

Dinamička simulacija rada mehaničkog termoelekspanzijskog ventila u rashladnom sustavu

Brđović, Bruno

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:672686>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-15**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Bruno Brđović

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Nenad Ferdelji, dipl. ing.

Student:

Bruno Brđović

Zagreb, 2024.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na svim savjetima i znanju pruženom tijekom izrade ovoga rada. Također, zahvaljujem se obitelji i prijateljima na pruženoj podršci tijekom preddiplomskog studija.

Bruno Brđović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 24 – 06 / 1	
Ur.broj: 15 – 24 –	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Bruno Brdović** JMBAG: **0035216278**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dinamička simulacija rada mehaničkog termoekspanzijskog ventila u rashladnom sustavu**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Dynamic simulation of the thermal expansion valve operation in refrigeration system**

Opis zadatka:

Potrebno je izraditi dinamički matematički model jednostupanjskog rashladnog sustava s radnom tvari R-404A te simulirati rad sustava pri promjenjivom opterećenju, tj. dotoku topline na isparivač od hladene robe, za zadane uvjete kako slijedi:

- temperatura kondenzacije: 35 °C,
- pothlađenje radne tvari iza kondenzatora: 4 °C.

Promjenjivo opterećenje ostvariti uključivanjem i isključivanjem ventilatora, čime se mijenjaju uvjeti prijelaza topline na isparivaču. Simulaciju rada regulatora temperature pregrijanja (mehaničkog termoekspanzijskog ventila) izraditi za ventil proizvođača Danfoss, tip TE2, sapnica broj 5 s nazivnim parametrima:

- pregrijanje otvaranja ventila: 6 °C,
- temperatura isparivanja: 5 °C,
- rashladni učin: 13,4 kW.

Sve ostale parametre koji su potrebni za provedbu proračuna, kao što su temperatura hlađenja, koeficijenti prolaza topline na isparivaču kada ventilator radi i kada je isključen, potrebno je pretpostaviti temeljem relevantne dostupne literature.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2023.

Zadatak zadao:

izv. prof. dr. sc. Nenad Ferdelji

Datum predaje rada:

1. rok: 22. i 23. 2. 2024.
2. rok (izvanredni): 11. 7. 2024.
3. rok: 19. i 20. 9. 2024.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26. 2. – 1. 3. 2024.
2. rok (izvanredni): 15. 7. 2024.
3. rok: 23. 9. – 27. 9. 2024.

Predsjednik Povjerenstva:

V Soldo
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
SAŽETAK.....	IV
SUMMARY	V
1. UVOD.....	1
2. JEDNOSTUPANJSKI RASHLADNI SUSTAV	2
2.1. Način rada jednostupanjskog rashladnog sustava [2]	2
2.2. Radne tvari u rashladnim sustavima [2].....	3
2.2.1. Zeotropske smjese.....	4
3. MATEMATIČKI MODEL KOMPONENTI RASHLADNOG SUSTAVA	6
3.1. Numeričko rješavanje diferencijalnih jednadžbi [3]	6
3.1.1. Eulerova (eksplicitna) metoda	6
3.2. Matematički model termoekspanzijskog ventila [4].....	7
3.3. Matematički model isparivača	12
3.4. Matematički model kompresora.....	25
4. ANALIZA REZULTATA SIMULACIJE.....	28
4.1. Utjecaj koeficijenta prijelaza topline pri isparavanju	35
5. ZAKLJUČAK.....	38
LITERATURA.....	39

POPIS SLIKA

Slika 1.	Prikaz jednostupanjskog rashladnog procesa u T,s dijagramu [1]	3
Slika 2.	Prikaz rashladnog procesa sa zeotropskom smjesom u T,s dijagramu [2]	5
Slika 3.	Shematski prikaz termoekspanzijskog ventila	7
Slika 4.	Svijetli presjek ventila [3]	9
Slika 5.	Radna karakteristika termoekspanzijskog ventila [3]	11
Slika 6.	Matematički model isparivača.....	12
Slika 7.	Zakon očuvanja mase za vrelu kapljevину	19
Slika 8.	Geometrijski model vrele kapljevine	19
Slika 9.	Promjena volumena vrele kapljevine u vremenu	20
Slika 10.	Promjena brzina strujanja zraka na isparivač u vremenu	29
Slika 11.	Toplinski tokovi na isparivaču	30
Slika 12.	Promjene pojedinih volumena u isparivaču tijekom vremena	31
Slika 13.	Tlak u isparivaču tijekom vremena	32
Slika 14.	Promjene temperature isparavanja i temperature pregrijanja u vremenu	33
Slika 15.	Ulazni i izlazni protok u isparivač u vremenu.....	34
Slika 16.	Prikaz koeficijenata prolaza topline u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline	36
Slika 17.	Prikaz ukupnog toplinskog toka u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline	36
Slika 18.	Prikaz temperature isparavanja u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline	37

POPIS TABLICA

Tablica 1. Vrijednosti konstanta K i m za različite vrijednosti Reynoldsovog broja..... 17

SAŽETAK

Rashladni sustavi koriste se za snižavanje i održavanje temperature niže od okoline. Imaju široku primjenu u prehrambenoj industriji, domaćinstvu, trgovini, transportu, klimatizaciji itd. Za kvalitetan rad rashladnih sustava potrebno je odabrati optimalne komponente i parametre rada sustava. U ovom završnom radu napravljen je dinamički model isparivača i termoekspanzijskog ventila jednostavnog rashladnog sustava pri promjenjivom opterećenju. Cilj ovog rada je analizirati nestacionarni proces koji se odvija u isparivaču gdje je promjena opterećenja isparivača ostvarena promjenom brzine strujanja zraka. Analizirana je dinamika sustava pri brzinama strujanja zraka, a koje iznose 4 m/s, 5 m/s, te 2,5 m/s. Za svaku brzinu strujanja analiziran je interval od 600 sekundi u kojem je postignuto stacionarno stanje. Također, analiziran je rad sustava pri promjeni koeficijenta prijelaza topline isparavanja. Pomoću matematičkog modela isparivača i termoekspanzijskog ventila, te numeričke metode konačnih razlika, u programskom jeziku Python analiziran je utjecaj raznih parametara na sustav.

Ključne riječi: isparivač, metoda konačnih razlika, Python

SUMMARY

Refrigeration systems are used to lower and maintain temperatures below the ambient level. They have wide applications in the food industry, household, commerce, transportation, air conditioning, etc. For the proper functioning of refrigeration systems, it is necessary to select optimal components and system operating parameters. In this final paper, a dynamic model of an evaporator and a thermostatic expansion valve of a simple refrigeration system with variable load was developed. The aim of this paper is to analyze the non-stationary process that occurs in the evaporator, where the change in evaporator load is achieved by changing the air flow velocity. The system dynamics were analyzed at air flow velocities of 4 m/s, 5 m/s, and 2.5 m/s. For each flow velocity, a 600-second interval was analyzed to reach a steady state. Also, the operation of the system was analyzed during changes in the evaporation heat transfer coefficient. Using the mathematical model of the evaporator and thermostatic expansion valve, as well as the finite difference numerical method implemented in the Python programming language, the influence of various parameters on the system was analyzed.

Keywords: evaporator, finite difference method, Python

1. UVOD

Rashladni sustavi služe hlađenju tvari ili materije na temperaturu nižu od temperature okoline. Koriste se za ostvarivanje uvjeta za očuvanje kvalitete hrane, od proizvodnje do potrošnje, za postizanje ugone tijekom boravka i rada u prostoru, za očuvanje kvalitete zdravstvenih proizvoda i usluga te u postizanju niskih temperatura i ostvarivanju procesa ukapljivanja plinova. Rashladnim sustavom potrebno je osigurati željenu temperaturu prostorije hlađenjem zraka na isparivaču uz što manju potrošnju energije, odnosno što manje pogonske troškove. Kvalitetan rad sustava postiže se odabirom optimalnih parametara rada i komponenti rashladnog sustava. S obzirom na to da realni sustavi rade pri promjenjivom opterećenju, pri čemu se mijenja iznos izmijenjenog toplinskog toka na isparivaču, potrebno je odabrati ventil kojim se osigurava optimalan rad isparivača. Termoekspanzijski ventil (TEV) je automatska naprava koja pripada skupini prigušnih regulatora stalnog pregrijanja pare. TEV se u rashladnom sustavu koristi za prigušivanje točno određene količine radne tvari koju je u isparivaču moguće potpuno ispariti pri tlaku isparavanja, te pregrijati na zadanu temperaturu pregrijanja koja obično iznosi između 4 i 5 K. Pregrijanje radne tvari sprječava dovod kapljevite radne tvari u kompresor i time hidraulički lom kompresora. Također, termoekspanzijski ventil u rashladnom sustavu održava potrebnu razliku tlaka kondenzacije i tlaka isparavanja.

Glavni je cilj ovog rada izrada modela isparivača i termoekspanzijskog ventila u svrhu analize dinamike sustava pri promjenjivom opterećenju sustava. Promjena opterećenja je ostvarena promjenom brzine vrtnje ventilatora na isparivaču s obzirom na to da pri većoj brzini vrtnje ventilatora isparivač izmjenjuje više toplinskog toka s okolinom. U radu su dobiveni rezultati za tri brzine vrtnje ventilatora korištenjem programskog jezika Python.

Najveći problem pri analizi isparivača predstavljaju jednadžbe koje opisuju nestacionarni prijenos topline, a koje su kompleksne za rješavanje analitički. Diferencijalne jednadžbe kojima su opisani nestacionarni fizikalni procesi moguće je numeričkim metodama pretvoriti u velik broj algebarskih jednadžbi, te riješiti pomoću računala.

2. JEDNOSTUPANJSKI RASHLADNI SUSTAV

2.1. Način rada jednostupanjskog rashladnog sustava [2]

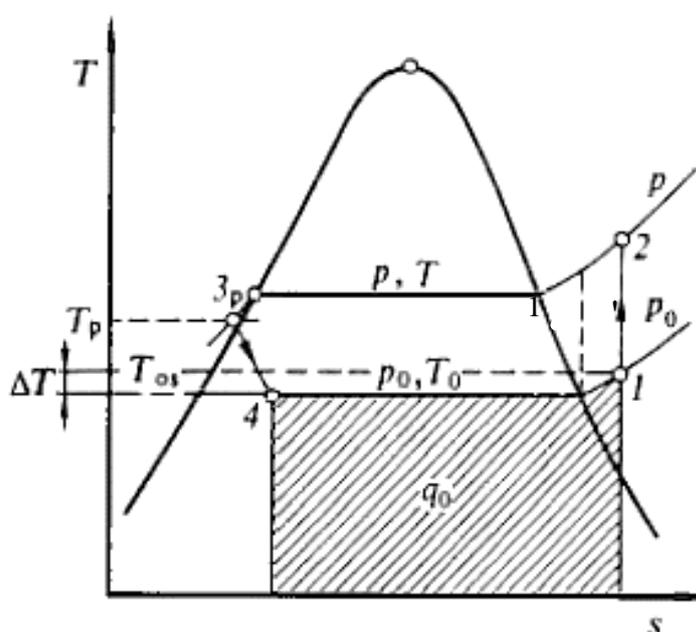
Jednostupanjski rashladni sustavi rade na principu ljevokretnog kružnog procesa. Za odvijanje procesa potrebna su dva toplinska spremnika - jedan niže i jedan više temperature. Pomoću rashladnog uređaja toplina se prenosi s toplinskog spremnika niže temperature (izvodi se na isparivaču) na toplinski spremnik više temperature (izvodi se na kondenzatoru) uz utrošak energije (mehanički rad ili toplinska energija). Dakle, jednostupanjski rashladni sustavi sastoje se od četiri glavne komponente: kompresor, kondenzator, prigušni ventil i isparivač.

Proces se sastoji od četiri faze što je vidljivo na Slici 1.:

- Faza 4-1: radna tvar stanja mokre pare (stanje 4) ulazi u isparivač, gdje se toplina s medija kojeg je potrebno hladiti predaje radnoj tvari. Radna tvar, preuzimanjem topline, isparava u isparivaču do stanja suhozasićene ili pregrijane pare (stanje 1). Za ostvarenje željene izmjene topline potrebno je osigurati temperaturu isparivanja, a koja mora biti niža od temperature medija kojeg je potrebno hladiti. Proces se od stanja 4 do stanja 1 odvija pri konstantnom tlaku i temperaturi isparivanja.
- Faza 1-1': radna tvar se u nekim slučajevima dodatno pregrijava do stanja pregrijane pare (stanje 1') za $5 \div 10$ °C. Pregrijanje se vrši kao zaštita kompresora od hidrauličkog udara, a što sprječava ulazak tekuće radne tvari u cilindar kompresora.
- Faza 1'-2: usisavanje pregrijane pare radne tvari u kompresor. Radna tvar stanja 1' ulazi u kompresor gdje se komprimira s tlaka isparivanja na tlak kondenzacije (stanje 2). Za komprimiranje radne tvari potrebno je u sustav unijeti energiju, odnosno rad kompresije. Dva uvjeta koje je potrebno ostvariti u ovoj fazi:
 1. Kompresijski kriterij - omjer tlaka kondenzacije i tlaka isparivanja mora biti manji od $10 \div 12$
 2. Temperaturni kriterij – temperatura nakon kompresije ne smije biti viša od $135 \div 140$ °C
- Faza 2-3: radna tvar stanja 2 ulazi u kondenzator gdje se pri tlaku kondenzacije hladi predajući toplinu mediju u okolini kondenzatora, najčešće okolišnom zraku. Radna tvar se hladi pri konstantnom tlaku kondenzacije od stanja pregrijane pare do stanja vrele kapljevine, a zatim se pothlađuje do stanja 3. Pothlađivanjem radne tvari, proces

se u T,s dijagramu pomiče više ulijevo te je tako osigurana veća izmjena topline na isparivaču što rezultira većom efikasnošću sustava. Temperatura radne tvari u kondenzatoru mora biti viša od temperature medija koji se nalazi u okolini kondenzatora.

- Faza 3-4: nakon kondenzacije, radna tvar stanja 3 struji kroz prigušni ventil gdje se prigušuje s tlaka kondenzacije na tlak isparivanja, odnosno s višeg na niži tlak. Nakon prigušivanja, koji je neravnotežni proces, radna tvar stanja mokre pare (stanje 4) ponovno ulazi u isparivač i kružni proces se ponavlja.



Slika 1. Prikaz jednostupanjskog rashladnog procesa u T,s dijagramu [1]

2.2. Radne tvari u rashladnim sustavima [2]

Rashladni sustav puni se radnom tvari koja služi kao prijenosnik toplinske energije. U tehnici hlađenja postoji velik broj radnih tvari koje je moguće odabrati za različite vrste sustava hlađenja, ali većina ih ima pojedina nepoželjna svojstva, a koja ih ograničavaju u upotrebi. Iz tog razloga radne tvari moraju ispunjavati određene termodinamičke, sigurnosne i funkcionalne zahtjeve.

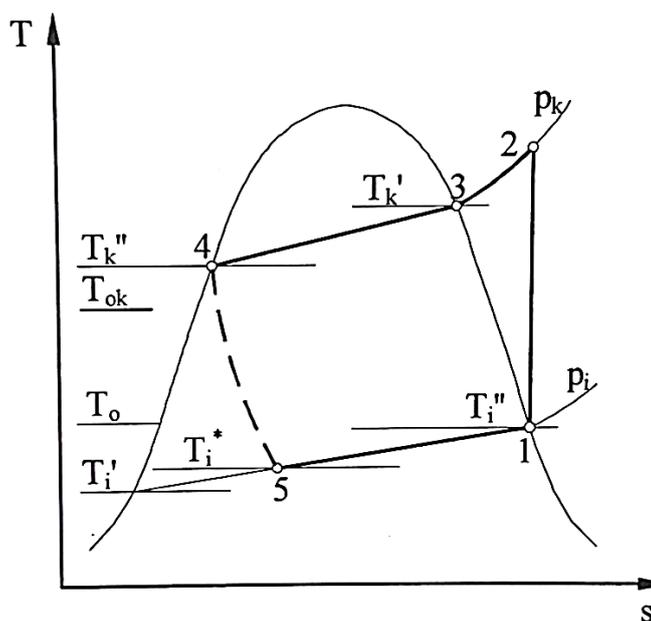
- Termodinamički zahtjevi:
 - niska temperatura isparivanja pri atmosferskom tlaku
 - umjereni tlak zasićenja pri temperaturi $35 \div 48$ °C
 - umjereni kompresijski omjer p_k/p_i , kada su ispunjena prva dva uvjeta
 - velika latentna toplina isparivanja i kondenzacije
 - velika gustoća pri temperaturi isparivanja
 - mala viskoznost
 - niska točka smrzavanja
- Sigurnosni zahtjevi:
 - nezapaljivost, čista tvar ili u smjesi sa zrakom, uljem i vlagom
 - neotrovnost
 - neeksplozivnost
 - lagano otkrivanje prisutnosti u zraku
- Funkcionalni zahtjevi:
 - nekorozivnost, ne smije otapati materijale konstrukcije
 - ne reagiranje fizikalno ili kemijsko s mazivim uljem, naročito uz prisutnost vlage
 - fizikalna i kemijska stabilnost

Također, radne tvari moraju imati svojstva, a koja ne utječu na razgradnju ozonskog sloja (ODP=0), te ne smiju imati veliki utjecaj na zagrijavanje atmosfere (mali GWP) [2]. Prema porijeklu, radne tvari se dijele na tvari anorganskog porijekla, tvari organskog porijekla, azeotropne smjese i zeotropne smjese

2.2.1. Zeotropne smjese

Zeotropne smjese su smjese dviju ili više komponentnih radnih tvari. Para i kapljevina pri promjeni agregatnog stanja mijenjaju koncentraciju uz klizanje temperature, pri konstantnom tlaku. Temperatura pri promjeni agregatnog stanja nije konstantna, odnosno

temperatura na kraju isparavanja ili kondenzacije se razlikuje od temperature na početku. U ovom radu napravljena je dinamička simulacija termoekspanzijskog ventila pri kojoj se koristila radna tvar R-404A. Ona pripada zeotropskim smjesama. Zeotropska smjesa R-404A odlikuje se malom temperaturom klizanja ($0,5^\circ\text{C}$), a upotrebljava se za niža temperaturna područja. Ljevokretni rashladni proces zeotropske smjese prikazana je u T,s dijagramu na Slici 2. [2] gdje je vidljiva promjena temperature pri promjeni agregatnog stanja.



Slika 2. Prikaz rashladnog procesa sa zeotropskom smjesom u T,s dijagramu [2]

3. MATEMATIČKI MODEL KOMPONENTI RASHLADNOG SUSTAVA

3.1. Numeričko rješavanje diferencijalnih jednadžbi [3]

Diferencijalna jednadžba

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = f(t, y) \quad (1)$$

u vremenskom intervalu $(0, T)$, uz početni uvjet $y(0) = y_0$, rješavana je na način da se vremenski interval podijeli na N diskretnih intervala veličine $h = \frac{T}{N}$. Potrebno je osigurati dovoljno malu veličinu intervala, u odnosu na brzinu promjene funkcije $y(t)$. Rješenja funkcije $y(t)$ definirana su u diskretnim vremenskim trenucima $t_n = (n h)$, za $n = 1, N$. Vrijednosti funkcije u tim vremenskim trenucima označavana su $y(t_n) = y_n$, a derivacije $\dot{y}(t_n) = \dot{y}_n$. Pri numeričkom integriranju jednadžbe (2.73) derivacija \dot{y} je aproksimirana vrijednostima funkcije y_n i y_{n+1} , te uvrštena u (2.73). S obzirom na to da je vrijednost y_n poznata, iz jednadžbe je izračunat y_{n+1} . Postupak se ponavlja, počevši od y_0 , pa sve do kraja intervala integracije. Postoji više načina aproksimacije derivacije \dot{y} , a koje se temelje na razvoju funkcije u Taylorov red. U ovom je radu korištena Eulerova (eksplicitna) metoda.

3.1.1. Eulerova (eksplicitna) metoda

U Eulerovoj metode funkcija se razvija u Taylorov red u odnosu na točku t_n u kojoj je poznata vrijednost funkcije $y(t_n) = y_n$, a formula za Taylorov red glasi;

$$\dot{y}_{n+1} = y_n + \dot{y}_n h - \frac{1}{2} \ddot{y}_n h^2 + \frac{1}{6} \dddot{y}_n h^3 - \dots \quad (2)$$

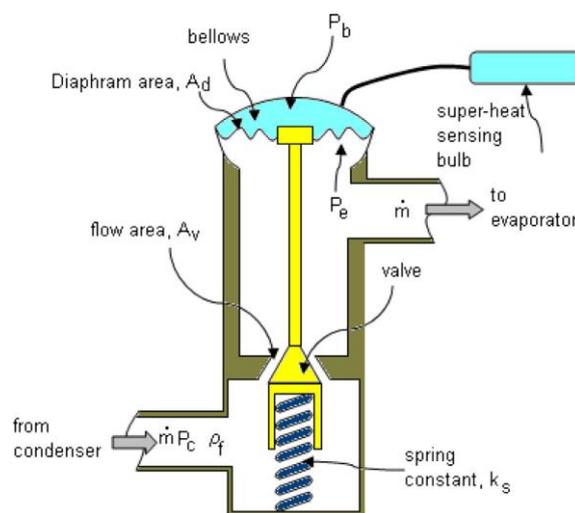
Uzimajući samo prva dva člana ovog razvoja funkcije u Taylorov red, pri čemu je član s najvišom potencijom intevala h linearan član, dobivena je eksplicitna aproksimacija funkcije prvog reda točnosti, a koja glasi:

$$\dot{y}_n = \frac{y_{n+1} - y_n}{h} \quad (3)$$

Ovom se metodom derivacija zamjenjuje formulom za diferenciranje unaprijed, počevši od početne vrijednosti y_0 i početnog vremenskog trenutka t_0 . Eulerova metoda naziva se još i eksplicitna zbog toga što su u svakom koraku n , sve informacije potrebne za računanje stanja u slijedećem trenutku y_{n+1} poznate. Pojedine fizikalne veličine u ovom radu su aproksimirane ovom metodom.

3.2. Matematički model termoekspanzijskog ventila [4]

Termoekspanzijski ventil prikazan na Slici 3. sastoji se od temperaturnog osjetnika, kapilarne cijevi i komore iznad membrane koji zajedno čine zatvoren sustav ispunjen zasićenom radnom tvari koja isparava u isparivaču. Temperaturni osjetnik instaliran je na izlaznoj cijevi iz isparivača gdje mjeri temperaturu koja jednoznačno odgovara tlaku zasićenja u osjetniku.



Slika 3. Shematski prikaz termoekspanzijskog ventila

Opisivanje matematičkog modela ventila započinje jednačinom rashladnog učinka isparivača prema formuli:

$$\Phi_e = C_o \sqrt{\rho_{c,f} (P_c - P_e)} [h_{e,g} - h_{c,f}]$$

gdje je

Φ_e - rashladni učinak isparivača, [W],

C_o - koeficijent proporcionalnosti koja ovisi o geometriji ventila, [-],

$\rho_{c,f}$ - gustoća radne tvari na izlasku iz kondenzatora, [kg/m³],

P_c - tlak kondenzacije, [Pa],

P_e - tlak isparavanja, [Pa],

$h_{e,g}$ - specifična entalpija radne tvari na izlasku iz isparivača, [J/kg],

$h_{c,f}$ - specifična entalpija radne tvari na izlasku iz kondenzatora, [J/kg].

Korištenjem jednadžbe (4) izračunat je maseni protok kroz termoekspanzijski ventil prema formuli:

$$q_m = C_1 \sqrt{\rho_{c,f} (P_c - P_e)} \quad (5)$$

Koeficijenti proporcionalnosti C_1 i C_o ovise o svjetlom presjeku korištenog ventila, A_v . Za određivanje njihove ovisnosti potrebno je postaviti ravnotežu sila na membranu ventila. S jedne strane membrane djeluje tlak osjetnika koji je u ravnoteži s tlakom isparavanja i tlakom opruge, odnosno silom tlačnog pera, prema formuli:

$$(P_c - P_e)A_d = k_s(x_o - x) \quad (6)$$

gdje je

A_d - površina membrane, [m²],

k_s - konstanta opruge, [N/m]

x_o - duljina potpuno rastegnute opruge, [m],

x - duljina stlačene opruge, [m].

Uvjet otvorenosti ventila prikazan je izrazom:

$$(P_c - P_e)A_d > k_s \Delta x_o \quad (7)$$

gdje indeks "o" predstavlja vrijednost razlike duljina opruge u trenutku otvaranja ventila. Uvjet otvorenosti ventila u trenutku otvaranja iznosi:

$$(P_c - P_e)A_d = k_s \Delta x_o \quad (8)$$

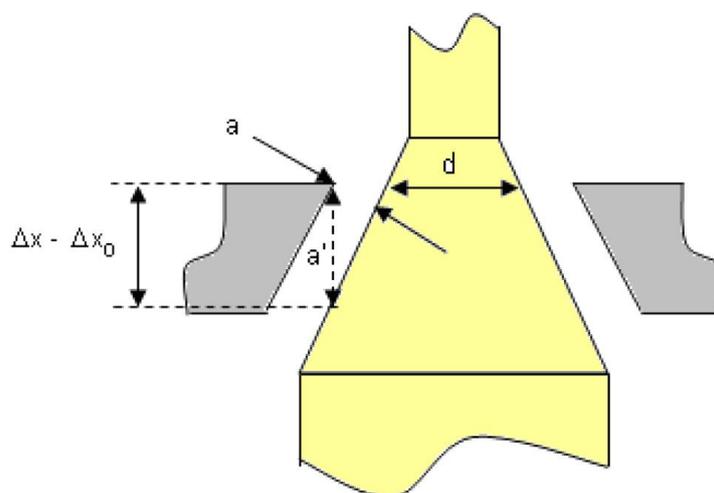
Tlak osjetnika pri kojem se ventil počinje otvarati određen je zategnutošću opruge. Dakle, zatezanjem opruge moguće je promijeniti minimalnu temperaturu pregrijanja, odnosno temperaturu statičkog pregrijanja. Kada vrijedi:

$$(P_c - P_e)A_d > (P_c - P_e)_o A_d$$

$$k_s \Delta x > k_s \Delta x_o$$

dobiva se izraz:

$$(\Delta x - \Delta x_o) = [(P_b - P_e) - (P_b - P_e)_o] \frac{A}{k_s} \quad (9)$$



Slika 4. Svijetli presjek ventila [3]

Na Slici 4. prikazana je geometrija otvora termoekspanzijskog ventila kada je ventil otvoren. Svijetli presjek moguće je izraziti pomoću duljine a prema formuli:

$$A_v = \pi da = C_2(\Delta x - \Delta x_o) \quad (10)$$

gdje je

C_2 - koeficijent proporcionalnosti, [-].

Sređivanjem izraza (10) dobiven je izraz pomoću kojeg je moguće izračunati površinu svijetlog presjeka u ovisnosti o razlici tlakova, odnosno prema formuli:

$$A_v = \beta[(P_b - P_e) - (P_b - P_e)_o] \quad (11)$$

gdje je

β - koeficijent svijetlog presjeka, [-].

Koeficijent β je pokazatelj predimenzioniranosti ventila za određeni rashladni sustav. Za svaki rashladni sustav postoji jedan optimalan koeficijent β koji omogućuje neometan rad sustava. Povećanje koeficijenta za određen rashladni sustav dovodi do prezasićenja isparivača radnom tvari, odnosno temperatura isparavanja oscilira tijekom rada sustava u obliku sinusoidne funkcije. Zamjenom koeficijenta C_1 u formuli za određivanje masenog protoka, te uvođenjem supstitucije, slijedi:

$$\alpha = (P_b - P_e)_o \quad (12)$$

gdje je

α - tlak jednak statičkom pregrijanju, [Pa]

dobiven je izraz za maseni protok radne tvari kroz ventil:

$$q_m = \beta(P_b - P_e) - \alpha\sqrt{\rho_{c,f}(P_c - P_e)} \quad \text{za } \alpha \leq (P_b - P_e) \leq \delta \quad (13)$$

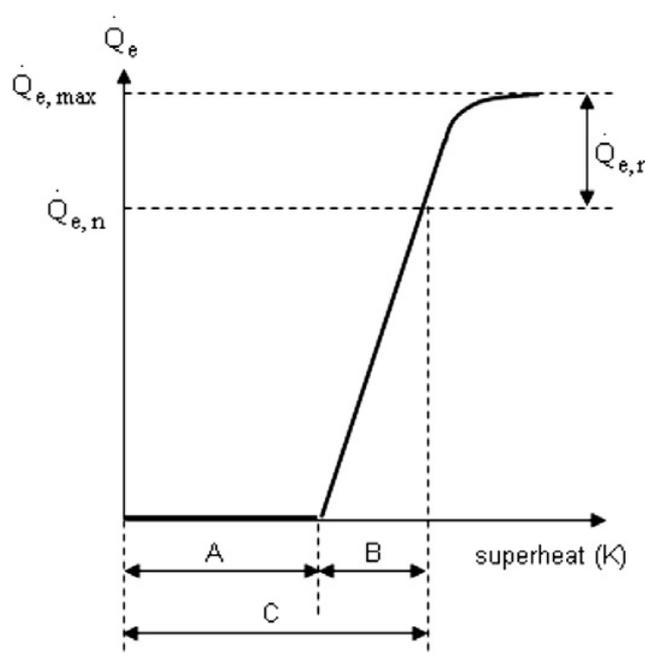
gdje je

δ - vrijednost $(P_b - P_e)$ kad je ventil u potpunosti otvoren

Kada je ventil potpuno otvoren masa radne tvari kroz ventil je funkcija $\sqrt{\rho_{c,f}(P_c - P_e)}$:

$$q_m = \beta(\delta - \alpha)\sqrt{\rho_{c,f}(P_c - P_e)} \quad \text{za } (P_b - P_e) \geq \delta \quad (14)$$

Za slučaj kada je $(P_b - P_e) \leq \alpha$ maseni protok kroz ventil jednak je nuli. Na Slici 5. prikazana je radna karakteristika termoekspanzijskog ventila, odnosno ovisnost promjene kapaciteta ventila i temperature pregrijanja. Područje statičkog pregrijavanja pri kojem je ventil zatvoren označen je slovom A. Statičko pregrijanje obično iznosi između 0 i 4 K. Slovom B prikazano je pregrijavanje otvaranja, a koje ne smije biti veće od 5 K. Pregrijavanje otvaranja označava područje od trenutka prije otvaranja ventila do otvorenosti ventila za postizanje kapaciteta jednakog nominalnom kapacitetu ventila pri radnim uvjetima. Statičko pregrijanje i pregrijavanje otvaranja čine ukupno pregrijanje. Vrijednost ukupnog pregrijanja može se mijenjati samo promjenom statičkog pregrijanja, odnosno zatezanjem ili opuštanjem vijka za podešavanje. Pregrijavanje otvaranja ne može se mijenjati s obzirom na to da je određeno konstrukcijom ventila. Također, ventil sadrži rezervu kapaciteta rashladnog učinka koja je obično 20 % veća od nominalne vrijednosti.



Slika 5. Radna karakteristika termoekspanzijskog ventila [3]

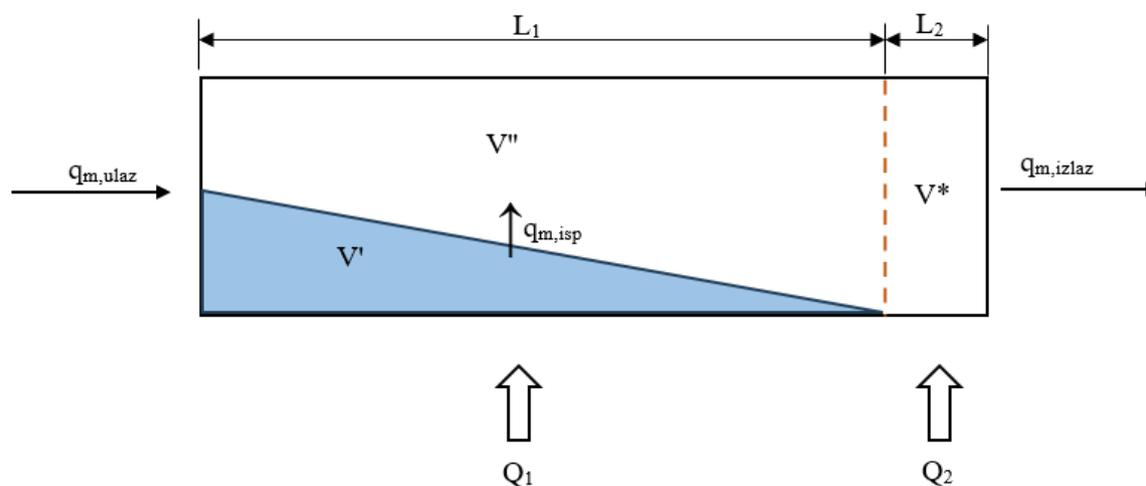
U ovom radu korišten je termoekspanzijski ventil tvrtke 'Danfoss' tipa TE2, čije pregrijavanje otvaranja iznosi 6 K, a statičko pregrijanje iznosi 5 K.

3.3. Matematički model isparivača

Glavne pretpostavke korištene za postavljanje matematičkog modela isparivača su:

- parna i kapljevita faza radne tvari korištene u rashladnom sustavu u izmjenjivačima topline su u ravnoteži
- efekti dinamike tlačnog vala se zanemaruju
- ekspanzija je proces adijabatskog prigušivanja, te je iznos entalpije na ulazu u isparivač konstantan u vremenu
- kompresija je adijabatski proces
- toplinski otpor metala u sustavu je zanemarivo mali u odnosu na ostale toplinske otpore, dok je njihov kapacitet bitan u modelu i korišten je za računanje koeficijenta prolaza topline

U matematičkom modelu isparivač je podijeljen na dva područja, odnosno na područje mokre pare (područje duljine L_1), te na područje pregrijane pare (područje duljine L_2), kao što je prikazano na Slici 6.



Slika 6. Matematički model isparivača

U isparivač ulazi radna tvar protoka $q_{m,ulaz}$, a sastoji se od masenog protoka suhozasićene pare na ulazu u isparivač

$$q_m'' = q_{m,ulaz} \cdot x \quad (15)$$

i masenog protoka vrele kapljevine na ulazu u isparivač

$$q'_m = q_{m,ulaz} \cdot (1 - x) \quad (16)$$

gdje je

x – maseni udio suhozasićene pare u mokroj pari, [kg_{szp}/kg],

$(1 - x)$ – maseni udio vrele kapljevine u mokroj pari, [kg_{vk}/kg],

q'_m – maseni protok ulaza vrele kapljevine u isparivač, [kg/s],

q''_m – maseni protok ulaza suhozasićene pare u isparivač [kg/s],

$q_{m,ulaz}$ – ukupni maseni protok radne tvari u isparivač, [kg/s].

Također, u isparivaču se ostvaruje maseni protok od isparivanja vrele kapljevine, a koji nastaje zbog toplinskog toka Φ_1 :

$$q_{m,isp} = \frac{\Phi_1}{r(p)} \quad (17)$$

gdje je

$q_{m,isp}$ – maseni protok isparivanja vrele kapljevine, [kg/s],

Φ_1 – toplinski tok na područje 1, [W].

Veličina r označava specifičnu toplinu isparavanja, odnosno razliku entalpija suhozasićene pare i vrele kapljevine prema izrazu:

$$r(p) = h''(p) - h'(p) \quad (18)$$

gdje je

r – specifična toplina isparavanja, [J/kg],

h'' – specifična entalpija vrele kapljevine, [J/kg],

h' – specifična entalpija suhozasićene pare, [J/kg].

Toplinski tok područja 1, odnosno dijela isparivača u kojem se nalazi vrela kapljevina i suhozasićena para računa se prema formuli:

$$\Phi_1 = k_1 \cdot A_1 \cdot \Delta T_{m1} \quad (19)$$

a područja 2, odnosno dijela isparivača u kojem se nalazi samo pregrijana para radne tvari računa se prema formuli:

$$\Phi_2 = k_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_{m2} \quad (20)$$

Koeficijenti prolaza topline svedeni na unutarnji dio cijevne stijenke, računaju se prema formuli[4]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{r_u}{\lambda_{Cu}} \ln\left(\frac{r_v}{r_u}\right) + \frac{r_u}{r_v \cdot \alpha_{zrak}}} \quad (21)$$

gdje je

α – koeficijent prijelaza topline, [W/(m²K)],

k – koeficijent prolaza topline, [W/(m²K)],

r_u – unutarnji promjer cijevne stijenke, [m],

r_v – vanjski promjer cijevne stijenke, [m],

λ_{Cu} – koeficijent toplinske provodnosti bakrene cijevi isparivača, [W/(mK)],

α_{zrak} – koeficijent prijelaza topline na strani zraka, [W/(m²K)].

Na strani mokre pare, koeficijent prolaza topline dobiven je korištenjem vrijednosti koeficijenta prijelaza topline za mokru paru. Analogno, koeficijent prolaza topline na strani pregrijane pare dobiven korištenjem koeficijenta prijelaza topline pregrijane pare. Površine područja mokre pare i pregrijane pare dobivene su formulom:

$$A = d_u \cdot \pi \cdot L \quad (22)$$

gdje je

A – površina područja, [m²],

d_u – unutarnji promjer cijevne stijenke, [m],

L – duljina područja, [m].

Uvrštavanjem vrijednost L_1 , a koja je jednaka duljini područja mokre pare u isparivaču, dobivena je površina područja mokre pare. Nadalje, uvrštavanjem vrijednost L_2 , odnosno duljine područja pregrijane pare u isparivaču, dobivena je površina područja pregrijane pare. Srednja logaritamska razlika temperatura računa se po formuli:

$$\Delta T_{m1} = \frac{T_{\text{zrak,ulaz}} - T_{\text{zrak,izlaz}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{zrak,ulaz}} - T_{\text{isp}}}{T_{\text{zrak,izlaz}} - T_{\text{isp}}}\right)} \quad (23)$$

gdje je

ΔT_{m1} – srednja logaritamska razlika temperature područja mokre pare, [K],

$T_{\text{zrak,ulaz}}$ – temperatura zraka a ulazu u isparivač, [K],

$T_{\text{zrak,izlaz}}$ - temperatura zraka na izlazu iz isparivača, [K],

T_i – temperatura isparivanja, [K],

$$\Delta T_{m2} = \frac{(T_{\text{zrak,ulaz}} - T_{\text{isp}}) - (T_b - T_{\text{zrak,izlaz}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{zrak,ulaz}} - T_{\text{isp}}}{T_b - T_{\text{zrak,izlaz}}}\right)} \quad (24)$$

gdje je

ΔT_{m2} – srednja logaritamska razlika temperature područja pregrijane pare, [K],

$T_{\text{zrak,ulaz}}$ – temperatura zraka a ulazu u isparivač, [K],

$T_{\text{zrak,izlaz}}$ - temperatura zraka na izlazu iz isparivača, [K],

T_i – temperatura isparivanja, [K],

T_b – temperatura pregrijanja (u osjetniku), [K].

Zrak nastružava na cijevi isparivača određenom brzinom, te mu se smanjuje temperatura. Budući da brzina nastružavanja zraka nije konstantna, koeficijent prijelaza topline na strani zraka je promjenjiv. Dakle, koeficijent prijelaza topline na strani zraka ovisi o brzini nastružavanja zraka. Izbor formule kojom se računa koeficijent prijelaza topline na strani zraka odabran je s obzirom na slijedeće tri karakteristike:

- prisilna konvekcija
- nastružavanje zraka okomito na cijev
- turbulentno strujanje

Na temelju toga, dobivena je formula za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline[5], a koja glasi:

$$\alpha_{\text{zrak}} = \frac{\lambda_{\text{zrak}}}{d_v} \cdot K \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

gdje se Reynoldsova značajka računa prema:

$$Re = \frac{w \cdot d_v}{\nu} \quad (26)$$

a Prandtlova značajka prema:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (27)$$

Supstituiranjem jednažbi (26) i (27) u jednažbu (25), slijedi konačan izraz za računanje koeficijenta prijelaza topline na strani zraka[5]:

$$\alpha_{\text{zrak}} = \frac{\lambda_{\text{zrak}}}{d_v} \cdot K \cdot \left(\frac{w \cdot d_v}{\nu}\right)^m \cdot \left(\frac{\nu}{a}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

gdje je

α_{zrak} – koeficijent prijelaza topline na strani zraka, [W/(m² K)]

λ_{zrak} – koeficijent toplinske provodnosti zraka, [W/(m K)]

d_v – vanjski promjer cijevi isparivača, [m]

K – konstanta koja se očitava prema iznosu Re značajke, [-]

m – konstanta koja se očitava prema iznosu Re značajke, [-]

w – brzina nastrujavanja zraka, [m/s]

ν – kinematička viskoznost, [m²/s]

a – temperaturna provodnost ili toplinska difuzivnost zraka, [m²/s]

U Tablici 1.[5] prikazane su vrijednosti veličina K i m za različite vrijednosti intervala Reynoldsovog broja. S obzirom na to da u ovoj analizi Reynoldsov broj iznosi 22730, uzete su vrijednosti K i m za interval od 4000 do 40000. Dakle, vrijednost K iznosi 0,195, a vrijednost m iznosi 0,618.

Tablica 1. Vrijednosti konstanta K i m za različite vrijednosti Reynoldsovog broja

Re		K	K_L	m
od	do			
0,4	4	0,998	0,891	0,33
4	40	0,92	0,821	0,385
40	4000	0,689	0,615	0,466
4000	40000	0,195	0,174	0,618
40000	400000	0,0268	0,0239	0,805

Ukupni volumen u isparivaču sastoji se od tri volumena, odnosno od volumena vrele kapljevine, suhozasićene pare i pregrijane pare, a računa se prema:

$$V_{\text{uk}} = V' + V'' + V^* \quad (29)$$

gdje je

V_{uk} – ukupni volumen isparivača, [m³],

V' – volumen vrele kapljevine, [m³],

V'' – volumen suhozasićene pare, [m³],

V^* - volumen pregrijane pare, [m³].

Za definiranje dinamike isparivača korišteni su temeljni zakoni očuvanja energije[6]:

$$\frac{dU}{dt} = q_{m,ulaz} \cdot h_{ulaz} - q_{m,izlaz} \cdot h_{izlaz} + \Phi \quad (30)$$

i mase[6]:

$$\frac{dm}{dt} = q_{m,ulaz} - q_{m,izlaz} \quad (31)$$

gdje je

$\frac{dU}{dt}$ – promjena unutarnje energije u vremenu, [J/s],

$q_{m,ulaz}$ - maseni protok radne tvari na ulazu, [kg/s],

h_{ulaz} – enentalpija radne tvari na ulazu, [J/kg],

$q_{m,izlaz}$ - maseni protok radne tvari na izlazu, [kg/s],

h_{izlaz} – enentalpija radne tvari na izlazu, [J/kg],

Φ – toplinski tok, [W],

$\frac{dm}{dt}$ – promjena mase u vremenu, [kg/s].

Za jednadžbu očuvanja mase vrele kapljevine [Slika 7.] ulaz je definiran kao maseni protok vrele kapljevine na ulazu u isparivač. Nadalje, izlaz je definiran kao maseni protok od isparivanja vrele kapljevine koji nastaje zbog toplinskog toka Φ_1 :

$$\frac{dm'}{dt} = [q_{m,ulaz} \cdot (1 - x) - q_{m,isp}] \quad (32)$$

gdje je

$\frac{dm'}{dt}$ – promjena mase vrele kapljevine u vremenu, [kg/s].

Raspisivanjem diferencijalne jednadžbe (32) pomoću Eulerove metode za numeričko rješavanje, jednadžba poprima oblik:

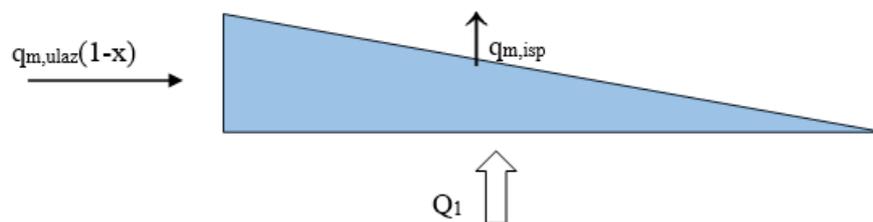
$$m'_{n+1} = m'_n + [q_{m,ulaz} \cdot (1 - x) - q_{m,isp}] \cdot \Delta t \quad (33)$$

gdje je

m'_{n+1} - masa vrele kapljevine u slijedećem vremenskom trenutku, [kg],

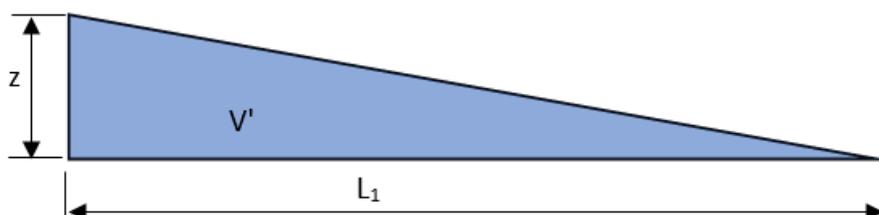
m'_n - masa vrele kapljevine u sadašnjem vremenskom trenutku, [kg],

Δt – vremenski korak, [s].



Slika 7. Zakon očuvanja mase za vrelu kapljevину

Volumen vrele kapljevine predstavlja geometrijsko tijelo [Slika 8.] čiji je poprečni presjek pravokutni trokut sa stranicom duljine L_1 i visine z . Za potrebe simulacije u radu, pretpostavljena je konstantna širina promjera d cijevi.



Slika 8. Geometrijski model vrele kapljevine

Na Slici 9. prikazana je promjena volumena vrele kapljevine u ovisnosti o vremenu, odnosno promjena duljine L_1 i visine z . Također uvedena je pretpostavka da kut α ostaje konstantan u vremenu, odnosno iznosi:

$$\tan \alpha = \frac{z_n}{L_{1,n}} = \frac{z_{n+1}}{L_{1,n+1}} \quad (34)$$

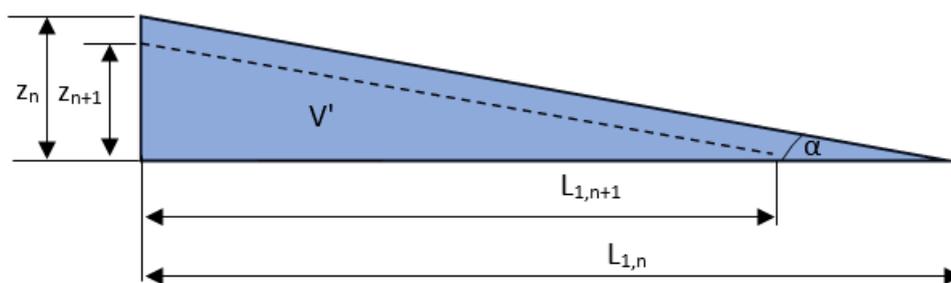
gdje je

z_n – visina stranice z u sadašnjem vremenskom trenutku, [m],

z_{n+1} – visina stranice z u sljedećem vremenskom trenutku, [m],

$L_{1,n}$ – duljina stanice L_1 u sadašnjem vremenskom trenutku, [m],

$L_{1,n+1}$ – duljina stanice L_1 u sljedećem vremenskom trenutku, [m].



Slika 9. Promjena volumena vrele kapljevine u vremenu

Iz geometrijskog modela vrele kapljevine dobiven je volumen vrele kapljevine u sadašnjem trenutku, a koji glasi:

$$V'_n = \frac{L_{1,n} \cdot z_n}{2} \cdot d \quad (35)$$

U sljedećem vremenskom trenutku volumen vrele kapljevine iznosi:

$$V'_{n+1} = \frac{L_{1,n+1} \cdot z_{n+1}}{2} \cdot d \quad (36)$$

Iz formule za sličnost trokuta, a koja glasi:

$$\frac{z_n}{L_{1,n}} = \frac{z_{n+1}}{L_{1,n+1}} \quad (37)$$

vidljivo je da je jednaka jednadžbi (34), odnosno tangensu kuta α . Promjena duljine L_1 dobivena je uvrštavanjem jednadžbe (37) u jednadžbu (36), te iznosi:

$$L_{1,n+1} = \sqrt{\frac{2 \cdot V'_{n+1}}{d} \cdot \frac{1}{\tan \alpha}} \quad (38)$$

Vrijednosti veličine V'_{n+1} izračunata je iz jednadžbe:

$$V'_{n+1} = \frac{m'_{n+1}}{\rho'_{n+1}} \quad (39)$$

Pomoću izračunate duljine L_1 u sljedećem vremenskom koraku dobiven je ukupni volumen mokre pare iz geometrije isparivača:

$$V_{mp,n+1} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot L_{1,n+1} \quad (40)$$

gdje je

$V_{mp,n+1}$ – volumen mokre pare u sljedećem vremenskom trenutku, [m³],

d – promjer cijevi isparivača, [m],

$L_{1,n+1}$ – duljina L_1 u sljedećem vremenskom trenutku, [m]

Duljina područja pregrijane pare u sljedećem vremenskom koraku dobivena je prema izrazu:

$$L_{2,n+1} = L_{uk} - L_{1,n+1} \quad (41)$$

Pretpostavljeno je da se u sljedećem trenutku volumen isparivača sastoji od volumena vrele kapljevine i volumena suhozasićene pare. Postavljen je zakon očuvanja energije na cjelokupni volumen isparivača, a toplinski tok koji se dovodi isparivaču jednak je Φ_1 :

$$\frac{dU}{dt} = q_{m,ulaz} \cdot h_{ulaz} - q_{m,izlaz} \cdot h_{pp} + \Phi_1 \quad (42)$$

gdje je

$\frac{dU}{dt}$ – promjena unutarnje energije isparivača u vremenu, [J/s],

$q_{m,ulaz}$ - maseni protok radne tvari na ulazu, [kg/s],

h_{ulaz} – enentalpija radne tvari na ulazu, [J/kg],

$q_{m,izlaz}$ - maseni protok radne tvari na izlazu, [kg/s],

h_{pp} – enentalpija pregrijane pare radne tvari na izlazu, [J/kg],

Φ_1 – toplinski tok, [W]

Zakon očuvanja mase za mokru paru iznosi:

$$\frac{dm_{mp}}{dt} = q_{m,ulaz} - q_{m,izlaz} \quad (43)$$

gdje je

$\frac{dm_{mp}}{dt}$ – promjena mase mokre pare u vremenu, [kg/s].

Odnosno, primjenom Eulerove metode dobivena je jednadžba za računanje mase mokre pare u sljedećem vremenskom trenutku, a koja iznosi:

$$m_{mp,n+1} = m_{mp,n} + (q_{m,ulaz} - q_{m,izlaz}) \cdot \Delta t \quad (44)$$

Masa mokre pare sastoji se od mase vrele kapljevine i mase suhozasićene pare. S obzirom na to da je vrijednost mokre pare u sljedećem vremenskom trenutku poznata iz jednadžbe (44) te je vrijednost vrele kapljevine u sljedećem vremenskom trenutku također

poznata iz jednadžbe (33), dobivena je masa suhozasićene pare u sljedećem vremenskom trenutku:

$$m''_{n+1} = m_{mp,n+1} - m'_{n+1} \quad (45)$$

Volumen na koji se odnose zakon očuvanja energije i zakon očuvanja mase iznosi:

$$V_{uk} = V'_{n+1} + V''_{n+1} \quad (46)$$

Po definiciji volumen je jednak:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (47)$$

gdje je

V – volumen, [m³],

m – masa, [kg],

ρ – gustoća, [kg/m³].

Uvrstivši (47) u jednadžbu (46) slijedi:

$$V_{uk} = \frac{m'_{n+1}}{\rho'_{n+1}} + \frac{m''_{n+1}}{\rho''_{n+1}} \quad (48)$$

U jednadžbi (48) nepoznanice su ρ'_{n+1} i ρ''_{n+1} koje su dobivene korištenjem funkcije *scalar_optimize* u programskom jeziku Python. Funkcijom *scalar_optimize* dobiven je tlak isparivanja u sljedećem vremenskom trenutku, a koji zadovoljava jednadžbu (48). Nakon što je jednadžba zadovoljena, dobivene su, osim traženog tlaka, i tražene gustoće. Budući da se u isparivaču nalazi i dio sa pregrijanom parom, on je dobiven oduzimanjem mokre pare od ukupnog volumena isparivača, odnosno prema formuli:

$$V_{n+1}^* = V_{uk} - V_{mp,n+1} \quad (49)$$

Volumen V_{n+1}^* predstavlja dio isparivača u kojem se nalazi suhozasićena para, a koju je potrebno toplinskim tokom Φ_2 zagrijati do stanja pregrijane pare. Za izračunavanje specifične unutarnje energije pregrijane pare, prvo je potrebno izračunati masu suhozasićene pare u tom volumenu. Korištenjem jednadžbe (47), slijedi formula:

$$m_{n+1}^* = V_{n+1}^* \cdot \rho_{n+1}'' \quad (50)$$

gdje je

m_{n+1}^* - masa suhozasićene pare u slijedećem vremenskom trenutku koju je potrebno pregrijati do stanja pregrijane pare, [kg],

V_{n+1}^* - volumen koji sadrži masu m_{n+1}^* , [m³],

ρ_{n+1}'' - gustoća suhozasićene pare mase m_{n+1}^* , [kg/m³].

Zatim je potrebno odrediti unutarnju energiju pregrijane pare, iz jednadžbe:

$$\Phi_{2,n+1} \cdot \Delta t = m_{n+1}^* \cdot (u_{pp,n+1} - u_{n+1}'') \quad (51)$$

Vrijednost toplinskog toka Φ_2 u $n+1$ vremenskom trenutku izračunat je pomoću jednadžbi (20) i (22), a sređivanjem jednadžbe (51) dobivena je vrijednost specifične unutarnje energije pregrijane pare u novom vremenskom trenutku:

$$u_{pp,n+1} = \frac{Q_{2,n+1} \cdot \Delta t}{m_{n+1}^*} + u_{n+1}'' \quad (52)$$

gdje je

$u_{pp,n+1}$ – specifična unutranja energija pregrijane pare u novom vremenskom trenutku, [J/kg],

$\Phi_{2, n+1}$ – toplinski tok na područje pregrijane pare u n+1 trenutku, [W],

Δt – vremenski korak, [s],

m_{n+1}^* - masa suhozasićene pare u novom vremenskom trenutku koju je potrebno pregrijati do stanja pregrijane pare, [kg],

u_{n+1}'' - specifična unutranja energija suhozasićene pare u novom vremenskom trenutku, [J/kg].

Konačno, temperatura pregrijanja određena je s dvije veličine stanja, odnosno unutarnjom energijom pregrijane pare, te tlakom isparivanja u sljedećem vremenskom koraku:

$$T_{b,n+1} = f(u_{pp,n+1}, p_{isp,n+1})$$

S obzirom na to da je radna tvar u osjetniku sve vrijeme u zasićenom području, tlak u osjetniku određen je također s dvije veličine stanja, odnosno temperaturom pregrijanja i stanjem suhozasićene pare (odnosno $x = 1$):

$$T_{b,n+1} = f(p_{isp,n+1}, x = 1)$$

3.4. Matematički model kompresora

U ovom radu nije provedena detaljna analiza modela kompresora, ali je pomoću dobave kompresora izračunat maseni protok na izlazu iz isparivača. Maseni protoka na izlazu iz isparivača izračunava se formulom za dobavu kompresora, koja iznosi:

$$q_{m,izlaz} = V_u \cdot \rho_{pp} \quad (53)$$

gdje je

$q_{m,izlaz}$ – maseni protok na izlazu iz isparivača, odnosno na ulazu u kompresor, [kg/s],

V_u – dobava kompresora, [m³/s],

ρ_{pp} – gustoća pregrijane pare na usisu u kompresor (funkcija tlaka isparivanja i temperature na izlazu iz isparivača), [kg/m³].

Formula za računanje dobave kompresora[7] iznosi:

$$V_u = V_s \cdot \lambda \cdot n \cdot i \quad (54)$$

gdje je

V_s – stapajni volumen, [m³],

λ – volumetrijski stupanj djelovanja, [-],

n – brzina vrtnje, [1/s],

i – broj cilindara, [-].

Stapajni volumen dobiven je formulom:

$$V_s = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s \quad (55)$$

gdje je:

d – promjer cilindra, [m],

s – stapaj, [m].

Volumetrijski stupanj djelovanja računa se prema izrazu[7]:

$$\lambda = \left(\frac{p_{us}}{p_1}\right)^{\frac{1}{n_{ko}}} - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{p_{is}}{p_1}\right)^{\frac{1}{n_{ek}}} - \left(\frac{p_{is}}{p_1}\right)^{\frac{1}{n_{ko}}} \right] \quad (56)$$

gdje je

$$\varepsilon_0 = 0,05,$$

$$p_1 \text{ – tlak isparivanja, [Pa],}$$

$$p_2 \text{ – tlak kondenzacije, [Pa],}$$

$$p_{us} = 0,95 p_1,$$

$$p_{is} = 1,1 p_1,$$

$$n_{ek} = 1,3,$$

$$n_{ko} = 1,2.$$

4. ANALIZA REZULTATA SIMULACIJE

Simulacija je opisana u programskom jeziku Python, te su u njemu uz pomoć biblioteke *CoolProp* izračunate vrijednosti veličina stanja u svakom vremenskom koraku. Vrijeme trajanja simulacije definirano je *for* petljom u kojoj svaka nova iteracija predstavlja novi vremenski korak od 0,5 sekunde. Prije *for* petlje definirani su početni uvjeti i vrijednosti koje ne ovise o duljini trajanja simulacije, odnosno konstante. Unutar petlje definirani su parametri koji se mijenjaju u vremenu. Ukupno vrijeme trajanja simulacije postavljeno je na 1800 sekundi. Glavni cilj simulacije bio je ispitati promjenu pojedinih parametara u zavisnosti o promjeni brzine vrtnje ventilatora. Pretpostavljene brzine vrtnje ventilatora iznose: 2,5 m/s, 4 m/s i 5 m/s. Radna tvar R404A struji kroz isparivač, u svrhu smanjenja temperature zraka s 25 °C na 20 °C. Ukupna duljina cijevi isparivača, a koja je izrađena od bakra, iznosi 2,085 m. Vrijednost koje su pretpostavljene kao konstante:

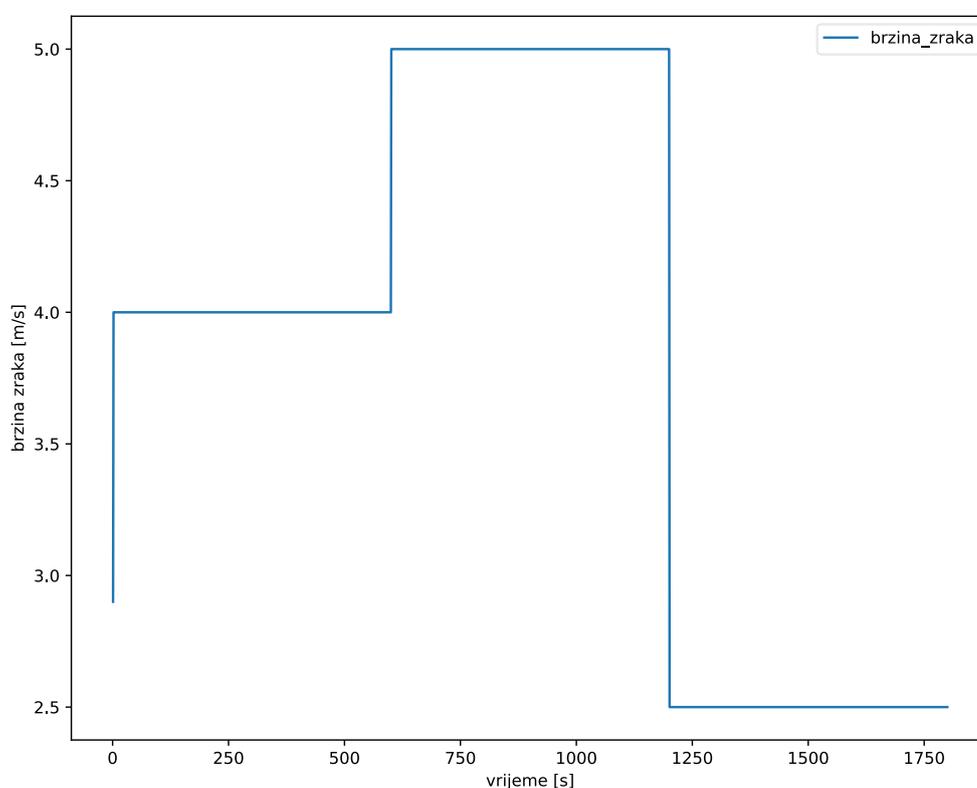
- tlak kondenzacije, $p_k = 16,05$ bar,
- temperatura kondenzacije, $T_k = 308,15$ K,
- temperatura pothlađenja, $T_{\text{poth}} = 4$ K,
- gustoća pothlađene kapljevine, $\rho_k = 1014,26$ kg/m³,
- entalpija na ulazu u isparivač, $h_{\text{ul}} = 245,587$ kJ/kg,
- specifični toplinski kapacitet radne tvari, $c_{p,R404A} = 1035$ J/(kgK),
- srednja logaritamska razlika temperatura u području zasićenja, $\Delta T = 17,4$ K,
- srednja logaritamska razlika temperatura u pregrijanom području, $\Delta T = 13,8$ K,
- gustoća zraka, $\rho_{\text{zrak}} = 1,2$ kg/m³,
- specifični toplinski kapacitet zraka, $c_{p,\text{zrak}} = 1005$ kJ/(kgK),
- koeficijent prolaza topline zraka, $\lambda_{\text{zrak}} = 24 \cdot 10^{-3}$ W/(mK),
- dinamička viskoznost zraka, $\mu_{\text{zrak}} = 17,5 \cdot 10^{-6}$ Pa · s.

Prije početka *for* petlju, odnosno prije prve iteracije, potrebno je postaviti početne uvjete, a oni iznose:

- tlak isparavanja, $p_{\text{isp}}(0) = 7,018$ bar,
- temperatura isparavanja, $T_{\text{isp}}(0) = 278,15$ K,

- temperatura pregrijanja, $T_{\text{preg}}(0) = 288,15 \text{ K}$,
- tlak u osjetniku, $p_b(0) = 9,429 \text{ bar}$,
- duljina zasićenog područja, $L_1(0) = 1.8 \text{ m}$,
- brzina strujanja zraka, $w(0) = 2,9 \text{ m/s}$.

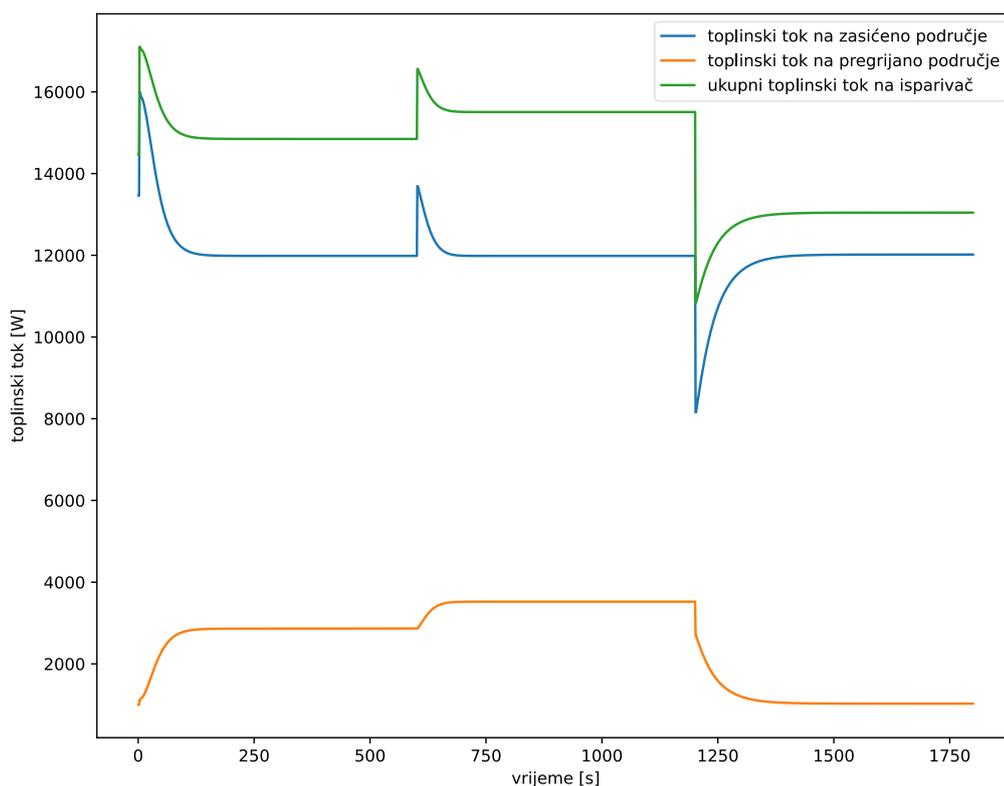
Na Slici 10. prikazane su sve tri brzine strujanja zraka kroz isparivač. U prvom trenutku početna vrijednost brzine, a koja iznosi 2,9 m/s, povećana je na vrijednost 4 m/s, te je održavana konstantnom 600 sekundi. Idućih 600 sekundi vrijednost brzine iznosi 5 m/s. Posljednjih 600 sekundi simulacije, brzina strujanja smanjena je na vrijednost 2,5 m/s.



Slika 10. Promjena brzina strujanja zraka na isparivač u vremenu

S obzirom na to da brzina strujanja zraka utječe na toplinski tok na isparivaču, analizirana je promjena toplinskog toka u vremenu [Slika 11.]. Usporedbom Slike 10. i Slike 11., vidljivo je da se povećanjem brzine strujanja zraka povećava toplinski tok na zasićeno i pregrijano područje. Ukupni toplinski tok predstavlja toplinski tok koji cijela površina isparivača izmjenjuje s okolinom. Također, vidljivo je da je u trenutku povećanja brzine

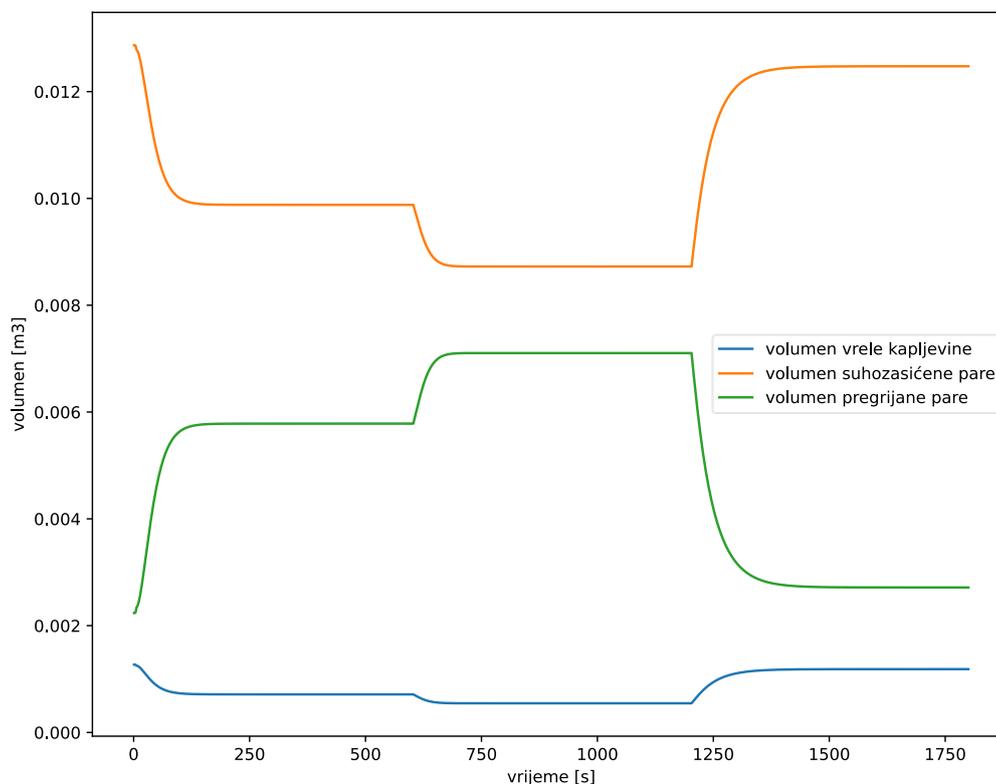
ukupni toplinski tok povišen, s obzirom na to da je jednak sumi toplinskog toka za zasićeno i pregrijano područje. Nakon 1200 sekundi, brzina zraka se smanjila, što dovodi i do smanjenja sva tri navedena toplinska toka. Toplinski tok za zasićeno i pregrijano područje opisani su jednadžbama (19) i (20), u kojima su površina područja izmjene topline, odnosno duljine pojedinih zona, i koeficijent prolaza topline jedine promjenjive vrijednosti. Duljina zone zasićenog područja većeg je iznosa u odnosu na duljinu zone pregrijane pare. U jednadžbama se nalaze i koeficijent prolaza topline za mokru paru (zasićeno područje) i pregrijanu paru, gdje je iznos koeficijenta prolaza topline za mokru paru puno veći od koeficijenta prolaza topline za pregrijanu paru. Također, logaritamska razlika temperatura područja mokre pare većeg je iznosa u odnosu na područje pregrijane pare. Sve tri navedene veličine površina, koeficijent prolaza topline i logaritamska razlika temperature većeg su iznosa na strani mokre pare, te je zbog toga i toplinski tok na području mokre pare većeg iznosa.



Slika 11. Toplinski tokovi na isparivaču

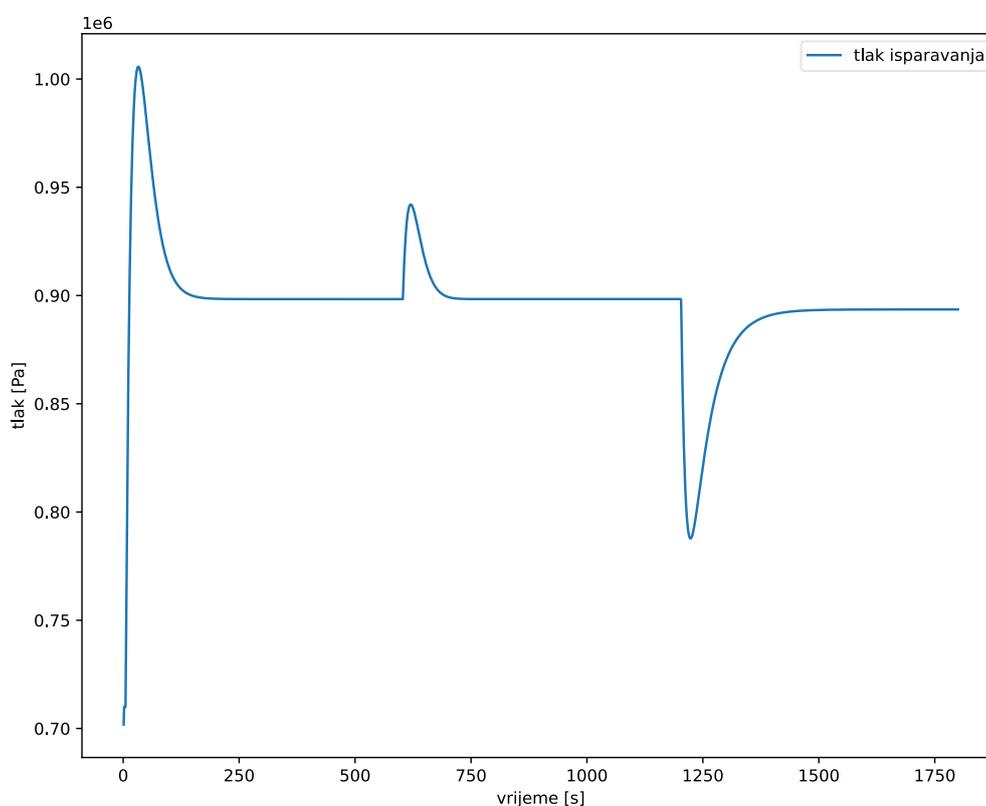
Prema ranije spomenutom opisu, analizirani model isparivača sastoji se od tri različita volumena koja zajedno daju ukupni volumen isparivača. Na Slici 12. prikazana je promjena

svakog od tih volumena tijekom vremena trajanja simulacije. Vidljivo je da se promjenom toplinskog toka, odnosno brzine strujanja zraka, mijenjaju svi navedeni volumeni. U vremenskom periodu od 0 do 600 sekundi, vrijednost toplinskog toka je porasla [Slika 11.]. Dovođenje toplinskog toka rezultira smanjenjem volumena vrele kapljevine i suhozasićene pare, ali povećanjem volumena pregrijane pare. Dovođenjem sve većeg toplinskog toka, vrela kapljevina sve više isparava, uslijed čega dolazi do smanjenja njezina volumena. Smanjenjem volumena vrele kapljevine, smanjuje se i duljina zasićenog područja, što je vidljivo iz Slike 9. Smanjenje duljine zasićenog područja ima direktan utjecaj na smanjenje površine i volumena zasićenog područja. Također, smanjio se volumen suhozasićene pare, dok su se površina i volumen područja pregrijane pare povećali, kako je i vidljivo na Slici 12. U trenutku smanjenja toplinskog toka, odnosno nakon 1200 sekundi od početka simulacije, nastaje suprotna situacija. Smanjenjem intenziteta isparavanja vrele kapljevine povećava se količina nastanka vrele kapljevine, odnosno povećava se njezin volumen. Zbog toga se volumen mokre pare povećao, a volumen pregrijane pare smanjio. Povećanjem volumena mokre pare povećava se volumen suhozasićene pare.



Slika 12. Promjene pojedinih volumena u isparivaču tijekom vremena

Na Slici 13. prikazane su vrijednosti tlaka u isparivaču. Tlak isparavanja u pojedinom vremenskom trenutku izračunat je pomoću funkcije *scipy_optimize*. Toj funkciji postavljena su dva rubna uvjeta, odnosno minimalni i maksimalni tlak, između kojih bi traženi tlak trebao zadovoljiti jednadžbu (49). Iz Slike 13. vidljivo je da tlak isparavanja raste u trenucima povećanog dovođenja toplinskog toka, i obrnuto, pada u trenutku smanjenja dovođenja toplinskog toka. Stacionarno stanje za prvu promjenu brzine vrtnje ventilatora postignuto je nakon otprilike 250 sekundi. Nakon druge promjene, također povećanja brzine vrtnje, stacionarno stanje postignuto je nakon približno 160 sekundi. Konačno, stacionarno stanje nakon treće promjene brzine vrtnje postignuto je nakon otprilike 450 sekundi.



Slika 13. Tlak u isparivaču tijekom vremena

S obzirom na to da su tlak i temperatura u zasićenom području jednoznačno povezani, povećanje temperature isparavanja uzrokuje povećanje tlaka isparavanja. Isto tako, smanjenje temperature isparavanja dovodi do smanjenja tlaka isparavanja. Promjena temperature u vremenu je prikazana na Slici 14. Također, na Slici 14. vidljiva je i promjena temperature u osjetniku, odnosno temperature pregrijane pare na izlazu iz isparivača. Temperatura pregrijane pare mora biti unutar zadanih vrijednosti. Vrijednosti temperaturnih

granica su dane od strane proizvođača termoekspanzijskog ventila. Osjetnik korišten u ovom radu ima sljedeća ograničenja:

$$T_{b,\min} = T_{\text{isp}} + 6 \quad (57)$$

$$T_{b,\max} = T_{\text{isp}} + 11 \quad (58)$$

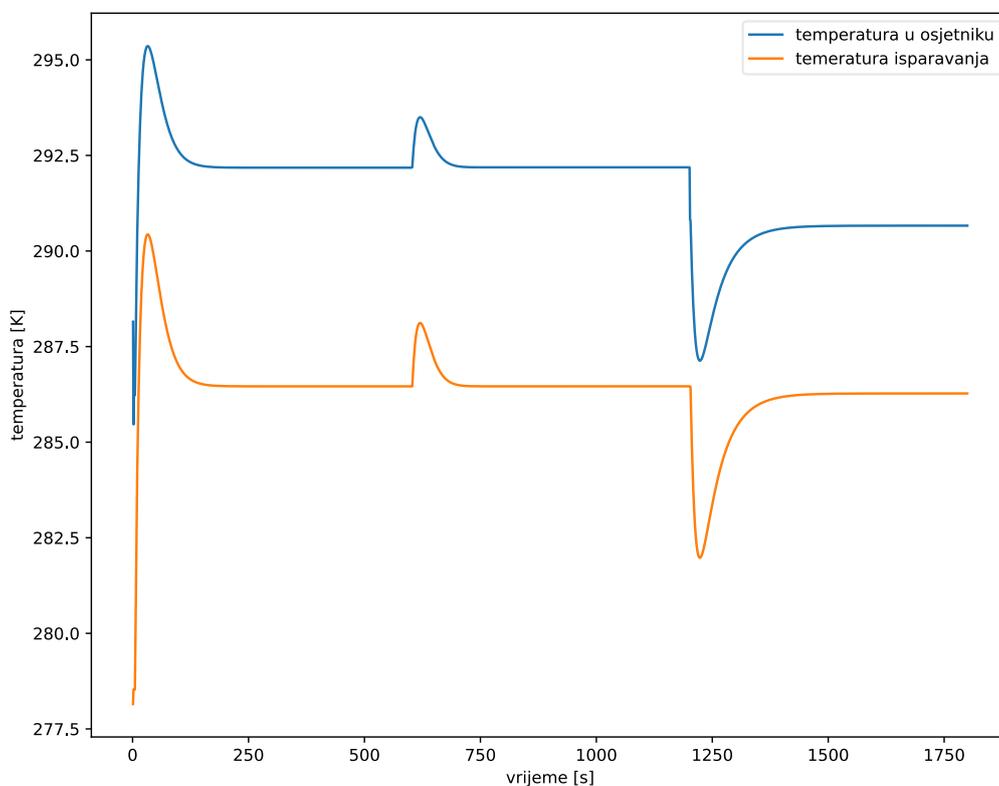
gdje je:

$T_{b,\min}$ – minimalna dopuštena temperatura u osjetniku, [K],

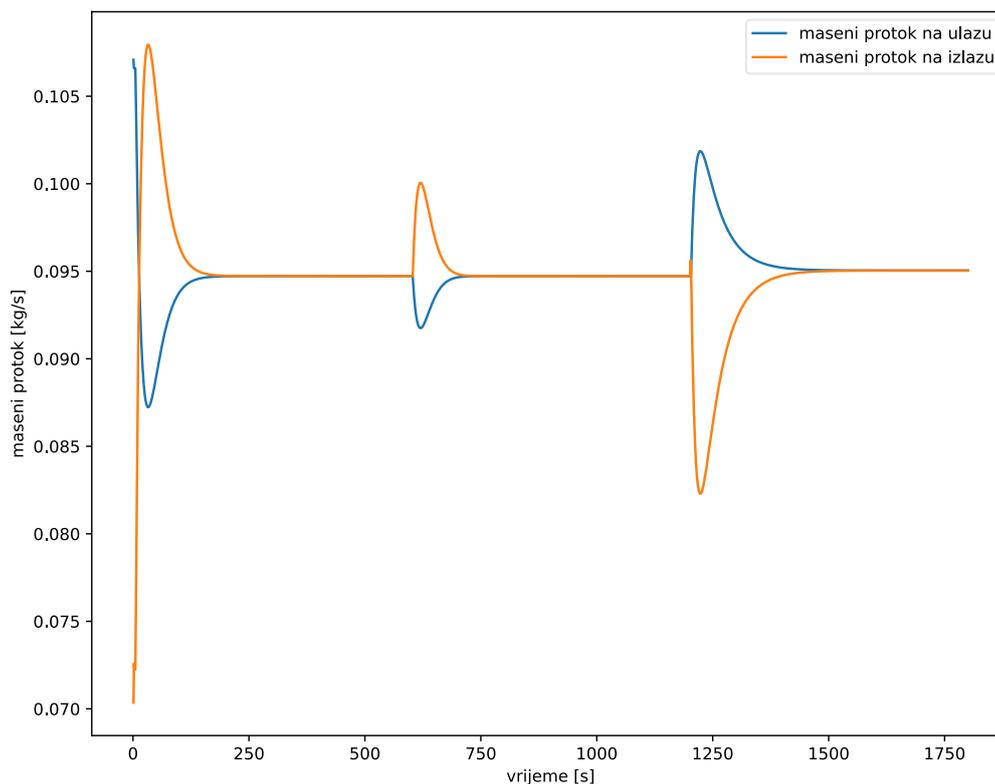
$T_{b,\max}$ – maksimalno dozvoljena temperatura u osjetniku, [K],

T_{isp} – temperatura isparavanja, [K].

Vrijednost za koju je uvećan tlak isparavanja u izrazu za minimalno dopuštenu temperaturu u osjetniku predstavlja pregrijanje otvaranja ventila. Tlak isparavanja u izrazu za maksimalno dopuštenu temperaturu u osjetniku uvećan je za vrijednost koja predstavlja ukupno pregrijanje. Iz Slike 14. vidljivo je da su vrijednosti unutar zadanih granica danih od proizvođača ventila.



Slika 14. Promjene temperature isparavanja i temperature pregrijanja u vremenu



Slika 15. Ulazni i izlazni protok u isparivač u vremenu

Za održavanje ravnoteže u sustavu cilj je postizanje jednakih protoka na ulazu i izlazu isparivača. Ostvarivanjem jednakih protoka dobiveno je kontinuirano isparavanje vrele kapljevine u suhozasićenu paru u isparivaču, dok se istovremeno izlazna pregrišana para zamjenjuje novom količinom suhozasićene pare. Kada vrela kapljevina ispari i napusti isparivač kao pregrišana para, ulazi nova količina vrele kapljevine kako bi zamijenila izgublenu količinu pregrijane pare. Ulazni i izlazni protok radne tvari u isparivač je prikazan na Slici 15. U trenucima povećanja toplinskog toka, povećava se intenzitet isparavanja vrele kapljevine što dovodi do povećanja količine pregrijane pare. Kompresor mora usisavati sve veće količine pregrijane pare koje nastaju uslijed povećanog isparivanja vrele kapljevine, što uzrokuje povećanje masenog protoka na izlazu iz isparivača. Na ulazu u isparivač potrebno je dovoditi novu količinu vrele kapljevine sve do trenutka postizanja ravnoteže između ulaznog i izlaznog masenog protoka. Na taj način osiguran je kontinuirani proces isparavanja i održavanje stabilnih uvjeta rada kompresora. Smanjivanje dovoda toplinskog toka isparivaču uzrokuje smanjenje procesa isparivanja, odnosno smanjenje novonastale količine pregrijane pare. Smanjenje količine pregrijane pare rezultira smanjenjem protoka na izlazu isparivača. Nakon svake promjene brzine vrtnje uspješno je postignuto stacionarno stanje. U

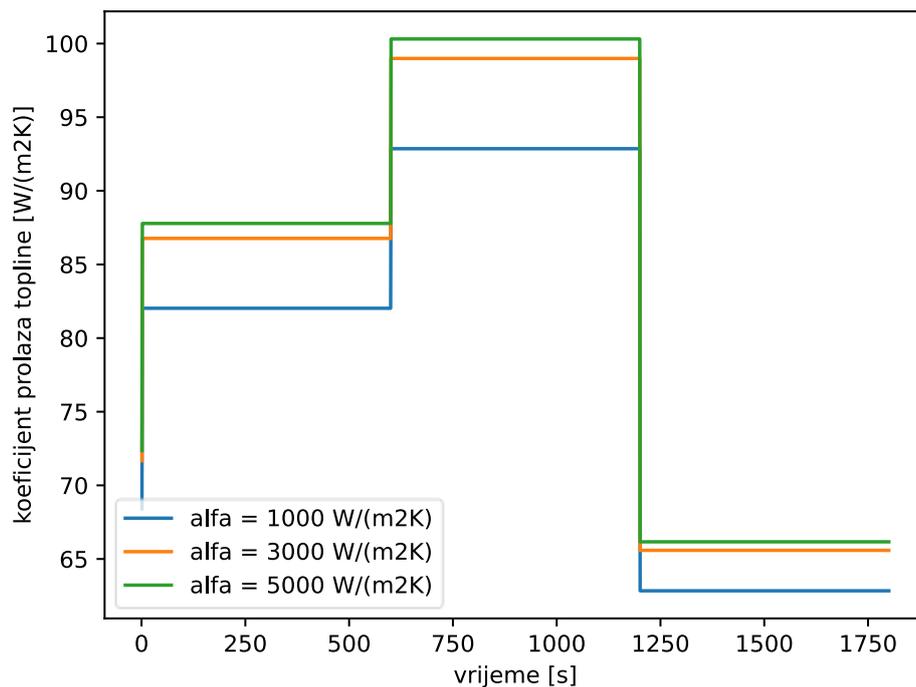
prvoj promjeni brzina je porasla sa 2,9 m/s na 4 m/s te je stacionarno stanje postignuto nakon otprilike 250 sekundi. Povećanjem brzine na 5 m/s, stacionarno stanje postignuto je nakon približno 160 sekundi. I na kraju, smanjenje brzine na 2,5 m/s stacionarno stanje postignuto je nakon otprilike 450 sekundi. Održavanje ravnoteže protoka osigurava učinkovit rad isparivača i optimalnu izmjenu topline s okolinom. Ako protoci nisu jednaki, dolazi do poremećaja u radu sustava, što rezultira nepravilnim isparavanjem ili neefikasnom izmjenom topline.

4.1. Utjecaj koeficijenta prijelaza topline pri isparavanju

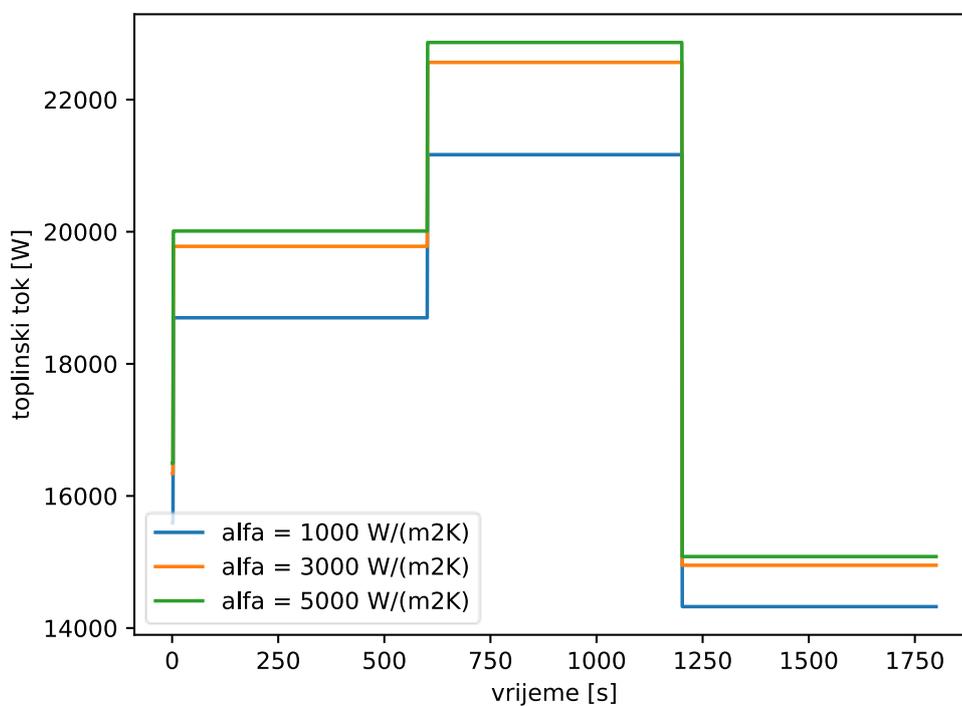
U ovom poglavlju analiziran je utjecaj različitih vrijednosti koeficijenta prijenosa topline za proces isparivanja. Koeficijenti prijelaza topline pretpostavljeni su kao prosječne vrijednosti unutar cijevi isparivača. S obzirom na to da u radu nije uveden matematički model za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline pri isparivanju, usporedbom pretpostavljenih vrijednost koeficijenta prijelaza topline utječe se na rezultate simulacije. U jednadžbu (21) na mjesto člana α uvrštene su pretpostavljene vrijednosti koeficijenata prijenosa topline, a koje iznose: $\alpha = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, $\alpha = 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, te $\alpha = 5000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Na Slici 16. prikazana je promjena koeficijenta prolaza topline u vremenu, za sva tri slučaja pretpostavljenog koeficijenta prijelaza topline. Povećanjem koeficijenta prijelaza topline, slijedi i povećanje porasta koeficijenta prolaza topline.

Na Slici 17. prikazan je utjecaj koeficijenta prijelaza topline na ukupni toplinski tok. Iz jednadžbe (19) je jasno da porastom koeficijenta prolaza topline, k , raste i toplinski tok. Kako povećanje koeficijenta prijelaza topline utječe na povećanje vrijednosti

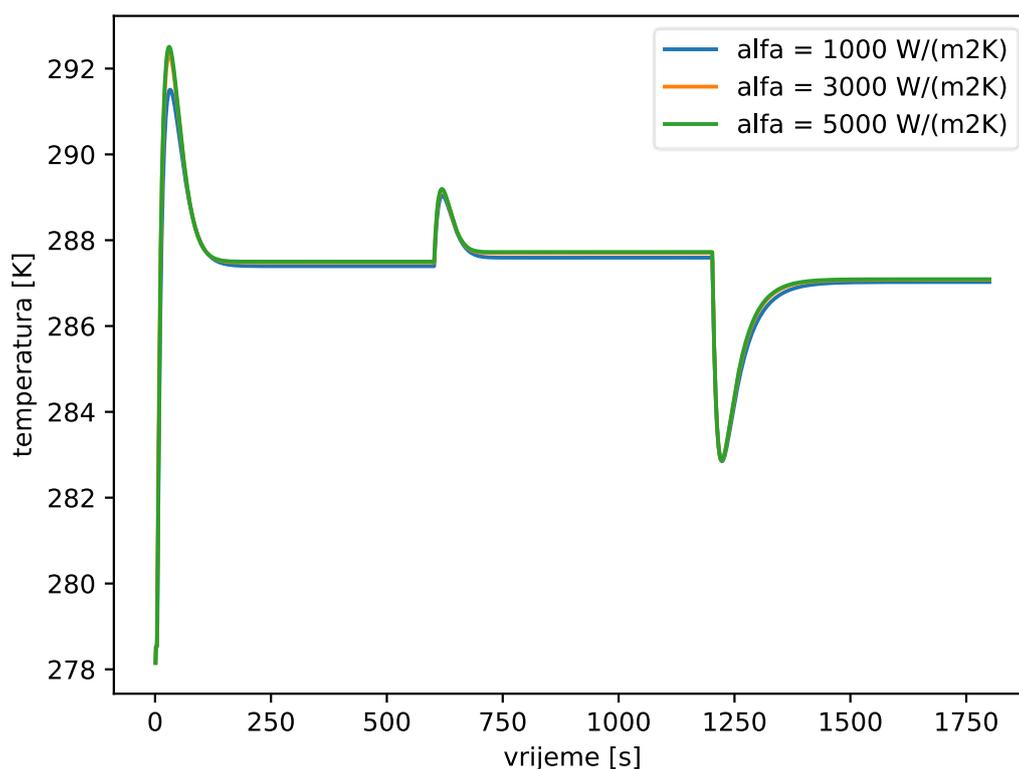
koeficijenta prolaza topline, dakle utječe i na porast toplinskog toka.



Slika 16. Prikaz koeficijenta prolaza topline u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline



Slika 17. Prikaz ukupnog toplinskog toka u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline



Slika 18. Prikaz temperature isparavanja u vremenu za različite vrijednosti koeficijenta prijelaza topline

Niža vrijednosti koeficijenta prijelaza topline rezultira sporijim procesom isparavanja, stoga, kako je prikazano na Slici 18., temperatura isparavanja je niža. Povećanjem koeficijenta prijelaza topline, raste i vrijednost temperature isparavanja. Također, unatoč promjenama vrijednosti koeficijenta prijelaza topline, temperature isparavanja ostaju približno konstantne. To znači da i uz različite koeficijente prijelaza topline, sustav može održavati toplinsku ravnotežu.

5. ZAKLJUČAK

Cilj ovog završnog rada bio je napraviti model isparivača koji ima funkciju hlađenja zraka i model termoekspanzijskog ventila, te na temelju promjene brzine vrtnje ventilatora na isparivaču analizirati dinamiku rashladnog sustava. Matematički model termoekspanzijskog ventila i isparivača detaljno su opisani koristeći se svim potrebnim parametrima. Model kompresora također je bio potreban jer on određuje maseni protok na izlazu iz isparivača, te je ukratko objašnjen i njegov matematički model. Model kondenzatora u ovom radu nije analiziran, nego su temperatura i tlak kondenzacije, temperatura pothlađenja, te entalpija na izlazu iz kondenzatora postavljene kao konstante. Za ovaj model isparivača pretpostavljeno je da se u njemu mogu pojaviti samo dvije zone, a to su zona mokre pare i zona pregrijane pare. Dinamički model analiziranog rashladnog sustava sastoji se od velikog broja nelinearnih jednadžbi koje su rješavane u programskom jeziku Python iterativnim postupkom. Koristeći se numeričkom metodom konačnih razlika diferencijalne jednadžbe koje opisuje zakone očuvanja mase i energije pretvorene su u linearne. Vrijeme trajanja simulacije postavljeno je na 1800 sekundi, sa promjenom brzine vrtnje ventilatora svakih 600 sekundi. Cilj je bio postići stacionarno stanje nakon svake promjene brzine vrtnje. U prvoj promjeni brzina je porasla sa 2,9 m/s na 4 m/s te je stacionarno stanje postignuto nakon otprilike 250 sekundi. Povećanjem brzine na 5 m/s, stacionarno stanje postignuto je nakon približno 160 sekundi. I na kraju, smanjenje brzine na 2,5 m/s stacionarno stanje postignuto je nakon otprilike 450 sekundi. Stacionarno stanje u isparivaču osigurava stabilan i pouzdan rad cijelog rashladnog sustava. Kada je isparivač u stacionarnom stanju, parametri poput temperature, tlaka i protoka ostaju relativno konstantni, što olakšava kontrolu i održavanje optimalnih uvjeta rada. Također, stacionarno stanje omogućava postizanje optimalne učinkovitosti sustava. Kada su parametri isparivača stabilni, sustav može raditi na najbolji mogući način, minimizirajući toplinske gubitke. U radu je analiziran utjecaj promjene koeficijenta prijelaza topline pri isparavanju. Pokazano je da veće vrijednosti utječu na povećanje koeficijenta prolaza topline, a time i na povećanje toplinskog toka. Nadalje, unatoč promjenama vrijednosti koeficijenta prijelaza topline, temperature isparavanja ostaju približno konstantne.

LITERATURA

- [1] Hrvatska tehnička enciklopedija, Rashladna tehnika
- [2] Soldo, V.: Hlađenje i dizalice topline, podloge za predavanja
- [3] Virag Z., Džijan I.: Računalna dinamika fluida, FSB, 2014.
- [4] Ian W. Eames, Adriano Milazzo, Graeme G. Maidment: Modelling thermostatic expansion valves, Elsevier Science Ltd and IIR, 2013.
- [5] Predlošci za vježbe iz Termodinamike 2, FSB
- [6] Galović, A.: Termodinamika 1, FSB, 2018.
- [7] M. Andrassy, Stapni kompresori, FSB, 2004.