne dvije faze radne tvari, onda su na raspolaganju tri rješenja: primjena pretpostavke homogene smjese kapljevine i pare, primjena dvije različite brzine gibanja kapljevine i pare, te prilagođeni homogeni model s ispravkom za ponašanje nehomogene smjese. Na početku i na kraju isparivanja se radna tvar ponaša kao homogena smjesa. Ukoliko se isparivanje odvija s tekućom radnom tvari na početku, onda se na početku isparivanja pojavljuju prvi mjehurići pare, a pri kraju isparivanja je veći dio radne tvari isparen uz maglicu sitnih kapi preostale kapljevine. Pri sredini isparivanja je radna tvar podijeljena na paru i kapljevinu, koje se gibaju odvojeno, različitim brzinama. Primjena modela homogene smjese u takvim uvjetima pokazuje veći udio praznine od eksperimentalno izmjerenih vrijednosti. Na taj način se dobiva manja masa kapljevine i ukupne mase radne tvari u izmjenjivaču topline, čime se unosi greška u proračun.

Jedno od poboljšanja je da se dopusti da kapljevina i para imaju različite brzine, a da se jednadžbe očuvanja primjenjuju na njihovu smjesu. Pritom se vrši ispravak gustoće dvofazne smjese radne tvari promjenom udjela praznine, kako bi se mogla izračunati točna masa radne tvari u izmjenjivaču. Na taj

način se dvofazni tok može modelirati uz male izmjene jednadžbi očuvanja. Nadalje, ovaj pristup pojednostavljuje prijelaz između jednofaznog i dvofaznog protoka jer se koristi isti sustav jednadžbi očuvanja. Ovaj pristup se često naziva modelom nehomogene smjese bez međusobne razmjene. Primjeri radova s ovakvim pristupom su Jia i sur. (1999), Mithraratne i sur. (2000), Koury i sur. (2001), Haberschill i sur. (2003), Beghi i Cecchinato (2009), Morales-Ruiz i sur. (2009), Ndiaye i Bernier, (2010), Xuan (2010) i Kaern i sur. (2011).

Detaljan pristup rješavanju utjecaja klizanja između dviju faza obrađuje model dva fluida (eng. *Two-Fluid Model*). Model uzima u obzir činjenicu da faze kapljevine i pare nisu u termodinamičkoj ravnoteži i da imaju različite brzine. Svaka faza se analizira zasebnim jednadžbama očuvanja mase, energije i količine gibanja, uz procese međusobne razmjene. Ovaj model iziskuje poznavanje brojnih procesa, što samo za sebe zahtijeva opsežnu bazu istraživanja. Tu se prihvaća kompromis da je u takvim situacijama bolje primijeniti 3D CFD modeliranje, kako bi se uzela u obzir većina procesa među razdvojenim fazama. Zbog velikog utroška računalnih resursa ovakvo modeliranje nije prihvatljivo za analize ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada izmjenjivača topline u rashladnim sustavima. Zbog toga je u modelima izmjenjivača topline koji su prikazani u ovoj disertaciji odabran model nehomogene smjese kao kompromisno rješenje.

3.4.2. Opis strukture cijevno-lamelnih izmjenjivača topline

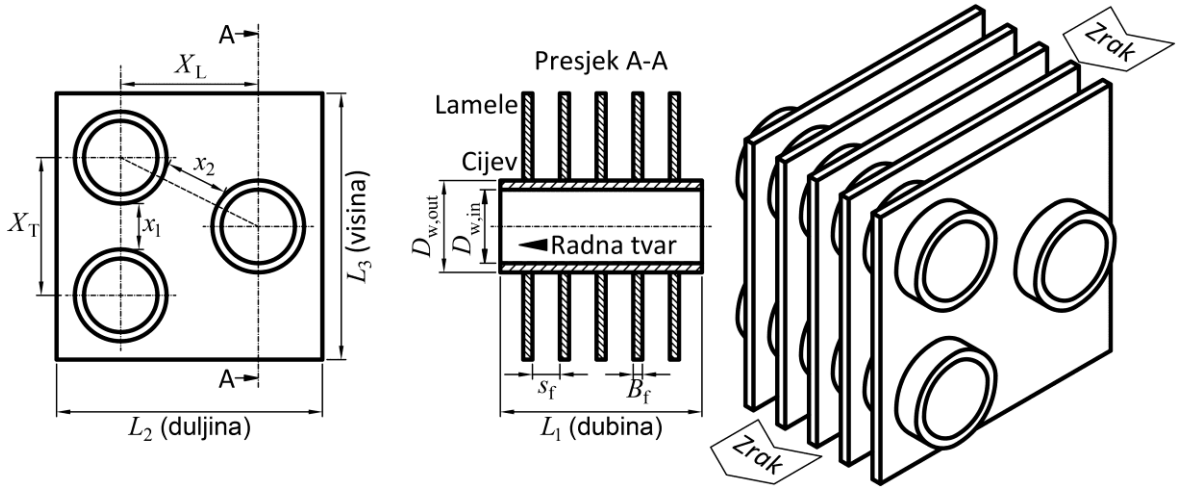
U transkritičnim rashladnim sustavima s CO_2 su isparivači za hlađenje zraka i hladnjaci plina za odbacivanje topline na okolni zrak, najčešće izvedeni kao cijevno-lamelni izmjenjivači topline. Oni se najčešće izrađuju iz hladno vučenih glatkih cijevi od bakra, čelika ili njihovih legura, s aluminijskim lamelama s različitim geometrijama površine (ravne, valovite, s prorezima itd.). Radna tvar prolazi kroz cijevi, a zrak struji izvan cijevi među lamelama. Kako bi se postigle čim bolje karakteristike izmjenjivača topline i smanjile njihove dimenzije, velika pozornost se polaže strukturiranom polaganju prolaza cijevi kroz izmjenjivač, s ciljem da se način izmjene topline približi protusmjernom izmjenjivaču topline.

Pri modeliranju cijevno-lamelnog izmjenjivača topline primjenom diskretiziranog modela, izmjenjivač topline se dijeli na približno jednake segmente. Svaki takav segment sastoji se iz dijela cijevi s lamelama na njoj. Takav segment je zajednica tri kontrolna volumena: radne tvari, stijenke i zraka. Unutar segmenta se izmjenjuje energije među ta tri kontrolna volumena. Na strani zraka je dodatno i prijenos vlage iz zraka na lamele i obratno. Pri modeliranju se prati put radne tvari kroz cijevi od ulaza do izlaza kroz niz kontrolnih volumena, odnosno segmenata. Izlazno stanje radne tvari iz nekog kontrolnog volumena predstavlja ujedno ulazno stanje u sljedeći kontrolni volumen. Stoga se javlja potreba za osnovnom numeracijom kontrolnih volumena radne tvari duž puta radne tvari. Ta se numeracija

usvaja kao osnovna numeracija segmenata. Takva numeracija najčešće nije prikladna za praćenje puta zraka kroz izmjenjivač topline. Stijenka segmenta izmjenjuje toplinu provođenjem duž cijevi sa svojim susjednim segmentima i provođenjem topline kroz lamele s okolnim susjednim segmentima. Topološki opis izmjenjivača topline je neophodan kako bi se odredili kontrolni volumeni između kojih će doći do izmjene energije i mase. Topološki opis je osnova programa za uzajamno povezivanje kontrolnih volumena koji pripadaju istom segmentu.

Model koji je korišten za proračun geometrijskih karakteristika izmjenjivača topline opširno je opisan u doktorskoj disertaciji Blecich (2014). Njime se definiraju protočne površine radne tvari i zraka, oplakane površine za izmjenu topline te detalji geometrije metalnih dijelova cijevi i lamela.

U nastavku će model biti opisan na segmentu izmjenjivača topline. Najprije će biti prikazan model za radnu tvar, a zatim za zrak i stijenku.



Slika 3.21 Glavne dimenzije cijevno-lamelnog izmjenjivača topline

3.4.3. Opći pristup modeliranju

Pri modeliranju su usvojene sljedeće pretpostavke:

- Aksijalno provođenje topline u radnoj tvari je zanemarivo.
- Faze kapljevine i pare radne tvari u izmjenjivačima topline su u termičkoj ravnoteži.
- Zanemaruju se učinci dinamike valova tlaka.
- Padovi tlaka u kondenzatoru, isparivaču, cijevnim lukovima i spojnim cijevima se izračunavaju.
- Toplinski otpori metalnih elemenata u sustavu su konačni i koriste se u proračunu prijenosa topline među dijelovima. U obzir se uzima i toplinski kapacitet metalnih dijelova i akumulacija topline u njima.

- Zbog niskog omjera gustoća zasićene kapljevine i pare CO_2 se pretpostavlja zanemarivo *klizanje* pare i kapljevine. Stoga se tijekom dvofaznog strujanja u horizontalnim cijevima izmjenjivača topline pretpostavlja režim prstenastog strujanja s kapljevinom po obodu cijevi i parom u središtu.

Za opis promjene stanja radne tvari se koriste: jednadžba očuvanja mase (3.173), energije (3.174) i količine gibanja (3.175).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}A) + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{G}A) = 0 \tag{3.173}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\bar{\rho}\bar{h}_{\rho}A\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\bar{G}\bar{h}A\right) = P\bar{q}_{\mathrm{w}} + \frac{\partial}{\partial t}(pA) \tag{3.174}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{G}A) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\bar{G}^2 A}{\bar{\rho}_{\mathrm{M}}}\right) = -A\frac{\partial p}{\partial z} - \bar{\tau}_{\mathrm{w}}P - \bar{\rho}gA\sin\theta \tag{3.175}$$

gdje je A površina poprečnog presjeka cijevi, a P je opseg poprečnog presjeka cijevi, te:

- $\bar{\rho} = \frac{1}{A}\int_A \rho\, dA$ prosječna gustoća u kontrolnom volumenu,
- $\bar{G} = \frac{1}{A}\int_A \rho u\, dA$ prosječni specifični maseni protok,
- $\frac{1}{\bar{\rho}_{\mathrm{M}}} = \frac{1}{\bar{G}^2}\int_A \rho u^2\, dA$ prosječna gustoća količine gibanja,
- $\bar{\tau}_{\mathrm{w}} = \frac{1}{P}\int_P \tau_{\mathrm{w}}\, dl$ prosječno smično naprezanje,
- $\bar{h}_{\rho} = \frac{1}{\bar{\rho}}\left(\frac{1}{A}\int_A \rho h\, dA\right)$ specifična entalpija usrednjena po gustoći u kontrolnom volumenu,
- $\bar{h} = \frac{1}{\bar{G}}\left(\frac{1}{A}\int_A \rho u h\, dA\right)$ specifična entalpija usrednjena po protoku i
- $\bar{q}_{\mathrm{w}}$ prosječni toplinski tok po jedinici površine stijenke na položaju z.

Qiao (2014) je predložio da se zanemare dinamički valovi tlaka. Njihov utjecaj na prijenos topline je zanemariv, pa se time ne narušava fizikalni integritet modela. Model izmjenjivača topline se može značajno pojednostaviti uklanjanjem članova na lijevoj strani i zanemarivanjem gravitacijskog člana na desnoj strani jednadžbe očuvanja količine gibanja (3.175). Na taj način se dobiva reducirana jednadžba očuvanja količine gibanja:

$$A\frac{\partial p}{\partial z} + \bar{\tau}_{\mathrm{w}}P = 0 \tag{3.176}$$

Usvajanjem ovoga pojednostavljenja broj parcijalnih diferencijalnih jednadžbi se svodi s $3N$ na $2N$, a pritom se ne narušavaju uvjeti očuvanja mase, količine gibanja i energije. Tako pojednostavljen model ima samo $2N$ varijabli stanja $(p_1, \bar{h}_{\rho,1}, \dots p_N, \bar{h}_{\rho,N})$. Maseni protoci su prema tome posljedica samo razlike tlakova. Sve varijable koje treba izračunati su skalarne varijable, tako da je izbjegnut proračun vektorskih veličina iz jednadžbe očuvanja količine gibanja. Za jednofazni protok se može pretpostaviti jednolika gustoća radne tvari na cijeloj površini poprečnog presjeka:

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}_{\mathrm{M}} = \rho \qquad \bar{h} = \bar{h}_{\rho} = h \tag{3.177}$$

Prosječne gustoće i specifične entalpije za dvofazno strujanje su:

$$\bar{\rho} = \rho_{\mathrm{vap}}\gamma + \rho_{\mathrm{liq}}(1-\gamma) \tag{3.178}$$

$$\bar{\rho}_{\mathrm{M}} = \frac{1}{\frac{1}{\rho_{\mathrm{vap}}}\frac{x^2}{\gamma} + \frac{1}{\rho_{\mathrm{liq}}}\frac{(1-x^2)}{(1-\gamma)}} \tag{3.179}$$

$$\bar{h}_{\rho} = \frac{1}{\bar{\rho}}\left[\rho_{\mathrm{vap}}h_{\mathrm{vap}}\gamma + \rho_{\mathrm{liq}}h_{\mathrm{liq}}(1-\gamma)\right] \tag{3.180}$$

$$\bar{h} = \frac{1}{\bar{G}}\left[\rho_{\mathrm{vap}}u_{\mathrm{vap}}h_{\mathrm{vap}}\gamma + \rho_{\mathrm{liq}}u_{\mathrm{liq}}h_{\mathrm{liq}}(1-\gamma)\right] = h_{\mathrm{vap}}x + h_{\mathrm{liq}}(1-x) \tag{3.181}$$

gdje su udio praznine γ i protočni sadržaj pare x povezani izrazima:

$$\gamma = \frac{A_{\mathrm{vap}}}{A_{\mathrm{vap}} + A_{\mathrm{liq}}} = \frac{A_{\mathrm{vap}}}{A} \tag{3.182}$$

$$x = \frac{\text{maseni protok pare}}{\text{ukupni maseni protok}} = \frac{\rho_{\mathrm{vap}}u_{\mathrm{vap}}\gamma}{\rho_{\mathrm{vap}}u_{\mathrm{vap}}\gamma + \rho_{\mathrm{liq}}u_{\mathrm{liq}}(1-\gamma)} = \frac{\rho_{\mathrm{vap}}u_{\mathrm{vap}}\gamma}{\bar{G}} \tag{3.183}$$

Treba razlikovati protočni sadržaj pare x od statičkog (mirujućeg) sadržaja pare $\hat{x}$. Mirujući sadržaj pare se definira kao omjer mase pare i ukupne mase dvofazne smjese:

$$\hat{x} = \frac{m_{\mathrm{vap}}}{m_{\mathrm{vap}} + m_{\mathrm{liq}}} = \frac{\rho_{\mathrm{vap}}\gamma}{\rho_{\mathrm{vap}}\gamma + \rho_{\mathrm{liq}}(1-\gamma)} \tag{3.184}$$

Specifična entalpija usrednjena po gustoći povezana je sa statičkim sadržajem pare:

$$\bar{h}_{\rho} = h_{\mathrm{vap}}\hat{x} + h_{\mathrm{liq}}(1-\hat{x}) \tag{3.185}$$

Udio praznine se može povezati izravno sa statičkim sadržajem pare:

$$\gamma = \frac{\hat{x}}{\hat{x} + (1 - \hat{x})\frac{\rho_{\mathrm{vap}}}{\rho_{\mathrm{liq}}}} \tag{3.186}$$

Prema Rice (1987), korelacije udjela praznine se mogu klasificirati u četiri kategorije: (1) homogene, (2) korelirane s omjerom klizanja, (3) korelirane pomoću Lockhart-Martinellijevog korelacijskog parametra X_{tt} i (4) ovisne o protoku mase. Sa simulacijskog gledišta, prve dvije kategorije pružaju najprikladnije korelacije za proračun udjela praznine, jer su izravnije i ne dodaju značajne numeričke komplikacije u usporedbi s druge dvije kategorije. Zato će se udio praznine prikazati pomoću omjera klizanja $S = u_{\mathrm{vap}}/u_{\mathrm{liq}}$ (omjerom brzina pare i kapljevine):

$$\gamma = \frac{x}{x + (1 - x)\frac{\rho_{\mathrm{vap}}}{\rho_{\mathrm{liq}}}S} \tag{3.187}$$

Sljedeći izraz povezuje protočni sadržaj pare s omjerom brzina:

$$x = \frac{\rho_{\mathrm{vap}} u_{\mathrm{vap}} \gamma}{\rho_{\mathrm{vap}} u_{\mathrm{vap}} \gamma + \rho_{\mathrm{liq}} u_{\mathrm{liq}} (1 - \gamma)} = \frac{\rho_{\mathrm{vap}} \gamma}{\rho_{\mathrm{vap}} \gamma + \rho_{\mathrm{liq}} (1 - \gamma)\frac{1}{S}} \tag{3.188}$$

Pri omjeru brzina $(S = 1)$, protočni sadržaj pare i statički sadržaj pare su jednaki.

Za nehomogeni model se usvaja korelacija za izračunavanje sadržaja pare iz udjela praznine za radnu tvar u dvofaznom području pri čemu se razlikuju brzine pare i kapljevine. Butterworth (1975) je predložio jednadžbu udjela praznine temeljenu na omjeru brzina:

$$x = \frac{\gamma^{1/0{,}78}}{\gamma^{1/0{,}78} + \left[\frac{1}{0{,}79}\left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}}\right)^{0{,}58}\right]^{1/0{,}78} (1 - \gamma)^{1/0{,}78}} \tag{3.189}$$

Ova korelacija uspostavlja vezu protočnog sadržaja pare i protočnog udjela praznine. Ova jednadžba ne sadrži eksplicitnu vrijednost omjera brzina pare i kapljevine, već je ona implicitno sadržana u toj jednadžbi. Kada se prema (3.189) odredi protočni sadržaj pare x, onda se prema statičkom sadržaju pare $\hat{x}$ može izračunati i ispravak specifične entalpije Δh_{c}:

$$\Delta h_{\mathrm{c}} = \bar{h} - \bar{h}_{\rho} = x h_{\mathrm{vap}} + (1 - x) h_{\mathrm{liq}} - \hat{x} h_{\mathrm{vap}} - (1 - \hat{x}) h_{\mathrm{liq}} = (x - \hat{x})\left(h_{\mathrm{vap}} - h_{\mathrm{liq}}\right) \tag{3.190}$$

Ovdje treba napomenuti da su vrijednosti x i $\hat{x}$ jednake nuli za pothlađenu tekućinu, odnosno jedinici za pregrijanu paru. Stoga je Δh_{c} jednak nuli za jednofazne tokove.

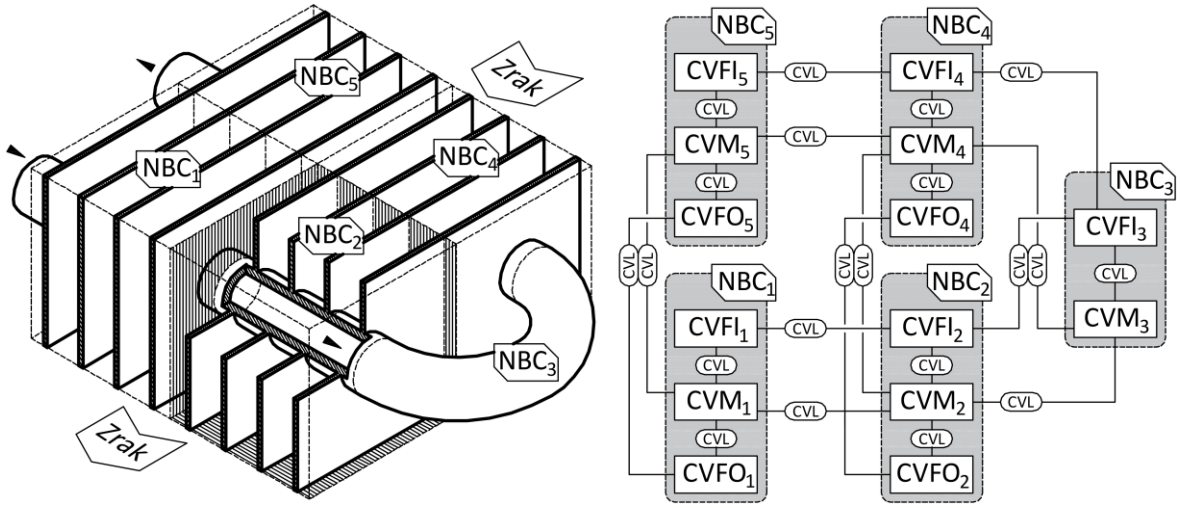
Kao varijable stanja u dvofaznom području odabrani su tlak p i specifična entalpija $\bar{h}_{\rho}$ usrednjena po gustoći. To su termodinamička svojstva i lako se računaju kao svojstva radne tvari. Postoji mogućnost odabira drugih parova varijabli stanja. Odabir parova varijabli znatno utječe na brzinu proračuna simulacija. Zato treba biti oprezan prilikom njihova odabira. Kao neovisne varijable stanja je pogodno odabrati tlak i specifičnu entalpiju, jer se pomoću njih može lako odrediti je li radna tvar u jednofaznom ili dvofaznom području, a time i odgovarajuće korelacije koje se koriste za prijenos topline i pad tlaka.

3.4.4. Diskretizacija

3.4.4.1. Diskretizacija na strani radne tvari

Parcijalne diferencijalne jednadžbe (3.173), (3.174) i (3.175) se rješavaju pomoću metode konačnih volumena. Ta metoda se pokazala vrlo uspješnom u aproksimaciji rješenja širokog spektra sustava jednadžbi očuvanja i ona je posebno zaslužna za strogo poštivanje zakona očuvanja. Da bi se primijenila metoda konačnih volumena za rješavanje jednadžbi očuvanja, područje protoka radne tvari treba diskretizirati po prostoru u N kontrolnih volumena.

U poglavlju 3.1 su opisani računalni objekti koji se koriste za reprezentaciju fizičkih komponenti i fluida. Komponenta cijelog izmjenjivača je predstavljena kao čvor (NBC). Ovakvo grupiranje svih dijelova izmjenjivača u jedan objekt olakšava povezivanje modela cjelokupnog izmjenjivača s ostalim komponentama. Ovaj, vršni čvor, sadrži N čvorova (NBC), od kojih svaki predstavlja jedan segment izmjenjivača. Svaki segment unutar izmjenjivača sadrži kontrolni volumen za radnu tvar (CVFI), za stijenku (CVM) i za zrak (CVFO). Cijevi izlaze iz izmjenjivača i skreću radnu tvar. Koljena nisu u dodiru sa strujom zraka koji protječe kroz izmjenjivač, a izmjena topline s mirujućim okolnim zrakom je zanemarena. Stoga čvorovi koji predstavljaju koljena ne sadrže kontrolni volumen za zrak (CVFO).



Slika 3.22 Diskretizacija izmjenjivača topline

Slika 3.22 prikazuje princip povezivanja čvorova i kontrolnih volumena. Na lijevoj strani slike je presjek izmjenjivača topline. Prikazani dio izmjenjivača je podijeljen na 5 čvorova (NBC), numeriranih u smjeru strujanja radne tvari. Granice između čvorova su prikazane isprekidanim linijama. Čvorovi NBC_1 i NBC_2 predstavljaju prvu cijev, čvor NBC_3 predstavlja koljeno, a čvorovi NBC_4 i NBC_5 predstavljaju drugu cijev. U ovom primjeru svi čvorovi osim koljena sadrže po četiri lamele. Zbog jasnijeg prikaza, čvor NBC_2 je šrafurom odvojen od ostalih čvorova. Stijenka cijevi i lamele u ovom čvoru su prikazani u presjeku.

Slika 3.22 (desno) prikazuje veze između računalnih objekata. Vidljivo je da čvorovi (NBC) nisu međusobno povezani. Oni samo sadrže kontrolne volumene, koji su međusobno povezani objektima veza (CVL). Čvorovi NBC_1 i NBC_2 dijele istu cijev, pa su zato kontrolni volumeni za stijenke CVM_1 i CVM_2 povezani. Radna tvar struji iz čvora NBC_1 u čvor NBC_2 , pa su zato kontrolni volumeni za radnu tvar $CVFI_1$ i $CVFI_2$ također povezani. No između čvorova NBC_1 i NBC_2 nema izmjene zraka, pa stoga kontrolni volumeni za zrak $CVFO_1$ i $CVFO_2$ nisu povezani. Čvorovi NBC_2 i NBC_4 dijele iste lamele, pa su zato kontrolni volumeni za stijenke CVM_2 i CVM_4 povezani. Zrak iz čvora NBC_4 struji u čvor NBC_2, pa su stoga kontrolni volumeni za zrak $CVFO_2$ i $CVFO_4$ također povezani. No između čvorova NBC_2 i NBC_4 nema izmjene radne tvari, pa stoga kontrolni volumeni za radnu tvar $CVFI_2$ i $CVFI_4$ nisu povezani. Čvor NBC_3 predstavlja koljeno. Stijenka koljena nije u dodiru sa strujom zraka u izmjenjivaču, pa je stoga za ovaj čvor izostavljen kontrolni volumen za zrak CVFO.

Kontrolni volumeni (CVBC, odnosno CVFI, CVFO i CVM) su odgovorni za integriranje jednadžbi očuvanja mase (3.173) i energije (3.174) (skalarne veličine). Veza (CVL) je odgovorna za integriranje jednadžbe očuvanja količine gibanja (3.175) (vektorska veličina). Ovakvo raščlanjivanje jednadžbi očuvanja se koristi u računalnoj dinamici fluida i naziva se *shema pomaknutih mreža*. Veze (CVL) izračunavaju masene i toplinske tokove između povezanih kontrolnih volumena, a kontrolni volumeni (CVBC) izračunavaju termodinamička stanja radne tvari, stijenke ili zraka.

Integracija jednadžbi očuvanja na i-tom kontrolnom volumenu uz $\dot{m} = GA$ daje:

$$A\Delta z \frac{\mathrm{d}\bar{\rho}_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} = \dot{m}_{\mathrm{W},i} - \dot{m}_{\mathrm{E},i} \tag{3.191}$$

$$p_{\mathrm{C},i} - p_{\mathrm{C},i+1} = \Delta p_{\mathrm{fr},i} = \frac{\bar{\tau}_{\mathrm{w,E},i} P}{A} \Delta z \tag{3.192}$$

$$A\Delta z \left(\bar{\rho}_{\mathrm{C},i} \frac{\mathrm{d}\bar{h}_{\rho,\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} + \bar{h}_{\rho,\mathrm{C},i} \frac{\mathrm{d}\bar{\rho}_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} \right) = \dot{m}_{\mathrm{W},i} \bar{h}_{\mathrm{W},i} - \dot{m}_{\mathrm{E},i} \bar{h}_{\mathrm{E},i} + A\Delta z S_{\mathrm{C},i} \tag{3.193}$$

gdje je $S_{\mathrm{C},i}$ [Pa/s] izvorni član specifične entalpije po jedinici površine stijenke, a P opseg protočnog presjeka. Jednadžbu očuvanja mase (3.191) se dijeljenjem s protočnom površinom A prevodi u oblik:

$$\Delta z \frac{\mathrm{d}\bar{\rho}_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} = \frac{\Delta z}{\Delta t}\left(\bar{\rho}_{\mathrm{C},i} - \bar{\rho}^{0}_{\mathrm{C},i}\right) = G_{\mathrm{W},i} - G_{\mathrm{E},i} \tag{3.194}$$

gdje je G specifični maseni protok, Δz je duljina segmenta, Δt je vremenski korak, a $\bar{\rho}^{0}_{\mathrm{C},i}$ je stara vrijednost gustoće u kontrolnom volumenu iz prijašnjeg trenutka. Izraz (3.194) se koristi za proračun specifičnog protoka duž izmjenjivača topline. Ovaj izraz, bez lijevog člana, se može dovesti u pogodni oblik linearnih diskretiziranih jednadžbi za izračunavanje specifičnih masenih protoka duž izmjenjivača topline, rješavanjem sustava linearnih jednadžbi:

$$A_{\mathrm{m},i}\, G_{\mathrm{C}} = B_{\mathrm{m},i}\, G_{\mathrm{E},i} + C_{\mathrm{m},i}\, G_{\mathrm{W},i} + D_{\mathrm{m},i} \tag{3.195}$$

gdje su $A_{\mathrm{m},i}$ [-], $B_{\mathrm{m},i}$ [-], $C_{\mathrm{m},i}$ [-] i $D_{\mathrm{m},i}$ [kg/m²·s] koeficijenti linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja mase. Ovisno o odnosu među tlakovima definiraju se smjerovi specifičnih masenih protoka. Oni su pozitivni za očekivani normalni smjer strujanja radne tvari u izmjenjivaču topline, a negativni su kada je neki od njih u suprotnom smjeru. Tablica 3.1 prikazuje vrijednosti ovih koeficijenata.

Tablica 3.1 Koeficijenti za linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja mase

Uvjeti strujanja	**Koeficijenti za TDMA sustav jednadžbi**			
	$\boldsymbol{A}_{\mathbf{m}}$ [-]	$\boldsymbol{B}_{\mathbf{m}}$ [-]	$\boldsymbol{C}_{\mathbf{m}}$ [-]	$\boldsymbol{D}_{\mathbf{m}}$ [kg/m²·s]
$p_{\mathrm{W}} > p_{\mathrm{C}} > p_{\mathrm{E}}$	1	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} > p_{\mathrm{C}} < p_{\mathrm{E}}$	1	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} > p_{\mathrm{C}} = p_{\mathrm{E}}$	0	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} < p_{\mathrm{C}} > p_{\mathrm{E}}$	1	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} < p_{\mathrm{C}} < p_{\mathrm{E}}$	1	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} < p_{\mathrm{C}} = p_{\mathrm{E}}$	0	0	1	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} = p_{\mathrm{C}} > p_{\mathrm{E}}$	1	0	0	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} = p_{\mathrm{C}} < p_{\mathrm{E}}$	1	0	0	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$
$p_{\mathrm{W}} = p_{\mathrm{C}} = p_{\mathrm{E}}$	0	0	0	$-\left(\rho_{\mathrm{C}} - \rho_{C}^{0}\right)\Delta z/\Delta t$

Jednadžba očuvanja energije (3.193) se također može podijeliti s protočnom površinom A i svesti na:

$$\Delta z\left(\bar{\rho}_{\mathrm{C},i}\frac{\mathrm{d}\bar{h}_{\rho,\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} + \bar{h}_{\rho,\mathrm{C},i}\frac{\mathrm{d}\bar{\rho}_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t}\right) = \Delta z\left[\frac{\mathrm{d}\left(\rho_i h_{\rho,i}\right)}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t}\right]$$
$$= G_{\mathrm{W},i}\bar{h}_{\mathrm{W},i} - G_{\mathrm{E},i}\bar{h}_{\mathrm{E},i} + \Delta z S_{\mathrm{C},i}$$

$$\Delta z\left[\frac{\mathrm{d}\left(\rho_{\mathrm{C},i}h_{\rho,\mathrm{C},i}\right)}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{C},i}}{\mathrm{d}t}\right] = \left(G_{\mathrm{W},i}h_{\mathrm{W},i} - G_{\mathrm{E},i}h_{\mathrm{E},i}\right) + \Delta z S_{\mathrm{C},i} \tag{3.196}$$

Izvorni član entalpije, koji predstavlja izmjenu topline sa stijenkom, prikazan je jednadžbom:

$$S_{\mathrm{C},i} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{w,r}}}{A\Delta z} = \frac{\alpha_{\mathrm{w,C},i} D_i \pi \Delta z \left(T_{\mathrm{w,C},i} - T_{\mathrm{r,C},i}\right)}{A\Delta z} \tag{3.197}$$

Specifična entalpija usrednjena po protoku je jednaka sumi specifične entalpije usrednjene po gustoći i njene korekcije:

$$h_{\mathrm{C},i} = h_{\rho,\mathrm{C},i} + \Delta h_{\mathrm{c,C},i} \tag{3.198}$$

Uvođenjem izraza (3.198) u (3.196) i sređivanja se dobiva:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta z}{\Delta t}\left[\left(\rho_{\mathrm{C},i} h_{\rho,\mathrm{C},i} - \rho^0_{\mathrm{C},i} h^0_{\rho,\mathrm{C},i}\right) - \left(p_{\mathrm{C},i} - p^0_{\mathrm{C},i}\right)\right] \\ = G_{\mathrm{W},i}\left(h_{\rho,\mathrm{W},i} + \Delta h_{\mathrm{c,W},i}\right) - G_{\mathrm{E},i}\left(h_{\rho,\mathrm{E},i} + \Delta h_{\mathrm{c,E},i}\right) + \Delta z S_{\mathrm{C},i} \end{aligned} \tag{3.199}$$

Pomoću izraza (3.199) se mogu odrediti specifične entalpije duž izmjenjivača topline. Za potrebe rješavanja sustava jednadžbi, izraz (3.199) se svodi na pogodniji oblik:

$$\frac{\Delta z}{\Delta t}\left(\rho_{\mathrm{C},i} h_{\rho,\mathrm{C},i}\right) = G_{\mathrm{W},i} h_{\rho,\mathrm{W},i} - G_{\mathrm{E},i} h_{\rho,\mathrm{E},i} + G_{\mathrm{W},i} \Delta h_{\mathrm{c,W},i} - G_{\mathrm{E},i} \Delta h_{\mathrm{c,E},i} + E \tag{3.200}$$

gdje je E [Pa·m/s] zamjenska veličina:

$$E = \frac{\Delta z}{\Delta t}\left[\left(\rho^0_{\mathrm{C},i} h^0_{\rho,\mathrm{C},i}\right) + \left(p_{\mathrm{C},i} - p^0_{\mathrm{C},i}\right)\right] + \Delta z S_{\mathrm{C},i} \tag{3.201}$$

Jednadžbu (3.201) se može prikazati u obliku linearne diskretizirane jednadžbe:

$$A_{\mathrm{h},i}\, h_{\rho.\mathrm{C}.i} = B_{\mathrm{h},i} \cdot h_{\rho.\mathrm{E},i} + C_{\mathrm{h},i} \cdot h_{\rho.\mathrm{W},i} + D_{\mathrm{h},i} \tag{3.202}$$

gdje su $A_{\mathrm{h},i}$ [kg/m²·s], $B_{\mathrm{h},i}$ [kg/m²·s], $C_{\mathrm{h},i}$ [kg/m²·s] i $D_{\mathrm{h},i}$ [W/m²] koeficijenti linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja energije. Ovisno o odnosu među tlakovima definiraju se smjerovi specifičnih masenih protoka, a putem njih i entalpije koje oni prenose.

Jednadžbe očuvanja mase (3.195) i energije (3.202) rješavaju se za simultano određivanje specifičnih masenih protoka $G_{\mathrm{C},i}$ i specifičnih entalpija $h_{\rho.\mathrm{C}.i}$ duž izmjenjivača topline. Svaki od ta dva sustava linearnih jednadžbi rješava se primjenom TDMA (eng. *Three-Diagonal Matrix Algorithm*) metode (Patankar, 1980). Sâm algoritam omogućuje vrlo brz i jednostavan proračun. Tablica 3.2 prikazuje koeficijente ovih jednadžbi.

Prema dobivenim rješenjima se ispravljaju parametri unutar kontrolnih volumena i proračuni se ponavljaju dok se ne postigne konvergencija rješenja. Nakon dobivanja konvergiranih rješenja u svim kontrolnim volumenima prelazi se na sljedeći vremenski korak. Proračun na taj način napreduje u vremenu.

Tablica 3.2 Koeficijenti za linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja energije

Uvjeti strujanja	**Koeficijenti za TDMA sustav jednadžbi**			
	$\boldsymbol{A_h}$ [kg/m²·s]	$\boldsymbol{B_h}$ [kg/m²·s]	$\boldsymbol{C_h}$ [kg/m²·s]	$\boldsymbol{D_h}$ [W/m²]
$p_W > p_C > p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t + G_C$	0	G_W	$G_W \cdot \Delta h_{c.W} - G_C \cdot \Delta h_{c.C} + E$
$p_W > p_C < p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t$	$-G_C$	G_W	$G_W \cdot \Delta h_{c.W} - G_C \cdot \Delta h_{c.E} + E$
$p_W > p_C = p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t$	0	G_W	$G_W \cdot \Delta h_{c.W} + E$
$p_W < p_C > p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t + G_C - G_W$	0	0	$G_W \cdot \Delta h_{c.C} - G_C \cdot \Delta h_{c.C} + E$
$p_W < p_C < p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t - G_W$	$-G_C$	0	$G_W \cdot \Delta h_{c.C} - G_C \cdot \Delta h_{c.E} + E$
$p_W < p_C = p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t - G_W$	0	0	$G_W \cdot \Delta h_{c.C} + E$
$p_W = p_C > p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t + G_C$	0	0	$-G_C \cdot \Delta h_{c.C} + E$
$p_W = p_C < p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t$	$-G_C$	0	$-G_C \cdot \Delta h_{c.E} + E$
$p_W = p_C = p_E$	$(\rho_C)\,\Delta z/\Delta t$	0	0	E

Tlakove se može izračunati prema jednadžbi očuvanja količine gibanja (3.192). Pri određivanju koeficijenta prijelaza topline u korelacijama se koriste i koeficijenti otpora trenja, a oni se mogu koristiti za proračun pada tlaka pri strujanju radne tvari. U području dvofaznog strujanja se umjesto koeficijenta trenja koriste gradijenti tlaka u obliku derivacije promjene tlaka duž puta fluida.

Izmjenu topline sa stijenkom opisuje izraz:

$$q_r = \frac{S_{C,i}}{D_{w,in}\pi} = \alpha_{w,C,i}\left(T_{w,C,i} - T_{r,C,i}\right) \tag{3.203}$$

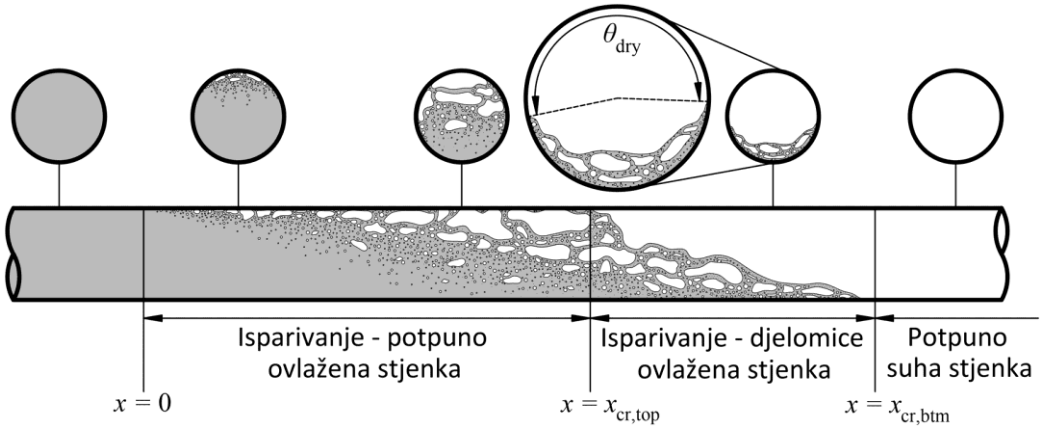
gdje je $\alpha_{w,C}$ koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari, koji se izračunava po odgovarajućoj korelaciji za koeficijent prijelaza topline, ovisno o tome je li fluid jednofazni ili dvofazni. Nakon dužeg istraživanja odabrane su sljedeće korelacije. Prema preporuci u radu Kondou i Hrnjak (2011) i prema prikazanoj usporedbi s rezultatima eksperimentalnih mjerenja za izmjenjivače topline s CO_2, za jednofaznu radnu tvar odabrana je korelacija za koeficijent prijelaza topline za jednofazni CO_2 prema radu Gnielinski (1976) uz karakteristične brojeve:

$$\mathrm{Nu}_r = \frac{\alpha_{r,w} D_{w,in}}{\lambda_r} \qquad \mathrm{Re}_r = \frac{G_r D_{w,in}}{\mu_r} \qquad \mathrm{Pr}_r = \frac{c_{p,r}\mu_r}{\lambda_r} \qquad \mathrm{Pr}_w = \frac{c_{p,w}\mu_{r,w}}{\lambda_{r,w}} \tag{3.204}$$

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\mathrm{Re_r} - 1000)\mathrm{Pr_r}}{1 + 12{,}7\sqrt{\left(\frac{f}{8}\right)}\left(\mathrm{Pr_w^{2/3}} - 1\right)} \tag{3.205}$$

gdje su Reynoldsov broj $\mathrm{Re_r}$ i Prandtlov broj $\mathrm{Pr_r}$ određeni pri uvjetima radne tvari, dok je Prandtlov broj $\mathrm{Pr_w}$ definiran za radnu tvar pri temperaturi stijenke. U izrazu (3.205) se koristi koeficijent trenja f po korelaciji Filonenko (1954):

$$f = \frac{1}{[1{,}82\log_{10}(\mathrm{Re_r}) - 1{,}64]^2} \tag{3.206}$$



Slika 3.23 Promjene režima strujanja tijekom strujanja s vrenjem CO_2

Za isparivanje u dvofaznom području se koristi korelacija Yoon i sur. (2004). Režimi strujanja CO_2 tijekom isparivanja (Slika 3.23) imaju znatan utjecaj na karakteristike prijenosa topline u vodoravnoj cijevi. Kako bi se opisali režimi strujanja, potrebno je odrediti razdiobu temperature po opsegu unutarnje stijenke cijevi. Sloj kapljevine na vrhu cijevi se uslijed isparivanja stanjuje. Koeficijent prijelaza topline naglo pada na mjestima gdje nestane sloj kapljevine. Na tim mjestima naglo raste temperatura stijenke. Obzirom da je viskoznost CO_2 niža od viskoznosti konvencionalnih radnih tvari, do navedenih prekida sloja kapljevine dolazi pri nižim vrijednostima sadržaja pare. Za izmjenu topline pri dodiru pare sa stijenkom je dominantan jednofazni prijenos topline, a za ovlaženu stijenku je dominantan dvofazni prijenos topline. Koeficijent jednofaznog prijenosa topline je mnogo niži od koeficijenta za dvofazni prijenos. Zbog utjecaja gravitacije, sadržaj pare x_{cr} pri kojem dolazi do prekida sloja kapljevine se naziva *kritičnim*. Slika 3.23 prikazuje režime strujanja tijekom isparivanja CO_2, zajedno s kritičnim sadržajem pare na vrhu $x_{\mathrm{cr,top}}$ i na dnu $x_{\mathrm{cr,btm}}$ cijevi. U vodoravnoj cijevi je kritični sadržaj pare za vrh cijevi manji nego za prekid sloja kapljevine na dnu cijevi. Vrijednost tog kritičnog sadržaja pare se određuje s bezdimenzijskim veličinama:

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{liq}} = \frac{G \cdot D_{\mathrm{w,in}}}{\mu_{\mathrm{liq}}}; \quad \mathrm{Bo} = \frac{q}{G\left(h_{\mathrm{vap}} - h_{\mathrm{liq}}\right)}; \quad \mathrm{Bd} = \frac{g\left(\rho_{\mathrm{liq}} - \rho_{\mathrm{vap}}\right)D_{\mathrm{w,in}}^2}{\sigma}; \quad \mathrm{Nu} = \frac{\alpha \cdot D_{\mathrm{w,in}}}{\lambda} \tag{3.207}$$

$$x_{\mathrm{cr,top}} = 38{,}27\ \mathrm{Re}_{\mathrm{liq}}^{2{,}12}(1000\ \mathrm{Bo})^{1{,}64}\mathrm{Bd}^{-4{,}7} \tag{3.208}$$

gdje je G specifični protok, $D_{\mathrm{w,in}}$ je unutarnji promjer cijevi, μ_{liq} je dinamička viskoznost zasićene kapljevine, q je gustoća toplinskog toka na stijenki, h su specifične entalpije, a ρ gustoće zasićene kapljevine i zasićene pare, g je Zemljino gravitacijsko ubrzanje, σ je površinski napon, α je koeficijent prijelaza topline, a λ je toplinska vodljivost.

Korelacije Dittus-Boelter (1985) za koeficijent prijelaza topline na strani kapljevine α_{liq} i na strani pare α_{vap} vrijede u rasponima $\mathrm{Re} > 10\,000$; $0{,}6 \leq \mathrm{Pr} \leq 160$:

$$\alpha_{\mathrm{liq}} = 0{,}023\ \frac{\lambda_{\mathrm{liq}}}{D_{\mathrm{i}}}\mathrm{Re}_{\mathrm{liq}}^{0{,}8}\mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}}^{0{,}4} \qquad \alpha_{\mathrm{vap}} = 0{,}023\ \frac{\lambda_{\mathrm{vap}}}{D_{\mathrm{i}}}\mathrm{Re}_{\mathrm{vap}}^{0.8}\mathrm{Pr}_{\mathrm{vap}}^{0.4} \tag{3.209}$$

Za područje niskog sadržaja pare je odabrana korelacija Liu i Wintertone (1991). Za $x < x_{\mathrm{cr,top}}$ vrijedi:

$$\alpha_{\mathrm{tp}} = \sqrt{(\mathrm{Sup} \cdot \alpha_{\mathrm{nb}})^2 + \left(E \cdot \alpha_{\mathrm{liq}}\right)^2} \qquad \alpha_{\mathrm{nb}} = \frac{55(p^*)^{0{,}12}q^{0{,}67}}{(-\log p^*)^{0{,}55}\sqrt{M}} \tag{3.210}$$

$$\mathrm{Sup} = \frac{1}{1 + 1{,}62 \cdot 10^{-6}\mathrm{Enh}^{0{,}69}\mathrm{Re}_{\mathrm{liq}}^{1{,}11}} \qquad \mathrm{Enh} = \left[1 + 9{,}36 \cdot 10^3 x \cdot \mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}}\left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}} - 1\right)\right]^{0{,}11} \tag{3.211}$$

gdje je α_{tp} koeficijent prijelaza topline za dvofazno strujanje, Sup je faktor potiskivanja, Enh je faktor pojačanja, α_{nb} je koeficijent prijelaza topline za nukleacijsko vrenje, $p^* = p/p_{\mathrm{crit}}$ je reducirani tlak, q je gustoća toplinskog toka na stijenki u [W/m²], M je molarna masa radne tvari. Za $x \geq x_{\mathrm{cr,top}}$ vrijedi:

$$\alpha_{\mathrm{tp}} = \frac{\theta_{\mathrm{dry}}\alpha_{\mathrm{vap}} + \left(2\pi - \theta_{\mathrm{dry}}\right)\alpha_{\mathrm{wet}}}{2\pi} \tag{3.212}$$

$$\alpha_{\mathrm{wet}} = \alpha_{\mathrm{liq}}\left[1 + 3000\ \mathrm{Bo}^{0{,}86} + 1{,}12\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0{,}75}\left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}}\right)^{0{,}41}\right] \tag{3.213}$$

$$X_{\mathrm{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0{,}9}\left(\frac{\mu_{\mathrm{liq}}}{\mu_{\mathrm{vap}}}\right)^{0{,}1}\sqrt{\frac{\rho_{\mathrm{vap}}}{\rho_{\mathrm{liq}}}} \qquad \frac{\theta_{\mathrm{dry}}}{2\pi} = 36{,}23\ \mathrm{Re}^{3{,}47}\frac{\mathrm{Bo}^{4{,}84}}{\mathrm{Bd}^{0{,}27}}\left(\frac{1}{X_{\mathrm{tt}}}\right)^{2{,}6} \tag{3.214}$$

Za kondenzaciju pri strujanju dvofaznog fluida u cijevi je odabrana ispravljena korelacija Cavallini prema radu Kondou i Hrnjak (2011):

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{liq}} = \frac{G_{\mathrm{r}} D_{\mathrm{w,in}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \qquad \mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}} = \frac{c_{\mathrm{p,liq}} \mu_{\mathrm{liq}}}{\lambda_{\mathrm{liq}}} \qquad X_{\mathrm{tt}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{liq}}}{\dot{m}_{\mathrm{vap}}} \sqrt{\frac{\rho_{\mathrm{vap}}}{\rho_{\mathrm{liq}}}} \tag{3.215}$$

$$J_{\mathrm{G}} = \frac{x G_{\mathrm{r}}}{\sqrt{g D_{\mathrm{w,in}} \rho_{\mathrm{vap}} \left(\rho_{\mathrm{liq}} - \rho_{\mathrm{vap}}\right)}} \qquad J_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}} = \left[\frac{1}{\left(\frac{7{,}5}{4{,}3 X_{\mathrm{tt}}^{1{,}111}} + 1 \right)^3} + \frac{1}{2{,}6^3} \right]^{-1/3} \tag{3.216}$$

$$\alpha_{\mathrm{liq}} = 0{,}023\, \mathrm{Re}_{\mathrm{liq}}^{0{,}8} \mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}}^{0{,}4} \frac{\lambda_{\mathrm{liq}}}{D_{\mathrm{w,in}}} = 0{,}023 \left(\frac{G_{\mathrm{r}} D_{\mathrm{w,in}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}}^{0{,}4} \frac{\lambda_{\mathrm{liq}}}{D_{\mathrm{w,in}}} \tag{3.217}$$

$$\alpha_{\mathrm{anl}} = \alpha_{\mathrm{liq}} \left[1 + 1{,}128\, \frac{x^{0{,}817}}{\mathrm{Pr}_{\mathrm{liq}}^{0{,}1}} \left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}} \right)^{0{,}3685} \left(\frac{\mu_{\mathrm{liq}}}{\mu_{\mathrm{vap}}} \right)^{0{,}2363} \left(1 - \frac{\mu_{\mathrm{vap}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \right)^{2{,}144} \right] \tag{3.218}$$

$$\alpha_{\mathrm{strat}} = \frac{0{,}725}{\left[1 + 0{,}741 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0{,}3321} \right]} \left[\frac{g h_{\mathrm{lat}} \lambda_{\mathrm{liq}}^3 \rho_{\mathrm{liq}} \left(\rho_{\mathrm{liq}} - \rho_{\mathrm{vap}} \right)}{\mu_{\mathrm{liq}} D_{\mathrm{w,in}} \left(T_{\mathrm{w},i} - T_{\mathrm{sat}} \right)} \right]^{0{,}25} + (1 - x^{0{,}087}) \alpha_{\mathrm{liq}} \tag{3.219}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{\mathrm{w,C},i} &= \alpha_{\mathrm{anl}} && \text{za } J_{\mathrm{G}} > J_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}} \\ \alpha_{\mathrm{w,C},i} &= \left[\alpha_{\mathrm{anl}} \left(\frac{J_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}}}{J_{\mathrm{G}}} \right)^{0{,}8} - \alpha_{\mathrm{strat}} \right] \left(\frac{J_{\mathrm{G}}}{J_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}}} \right)^{0{,}8} + \alpha_{\mathrm{strat}} && \text{za } J_G \leq J_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}} \end{aligned} \tag{3.220}$$

Za gradijent tlaka pri strujanju dvofaznog fluida u cijevi se koristi korelacija prema Friedel (1979):

$$\rho_{\mathrm{mix}} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_{\mathrm{vap}}} + \frac{1-x}{\rho_{\mathrm{liq}}}} \qquad \mathrm{Fr}_{\mathrm{mix}} = \frac{G_{\mathrm{r}}}{g D_{\mathrm{w,in}} \rho_{\mathrm{mix}}} \qquad \mathrm{We}_{\mathrm{liq}} = \frac{G_{\mathrm{r}}^2 D_{\mathrm{w,in}}}{\sigma \rho_{\mathrm{mix}}} \tag{3.221}$$

$$C_{\mathrm{F1}} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}} \right) \left(\frac{\mu_{\mathrm{vap}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \right)^{0{,}25} \tag{3.222}$$

$$C_{\mathrm{F2}} = x^{0{,}78} (1-x)^{0{,}224} \left(\frac{\rho_{\mathrm{liq}}}{\rho_{\mathrm{vap}}} \right)^{0{,}91} \left(\frac{\mu_{\mathrm{vap}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \right)^{0{,}19} \left(1 - \frac{\mu_{\mathrm{vap}}}{\mu_{\mathrm{liq}}} \right)^{0{,}7} \tag{3.223}$$

$$\Phi_{\mathrm{LO}}^2 = C_{\mathrm{F1}} + \frac{3{,}24\, C_{\mathrm{F2}}}{\mathrm{Fr}_{\mathrm{mix}} \mathrm{We}_{\mathrm{liq}}} \tag{3.224}$$

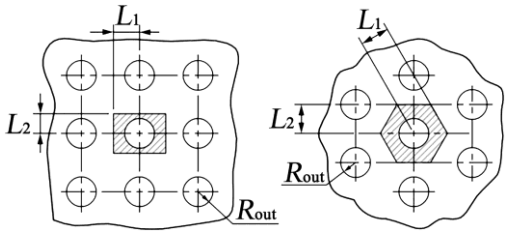
$$\left(\frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{r}}}{\mathrm{d}z} \right) = \Phi_{\mathrm{LO}}^2 \cdot 4 \cdot 0{,}0791\, \mathrm{Re}_{\mathrm{liq}}^{-0{,}25} \left(\frac{G_{\mathrm{r}}^2}{2 D_{\mathrm{w,in}} \rho_{\mathrm{liq}}} \right) \tag{3.225}$$

3.4.4.2. Učinkovitost lamela

Lamele se koriste kako bi se povećala površina za prijelaz topline na strani zraka. Time se povećava ukupno izmijenjena toplina. Tijekom izmjene topline se odvija provođenje topline kroz materijal cijevi i lamela te konvektivni prijelaz topline na površini stijenke lamela. Stoga temperatura na površini i unutar lamela nije jednaka temperaturi stijenke cijevi na koju su pričvršćene lamele. Tome doprinosi i toplinski otpor na mjestu dodira lamele sa stijenkom cijevi. Zbog svega navedenog, izmjena topline između zraka i lamela nije jednako intenzivna kao između zraka i samih cijevi. Ovo smanjenje izmjene topline sa stijenkama lamela se opisuje s učinkovitosti rebara η_f. Prilikom proračuna izmjene topline na vanjskoj strani cijevi, efektivna površina A_eff [m²] za izmjenu topline je:

$$A_\mathrm{eff} = A_\mathrm{tbf} + A_\mathrm{f}\,\eta_\mathrm{f} \tag{3.226}$$

gdje je A_tbf [m²] površina vanjske strane cijevi u dodiru sa zrakom, A_f [m²] je površina lamela u dodiru sa zrakom, a η_f je učinkovitost lamela. Učinkovitost lamele ovisi o njenoj geometriji i o trenutnom toplinskom opterećenju, Blecich (2014).



Slika 3.24 Geometrijski detalji za pravokutni (lijevo) i šahovski (desno) raspored cijevi

Vanjski radijus cijevi, kada je na cijev navučena lamela je:

$$R_\mathrm{tbf} = R_\mathrm{tb,out} + B_\mathrm{f} \tag{3.227}$$

gdje je R_tbf vanjski radijus cijevi s navučenom lamelom, $R_\mathrm{tb,out}$ je vanjski radijus cijevi (bez lamele), a B_f je debljina lamele. Parametri za proračun učinkovitosti rebara su:

$$\lambda = \frac{L_2}{R_\mathrm{tbf}} \qquad \beta = \frac{L_1}{L_2} \tag{3.228}$$

gdje su λ i β parametri za proračun učinkovitosti, a L_1 i L_2 su geometrijske dimenzije (Slika 3.24). Pomoću tih parametara se vrši proračun ekvivalentnog radijusa lamele R_eq među cijevima:

$$R_\mathrm{eq} = 1{,}28\,R_\mathrm{tbf}\lambda\sqrt{\beta - 0{,}2} \quad \text{za pravokutni raspored cijevi} \tag{3.229}$$

$$R_{\mathrm{eq}} = 1{,}27\, R_{\mathrm{tbf}} \lambda \sqrt{\beta - 0{,}3} \qquad \text{za šahovski raspored cijevi}$$

Duljina fiktivne lamele je:

$$L^* = \left(R_{\mathrm{eq}} - R_{\mathrm{out}}\right)\left[1 + \frac{B_{\mathrm{f}}}{\left(R_{\mathrm{eq}} - R_{\mathrm{tbf}}\right)}\right]\left[1 + 0{,}35 \ln\left(\frac{R_{\mathrm{eq}}}{R_{\mathrm{tbf}}}\right)\right] \tag{3.230}$$

Ova veličina se, zajedno s faktorom termičkog opterećenja, koristi u proračunu učinkovitosti lamele. Faktor toplinskog opterećenja lamele je:

$$m_{\mathrm{qf}} = \sqrt{\frac{2\alpha_{\mathrm{w,a}}}{\lambda_{\mathrm{f}} \delta_{\mathrm{f}}}} \tag{3.231}$$

gdje je $\alpha_{\mathrm{w,a}}$ koeficijent prijelaza topline, λ_{f} je toplinska vodljivost materijala lamele, a B_{f} je debljina lamele. Sada je učinkovitost ravnih punih lamela:

$$\eta_{\mathrm{f}} = \frac{\tanh\left(m_{\mathrm{qf}} L^*\right)}{m_{\mathrm{qf}}\, L^*} = \frac{1}{m_{\mathrm{qf}}\, L^*}\left[\frac{e^{2\left(m_{\mathrm{qf}}\, L^*\right)} - 1}{e^{2\left(m_{\mathrm{qf}}\, L^*\right)} + 1}\right] \tag{3.232}$$

3.4.4.3. Diskretizacija na strani zraka

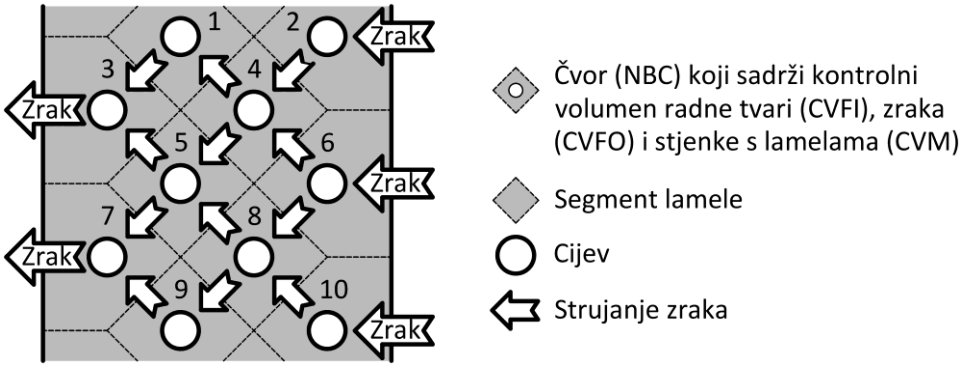
Na strani zraka se također koriste jednadžbe očuvanja mase (3.173), energije (3.175) i količine gibanja (3.174). Obzirom na vrlo male padove tlaka, tu je usvojena pretpostavka da se za proračun svojstava zraka uzima da je tlak zraka konstantan. Stoga se na strani zraka prati samo jednadžba očuvanja energije. Promjena gustoće se izračunava iz promjene temperature zraka.

Zrak potisnut ventilatorom struji među lamelama izmjenjivača topline. Protočna površina za zrak je frontalna površina izmjenjivača topline, umanjena za površinu presjeka lamela i cijevi u jednome sloju (Slika 3.21). Kako je izmjenjivač zbog diskretizacije podijeljen na segmente, ukupan broj tih segmenata u frontalnoj protočnoj plohi izmjenjivača (u jednom sloju) će biti $N_{\mathrm{seg,front}}$. Ako je ukupni maseni protok zraka na ventilatoru jednak $\dot{m}_{\mathrm{a,vent}}$, on može biti jednoliko raspoređen po površini frontalne plohe izmjenjivača ili mu se može nametnuti nejednolika razdioba. Ako su svi segmenti uzajamno jednaki, protok zraka kroz pojedini segment je:

$$\dot{m}_{\mathrm{seg},j} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a,vent}}}{N_{\mathrm{seg,front}}} \qquad \text{za jednoliku razdiobu}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{seg},j} = \dot{m}_{\mathrm{a,vent}} \frac{k_j}{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{seg,front}}} k_j} \qquad \text{za nejednoliku razdiobu} \tag{3.233}$$

Pri nejednolikoj razdiobi se koriste proizvoljni ocjenski faktori $k_j = k_{j,\min} \ldots k_{j,\max}$. Što je njihova vrijednost veća, kroz j-ti segment će prostrujavati veći protok zraka. Vrijednost $k_{j,\min}$ može biti i negativna vrijednost za slučaj povrata zraka i strujanja kroz segment u suprotnom smjeru od očekivanog. Radi nazivnika u izrazu (3.233) za nejednoliku razdiobu zraka treba voditi računa da suma svih ocjenskih koeficijenata bude različita od nule.



Slika 3.25 Podloga za opis interakcije među segmentima izmjenjivača topline na strani zraka

Slika 3.25 prikazuje shemu izmjenjivača topline s označenim čvorovima. Čvor **5** prima zrak iz čvorova **4** i **8** (uzvodno, indeks up). Zrak iz čvora **5** struji u čvorove **3** i **7** (nizvodno, indeks down). Ako se pretpostave jednake površine granica između svih čvorova i jednaki padovi tlaka na strani zraka u svim čvorovima, onda se maseni protok zraka $\dot{m}_{\mathrm{a}}$ iz čvora podjednako raspoređuje na nizvodne čvorove. Analogno tome se maseni protok u i-tom čvoru može odrediti kao aritmetička sredina masenih protoka iz svih susjednih uzvodnih čvorova (3.234). Shodno tome se određuju sadržaj vlage ω_i u smjesi sa zrakom, maseni protok kapljica kondenzata $\dot{m}_{\mathrm{wtr},i}$ i specifična entalpija smjese $h_{\mathrm{a},i}$ (3.235):

$$\dot{m}_{\mathrm{a},i} = \frac{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{a},j}}{N_{\mathrm{up}}} \qquad \rightarrow \qquad \dot{m}_{\mathrm{a},5} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a},4} + \dot{m}_{\mathrm{a},8}}{2} \tag{3.234}$$

$$\omega_i = \frac{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{a},j}\omega_{\mathrm{a},j}}{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{a},j}} \qquad \dot{m}_{\mathrm{wtr},i} = \frac{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{wtr},j}}{N_{\mathrm{up}}} \qquad h_{\mathrm{a},i} = \frac{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{a},j} h_{\mathrm{a},j}}{\sum_{j=1}^{N_{\mathrm{up}}} \dot{m}_{\mathrm{a},j}} \tag{3.235}$$

Zbog zanemarive promjene gustoće zraka se zanemaruje akumulacija mase u čvorovima. Jednadžba očuvanja mase tad postaje:

$$\dot{m}_{\mathrm{a,inlt},i} - \dot{m}_{\mathrm{a,exit},i} = 0 \tag{3.236}$$

Pretpostavljen je mali sadržaj vlage u zraku. Zato se ova jednadžba može koristiti i za vlažni zrak. Za vlagu iz zraka se koristi zasebna jednadžba očuvanja mase.

Specifični sadržaj vlage u zraku ω opisuje količinu vlage koja se prenosi zrakom. Pri strujanju zraka se među lamelama isparivača spušta temperatura, odnosno tlak zasićenja vodene pare. Ukoliko tlak zasićenja padne ispod parcijalnog tlaka vodene pare u zraku, dio vlage iz zraka kondenzira u kapljice magle. Preostali sadržaj pare će biti na parcijalnom tlaku, koji je jednak tlaku zasićenja. Brzina stvaranja kapljica je fizikalni proces s određenim vremenom trajanja. Struja zraka sa sobom nosi kapljice kondenzirane vlage u obliku magle. Prilikom strujanja među lamelama, dio kapljica se lijepi na lamele i stvara sloj vode.

Ako temperatura zraka naraste, porasti će i tlak zasićenja vode u zraku. Topli zrak može preuzeti dodatnu vlagu i osušiti lamele. Ako je temperatura lamela niža od temperature ledišta, kondenzat će na lamelama stvarati složenu poroznu zaleđenu strukturu. Dinamika rasta i taljenja takve strukture je drugačija od dinamike nakupljanja sloja vode (Lenić, 2006). Vlaga ili led na lamelama mijenjaju koeficijent prijenosa topline između zraka i lamela, što je potrebno uzeti u obzir u korelacijama. Jednadžba za očuvanje mase vlage u zraku je:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{wtr,w}}}{\mathrm{d}t} = \dot{m}_{\mathrm{wtr,inlt}} - \dot{m}_{\mathrm{wtr,exit}} + \dot{m}_{\mathrm{a,inlt}}\omega_{\mathrm{inlt}} - \dot{m}_{\mathrm{a,exit}}\omega_{\mathrm{exit}} \tag{3.237}$$

Maseni protok vlage u zraku je zbroj protoka kondenziranih kapljica $\dot{m}_{\mathrm{wtr}}$ i protoka vodene pare $\dot{m}_{\mathrm{a}}\omega$. Predznak lijeve strane izraza (3.237) je pozitivan kada se vlaga taloži na stijenkama lamela.

Jednadžba očuvanja energije na strani zraka je:

$$\begin{aligned} \Delta z_{\mathrm{a}} \frac{\mathrm{d}\left(\rho_{\mathrm{a},i} h_{\mathrm{a},i}\right)}{\mathrm{d}t} &\approx 0 \\ &\approx \frac{\dot{m}_{\mathrm{a}}}{A_{\mathrm{a}}}\left(h_{\mathrm{a,inlt}} - h_{\mathrm{a,exit}}\right) + \frac{\dot{m}_{\mathrm{wtr,inlt}} h_{\mathrm{wtr,inlt}} - \dot{m}_{\mathrm{wtr,exit}} h_{\mathrm{wtr,exit}}}{A_{\mathrm{a}}} + \Delta z_{\mathrm{a}} S_{\mathrm{a}} \end{aligned} \tag{3.238}$$

gdje su $\dot{m}_{\mathrm{a}}$ maseni protoci zraka, $\dot{m}_{\mathrm{wtr}}$ maseni protoci kondenziranih kapljica, A_{a} je protočna površina za zrak, Δz_{a} je duljina puta zraka kroz segment, h_{a} je specifična entalpija zraka, h_{wtr} je specifična entalpija kondenzata. Izvorni član S_{a} je:

$$S_{\mathrm{a}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{w,a}} + \dot{Q}_{\mathrm{wtr,ec}}}{\Delta z_{\mathrm{a}}\, A_{\mathrm{a}}} = \frac{\alpha_{\mathrm{w,a}} A_{\mathrm{eff}} (T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{a}}) + \dot{m}_{\mathrm{a}} \left(h_{\mathrm{stm,inlt}} \omega_{\mathrm{inlt}} - h_{\mathrm{stm,exit}} \omega_{\mathrm{exit}} \right)}{\Delta z_{\mathrm{a}}\, A_{\mathrm{a}}} \quad (3.239)$$

gdje je $\dot{Q}_{\mathrm{w,a}}$ konvektivni prijenos topline na strani zraka (3.240), a $\dot{Q}_{\mathrm{wtr,ec}}$ je toplinski tok isparivanja ili kondenzacije vlage (3.241):

gdje je $\alpha_{\mathrm{w,a}}$ koeficijent prijelaza topline između zraka i stijenke, A_{eff} je efektivna površina za izmjenu topline prema (3.226), a h_{stm} je specifična entalpija pare u zraku. Toplinski tok između zraka i stijenke (3.240) i toplinski tok isparivanja ili kondenzacije (3.241), koji su dijelovi izvornog člana S_{a}, su:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,a}} = \alpha_{\mathrm{w,a}} A_{\mathrm{eff}} (T_{\mathrm{a}} - T_{\mathrm{w}}) \quad (3.240)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{wtr,ec}} = \dot{m}_{\mathrm{a}} \left(h_{\mathrm{stm,inlt}} \omega_{\mathrm{inlt}} - h_{\mathrm{stm,exit}} \omega_{\mathrm{exit}} \right) = \alpha_{\mathrm{stm,ec}} A_{\mathrm{eff}} \left(\omega_{\mathrm{w}} - \omega_{\mathrm{avg}} \right) \left(h_{\mathrm{stm,w}} - h_{\mathrm{stm,a}} \right) \quad (3.241)$$

gdje je $\alpha_{\mathrm{w,a}}$ koeficijent prijelaza topline između zraka i stijenke, A_{eff} je efektivna površina za izmjenu topline prema (3.226), h_{stm} je specifična entalpija pare u zraku, $\alpha_{\mathrm{stm,ec}}$ [kg/m²·s] je koeficijent prijenosa mase pri isparivanju ili kondenzaciji obzirom na stijenku, ω_{w} i $h_{\mathrm{stm,w}}$ su sadržaj pare i specifična entalpija pri uvjetima uz vlažnu stijenku, a ω_{avg} i $h_{\mathrm{stm,a}}$ su sadržaj pare i specifična entalpija vodene pare u struji zraka. Koeficijent prijenosa mase $\alpha_{\mathrm{stm,ec}}$ se izračunava primjenom Lewisovog broja Le, koji povezuje prijenos topline s prijenosom mase:

$$\alpha_{\mathrm{stm,ec}} = \frac{\alpha_{\mathrm{w,a}}}{c_{\mathrm{p,a}} \mathrm{Le}} \quad (3.242)$$

Dugo se je vjerovalo da je prikladno uzeti vrijednost Lewisovog broja $\mathrm{Le} = 1$, no eksperimentalnom analizom je predložena sljedeća korelacija (Pirompugd i sur., 2007), za raspon $300 < \mathrm{Re}_{D_{\mathrm{tbf}}} < 5500$:

$$\mathrm{Le} = 2{,}28\, N^{0{,}2393} \left(\frac{s_{\mathrm{f}}}{D_{\mathrm{tbf}}} \right)^{0{,}0239N + 0{,}4332} \left(\frac{A_{\mathrm{tot,w}}}{A_{\mathrm{tbf}}} \right)^{0{,}0321N + 0{,}0747} \cdot \mathrm{Re}_{D_{\mathrm{tbf}}}^{-0{,}01833N + 0{,}194 \left(\frac{s_{\mathrm{f}}}{D_{\mathrm{tbf}}} \right) - 0{,}0026 \left(\frac{X_{\mathrm{L}}}{D_{\mathrm{tbf}}} \right) - 0{,}03012 \left(\frac{X_{\mathrm{T}}}{D_{\mathrm{tbf}}} \right) + 0{,}0418} \quad (3.243)$$

gdje je $\mathrm{Re}_{D_{\mathrm{tbf}}}$ Reynoldsov broj za vanjski promjer cijevi, $A_{\mathrm{tot,w}}$ je ukupna površina za izmjenu topline na strani zraka, a A_{tbf} je površina cijevi izložena zraku.

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka određuje se primjenom Colbournovog faktora j:

$$j = \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Re}\, \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}} \qquad \mathrm{Nu} = \frac{\alpha_{\mathrm{w,a}} D_{\mathrm{h}}}{\lambda_{\mathrm{a}}} \qquad \mathrm{Re} = \frac{G_{\mathrm{a}} D_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{a}}} \qquad \mathrm{Pr} = \frac{c_{\mathrm{p,a}} \mu_{\mathrm{a}}}{\lambda_{\mathrm{a}}} \qquad \alpha_{\mathrm{a,w}} = \frac{\lambda_{\mathrm{a}}}{D_{\mathrm{h}}} j\, \mathrm{Re}\, \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (3.244)$$

gdje je D_h hidraulički promjer protočnog kanala zraka među lamelama. Odabrana je korelacija prema radu Wang i sur. (2000.a i 2000.b). Korelacija za izmjenjivače topline s $N = 1$ slojem cijevi glasi:

$$j = 0{,}108\ \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}^{-0{,}29} \left(\frac{X_\mathrm{T}}{X_\mathrm{L}}\right)^{1{,}9-0{,}23 \ln \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{D_\mathrm{tbf}}\right)^{-1{,}084} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{D_\mathrm{h}}\right)^{-0{,}786} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{X_\mathrm{T}}\right)^{-0{,}236+0{,}126 \ln \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}} \quad (3.245)$$

gdje je D_tbf vanjski promjer cijevi preko navučene lamele, X_T je korak cijevi po visini (Slika 3.21), X_L je korak cijevi po dubini, s_f je korak lamela.

Za izmjenjivače topline s $N > 1$ se koristi korelacija:

$$j = 0{,}086\ \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}^{E_1} N^{E_2} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{D_\mathrm{tbf}}\right)^{E_3} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{D_\mathrm{h}}\right)^{E_4} \left(\frac{s_\mathrm{f}}{X_\mathrm{T}}\right)^{-0{,}93} \quad (3.246)$$

gdje su:

$$E_1 = -0{,}361 - \frac{0{,}042\ N}{\ln \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}} + 0{,}158 \ln\left[N \left(\frac{s_\mathrm{f}}{D_\mathrm{tbf}}\right)^{0{,}41}\right] \quad (3.247)$$

$$E_2 = -1{,}224 + \frac{0{,}076 \left(\frac{X_\mathrm{L}}{D_\mathrm{h}}\right)^{1{,}42}}{\ln Re_{D_\mathrm{tbf}}} \quad (3.248)$$

$$E_3 = -0{,}083 + \frac{0{,}058\ N}{\ln \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}} \quad (3.249)$$

$$E_4 = -5{,}735 + 1{,}211 \ln\left(\frac{\mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}}{N}\right) \quad (3.250)$$

Koeficijent prijelaza topline za vlažnu stijenku dan je korelacijom prema Kuvannarat i sur. (2006):

$$j_\mathrm{wet} = 0{,}213262\ \mathrm{Re}_{D_\mathrm{tbf}}^{-0{,}51507} N^{0{,}09891} \left(\frac{A_\mathrm{tot,w}}{A_\mathrm{tbf}}\right)^{0{,}600543} \left(\frac{B_\mathrm{f}}{X_\mathrm{L}}\right)^{0{,}072448} \quad (3.251)$$

gdje je $A_\mathrm{tot,w}$ vanjska površina stijenki lamela i cijevi u segmentu, A_tbf je vanjska površina cijevi, a B_f je debljina lamele.

3.4.4.4. Diskretizacija na strani stijenke

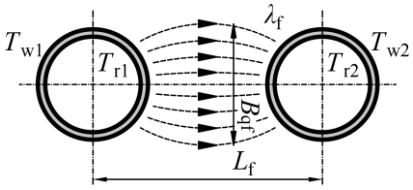
Na stijenki se primjenjuju jednadžba očuvanja mase za kondenziranu vlagu na površinama lamela (3.237) i jednadžba očuvanja energije (3.252):

$$m_{\mathrm{w}} c_{\mathrm{p,w}} \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{w}}}{\mathrm{d}t} = \dot{Q}_{\mathrm{w,a}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,r}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,tb}} + \dot{Q}_{\mathrm{w,f}} - \dot{Q}_{\mathrm{wtr,ec}} \tag{3.252}$$

gdje je $\dot{Q}_{\mathrm{w,a}}$ toplinski tok izmijenjen sa zrakom (3.240), $\dot{Q}_{\mathrm{w,r}}$ je toplinski tok izmijenjen s radnom tvari (3.197), $\dot{Q}_{\mathrm{w,tb}}$ je toplinski tok provođenjem topline od susjeda kroz cijev (3.253), $\dot{Q}_{\mathrm{w,f}}$ je toplinski tok provođenjem topline kroz lamele sa susjednim segmentima (3.255), a $\dot{Q}_{\mathrm{wtr,ec}}$ je toplinski tok isparivanja ili kondenzacije vlage (3.241).

Provođenje topline $\dot{Q}_{\mathrm{w,tb}}$ kroz stijenku cijevi sa susjednim segmentima:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,tb}} = \frac{\lambda_{\mathrm{tb}}}{\Delta z} \frac{\left(D_{\mathrm{tb,out}}^2 - D_{\mathrm{tb,in}}^2\right)\pi}{4} \left(T_{\mathrm{w},j-1} - T_{\mathrm{w},j}\right) + \frac{\lambda_{\mathrm{tb}}}{\Delta z} \frac{\left(D_{\mathrm{tb,out}}^2 - D_{\mathrm{tb,in}}^2\right)\pi}{4} \left(T_{\mathrm{w},j+1} - T_{\mathrm{w},j}\right) \tag{3.253}$$



Slika 3.26 Shematski prikaz provođenja topline među susjednim cijevima

Prijenos topline provođenjem između susjednih cijevi 1 i 2, povezanih punim ravnim ili valovitim lamelama (Lee i Domanski, 1997):

$$\dot{Q}_{\mathrm{f},12} = \left(\frac{B_{\mathrm{f}}\, B_{\mathrm{qf}}}{L_{\mathrm{f}}} \lambda_{\mathrm{f}}\right) \left(T_{\mathrm{w2}} - T_{\mathrm{w1}}\right) \tag{3.254}$$

gdje je $\dot{Q}_{\mathrm{f},12}$ toplinski tok s cijevi 2 na cijev 1, B_{f} je debljina lamele, B_{qf} je širina lamele za provođenje topline, L_{f} je udaljenost do cijevi susjednog elementa, λ_{f} je toplinska vodljivost materijala lamele, T_{w2} je temperatura stijenke susjedne cijevi, a T_{w1} je temperatura promatrane cijevi. Toplinski tok prenesen kroz lamele sa susjednim segmentima i-tog čvora je:

$$\dot{Q}_{\mathrm{w,f},i} = \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{nbr}}} \frac{B_{\mathrm{f}}\, B_{\mathrm{qf},j}}{L_{\mathrm{f},j}} \lambda_{\mathrm{f}}\, N_{\mathrm{f}} \left(T_{\mathrm{w},j} - T_{\mathrm{w},i}\right) \tag{3.255}$$

gdje je N_{nbr} broj susjednih segmenata, N_{f} je broj lamela u segmentu.

Uz stijenku se prati i njeno ovlaživanje ili sušenje. Integracijom izraza (3.237) se određuje masa kondenzirane vlage na lamelama. Stijenka segmenta se smatra ovlaženom ako se na njoj uhvati sloj vode minimalne debljine 0,05 mm (≈ 0,5 g/m²). U ovoj disertaciji se za cijeli segment u obzir uzimaju samo dvije mogućnosti: stijenke su na strani zraka ovlažene ili suhe. Zaleđivanje i odleđivanje stijenki

i akumulacija leda nisu modelirani. Model opisan u ovom radu se može lako proširiti dodatnim opisom procesa pri zaleđivanju i odleđivanju lamela, kako je to detaljno prikazano u 1D modelu isparivača u doktorskoj disertaciji Qiao, (2014). Tijekom izvršenih eksperimentalnih mjerenja nije zamijećeno ovlaživanje stijenki isparivača. Stoga se u numeričkim simulacijama prijelaznih uvjeta rada nije pojavila potreba za korištenjem toga dijela modela.

3.5. Pojednostavljeni model izmjenjivača topline

3.5.1. ε-NTU metoda

Kod pojednostavljenog modela izmjenjivača je korištena *ε-NTU* metoda. Zbog opsežnosti je ona opisana zasebno, u ovom podpoglavlju. *ε-NTU* metoda služi za određivanje toplinskog toka u izmjenjivaču topline, u ustaljenim uvjetima rada. *ε-NTU* metoda se koristi jer je manje računski intenzivna. To omogućuje brže određivanje toplinskih tokova i skraćivanje izvođenja simulacija.

Umnožak ukupnog koeficijenta prolaza topline i referentne površine izmjenjivača UA_{ref} iznosi:

$$\frac{1}{UA_{\mathrm{ref}}} = \sum_{i=1}^{\substack{\text{unutarnja i}\\ \text{vanjska strana}}} \frac{1}{\alpha_i A_i} + \sum_{i=1}^{\substack{\text{svi slojevi}\\ \text{cijevi}}} \frac{\ln\frac{D_{\mathrm{out},i}}{D_{\mathrm{in},i}}}{2\pi\lambda_i L} \tag{3.256}$$

Obje strane izraza (3.256) se može dijeliti s udjelom izmjenjivača r_{step}:

$$\frac{1}{UA_{\mathrm{ref}} \cdot r_{\mathrm{step}}} = \sum_{i=1}^{\substack{\text{unutarnja i}\\ \text{vanjska strana}}} \frac{1}{\alpha_i A_i \cdot r_{\mathrm{step}}} + \sum_{i=1}^{\substack{\text{svi slojevi}\\ \text{cijevi}}} \frac{\ln\frac{D_{\mathrm{out},i}}{D_{\mathrm{in},i}}}{2\pi\lambda_i L \cdot r_{\mathrm{step}}} \tag{3.257}$$

Udio izmjenjivača r_{step} je dio ukupne površine izmjenjivača, promatran u trenutnom vremenskom koraku proračuna:

$$r_{\mathrm{step}} = \frac{UA_{\mathrm{ref}} \cdot r_{\mathrm{step}}}{UA_{\mathrm{ref}} \cdot (r_{\mathrm{tot}} = 1)} = \frac{UA_{\mathrm{ref,step}}}{UA_{\mathrm{ref,tot}}} = \frac{A_{\mathrm{ref,step}}}{A_{\mathrm{ref,tot}}} \tag{3.258}$$

Ukoliko se određuje toplinski tok cijelog izmjenjivača topline, onda je $r_{\mathrm{step}} = r_{\mathrm{tot}} = 1$. No to bi značilo da je pretpostavljen jednak koeficijent prolaza topline U na cijeloj duljini izmjenjivača. To je malo vjerojatno zbog očekivane promjene agregatnog stanja fluida. Takva pretpostavka bi dovela do većih grešaka u izračunu. Stoga se izmjenjivač topline dijeli na manje kontrolne volumene, tj. korake.

Učinkovitost prijenosa topline ε se određuje prema funkciji bezdimenzijskog broja jedinica prijenosa NTU i omjera toplinskih kapaciteta C_r oba fluida koji izmjenjuju toplinu u izmjenjivaču:

$$\varepsilon = f\left(\mathrm{NTU} = \frac{UA_\mathrm{ref}}{C_\mathrm{min} = \left(\dot{m} \cdot c_\mathrm{p}\right)_\mathrm{min}}, C_\mathrm{r} = \frac{C_\mathrm{min} = \left(\dot{m} \cdot c_\mathrm{p}\right)_\mathrm{min}}{C_\mathrm{max} = \left(\dot{m} \cdot c_\mathrm{p}\right)_\mathrm{max}}\right) \tag{3.259}$$

Izbor funkcije u izrazu (3.259) je prema Bergman i sur. (2011), za poprečni izmjenjivač topline predočen izrazima u nastavku. Izraz (3.260) se koristi kad su oba fluida nemiješana, odnosno kad su struje pojedinog fluida odvojene lamelama. Izraz (3.261) se koristi kad je fluid većeg toplinskog kapaciteta C_max miješan, (3.262) se koristi kad je fluid manjeg kapaciteta C_min miješan, a (3.263) se koristi kad su oba fluida u zasićenom području.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{C_\mathrm{r}}\mathrm{NTU}^{0,22} \cdot \left[\exp\left(-C_\mathrm{r} \cdot \mathrm{NTU}^{0,78}\right) - 1\right]\right\} \tag{3.260}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{C_\mathrm{r}}\left(1 - \exp\left\{-C_\mathrm{r}\left[1 - \exp(-\mathrm{NTU})\right]\right\}\right) \tag{3.261}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-{C_\mathrm{r}}^{-1}\left[1 - \exp\left(-C_\mathrm{r} \cdot \mathrm{NTU}\right)\right]\right\} \tag{3.262}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\mathrm{NTU}) \tag{3.263}$$

Toplinski tok na izmjenjivaču se određuje prema izrazu:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_\mathrm{min} \cdot \Delta T_\mathrm{in} \tag{3.264}$$

3.5.2. ε-NTU metoda kada je poznat toplinski tok

Ukoliko je poznat toplinski tok $\dot{Q}$, a potrebno je odrediti udio izmjenjivača na kojemu će se odvijati takav tok, onda se prema izrazu (3.264) može odrediti učinkovitost prijenosa topline ε. Zatim se bezdimenzijski broj jedinica prijenosa NTU može odrediti prema funkciji ε i omjera toplinskih kapaciteta C_r oba fluida:

$$\mathrm{NTU} = f\left(\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{C_\mathrm{min} \cdot \Delta T_\mathrm{in}}, C_\mathrm{r} = \frac{C_\mathrm{min} = \left(\dot{m} \cdot c_\mathrm{p}\right)_\mathrm{min}}{C_\mathrm{max} = \left(\dot{m} \cdot c_\mathrm{p}\right)_\mathrm{max}}\right) \tag{3.265}$$

Izbor funkcije u izrazu (3.265) je prema Bergman i sur. (2011), za poprečni izmjenjivač topline predočen izrazima u nastavku. Izraz (3.266) se koristi kad je fluid većeg toplinskog kapaciteta C_max miješan,

(3.267) se koristi kad je fluid manjeg kapaciteta $C_{\min}$ miješan, a (3.268) se koristi kad su oba fluida u zasićenom području.

$$\mathrm{NTU} = -\ln\left[1 + \frac{1}{C_\mathrm{r}}\ln(1 - \varepsilon \cdot C_\mathrm{r})\right] \tag{3.266}$$

$$\mathrm{NTU} = -\frac{1}{C_\mathrm{r}}\ln[C_\mathrm{r} \cdot \ln(1 - \varepsilon) + 1] \tag{3.267}$$

$$\mathrm{NTU} = -\ln(1 - \varepsilon) \tag{3.268}$$

Sada se za NTU može odrediti umnožak koeficijenta prolaza topline i referentne površine izmjenjivača:

$$(UA_\mathrm{ref})_\mathrm{step} = UA_\mathrm{ref} \cdot r_\mathrm{step} = \mathrm{NTU} \cdot C_\mathrm{min} \tag{3.269}$$

Prema izrazu (3.258) se može pronaći udio izmjenjivača r_step:

$$r_\mathrm{step} = \frac{UA_\mathrm{ref} \cdot r_\mathrm{step}}{UA_\mathrm{ref} \cdot (r_\mathrm{tot} = 1)} \tag{3.270}$$

3.5.3. Opis izračuna pojednostavljenog izmjenjivača topline

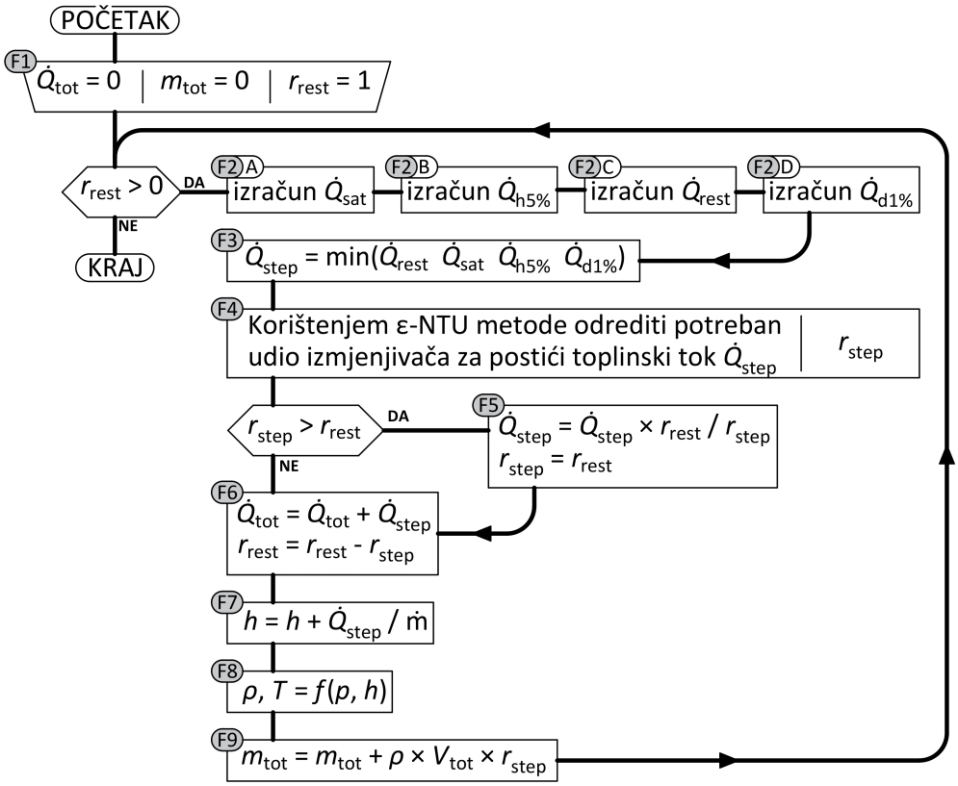
U poglavlju 3.5.1 je obrazložena potreba za podjelom izmjenjivača topline na kontrolne volumene, odnosno korake. Slika 3.27 predočuje dijagram toka pojednostavljenog izmjenjivača topline. Na dijagramu su naglašene referentne točke **F1** - **F9**. Iste točke se u nastavku koriste za opis modela izmjenjivača topline.

U točki **F1** se ukupnom toplinskom toku $\dot{Q}_\mathrm{tot}$ i masi radne tvari m_tot zadaje vrijednost 0. Udio izmjenjivača r_rest se postavlja na vrijednost 1. U točkama **F2**-**F3** se određuje toplinski tok $\dot{Q}_\mathrm{step}$ koji se izmjenjuje u promatranom kontrolnom volumenu, za koji još nije određena potrebna površina izmjene topline. U **F2.A** se određuje toplinski tok $\dot{Q}_\mathrm{sat}$ do sljedeće linije zasićenja, prema izrazu:

$$\dot{Q}_\mathrm{sat} = (h_\mathrm{sat} - h) \cdot \dot{m} \tag{3.271}$$

Ako je radna tvar pregrijana para, a temperatura zraka viša od temperature radne tvari ili ako je radna tvar pothlađena kapljevina, a temperatura zraka niža od temperature radne tvari, onda se ovaj toplinski tok postavlja na beskonačnu vrijednost. U **F2.B** se određuje toplinski tok $\dot{Q}_\mathrm{h5\%}$ potreban da se specifična entalpija radne tvari promijeni za 5%:

$$\dot{Q}_{\mathrm{h5\%}} = h \cdot 0{,}05 \cdot \dot{m} \tag{3.272}$$



Slika 3.27 Dijagram toka pojednostavljenog modela izmjenjivača topline

U **F2.C** i **F2.D** se koristi *ε-NTU* metoda da se odrede toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{rest}}$ za preostalu površinu izmjenjivača, odnosno za udio r_{rest} i toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{d1\%}}$ koji će se izmijeniti u 1% ukupne površine izmjenjivača, odnosno za udio $r_{\mathrm{step}} = 0{,}01$.

U točki **F3** se za toplinski tok u promatranom kontrolnom volumenu $\dot{Q}_{\mathrm{step}}$ prihvaća najmanji od izračunatih toplinskih tokova. U **F4** se *ε-NTU* metodom opisanom u poglavlju 3.5.2 određuje udio izmjenjivača r_{step} za koji će se postići prihvaćeni tok $\dot{Q}_{\mathrm{step}}$. Ako je udio trenutnog koraka r_{step} veći od preostalog omjera izmjenjivača r_{rest}, onda se u točki **F5** ispravlja udio koraka r_{step} i izmijenjen toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{step}}$ na tom udjelu. U **F6** se toplinski tok $\dot{Q}_{\mathrm{step}}$ trenutnog segmenta dodaje ukupnom toplinskom toku izmjenjivača $\dot{Q}_{\mathrm{tot}}$, a od preostalog udjela r_{rest} se oduzima relativni udio trenutnog segmenta r_{step}. U **F7** se određuje specifična entalpija radne tvari i zraka na izlazu iz trenutnog segmenta. U točki **F8** se prema jednadžbama za realna svojstva radne tvari i zraka određuju gustoća i temperatura na izlazu iz segmenta. U **F9** se izračunava masa radne tvari u trenutnom segmentu i ona se pridodaje ukupnoj masi radne tvari m_{tot} u izmjenjivaču. Naposljetku se ponovno provjerava je li preostali udio izmjenjivača r_{rest} još uvijek veći od 0. Ukoliko nije, smatra se da je proračun izmjenjivača topline završen.

3.6. Model prigušnog ventila

Osim osnovne strukture prigušnog ventila iz šire literature i tipske oznake na ventilima, za tri elektronički upravljana prigušna ventila nisu bili na raspolaganju nikakvi podaci. Stoga su za potrebe dobivanja odgovarajućeg modela ventila korišteni podaci prikupljeni tijekom mjerenja u zasebnom ispitivanju rada rashladnog sustava. Dobiveni modeli korišteni su u numeričkim simulacijama zasebnog ispitivanja rada sustava u uvjetima okoline, drugačijim od uvjeta pri kojima je provedeno vrednovanje sustava. Tako sami modeli nisu bili kompromitirani korištenjem u istom lancu mjerenja iz kojih su izvedeni parametri modela.

Protok na ekspanzijskom ventilu je za potrebe modela opisan jednostavnim izrazom:

$$\dot{m}_{\mathrm{EV}} = C_{\mathrm{D}} A_{\mathrm{g,EV}} \sqrt{\rho_1 (p_1 - p_2)} = A_{\mathrm{eff,EV}} \sqrt{\rho_1 (p_1 - p_2)} \tag{3.273}$$

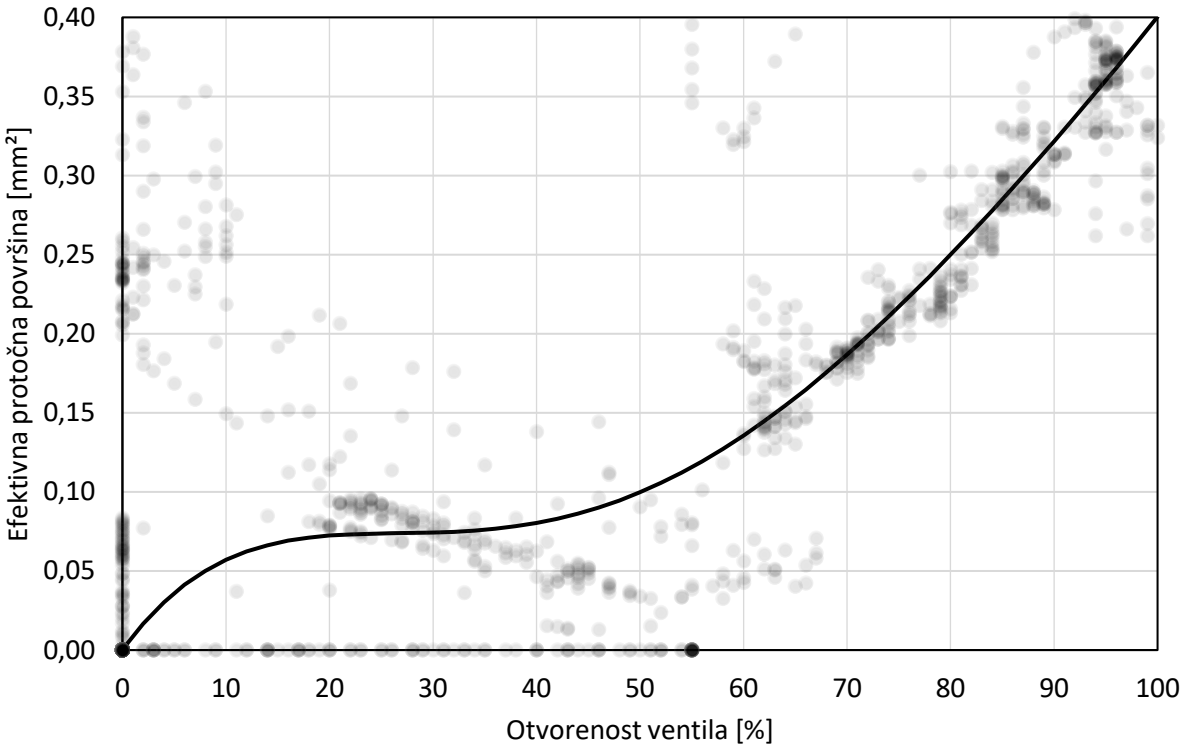
gdje je C_{D} koeficijent protoka, $A_{\mathrm{g,EV}}$ je geometrijska protočna površina ventila, ρ_1 i p_1 su gustoća i tlak ispred ventila, a p_2 je tlak iza ventila pri čemu je $p_1 > p_2$. Efektivna protočna površina je jednaka $A_{\mathrm{eff,EV}} = C_{\mathrm{D}} A_{\mathrm{g,EV}}$. Otvorenost o_{EV} se mijenja pod djelovanjem sustava regulacije, tako da koračni elektromotor vrši otvaranje ili zatvaranje ventila pomicanjem igle. Očekuje se da se protočna površina ventila mijenja linearno s hodom igle ventila, odnosno s postotkom otvorenosti ventila. Na primjeru ovih ventila se pokazalo da to najčešće nije tako.

Postupkom obrnute forenzike, uz poznate parametre potrebne za izraz (3.273), su izračunate vrijednosti efektivne protočne površine i pridružene trenutnim vrijednostima otvorenosti ventila. Na taj način su dobiveni dijagrami efektivne protočne površine u ovisnosti o otvorenosti ventila. Dobivene točke su naizgled heteroskedastične, ali su pokazale i veću lokalnu gustoću. Slika 3.28 prikazuje regresijsku krivulju provučenu kroz gušća područja. Za takvu krivulju je po metodi najmanjih kvadrata dobiven korelacijski polinom petog reda s koeficijentima B_0 do B_5:

$$A_{\mathrm{eff,EV}} = B_0 + o_{\mathrm{EV}} \left(B_1 + o_{\mathrm{EV}} \left(B_2 + o_{\mathrm{EV}} \left(B_3 + o_{\mathrm{EV}} (B_4 + o_{\mathrm{EV}} B_5) \right) \right) \right) \tag{3.274}$$

Ovaj postupak je proveden za sva tri elektronička ekspanzijska ventila u eksperimentalnom sustavu. Slika 3.28 prikazuje rezultate obrade za dobivanje efektivnih protočnih površina na visokotlačnom ekspanzijskom ventilu u ovisnosti o otvorenosti ventila, kao i krivulju po kojoj je dobiven korelacijski model za efektivnu protočnu površinu ventila. Oblik ove krivulje odstupa od očekivane linearne ovisnosti zbog nepoznate geometrije igle i zbog činjenice da igla vjerojatno sjeda na svoje mjesto i da je nakon toga elektromotor dodatno pritisne na svoje sjedište.

Sustav regulacije zadaje otvorenost ventila. Prema njoj se, prema izrazu (3.274) izračunava efektivna protočna površina. Zatim se prema izrazu (3.273) izračunava maseni protok, uz pretpostavku izentalpijske ekspanzije. Time je ovaj jednostavni model ekspanzijskog ventila ispunio svoju ulogu.



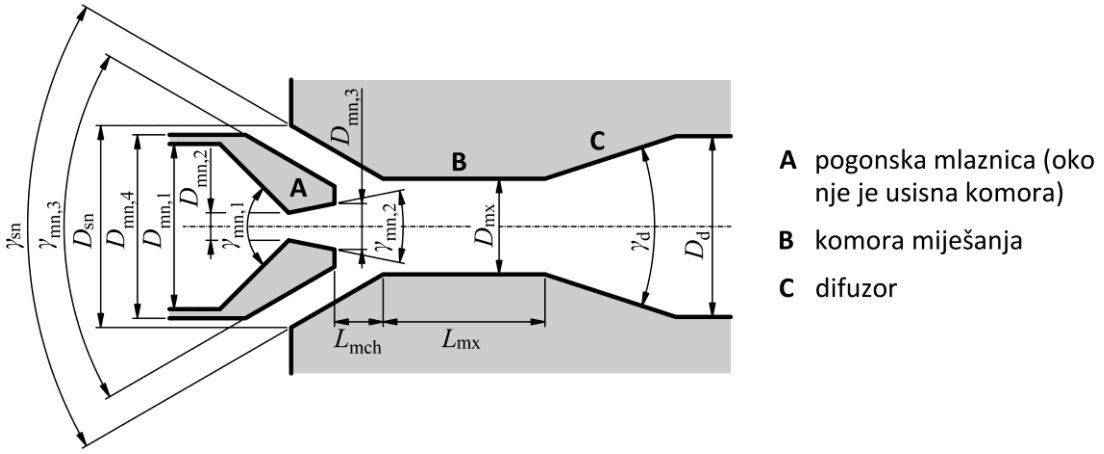
Slika 3.28 Efektivna protočna površina visokotlačnog ekspanzijskog ventila u ovisnosti o otvorenosti

3.7. Model ejektora

Primjena ejektora je predmet istraživanja kod transkritičnih rashladnih sustava. Izentropsku ekspanziju glavne struje radne tvari je moguće jednim dijelom iskoristiti za smanjenje rada kompresora. Slika 3.29 prikazuje geometriju ejektora namijenjenog za rad s dvofaznim fluidom. Ejektor je vrlo jednostavan uređaj bez pokretnih dijelova, pa je vrlo pouzdan u dugotrajnom radu.

Međutim, parametri radne tvari na izlazu ejektora su izuzetno osjetljivi na promjenu parametara na priključcima. Ta osjetljivost je dodatno naglašena kada kroz ejektor struji dvofazni fluid. Izlazni parametri radne tvari iz ejektora su osjetljivi i na protočnu površinu pogonske mlaznice i na uvjete strujanja u komori miješanja. Među modelima ejektora se razlikuju vrlo složeni 3D CFD modeli, koji su u stanju modelirati utjecaj pojave udarnih valova u mlazu pogonskog fluida, u komori miješanja i difuzoru. Takvi modeli nisu prikladni za jednostavne primjene. Broj modela ejektora za jednofazni fluid je velik, posebno u području ejektora za rad s vodenom parom. S druge strane, vrlo je mali broj radova

koji opisuju relativno pouzdane modele ejektora za rad s dvofaznim fluidom. Za potrebe istraživanja u ovoj disertaciji, nakon provjere modela različitih autora (Huang i sur., 1999; Li i Groll, 2005) odabran je model ejektora preuzet iz rada Sarkar (2017).



Slika 3.29 Geometrija ejektora

Specifične entalpije pogonske i usisane radne tvari nakon ekspanzije na tlak u usisnoj komori ejektora:

$$h_{\mathrm{mn,exit}} = h_{\mathrm{mn,inlt}} - \eta_{\mathrm{mn}}\left(h_{\mathrm{mn,inlt}} - h_{\mathrm{mn,s}}\right) \qquad h_{\mathrm{sn,exit}} = h_{\mathrm{sn,inlt}} - \eta_{\mathrm{sn}}\left(h_{\mathrm{sn,inlt}} - h_{\mathrm{sn,s}}\right) \quad (3.275)$$

gdje je $h_{\mathrm{mn,inlt}}$ specifična entalpija pogonske radne tvari ispred mlaznice, $h_{\mathrm{sn,inlt}}$ je specifična entalpija posisane radne tvari prije usisa u ejektor, $h_{\mathrm{mn,s}}$ i $h_{\mathrm{sn,s}}$ su specifične entalpije pogonske i usisane radne tvari nakon izentropske ekspanzije na tlak u usisnoj komori ejektora, a η_{mn} i η_{sn} su učinkovitosti procesa ekspanzije na pogonskoj mlaznici i na usisnom priključku ejektora. Brzine radne tvari postignute ekspanzijom su:

$$c_{\mathrm{mn,exit}} = \sqrt{2\left(h_{\mathrm{mn,inlt}} - h_{\mathrm{mn,exit}}\right)} \qquad c_{\mathrm{sn,exit}} = \sqrt{2\left(h_{\mathrm{sn,inlt}} - h_{\mathrm{sn,exit}}\right)} \quad (3.276)$$

Za specifične entalpije i tlak u usisnoj komori se mogu prema svojstvima radne tvari odrediti gustoće pogonske i usisane radne tvari, $\rho_{\mathrm{mn,exit}}$ i $\rho_{\mathrm{sn,exit}}$. Za zadane vrijednosti masenih protoka pogonske radne tvari $\dot{m}_{\mathrm{mn}}$ i posisane radne tvari $\dot{m}_{\mathrm{sn}}$ se mogu odrediti protočne površine pogonske mlaznice $A_{\mathrm{mn,exit}}$ i usisnog otvora $A_{\mathrm{sn,exit}}$:

$$A_{\mathrm{mn,exit}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{mn}}}{c_{\mathrm{mn,exit}}\,\rho_{\mathrm{mn,exit}}} \qquad A_{\mathrm{sn,exit}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{sn}}}{c_{\mathrm{sn,exit}}\,\rho_{\mathrm{sn,exit}}} \quad (3.277)$$

U nastavku su jednadžbe očuvanja mase, količine gibanja i energije, respektivno. Kod rješavanja jednadžbe očuvanja količine gibanja (3.280), treba pretpostaviti učinkovitost miješanja η_{mx}.

$$\dot{m}_{\mathrm{mn}} + \dot{m}_{\mathrm{sn}} = \rho_{\mathrm{d,inlt}}\left(A_{\mathrm{mn,exit}} + A_{\mathrm{sn,exit}}\right)c_{\mathrm{d,inlt}} \tag{3.278}$$

$$\begin{aligned} p_{\mathrm{ds,exit}}\left(A_{\mathrm{mn,exit}} + A_{\mathrm{sn,exit}}\right) + \eta_{\mathrm{mx}}\left(\dot{m}_{\mathrm{mn}}c_{\mathrm{mn,exit}} + \dot{m}_{\mathrm{sn}}c_{\mathrm{sn,exit}}\right) \\ = p_{\mathrm{d,inlt}}\left(A_{\mathrm{mn,exit}} + A_{\mathrm{sn,exit}}\right) + (\dot{m}_{\mathrm{mn}} + \dot{m}_{\mathrm{sn}})c_{\mathrm{d,inlt}} \end{aligned} \tag{3.279}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{mn}}\left(h_{\mathrm{mn,exit}} + \frac{c_{\mathrm{mn,exit}}^2}{2}\right) + \dot{m}_{\mathrm{sn}}\left(h_{\mathrm{sn,exit}} + \frac{c_{\mathrm{sn,exit}}^2}{2}\right) = (\dot{m}_{\mathrm{mn}} + \dot{m}_{\mathrm{sn}})\left(h_{\mathrm{d,inlt}} + \frac{c_{\mathrm{d,inlt}}^2}{2}\right) \tag{3.280}$$

Stanje na kraju komore miješanja, tj. na ulazu u difuzor, označeno je indeksom $\mathrm{d,inlt}$. Simultanim rješavanjem sustava jednadžbi (3.278) do (3.280), uz izraz za svojstva radne tvari $h_{\mathrm{d,inlt}} = h\left(p_{\mathrm{d,inlt}}, \rho_{\mathrm{d,inlt}}\right)$ mogu se izračunati četiri nepoznate veličine na ulazu u difuzor: gustoća, tlak, specifična entalpija i brzina. Nakon toga se pomoću jednadžbe očuvanja energije i jednadžbe za svojstva radne tvari mogu izračunati specifična entalpija i tlak na izlazu iz difuzora, tj. na izlazu ejektora:

$$h_{\mathrm{d,exit}} = h_{\mathrm{d,inlt}} + \frac{c_{\mathrm{d,inlt}}^2}{2} \tag{3.281}$$

$$p_{\mathrm{d,exit}} = p\left(h_{\mathrm{d,inlt}} + \eta_{\mathrm{d}}\left(h_{\mathrm{d,exit}} - h_{\mathrm{d,inlt}}\right), s_{\mathrm{d,inlt}}\right) \tag{3.282}$$

Jednadžbe (3.275) do (3.282) treba riješiti unutar iteracijske petlje. Iteracije se rješavaju do konvergencije tlaka u usisnoj komori prema masenim protocima fluida ili do konvergencije tlaka u usisnoj komori prema tlakovima pogonskog i usisanog fluida ispred ejektora. Kao rezultat se dobiva tlak na izlazu ejektora. Ukoliko je tlak iza ejektora manji od tlaka usisanog fluida, ejektor neće moći obavljati očekivanu ulogu i otežavati će rad kompresora, odnosno pogoršavati učinak rashladnog sustava. Na kraju se može odrediti omjer posisavanja μ i omjer tlaka na izlazu ejektora i tlaka usisane radne tvari ispred ejektora Π_{ds}:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\mathrm{sn}}}{\dot{m}_{\mathrm{mn}}} \qquad \Pi_{\mathrm{ds}} = \frac{p_{\mathrm{d,exit}}}{p_{\mathrm{sn,inlt}}} \tag{3.283}$$

Kako bi ejektor postigao očekivane rezultate potrebno je prilagoditi protočnu površinu pogonske mlaznice i promjer komore miješanja. Podešavanje protočne površine mlaznice je pogodan način regulacije kod jednofaznih fluida. No eksperimentalna istraživanja su pokazala da su ejektori bez podešavanja učinkovitiji od ejektora s promjenjivom geometrijom mlaznice pri radu s dvofaznim fluidom. Zato se istražuje rad rashladnih sustava s baterijom ejektora, koji se uključuju u paralelni rad pod upravljanjem sustava regulacije, kako je opisano u radovima Banasiak i sur. (2015) i Aligolzadeh i Hakkaki-Fard (2019).

3.8. Matematički model cjelokupnog rashladnog sustava

Već je navedeno da je korištenje složenih komponenti kompresora (poglavlje 3.1) i izmjenjivača topline (poglavlje 3.4) za simuliranje duljih vremenskih perioda nezgrapno. Složene komponente zahtijevaju opsežne i dugotrajne računalne izračune za simuliranje kratkih vremenskih koraka. Stoga su u matematičkom modelu cjelokupnog sustava korišteni pojednostavljeni modeli komponenti (poglavlja 3.3 i 3.5). Osim njih, korišten je i model ekspanzijskih ventila (poglavlje 3.6).

3.8.1. Akumulacija topline u stijenkama

Pojednostavljeni model izmjenjivača topline ne uzima u obzir utjecaj akumulacije topline u stijenkama. Stoga je bilo potrebno dodati druge komponente, koje mogu uzeti u obzir akumulaciju topline i mase, u prijelaznim uvjetima rada. U tu svrhu je razvijen model akumulatora radne tvari.

Akumulator je čvor (NBC) koji sadrži kontrolni volumen za radnu tvar (CVFI) i za stijenku (CVM). Za radnu tvar je zadan volumen. Za stijenku su zadani volumen, površine izmjene topline na strani radne tvari i na strani zraka, koeficijenti prijelaza topline, koeficijent toplinske vodljivosti i gustoća materijala stijenke. Ovakva komponenta se koristi za simulaciju akumulacije topline u stijenkama, te za praćenje izmještanja mase radne tvari u rashladnom sustavu.

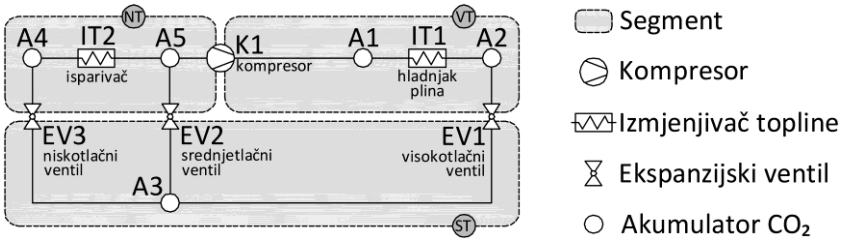
Obzirom da pojednostavljeni model izmjenjivača topline ne uzima u obzir akumulaciju topline, male promjene ulaznih parametara radne tvari dovode do naglih promjena izlaznih parametara. Dodavanje komponente akumulatora služi i kao prigušivač.

3.8.2. Podjela sustava prema tlakovima u pojedinim segmentima

Sve implementirane komponente su podijeljene u dvije kategorije: *aktivne* komponente, koje utječu na promjenu tlaka radne tvari i *neutralne* komponente, koje ne utječu. Pojednostavljeni model izmjenjivača topline ne uzima u obzir pad tlaka radne tvari duž izmjenjivača, pa je izmjenjivač kategoriziran kao *neutralna* komponenta. Akumulator je također *neutralna* komponenta. Kompresor i ekspanzijski ventil su *aktivne* komponente.

Prema ovoj metodologiji se cijeli sustav može podijeliti na segmente u kojima u određenom trenutku vlada isti tlak radne tvari u cijelom segmentu. Slika 3.30 prikazuje shemu modela cjelokupnog rashladnog sustava podijeljenog na tri opisana segmenta: visokotlačni, srednjetlačni i niskotlačni segment. Vidljivo je da svaka *neutralna* komponenta pripada samo jednom segmentu, a *aktivne* komponente se nalaze na granicama susjednih segmenata. Oznake komponenti u ovom poglavlju odgovaraju predstavljenoj shemi.

Segment je implementiran u simulaciju kao čvor (NBC), koji nema kontrolnih volumena, nego sadrži druge čvorove (NBC), koji predstavljaju komponente. Komponente sadrže kontrolne volumene za radnu tvar (CVFI), stijenku (CVM) i zrak (CVFO). Segmenti i komponente nisu međusobno povezani u modelu. Naprotiv, kontrolni volumeni radne tvari (CVFI) su međusobno povezani vezama (CVL). Za pojedine komponente je ovim vezama nametnut smjer strujanja radne tvari. Akumulacijska komponenta koja predstavlja spremnike radne tvari s odvajanjem faza (**A3**) je vezama povezana sa sva tri ekspanzijska ventila. Veza prema niskotlačnom ventilu (**EV3**) dopušta protok samo kapljevine. Veza prema srednjetlačnom ventilu (**EV2**) dopušta protok samo pare.



Slika 3.30 Shema modela rashladnog sustava i podjela na segmente homogenog tlaka

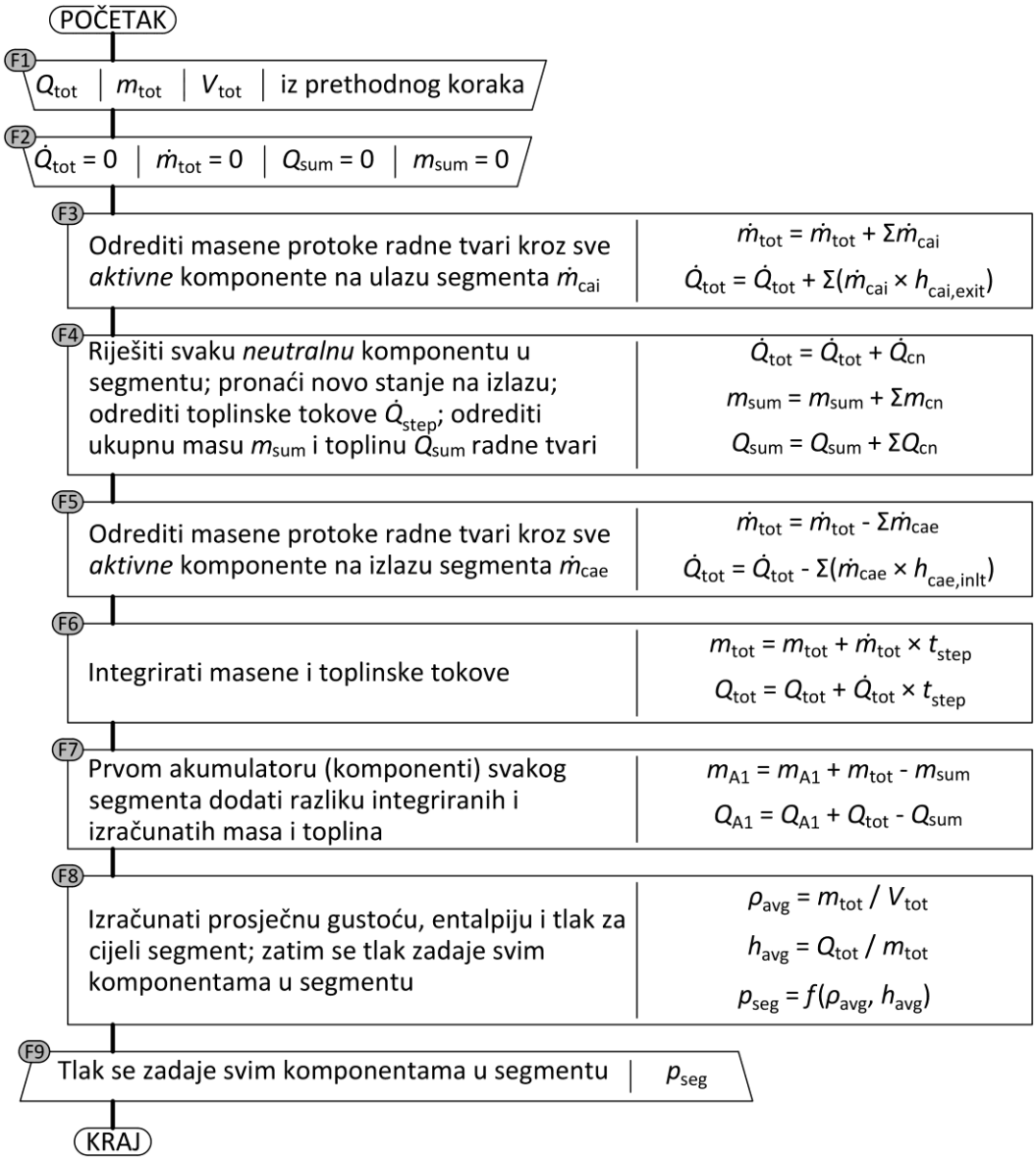
3.8.3. Simulacija segmenta homogenog tlaka

Korisnik računalnog programa je odgovoran za zadavanje komponenti i početnih stanja (temperatura, tlakova, volumena itd.). Korisnik nije odgovoran za zadavanje segmenata. Računalni program prepoznaje *aktivne* i *neutralne* komponente te prema tome određuje i odgovarajuće segmente.

Prije početka simulacije se za svaku *neutralnu* komponentu u pojedinom segmentu zbrajaju volumeni i mase radne tvari. Time se određuje ukupni volumen i masa u pojedinom segmentu na početku simulacije. U ovom slučaju se volumen nije mijenjao tijekom simulacija. No da je bila korištena komponenta varijabilne geometrije, onda bi i volumen bio varijabilan. Masa radne tvari u pojedinom segmentu se mijenja tijekom simulacija. Zbroj masa radne tvari u svim segmentima se ne mijenja.

Sada je model pripremljen za početak simulacije. Slika 3.31 prikazuje dijagram toka za vremenski korak simulacije segmenta homogenog tlaka. Indeksi u nastavku odgovaraju indeksima na dijagramu toka.

U koraku simulacije se za svaki segment homogenog tlaka prvo rješavaju ulazne *aktivne* komponente (**F3**). To su komponente iz kojih je maseni protok prema promatranom segmentu pozitivan. Smjer protoka se za ventile određuje prema razlici tlaka, a za kompresor je smjer nametnut. Tijekom rješavanja se određuje i toplinski tok zbog protoka mase na ulazu u *aktivnu* komponentu i na izlazu iz nje. On se određuje množenjem masenog protoka sa specifičnom entalpijom na ulazu, odnosno izlazu komponente.



Slika 3.31 Dijagram toka za jedan korak simulacije segmenta homogenog tlaka

Zatim se rješavaju sve *neutralne* komponente (**F4**). Za njih se ne računaju maseni protoci, već samo toplinski tokovi prema stijenki ili okolnom zraku. Sve *neutralne* komponente se rješavaju uzastopce. Prvo se rješavaju uzvodne komponente. Rješavanjem svake komponente se određuju svojstva radne tvari na izlazu trenutne komponente, odnosno ulazu sljedeće nizvodne komponente. Računalni program je odgovoran za utvrđivanje ispravnog redoslijeda rješavanja komponenti.

Potom se rješavaju izlazne *aktivne* komponente (**F5**). Susjedni segmenti dijele *aktivne* komponente. Stoga, ukoliko je susjedni segment već riješen, onda su i pripadajuće *aktivne* komponente, na granici s ovim segmentom već riješene. Tada se mogu koristiti već izračunati protoci.

Zatim se maseni i toplinski tokovi integriraju, a rezultat se pribraja akumuliranoj masi i akumuliranoj toplini svakog segmenta (**F6**). Pritom treba paziti na predznak. Primjerice maseni i toplinski tok na ulazu kompresora (**K1**) treba oduzeti od niskotlačnog **(NT**) segmenta. Iste te protoke treba dodati visokotlačnom (**VT**) segmentu. Maseni protok na ulazu i izlazu kompresora (**K1**) je jednak, ali specifične entalpije nisu, pa niti toplinski tokovi nisu jednaki. Kroz ekspanzijske ventile (**EV1**, **EV2**, **EV3**) je pretpostavljena izentalpijska ekspanzija, pa su specifične entalpije radne tvari na ulazu i izlazu jednake. Stoga su toplinski tokovi na ulazu i izlazu ventila jednaki.

Prilikom rješavanja se za svaku komponentu izračunava ukupna masa radne tvari i toplina sadržana u toj masi. Suma ovih masa m_{sum} i toplina Q_{sum} sada više nije jednaka masi m_{tot} i toplini Q_{tot} radne tvari dobivene integracijom masenih i toplinskih tokova. Kada se ovo odstupanje ne bi uzelo u obzir, razlike bi rasle i potencijalno uzrokovale nestvaran rast ili pad svojstava radne tvari. Stoga je potrebno povezati integriranu masu i toplinu s izračunatom. Veza je postignuta tako što su razlike integrirane mase i topline pribrojene masi i toplini prve akumulacijske komponente u svakom segmentu (**F7**). Zbog ove promjene će se izjednačiti integrirane i izračunate masa i toplina. Osim toga, zbog ove promjene će se promijeniti i svojstva radne tvari u dijelu segment.

Sada su za svaki segment poznate ukupna masa m_{tot}, toplina Q_{tot} i volumen V_{tot}. Omjer mase i volumena je prosječna gustoća radne tvari ρ_{avg}, a omjer topline i volumena je prosječna specifična entalpija h_{avg}. Prema gustoći i specifičnoj entalpiji se nalazi novi tlak p_{seg} u segmentu (**F8**). Ovaj tlak se zadaje svim komponentama sadržanim u trenutnom segmentu (**F9**). Ovime završava vremenski korak simulacije. Uoči rješavanja sljedećeg koraka simulacije, sve vrijednosti se pohranjuju u bazu podataka.

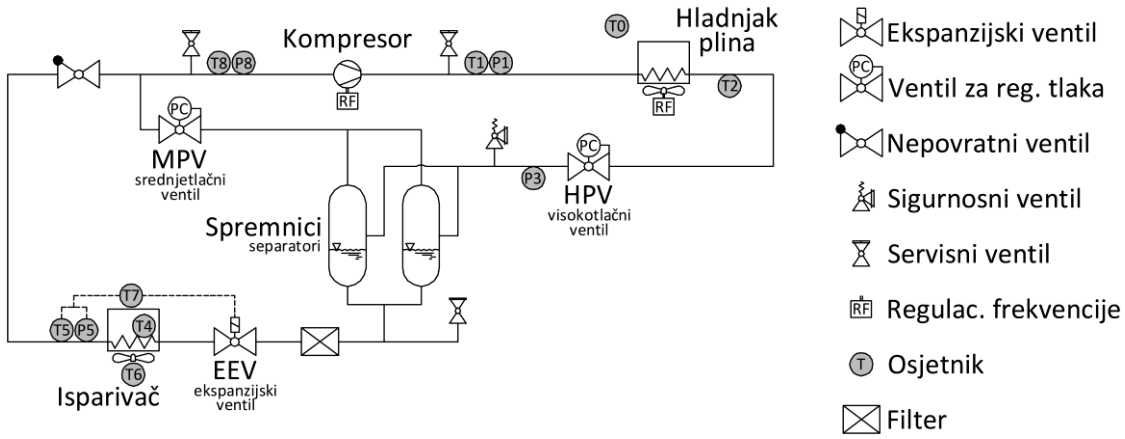
4. EKSPERIMENTALNI SUSTAV

Mjerenja za vrednovanje razvijenog modela su prikupljena na rashladnom sustavu instaliranom u Laboratoriju Zavoda za Termodinamiku, na Tehničkom Fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Projektant sustava je domaći proizvođač rashladne opreme MP Frigo Grupa d.o.o. Oznaka rashladnog sustava je ArctiCO_2 30. Radna tvar je CO_2. Slika 4.1 prikazuje rashladnu komoru i osnovne dijelove sustava. Ukupni volumen za radnu tvar u sustavu je 12,26 l, a izvršeno je punjenje sustava s 3,3 kg CO_2.



Slika 4.1 Rashladna komora (gore lijevo), isparivač unutar komore (gore desno), vanjska jedinica (dolje lijevo) i njeni osnovni dijelovi (dolje desno)

Slika 4.2 predstavlja shemu rashladnog sustava. Sustav tijekom pogona postiže 3 razine tlaka. Radna tvar CO_2 pri najvišem tlaku i nadkritičnim uvjetima napušta kompresor te ulazi u hladnjak plina. U hladnjaku predaje toplinu okolnom zraku i hladi se. Treba naglasiti da u podkritičnom režimu rada hladnjak plina ima ulogu kondenzatora. Ohlađeni CO_2 prigušuje se u visokotlačnom ventilu (HPV) do srednjeg tlaka. CO_2 zatim ulazi u dva spremnika, koji ujedno služe i za odvajanje pare i kapljevine. Kapljevina iz spremnika odlazi prema ekspanzijskom ventilu i prigušuje se do niskog tlaka u isparivaču. U isparivaču CO_2 preuzima toplinu od zraka u rashladnoj komori. Pregrijana para CO_2 se miješa s parom iz srednjetlačnog ventila i odlazi u kompresor. Najviši dopušteni tlak u visokotlačnom dijelu sustava je 12 MPa, a u ostatku sustava 8 MPa.

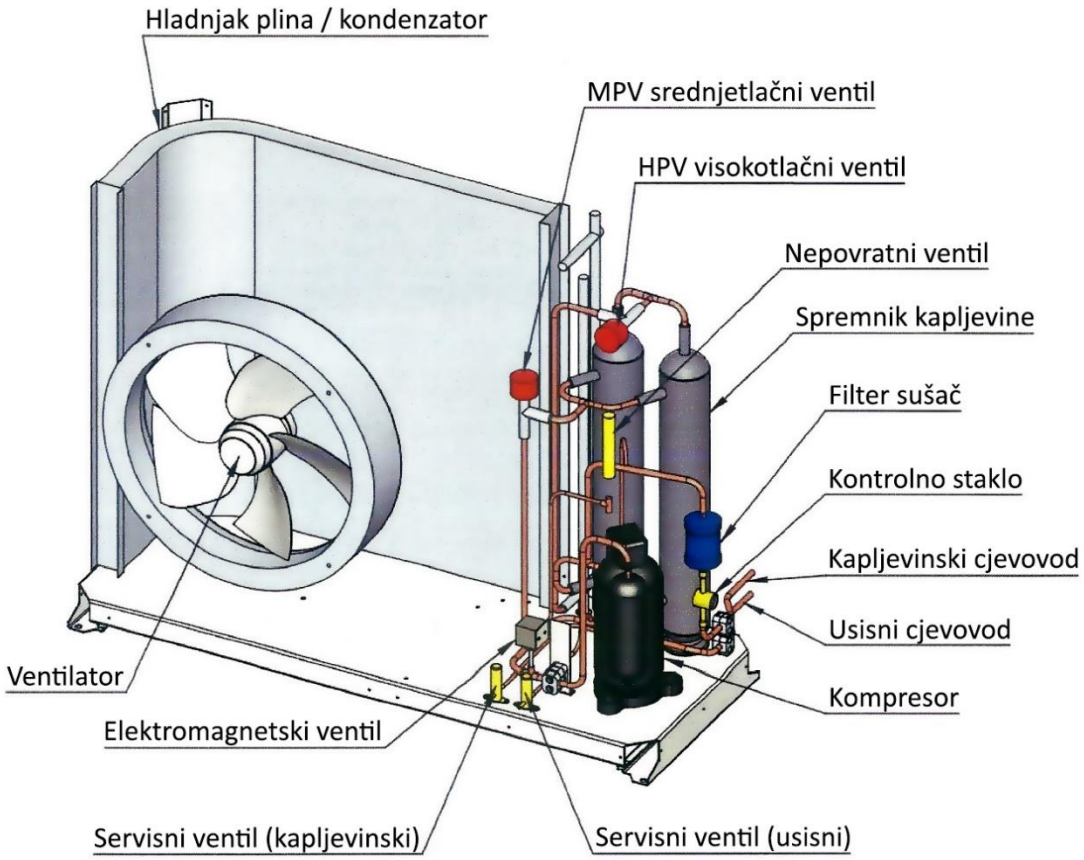


Slika 4.2 Shema eksperimentalnog rashladnog sustava

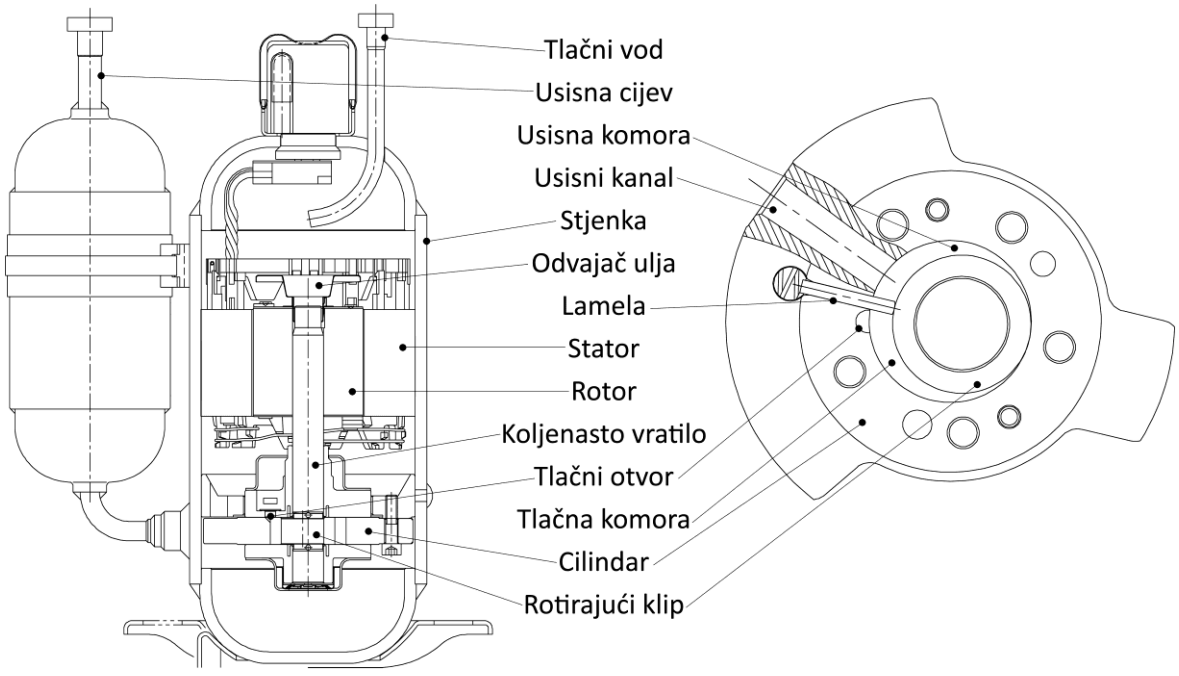
Slika 4.3 prikazuje osnovne komponente vanjske jedinice. Ona sadrži kompresor, hladnjak plina, spremnike i većinu ventila. Svaki spremnik je volumena 2,66 l. Isparivač i ekspanzijski ventil nalaze se u rashladnoj komori.

Slika 4.4 prikazuje poprečni presjek kompresora proizvođača Toshiba, tip DY30N1F-10FU, kakav je ugrađen u rashladni sustav ArctiCO_2. Kompresor je jednostupanjski s rotirajućim klipom (eng. *rolling piston*). Kućište je hermetički zatvoreno. Radni volumen je 3,02 cm^3/okr. Kompresor pokreće istosmjerni elektromotor bez četkica. Brzina vrtnje je 25-100 okr/s, a nominalna snaga 1100 W.

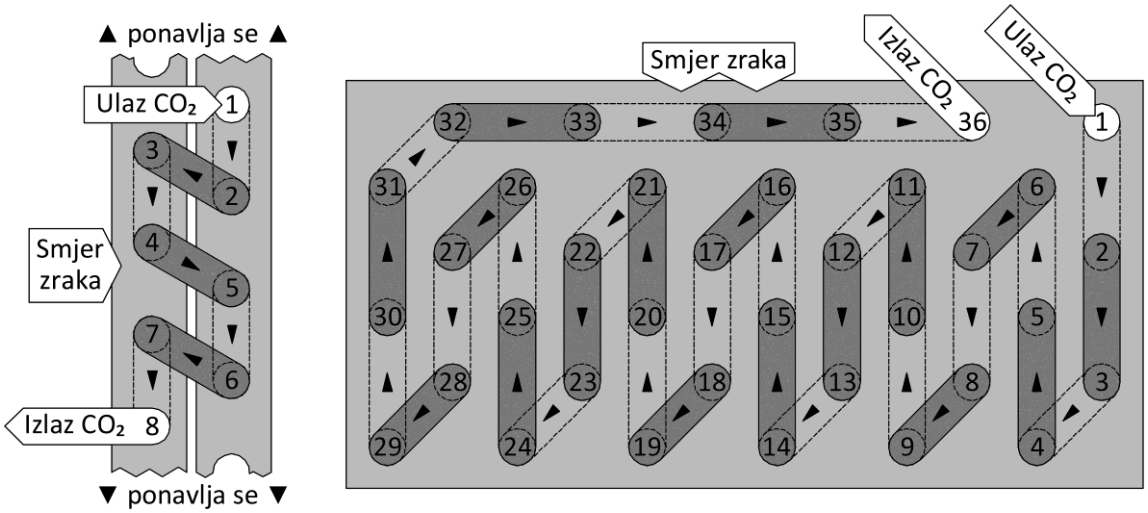
Isparivač i hladnjak plina su cijevno-lamelni izmjenjivači od cijevi (kod isparivača bakrene cijevi, a kod hladnjaka plina nehrđajući čelik) s aluminijskim lamelama. Oba izmjenjivača imaju ventilator za postizanje višeg masenog protoka zraka. Ventilator hladnjaka plina koristi modulaciju frekvencije vrtnje. CO_2 se prije ulaska u hladnjak plina dijeli u 8 struja. Svaka struja ima 8 prolaza kroz hladnjak plina. Cijevi su raspoređene u dva stupca. CO_2 se prije ulaska u isparivač ne dijeli, a ima 36 prolaza kroz isparivač. Slika 4.5 prikazuje poprečni presjek jednog snopa cijevi hladnjaka plina (lijevo) i isparivača (desno).



Slika 4.3 Osnovne komponente vanjske jedinice (ArctiCO_2, 2019)



Slika 4.4 Poprečni presjek kompresora u bokocrtu (lijevo) i tlocrtu (desno) (Chinen i sur., 2014)



Slika 4.5 Poprečni presjek hladnjaka plina (lijevo) i isparivača (desno)

Hladnjak plina je proizvod proizvođača Modine, a isparivač proizvođača Güntner. Hladnjak je 80 cm visok, 1 m dug i 43 mm dubok. Ukupni volumen radne tvari iznosi 2,1 l. Vanjska površina za izmjenu topline je 31,6 m², a unutarnja 1,4 m². Ukupni kapacitet hladnjaka je 5,8 kW. Promjer otvora ventilatora je 46 cm, a ventilator postiže protok zraka 3900 m³/h.

Paket lamela u isparivaču je 29,7 cm visok, 67 cm širok i 15 cm dubok. Ukupni volumen radne tvari u isparivaču iznosi 1,8 l. Vanjska površina za izmjenu topline je 9,5 m². Ukupni kapacitet isparivača je 1,82 kW. Isparivač je opremljen ventilatorom koji postiže protok zraka 1060 m³/h. Promjer otvora ventilatora je 325 mm. Uočljivo je da je hladnjak plina namjerno predimenzioniran.

Radna tvar u sustavu tijekom pogona najčešće prolazi transkritični ciklus. Stoga je potrebna složena višeparametarska regulacija. Regulacijski sustav HECU proizvođača Carel upravlja s 3 ventila, brzinom vrtnje ventilatora na oba izmjenjivača topline te brzinom vrtnje kompresora. Sustav regulacije koristi brojne mjerene podatke. Ovi podaci su pohranjeni u bazi podataka u sklopu sustava. Podaci su pohranjeni s rezolucijom 5 sekundi. Sustav je opremljen i serverom koji omogućuje jednostavno upravljanje osnovnim karakteristikama sustava i preuzimanje podataka putem HTTP protokola. Osim toga, prisustvo servera omogućuje i povezivanje sustava na Internet i udaljeno upravljanje, no iz sigurnosnih razloga je to izostavljeno. Povezivanje računala na sustav je vršeno CAT5 kabelom s RJ45 konektorom. Zatim se koristi HTML preglednik za povezivanje na IP adresu, na kojoj spomenuti server poslužuje HTML sučelje s osnovnim informacijama o rashladnom sustavu. Ovdje se uređuje način pohrane podataka te se pokreće preuzimanje. Vremenski niz vrijednosti jedne mjerene veličine se pohranjuje u CSV formatu. Više mjerenih veličina se pohranjuju u ZIP arhivi. Ovakve podatke je jednostavno agregirati u zajednički dokument i pripremiti za daljnje korištenje u simulacijskom modelu.

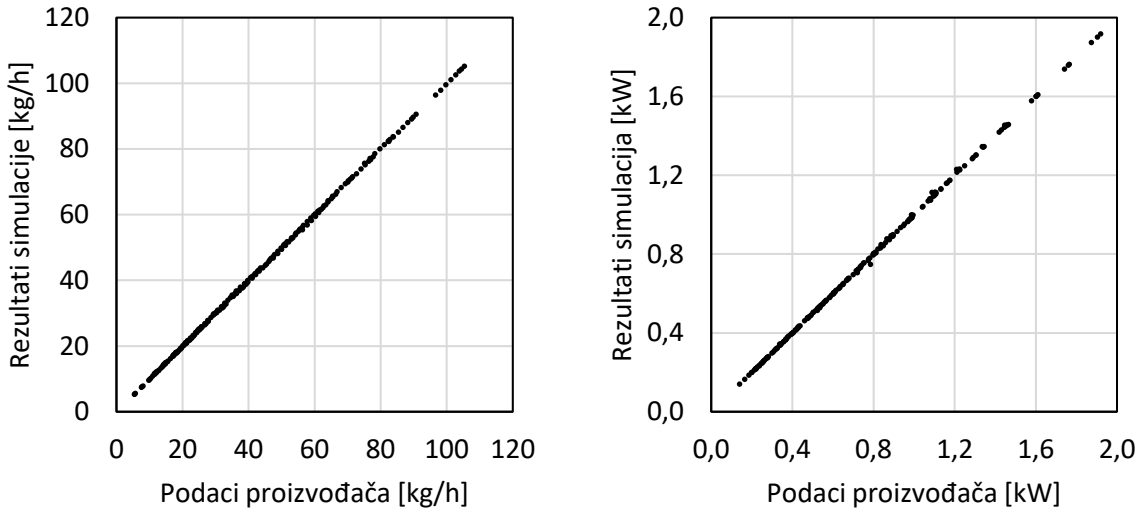
5. VREDNOVANJE MODELA I ANALIZA SUSTAVA

Razvijeni modeli komponenti i sustava su vrednovani usporedbom s mjerenjima na postojećem sustavu opisanom u poglavlju 4.

5.1. Vrednovanje komponenti

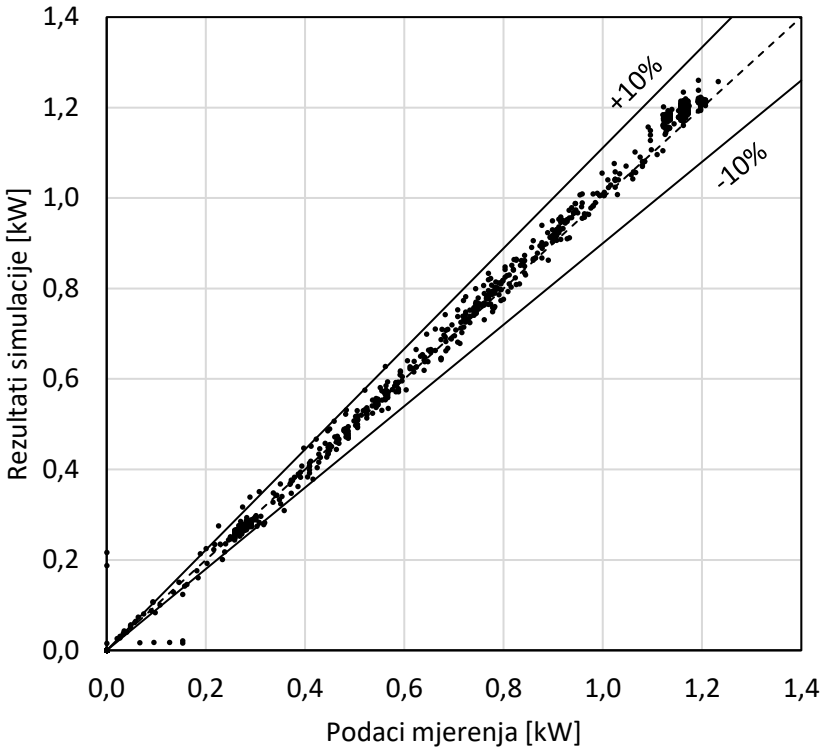
5.1.1. Kompresor

Razvijeni detaljni model za numeričke simulacije karakteristike kompresora s rotirajućim klipom je pažljivo ugođen prilagođavanjem parametara unutarnjih propuštanja da bi se postiglo čim bolje poklapanje dobivenih rezultata simulacije s podacima proizvođača za razne ustaljene radne točke kompresora. Podaci se odnose na brzine vrtnje od 25 s^{-1} do 100 s^{-1}, temperature isparivanja -30°C do 5°C i tlakove dobave u hladnjak plina 5,73 MPa do 12,1 MPa. Slika 5.1 uspoređuje rezultate simulacija detaljnim modelom i podataka proizvođača za ustaljeni rad kompresora za 220 različitih radnih stanja.



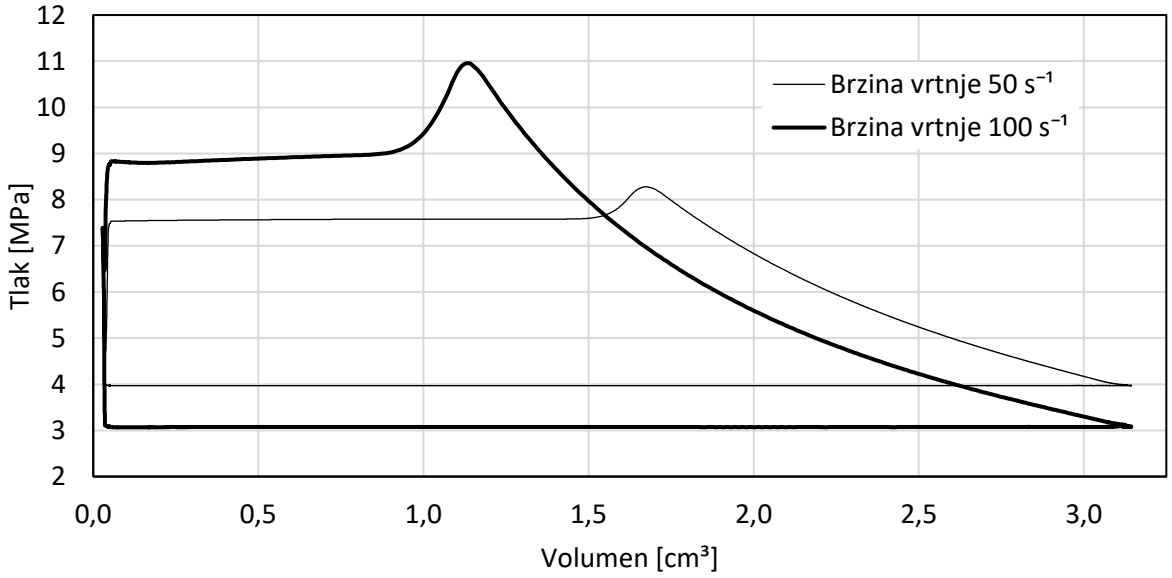
Slika 5.1 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i podataka proizvođača za ustaljeni rad kompresora, za maseni protok (lijevo) i električnu snagu (desno)

Detaljni model kompresora korišten je i za simulacije kompresora u prijelaznim uvjetima rada. Model je ispitan usporedbom s rezultatima mjerenja koristeći rubne uvjete: brzinu vrtnje pogonskog vratila, tlak dobave te tlak i entalpiju na usisu. Na eksperimentalnom rashladnom sustavu su prikupljeni podaci napona i struje napajanja elektromotora, prema kojima je izračunata snaga za pogon kompresora. Slika 5.2 prikazuje usporedbu izračunate snage za pogon kompresora s podacima mjerenja.



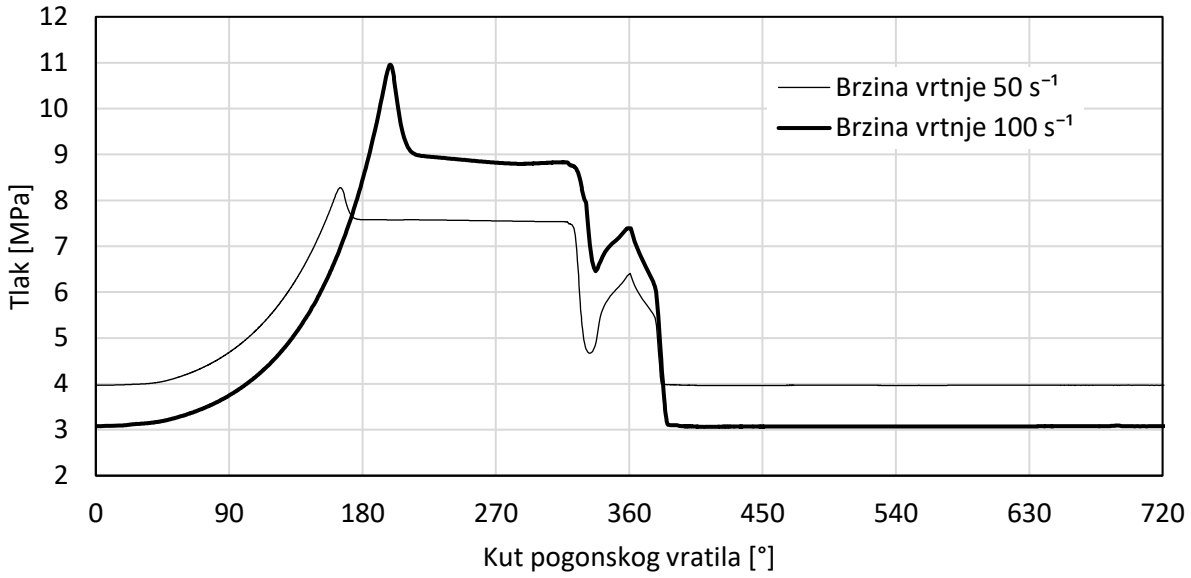
Slika 5.2 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada kompresora, za električnu snagu

Prema prikazanim usporedbama je vidljivo da je postignuto dobro poklapanje rezultata simulacija s podacima proizvođača, odnosno s izmjerenim vrijednostima. Zaključuje se da je izvršeno uspješno vrednovanje modela kompresora.

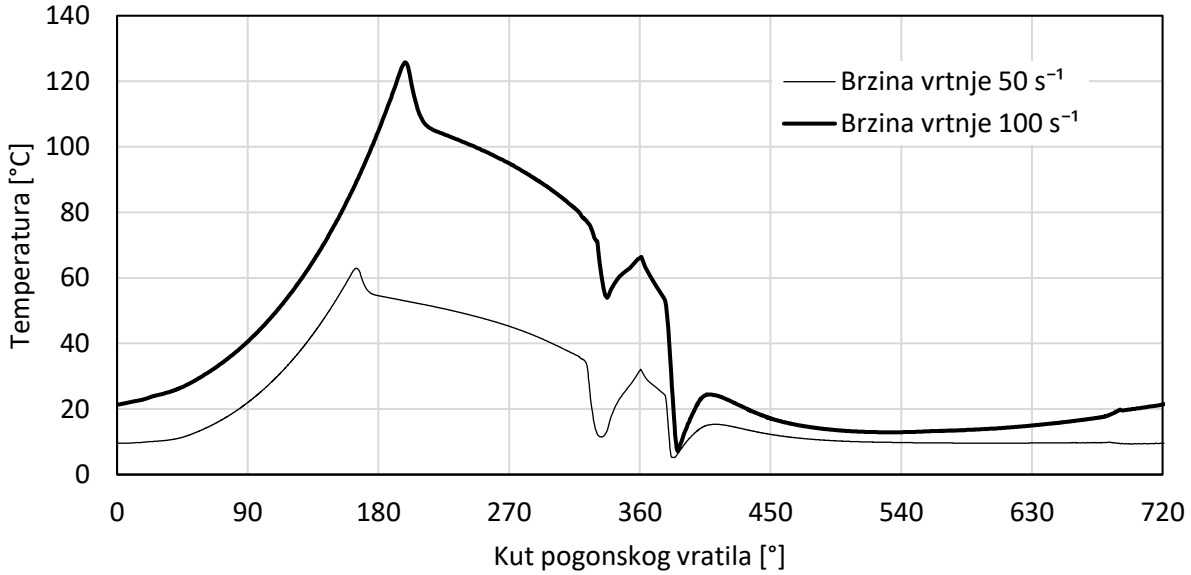


Slika 5.3 Usporedba *p,V*-dijagrama za procese kompresora pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1}

Slika 5.3 prikazuje usporedbu *p,V*-dijagrama procesa kompresora u trenutku 100 s (tanka linija) i u trenutku 1000 s (deblja linija) nakon pokretanja kompresora. 100 s nakon pokretanja kompresora je brzina vrtnje pogonskog vratila bila 50 s^{-1}, a nakon 1000 s je bila 100 s^{-1}. Oba procesa se razlikuju po tlaku na usisu i tlaku dobave. Na slici je vidljiv skok tlaka dobave zbog otvaranja tlačnog ventila. Ovaj skok je kod manje brzine vrtnje očekivano manji.



Slika 5.4 Usporedba razvijenog dijagrama tlaka pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1}



Slika 5.5 Usporedba razvijenog dijagrama temperature pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1}

Slika 5.4 prikazuje usporedbu razvijenih dijagrama tlaka. Slika 5.5 prikazuje usporedbu razvijenih dijagrama temperature radne tvari u cilindru. Obje slike uspoređuju stanja pri 100 s (tanka linija) i 1000 s (deblja linija) nakon pokretanja kompresora. Na obje slike su jasno vidljive faze kompresije i

istiskivanja radne tvari iz cilindra. Pri brzini vrtnje 100 s^{-1} kompresija traje od 0° do 190° pogonskog vratila, a istiskivanje od 190° do 340°. Pri brzini vrtnje 50 s^{-1} kompresija traje od 0° do 160°, a istiskivanje od 160° do 340°. Nakon istiskivanja, kada je klip prešao preko tlačnog otvora, tlačni otvor je stupio u kontakt sa usisnom komorom. Stoga je tada (327° - 337°) došlo do naglog pada tlaka u tlačnoj komori. Zatim slijedi prolaz klipa preko sjedišta lamele. Pritom se volumen komore kompresije smanjuje, pa u njoj rastu tlak i temperatura. Pritom radna tvar može napustiti komoru kompresije samo putem propuštanja. Nakon prolaza preko lamele, volumen promatrane komore raste, a tlak i temperatura se polako smanjuju. U trenutku kad klip dođe na usisni otvor (378° - 388°) naglo padaju tlak i temperatura. Tada počinje usis. Opisane nagle promjene tlaka tijekom prolaska klipa preko tlačnog i usisnog otvora i sjedišta lamele su prisutne i u *p,V*-dijagramu (Slika 5.3), ali nisu jasno vidljive zbog male promjene volumena radne tvari u tom trenutku, odnosno skala dijagrama je suviše velika.

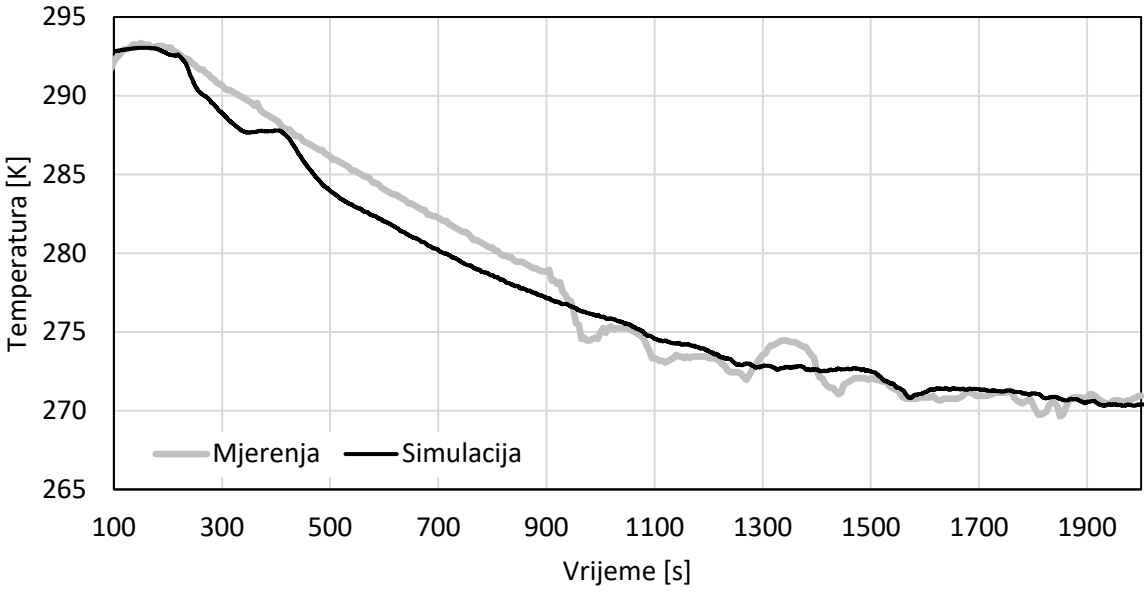
100 s nakon pokretanja kompresora, temperature stijenki cilindra i klipa su bile niske, pa nije došlo do zamjetnog grijanja radne tvari tijekom usisa. Za razliku od toga, 1000 s nakon pokretanja kompresora su stijenke dosegle radnu temperaturu. Tada se radna tvar zagrijava u usisnoj komori (Slika 5.5, linija 100 s^{-1}, od 540° do 720°).

5.1.2. Izmjenjivači topline

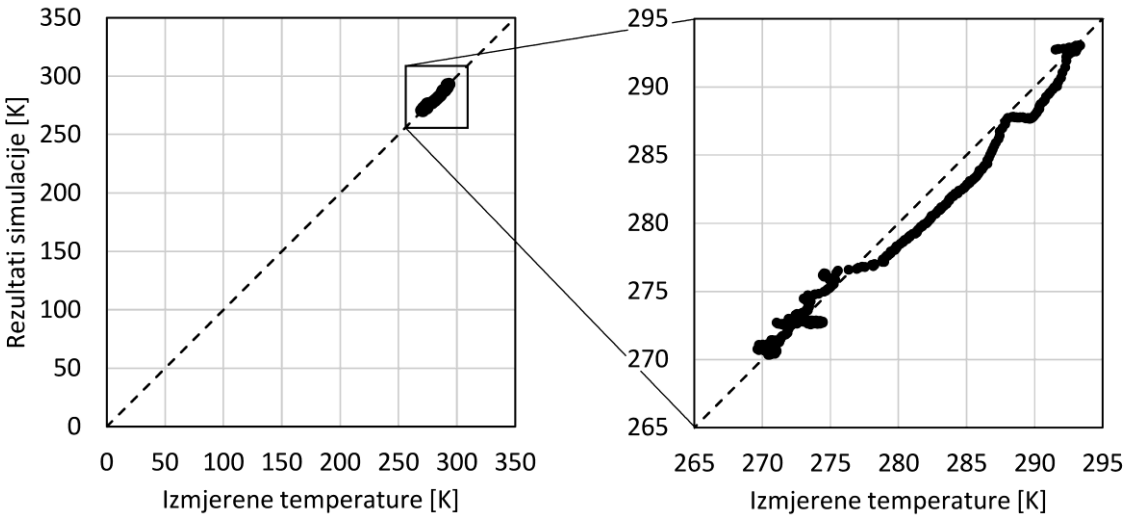
Za numeričke simulacije isparivača detaljnim modelom su kao ulazni podatak korištene izmjerene vrijednosti srednjeg i niskog tlaka te maseni protok izračunat jednostavnijim modelom kompresora, prema podacima mjerenja. Slika 4.2 pokazuje shemu eksperimentalnog sustava s označenim položajima davača tlaka i temperature. Specifična entalpija na ulazu u isparivač je određena kao specifična entalpija zasićene kapljevine pri srednjem tlaku na poziciji **P3**. Temperatura isparivanja (pozicija **T4**) je definirana tlakom u isparivaču (pozicija **P5**). Maseni protok je definiran protokom na ekspanzijskom ventilu. Za vrednovanje je temperatura izračunata numeričkom simulacijom uspoređena s temperaturom pregrijane radne tvari, izmjerenom na poziciji **T5**.

Slika 5.6 prikazuje usporedbu izmjerene temperature radne tvari na izlazu isparivača s rezultatima numeričkih simulacija primjenom detaljnog modela isparivača. Iz usporedbe je uočljivo dobro poklapanje, s odstupanjima manjim od 2 K (osim između 1430 s i 1480 s, kada odstupanja dosežu 4 K). Slika 5.7 prikazuje rasipanje pri usporedbi rezultata numeričkih simulacija i izmjerenih vrijednosti. Numerička simulacija primjenom detaljnog modela isparivača se pokazala izuzetno dugotrajna. Korištenjem suvremenog osobnog računala je za simulaciju jedne minute realnog vremena bilo u prosjeku potrebno 39 minuta računalnog vremena.

Usporedbama rezultata se potvrđuje da je model cijevno-lamelnih izmjenjivača topline vrednovan.



Slika 5.6 Usporedba izlazne temperature isparivača izračunate numeričkom simulacijom detaljnim modelom isparivača i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada



Slika 5.7 Usporedba izlazne temperature isparivača izračunate numeričkom simulacijom detaljnim modelom isparivača i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada

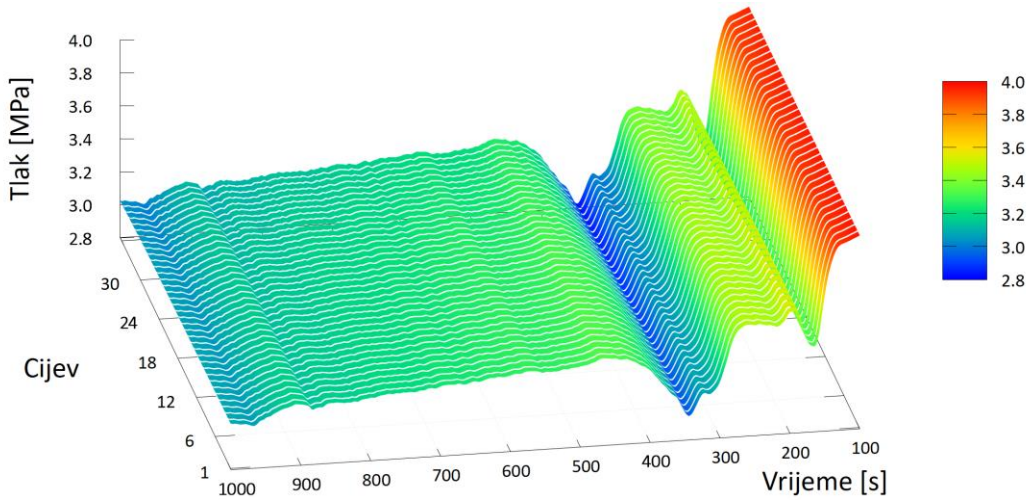
Dosadašnji grafovi prikazuju samo rezultate simulacije koji su korišteni za usporedbu s mjerenim podacima. Grafovi u nastavku sadrže mnogo više informacija. Oni prikazuju rezultate simulacije za svaki kontrolni volumen tijekom prvih 1000 s od pokretanja rashladnog sustava. Apscisa prikazuje vrijeme od pokretanja kompresora. U smjeru ordinate su rezultati za svaki čvor (NBC, poglavlje 3.1). Čvorovi su numerirani prema smjeru toka radne tvari. Svaka cijev isparivača je podijeljena na 7 čvorova. Svaka cijev, osim prve sadrži i koljeno, kao zasebni čvor. Koljeno skreće radnu tvar između dvije cijevi. Ono je položeno izvan izmjenjivača i nije u dodiru sa strujom zraka. Prema tome su čvorovi grupirani u segmente, odnosno cijevi. Shodno tome, plohe ovih trodimenzionalnih grafova su

razrezane na 36 vrpci, odnosno cijevi. Vrijednosti na ordinati prikazuju oznake cijevi. Slika 4.5 prikazuje oznake cijevi u presjeku isparivača. Ova slika se treba koristiti kao referenca za oznake cijevi.

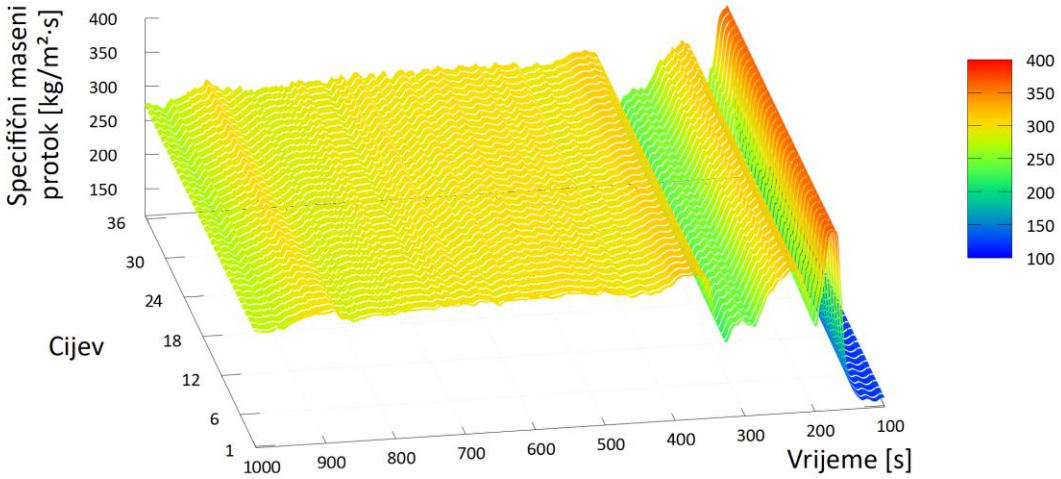
Detaljni model izmjenjivača topline ima numeričkih problema kada radna tvar miruje u izmjenjivaču. To se odražava pri simulaciji pokretanja sustava iz mirovanja. Na samom početku simulacije se modelu izmjenjivača nameće profil tlaka i drugih stanja radne tvari, kako bi se izbjegli problemi i prerano zaustavljanje programa. Cijelom modelu je potrebno neko vrijeme da se uskladi s realnom situacijom simuliranog sustava. Nakon početnog perioda, kad se uspostavi strujanje u cijelom izmjenjivaču topline, simulacije se odvijaju na željeni način. Stoga je iz prikaza rezultata izostavljeno prvih 100 s nakon pokretanja kompresora.

Slika 5.8 prikazuje tlak radne tvari duž isparivača. Slika 5.9 prikazuje specifični maseni protok radne tvari. Uslijed otvaranja elektroničkog ekspanzijskog ventila isparivača, specifični maseni protok naglo raste od 250 s do 300 s. Pritom se uočava značajan pad tlaka radne tvari duž cijevi.

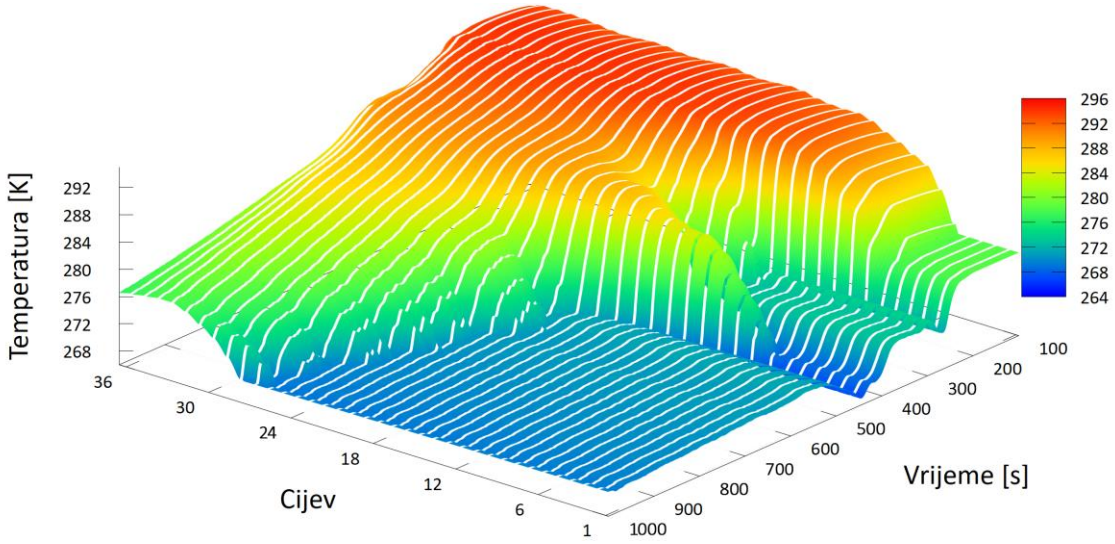
Slika 5.10 prikazuje temperaturu radne tvari duž isparivača. Ovdje su vidljive hladne cijevi u kojima se, uslijed isparivanja ne mijenja temperatura radne tvari. Slika 5.11 prikazuje specifičnu entalpiju radne tvari. Između 250 s i 300 s u isparivač ulazi radna tvar niže specifične entalpije. To se odražava na povećanje broja cijevi isparivača u kojima se odvija isparivanje. U početku, tijekom prvih 500 s je veća razlika između temperature zraka i radne tvari. Tada se primjećuje da u cijevima 24 do 34 nema značajnije promjene temperature (Slika 5.10) i specifične entalpije (Slika 5.11). U tim cijevima se gotovo uopće ne izmjenjuje toplina između radne tvari i stijenke. No oko 1000 s su temperature zraka i radne tvari mnogo bliže. Tada se isparivanje odvija u 27 cijevi. U cijevima 35 i 36 je vidljiv pad temperature. To je tumačeno u nastavku.



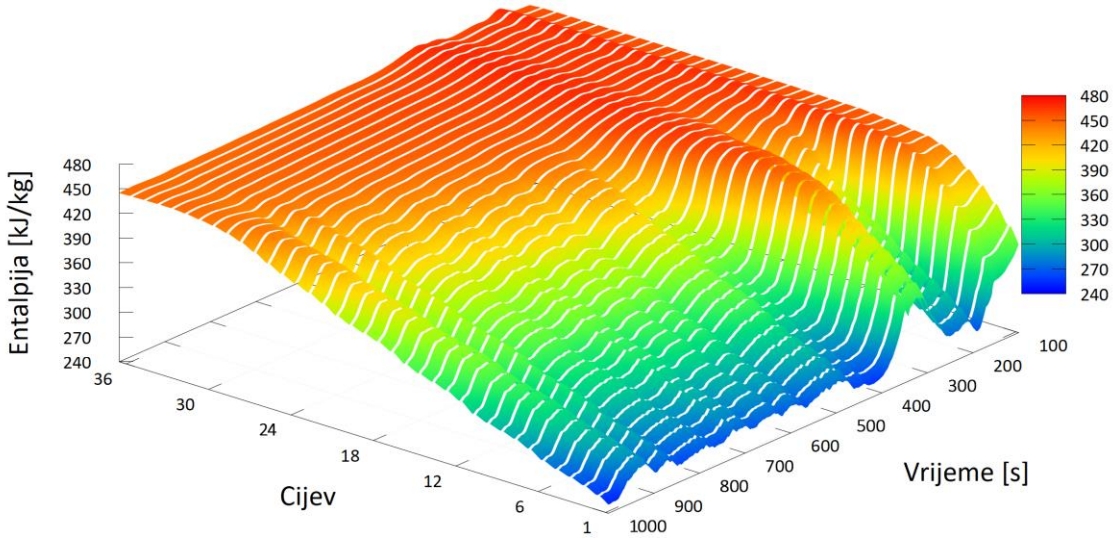
Slika 5.8 Promjena tlaka radne tvari duž isparivača tijekom vremena



Slika 5.9 Promjena specifičnog protoka radne tvari duž isparivača tijekom vremena

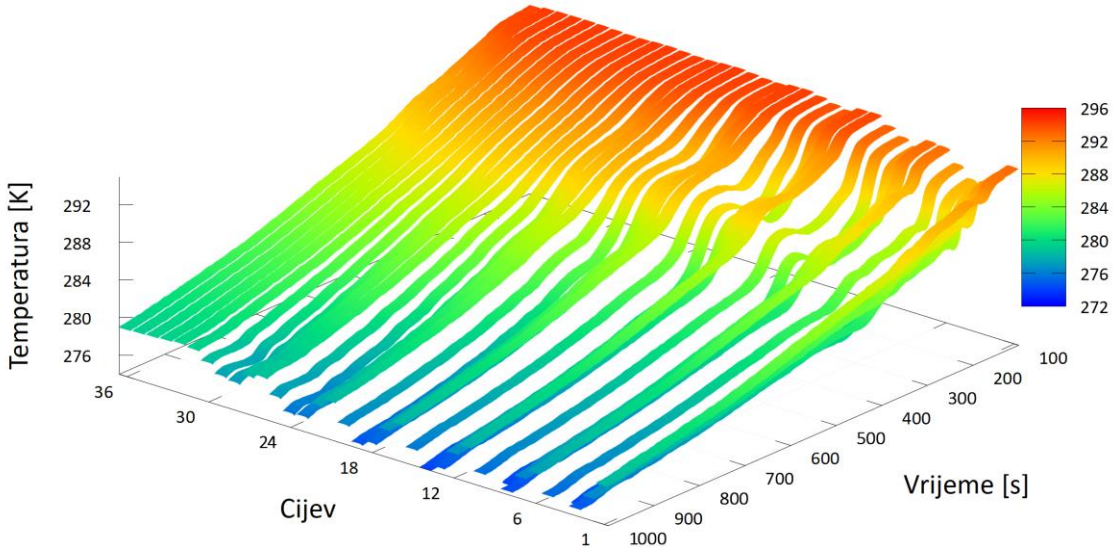


Slika 5.10 Promjena temperature radne tvari duž isparivača tijekom vremena

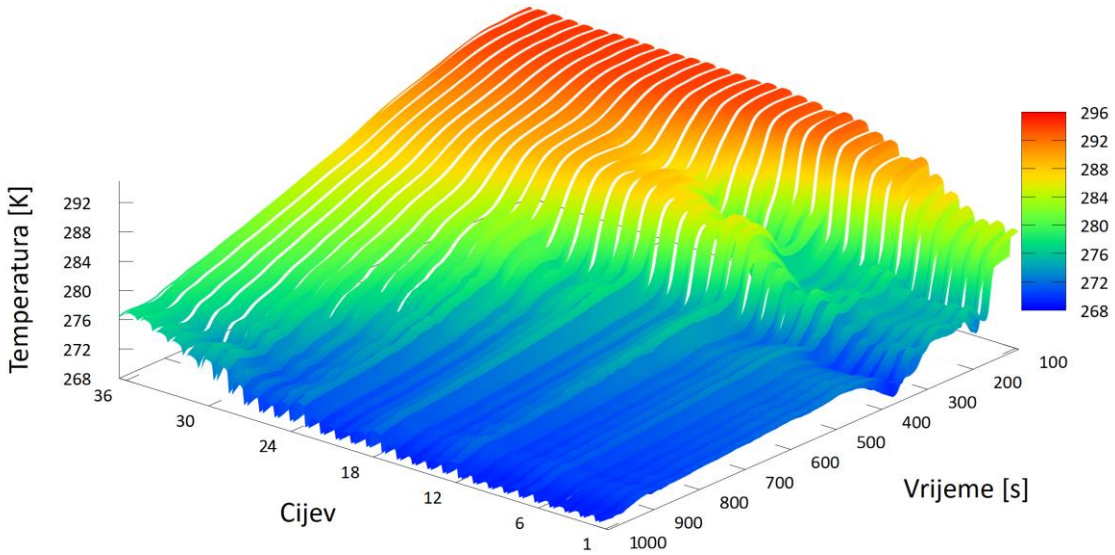


Slika 5.11 Promjena specifične entalpije radne tvari duž isparivača tijekom vremena

Slika 5.12 prikazuje temperature kontrolnih volumena zraka (CVFO). Ovi kontrolni volumeni su također poredani prema toku radne tvari, iako je tok zraka u isparivaču okomit na tok radne tvari. Ovakav redoslijed prikaza kontrolnih volumena je izabran radi bolje usporedivosti s ostalim dijagramima. Slika 4.5 prikazuje oznake cijevi u presjeku isparivača. Prilikom promatranja 3D dijagrama za temperature zraka treba uzeti u obzir da zrak iz okruženja cijevi 36 struji prema cijevima 6 i 11. Radna tvar u cijevi 6 je hladna i preuzima toplinu od zraka. Ohlađeni zrak s cijevi 6 struji prema cijevima 2 i 7. Zrak nastavlja svoj put sve do cijevi 4. Cijev 4 je najhladnija cijev na *stražnjoj* strani isparivača. Dio zraka koji je u dodiru s cijevi 4 je pri najnižoj temperaturi u isparivaču. Stoga je vrpca koja predstavlja temperaturu zraka u okruženju cijevi 4 niža od svih ostalih. Zato treba obratiti pozornost na redoslijed nastrujavanja zraka na cijevi.



Slika 5.12 Promjena temperature zraka duž isparivača tijekom vremena



Slika 5.13 Promjena temperature stijenke duž isparivača tijekom vremena

Slika 5.13 prikazuje temperature kontrolnih volumena stijenke (CVM) duž isparivača. Ovi kontrolni volumeni su također prikazani redoslijedom prema toku radne tvari. Također su grupirani u segmente, odnosno cijevi. Već je navedeno da svaka cijev, osim prve sadrži i kontrolni volumen koji predstavlja skretno koljeno između cijevi. Ovo koljeno se nalazi izvan isparivača i nije u dodiru sa strujom zraka. Stoga je koljeno pri temperaturi blizu temperature radne tvari. U dijagramu su koljena vidljiva kao strme bočne strane svake vrpce.

Iz prikazanih dijagrama je uočljiv nepoželjan pad temperature pregrijane radne tvari uoči izlaza iz isparivača, odnosno u cijevi 36 (Slika 5.10). Na istoj cijevi su uočljivi i pad temperature zraka (Slika 5.12) i temperature stijenke (Slika 5.13).

Kontrolni volumeni stijenke konvekcijom izmjenjuju toplinu s radnom tvari i zrakom, a kondukcijom izmjenjuju toplinu sa susjednim kontrolnim volumenima stijenke. Primjerice svaki kontrolni volumen stijenke cijevi 36 preko lamela izmjenjuje toplinu s kontrolnim volumenima cijevi 1, 6, 11 i 35. Stijenke cijevi 1 i 6 su vrlo hladne, pa se zbog toga hladi i cijev 36. Vidljivo je da je stijenka cijevi 36 na nižoj temperaturi od radne tvari u toj cijevi i zraka oko iste cijevi. To je ujedno i razlog pada temperature pregrijanja radne tvari uoči izlaza iz isparivača.

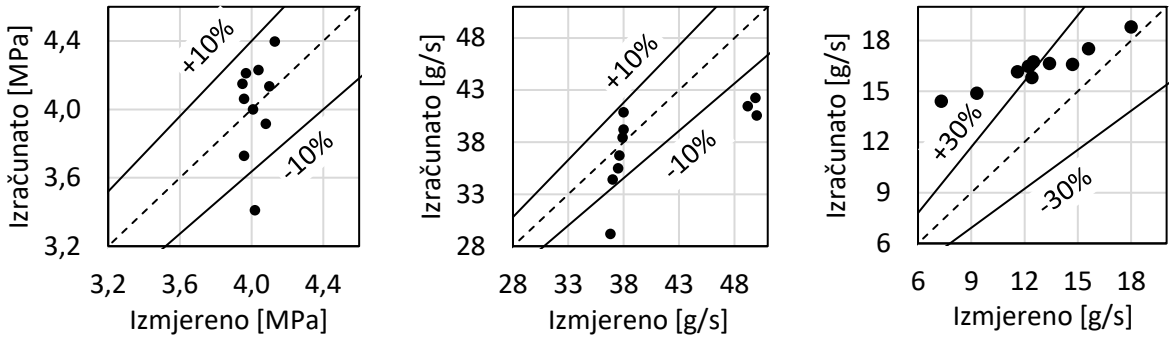
Prema ovoj analizi se može zaključiti da bi bilo učinkovito odstraniti cijevi 32-36. Time bi se smanjio nepotreban broj cijevi. Istovremeno bi se odvojile cijevi ulaza i izlaza radne tvari. Među njima je najveća razlika temperatura stijenki, pa bi se spriječilo hlađenje radne tvari na izlazu isparivača.

5.1.3. Ejektor

Model ejektora je korišten samo za analizu potencijalnih poboljšanja sustava. Ejektor nije bio u težištu istraživanja u ovoj disertaciji. Zato je za numeričke simulacije ejektora odabran jednostavni model (Sarkar, 2017). Za potrebe vrednovanja modela ejektora korištena su eksperimentalna mjerenja objavljena u radu Giacomelli i sur. (2018). Simulacije rada ejektora za potrebe vrednovanja napravljene su na geometriji ejektora iz istog rada, a rezultati simulacija uspoređeni su s objavljenim rezultatima ispitivanja. Dio uspoređenih rezultata ne pokazuje dobro poklapanje s izmjerenim podacima. No usporedba u radu Giacomelli i sur. (2018) također pokazuje uočljiva odstupanja izračunatih rezultata i izmjerenih podataka. U navedenom radu je za simulaciju korišten složen 3D CFD model, a u ovom istraživanju je korišten pojednostavljen model ejektora. Slika 5.14 prikazuje usporedbu rezultata simulacije provedene u ovom istraživanju i eksperimentalnih podataka.

Tablica 5.1 Radne točke ejektora i rubni uvjeti

radna točka	pogonski fluid		usisani fluid	
	tlak [MPa]	temperatura [K]	tlak [MPa]	temperatura [K]
1	9,48	310,1	3,86	282,8
2	9,49	310,3	3,59	283,4
3	9,50	310,6	3,38	282,2
4	9,52	310,8	2,93	286,7
5	9,53	303,5	3,46	281,3
6	9,53	303,5	3,60	281,7
7	9,49	303,6	3,55	282,6
8	8,41	303,8	3,74	287,9
9	8,41	302,9	3,52	288,4
10	8,42	303,1	3,26	288,5



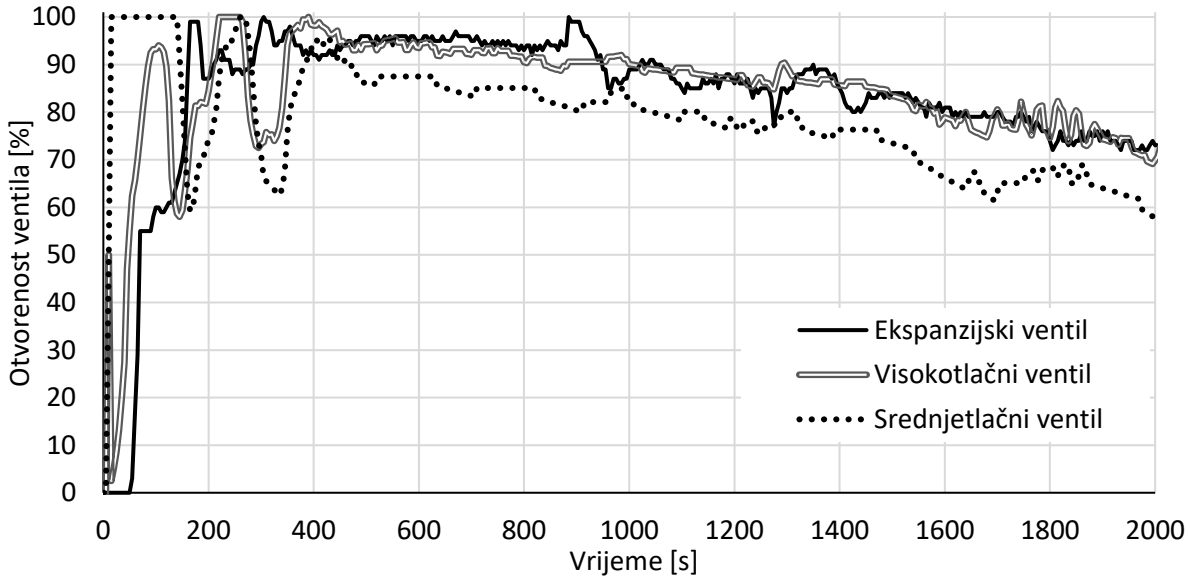
Slika 5.14 Usporedba tlaka radne tvari na izlazu sapnice (lijevo), masenog protoka pogonskog fluida (sredina) i masenog protoka usisanog fluida iz isparivača (desno) izračunatih numeričkom simulacijom ejektora i eksperimentalnih mjerenja u ustaljenim uvjetima rada ejektora

5.1.4. Pojednostavljeni modeli komponenti

U model cjelokupnog sustava ugrađeni su zamjenski pojednostavljeni modeli komponenti, kako bi se postigla veća brzina proračuna. Model kompresora zamijenjen je korelacijskim polinomom (3.172), a model izmjenjivača je pojednostavljen prema poglavlju 3.5. Ti modeli nisu zasebno vrednovani obzirom da su izvedeni iz detaljnih modela komponenti, koji su već vrednovani svaki za sebe. U nastavku su pojednostavljeni modeli komponenti grupirani i korišteni u modelu cjelokupnog sustava. Model sustava je vrednovan temeljem usporedbe s mjerenim podacima u promjenjivim uvjetima rada. To je prihvaćeno kao vrednovanje pojednostavljenih modela.

5.2. Vrednovanje modela sustava

Pomoću pojednostavljenog modela sustava su izvršene numeričke simulacije prijelaznih uvjeta rada eksperimentalnog rashladnog sustava za dulji vremenski period. Tijekom eksperimentalnih mjerenja su prikupljani tlakovi i temperature na različitim mjestima unutar eksperimentalnog transkritičnog rashladnog sustava CO_2. Slika 4.2 pokazuje shemu eksperimentalnog sustava. Na njoj su sivim brojevima u sivoj ispuni označeni davači tlaka i temperature. Visoki tlak se mjeri davačem **P1**, srednji tlak u **P3**, a niski u **P5**. Temperature radne tvari na ulazu i izlazu hladnjaka plina se mjere davačima **T1** i **T2**, respektivno. Temperatura isparivanja radne tvari se mjeri davačem **T4**, a temperatura pregrijanja na izlazu isparivača se mjeri davačem **T5**.



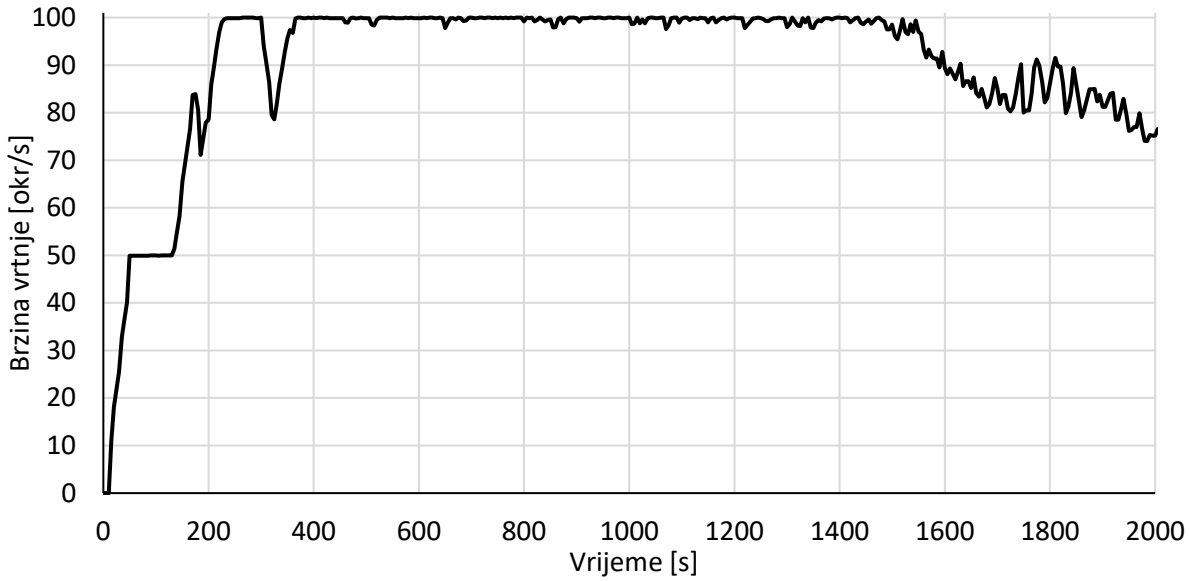
Slika 5.15 Otvorenost ekspanzijskih ventila tijekom mjerenja

Sustavi regulacije nisu bili predmet istraživanja ove disertacije. Stoga su tijekom simulacija kao rubni uvjeti korišteni podaci o otvorenosti ekspanzijskih ventila i brzini vrtnje kompresora. Slika 5.15 pokazuje otvorenost ventila tijekom mjerenja. Slika 5.16 pokazuje promjenu brzine vrtnje pogonskog vratila kompresora tijekom mjerenja.

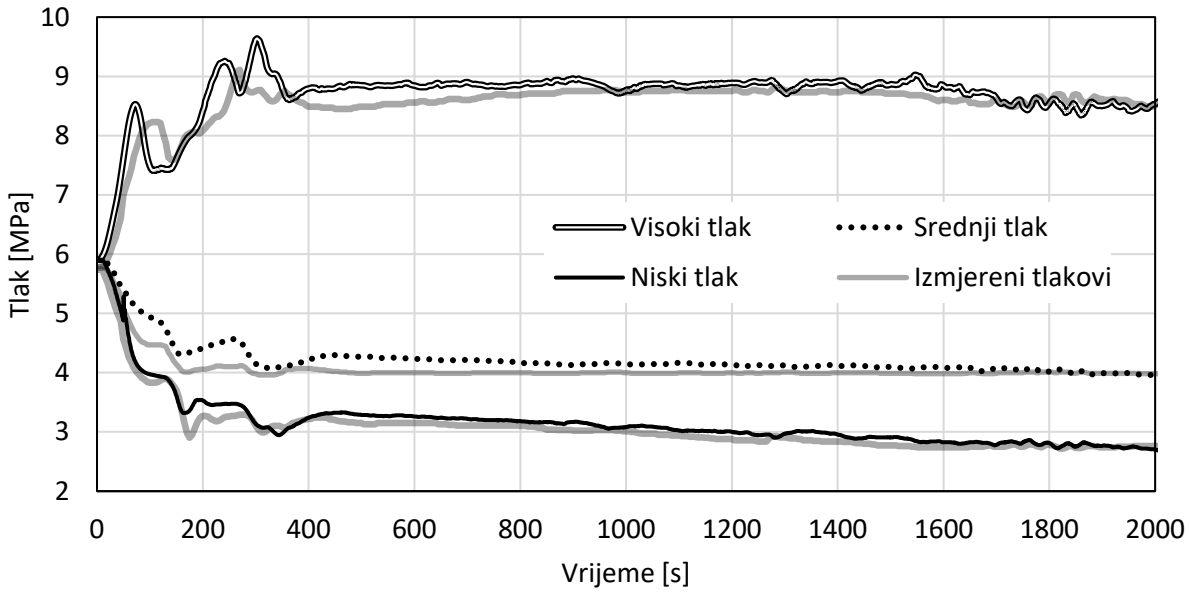
Primjenom numeričkih simulacija su dobiveni rezultati u promjenjivim uvjetima rada tijekom eksperimenta. Cijeli rashladni sustav pokrenut je nakon duljeg mirovanja. Stoga su temperature svih dijelova sustava bile izjednačene s temperaturom okoline.

Slika 5.17 pokazuje usporedbu izračunatih i izmjerenih tlakova u visokotlačnom, srednjetlačnom i niskotlačnom dijelu eksperimentalnog sustava. Prikazani su rezultati simulacije za period od 2000 s rada sustava nakon pokretanja. Vidi se zadovoljavajuće poklapanje rezultata simulacija i podataka

mjerenja. Pri početku rada sustava se primjećuju odstupanja. Odstupanja mogu biti posljedica primijenjenih parametara za model akumulacije mase i energije u dijelovima sustava. Nakon 800 s je sustav stabiliziran. U tom području se rezultati i mjerenja vrlo dobro poklapaju.



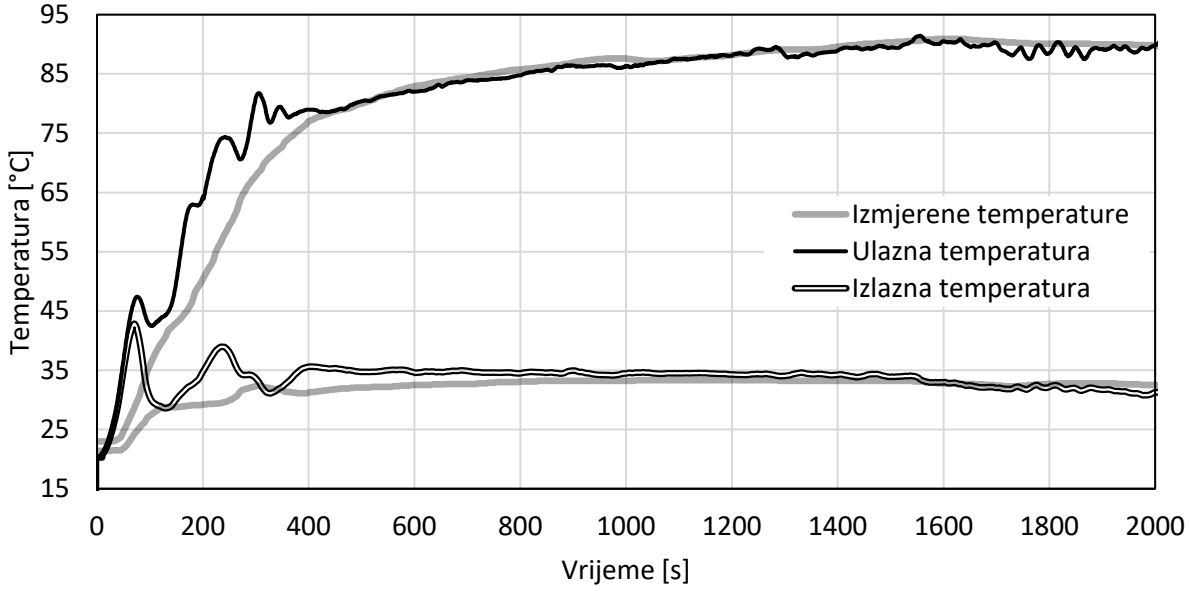
Slika 5.16 Brzina vrtnje pogonskog vratila kompresora tijekom mjerenja



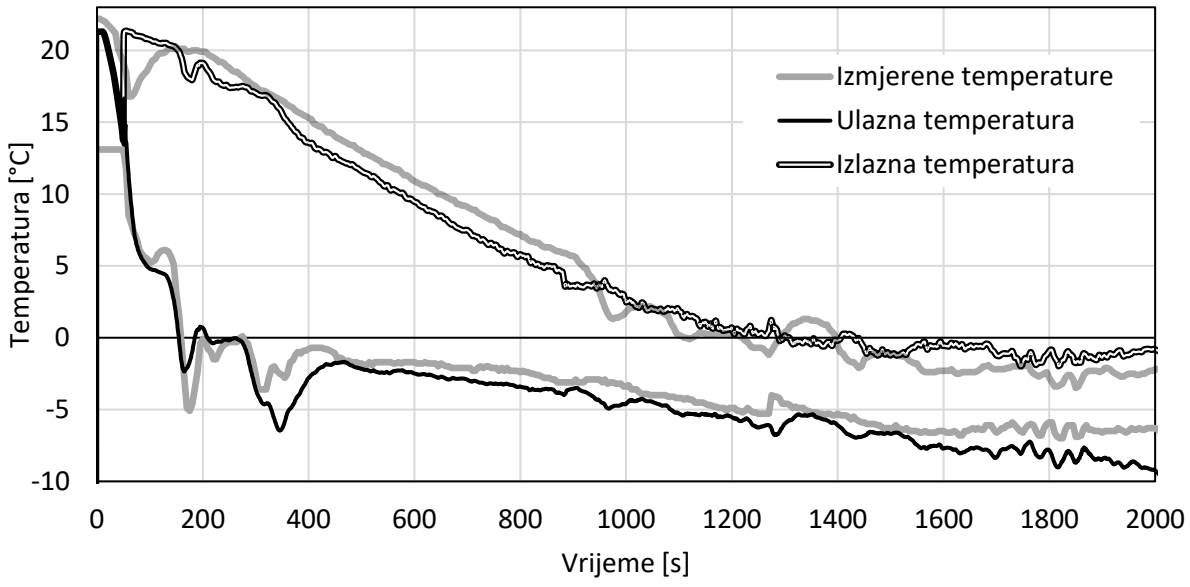
Slika 5.17 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i podataka mjerenja za tlakove

Slika 5.18 uspoređuje izračunate i izmjerene temperature radne tvari na ulazu i izlazu hladnjaka plina. Na obje slike je uočljivo zadovoljavajuće poklapanje rezultata simulacije i podataka mjerenja temperatura tijekom eksperimenta. Za hladnjak plina se uočava veće odstupanje rezultata simulacije i mjerenja tijekom prvih 400 s. Na ulazu i izlazu hladnjaka plina su uočljive naglije promjene izračunatih temperatura, odnosno promjene izmjerenih temperatura su tromije. Nisu pronađeni razlozi za

početne veće razlike temperature i izostanak oscilacija. Nameće se zaključak da mjerni davači temperature nisu bili u stanju promptno pratiti brze promjene na priključcima hladnjaka plina ili da raspoloživi podaci iz dokumentacije hladnjaka plina ne odgovaraju ugrađenom hladnjaku. Iako se u računalnom programu za oba izmjenjivača topline koristi isti model, numerička simulacija na strani isparivača se bolje podudara s rezultatima mjerenja i s brzim promjenama temperatura.



Slika 5.18 Usporedba izračunatih i izmjerenih temperatura radne tvari na ulazu i izlazu hladnjaka plina

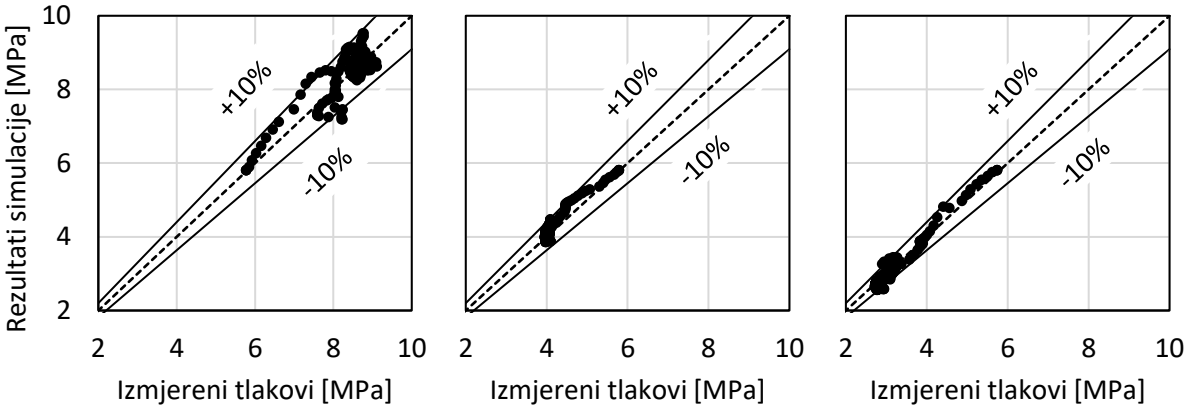


Slika 5.19 Usporedba izračunatih i izmjerenih temperatura radne tvari na ulazu i izlazu isparivača

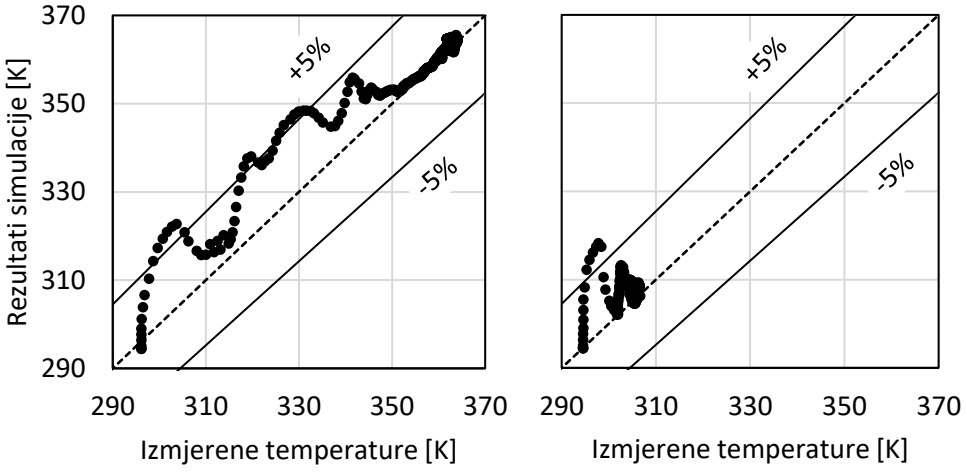
Slika 5.19 uspoređuje temperature radne tvari za isparivač. Kod isparivača nisu uočljiva značajnija odstupanja izračunatih vrijednosti temperatura od izmjerenih, tijekom cijelog eksperimenta. Kod oba

izmjenjivača je, nakon postizanja ustaljenih uvjeta oko 800 s se uočava vrlo dobro poklapanje izračunatih i izmjerenih vrijednosti temperatura.

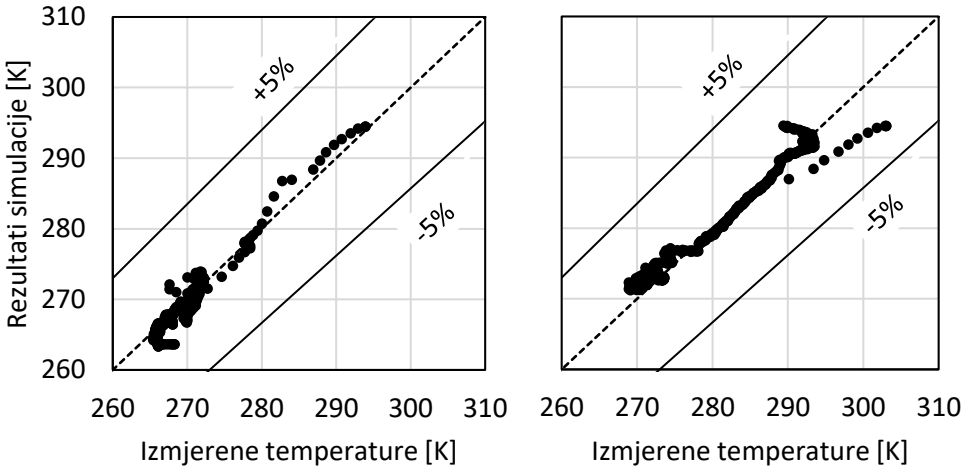
Slika 5.20 prikazuje usporedbu izračunatih tlakova u ključnim dijelovima sustava s podacima mjerenja. Slika 5.21 uspoređuje izračunate temperature s podacima mjerenja, u ključnim dijelovima sustava. Apscise i ordinate sva tri dijagrama su jednake. Odstupanje većinom nije veće od 10%. Slika 5.22 prikazuje usporedbu izračunatih temperatura radne tvari na ulazu (lijevo) i izlazu isparivača (desno) s podacima mjerenja. Apscise i ordinate oba dijagrama su jednake. Odstupanje ne premašuje 5%.



Slika 5.20 Usporedba visokog (lijevo), srednjeg (sredina) i niskog tlaka (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i tlakova eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada



Slika 5.21 Usporedba temperatura radne tvari na ulazu (lijevo) i izlazu hladnjaka plina (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i temperature eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada



Slika 5.22 Usporedba temperatura radne tvari na ulazu (lijevo) i izlazu isparivača (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i temperature eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada

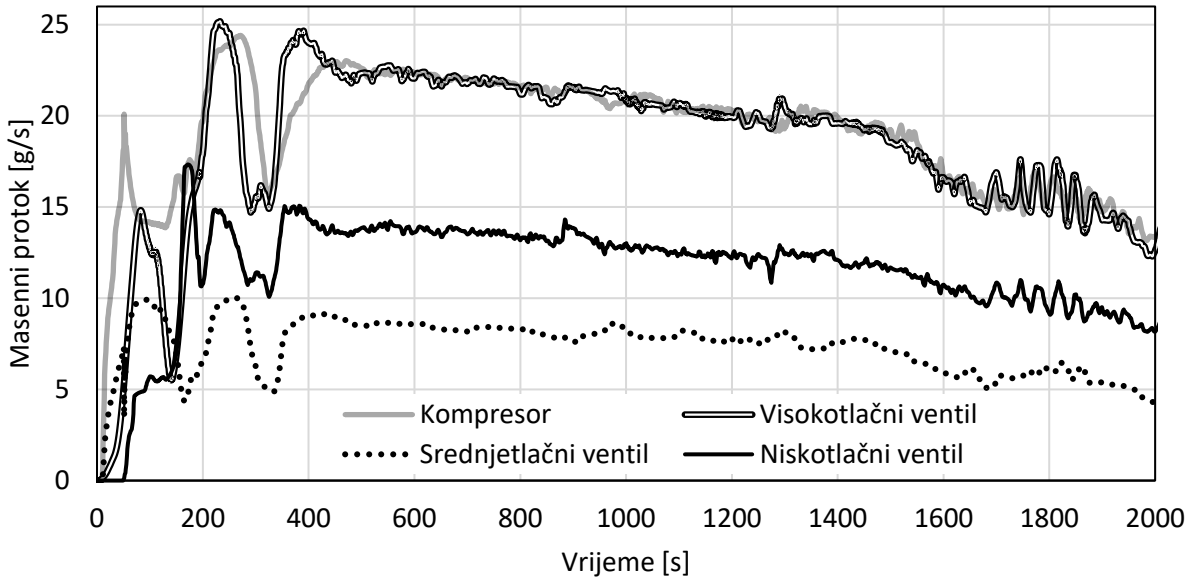
Na temelju prikazanih usporedbi rezultata numeričke simulacije i izmjerenih podataka se može zaključiti da je provedeno uspješno vrednovanje i potvrda valjanosti modela transkritičnog rashladnog sustava s CO_2. Zaključuje se pouzdanost rezultata numeričkih simulacija za ostale parametre rashladnog sustava tijekom prijelaznih uvjeta rada. Temeljem toga je u sljedećem poglavlju prikazan dio rezultata numeričke simulacije tijekom opisanog eksperimenta.

5.3. Primjena modela na analizu sustava

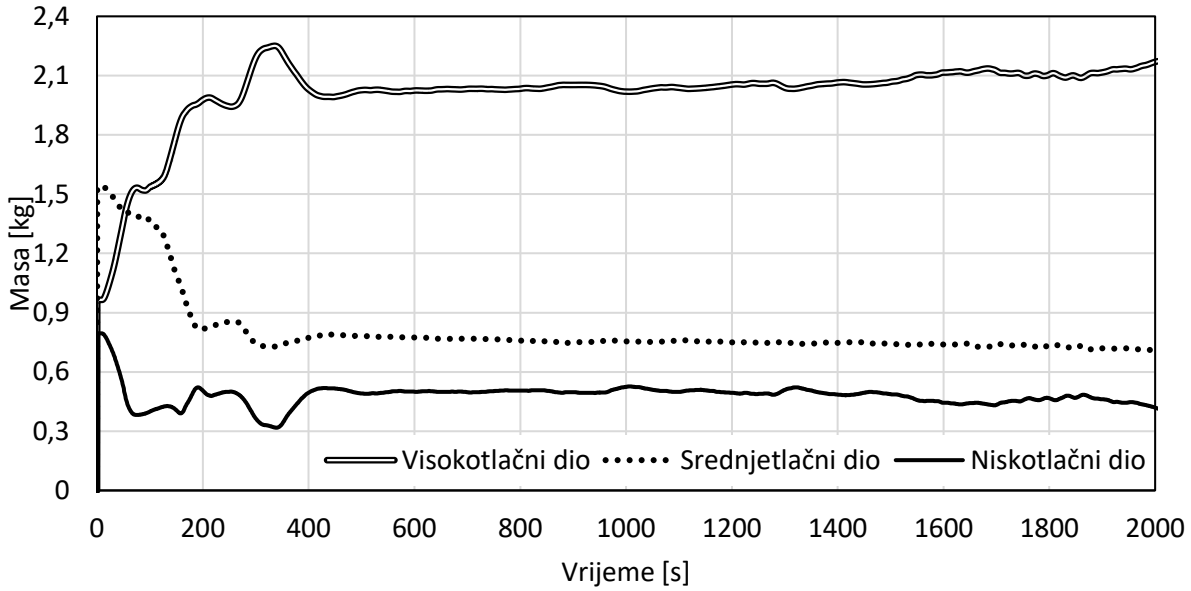
Slika 5.23 prikazuje masene protoke radne tvari kroz kompresor i ekspanzijske ventile, izračunate numeričkim simulacijama. Za očekivati je podjednake masene protoke kroz kompresor i visokotlačni ventil. Na slici je vidljivo dobro poklapanje nakon 400 s od pokretanja sustava. Prije tog trenutka su uočljiva odstupanja zbog akumulacije mase u visokotlačnom dijelu sustava, odnosno zbog razlike u otvorenosti visokotlačnog ventila (Slika 5.15) i brzini vrtnje kompresora (Slika 5.16).

Slika 5.24 prikazuje ukupne mase radne tvari u glavnim dijelovima rashladnog sustava. Ovu sliku treba promatrati u sprezi s prethodnom slikom o masenim protocima radne tvari. Vidljivo je da tijekom prvih 400 s rada sustava, zbog povećane dobave kompresora u odnosu na protok visokotlačnog ventila, dolazi do nakupljanja mase u visokotlačnom dijelu sustava. Shodno tome, istovremeno se smanjuje masa radne tvari u srednjetlačnom i niskotlačnom dijelu sustava. Zbog promjene tlaka u tim dijelovima sustava, je za očekivati i opisanu dinamiku premještanja mase. U visokotlačnom dijelu raste tlak, a shodno tome i gustoća radne tvari. Volumen je nepromijenjen, pa se masa nakuplja u ovom dijelu. U

srednjetlačnom i niskotlačnom dijelu pada tlak, pa stoga dolazi do pražnjenja radne tvari odatle. Ukupna masa radne tvari u cijelom sustavu se ne mijenja.



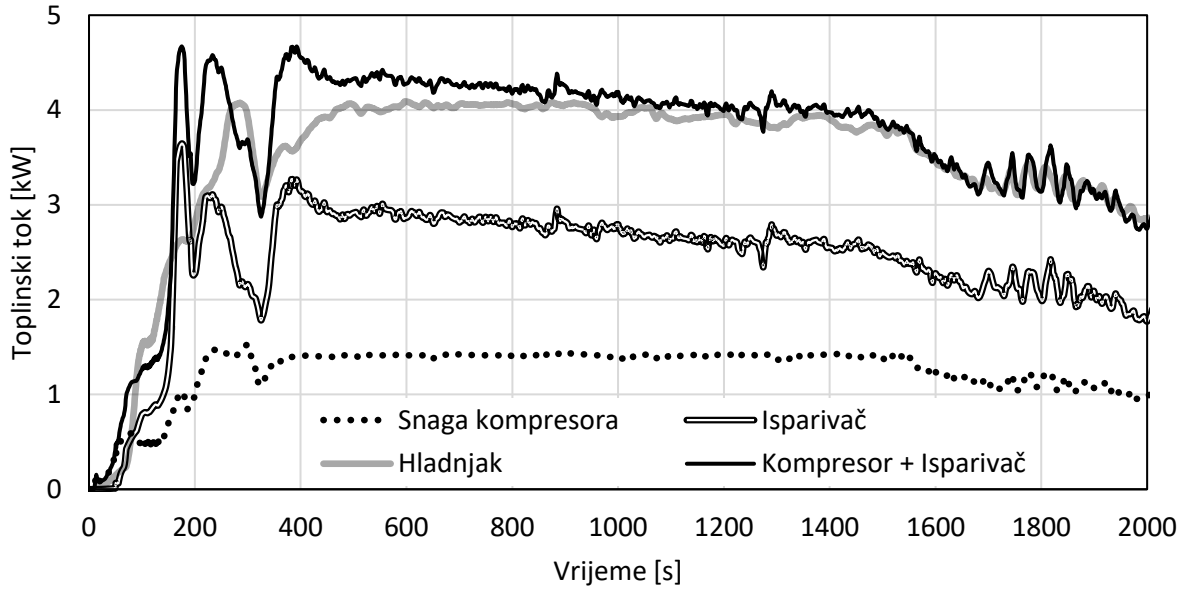
Slika 5.23 Promjena masenih protoka kroz kompresor i ekspanzijske ventile



Slika 5.24 Izmještanje masa radne tvari između dijelova rashladnog sustava

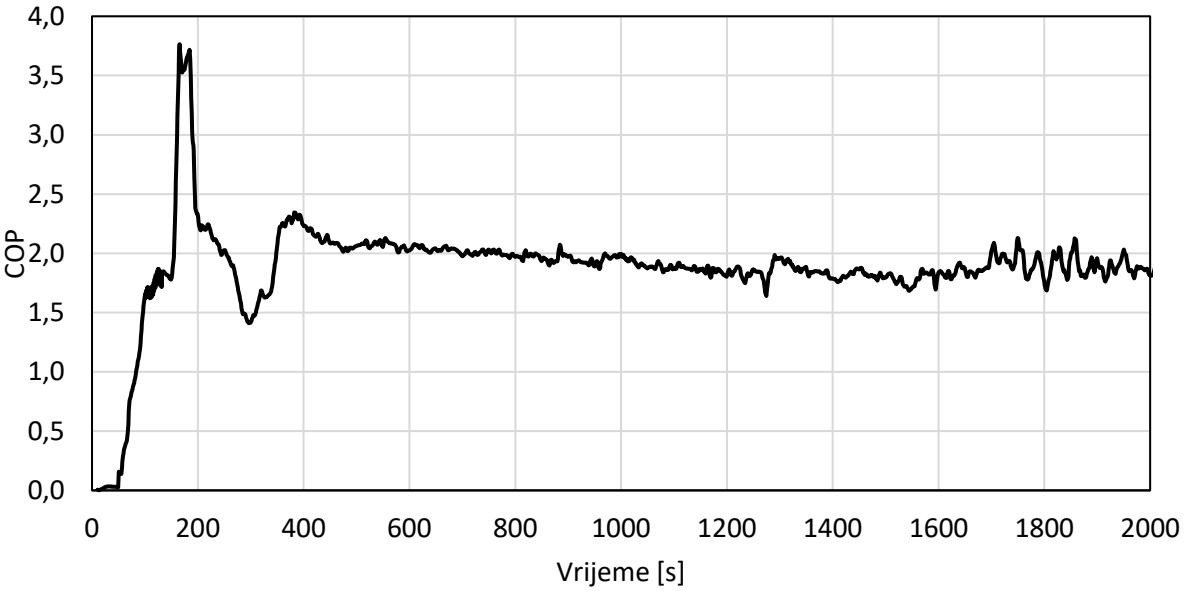
Slika 5.25 prikazuje najveće toplinske tokove u numerički simuliranom rashladnom sustavu. To su toplinski tokovi u isparivaču i hladnjaku plina, ali i toplinski tok zbog snage kompresora. Prema metodologiji zadavanja pozitivnog predznaka toplinskim tokovima koji povećavaju unutarnju energiju radne tvari, svi prikazani toplinski tokovi osim onog u hladnjaku plina su pozitivni. No zbog lakše usporedbe je i toplinski tok u hladnjaku plina prikazan pozitivan. Uz navedene toplinske tokove je prikazan i zbroj toplinskih tokova isparivača i kompresora. Očekuje se da će ovaj toplinski tok u

ustaljenim uvjetima rada biti jednak toplinskom toku hladnjaka plina. Oni su usporedivi nakon 1000 s od početka rada sustava. No pri početku rada sustava je toplinski tok u kompresoru i isparivaču viši od toplinskog toka u hladnjaku plina. Stoga dolazi do porasta ukupne unutarnje energije radne tvari.



Slika 5.25 Tokovi energije u izmjenjivačima i kompresoru

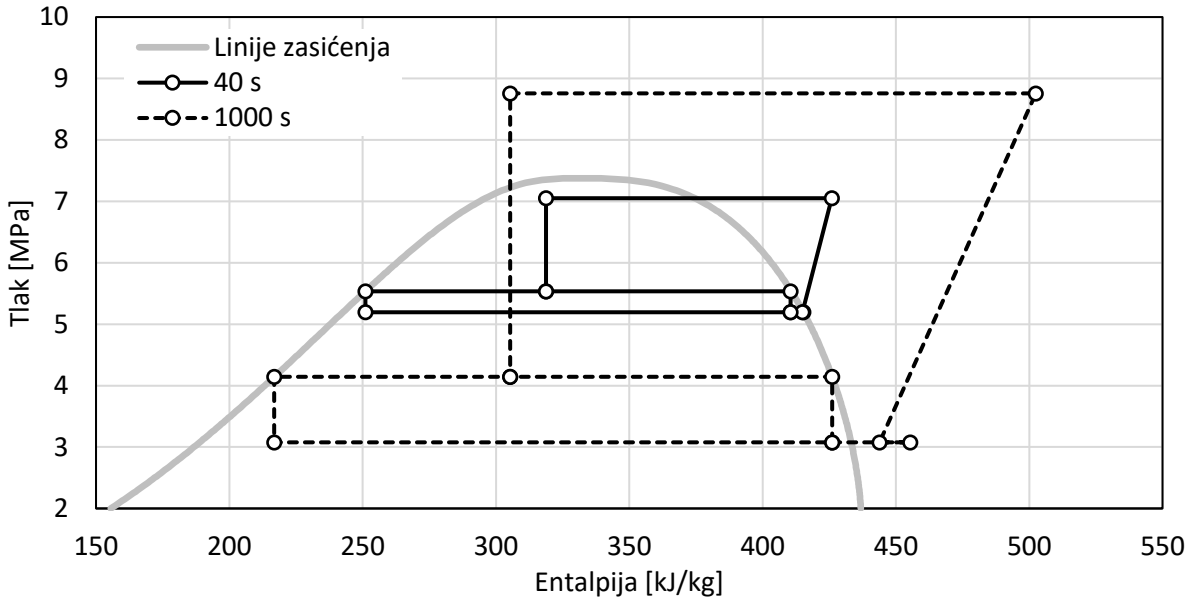
Prilikom numeričkog modeliranja se između ostalih pojavila greška gdje je pogrešno određen jedan od toplinskih tokova. Stoga se pojavio beskonačni pad tlaka u sustavu. Takvo ponašanje, nemoguće u fizikalnom sustavu, je pomoglo otkrivanju grešaka u modelu.



Slika 5.26 COP rashlade cjelokupnog rashladnog sustava

COP hlađenja se određuje kao omjer rashladnog učina, odnosno toplinskog toka isparivača i snage kompresora. Slika 5.26 prikazuje promjenu COP hlađenja tijekom eksperimenta. Osim tijekom prvih 400 s rada sustava COP je u rasponu 1,8 do 2,1. Pri početku rada sustava, oko 180 s, dok je sustav prelazio iz podkritičnih u transkritične uvjete rada, primjećuje se nagli skok COP. To upućuje na pogodan utjecaj rada u blizini kritične točke.

Slika 5.27 prikazuje usporedbu *p,h*-dijagrama procesa u analiziranom rashladnom sustavu s CO_2, pri 40 s i 1000 s nakon pokretanja kompresora. Iz *p,h*-dijagrama pri 40 s je vidljivo da je proces u tom trenutku podkritičan. Ekspanzijski ventil isparivača se još nije otvorio. Kompresor tada usisava zasićenu paru iz isparivača i srednjetlačnog ventila. Tijekom sljedećih 1000 s rada se proces u rashladnom sustavu stabilizirao. Tada kompresor usisava pregrijanu paru smjese iz isparivača i srednjetlačnog ventila.



Slika 5.27 Usporedba *p,h*-dijagrama procesa pri 40 s i 1000 s nakon pokretanja kompresora

5.4. Parametarska analiza

Tijekom opisanog eksperimenta višeparametarski sustav regulacije je svojim djelovanjem unosio promjene u postavke rashladnog sustava, kako bi se on čim bolje prilagodio promjenjivim uvjetima rada. Pod djelovanjem regulacije se suviše parametara istovremeno mijenjalo, pa se ne mogu donositi odgovarajući zaključci o odzivu rashladnog sustava na promjenu pojedinih parametara. Da bi se dobio barem približan uvid u ponašanje rashladnog sustava na promjenu pojedinih parametara, izvršena je

analiza rada sustava pri promjeni sljedećih parametara: protočni presjeci ekspanzijskih ventila, punjenje radne tvari i protoci ventilatora izmjenjivača topline.

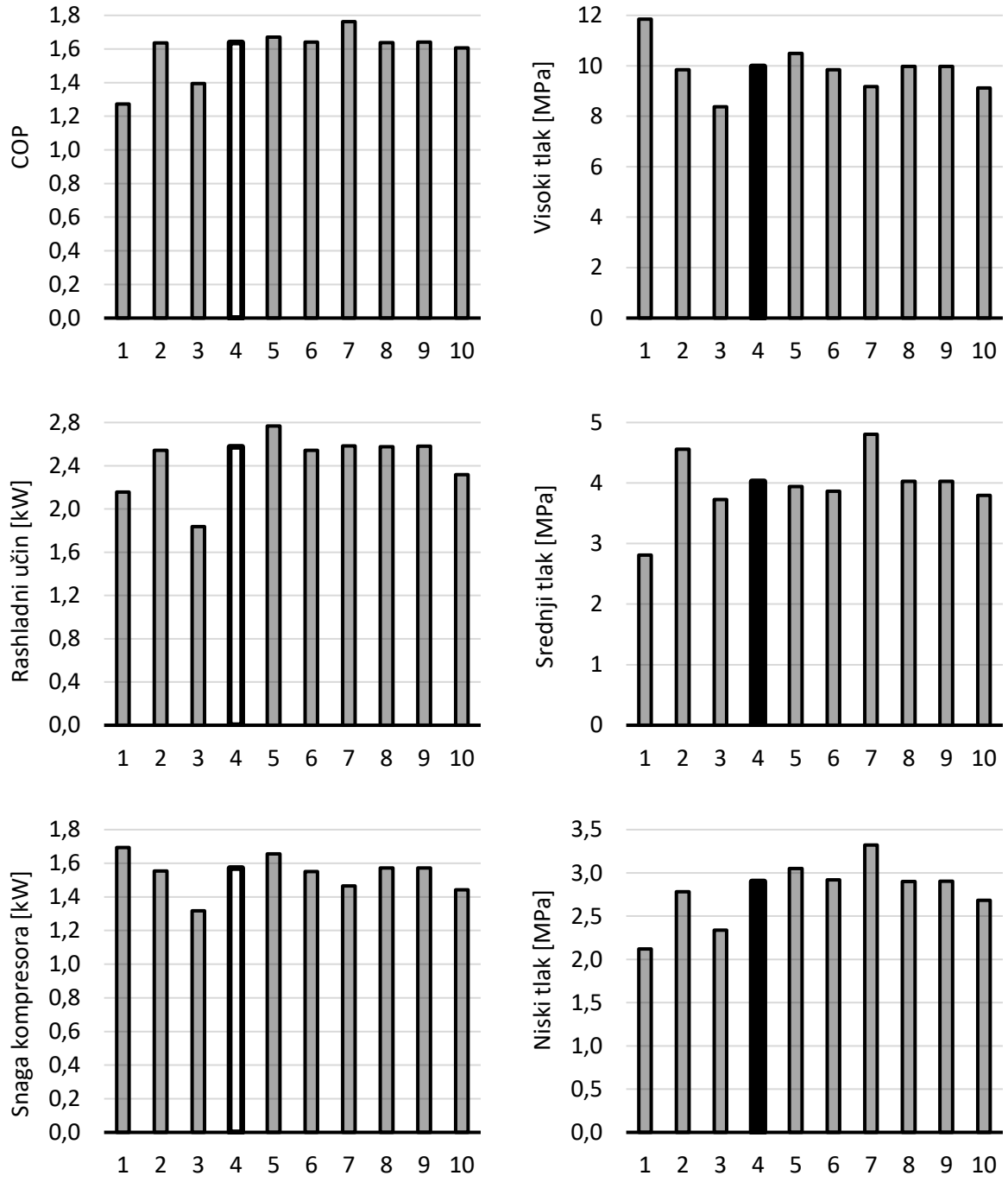
Tablica 5.2 prikazuje opise promjena parametara uvedenih u referentni sustav. Referentni sustav je istaknut u tablici. Kod referentnog sustava su svi ekspanzijski ventili bili postavljeni na 80% otvorenosti, ventilatori oba izmjenjivača topline su postavljena na nominalne protoke zraka, a punjenje radne tvari je 3,3 kg. Kod prve tri promjene je otvorenost po jednog od ventila smanjena na 60%. Kod promjena 5-7 je otvorenost po jednog od ventila postavljena na 100%. Kod promjena 8 i 9 je zadan dvostruki protok zraka na ventilatoru od svakog izmjenjivača topline. Kod posljednje promjene je punjenje radne tvari smanjeno na 3 kg. Tablica 5.2 prikazuje utjecaj opisanih promjena na karakteristike sustava.

Tablica 5.2 Analizirane promjene parametara sustava i njihov utjecaj na COP, rashladni učin $\dot{Q}$, snagu kompresora P i tlakove u visokotlačnom p_{VT}, srednjetlačnom p_{ST} i niskotlačnom p_{NT} dijelu sustava

Redni broj i opis uvedene promjene sustava	**COP**	$\dot{Q}$ **[kW]**	P **[kW]**	p_{VT} **[MPa]**	p_{ST} **[MPa]**	p_{NT} **[MPa]**
1 Otvorenost visokotlačnog ventila na 60%	1,27 (-22,6%)	2,16 (-15,9%)	1,69 (+7,6%)	11,85 (+18,9%)	2,81 (-30,3%)	2,12 (-26,9%)
2 Otvorenost srednjetlačnog ventila na 60%	1,64 (0,0%)	2,54 (-1,2%)	1,55 (-1,3%)	9,85 (-1,2%)	4,56 (13,2%)	2,78 (-4,1%)
3 Otvorenost niskotlačnog ventila na 60%	1,39 (-15,2%)	1,84 (-28,4%)	1,32 (-15,9%)	8,38 (-15,9%)	3,73 (-7,4%)	2,34 (-19,3%)
4 Referentni sustav (ventili 80%, ventilatori 1×, punjenje 3,3 kg)	**1,64**	**2,57**	**1,57**	**9,97**	**4,03**	**2,90**
5 Otvorenost visokotlačnog ventila na 100%	1,67 (+1,8%)	2,77 (+7,8%)	1,66 (+5,7%)	10,49 (+5,2%)	3,94 (-2,2%)	3,05 (+5,2%)
6 Otvorenost srednjetlačnog ventila na 100%	1,64 (0,0%)	2,54 (-1,2%)	1,55 (-1,3%)	9,85 (-1,2%)	3,87 (-4,0%)	2,92 (+0,7%)
7 Otvorenost niskotlačnog ventila na 100%	1,76 (+7,3%)	2,58 (+0,4%)	1,47 (-6,4%)	9,17 (-8,0%)	4,81 (+19,4%)	3,32 (+14,5%)
8 Dvostruki protok ventilatora hladnjaka plina	1,64 (0,0%)	2,57 (0,0%)	1,57 (0,0%)	9,97 (0,0%)	4,03 (0,0%)	2,90 (0,0%)
9 Dvostruki protok ventilatora isparivača	1,64 (0,0%)	2,58 (+0,4%)	1,57 (0,0%)	9,98 (+0,1%)	4,03 (0,0%)	2,90 (0,0%)
10 Smanjeno punjenje radne tvari na 3 kg	1,61 (-2,0%)	2,32 (-10,0%)	1,44 (-8,2%)	9,12 (-8,6%)	3,80 (-5,7%)	2,68 (-7,4%)

Slika 5.28 sadrži grafičke usporedbe utjecaja promatranih promjena parametara na karakteristike rashladnog sustava. Prikazane su sve vrijednosti iz gornje tablice. Oznake podno grafikona odgovaraju oznakama promjene iz gornje tablice. Lijeva tri grafikona pokazuju utjecaj na COP, rashladni učin i snagu kompresora, respektivno. Kod njih su vrijednosti referentnog sustava istaknute bijelom

ispunom. Desna tri grafikona prikazuju utjecaj na tlakove glavnih dijelova sustava. Ovdje su vrijednosti referentnog sustava istaknute crnom ispunom.



Slika 5.28 Analiza utjecaja parametara rashladnog sustava na COP, rashladni učin i snagu kompresora (lijevo) i tlakove u dijelovima sustava (desno)

Pritvaranjem visokotlačnog ventila (**slučaj 1**) su se smanjili COP i rashladni učin, ali se pritom povećala snaga za pogon kompresora, u odnosu na referentni slučaj. Potrebna snaga je narasla zbog porasta tlaka dobave na 12 MPa i pada niskog tlaka na 2,1 MPa. Povećanje otvorenosti visokotlačnog ventila

(**slučaj 5**) nije dovelo do povećanja COP, neznatno je povećalo rashladni učin i snagu za pogon kompresora. Njegovim otvaranjem se malo podigao tlak dobave, uz istovremeno malo podizanje niskog tlaka. Pritvaranje (**slučaj 2**) ili otvaranje (**slučaj 6**) srednjetlačnog ventila nije uzrokovalo vidljivu promjenu COP, rashladnog učina ili snage za pogon kompresora. Njegovim pritvaranjem je porastao srednji tlak, neznatno je pao niski tlak, a visoki se nije promijenio. Otvaranje istog ventila (**slučaj 6**) je neznatno smanjilo samo srednji tlak sustava. Pritvaranjem niskotlačnog ventila (**slučaj 3**) su se podjednako smanjili COP i snaga kompresora, a rashladni učin se značajnije smanjio. Pritom je došlo do značajnijeg pada niskog tlaka te do slabijeg smanjenja srednjeg i niskog tlaka. Otvaranjem istog ventila (**slučaj 7**) došlo je do porasta COP i potrebne pada snage kompresora. Rashladni učin je ostao nepromijenjen. Pritom je niski tlak narastao, a visoki i srednji tlak su se smanjili.

Udvostručavanje protoka ventilatora hladnjaka plina (**slučaj 8**) i isparivača (**slučaj 9**), prema očekivanju nije imalo značajniji utjecaj na COP, rashladni učin ili snagu kompresora. Tlakovi u sustavu se također nisu značajnije promijenili. Povećanje punjenja radne tvari (**slučaj 10**) je dovelo do smanjenja rashladnog učina i snage kompresora, te do neznatnog smanjenja COP. Sva tri promatrana tlaka su također niži.

6. PRIMJERI POBOLJŠANJA

Za poboljšanje učinkovitosti sustava s CO_2 na raspolaganju su različite metode koje se intenzivno istražuju. Kao primjer primjene numeričkih modela za analizu ovakvih poboljšanja na razvijenom su se sustavu u ustaljenim uvjetima rada analizirali utjecaji sljedećih poboljšanja:

- odabir tlaka dobave za postizanje optimalnih vrijednosti COP,
- primjena unutarnjeg izmjenjivača topline,
- primjena dodatnog pothlađivanja radne tvari i
- primjena ejektora.

Postojeći model kompresora se može koristiti i za numeričke simulacije volumetrijskih ekspandera. Poboljšanja uslijed ugradnje ekspandera nisu analizirana zbog nedostatka pouzdanih podataka za usporedbu sa sličnim transkritičnim rashladnim sustavom s CO_2. Nisu istražene niti mogućnosti primjene latentnih spremnika topline. Takvi spremnici se često koriste kod dizalica topline, ali mnogo rjeđe u rashladnim sustavima.

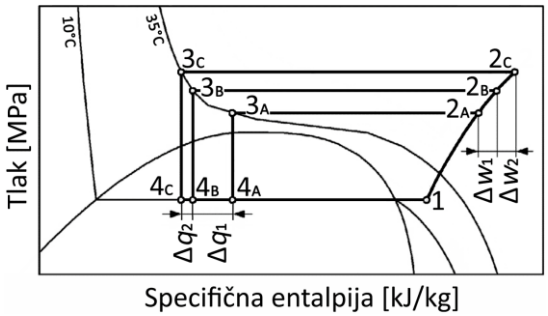
6.1. Odabir tlaka dobave za postizanje optimalne vrijednosti COP

Pri srednjim i visokim temperaturama okoline, tlak i temperatura pri kojima se odvodi toplina u sustavu s CO_2 prelazi kritične uvjete. Zbog odvijanja dijela termodinamičkog ciklusa je regulacija učinkovitosti sustava otežana. U konvencionalnim sustavima se otvaranjem ekspanzijskog ventila regulira održavanje potrebnog pregrijanja na izlazu isparivača. No kod rashladnih sustava s CO_2 s internim izmjenjivačem topline pregrijanje na izlazu isparivača nastoji se minimizirati, kako bi se postigla viša učinkovitost. Da bi se povećao COP treba regulirati tlak dobave. Provedene su mnoge dosadašnje analize metoda regulacije optimalnog tlaka dobave umjesto regulacije pregrijanja kod rashladnih sustava s CO_2, Kim i sur. (2014).

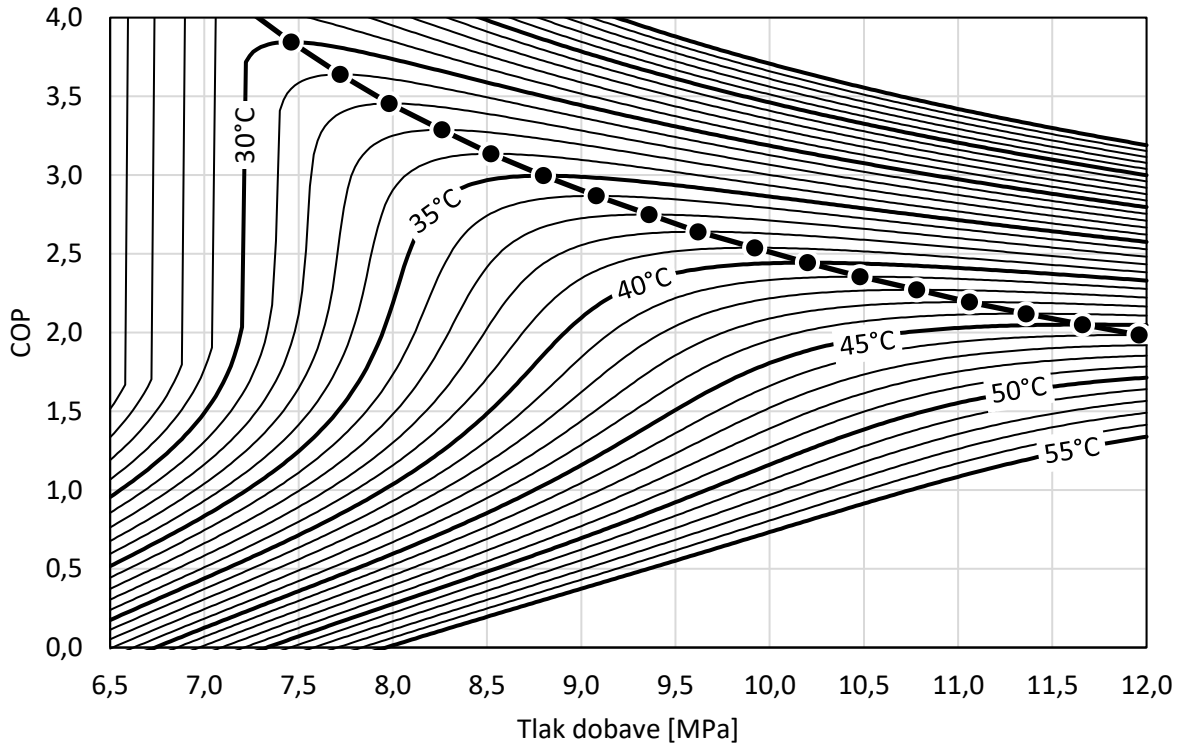
Slika 6.1 prikazuje utjecaj temperature radne tvari na izlazu hladnjaka plina na COP sustava. COP se računa kao omjer rashladnog učina (razlika specifičnih entalpija u točkama 1 i 4) i rada kompresora (razlika specifičnih entalpija u točkama 1 i 2):

$$\mathrm{COP} = \frac{\Delta q}{\Delta w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{6.1}$$

Prema tome COP raste zbog povećanja rashladnog učina, a smanjuje se zbog povećanja rada kompresora. Osnovni neoptimizirani termodinamički ciklus je označen točkama 1 2_A 3_A 4_A. Nakon povećanja tlaka dobave p_2 ciklus opisuju točke 1 2_B 3_B 4_B. Pritom je rashladni učin narastao više nego rad kompresora ($\Delta q_1 > \Delta w_1$). Stoga raste COP. Naknadnim povećanjem tlaka dobave ciklus prelazi u točke 1 2_C 3_C 4_C. No pritom je rad kompresora narastao više od rashladnog učina ($\Delta q_2 < \Delta w_2$), pa se stoga COP smanjuje. Za određenu temperaturu radne tvari nakon hladnjaka plina postoji tlak dobave pri kojemu se postiže najviši COP rashladnog sustava.



Slika 6.1 Utjecaj temperature CO_2 na izlazu hladnjaka plina na COP sustava



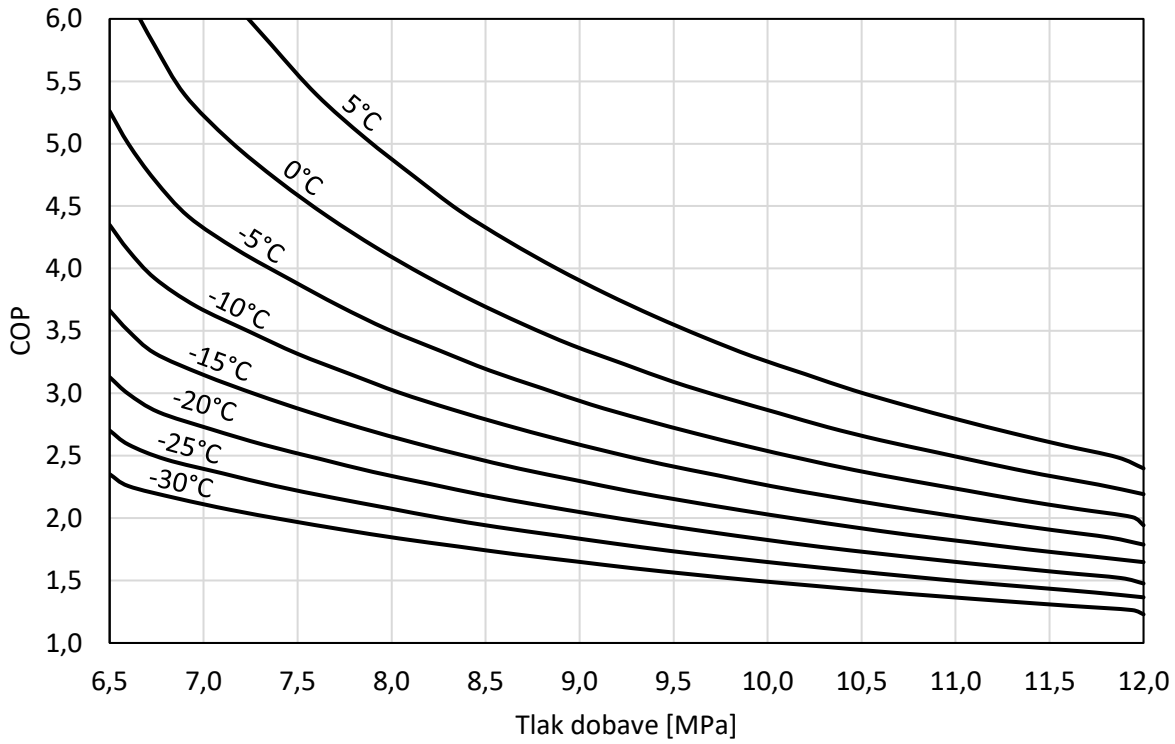
Slika 6.2 Linija optimalnih COP za različite temperature CO_2 na izlazu hladnjaka plina za temperaturu isparivanja -5,5°C

U ovoj disertaciji je provedeno istraživanje utjecaja tlaka dobave na COP sustava, pri različitim temperaturama na izlazu hladnjaka plina. Slika 6.2 prikazuje rezultate istraživanja za temperaturu

isparivanja -5,5°C. Točke najviših vrijednosti COP za svaku od prikazanih temperatura su povezane zajedničkom krivuljom. Ta krivulja predstavlja optimalne parove tlaka dobave i temperature na izlazu hladnjaka plina kako bi se postigle najviše vrijednosti COP za zadani sustav. Iz dijagrama se vidi da su optimalne vrijednosti tlaka dobave niže pri nižim temperaturama na izlazu hladnjaka plina. Analiza optimalnog COP je provedena za postojeći eksperimentalni rashladni sustav. Na sličan način analiza se može provesti i za druge aplikacije, npr. istovremeno korištenje rashladnog i ogrjevnog učinka uređaja na željenim razinama temperatura na kojima se oni koriste.

Može se primijetiti da se uslijed sniženja temperature na izlazu hladnjaka plina s 40°C na 30°C, COP sustava može povećati s 2,5 na 3,8 (povećanje za 52%), a tlak dobave smanjiti sa 10,2 MPa na 7,5 MPa.

Optimalne vrijednosti COP osim o tlaku dobave i temperaturi na izlazu iz hladnjaka ovise i o temperaturi isparivanja. Slika 6.3 prikazuje krivulje optimalnih COP za različite temperature isparivanja. Temperature isparivanja su prikazane uz svaku krivulju optimalnih COP. Pri višim temperaturama isparivanja se ispravnom regulacijom mogu postići više vrijednosti COP.



Slika 6.3 Linije optimalnih COP pri različitim temperaturama isparivanja

Korelacija za tlak dobave p_{dis} [MPa] kojim se postiže optimalni COP rashlade za rashladni sustav ima relativnu grešku unutar 0,3%:

$$p_{\mathrm{dis}} = B_0 + B_1 T_{\mathrm{ev}} + B_2 T_{\mathrm{gc,exit}} + B_3 T_{\mathrm{ev}} T_{\mathrm{gc,exit}} + B_4 T_{\mathrm{ev}}^2 + B_5 T_{\mathrm{gc,exit}}^2 \tag{6.2}$$

gdje je T_{ev} [°C] temperatura isparivanja u rasponu od -40°C do 10°C, $T_{\mathrm{gc,exit}}$ [°C] je temperatura na izlazu hladnjaka plina u rasponu od 28°C do 50°C, a koeficijenti B su:

B_0 = 1,131429799625755 · 10^0 B_2 = 1,687140580546735 · 10^{-1} B_4 = 9,616444063302847 · 10^{-5}
B_1 = 4,617860657070252 · 10^{-2} B_3 = -1,807145943107305 · 10^{-3} B_5 = 1,355411437319113 · 10^{-3}

Relativna greška korelacije za optimalni COP rashlade za rashladni sustav je u 70% slučajeva unutar 0,5%. Najveća odstupanja su unutar 2,5%, kada je $T_{\mathrm{gc,exit}}$ < 33°C:

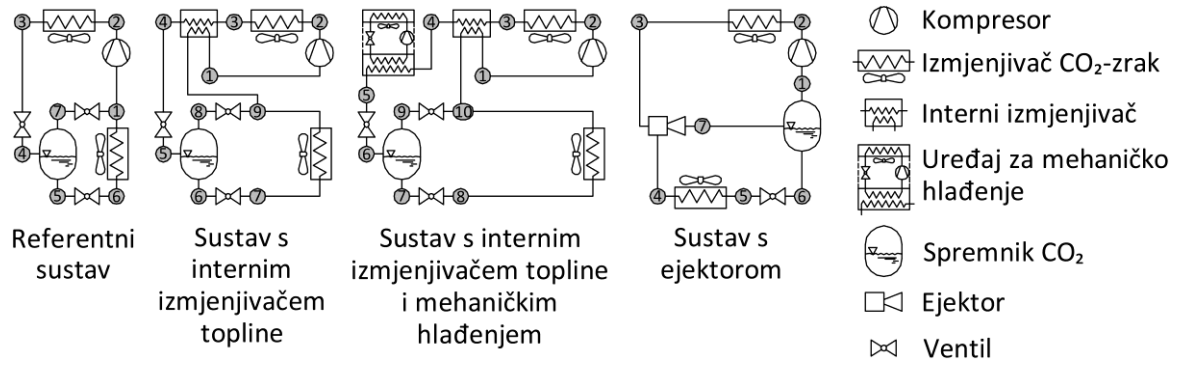
$$\begin{aligned} COP/\eta_{\mathrm{k,en}} = {} & B_0 + B_1 T_{\mathrm{ev}} + B_2 T_{\mathrm{gc,exit}} + B_3 T_{\mathrm{gc,exit}}^2 + B_4 T_{\mathrm{gc,exit}}^3 + B_5 T_{\mathrm{gc,exit}}^4 + B_6 T_{\mathrm{gc,exit}}^5 \\ & + T_{\mathrm{ev}}\left(B_7 T_{\mathrm{gc,exit}} + B_8 T_{\mathrm{gc,exit}}^2 + B_9 T_{\mathrm{gc,exit}}^3 + B_{10} T_{\mathrm{gc,exit}}^4 + B_{11} T_{\mathrm{gc,exit}}^5\right) \\ & + T_{\mathrm{ev}}^2\left(B_{12} T_{\mathrm{gc,exit}} + B_{13} T_{\mathrm{gc,exit}}^2 + B_{14} T_{\mathrm{gc,exit}}^3 + B_{15} T_{\mathrm{gc,exit}}^4 + B_{16} T_{\mathrm{gc,exit}}^5\right) \\ & + T_{\mathrm{ev}}^3\left(B_{17} T_{\mathrm{gc,exit}} + B_{18} T_{\mathrm{gc,exit}}^2 + B_{19} T_{\mathrm{gc,exit}}^3 + B_{20} T_{\mathrm{gc,exit}}^4 + B_{21} T_{\mathrm{gc,exit}}^5\right) \end{aligned} \tag{6.3}$$

gdje je $\eta_{\mathrm{k,en}}$ energijski stupanj djelovanja kompresora u rasponu od 0,4 do 1,0, koeficijenti B su:

B_0 = 2,364574644113879 · 10^2 B_8 = 5,965926169688109 · 10^{-2} B_{15} = -1,962363116177757 · 10^{-7}
B_1 = 1,234654301603852 · 10^1 B_9 = -1,333639193675065 · 10^{-3} B_{16} = 1,006059534576077 · 10^{-9}
B_2 = -2,757744474224001 · 10^1 B_{10} = 1,489470111757992 · 10^{-5} B_{17} = -2,606627210793889 · 10^{-5}
B_3 = 1,330649805011680 · 10^0 B_{11} = -6,617649740192730 · 10^{-8} B_{18} = 4,494339620687721 · 10^{-6}
B_4 = -3,247809033485891 · 10^{-2} B_{12} = 5,724230419769780 · 10^{-3} B_{19}= -2,276069111783657 · 10^{-7}
B_5 = 3,981444483504338 · 10^{-4} B_{13} = -4,649779394549701 · 10^{-4} B_{20} = 4,630507678069999 · 10^{-9}
B_6 = -1,955054757281593 · 10^{-6} B_{14} = 1,431202402986485 · 10^{-5} B_{21} = -3,339490803529191 · 10^{-11}
B_7 = -1,342972207094143 · 10^0

6.2. Referentni sustav

Rezultati svih poboljšanja uspoređeni su s rezultatima referentnog rashladnog sustava u ustaljenim uvjetima rada. Tlak isparivanja se održava pri 3 bar, a tlak dobave se mijenja u rasponu od 8,2 MPa do 12 MPa. Protok radne tvari na kompresoru održavan je na 90 kg/h. Pri svakom promatranom tlaku dobave odabrane su dimenzije isparivača takve da se na izlazu postigne pregrijanje radne tvari od 5 K. Isti princip je zadržan i kod svih ostalih sustava s poboljšanjima.



Slika 6.4 Sheme rashladnih sustava CO_2 s poboljšanjima

6.3. Sustav s internim izmjenjivačem topline

U prvom pokušaju da se postigne poboljšanje u rashladni sustav je ugrađen interni izmjenjivač topline (IIT), koji izmjenjuje toplinu između tople radne tvari na izlazu hladnjaka plina i hladne tvari prije usisa u kompresor. Kapacitet IIT je zadan promjenom temperature radne tvari $\Delta T = 10°\mathrm{C}$ prije ulaza u kompresor. Kapacitet IIT je održavan nepromijenjen pri svim promatranim tlakovima dobave. Gubitak topline na okolinu je zanemaren. Proračuni su provedeni pri istim radnim uvjetima kompresora kao i za referentni rashladni sustav.

Najveće povećanje COP od 2,31% i rashladnog učina 13,12% je postignuto pri tlaku dobave 11,5 MPa. Najveće povećanje pogonske snage od 10,58% se pojavilo pri tlaku dobave 11 MPa.

6.4. Sustav s internim izmjenjivačem topline i mehaničkim hlađenjem

Izvedbi sustava s IIT, iz poglavlja 6.3, dodano je mehaničko hlađenje (kompresijski rashladni uređaj) na liniji visokog tlaka, odmah nakon IIT, prije visokotlačnog ekspanzijskog ventila. Rashladni učin uređaja $\dot{Q} = 1{,}25\ \mathrm{kW}$ je također održavan nepromijenjenim pri svim promatranim tlakovima dobave. Takvim odabirom rashladnog učina i ograničavanjem temperature na izlazu hladnjaka plina na uvjete postizanja optimalnog COP je postignuto da stanje na izlazu visokotlačnog ventila uvijek ostaje u dvofaznom području. Pretpostavljen je COP uređaja mehaničkog hlađenja od 2.

Najveće povećanje rashladnog učina 57,54% je postignuto pri tlaku dobave 11,5 MPa. Najveće povećanje pogonske snage od 60,36% se pojavilo pri tlaku dobave 8,2 MPa. Ova snaga uključuje i snagu za pogon uređaja mehaničkog hlađenja. Zbog znatnog povećanja snage je došlo do pada COP od 6,32% pri tlaku dobave 8,2 MPa. No pri tlaku dobave 12 MPa je došlo do porasta COP od 7,65%.

6.5. Sustav s ejektorom

Za ugradnju ejektora u sustav potrebno su veće promjene rasporeda komponenti: uklonjena su dva ekspanzijska ventila i premješten je spremnik s odvajanjem faza. Srednji i niski tlakovi se više ne postižu radom regulacijskog sustava i ekspanzijskih ventila, već ga definira ejektor. Obzirom na osjetljivost ejektora na rubne uvjete, za svaki tlak dobave kompresora izračunat je optimalni promjer pogonske mlaznice ejektora kako bi se postigao maksimalni tlak na izlazu iz ejektora (Tablica 6.1). Pritom su tlak dobave kompresora i tlak u isparivaču održavani na istim vrijednostima kao i kod referentnog sustava. To znači da je za svaki promatrani slučaj promijenjena geometrija ejektora. To upućuje na potrebu ugraditi ejektor s promjenjivom geometrijom mlaznice ili projektirati sustav s više ejektora i njihovom regulacijom.

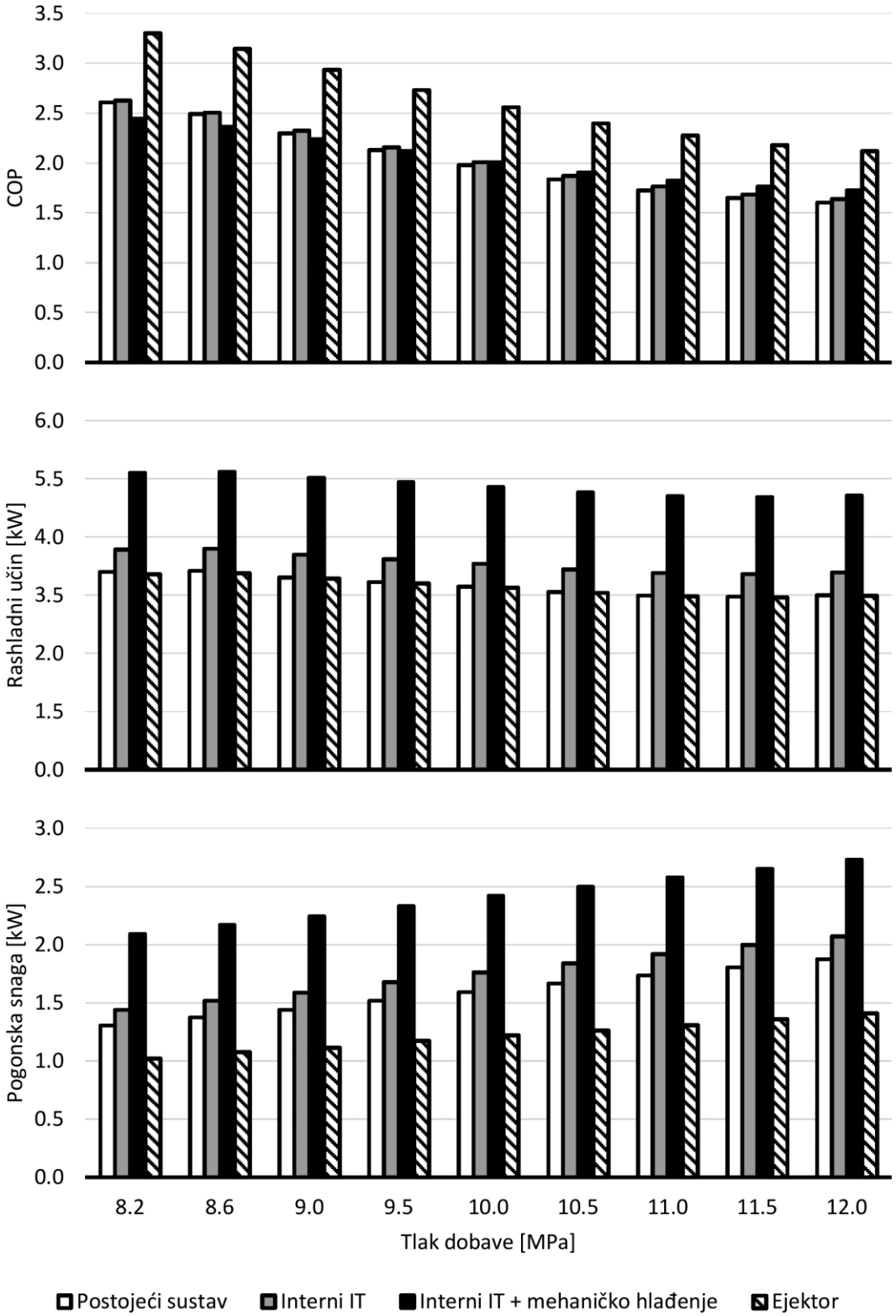
Najveće povećanje COP od 32,23% se postiglo pri tlaku dobave 11,5 MPa. Najveće smanjenje rashladnog učina od 0,92% se pojavilo pri tlaku dobave 8 MPa. Najveće smanjenje pogonske snage od 24,67% se postiglo pri tlaku dobave 11,5 MPa.

Tablica 6.1 Promjena geometrije ejektora pri različitim tlakovima dobave

Tlak dobave [MPa]	8,2	8,6	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
Promjer pogonske mlaznice [µm]	867	862	870	874	878	884	887	885	880
Promjer komore miješanja [µm]	1880	1877	1859	1845	1832	1819	1809	1805	1806

6.6. Rezultati simulacija sustava poboljšanja

Slika 6.5 prikazuje rezultate simulacija razvijenih sustava poboljšanja. Sve simulacije su izvršene pri uvjetima održavanja optimalnog COP za zadani tlak dobave. Povećanjem tlaka dobave se COP referentnog sustava smanjuje, rashladni učin se neznatno mijenja, ali pogonska snaga raste. Dodavanjem internog izmjenjivača topline je postignuto skromno povećanje COP, ali su narasli rashladni učin i pogonska snaga. Iz priloženih usporedbi rezultata je vidljivo da dodavanje uređaja mehaničkog hlađenja poboljšava COP sustava samo kada je COP dodanog uređaja viši od COP-a sustava kojemu se dodaje. COP dodanog uređaja mehaničkog hlađenja ovdje iznosi 2. Rashladni učin sustava s mehaničkim hlađenjem znatno raste, ali pod cijenu porasta pogonske snage. Dodavanje ejektora optimalne geometrije uzrokuje smanjenje pogonske snage. Rashladni učin se ne mijenja, što uzrokuje znatan porast COP. Treba naglasiti da je u ovim simulacijama mijenjana geometrija pogonske mlaznice ejektora.



Slika 6.5 Usporedba toplinskih množioca (COP), rashladnih učina i pogonskih snaga

7. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada je bio razvoj dinamičkog modela za numeričke simulacije ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada transkritičnih rashladnih sustava s CO_2 i njegovih glavnih komponenti. Navedeni modeli su razvijeni i prikazani u ovom radu. Posebna pozornost je posvećena razvoju detaljnih modela volumetrijskih kompresora i cijevno-lamelnih izmjenjivača topline.

Pri razvoju modela komponenti je korišten jedinstveni pristup da se prvo razvije osnovni model komponente. Takav model se zatim, zadavanjem geometrijskih karakteristika, primjenjuje na konkretnu komponentu. Tako je osnovni model kompresora povezan s termodinamičkim i fluidodinamičkim procesima u kompresoru, a kao zasebne cjeline su određene geometrijske karakteristike kompresora s oscilirajućim klipom, kompresora s rotirajućim klipom i spiralnih kompresora. Na isti način je definiran glavni model s osnovnim procesima prijenosa mase i energije za cijevno-lamelne izmjenjivače topline. Primjenom opisa rasporeda cijevi, izvedbe lamela i drugih geometrijskih parametara, model izmjenjivača se tada može prilagoditi konkretnoj izvedbi izmjenjivača topline. Opisani modeli glavnih komponenti se mogu, bez potrebe za intervencijama u računalni program, primijeniti za numeričke simulacije konkretnih komponenti namijenjenih za ugradnju u transkritične rashladne sustave s CO_2.

Nedostatak detaljnih modela komponenti je zahtjevnost za računalnim resursima. Numeričke simulacije s detaljnim modelima su za 60 do 1000 puta sporije od realnog vremena kojeg simuliraju. Zbog toga su, pored detaljnih modela glavnih komponenti dani i jednostavniji modeli istih komponenti. Za određivanje njihovih parametara se mogu koristiti detaljni modeli. Time se dobivaju pojednostavljeni modeli, koji omogućuju numeričke simulacije, koje su do 30 puta brže od vremena kojeg simuliraju. Pored modela kompresora i izmjenjivača topline zasebno su prikazani jednostavni modeli elektroničkih ekspanzijskih ventila i ejektora.

Osim modela komponenti, u ovom radu je prikazan i model cjelokupnog rashladnog sustava s CO_2, koji može vrlo jednostavno i fleksibilno prihvatiti modele pojedinih komponenti, bilo jednostavne ili složene. Kako bi se postigla fleksibilnost i visoka pouzdanost razvijenih modela korišteni su principi objektno orijentiranog programiranja.

Svi prikazani modeli su potvrđeni usporedbom s mjerenjima na eksperimentalnom transkritičnom rashladnom sustavu s CO_2 sa suvremenom višeparametarskom elektroničkom regulacijom. Samo je

vrednovanje modela ejektora provedeno usporedbom s objavljenim eksperimentalnim mjerenjima za ejektor s poznatim geometrijskim i radnim parametrima.

Mogućnosti koje pruža razvijeni model prikazane su na primjeru parametarske analize postojećeg eksperimentalnog transkritičnog rashladnog sustava i na nekoliko primjera poboljšanja istog sustava. Sve to ukazuje da su moguća i poboljšanja s relativno skromnim zahvatima. Razvijeni simulacijski model može, nakon detaljne analize koja bi uključila eksperimentalnu potvrdu dijela dobivenih rezultata, poslužiti kao razvojni alat za iznalaženje arhitektura učinkovitih transkritičnih rashladnih sustava s CO_2.

7.1. Znanstveni doprinos

Postignuti znanstveni doprinosi su ostvareni vrednovanim modelima:

- Zajednički model termodinamičkog procesa volumetrijskih kompresora za numeričke simulacije ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada kompresora. Prikazani su modeli zasebnih geometrija za klipne kompresore s koljenastim mehanizmom, kompresore s rotirajućim klipom i za spiralne kompresore. Na modelu kompresora s rotirajućim klipom dana je dopuna modeliranju protočnih otvora za izmjenu radne tvari, te jednostavniji način modeliranja složenih geometrija radnih komora spiralnih kompresora.

- Za jednostavniji model kompresora uveden je novi polinom trećeg reda s tri neovisne varijable (brzina vrtnje, tlak dobave i temperatura isparivanja) za maseni protok, snagu, te volumni i energijski stupanj djelovanja.

- Zajednički model za cijevno-lamelne izmjenjivače topline primjenom jednadžbi očuvanja mase i energije te prilagođenom jednadžbom očuvanja količine gibanja. Model uzima u obzir izmjenu topline jednofazne i dvofazne radne tvari, pad tlaka radne tvari, utjecaj izvedbe lamela i rasporeda cijevi, utjecaj nejednolike razdiobe protoka zraka, ovlaživanje isparivača i akumulacije topline. 1D model koristi opis i rješavanje po metodi konačnih volumena za numeričke simulacije ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada izmjenjivača topline. Primjenom odgovarajuće geometrije veličina, rasporeda cijevi i lamela, model se jednostavno prilagođava konkretnom izmjenjivaču topline.

- Izveden je izvorni jednostavni i brzi model izmjenjivača topline, utemeljen na metodi ε-NTU za jednofaznu i dvofaznu radnu tvar, s utjecajem akumulacije topline, namijenjen za proračune

ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada. Model poštuje prijelaze među fazama radne tvari, a različit je od modela pokretnih granica.

- Izvorni model ukupne arhitekture transkritičnog rashladnog sustava s CO_2, u prijelaznim i ustaljenim uvjetima rada, s fleksibilnim povezivanjem komponenti modela u sustav. Model se temelji na principima objektno orijentiranog programiranja. Unutar modela se prati arhitektura rashladnog sustava, vrši provjera podataka, a ugrađena je hijerarhija rješavanja modela sustava i njegovih komponenti. Taj model je već pripremljen za prihvat bilo jednostavnih ili detaljnih modela komponenti sustava.

- U svim modelima se, obzirom na rad u blizini kritične točke, koriste svojstva realne radne tvari.

Temeljem izvedenih modela za numeričke simulacije komponenti i ukupnog transkritičnog rashladnog sustava s CO_2 je stvoren alat za pomoć projektantima u razvoju naprednijih komponenti sustava i za pripremu parametara za brze jednostavne modele za simulaciju rada ukupnog sustava za potrebe prognoze dugoročne eksploatacije sustava ili za potrebe razvoja suvremenih sustava regulacije takvih rashladnih sustava. Model se jednako može koristiti za buduća znanstvena istraživanja rashladnih sustava i komponenti, kao i za potrebe visokoškolskog obrazovanja.

7.2. Preporuke za nastavak istraživanja

Među brojnim mogućnostima primjene razvijenog modela za numeričke simulacije rashladnih sustava u daljnjim istraživanjima, navodi se i nekoliko preporuka za nastavak istraživanja:

- Prikazani dinamički model za numeričke simulacije rashladnih sustava i njihovih komponenti se može uspješno proširiti na model dizalice topline uz dodatak odgovarajućih modela za druge izvedbe izmjenjivača topline.

- Model se može dopuniti adekvatnim modelima za numeričke simulacije utjecaja zamrzavanja i odmrzavanja lamela isparivača.

- Model se može dopuniti serijom modela za suvremene sustave višeparametarske regulacije ili regulacije primjenom računalnih prognoza (MPC, eng. *Model Predicted Control*).

- Obzirom da se za podmazivanje kompresora koriste maziva ulja, bilo bi pogodno iznaći modele za svojstva smjese radne tvari i mazivog ulja, zajedno sa svojstvima uplinjavanja i otplinjavanja radne tvari iz mazivog ulja.

POPIS OZNAKA

Slova latinice

A	površina [m²] / zamjenska veličina [-] / koeficijent polinoma [-]
a	empirijski parametar [-]
B	debljina, širina [m] / zamjenska veličina [-] / koeficijent polinoma [-]
b	empirijski parametar [-]
Bd	broj vrenja [-]
Bo	broj veze [-]
C	koeficijent prigušenja [N·s/m] / toplinski kapacitet [J/K] / zamjenska veličina [-]
C_D	koeficijent protoka [-]
C_F	pomoćna veličina za korelaciju prema Friedel [-]
c	specifična toplina [J/kg·K] / empirijski parametar [-]
D	promjer [m] / zamjenska veličina [-]
E	sadržaj energije [J] / zamjenska veličina [-] / pomoćna veličina za Colbournov faktor [-]
e	polumjer ekscentra [m] / pomak van osi [m]
Enh	faktor pojačanja [-]
F	sila [N]
Fr	Froudeov broj [-]
f	koeficijent trenja strujanja [-]
G	specifični maseni protok [kg/m²·s]
g	ubrzanje Zemljine gravitacije [m/s²]
H	visina [m]
h	specifična entalpija [J/kg]
$J_\mathrm{G}, J_\mathrm{G}^\mathrm{T}$	pomoćne veličine za korelaciju prema Cavallini [-]
j	Colbournov faktor [-]
K	omjer polumjera [-]
k	indeks namota spirale [-] / koeficijent nejednolikosti razdiobe [-] / krutost opruge [N/m]
L	duljina, udaljenost [m]
Le	Lewisov broj [-]
M	molarna masa [kg/kmol]
m	masa [kg]
$\dot{m}$	maseni protok [kg/s]
N	broj [-]
Nu	Nusseltov broj [-]
n	brzina vrtnje [s⁻¹]
o	otvorenost (ventila) [-]
P	opseg [m] / snaga [W]
Pr	Prandtlov broj [-]
p	tlak [Pa]
Q	toplina [J]
$\dot{Q}$	toplinski tok, energijski tok [W]
q	specifični toplinski tok [W/m²]
R	polumjer, radijus [m] / plinska konstanta [J/kg·K]
R_univ	univerzalna plinska konstanta [J/kmol·K]
r	udio izmjenjivača [-]
Re	Reynoldsov broj [-]
S	omjer klizanja, omjer brzina pare i kapljevine [-] / izvorni član [Pa/s]
s	hod [m] / puni hod klipa, stapaj [m] / korak rasporeda lamela izmjenjivača topline [m]
$\dot{s}$	brzina [m/s]
$\ddot{s}$	ubrzanje [m/s²]
Sup	faktor potiskivanja [-]
T	temperatura [K]
t	korak spirale [m] / vrijeme [s]
U	unutarnja energija [J] / koeficijent prolaza topline [W/m²·K]
u	brzina strujanja [m/s] / specifična unutarnja energija [J/kg]

V	volumen [m³]
v	specifični volumen [m³/kg]
W	mehanički rad [J]
w	brzina [m/s]
We	Weberov broj [-]
X	razmak cijevi [m]
X_{tt}	Lockhart-Martinelli parametar [-]
x	hod, pomak [m] / maseni udio pare u dvofaznoj smjesi [-] / maseni udio otopljenog CO_2 u mazivom ulju [-]
$\hat{x}$	statički sadržaj pare po masi [-]
Z	faktor kompresibilnosti [-] / broj [-]
z	hod, pomak, visinski položaj [m]

Grčka slova

α	koeficijent prijelaza topline [W/(m²·K)] / kut početka spirale [rad]
β	kut ojnice [rad] / parametar za proračun učinkovitosti lamele [-]
γ	kut [rad] / udio praznine [-]
δ	zazor [m]
ε	kut širine otvora [rad] / učinkovitost izmjenjivača topline [-]
η	učinkovitost, stupanj djelovanja [-]
θ	kut zakreta pogonskog vratila [rad]
ϑ	kut luka [rad]
κ	eksponent adijabate, omjer specifičnih toplina [-]
λ	kut spirale [rad] / parametar za učinkovitost lamele [-] / koeficijent toplinske vodljivosti [W/m·K]
μ	dinamička viskoznost [Pa·s] / omjer posisavanja ejektora [-]
Π	omjer tlakova na ejektoru [-]
ρ	gustoća [kg/m³]
τ	smično naprezanje [Pa]
Φ	pomoćna veličina [-]
φ	kut odmatanja spirale [rad]
ψ	funkcija protoka [-]
ω	kutna brzina [rad/s] / sadržaj vlage u zraku [-]

Indeksi

0	idealni plin / krug baze spirale
a	zrak
amb	okolina
anl	prstenasto
avg	prosječni, srednji
b	lamela kompresora
bc	preko vrha lamele
bsc	po boku lamele za kompresijsku komoru
bss	po boku lamele za usisnu komoru
btm	ispod klipa / pri dnu (cijevi ili lamele)
C	trenutni (kontrolni volumen)
c	cilindar / komora kompresora / ispravak (specifične entalpije)
ca	kružni luk
cae	aktivna komponenta na izlazu
cai	aktivna komponenta na ulazu
chd	glava cilindra
comp	kompresijski
cn	neutralna komponenta
cr	kritični
cv	kontrolni volumen
d	difuzor ejektora
d1%	za 1% dužine
db	povrat na tlačnom ventilu
dis	tlačna strana, dobava, istiskivanje
down	nizvodno
dry	suho

ds	izlaz iz ejektora i usisna sapnica
E	istočni (kontrolni volumen)
ec	uslijed isparivanja, kondenzacije
eff	efektivni
el	električki
en	energijski
end	kraj
eq	ekvivalentno
EV	ekspanzijski ventil
ev	isparivanje
exp	izloženo
exit	izlaz
f	lamela izmjenjivača topline / fiksna (spirala)
fr	trenje
front	frontalna ploha izmjenjivača
g	geometrijski
gc	hladnjak plina
h	odnosi se na entalpiju (TDMA koeficijent) / hidraulički (promjer)
h5%	za 5% promjene specifične entalpije
hc	između spirale i ploče suprotne spirale
hcc	između visokog tlaka i kompresijske komore
hsc	između visokog tlaka i usisne komore
i	indeks
in	unutarnji
ind	indicirani
inlt	ulaz
inv	inverter
j	indeks
k	kompresor (cijeli)
kv	kompresijski (štetni) volumen
L	lateralno
lat	latentna (toplina)
leak	propuštanje
liq	kapljevina
LO	kada bi sva radna tvar bila kapljevina (eng. *Liquid Only*)
loss	gubitci
M	količina gibanja
m	odnosi se na masu (TDMA koeficijent)
max	najveći
mc	radijalno propuštanje
mch	prostor između izlaza mlaznice i ulaza komore miješanja9
meh	mehanički
min	najmanji
mix	smjesa
mn	pogonska mlaznica ejektora
mx	komora miješanja ejektora
nb	nukleacijsko vrenje
o	otvor / pokretna (spirala)
out	vanjski
p	klip / izobarno
phd	čelo klipa
pt	prednapon opruge
qf	toplinsko opterećenje (lamele)
r	radna tvar / relativni (kut zakreta)
ref	referentni
rest	preostali
s	izentropski
sat	pri zasićenju
sb	povrat na usisu
seg	segment, sloj cijevi izmjenjivača
sl	usisni vod
sn	usisni priključak ejektora
st	adhezija, lijepljenje
start	početak
step	korak
stm	vodena para
strat	stratificirano
suc	usisna strana, usis

sum	zbroj, zbrojeno
nbr	susjedni
sv	stapajni (volumen)
T	transverzalno
t	tangencijalno, radijalno (propuštanje)
tb	cijev
tbf	cijev s navučenom lamelom
th	teorijski
top	iznad klipa / pri vrhu (cijevi ili lamele)
tot	ukupno
tp	dvofazno
up	uzvodno
v	ventil / volumni / izohorno
vap	para
vent	ventilator
W	zapadni (kontrolni volumen)
w	stijenka
wet	vlažno, mokro
wtr	vlaga

Kratice

1D	jedno-dimenzijski
3D	tro-dimenzijski
ACS	apstraktni konstantni skalar (eng. *Abstract Constant Scalar*)
AD	apstraktni podatak (eng. *Abstract Data*)
AIS	apstraktni integrirani skalar (eng. *Abstract Integrated Scalar*)
AMS	apstraktni mjereni skalar (eng. *Abstract Measured Scalar*)
APS	apstraktni fizikalni skalar (eng. *Abstract Physical Scalar*)
ASI	među-skalar (eng. *Abstract Scalar Intermediate*)
ATS	apstraktni iterirani skalar (eng. *Abstract Iterated Scalar*)
AUS	apstraktni bezdimenzijski skalar (eng. *Abstract Unitless Scalar*)
AVS	apstraktni varijablini skarlar (eng. *Abstract Variable Scalar*)
CBC	osnovni razred komponente (eng. *Component Base Class*)
CFC	klorofluorougljik
CFD	računalna dinamika fluida (eng. *Computational Fluid Dynamics*)
COP	toplinski množilac (eng. *Coefficient of Performance*)
CVBC	osnova za kontrolni volumen (eng. *Control Volume Base Class*)
CVFI	KV za unutarnji fluid (eng. *Control Volume Fluid Inner*)
CVFO	KV za vanjski fluid (eng. *Control Volume Fluid Outer*)
CVL	veza kontrolnih volumena (eng. *Control Volume Link*)
CVM	KV za stijenku (eng. *Control Volume Metal*)
DMT	donja mrtva točka
GMT	gornja mrtva točka
GWP	potencijal globalnog zatopljenja (eng. *Global Warming Potential*)
HCFC	hidroklorofluorougljik
HFC	hidrofluorougljik
HFO	hidrofluoroolefin
KV	kontrolni volumen
NBC	osnova za čvor (eng. *Node Base Class*)
NTU	broj jedinica prijenosa (eng. *Number of Transfer Units*)
ODP	potencijal iscrpljivanja ozona (eng. *Ozone Depletion Potential*)
TDMA	algoritam matrice s tri dijagonale (eng. *Three-Diagonal Matrix Algorithm*)

REFERENCE

[1] Adair, R., Qvale, E., Pearson, J. (1972) *Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors*, Proceedings of International Compressor Engineering Conference, str. 521-526

[2] Aligolzadeh, F., Hakkaki-Fard, A. (2019) *A novel methodology for designing a multi-ejector refrigeration system*, Applied Thermal Engineering, vol. 151, str. 26-37

[3] Amalfi, R.L. (2015) *Two-Phase Heat Transfer Mechanisms within Plate Heat Exchangers: Experiments, Modeling and Simulations*, Doktorska disertacija, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne

[4] ANSI/AHRI Standard 540 (prethodno ARI Standard 540) (2004) *Standard For Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors And Compressor Units*, AHRI Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute, Arlington

[5] ArctiCO_2 (2019) CO_2 *kondenzacijska jedinica, Upute za montažu i rukovanje*, MB Frigo Grupa d.o.o., Zagreb

[6] Baltadjiev, N.D. (2012) *An Investigation of Real Gas Effects in Supercritical CO_2 Compressors*, Magistarski rad, Massachusets Institute of Technology (MIT)

[7] Banasiak, K., Hafner, A., Kriezi, E.E., Madsen, K.B., Birkelund, M., Fredslund, K., Olsson, R. (2015) *Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units*, International Journal of Refrigeration, vol. 57, str. 265-276

[8] Beghi, A., Cecchinato, L. (2009) *A simulation environment of dry-expansion evaporators with application to the design of auto tuning control algorithms for electronic expansion valves*, International Journal of Refrigeration, vol. 32, br. 7, str. 1765-1775

[9] Bell, I.H. (2011) *Theoretical and Experimental Analysis of Liquid Flooded Compression in Scroll Compressors*, Doktorska disertacija, Purdue University, West Lafayette

[10] Bell, I.H., Groll, E.A., Braun, J.e., Horton, W.T. (2012) *A Computationally Efficient Hybrid Leakage Model for Modeling Leakage in Positive Displacement Compressors*, International Compressor Engineering Conference, rad 2144

[11] Bell, I., Ziviani, D., Lemort, V., Bradshaw, C.R., Mathison, M., Horton, W.T., Braun, J.E., Groll, E.A. (2020) *PDSim: A general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders*, International Journal of Refrigeration, vol. 110, str. 310-322

[12] Bellos, E., Tzivanidis, Ch. (2019) *A comparative study of CO_2 refrigeration systems*, Energy Conversion and Management X, rad 100002

[13] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P. (2011) *Introduction to Heat Transfer*, 6. izdanje, John Wiley & Sons, inc., ISBN 978-0470-50196-2

[14] Bezerra Junior, J.G. (2011) *Analise do Desempenho Termodinamico de Compressores Alternativos e de Pistao Rolante para Fins de Miniaturizacao atraves de Aumento de Rotacao*, Magistarski rad, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianopolis, Brazil

[15] Björk, E., Palm, B. (2006.a) *Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part I: transient conditions*, Applied Thermal Engineering, vol. 26, br. 8-9, str. 829-837

[16] Björk, E., Palm, B. (2006.b) *Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: steady state conditions*, Applied Thermal Engineering, vol. 26, br. 8-9, str. 866-871

[17] Blecich, P. (2014) *Utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[18] Bukac, H., (2002) *Understanding Valve Dynamics*, International Compressor Engineering Conference rad 1564

[19] Butterworth, D. (1975) *A comparison of some void-fraction relationships for concurrent gas-liquid flow*, International Journal of Multiphase Flow, vol. 1, br. 6, str. 845-850

[20] Cabeza, L.F., de Gracia, A., Inés Fernández, A., Farid, M.M. (2017) *Supercritical CO_2 as heat transfer fluid: A review*, Applied Thermal Engineering, vol. 125, str. 799-810

[21] Carrillo, J.A.E., F. de La Flor, J.S., Lissén, J.M.S., Pérez, B.P. (2020) *Thermodynamic analysis of the optimal operating conditions for a two-stage CO_2 refrigeration unit in warm climates with and without ejector*, Applied Thermal Engineering, vol. 185

[22] Chang, Y.S., Kim, M.S. (2007) *Modelling and performance simulation of a gas cooler for a CO_2 heat pump system*, HVAC&R Research, vol. 13, str. 445-456

[23] Chinen, T., Kato, H., Ichihara, M., Mizuno, H. (2014) *Development of Rotary Compressor for Highefficiency CO_2 Heat-pump Hot-Water Supply System*, International Compressor Engineering Conference, rad 2339

[24] Cui, Q., Gao, E., Zhang, Z., Zhang, X. (2020) *Preliminary study on the feasibility assessment of CO2 booster refrigeration systems for supermarket application in China: An energetic, economic, and environmental analysis*, Energy Conversion and Management, vol. 225, rad 113422

[25] Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. (1985) *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 12, br. 1, str. 3-22

[26] Du, Z., Lin, W., Gu, A. (2010) *Numerical investigation of cooling heat transfer to supercritical CO_2 in a horizontal circular tube*, Journal of Supercritical Fluids, vol. 55, str. 116-121

[27] EU (2014) Uredba (EU) br. 517/2014 Europskog Parlamenta i Vijeća od 16. travnja 2014. o fluoriranim stakleničkim plinovima i stavljanju izvan snage Uredbe (EZ) br. 842/2006, Službeni list Europske unije, L 150/195 od 20.5.2014. (HR)

[28] Ferreira, R.T.S., Lilie, D. E. B. (1984) *Evaluation of the Leakage through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue, rad 424

[29] Filonenko, G.K., (1954) *Hydraulic resistance in pipes*, Teploénergetika, vol. 4

[30] Friedel, L. (1979) *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow*, Proceedings of the European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy

[31] Gasche, J.L., Andreotti, T., Maia, C.R.M. (2012) *A model to predict R134a refrigerant leakage through the radial clearance of rolling piston compressors*, International Journal of Refrigeration, vol. 35, br. 8, str. 2223-2232

[32] Ge, Y.T., Tassou, S.A. (2011) *Thermodynamic analysis of transcritical CO_2 booster refrigeration systems in supermarket*, Energy Conversion and Management, vol. 52, str. 1868-1875

[33] Ge, Y.T., Tassou, S.A., Santosa, I.D., Tsamos, K. (2015) *Design optimisation of CO_2 gas cooler/condenser in a refrigeration system*. Applied Energy, vol. 160, str. 973-981

[34] Giacomelli F., Banasiak K., Hafner A., Mazzelli F., Milazzo A. (2018) *Experimental and numerical investigation on an ejector for CO_2 vapor compression systems*, 13th IIR Gustav Lorentzen Conference, Valencia

[35] Glažar, V. (2011) *Optimizacija geometrije kompaktnih izmjenjivača topline*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[36] Gnielinski, V. (1975) *Neue Gleichungen fuer den Waerme und den Stoffuebergang in turbulent durchstroemten Rohren und Kanaelen*, Forsch. Ing.-Wes., vol. 41, br. 1, str. 8-16

[37] Gullo, P., Tsamos, K., Hafner, A., Ge, Y., Savvas A. Tassou, S.A. (2017) *State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems – a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry*, Energy Procedia, vol. 123, str. 46-53

[38] Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K. (2018) *Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives*, International Journal of Refrigeration, vol. 93, str. 269-310

[39] Haberschill, P., Gay, L., Auboin, P., Lallemand, M. (2003) *Dynamic model of a vapour compression refrigerating machine using R-407C*, HVAC&R Research, vol. 9, br. 4, str. 451-466

[40] Hesselgreaves, J.E. (2001) *Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation*, Pergamon Press, ISBN 0080428398

[41] Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A. (1999) *A 1-D analysis of ejector performance, International Journal of Refrigeration*, vol. 22, str. 354-364

[42] Jensen, J.M. (2003) *Dynamic Modeling of Thermo-Fluid Systems with Focus on Evaporators for Refrigeration*, Doktorska disertacija, Technical University of Denmark

[43] Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P.G., Wong, Y.W. (1999) *Distributed steady and dynamic modeling of dry-expansion evaporators*, International Journal of Refrigeration, vol. 22, str. 126-136

[44] Kaern, M.R., Elmegaard, B., Larsen, L.F.S. (2011) *Experimental comparison of the dynamic evaporator response using homogeneous and slip flow modeling*, Proceedings 8th Modelica Conference, Dresden, Njemačka

[45] Karampour, M., Sawalha, S. (2018) *State-of-the-Art Integrated CO_2 Refrigeration System for Supermarkets: a Comparative Analysis*, International Journal of Refrigeration, vol. 86, str. 239-257

[46] Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard C.W. (2004) *Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems*, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 30, str. 119-174

[47] Kim, M.S., Shin, C.S., Kim, M.S. (2014) *A study on the real time optimal control method for heat rejection pressure of a CO_2 refrigeration system with an internal heat exchanger*, International Journal of Refrigeration, vol. 48, str. 87-99

[48] Kondou, Ch., Hrnjak, P. (2011) *Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point*, International Journal of Refrigeration, vol. 34, str. 719-731

[49] Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R. (2001) *Numerical simulation of a variable speed refrigeration system*, International Journal of Refrigeration, vol. 24, br. 2, str. 192-200

[50] Kuvannarat, T., Wang, C.C., Wongwises, S. (2006) *Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 49, str. 2587-2596

[51] Lee, J. and Domanski, P. (1997) *Impact of Air and Refrigerant Maldistributions On the Performance of Finned-Tube Evaporators With R-22 and R-407C*, National Institute of Standards and Technology (NIST), Gaithersburg, MD, [online] https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=910468

[52] Lenić, K. (2006) *Analiza izmjene topline i tvari pri stvaranju leda na lamelnim izmjenjivačima topline*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[53] Li, D., Groll, E.A. (2005) *Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device*, International Journal of Refrigeration, vol. 28, str. 766-773

[54] Lin, K.H., Kuo, C.S., Hieh, W.D., Wang, C.C. (2013) *Modeling and simulation of the transcritical CO_2 heat pump system*, International Journal of Refrigeration, vol. 36, str. 2048-2064

[55] Liu, R., Zhou, Z. (1984) *Heat transfer between gas and cylinder wall of refrigerating reciprocating compressor*, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, str. 110-115

[56] Liu, Z., Winterton, R.H.S. (1991) *A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 34, br. 11, str. 2759-2766

[57] Lohn, S.K., Pereira, E.L.L. (2014) *Numerical Investigation of the Gas Leakage through the Piston-Cylinder Clearance of Reciprocating Compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue, rad 2295

[58] Lohn, S.K., Pereira, E.L.L., da Camara, H.F, Deschamps, J.C. (2016) *Experimental Investigation of Damping Coefficient for Compressor Reed Valves*, International Compressor Engineering Conference. rad 2432

[59] Lorentzen, G. (1989) *Trans-Critical Vapour Compression Cycle Device*, World Intellectual Property Organization, International application published under the patent cooperation treaty, International Publication Number: WO 90/07683

[60] Lorentzen, G. (1994) *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*, International Journal of Refrigeration, vol. 17, br. 5, str. 292-301

[61] Lorentzen, G., Pettersen, J. (1993) *A new, efficient and envornmentally benign system for car air-conditioning*, International Journal of Refrigeration, vol. 16, br. 1, str. 4-12

[62] Ma, Z., Bao, H., Roskilly, A.P. (2017) *Dynamic Modelling and Experimental Validation of Scroll Expander for Small Scale Power Generation System*, Applied Energy, vol. 186, br. 3, str. 262-281

[63] Mader, G., Palm, B., Elmegaard, B. (2015.a) *Maldistribution in air-water heat pump evaporators. Part 1: Effects on evaporator, heat pump and system level*, International Journal of Refrigeration, vol. 50, str. 207-216

[64] Mader, G., Palm, B., Elmegaard, B. (2015.b) *Maldistribution in air-water heat pump evaporators. Part 2: Economic analysis of counteracting technologies*, International Journal of Refrigeration, vol. 50, str. 217-226

[65] Mithraratne, P., Wijeysundera, N.E., Bong, T.Y. (2000) *Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator*, International Journal of Refrigeration, vol. 23, br. 3, str. 174 -189

[66] Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, Ch., Anagnostatos, S. (2019) *Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO_2 refrigerant*, Energy Conversion and Management X, rad 100006

[67] Morales-Ruiz, S., Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares. O. (2009) *Numerical analysis of two-phase flow in condensers and evaporators with special emphasis on single-phase/two-phase transition zones*, Applied Thermal Engineering, vol. 29, br. 5-6, str. 1032-1042

[68] Mrzljak, V. (2015) *Kvazidimenzijski model za numeričke simulacije brodskoga dvotaktnoga dizelskog motora*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[69] Ndiaye, D., Bernier, M. (2010) *Transient modeling of refrigerant-to-air fin-and-tube heat exchangers*, HVAC&R Research, vol. 16, str. 355-381

[70] Ng, E.H., Tramschek, A.B., MacLaren, J.F.T. (1980) *Computer Simulation of a Reciprocating Compressor Using a Real Gas Equation of State*, International Compressor Engineering Conference, rad 304

[71] Ooi, K.T., Wong, T.N., Kwek, E.C. (1992) *A Real Gas Simulation of a Refrigeration Compressor and its Performance Comparison for CFCs and Non-CFCs*, International Compressor Engineering Conference, rad 872

[72] Parihar, A., Myszka, D., Robinet, B., Hodapp, Th. (2016) *Integrating Numerical Models for Efficient Simulation of Compressor Valves*, 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue, rad 1238

[73] Patankar, S.V. (1980) *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, McGraw Hill Book Co., New York, ISBN 0-07-048740-5

[74] Pavković, B. (1999) *Matematičko modeliranje termoenergetskih sustava s dizalicama topline pri promjenjivim uvjetima rada*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[75] Pereira, E.L.L., Deschamps, C.J. (2010) *A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves*, International Compressor Engineering Conference, rad 2010

[76] Pérez, B.P., Carrillo, J.A.E., de La Flor, F.J.S., Lissen, J.M.S, Navarro, A.M. (2021) *Thermoeconomic analysis of CO_2 Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for low-temperature refrigeration in warm climates*, Applied Thermal Engineering, vol. 188, rad 116613

[77] Pirompugd, W., Wang, C.C., Wongwises, S. (2007) *Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 50, br. 3-4, str. 552-565

[78] Qiao, H. (2014) *Transient Modeling of Two-Stage and Variable Refrigerant Flow Vapor Compression Systems with Frosting and Defrosting*, Doktorska disertacija, University of Maryland, College Park

[79] Rice, C.K. (1987) *The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions*, ASHRAE Transactions, vol. 93, br. 2, str. 341-367

[80] Rocha, A.A. (2019) *Analise do Desempenho Termodinamico de Compressores Alternativos e Rotativos para Aplicacoes de Refrigeracao Comercial*, Magistarski rad, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianopolis

[81] Roettger, W. (1975) *Digitale Simulation von Kaeltekompressoren unter Verwendung realer Zustandgleichungen*, Doktorska disertacija, TU Hannover

[82] Rony, R.U., Yang, H., Krishnan, S., Song, J. (2019) *Recent Advances in Transcritical CO_2 (R744) Heat Pump System: A Review*, Energies, vol. 12, br. 3, str. 457

[83] Rubas, P.J., Bullard, C.W., (1995) *Factors contributing to refrigerator cycling losses*, International Journal of Refrigeration, vol. 18, br. 3, str. 168-176

[84] Santosa, I.M.C., Gowreesunker, B.L., Tassou, S.A., Tsamos, K.M., Ge. Y. (2017) *Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO_2 gas coolers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 107, str. 168-180

[85] Sarkar, J. (2005) *Transcritical Carbon Dioxide Heat Pumps for Simultaneous Cooling and Heating, Dissertation*, Indian Institute of Technology, Kharagpur

[86] Sarkar, J. (2017) *Performance analyses of novel two-phase ejector enhanced multi-evaporator refrigeration systems*, Applied Thermal Engineering, vol. 110, str. 1635-1642

[87] Singh, S., Reddy, A., Maiya, M.P., Banasiak, K., Hafner, A., Nekså, P. (2018) *Analysis of R744 Refrigeration System with Liquid Ejectors*, 13th IIR-Gustav Lorentzen Conference, Valencia, Španjolska

[88] Span, R., Wagner, W. (1996) *A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, vol. 25, br. 6, str. 1509-1596

[89] Span, R. (2000) *Multiparameter Equations of State: An Accurate Source of Thermodynamic Property Data*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-08671-7

[90] Stewart, S.W. (2003) *Enhanced Finned-Tube Condenser Design and Optimization*, Doktorska disertacija, Georgia Institute of Technology

[91] Suamir, I.N. (2012) *Integration of Trigeneration and CO_2 Based Refrigeration Systems for Energy Conservation*, Doktorska disertacija, Brunel University

[92] Škifić, N. (2003) *Analiza utjecaja parametara opreme na značajke dizelskog motora,* Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci

[93] Taleghani, S.T., Sorin, M., Poncet, S., Nesreddine, H. (2019) *Performance investigation of a two-phase transcritical CO_2 ejector heat pump system*, Energy Conversion and Management, vol. 185, str. 442-454

[94] Thome, J.R., Ribatski, G. (2005) *State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO_2 in macro- and micro-channels*, International Journal of Refrigeration, vol. 28, str. 1149-1168

[95] Tsamos, K.M., Ge, Y.T., Santosa, I.D.M.C., Tassou, S.A. (2017) *Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO_2 booster system*, Applied Energy, vol. 186, str. 470-479

[96] Wan, H., Hwang, Y., Oh, S. (2018) *A Review of Electronic Expansion Valve Correlations for Air-conditioning and Heat Pump Systems*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, rad 1984

[97] Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J. (2000.a) *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, str. 2681-2691

[98] Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J. (2000.b) *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, str. 2693-2700

[99] Wang, D., Wang, Y., Yu, B., Shi, Y., Chen, J. (2019) *Numerical study on heat transfer performance of micro-channel gas coolers for automobile CO_2 heat pump systems*, International Journal of Refrigeration, vol. 106, str. 639-649

[100] Wannassi, M., Buisson, M. (2015) *Scroll Compressor Fluid Mechanical Modeling*, 12th International Mathematica Symposium, Prag, Češka

[101] Winandy, E., Saavedra, C., Lebrun, J. (2002) *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor*, International Journal of Thermal Sciences, vol. 41, str. 183-192

[102] Winkler, J.M. (2009) *Development of a Component Based Simulation Tool for the Steady State and Transient Analysis of Vapor Compression Systems*, Doktorska disertacija, University of Maryland, College Park

[103] Wu, K. (1994) *A Structured Software for Presentation of Compressor Information International Compressor Engineering Conference*, rad 972

[104] Xuan, S. (2010) *Generic dynamic model for a range of thermal system components*, Doktorska disertacija, University of Maryland, College Park

[105] Yoon, S.H., Cho, E.S., Hwang, Y.W. (2004) *Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development*, International Journal of Refrigeration, vol. 27, str. 111-119

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Shema rashladnog sustava (lijevo), podkritični (sredina) i transkritični proces (desno) 2
Slika 2.1 Fazni dijagram CO_2 (lijevo) i tlak pare raznih radnih tvari (desno) 13
Slika 2.2 Gustoća CO_2 (lijevo) i omjer gustoća kapljevine i pare pri zasićenju za različite radne tvari (desno) 14
Slika 2.3 Izobarna specifična toplina CO_2 (lijevo) i Prandtlov broj (desno) 14
Slika 2.4 Jednostavni (prve dvije sheme slijeva) i suvremeni (treća shema) transkritični rashladni sustavi s CO_2, jednostavni *booster* sustav (četvrta shema) i *booster* sustav s unutarnjim izmjenjivačem topline (zadnja shema) 15
Slika 2.5 Rashladni *booster* sustav paralelnom kompresijom (lijevo) i s baterijom ejektora (desno) .. 17
Slika 3.1 Hijerarhija razreda Skalara i naslijeđenih razreda 18
Slika 3.2 Hijerarhija razreda Komponenta i naslijeđenih razreda 19
Slika 3.3 Radni prostor klipnog kompresora, kao kontrolni volumen koji predstavlja otvoreni termodinamički sustav 21
Slika 3.4 Podloga za pojednostavljeni proračun temperature stijenke kompresora 32
Slika 3.5 Prestrujavanje među kontrolnim volumenima za $p_2 > p_1$ 34
Slika 3.6 Propuštanje između klipa i cilindra klipnog kompresora, Rocha (2019) 36
Slika 3.7 Maseni protoci na kompresoru s rotirajućim klipom, prerađeno iz Rocha (2019) 36
Slika 3.8 Dinamički model ventila, Rocha (2019) 40
Slika 3.9 Koljenasti mehanizam klipnog kompresora 41
Slika 3.10 Shematski prikaz kompresora s rotirajućim klipom 43
Slika 3.11 Procesi usisa i kompresije u kompresoru s rotirajućim klipom, Rocha (2019) 44
Slika 3.12 Prolaz rotirajućeg klipa preko usisnog otvora 48
Slika 3.13 Evolventna spirala s $N = 3$ namotaja (lijevo) i debljina B namotaja spirale (desno) 52
Slika 3.14 Prikaz translacije pomične spirale obzirom na fiksnu spiralu po koracima kuta pogonskog vratila od $\pi / 2$ 53
Slika 3.15 Nalaženje dodirnih točki između fiksne spirale (svjetlo siva) i pokretne spirale (tamno siva), pomoću zajedničke tangente baznih kružnica fiksne i pokretne spirale pri proizvoljnom kutu θ_r zakreta pogonskog vratila 54
Slika 3.16 Novi profil početka spirale s dva kružna luka, Ma i sur. (2017) 57
Slika 3.17 Početak (lijevo) i kraj (desno) dodira kružnih lukova 58
Slika 3.18 Trokut zadan svojim vrhovima u ravninskom koordinatnom sustavu 59
Slika 3.19 Detalj središnjeg dijela spiralnog kompresora s tlačnim otvorom (plavo), fiksnom (crno) i pomičnom spiralom (crveno) 61

Slika 3.20 Komore kompresora i granice među njima, za izračun radijalnog propuštanja 61
Slika 3.21 Glavne dimenzije cijevno-lamelnog izmjenjivača topline 68
Slika 3.22 Diskretizacija izmjenjivača topline 72
Slika 3.23 Promjene režima strujanja tijekom strujanja s vrenjem CO_2 77
Slika 3.24 Geometrijski detalji za pravokutni (lijevo) i šahovski (desno) raspored cijevi 80
Slika 3.25 Podloga za opis interakcije među segmentima izmjenjivača topline na strani zraka 82
Slika 3.26 Shematski prikaz provođenja topline među susjednim cijevima 86
Slika 3.27 Dijagram toka pojednostavljenog modela izmjenjivača topline 90
Slika 3.28 Efektivna protočna površina visokotlačnog ekspanzijskog ventila u ovisnosti o otvorenosti 92
Slika 3.29 Geometrija ejektora 93
Slika 3.30 Shema modela rashladnog sustava i podjela na segmente homogenog tlaka 96
Slika 3.31 Dijagram toka za jedan korak simulacije segmenta homogenog tlaka 97
Slika 4.1 Rashladna komora (gore lijevo), isparivač unutar komore (gore desno), vanjska jedinica (dolje lijevo) i njeni osnovni dijelovi (dolje desno) 99
Slika 4.2 Shema eksperimentalnog rashladnog sustava 100
Slika 4.3 Osnovne komponente vanjske jedinice (ArctiCO_2, 2019) 101
Slika 4.4 Poprečni presjek kompresora u bokocrtu (lijevo) i tlocrtu (desno) (Chinen i sur., 2014) 101
Slika 4.5 Poprečni presjek hladnjaka plina (lijevo) i isparivača (desno) 102
Slika 5.1 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i podataka proizvođača za ustaljeni rad kompresora, za maseni protok (lijevo) i električnu snagu (desno) 103
Slika 5.2 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada kompresora, za električnu snagu 104
Slika 5.3 Usporedba *p,V*-dijagrama za procese kompresora pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1} .. 104
Slika 5.4 Usporedba razvijenog dijagrama tlaka pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1} 105
Slika 5.5 Usporedba razvijenog dijagrama temperature pri brzinama vrtnje od 50 s^{-1} i 100 s^{-1} 105
Slika 5.6 Usporedba izlazne temperature isparivača izračunate numeričkom simulacijom detaljnim modelom isparivača i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada 107
Slika 5.7 Usporedba izlazne temperature isparivača izračunate numeričkom simulacijom detaljnim modelom isparivača i eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada 107
Slika 5.8 Promjena tlaka radne tvari duž isparivača tijekom vremena 108
Slika 5.9 Promjena specifičnog protoka radne tvari duž isparivača tijekom vremena 109
Slika 5.10 Promjena temperature radne tvari duž isparivača tijekom vremena 109
Slika 5.11 Promjena specifične entalpije radne tvari duž isparivača tijekom vremena 109

Slika 5.12 Promjena temperature zraka duž isparivača tijekom vremena 110
Slika 5.13 Promjena temperature stijenke duž isparivača tijekom vremena 110
Slika 5.14 Usporedba tlaka radne tvari na izlazu sapnice (lijevo), masenog protoka pogonskog fluida (sredina) i masenog protoka usisanog fluida iz isparivača (desno) izračunatih numeričkom simulacijom ejektora i eksperimentalnih mjerenja u ustaljenim uvjetima rada ejektora 112
Slika 5.15 Otvorenost ekspanzijskih ventila tijekom mjerenja 113
Slika 5.16 Brzina vrtnje pogonskog vratila kompresora tijekom mjerenja 114
Slika 5.17 Usporedba rezultata numeričkih simulacija i podataka mjerenja za tlakove 114
Slika 5.18 Usporedba izračunatih i izmjerenih temperatura radne tvari na ulazu i izlazu hladnjaka plina 115
Slika 5.19 Usporedba izračunatih i izmjerenih temperatura radne tvari na ulazu i izlazu isparivača. 115
Slika 5.20 Usporedba visokog (lijevo), srednjeg (sredina) i niskog tlaka (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i tlakova eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada 116
Slika 5.21 Usporedba temperatura radne tvari na ulazu (lijevo) i izlazu hladnjaka plina (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i temperature eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada 116
Slika 5.22 Usporedba temperatura radne tvari na ulazu (lijevo) i izlazu isparivača (desno), izračunatih numeričkom simulacijom pojednostavljenim modelom cjelokupnog sustava i temperature eksperimentalnih mjerenja u prijelaznim uvjetima rada 117
Slika 5.23 Promjena masenih protoka kroz kompresor i ekspanzijske ventile 118
Slika 5.24 Izmještanje masa radne tvari između dijelova rashladnog sustava 118
Slika 5.25 Tokovi energije u izmjenjivačima i kompresoru 119
Slika 5.26 COP rashlade cjelokupnog rashladnog sustava 119
Slika 5.27 Usporedba *p,h*-dijagrama procesa pri 40 s i 1000 s nakon pokretanja kompresora 120
Slika 5.28 Analiza utjecaja parametara rashladnog sustava na COP, rashladni učin i snagu kompresora (lijevo) i tlakove u dijelovima sustava (desno) 122
Slika 6.1 Utjecaj temperature CO_2 na izlazu hladnjaka plina na COP sustava 125
Slika 6.2 Linija optimalnih COP za različite temperature CO_2 na izlazu hladnjaka plina za temperaturu isparivanja -5,5°C 125
Slika 6.3 Linije optimalnih COP pri različitim temperaturama isparivanja 126
Slika 6.4 Sheme rashladnih sustava CO_2 s poboljšanjima 128
Slika 6.5 Usporedba toplinskih množioca (COP), rashladnih učina i pogonskih snaga 130

POPIS TABLICA

Tablica 2.1 Karakteristike radnih tvari (Kim i sur., 2004) 13
Tablica 3.1 Koeficijenti za linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja mase 74
Tablica 3.2 Koeficijenti za linearne diskretizirane jednadžbe očuvanja energije 76
Tablica 5.1 Radne točke ejektora i rubni uvjeti 112
Tablica 5.2 Analizirane promjene parametara sustava i njihov utjecaj na COP, rashladni učin $\dot{Q}$, snagu kompresora P i tlakove u visokotlačnom p_{VT}, srednjetlačnom p_{ST} i niskotlačnom p_{NT} dijelu sustava 121
Tablica 6.1 Promjena geometrije ejektora pri različitim tlakovima dobave 129

ŽIVOTOPIS

Vedran Medica-Viola rođen je 18. siječnja 1990. godine u Rijeci. Osnovnu školu završio je 2004., a gimnaziju 2008. godine. Iste godine upisuje preddiplomski studij strojarstva, a 2011. diplomski studij strojarstva na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. 2009. upisuje preddiplomski studij menadžmenta, a 2013. upisuje diplomski studij informatičkog poslovanja na Ekonomskom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Zvanje magistra inženjera strojarstva je stekao 2013., obranom diplomskog rada pod nazivom *Projekt i simulacija apsorpcijskog sustava hlađenja pogonjenog sunčevom energijom*. Zvanje magistra ekonomije stječe 2015., obranom diplomskog rada pod nazivom *Program za analizu valutnih tokova građen programskim jezikom C++*. 2013. godine je upisao poslijediplomski sveučilišni studij iz Tehničkih znanosti polje Strojarstvo, modul Termoenergetika.

2016. se godine zaposlio kao asistent na Odjelu za politehniku Sveučilišta u Rijeci. 2018. se zaposlio kao asistent na Zavodu za termodinamiku i energetiku na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Održavao je vježbe iz kolegija *Motori*, *Toplinski strojevi i uređaji*, *Toplinske turbine*, *Brodski sustavi*, *Brodski energetski uređaji*, *Brodski pomoćni strojevi* na sveučilišnim studijima i *Toplinski strojevi i uređaji I* i *Brodski sustavi, pomoćni strojevi i uređaji* na stručnim studijima.

Materinski jezik mu je hrvatski, a fluentan je u engleskom jeziku te se služi i talijanskim i njemačkim.

Autor je 11 znanstvenih radova objavljenih u relevantnim časopisima. 3 rada objavljena su u časopisima koji pripadaju prvom kvartilu (Q1), 2 su objavljena časopisima koji su pripadaju drugom (Q2), a 4 u časopisima koji pripadaju trećem kvartilu (Q3).

Suosnivač je startup-a pod nazivom Noctua Systems, za razvoj bežičnog elektroničkog sustava akvizicije podataka. Suosnivač je trgovačkog društva Eximii d.o.o., u sklopu kojeg je razvio i proizveo elektroničko kolo, koje prikuplja analogne i digitalne signale, temeljem kojih upravlja nizom električnih koračnih motora i pneumatskih aktuatora. U sklopu navedenog društva je razvio i elektroničko kolo koje temeljem očitanja ultrazvučnog senzora prepoznaje prisutnost krutih objekata u volatilnom okruženju, poput kišnih uvjeta. Razvio je i softver za analizu niza slika i prepoznavanje prisutnosti ljudi i pokreta. Razvijena elektronička kola su zasnovana na 8-bitnim AVR i 32-bitnim ARM procesorima. Navedena elektronička kola su korištena za konkretne namjene. Osim toga je razvio web-aplikaciju bez grafičkog sučelja za automatiziranu analizu tržišnih trendova i trgovanje kriptovalutama za vlastitu primjenu.

Sretno je oženjen.

POPIS OBJAVLJENIH RADOVA

[1] Medica-Viola, V., Pavković, B., Mrzljak, V. (2018) *Numerical model for on-condition monitoring of condenser in coal-fired power plants*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 117, str. 912-923

[2] Mrzljak, V., Poljak, I., Medica-Viola, V. (2017) *Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier*, Applied Thermal Engineering, vol. 119, br. 5, str. 331-346

[3] Škopac, L., Medica-Viola, V., Mrzljak, V. (2020) *Selection Maps of Explicit Colebrook Approximations according to Calculation Time and Precision*, Heat Transfer Engineering, vol. 42, br. 10, str. 839-853

[4] Pelić, V., Mrakovčić, T., Medica-Viola, V., Valčić, M. (2020) *Effect of Early Closing of the Inlet Valve on Fuel Consumption and Temperature in a Medium Speed Marine Diesel Engine Cylinder*, Journal of Marine Science and Engineering, vol. 8, br. 10, str. 747-764

[5] Mrzljak, V., Poljak, I., Medica-Viola, V. (2017) *Thermodynamical analysis of high-pressure feed water heater in steam propulsion system during exploitation*, Brodogradnja, vol. 68, br. 2, str. 45-61

[6] Mrzljak, V., Poljak, I., Medica-Viola, V. (2017) *Energy and exergy efficiency analysis of sealing steam condenser in propulsion system of LNG carrier*, Naše more, vol. 64, br. 1, str. 20-25

[7] Medica-Viola, V., Mrzljak, V., Anđelić, N., Jelić, M. (2020) *Analysis of low-power steam turbine with one extraction for marine applications*, Naše more, vol. 67, br. 2, str. 87-95

[8] Mrzljak, V., Poljak, I., Medica-Viola, V. (2016) *Efficiency and losses analysis of low-pressure feed water heater in steam propulsion system during ship maneuvering period*, Pomorstvo, vol. 30, br. 2, str. 133-140

[9] Medica-Viola, V., Baressi Šegota, S., Mrzljak, V., Štifanić, D. (2020) *Comparison of conventional and heat balance based energy analyses of steam turbine*, Pomorstvo, vol. 34, br. 1, str. 74-85

[10] Mrzljak, V., Kudláček, J., Baressi Šegota, S., Medica-Viola, V. (2021) *Energy and Exergy Analysis of Waste Heat Recovery Closed-Cycle Gas Turbine System while Operating with Different Mediums*, Pomorski zbornik, vol. 60, br. 1, str. 21-48

[11] Mrzljak, V., Prpić-Oršić, J., Medica-Viola, V., Anđelić, N. (2020) *The change in energy flow streams for main marine propulsion steam turbine at different loads*, Trans & Motauto World, vol. 5, br. 1, str. 26-29

[12] Pelić, V., Mrakovčić, T., Medica-Viola, V., Valčić, M. (2020) *Reducing Environmental Impact and Fuel Costs by Installing a Photovoltaic Power Plant On Board*, Proceedings of the 24th

Symposium on Theory and Practice of Shipbuilding, In Memoriam of prof. Leopold Sorta, str. 389-402

[13] Pavković, B., Delač, B., Medica-Viola, V. (2017) *Simulacija i projekt solarnog apsorpcijskog sustava hlađenja*, Zbornik Međunarodnog kongresa o KGH, vol. 45, br. 1, str. 1-8

[14] Mrzljak, V., Prpić-Oršić, J., Medica-Viola, V., Senčić, T. (2021) *Exergy analysis of base and optimized high pressure feed water heating system from nuclear power plant*, IX International Scientific Conference: Technics, Technologies, Education, Safety 2021 - Proceedings, vol. 1, br. 1, str. 5-8