

Dinamička simulacija hlađenja električnog motora bolida RT06-R

Vitez, Dominik

Undergraduate thesis / Završni rad

2021

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:235:129320>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-04**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dominik Vitez

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Dinamička simulacija hlađenja električnog motora bolida RT06-R

Mentor:

Doc. dr. sc. Nenad Ferdelji

Student:

Dominik Vitez

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na savjetima i pruženom vodstvu tijekom izrade rada. Također zahvaljujem se kolegi Igoru Vodopiji na podijeljenom znanju i strpljenju tijekom brojnih diskusija.

Dominik Vitez



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo
materijala i mehatronika i robotika

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 21 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 21 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Dominik Vitez** Mat. br.: 0035218363

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dinamička simulacija hlađenja električnog motora bolida RT06-R**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Dynamic simulation of cooling the electric motor of RT06-R racing car**

Opis zadatka:

Rashladni sustav električnog motora u bolidu RT06-R, FSB Racing Team-a je tzv. sustav hlađenja vodenom košuljicom (eng. „water jacket“) u kojem rashladna voda struji kroz sustav kanala smještenih unutar kružnog prstena koji okružuje stator motora. Unutarnji prsten košuljice, unutarnjeg promjera 120 mm napravljen je od aluminijskog lima debljine 3 mm, a vanjski od karbona debljine 1,5 mm dok širina košuljice iznosi 52,5 mm.

U radu je potrebno:

- na temelju postojećih iskustava procijeniti toplinska opterećenja pri karakterističnim režimima rada elektromotora,
- iz dostupne literature primijeniti i analizirati modele za izračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline unutar pravokutnih kanala,
- definirati geometriju strujanja kroz kanale te je podijeliti na karakteristične elemente za koje je potrebno provesti dinamičku simulaciju promjene temperature i izmijenjenog toplinskog toka,
- analizirati performanse rashladnog sustava elektromotora s obzirom na
 - gustoću toplinskog toka
 - temperature stijenki košuljice
 - potrošnju električne energije

Analize valja provesti za različite geometrije kanala košuljice:

- širina kanala: 20 - 30 mm,
- visina (dubina) kanala: 2 - 3 mm,

te za različite ulazne temperature rashladne vode, a dobivena rješenja usporediti te donijeti adekvatne zaključke!

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

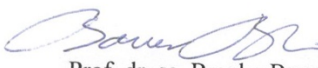
Zadatak zadan:
30. studenoga 2020.

Datum predaje rada:
1. rok: 18 veljače 2021.
2. rok (izvanredni): 5. srpnja 2021.
3. rok: 23. rujna 2021.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 22.2. – 26.2.2021.
2. rok (izvanredni): 9.7.2021.
3. rok: 27.9. – 1.10.2021.

Zadatak zađao:


doc. dr. sc. Nenad Ferdelji

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Branko Bauer

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. HLAĐENJE ELEKTRIČNIH MOTORA.....	2
2.1. Hlađenje prirodnom konvekcijom.....	2
2.2. Hlađenje prisilnom konvekcijom	2
2.2.1. Hlađenje zrakom	3
2.2.2. Hlađenje rashladnom kapljevinom.....	4
2.3. Model hlađenja korišten u bolidu RT07.....	5
3. TEORIJSKA POZADINA RADA.....	7
3.1. Izmjena topline konvekcijom	7
3.1.1. Bezdimenzijske značajke	8
4. METODOLOGIJA.....	10
4.1. Konstrukcija košuljice.....	10
4.2. Definiranje geometrije kanala i podjela na karakteristične elemente.....	12
4.2.1. Definiranje geometrije.....	12
4.2.2. Varijacije geometrije kanala.....	14
4.2.3. Karakteristični elementi	14
4.3. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline α i pada tlaka.....	15
4.3.1. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline α	15
4.3.2. Proračun pada tlaka	18
4.4. Simulink model	20
5. REZULTATI I RASPRAVA	23
5.1. Učinak masenog protoka na performanse rashladnog sustava.....	23
5.1.1. Rezultati pri masenom protoku od 0,035 kg/s.....	24
5.1.2. Rezultati pri masenom protoku od 0,06 kg/s.....	27
5.1.3. Rezultati pri masenom protoku od 0,09 kg/s.....	29
5.1.4. Usporedba dobivenih rezultata za različite masene protoke	32
5.2. Učinak gubitaka motora na performanse rashladnog sustava	36
5.2.1. Temperature motora	36

5.2.2.	Temperature kapljevine na izlazu iz košuljice	38
5.2.3.	Tablična usporedba rezultata temperatura za različite gubitke motora.....	39
5.3.	Učinak različitih ulaznih temperatura na performanse rashladnog sustava	39
5.4.	Simulacija režima vožnje	40
6.	ZAKLJUČAK	43
	LITERATURA.....	44

POPIS SLIKA

Slika 2-1 Motori prilagođeni za hlađenje prirodnom konvekcijom [3]	2
Slika 2-2 Protok zraka u zatvorenom motoru hlađenim zrakom [2]	3
Slika 2-3 Protok zraka u otvorenom motoru hlađenim zrakom [2].....	3
Slika 2-4 Radijalni raspored kanala [4].....	4
Slika 2-5 Aksijalan raspored kanala [4]	5
Slika 2-6 Koncept vodene košuljice korištene za hlađenje elektromotora bolida RT07	6
Slika 4-1 Pojednostavljen model statora i rotora s vratilom	10
Slika 4-2 Unutarnji prsten vodene košuljice s kanalima	11
Slika 4-3 Vodena košuljica	11
Slika 4-4 Elektromotor bolida RT07	12
Slika 4-5 Plašt košuljice	13
Slika 4-6 Uzdužni presjek košuljice.....	13
Slika 4-7 Plašt košuljice s karakterističnim elementima	14
Slika 4-8 Petlja karakterističnog elementa u Simulinku	20
Slika 4-9. Model dinamičke simulacije.....	22
Slika 5-1 Temperature motora pri protoku od 0,035 kg/s	24
Slika 5-2 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,035 kg/s.....	24
Slika 5-3 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri protoku od 0,035 kg/s.....	25
Slika 5-4 Pad tlaka pri protoku od 0,035 kg/s	25
Slika 5-5 Snaga pumpe pri protoku od 0,035 kg/s	26
Slika 5-6 Temperature motora pri protoku od 0,06 kg/s	27
Slika 5-7 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,06 kg/s.....	27
Slika 5-8 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri 0,06 kg/s	28
Slika 5-9 Pad tlaka pri protoku od 0,06 kg/s	28
Slika 5-10 Snage pumpe pri protoku od 0,06 kg/s	29
Slika 5-11 Temperature motora pri protoku od 0,09 kg/s	29
Slika 5-12 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,09 kg/s.....	30
Slika 5-13 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri protoku od 0,09 kg/s.....	30
Slika 5-14 Pad tlaka pri protoku od 0,09 kg/s	31
Slika 5-15 Snage pumpe pri protoku od 0,09 kg/s	31
Slika 5-16 Usporedba temperatura motora pri različitim protocima.....	32
Slika 5-17 Usporedba temperatura rashladne kapljevine pri različitim protocima.....	32

Slika 5-18 Usporedba koeficijenta konvektivnog prijelaza pri različitim protocima.....	33
Slika 5-19 Usporedba pada tlaka pri različitim protocima.....	33
Slika 5-20 Usporedba snage pumpa pri različitim protocima	34
Slika 5-21 Ovisnost omjera koeficijenta konvektivnog prijelaza topline i pada tlaka o masenom protoku	35
Slika 5-22 Ovisnost snage pumpe o masenom protoku	36
Slika 5-23 Temperature motora prve varijacije košuljice	36
Slika 5-24 Temperature motora druge varijacije košuljice	37
Slika 5-25 Temperature motora treće varijacije košuljice	37
Slika 5-26 Utjecaj gubitaka na izlaznu temperaturu kapljevine.....	38
Slika 5-27 Ovisnost izlazne temperature o ulaznoj temperaturama kapljevine	40
Slika 5-28 Ovisnost koeficijenta konvektivnog prijelaza topline o ulaznoj temperaturi kapljevine	40
Slika 5-29 Temperature kapljevina i motora pri režimu vožnje.....	41
Slika 5-30 Toplinski tok vode i gubitci motora pri režimu vožnje	42
Slika 5-31 Snaga pumpe i pad tlaka pri režimu vožnje.....	42

POPIS TABLICA

Tablica 3-1 Okvirne vrijednosti koeficijenta konvektivnog prijelaza [6]	8
Tablica 4-1 Varijacije geometrije kanala	14
Tablica 4-2 Broj dijelova karakterističnih elemenata	15
Tablica 4-3 Klasifikacija kanala po ekvivalentnom promjeru [8].....	15
Tablica 4-4 Vrijednosti Reynoldsovih značajki	16
Tablica 4-5 Vrijednosti koeficijenta otpora K [10].....	19
Tablica 5-1 Skraćenice parametara	23
Tablica 5-2 Vrijednosti promatranih parametara	34
Tablica 5-3 Temperature motora [°C] pri različitim gubitcima	39
Tablica 5-4 Temperature kapljevine [°C] pri različitim gubitcima	39
Tablica 5-5 Vrijednosti parametara režima vožnje	41

POPIS OZNAKA

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
A	m^2	Površina izmjene topline
A_T	m^2	Površina poprečnog presjeka toka
a	m^2/s	Temperaturna provodnost
c	$J/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet tvari
d_h	mm	Ekvivalentni promjer
f_T	–	Faktor trenja u zoni turbulentnog strujanja
H	mm	Dubina kanala
K	-	Koeficijent otpora
L_o	m	Karakteristična linearna dimenzija
m	kg	Masa
Nu	-	Nusseltova značajka
O	mm	Oplakani opseg
P	mm	Snaga pumpe
Pr	-	Prandtlova značajka
p	Pa	Tlak
Re	-	Reynoldsova značajka
T	K	Temperatura
U	J	Unutarnja energija
q	W/m^2	Gustoća toplinskog toka
q_m	kg/s	Maseni protok fluida
W_r	mm	Širina kanala ravnog dijela
W_s	mm	Širina kanala pri suženju
w	m/s	Brzina fluida
x	-	Broj dijelova prvog karakterističnog elementa
y	-	Broj dijelova drugog karakterističnog elementa
Φ	W	Toplinski tok
α	$W/(m^2 \cdot K)$	Koeficijent konvektivnog prijelaza topline
ε	μm	Hrapavost materijala
λ	$W/(m \cdot K)$	Toplinska provodnost
μ	$N \cdot s/m^2$	Dinamička žilavost
ρ	kg/m^3	Gustoća fluida
ν	m^2/s	Kinematička žilavost

SAŽETAK

U ovom radu analizirane su tri različite geometrije pravokutnih kanala rashladnog sustava korištenog za elektromotor bolida RT07 FSB Racing Team-a. Elektromotor se hladi sustavom tzv. „vodene košuljice“. U svrhu detaljnije analize sustava, strujanje kroz kanale je podijeljeno na karakteristične elemente za koje su korišteni odgovarajući modeli za izračun pada tlaka i koeficijenta konvektivnog prijelaza topline. Zatim je provedena dinamička simulacija u Simulinku, programskom okruženju temeljenom na Matlabu. Dobiveni rezultati su uspoređeni za svaku od tri geometrije košuljice te su na temelju njih doneseni odgovarajući zaključci.

Ključne riječi: elektromotor, vodena košuljica, pravokutni kanal, hlađenje, Simulink, FSB Racing Team

SUMMARY

In this thesis, three different geometries of rectangular channels of the cooling system used for electric motor in RT07 FSB Racing Team car are analyzed. The electric motor is cooled by a „water jacket“ system. For the purpose of a more detailed analysis of the system, the flow through channels is divided into characteristic elements for which appropriate models were used to calculate the pressure drop and convective heat transfer coefficient. A dynamic simulation was then performed in Simulink, a Matlab based programming environment. The obtained results were compared for each of the three water jacket geometries and appropriate conclusions were made based on them.

Key words: electric motor, water jacket, rectangular channel, cooling, Simulink, FSB Racing Team

1. UVOD

Formula Student natjecanje je u kojem studenti tehničkih fakulteta imaju priliku dokazati svoju inovativnost i razviti vještine rješavanja problema kroz izradu trkaćeg bolida. Bolid mora biti osmišljen i konstruiran po pravilima Formule Student te se na međunarodnim natjecanjima testira tijekom statičkih i dinamičkih disciplina natjecanja. Pod statičkim disciplinama spadaju tehnička rješenja, cijena i proizvodnja, poslovna prezentacija te tehnički pregled. Dok se u dinamičkim disciplinama provode i ocjenjuju utrke ubrzanja, osmice, sprinta i izdržljivosti. Kako je organizacija Formule Student podržana od strane automobilske industrije te sami timovi vrlo često usko surađuju sa raznim proizvođačima, natjecanje drži korak s najnovijim trendovima u industriji. Tako je, pored klasičnih vozila s unutarnjim izgaranjem, na natjecanju uvedena i kategorija električnih vozila te od nedavno i kategorija „Driverless“ vozila. Zadnjih godina sve je veći broj timova odlučio preći upravo na razvoj električno pogonjenog vozila. Električna vozila u globalnoj automobilskoj industriji sve su zastupljenija, no i dalje je riječ o vrlo malom udjelu od 2,6%. Ali unatoč tomu od 2016., izuzev 2019. godine, zabilježen je međugodišnji rast na globalnoj razini u prodaji električnih vozila u iznosu od 30%. [1] Takav porast prodaje pripisuje se strožim standardima za emisije ispušnih plinova te brojnim nacionalnim programima poticanja kupnje električnih vozila. Kad je riječ o trkaćim bolidima timova Formule Student, većinom su pogonjeni električnim motorom s permanentnim magnetima. Takav motor odlikuje velika gustoća okretnog momenta, visoka učinkovitost, smanjena masa i dimenzije te visok stupanj slobode u konstruiranju motora. Međutim, pri radu motora generiraju se velike količine topline u vrlo kratkom vremenu te je od izuzetne važnosti pravilno konstruirati rashladni sustav. Optimalna konstrukcija ovog sustava omogućuje motoru ostvarenje svog punog potencijala, pridonosi poboljšanju efikasnosti, produljenju vijeka trajanja motora i doprinosi uštedi troškova. Cilj ovoga rada je analizirati rad rashladnog sustava električnog motora bolida RT07 FSB Racing Team-a s radi pronalaska optimalne izvedbe. Najprije kroz analitički model, a nakon i kroz dinamički model pomoću programskog paketa Matlab/Simulink.

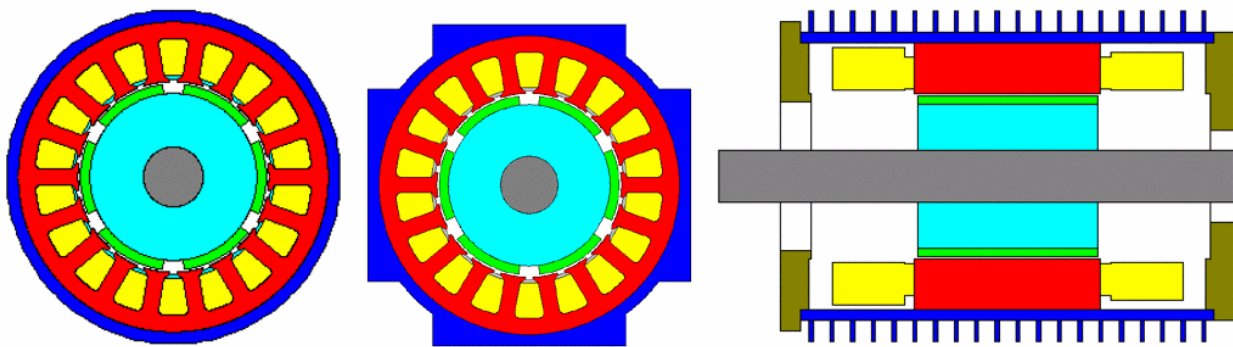
2. HLAĐENJE ELEKTRIČNIH MOTORA

Ovisno o vrsti električnog motora i njegovoj primjeni, hlađenje elektromotora može se podijeliti na dvije osnovne metode [2]:

- a) Hlađenje prirodnom konvekcijom
- b) Hlađenje prisilnom konvekcijom

2.1. Hlađenje prirodnom konvekcijom

Pri hlađenju prirodnom (slobodnom) konvekcijom, generirana toplina se raspršuje u okolinu preko kućišta elektromotora. U takvim je sistemima vanjska površina elektromotora većinom glatka. Međutim, često se dodaju i rebra na elektromotor kako bi se povećala izmjenjivačka površina te pospješila izmjena topline. [3] Ovakav se način hlađenja koristi prvenstveno u motorima s malim ili srednjim pogonom te elektromotorima s dovoljno velikom izmjenjivačkom površinom, no ne koristi se u automobilskoj industriji. Na slici 1.1 prikazani su primjeri motora prilagođenih za hlađenje slobodnom konvekcijom, tzv. TENV motori (Totally Enclosed Nonvented Motor).



Slika 2-1 Motori prilagođeni za hlađenje prirodnom konvekcijom [3]

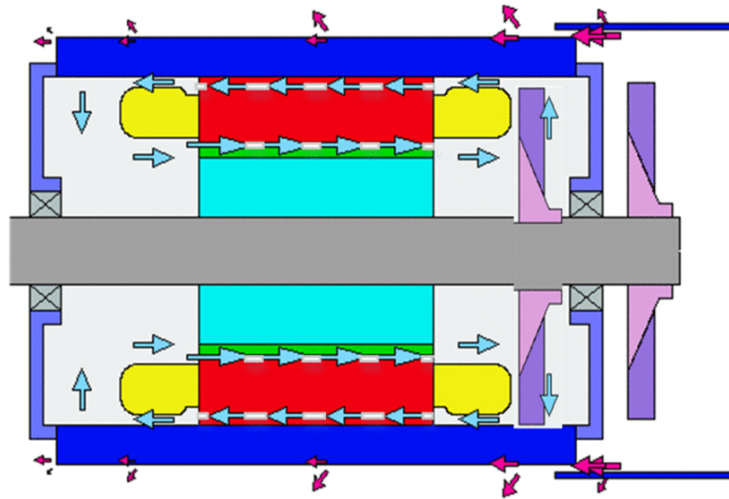
2.2. Hlađenje prisilnom konvekcijom

Hlađenje prisilnom konvekcijom je popularniji način hlađenja. Koristi vanjski uređaj kako bi stvorio dovoljan protok fluida za izmjenu topline, te se za razliku od prethodno spomenutog hlađenja primjenjuje u automobilskoj industriji. Izvodi se jednom od sljedećih metoda:

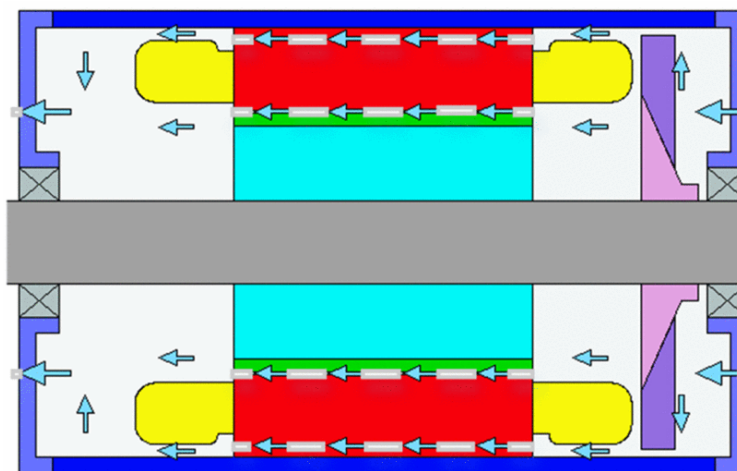
- Hlađenje zrakom
- Hlađenje rashladnom kapljevinom

2.2.1. Hlađenje zrakom

Kod hlađenja zrakom koristi se ventilator koji se postavlja na kraj vratila elektromotora. Stvaranjem razlike u tlakovima omogućuje kontinuirani prolazak zraka. Zrak pritom prolazi uzdužnim smjerom preko vanjske površine kućišta ili kroz sami motor. Ovisno o vrsti kućišta, motore hlađene zrakom dijelimo na zatvorene i otvorene. Zatvoreni motori hlađeni zrakom su konstruirani kako bi bili zaštićeni od nepovoljnih uvjeta okoline poput prašine, onečišćenja u zraku te kiše. Nedostatak u odnosu na otvorene motore je što su skuplji. Kao i kod motora s prirodnim hlađenjem, i u ovom slučaju se vrlo često koriste rebra po površini kućišta kako bi se poboljšala izmjena topline.



Slika 2-2 Protok zraka u zatvorenom motoru hlađenim zrakom [2]

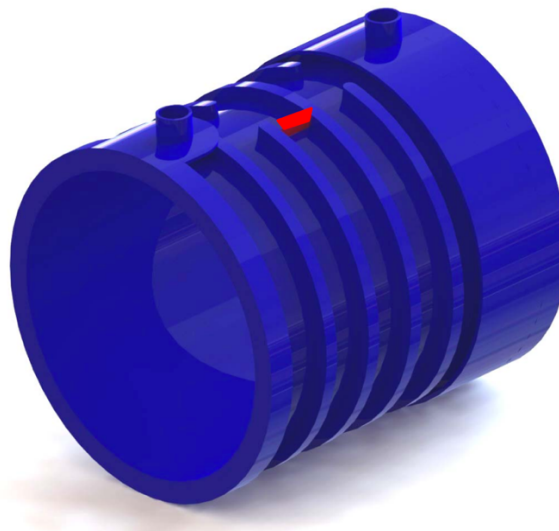


Slika 2-3 Protok zraka u otvorenom motoru hlađenim zrakom [2]

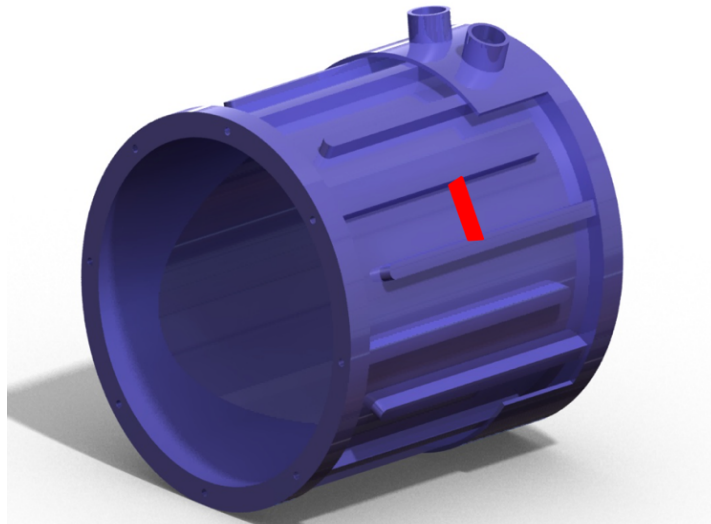
2.2.2. Hlađenje rashladnom kapljevnom

Hlađenje rashladnom kapljevnom prigodno je za električne motore visoke gustoće snage korištene primjerice u automobilskoj industriji, koji se ne mogu dovoljno ohladiti zrakom hlađenim motorom. U odnosu na zrakom hlađene motore također su i efikasniji, manje bučni i toplina koju stvara motor se ne raspršuje izravno u okolinu. Nedostaci su što je proizvodnja ovakvih motora skuplja te postoji rizik od korozije i zagađenja kapljevne.[4] Rashladne kapljevne koje se upotrebljavaju su najčešće voda ili ulje. One mogu hladiti motor direktno primjerice ubrizgavanjem kapljevne u unutrašnjost motora ili indirektno od kojih je najzastupljenija metoda tzv. vodene košuljice (water jacket).

Hlađenje sustavom vodene košuljice se odvija tako da se toplina, generirana u navojima te slojevima rotora i statora, kondukcijom prenosi do košuljice koja okružuje stator. Toplina se zatim sa stijenke košuljice prenosi konvekcijom na rashladnu kapljevnu (vodu) koja prolazi kroz kanale smještene u košuljici. Karakteristike hlađenja ovakvim načinom uvelike ovise o geometriji kanala i topologiji košuljice. Kanali su najčešće raspoređeni aksijalno ili radijalno unutar košuljice.



Slika 2-4 Radijalni raspored kanala [4]



Slika 2-5 Aksijalan raspored kanala [4]

U usporedbi s radijalnim, kod aksijalno raspoređenih kanala, zagrijavanje vode i stijenke košuljica je niže. Također, veći je koeficijent konvektivnog prijelaza topline α . No pad tlaka u aksijalnom rasporedu je znatno veći od radijalnog zbog čestih zakreta od 180° pri prolasku vode. Zbog toga je potrebna jača pumpa u odnosu na radijalni raspored.

2.3. Model hlađenja korišten u bolidu RT07

Model hlađenja koji je odabran za elektromotor bolida RT07 koji se obrađuje u ovom zadatku je vodena košuljica s aksijalnim rasporedom kanala. Kako je elektromotor u bolidu konstruiran da postiže snagu od 40 kW te okretni moment od 60 Nm uz maksimalnu brzinu od 14000 okretaja po minuti, nije ga bilo dovoljno hladiti zrakom. Stoga je bilo potrebno koristiti hlađenje rashladnom kapljevnom te je izabrana metoda vodene košuljice. Zbog vrlo male duljine aktivnog dijela statora (svega 52,5 mm) pri kojem bi radijalni raspored kanala bio gotovo ne izvediv i uzevši u obzir prednosti aksijalnog rasporeda navedenih u odlomku iznad, odlučeno je koristiti aksijalni raspored vodene košuljice prikazan na slici 2-6.



Slika 2-6 Koncept vodene košuljice korištene za hlađenje elektromotora bolida RT07

3. TEORIJSKA POZADINA RADA

U ovom radu razmatrati će se izmjena topline između stijenke košuljice i rashladne tekućine koja prolazi kroz kanale u košuljici. Stoga će se u sljedećem dijelu prikazati pozadina formula i objasniti fizikalne veličine korištene pri proračunu.

3.1. Izmjena topline konvekcijom

Konvekcija je način izmjene topline kod kojeg makroskopske čestice fluida putuju (mijenjaju svoj položaj u prostoru) i pritom energiju koju posjeduju (kao entalpiju) prenose i predaju izravnim dodirrom drugim (hladnijim) česticama fluida ili stijenci na koju naiđu. S obzirom na uzrok gibanja razlikujemo slobodnu i prisilnu konvekciju. [5]

Slobodna konvekcija nastaje zbog razlike u gustoći između slojeva fluida. Kao posljedica pojavljuje se sila uzgona i ona je jedini pokretač gibanja čestica fluida. Prisilna konvekcija je uzrokovana vanjskim sredstvom poput pumpe ili ventilatora.

Izmjena topline konvekcijom matematički se opisuje pomoću Newtonovog zakona hlađenja:

$$\Phi = A \cdot \alpha \cdot (T_s - T_\infty) \quad (1)$$

gdje je Φ [W] izmjenjivani toplinski tok, A [m²] površina izmjene topline, α [W/(m² · K)] koeficijent konvektivnog prijelaza topline, T_s [K] temperatura stijenke i T_∞ [K] temperatura neporemećenog fluida, podalje od stijenke.

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline α opisuje intenzitet konvektivne izmjene topline između stijenke i fluida. Intenzitet ovisi o svojstvima fluida i zbivanjima unutar njega. Stijenka pak utječe na proces svojim oblikom (što uključuje i hrapavost površine). Postoji više metoda za određivanje koeficijenta konvektivnog prijelaza topline. Prihvatljivo točno određivanje α često se vrši pomoću bezdimenzijskih značajki temeljenih na matematičkom teoremu sličnosti. Okvirne vrijednosti koeficijenta konvektivnog prijelaza nalaze se u tablici 3-1.

Tablica 3-1 Okvirne vrijednosti koeficijenta konvektivnog prijelaza [6]

2 - 25	W/(m ² · K)	Za slobodnu konvekciju u plinovima
10 - 1000	W/(m ² · K)	Za slobodnu konvekciju u tekućinama
25 - 250	W/(m ² · K)	Za prisilnu konvekciju u plinovima
50 – 20 000	W/(m ² · K)	Za prisilnu konvekciju u tekućinama
2500- 100 000	W/(m ² · K)	Za fluide koji isparavaju ili kondenziraju

3.1.1. Bezdimenzijske značajke

Pri izračunavanju koeficijenta konvektivnog prijelaza topline, koriste se sljedeće bezdimenzijske značajke:

- Nusseltova značajka:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_o}{\lambda} \quad (2)$$

gdje je L_o [m] karakteristična linearna dimenzija, λ [W/(m·K)] toplinska provodnost.

- Reynoldsova značajka:

$$Re = \frac{w \cdot L_o}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot L_o}{\mu} \quad (3)$$

gdje je w [m/s] brzina fluida, ν [m²/s] kinematička žilavost, μ [N·s/m²] dinamička žilavost, ρ [kg/m³] gustoća fluida.

- Prandtlava značajka:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (4)$$

gdje je a [m²/s] temperaturna provodnost, c_p [J/(kg·K)] specifični toplinski kapacitet.

Nusseltova značajka sadrži traženu veličinu α i omjer je konvektivnog i konduktivnog prijenosa topline duž granice na danoj duljini fluida. Veća vrijednost Nusseltove značajke povezuje se s većom konvekcijom i turbulentnim strujanjem.

Reynoldsova značajka izražava omjer inercijskih i viskoznih sila. Koristimo je kako bi utvrdili, s obzirom na dane uvjete, hoće li strujanje biti laminarno ili turbulentno.

Prandtlova značajka predstavlja odnos između kinematičke viskoznosti i toplinske difuzivnosti tekućine. Primjenjuje se kod proračuna prijenosa topline pri protjecanju fluida jer je omjer hidrodinamičkog graničnog sloja i toplinskog graničnog sloja. [7]

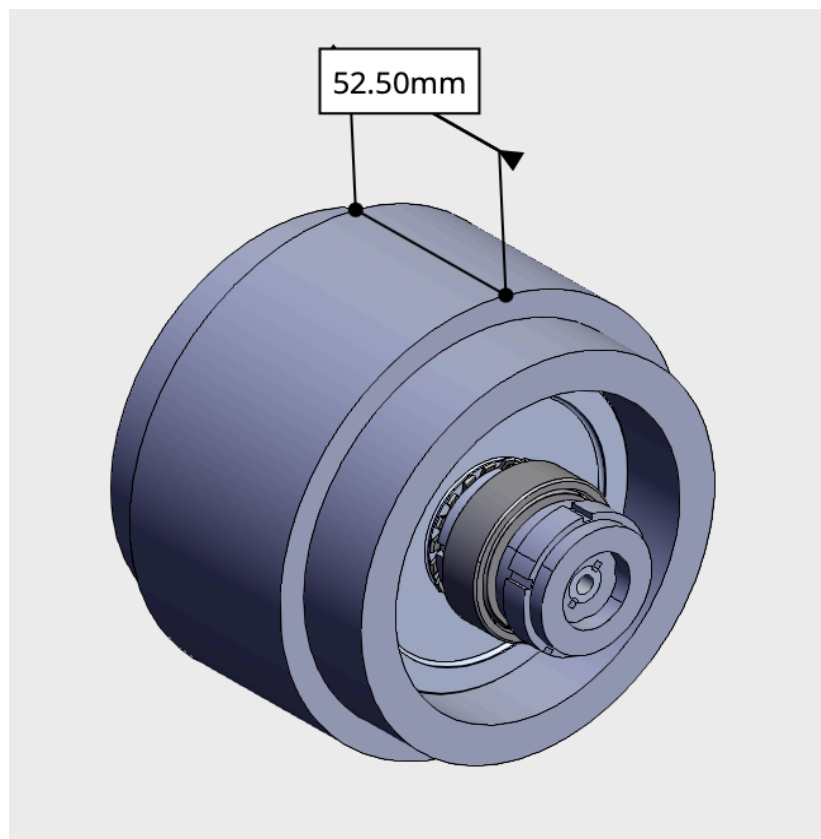
Vrijednosti ovih značajki ovise o promatranom slučaju, a funkcijske veze među značajkama dobivamo teorijskim ili eksperimentalnim putem

4. METODOLOGIJA

U ovom poglavlju će se detaljno razraditi postupak izrade modela za dinamičku simulaciju u Simulinku. Procedura započinje odabirom konstrukcije košuljice i geometrije kanala unutar nje.

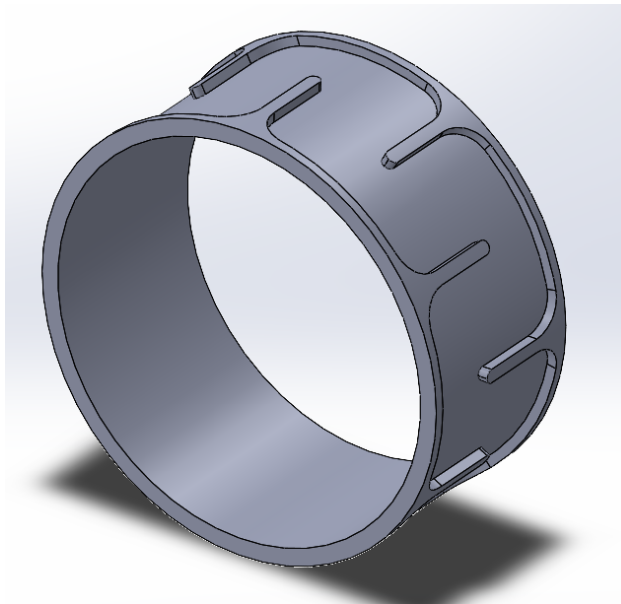
4.1. Konstrukcija košuljice

Vodena košuljica za hlađenje elektromotora konstruirana je s ciljem da u potpunosti obuhvati aktivni dio statora motora koji je širine 52,5 mm i vanjskog promjera 120 mm, vidljiv na slici 4-1.



Slika 4-1 Pojednostavljen model statora i rotora s vratilom

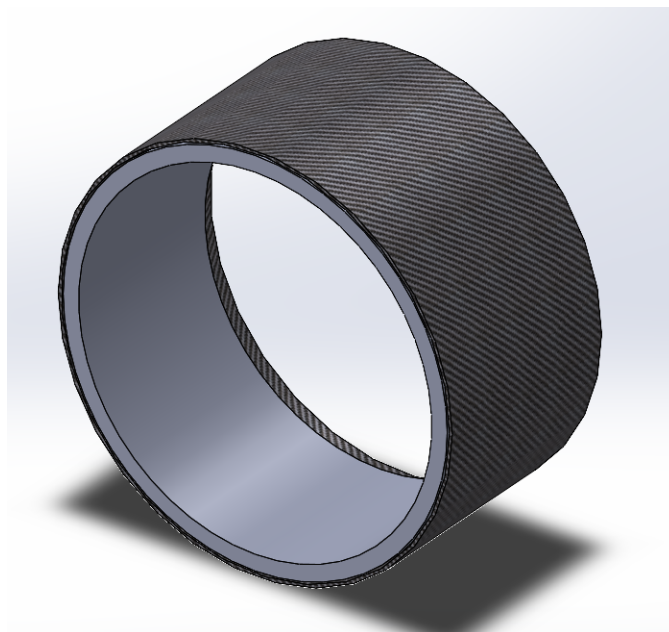
Unutarnji prsten košuljice je stoga unutarnjeg promjera 120 mm i napravljen od aluminijskog lima debljine 3 mm, odnosno ima vanjski promjer 126 mm. Aluminij je odabran iz razloga što je otporan na koroziju te u usporedbi s čelikom ima veću toplinsku provodnost λ i manju gustoću. Na slici 4-2 vidljiv je unutarnji prsten s kanalima kroz koji struji rashladna tekućina.



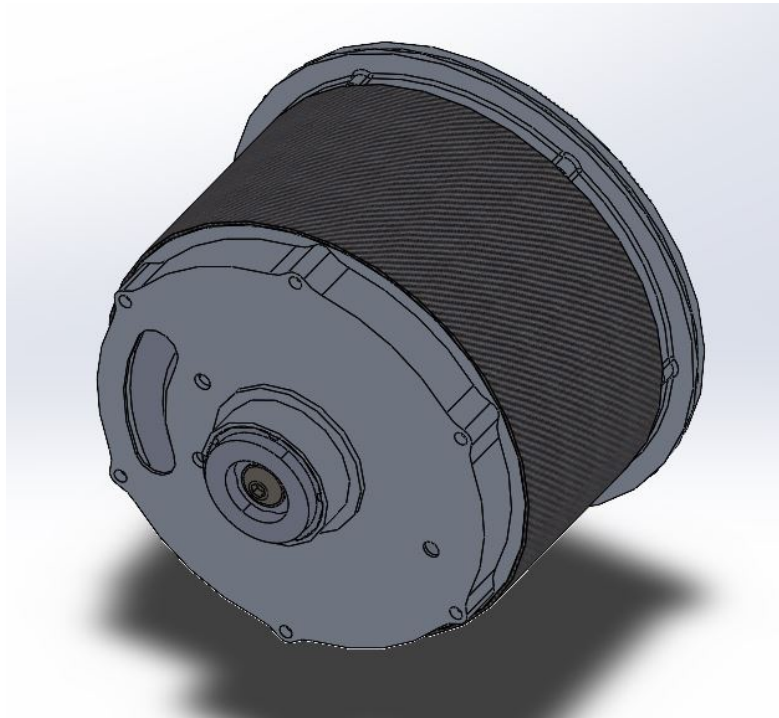
Slika 4-2 Unutarnji prsten vodene košuljice s kanalima

Širina prstena iznosi 58,5 mm, dok je širina dijela kroz koji prolazi voda 52,5 mm zbog 3 mm stijenke košuljice sa obje strane.

Vanjski prsten izrađen je od karbonskih vlakna koje karakteriziraju visoka čvrstoća i modul elastičnosti, velika krutost te izvrsna otpornost na toplinu i koroziju. Ovisno o dubini kanala (2-3 mm) koje se razmatraju u ovom radu, unutarnji promjer vanjskog prstena biti će u rasponu od 130 do 132 mm. Debljina vanjskog prstena iznosi 1 mm. Košuljica s unutarnjim i vanjskim prstenom prikazana je na slici 4-3, dok je elektromotor s ukomponiranom košuljicom vidljiv na slici 4-4.



Slika 4-3 Vodena košuljica



Slika 4-4 Elektromotor bolida RT07

4.2. Definiranje geometrije kanala i podjela na karakteristične elemente

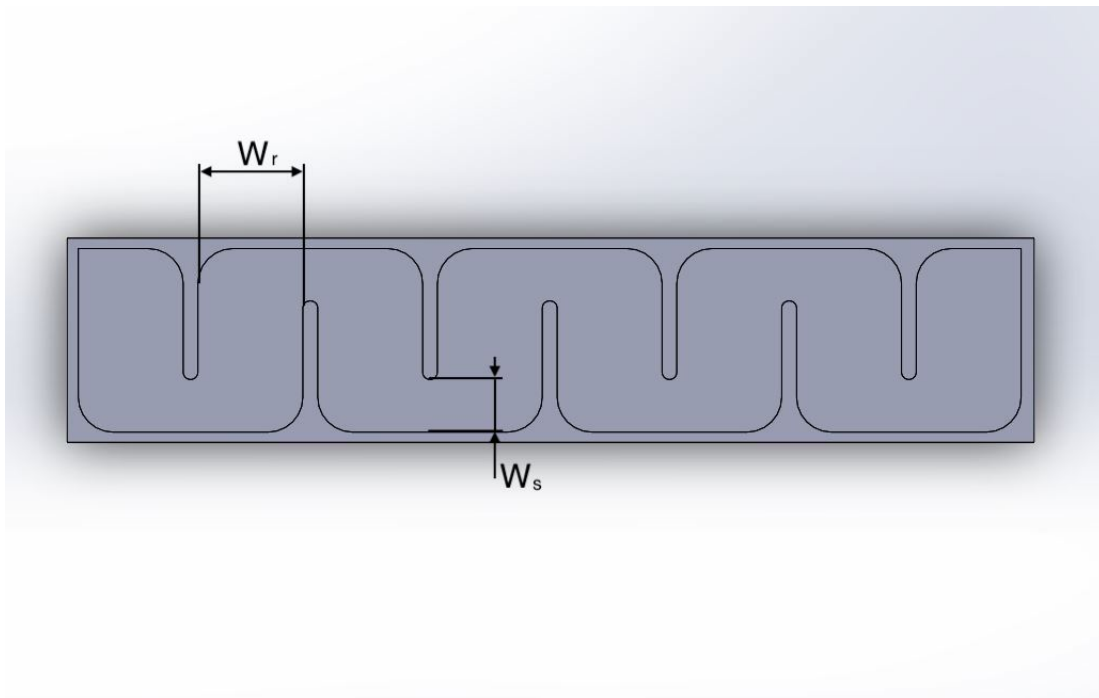
U sklopu rada analizirane su tri varijacije geometrije kanala. Sve su pravokutnog poprečnog presjeka, no razlikuju se po širini i dubini kanala. Kako bi se mogle razlikovati, definirat će se karakteristične veličine na odabranom specifičnom primjeru.

4.2.1. Definiranje geometrije

Kada bismo razvili plašt košuljice, dobili bi pravokutni oblik vidljiv na slici 4-5. Na njemu su definirane sljedeće veličine:

W_r – širina kanala ravnog dijela

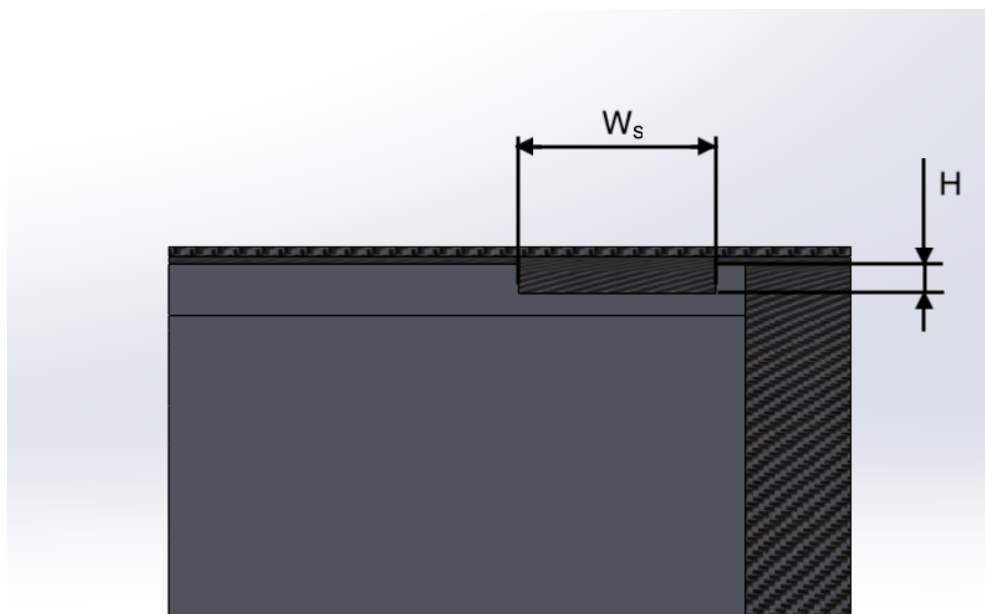
W_s – širina kanala pri suženju



Slika 4-5 Plašt košuljice

Potrebno je još definirati dubinu kanala. Ona je vidljiva na slici 4-6 koja prikazuje uzdužni presjek košuljice:

H – dubina kanala



Slika 4-6 Uzdužni presjek košuljice

4.2.2. Varijacije geometrije kanala

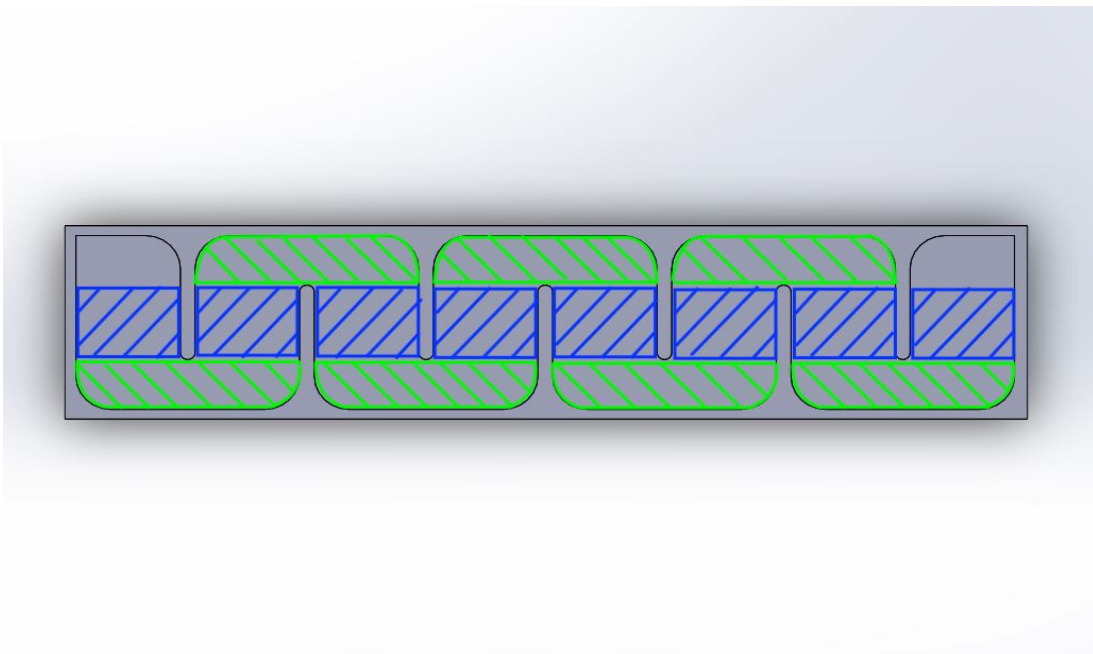
S obzirom na prethodno definirane veličine, analizirat će se sljedeće varijacije košuljica:

Tablica 4-1 Varijacije geometrije kanala

	Košuljica 1	Košuljica 2	Košuljica 3
W_r [mm]	30	25	20
W_s [mm]	20	15	10
H [mm]	3	2,5	2,25

4.2.3. Karakteristični elementi

Kako bi se dobio detaljniji uvid u dinamičku simulaciju, strujanje kroz kanale će se podijeliti na dva karakteristična elementa duž plašta košuljice. Prvi karakteristični element na slici 4-7 je označen plavom bojom, širine je W_r , te ima x dijelova (na slici 4-7 broj dijelova x iznosi 8). Drugi karakterističan element je na slici 4-7 označen zelenom bojom, širine je W_s i ima y dijelova ovisno o varijaciji košuljice (y na slici 4-7 iznosi 7). Broj dijelova za svaku varijaciju se vidi u tablici 4-2.



Slika 4-7 Plašt košuljice s karakterističnim elementima

Tablica 4-2 Broj dijelova karakterističnih elemenata

	Košuljica 1	Košuljica 2	Košuljica 3
x	12	14	18
y	11	13	17

4.3. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline α i pada tlaka

4.3.1. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline α

Proračun se provodi za oba karakteristična elementa. Prvi element se tretira kao strujanje kroz ravni kanal pravokutnog presjeka, za kojeg se koriste formule za ravne cijevi kružnog poprečnog presjeka uz uvjet da se umjesto promjera cijevi uzima ekvivalentni promjer pravokutnog presjeka.[6] Ekvivalentni promjer se izračunava jednadžbom:

$$d_h = \frac{4 \cdot A_T}{O} \quad (5)$$

gdje je A_T površina poprečnog presjeka toka, a O oplakani opseg (duljina linije dodira fluida i stijenke cijevi).

Iako se u zadatku radi o relativno malim vrijednostima ekvivalentnog promjera, od svega 3,5-5 mm, prema tablici 4-3 može se smatrati da se radi o konvencionalnom kanalu i upotrijebiti jednadžbe za isti.

Tablica 4-3 Klasifikacija kanala po ekvivalentnom promjeru [8]

Konvencionalni kanal	$d_h > 3 \text{ mm}$
Mini kanal	$200 \mu\text{m} < d_h < 3 \text{ mm}$
Mikro kanal	$10 \mu\text{m} < d_h < 200 \mu\text{m}$
Tranzicijski kanal	$0,1 \mu\text{m} < d_h < 10 \mu\text{m}$
Molekularni kanal	$d_h < 0,1 \mu\text{m}$

U drugom elementu dolazi do oštrog zakreta u strujanju za 180° . Element bi se trebao promatrati kao takav, jer po provedenim istraživanjima u zakretima od 180° , odnosno nakon zakreta, dolazi do povećanja vrijednosti Nusseltove značajke te ujedno i povećanja konvektivnog koeficijenta

prijelaza topline.[9] Međutim, zbog nedostatka literature za specifični problem ovog rada, koji ima vrlo veliku vrijednost omjera širina/dubina kanala ($\frac{W}{H} = 6,67$ u varijanti košuljice 1), drugi element će se također razmatrati kao strujanje kroz ravni kanal pravokutnog poprečnog presjeka širine W_s .

4.3.1.1. Određivanje načina strujanja

Prije samog proračuna potrebno je također odrediti hoće li strujanje biti laminarno ili turbulentno, kako bi se iskoristile odgovarajuće jednačbe. To će se učiniti pomoću Reynoldsove značajke sa sljedećim analitičkim postupkom.

Najprije se pretpostavlja toplinski tok elektromotora Φ_m na temelju prethodnih iskustava. Odabran je tok od 1500 W. Zatim se dobije gustoća toplinskog toka jednačbom:

$$q = \frac{\Phi_m}{A} \quad [\text{W/m}^2] \quad (6)$$

koja je valjana ako je gustoća toplinskog toka jednaka na svim mjestima površine A i ako je stalna u vremenu. Dalje se izračunava brzina fluida formulom:

$$w = \frac{q_m}{\rho \cdot A_T} \quad (7)$$

gdje je q_m [kg/s] maseni protok fluida i pretpostavljen je da iznosi 0,5 kg/s. Gustoća i ostala svojstva fluida uzeta su pri vrijednostima temperature od 60 °C i tlaka od 2 bara iz iskustvenih podataka. Uvrštavanjem izračunatih vrijednosti u jednačbu (3) gdje je za karakterističnu linearnu dimenziju L_o odabran odgovarajući ekvivalentni promjer d_h , dobiju se sljedeće vrijednosti Reynoldsove značajke:

Tablica 4-4 Vrijednosti Reynoldsovih značajki

	Košuljica 1	Košuljica 2	Košuljica 3
Prvi karakteristični el.	7789,27	9032,32	11190,82
Drugi karakteristični el.	11147,94	14224,77	20281,63

Strujanje u kanalu je uvijek laminarno pri vrijednostima ispod 2300, a prijelazno razdoblje je između 2300 i 10 000 ovisno o ulaznom otvoru strujanja. Nakon vrijednosti od 10 000 se zasigurno razvija turbulentno strujanje.[6] S obzirom da su sve vrijednosti blizu ili preko granice turbulencije, zaključuje se da je strujanje turbulentno te se nastavlja proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline.

Postoji nekoliko jednadžbi za izračunavanje Nusseltove značajke odnosno koeficijenta konvektivnog prijelaza topline, u ovom radu navesti će se tri. Odabrane su tri jednadžbe iz razloga da se analitičkom usporedbom provjeri ispravnost rezultata svake. Za provođenje dinamičke simulacije odabrat će se jedna od navedenih tri.

4.3.1.2. Proračun za turbulentno strujanje

Prvi proračun provodi se po sljedećoj formuli [6]:

$$Nu_m = \frac{(\zeta/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (8)$$

gdje je L duljina promatranog dijela te:

$$\zeta = (1,8 \cdot \log_{10} \cdot Re - 1,5)^{-2} \quad (9)$$

Jednadžba vrijedi za sljedeće uvjete:

$$10^4 \leq Re \leq 10^6; 0,1 \leq Pr \leq 1000; \frac{d_h}{L} \leq 1.$$

Nakon izračunavanja Nusseltove značajke, koeficijent konvektivnog prijelaza topline dobije se korištenjem formule (2). U ovoj formuli ukomponirana je duljina promatranog dijela, odnosno Nusseltov broj prikazuje srednju vrijednost kroz duljinu kanala L .

4.3.1.3. Proračun za turbulentno strujanje u vodenoj košuljici

Ovaj proračun vrijedi isključivo za vodene košuljice i provodi se po sljedećoj formuli[2]:

$$Nu = \frac{0,125 \cdot e \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 4,49 \cdot e^{0,5} \cdot (Pr^{0,667} - 1)} \quad (10)$$

pri čemu je:

$$e = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (11)$$

Primjećuje se kako ova jednadžba nije ovisna o duljini promatranog dijela. Vrijedi za:

$$3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$$

4.3.1.4. Proračun za turbulentno strujanje[5]

Posljednji proračun se izvodi jednadžbom:

$$Nu = \frac{0,0398 \cdot Pr \cdot Re^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125} \cdot (Pr - 1)} \quad (11)$$

Ona vrijedi za uvjete:

$$Re > 3000, \quad L > 40 \cdot d_h$$

4.3.2. Proračun pada tlaka

Pad tlaka nastaje uslijed djelovanja sila trenja na fluid koji struji kroz cijev (kanal). Sile trenja uzrokovane su hrapavošću površina kanala i izraženije su prolaskom kroz okrete i suženja. Pad tlaka nadoknađuje se radom pumpe. Veći pad često zahtjeva jaču i veću pumpu, te je stoga u cilju imati što manji pad kako bi se uštedilo na cijeni i masi sustava.

Pad tlaka kroz prvi karakteristični element proračunava se formulom za ravne cijevi uz uvjet da se koristi ekvivalentni promjer[6]:

$$\Delta p_1 = \xi \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (12)$$

gdje je koeficijent otpora:

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (13)$$

Jednadžba vrijedi za:

$$3000 < Re < 100\,000$$

U drugom karakterističnom elementu dolazi do zakreta od 180° te se zbog toga može očekivati kako će većinski dio pada tlaka biti generiran upravo na ovom elementu. Proračunava se sljedećom jednadžbom[10]:

$$\Delta p_2 = \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (14)$$

pri čemu je koeficijent otpora:

$$\xi = (n - 1) \cdot \left(0,25 \cdot \pi \cdot f_T \cdot \frac{r}{d_h} + 0,5 \cdot K \right) + K \quad (15)$$

gdje je n broj zakreta od 90° (u ovom slučaju n iznosi 2), r radijus zakreta, K koeficijent otpora za jedan zakret od 90° i f_T faktor trenja u zoni turbulentnog strujanja. Faktor trenja se izračunava po sljedećoj formuli:

$$f_T = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_h} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (16)$$

gdje je ε hrapavost materijala.

Koeficijent otpora K određuje se po sljedećoj tablici:

Tablica 4-5 Vrijednosti koeficijenta otpora K [10]

r/d_h	K	r/d_h	K
1	$20 \cdot f_T$	8	$24 \cdot f_T$
1,5	$14 \cdot f_T$	10	$30 \cdot f_T$
2	$12 \cdot f_T$	12	$34 \cdot f_T$
3	$12 \cdot f_T$	14	$38 \cdot f_T$
4	$14 \cdot f_T$	16	$42 \cdot f_T$
6	$17 \cdot f_T$	20	$50 \cdot f_T$

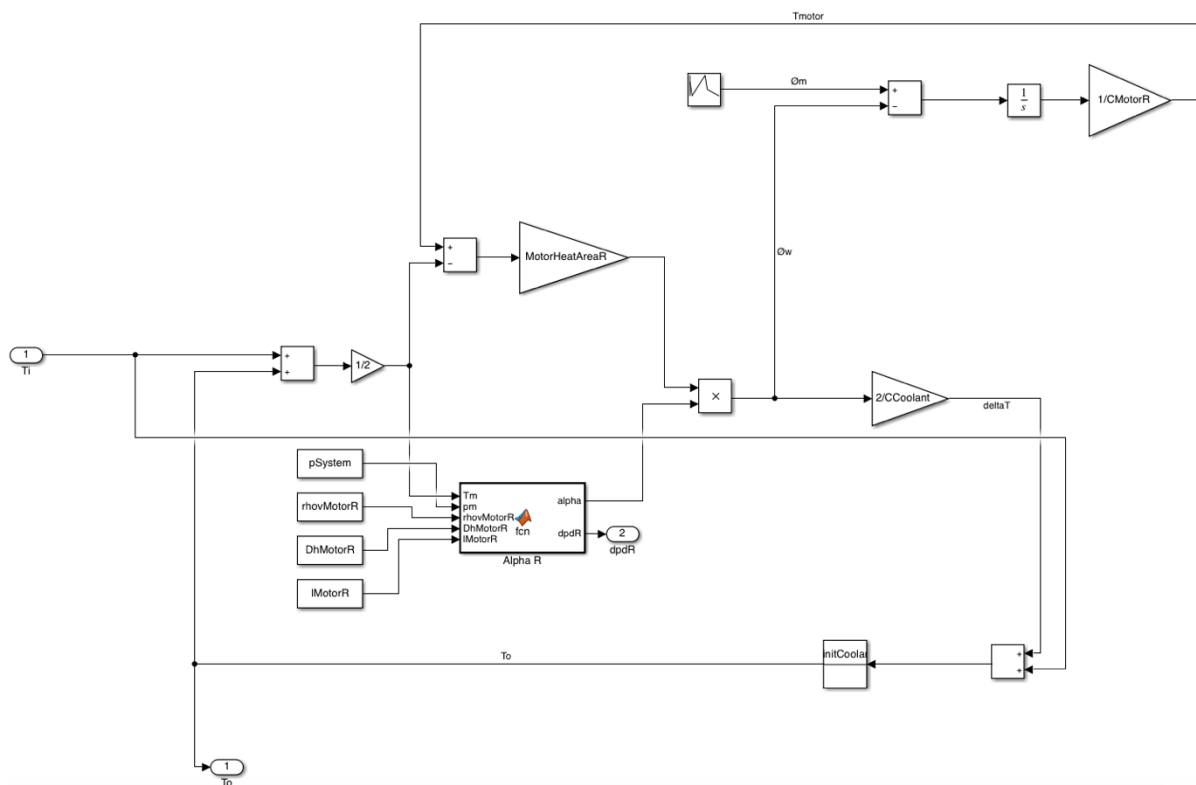
Konačno, ukupni pad tlaka dobije se sumiranjem prethodno dobivenih jednadžbi po svakom dijelu:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^x \Delta p_{1i} + \sum_{j=1}^y \Delta p_{2j} \quad (17)$$

4.4. Simulink model

Dinamička simulacija provedena je u Simulinku. Simulink je grafičko programsko okruženje temeljeno na MATLAB-u korišteno za modeliranje, simulaciju i analizu višedomenskih dinamičkih sustava. Primarno sučelje mu je grafički alat za blok dijagrame i prilagodljiva „knjižnica“ blokova. Integriran je s ostatkom MATLAB okruženja i može ga pokretati ili biti skriptiran iz njega. Simulink se široko koristi u automatskom upravljanju i digitalnoj obradi signala. [11]

Simulacija je modelirana na temelju karakterističnih elemenata definiranih u poglavlju 4.2. Svaki element promatran je kao otvoreni sustav kroz čiju granicu ulazi kapljevina temperature T_i [K] i izlazi kapljevina temperature T_o [K]. Taj je nestacionaran proces ponavljan kroz x dijelova prvog karakterističnog elementa i y dijelova drugog elementa. U nastavku je detaljnije objašnjena simulacija.



Slika 4-8 Petlja karakterističnog elementa u Simulinku

Kontinuirani signal, koji u ovom slučaju predstavlja ulaznu temperaturu kapljevine T_i , pri ulasku u sustav se zbraja s izlaznom temperaturom T_o , dobivenom izvršavanjem petlje, te se nakon dijeljenja dobije srednja vrijednost temperature kapljevine T_{sr} [K] kroz element. Kako se simulacija izvršava tijekom vremena, srednja vrijednost se kontinuirano mijenja.

Srednja vrijednost temperature T_{sr} je korištena pri određivanju svojstava vode, koja su upotrebljavana za proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline prema jednadžbama (8) i (2) te proračun pada tlaka prema jednadžbi (12) odnosno jednadžbi (14). Također, korištena je i u jednadžbi (1) za proračun izmjene topline konvekcijom.

Jednadžba (1) prikazuje integralni oblik formule i koristi se ako su obje temperature fluida i stijenke konstantne po površini. Inače, ako se bar jedna od njih mijenja duž površine, mora se pisati diferencijalni oblik:

$$\delta\Phi = \alpha \cdot (T_s - T_\infty) \cdot dA \quad (18)$$

Međutim, kako je model podijeljen na karakteristične elemente s $x + y$ dijelova, te je korištena srednja temperatura T_{sr} za svaki pojedinačni dio, razlike u temperaturi duž površine su „dovoljno“ male da je za pretpostavku uzeto da su temperature konstantne po površini te je korištena jednadžba u svojem integralnom obliku:

$$\Phi_w = A \cdot \alpha \cdot (T_m - T_{sr}) \quad (19)$$

gdje je T_m [K] temperatura elektromotora i pretpostavljeno je da vrijedi $T_m = T_s$.

Razlika između gubitaka topline koje elektromotor stvara pri radu i toplinskog toka kojeg kapljevina odvodi od motora, pretvara se u unutarnju energiju elektromotora. U nestacionarnom procesu, tijekom određenog vremena t razlika se može izraziti sljedećom formulom:

$$\Phi_m(t) - \Phi_w(t) = \frac{dU_m}{dt} \quad (20)$$

gdje su Φ_m [W] gubici topline koje stvara elektromotor i Φ_w [W] toplinski tok kojeg voda prima. Gubici topline su zbog nedostatka mjerenja uzeti iskustveno na temelju podataka iz prošlog bolida. Integriranjem jednadžbe (19) po vremenu, ona poprima sljedeći oblik:

$$U_m(t) = \int_{t_1}^{t_2} (\Phi_m - \Phi_w) dt \quad (21)$$

Promjena unutarnje energije idealno nestlačive tvari određena je jednadžbom:

$$U_2 - U_1 = m \cdot c \cdot (T_2 - T_1) \quad (22)$$

pri čemu se c uzima za konstantnu temperaturu.

Uvrštavanjem jednadžbe (21) u jednadžbu (22) dobije se sljedeća formula:

$$m_m \cdot c_m \cdot (T_{m2}(t) - T_{m1}(t)) = \int_{t_1}^{t_2} (\Phi_m - \Phi_w) dt \quad (23)$$

gdje je m_m masa motora, a c_m specifični toplinski kapacitet materijala motora.

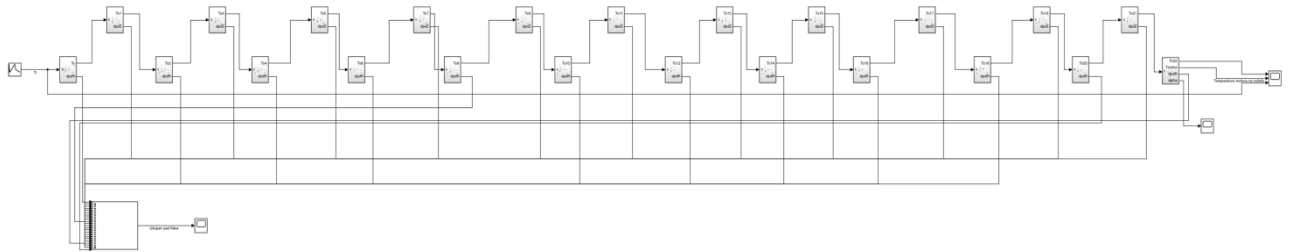
Dijeljenjem s masom i specifičnim toplinskim kapacitetom, dobije se konačno jednadžba za izračunavanje razlike temperature motora u vremenu:

$$\Delta T_m(t) = \frac{\int_{t_1}^{t_2} (\Phi_m - \Phi_w) dt}{m_m \cdot c_m} \quad (24)$$

Nastavljanjem petlje, izračunava se izlazna temperatura kapljevine za svaki karakterističan dio pomoću formule:

$$\Phi_w = q_m \cdot c \cdot (T_i - T_o) \quad (25)$$

Izlazna temperatura kapljevine T_o jednog dijela je ulazna temperatura T_i sljedećeg dijela i cjelokupni model dinamičke simulacije prikazan je na slici 4-9.



Slika 4-9. Model dinamičke simulacije

5. REZULTATI I RASPRAVA

Performanse rashladnog sustava analizirane su za različite masene protoke rashladne kapljevine, različite gubitke motora i različite ulazne temperature kapljevine. Radi lakšeg snalaženja u grafovima, određene su sljedeće skraćenice za različite parametre:

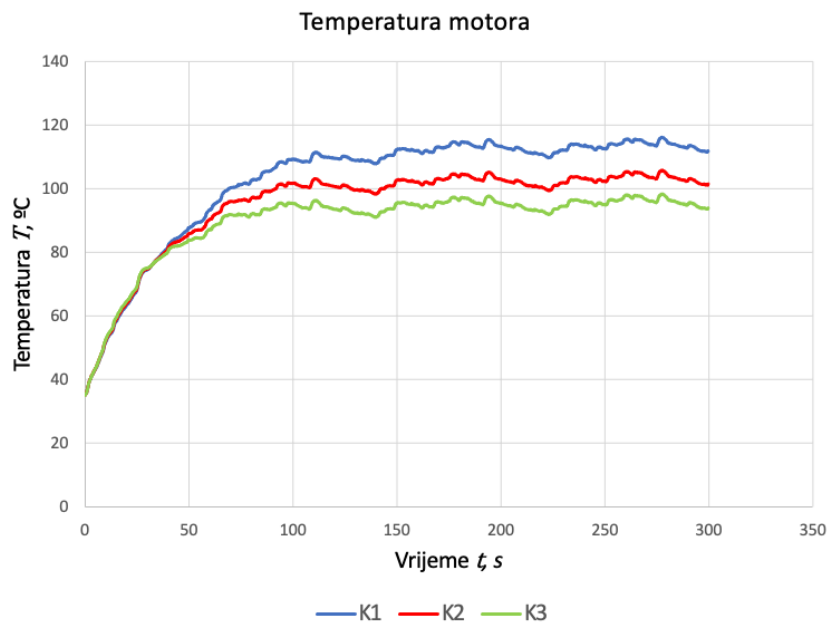
Tablica 5-1 Skraćenice parametara

Košuljice	K1 – košuljica 1	K2 – košuljica 2	K3 – košuljica 3
Maseni protoci	MP1 – maseni protok od 0,035 kg/s	MP2 – maseni protok od 0,06 kg/s	MP3 – maseni protok od 0,09 kg/s
Gubici motora	G1 – gubici motora od 1500 W	G2 – gubici motora od 2500 W	G3 – gubici motora od 4000 W

5.1. Učinak masenog protoka na performanse rashladnog sustava

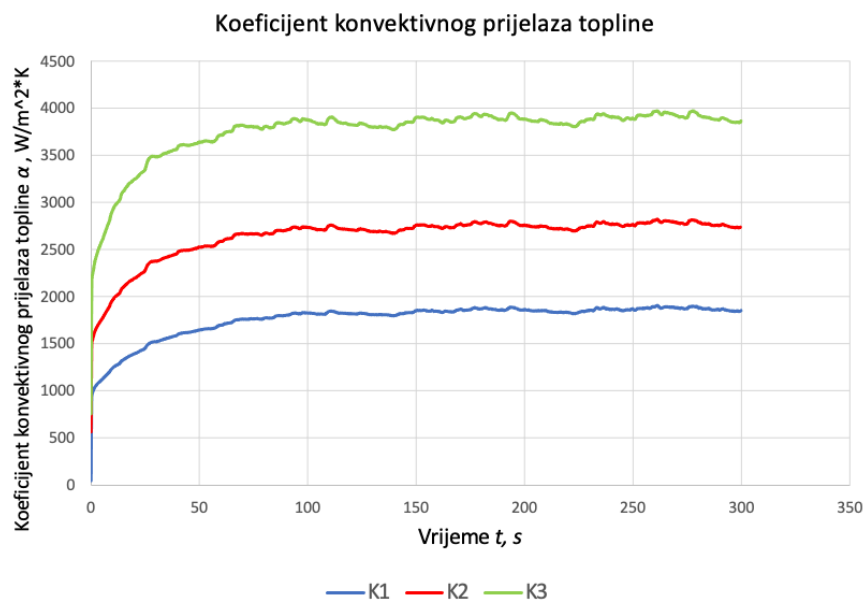
Simulacije su provedene pri vrijednostima masenih protoka od 0,035 kg/s, 0,06 kg/s te 0,09 kg/s. Ulazna temperatura rashladne kapljevine zagrijavana je od 4 °C i konvergira nakon približno 100 sekundi pri srednjoj temperaturi od 63,95 °C. Gubici motora uzeti su iz podataka za prethodni bolid i njihova vrijednost varira od 0 do 5768,34 W sa srednjom vrijednošću od 1121,5 W. Početna temperatura motora iznosi 35 °C, a simulacije su provedene u trajanju od 300 sekundi pri tlaku od 2 bara.

5.1.1. Rezultati pri masenom protoku od 0,035 kg/s



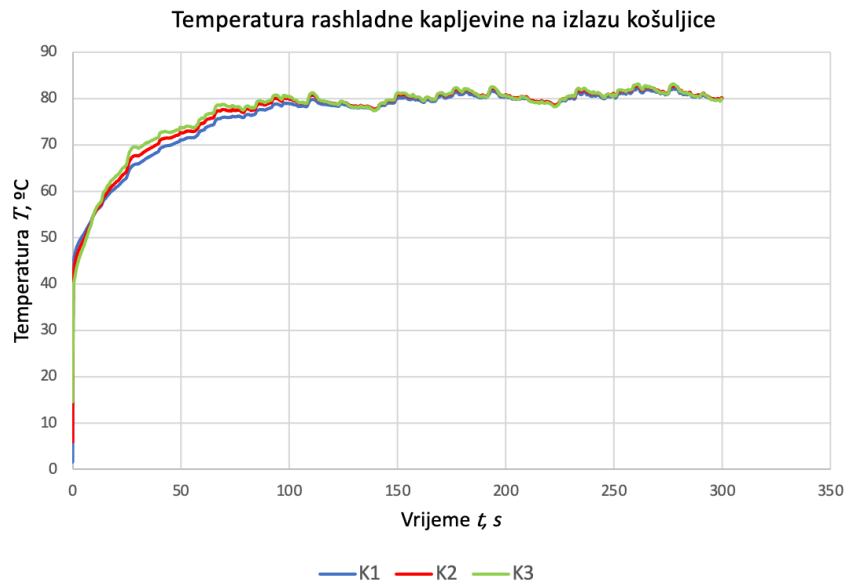
Slika 5-1 Temperature motora pri protoku od 0,035 kg/s

Temperatura motora pri protoku od 0,035 kg/s nakon stacioniranja kreće se od 112 do 95 °C ovisno o varijaciji košuljice. Primjećuje se kako se u prvoj varijaciji košuljice, koja ima najšire kanale, postiže najviša vrijednost temperature. Utjecaj na temperaturu motora ima koeficijent konvektivnog prijenosa topline čije se vrijednosti mogu očitati na slici 5-2.



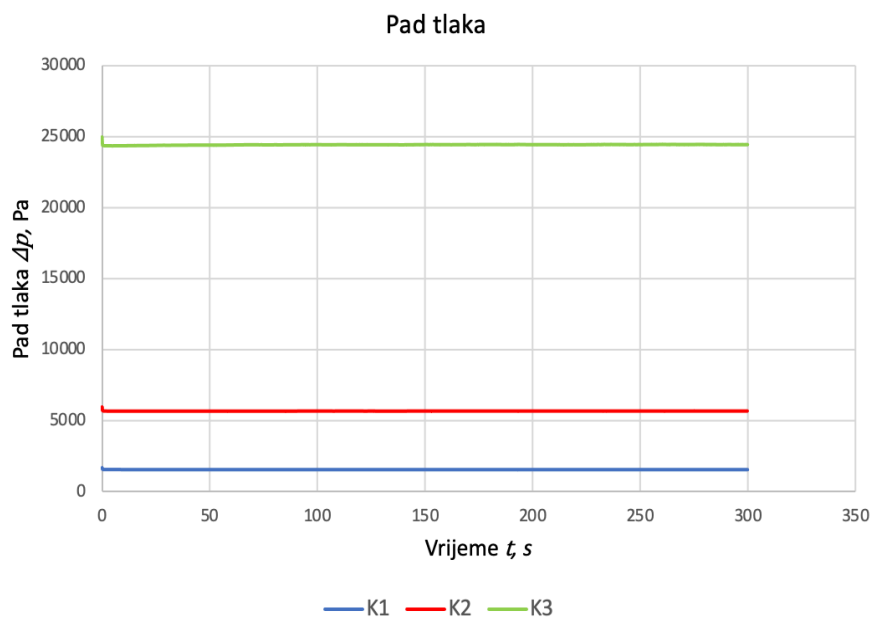
Slika 5-2 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,035 kg/s

Najveća vrijednost postiže se u trećoj varijaciji, sa srednjom vrijednošću od $3880,22 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Koeficijent konvektivnog prijenosa topline među ostalim ovisi i o ekvivalentnom promjeru kanala. Kako je najveći ekvivalentni promjer u prvoj varijaciji, očekivano je da će koeficijent stoga biti najniži.



Slika 5-3 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri protoku od $0,035 \text{ kg/s}$

Izlazne temperature rashladne kapljevine su gotovo jednake u svim varijacijama, razlikuju se tek nešto više od $0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Konvergiraju nakon približno 100 sekundi pri srednjoj temperaturi od $80 \pm 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

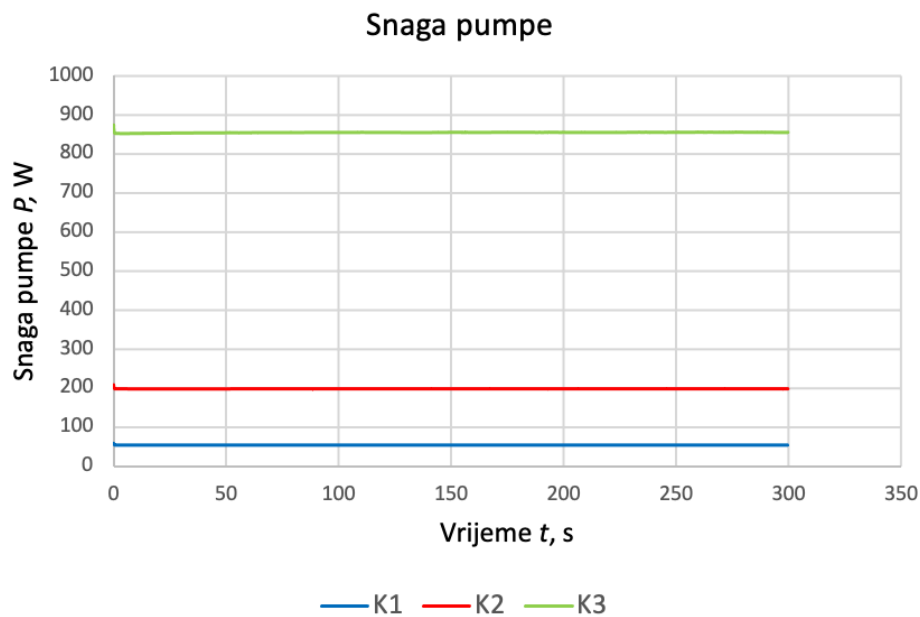


Slika 5-4 Pad tlaka pri protoku od $0,035 \text{ kg/s}$

U vrijednostima pada tlaka primjećuju se velike razlike ovisno o varijaciji košuljice zbog utjecaja geometrije. U prvoj varijaciji sa najširim kanalima, ujedno je i brzina protoka kapljevine najniža te pad tlaka iznosi 1555,19 Pa, dok je u trećoj varijaciji pad tlaka čak 15,7 puta veći i iznosi 24439,34 Pa.

Paralelno s padom tlaka, može se prikazati i snaga pumpe koja se računa jednadžbom:

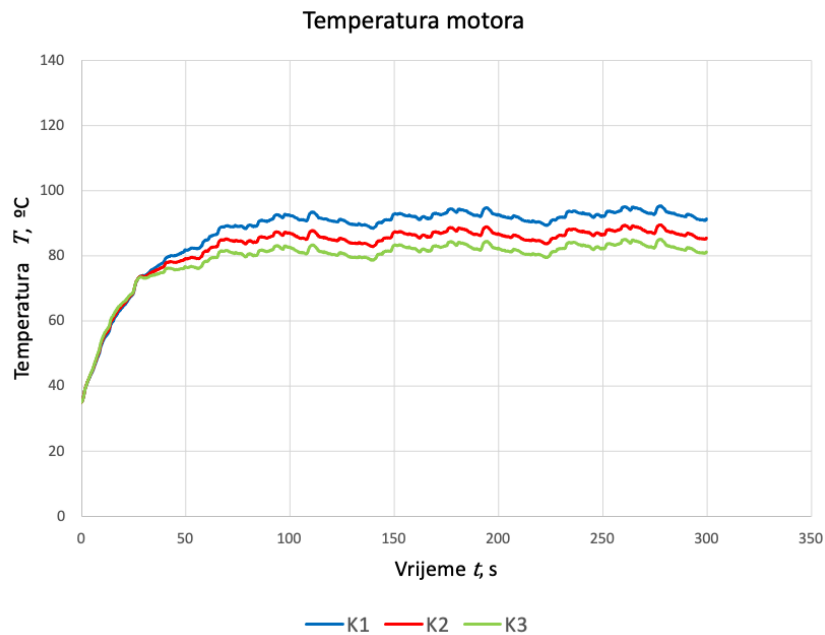
$$P = q_m \cdot \Delta p, \quad [W] \quad (26)$$



Slika 5-5 Snaga pumpe pri protoku od 0,035 kg/s

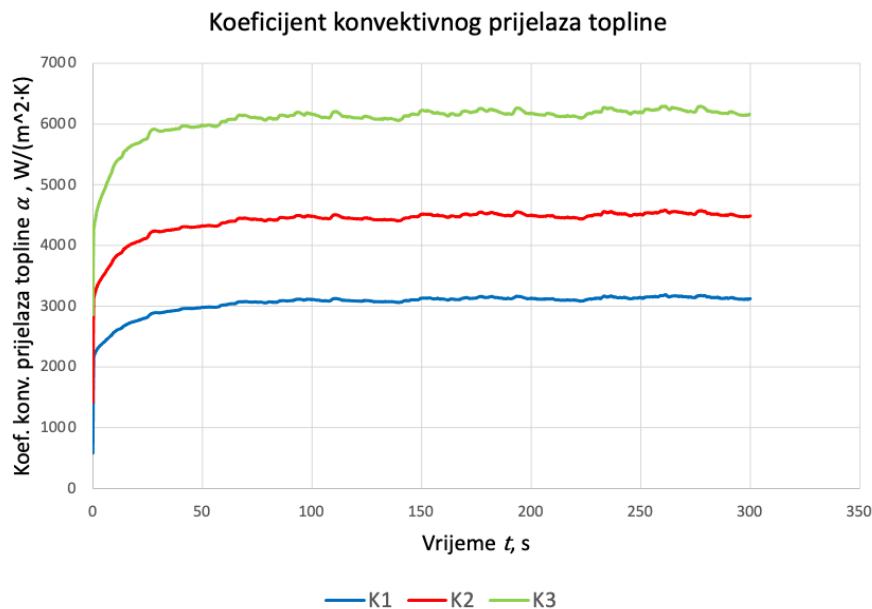
Snaga pumpe pri protoku od 0,035 kg/s ne prekoračuje iznos od 1000 W. Najveća vrijednost iznosi 855,53 W i postiže se u trećoj varijaciji košuljice.

5.1.2. Rezultati pri masenom protoku od 0,06 kg/s



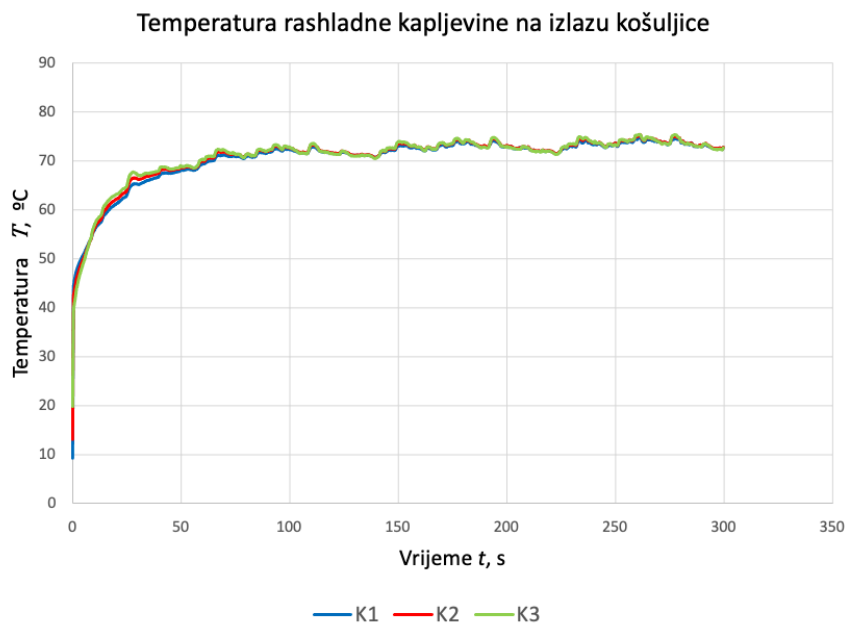
Slika 5-6 Temperature motora pri protoku od 0,06 kg/s

Temperature motora pri protoku od 0,06 kg/s nakon stacioniranja iznose između 82 i 92 °C. U usporedbi s masenim protokom od 0,03 kg/s, temperature su niže za 16-22 %.



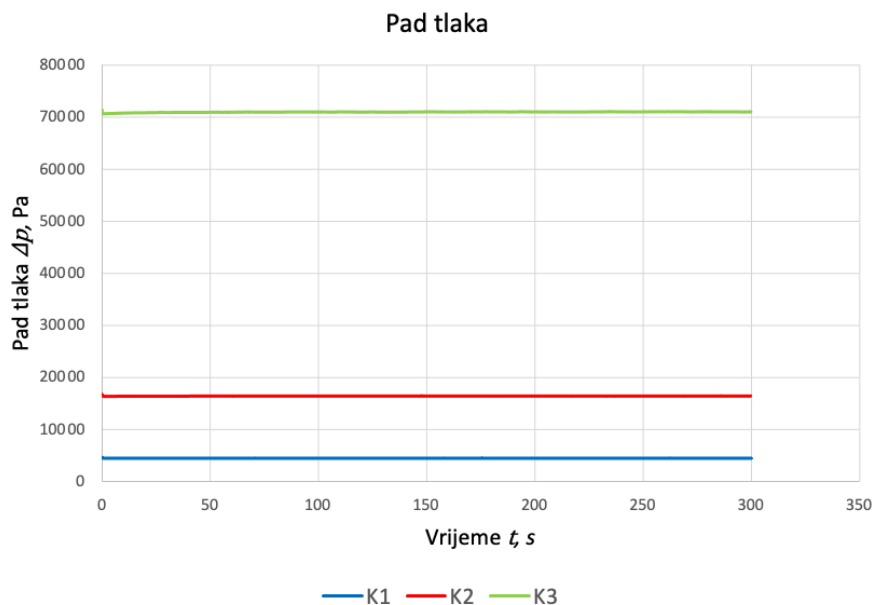
Slika 5-7 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,06 kg/s

Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline u odnosu na protok od 0,035 kg/s su više od dvostruko veći. Najveća vrijednost postiže se u trećoj varijaciji košuljice i iznosi 6177,36 W/(m² · K).



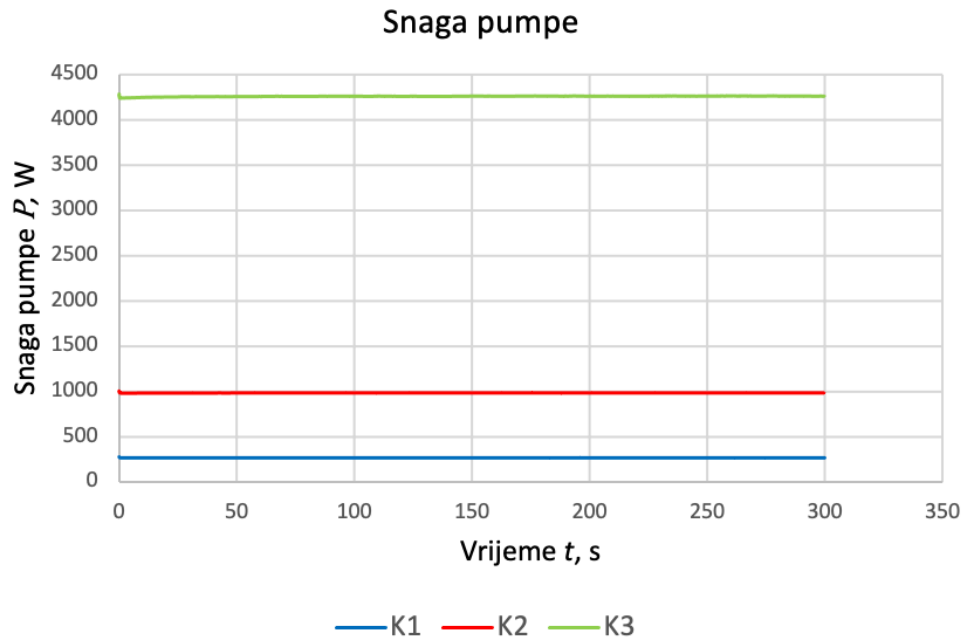
Slika 5-8 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri 0,06 kg/s

Temperature kapljevine nakon stacioniranja su i u ovom slučaju gotovo identične za tri varijacije košuljica, međutim za razliku od protoka od 0,035 kg/s, niže su za približno 7 °C i iznose $73 \pm 0,5$ °C



Slika 5-9 Pad tlaka pri protoku od 0,06 kg/s

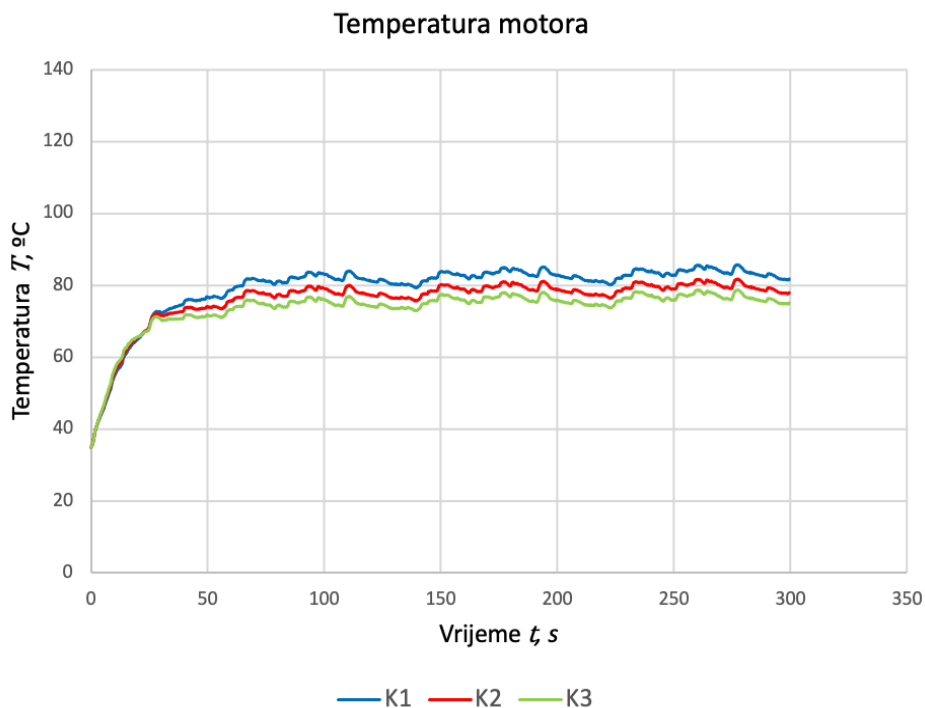
Pad tlaka raste s protokom te vrijednosti pri protoku od 0,06 kg/s dostižu trostruko veće vrijednosti u usporedbi s protokom od 0,035 kg/s. Odnos vrijednosti između varijacija košuljica ostaje približno jednak te se najveća vrijednost postiže u trećoj varijaciji pri 71028 Pa, a najmanja u prvoj pri 4488 Pa.



Slika 5-10 Snage pumpe pri protoku od 0,06 kg/s

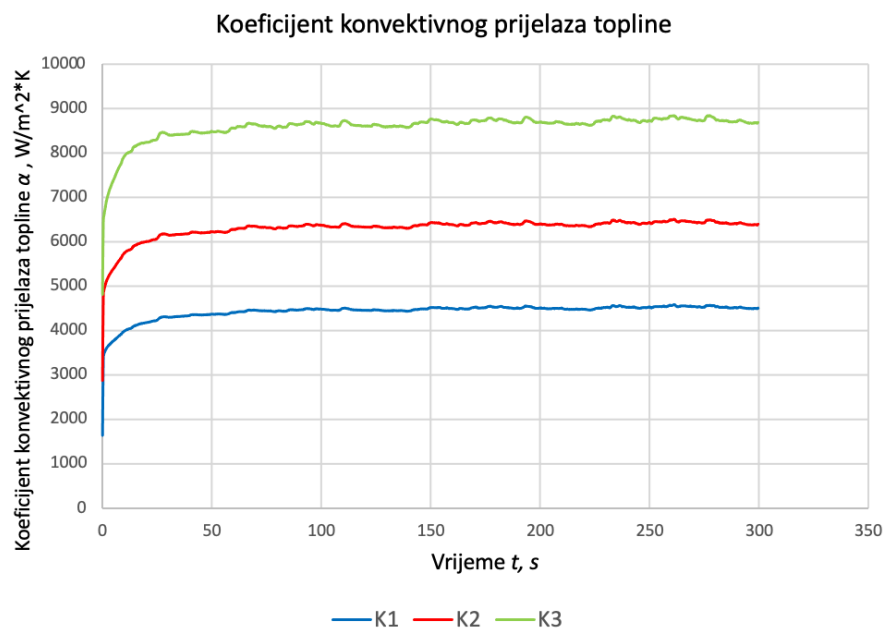
Zbog povećanja masenog protoka i pada tlaka, snaga pumpe pri 0,06 kg/s postiže čak pet puta veće vrijednosti od snage pri 0,035 kg/s. Stoga najveća vrijednost iznosi 4261,70 W za treću varijaciju košuljice. Snaga pumpe za prve dvije varijacije i dalje ne prelazi vrijednost od 1000 W.

5.1.3. Rezultati pri masenom protoku od 0,09 kg/s

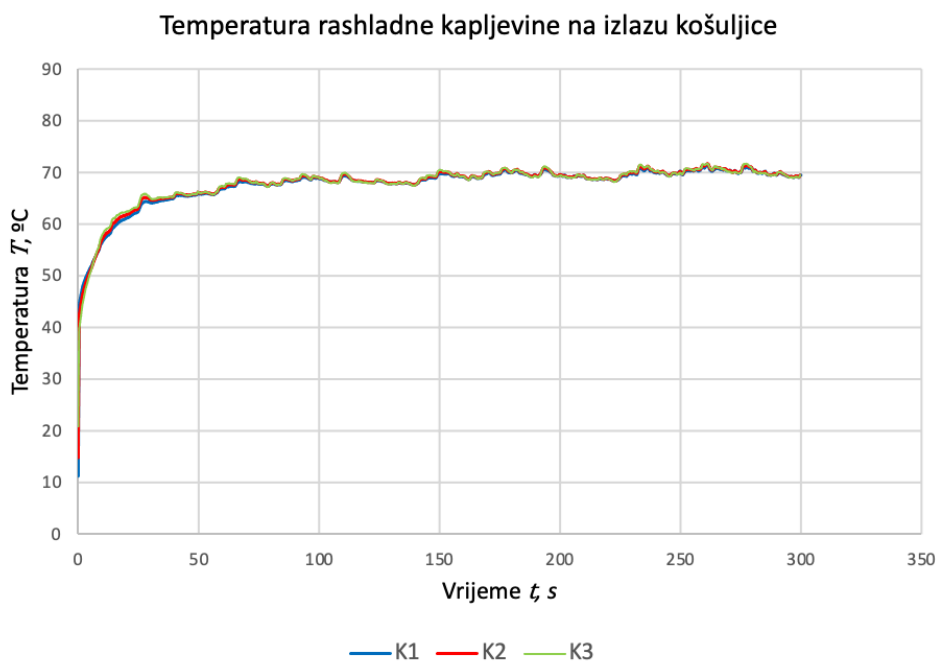


Slika 5-11 Temperature motora pri protoku od 0,09 kg/s

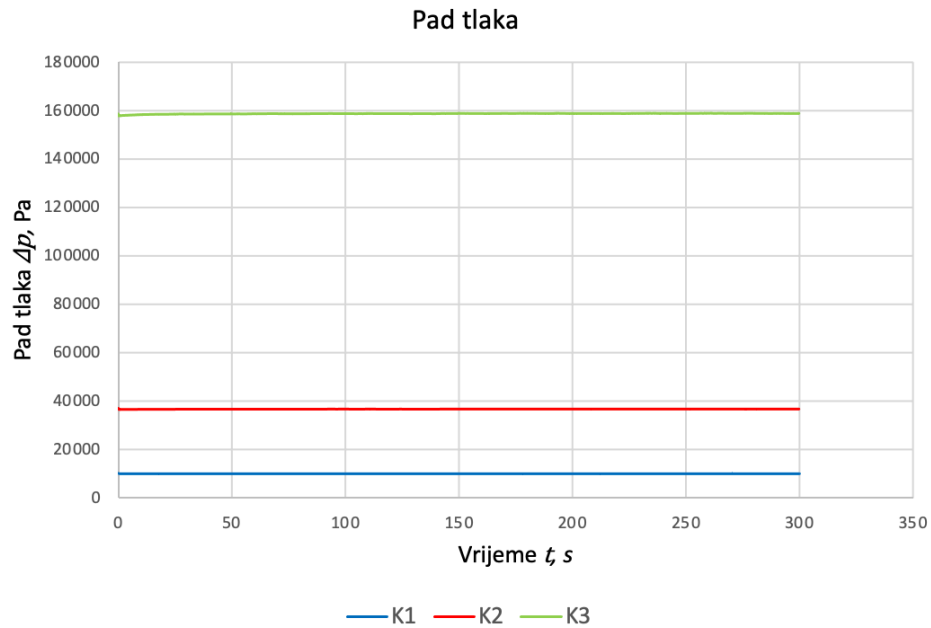
Temperature motora nakon stacioniranja su u ovom slučaju za približno 10 % manje od onih pri protoku od 0,06 kg/s te se kreću od 75 do 83 °C.



Slika 5-12 Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline pri protoku od 0,09 kg/s. Koeficijenti su u odnosu na protok od 0,06 kg/s veći za otprilike 40 %, pri čemu je najveća vrijednost u trećoj varijanti košuljice jednaka 8702 W/(m² · K).

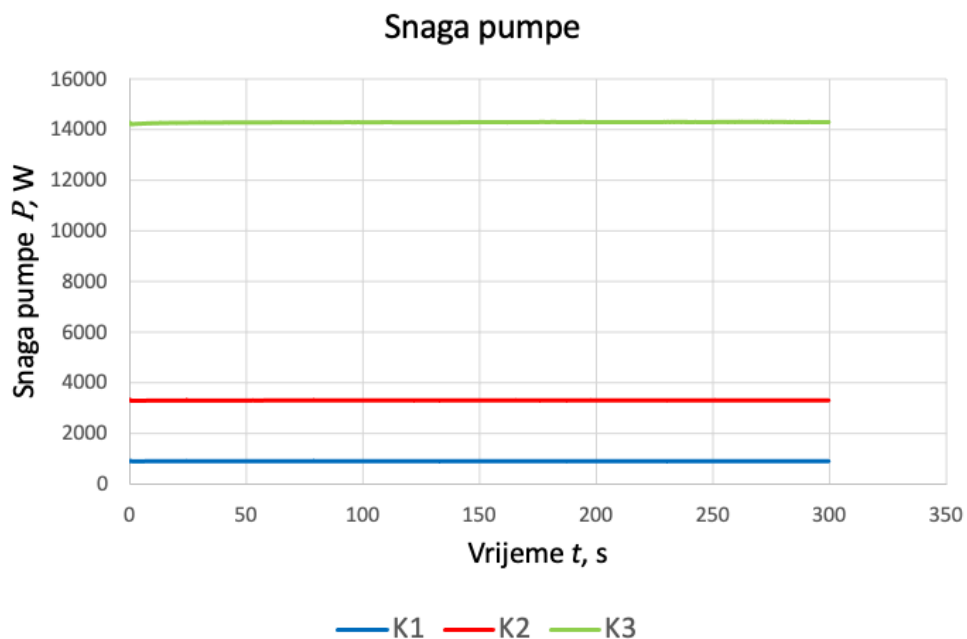


Slika 5-13 Temperature kapljevine na izlazu košuljice pri protoku od 0,09 kg/s. U ovom slučaju, temperature kapljevine su najpovoljnije i nakon stacioniranja iznose $69 \pm 0,5$ °C.



Slika 5-14 Pad tlaka pri protoku od 0,09 kg/s

Vrijednosti pada tlaka su dvostruko veće od onih pri 0,06 kg/s i u trećoj varijaciji iznosi čak 1,58 bara.

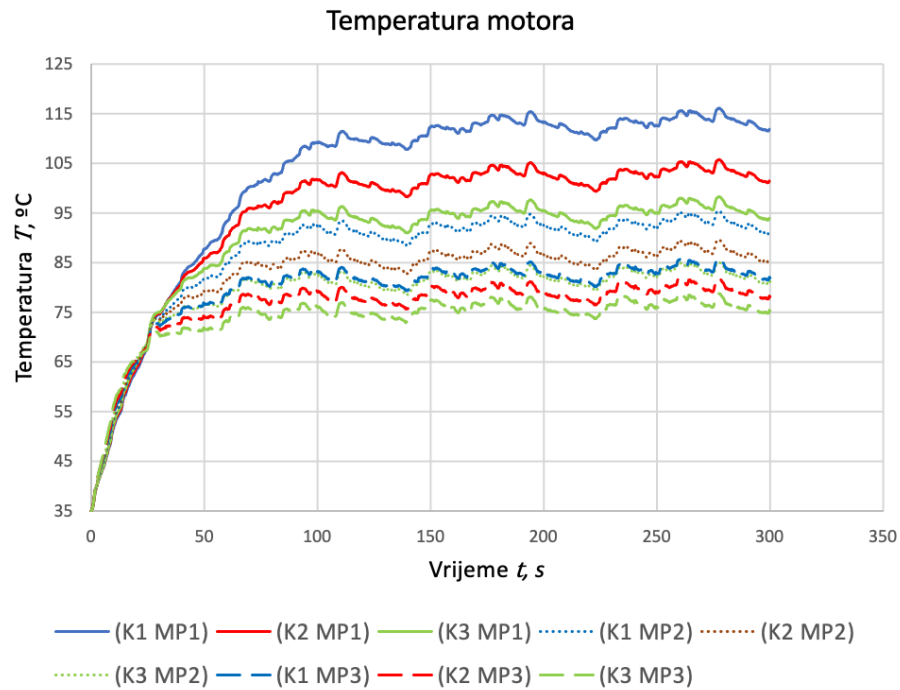


Slika 5-15 Snage pumpe pri protoku od 0,09 kg/s

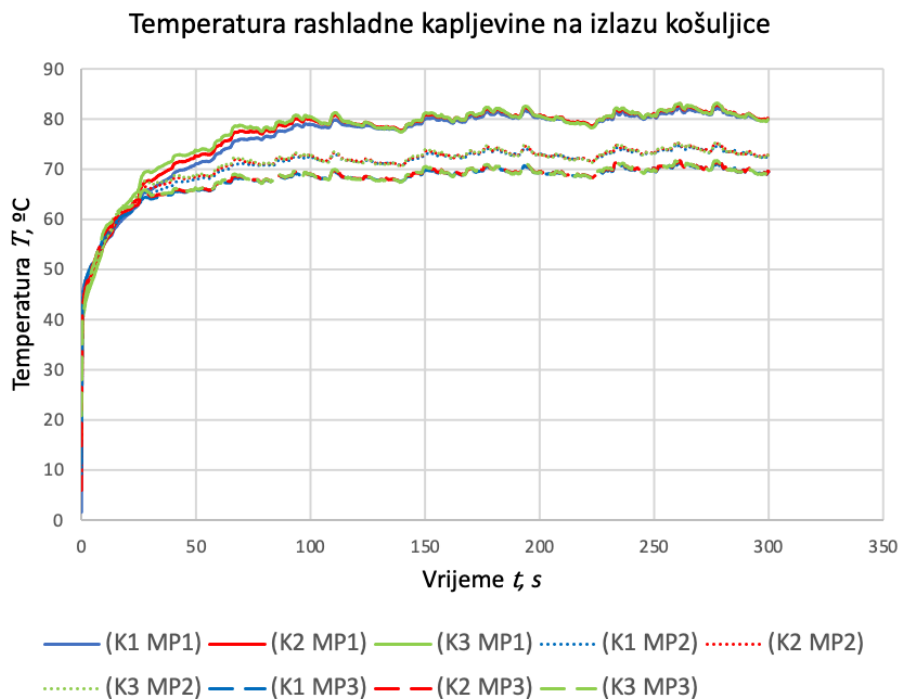
Pri protoku od 0,09 kg/s snage pumpe su više od trostruko veće od onih za 0,06 kg/s. Najveća vrijednost iznosi 14,29 kW. Ako se ova vrijednost usporedi s najmanjom vrijednosti dobivenom pri protoku od 0,035 kg/s, dobije se 262 puta veća vrijednost u snazi pumpe.

5.1.4. Usporedba dobivenih rezultata za različite masene protoke

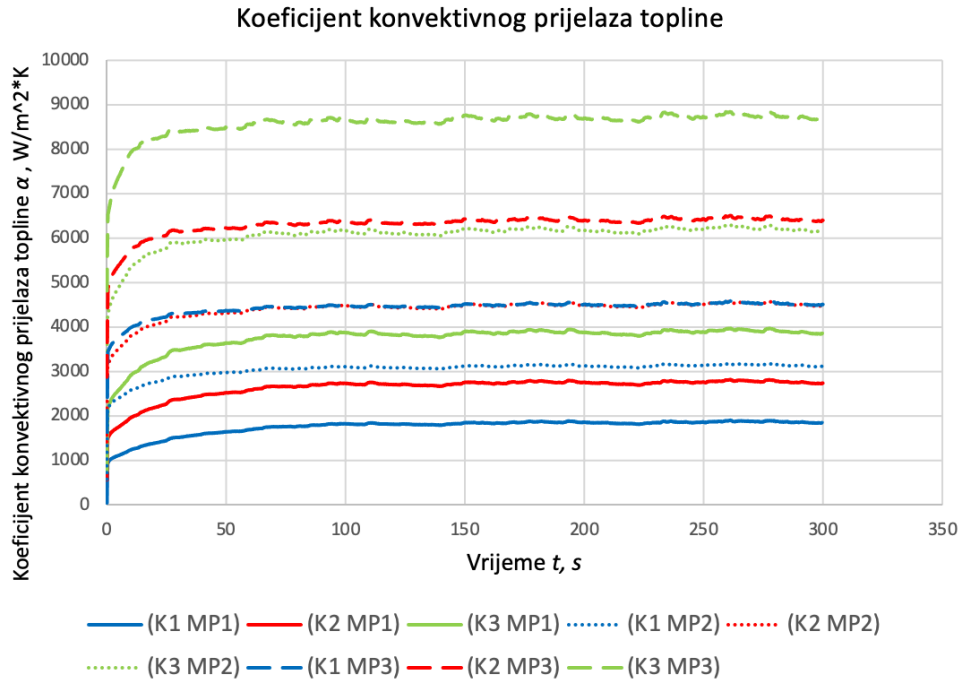
Na sljedećim grafovima prikazana je usporedba dobivenih rezultata pri različitim masenim protocima.



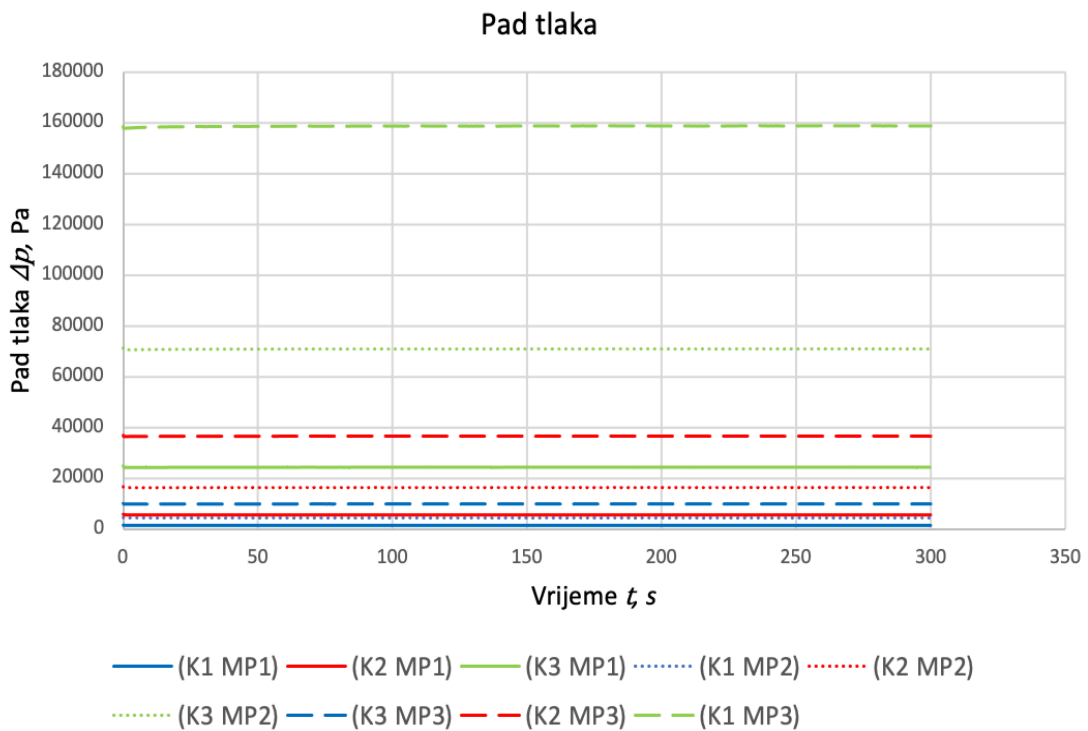
Slika 5-16 Usporedba temperatura motora pri različitim protocima



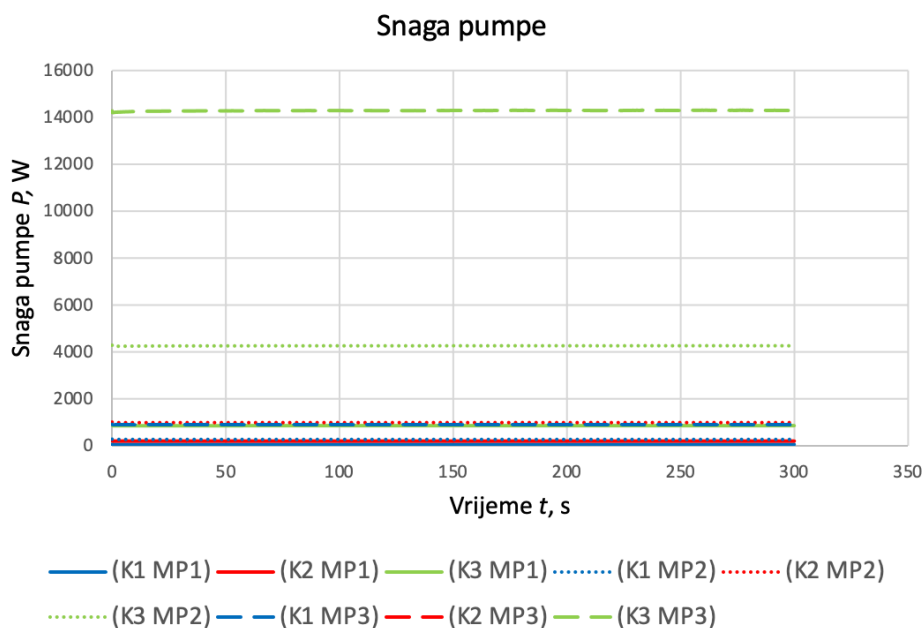
Slika 5-17 Usporedba temperatura rashladne kapljavine pri različitim protocima



Slika 5-18 Usporedba koeficijenata konvektivnog prijelaza pri različitim protocima



Slika 5-19 Usporedba pada tlaka pri različitim protocima



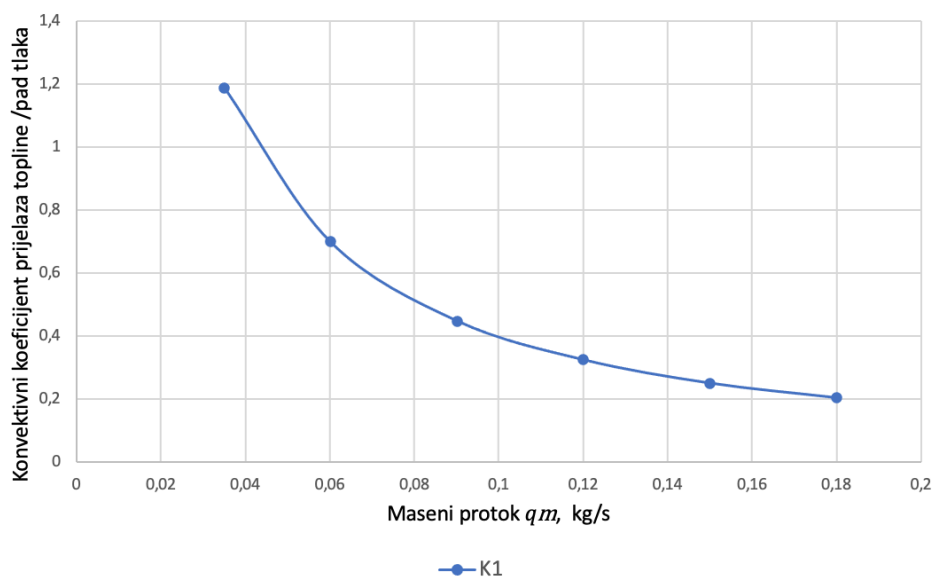
Slika 5-20 Usporedba snage pumpe pri različitim protocima

Radi preglednosti i točnosti podataka, prikazana je i numerička usporedba u tablici 5.2. Prikazane temperature odnose se na srednje vrijednosti nakon stacioniranja.

Tablica 5-2 Vrijednosti promatranih parametara

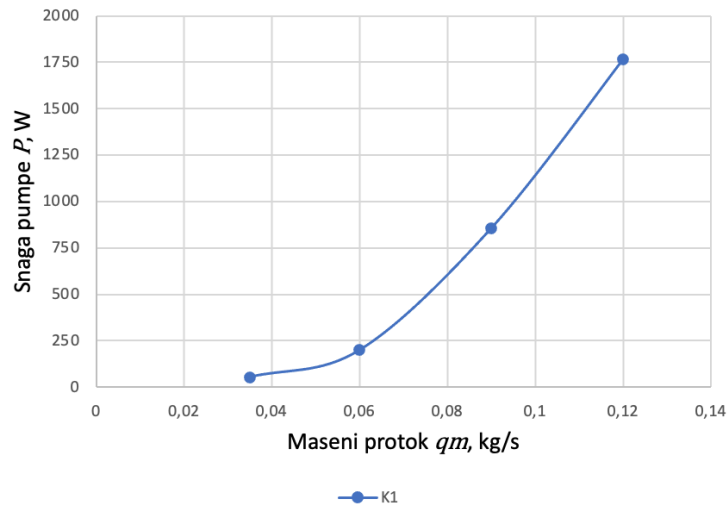
Protok [kg/s]		0,035	0,06	0,09
Temperatura motora [°C]	K1	112,54	92,27	82,85
	K2	102,46	86,51	79,00
	K3	95,12	82,19	75,96
Koeficijent konvektivnog prijelaza topline [W/(m ² · K)]	K1	1851,92	3124,62	4506,17
	K2	2751,01	4494,98	6400,25
	K3	3880,22	6177,36	8702,14
Temperatura rashladne kapljevine na izlazu košuljice [°C]	K1	80,12	72,84	69,40
	K2	80,50	72,97	69,50
	K3	80,52	73,03	69,52
Pad tlaka [Pa]	K1	1555,18	4488,01	10000,01
	K2	5677,28	16442,01	36698,66
	K3	24439,34	71028,49	158835,69
Snaga pumpe [W]	K1	53,43	269,28	900,00
	K2	198,73	986,52	3302,88
	K3	855,53	4261,71	14295,21

Primjećuje se da su pri protoku od 0,09 kg/s temperature motora i rashladne kapljevine najnižih vrijednosti. Međutim, pad tlaka je izrazito visok čak i za najpovoljniji slučaj od 0,1 bara u prvoj varijaciji. Prema tome, ne dolazi u obzir razmatrati drugu i treću varijaciju pri protoku od 0,09 kg/s. Pri protoku od 0,035 kg/s pad tlaka je najniži od promatranih i tek za treću varijaciju s najužim kanalima poprima visoku vrijednost od 0,244 bara. Nedostatak rashladnog sustava pri ovom protoku je relativno visoka temperatura motora, koja iznosi preko 100 °C za prve dvije varijacije, odnosno visoka temperatura rashladne kapljevine. Potrebno je uzeti u obzir i mogućnost većih gubitaka u testiranjima novog bolida te stoga i još viših temperatura motora i kapljevine. Pri protoku od 0,06 kg/s, temperature su niže od onih u prethodnom protoku, no padovi tlaka su veliki za drugu i treću varijaciju. Prva varijacija ima zadovoljavajuće niski pad tlaka te relativno nisku temperaturu motora i kapljevine na izlazu košuljice. Sljedeći graf prikazuje ovisnost omjera koeficijenta konvektivnog prijelaza topline i pada tlaka o masenom protoku.



Slika 5-21 Ovisnost omjera koeficijenta konvektivnog prijelaza topline i pada tlaka o masenom protoku

Primjećuje se kako omjer koeficijenta i pada tlaka logaritamski pada s povećanjem masenog protoka. Razlika u vrijednosti omjera između protoka od 0,035 i 0,06 kg/s je jednaka kao i razlika u vrijednosti između 0,06 i 0,18 kg/s.



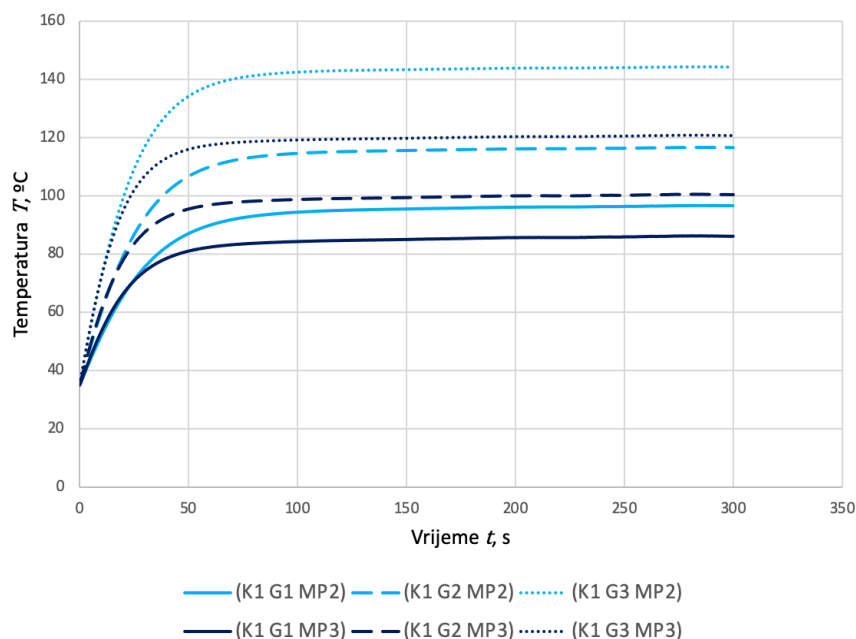
Slika 5-22 Ovisnost snage pumpe o masenom protoku

Snaga pumpe s druge strane gotovo eksponencijalno raste s povećanjem masenog protoka. Za najširu geometriju u košuljici 1, doseže vrijednosti veće od 1 kW pri protoku iznad približno 0,095 kg/s.

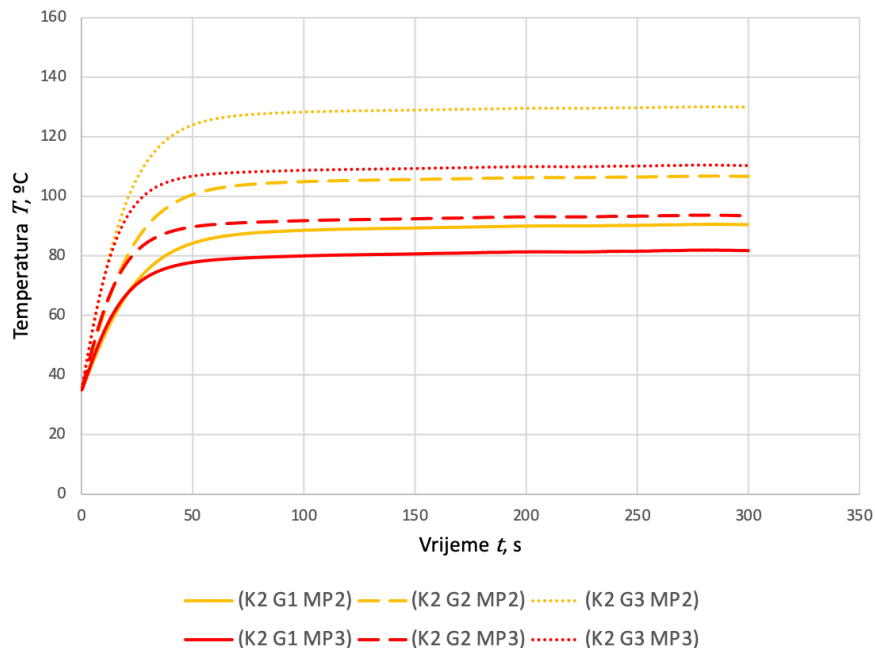
5.2. Učinak gubitaka motora na performanse rashladnog sustava

Gubitci motora se razmatraju pri konstantnim vrijednostima od 1500, 2500 i 4000 W. Simulacije su provedene pri protoku od 0,06 kg/s i 0,09 kg/s, a ostali parametri su jednaki onima iz prethodnog poglavlja 5.1.

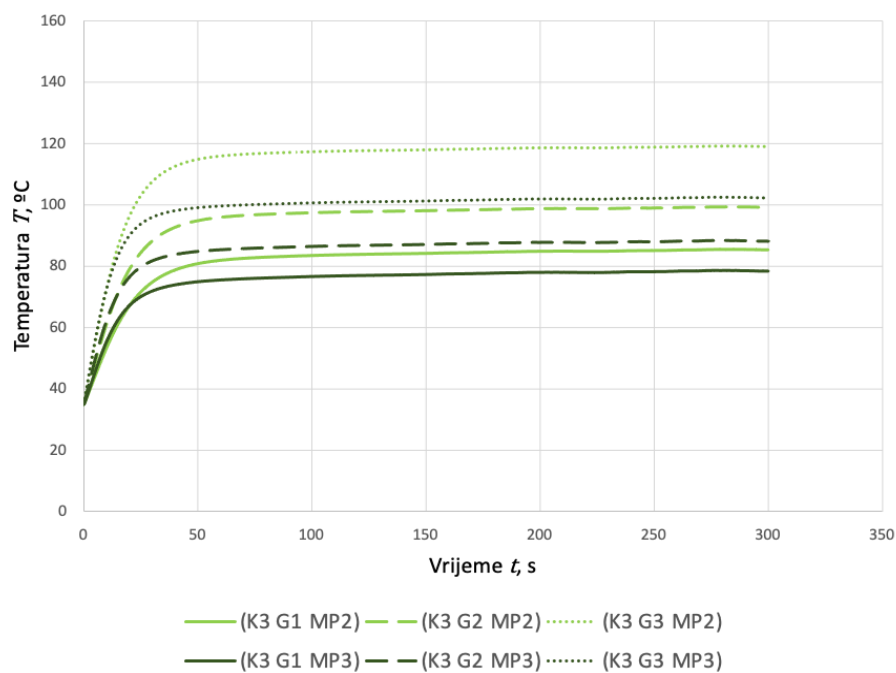
5.2.1. Temperature motora



Slika 5-23 Temperature motora prve varijacije košuljice



Slika 5-24 Temperature motora druge varijacije košuljice



Slika 5-25 Temperature motora treće varijacije košuljice

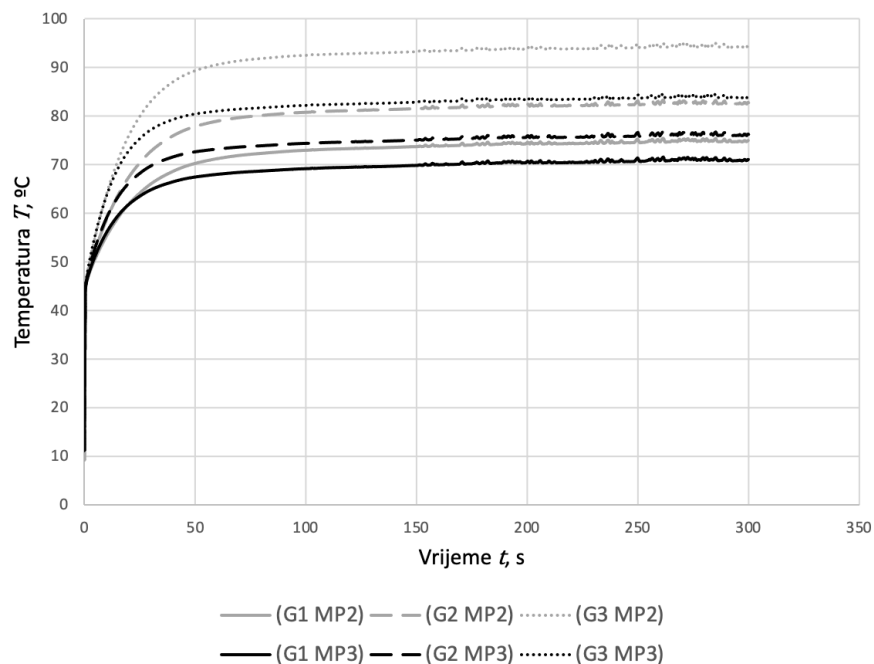
Iz grafova se iščitava kako se u prvoj varijaciji košuljice postižu najviše vrijednosti temperatura motora, što se zaključuje i iz prethodnog poglavlja. Pri gubicima od 4000 W, nakon stacioniranja temperatura motora iznosi 144,24 °C za protok od 0,06 kg/s, što je vrlo visoka temperatura, no u realnom stanju nije vjerojatno da će motor konstantno generirati gubitke od 4000 W. Pri gubicima od 2500 i 1500 W za protok od 0,06 kg/s, temperature iznose 116,13 i 96,09 °C. Pri protoku od 0,09 kg/s postižu se niže temperature te je najviša u iznosu od 120,32 °C sa gubicima od 4000 W.

Druga varijacija poprima vrijednosti temperature motora koje su niže od prve varijacije za 6 do 11 %. Za protok od 0,06 kg/s, pri gubitcima od 4000 W temperatura iznosi 129,53 °C, pri 2500 W iznosi 106,24 °C i pri iznosu od 1500 W, temperatura je 89,99 °C. Za protok od 0,09 kg/s, temperatura pri gubicima od 4000 W iznosi 109,92 °C.

U trećoj varijaciji temperature motora su najpovoljnije iako je vrijednost pri 4000 W za 0,06 kg/s i dalje visoka i iznosi 118,59 °C. S gubicima od 2500 i 1500 W, temperature iznose 98,76 i 84,88 °C. Dakle temperature su u odnosu na prvu varijaciju niže za 13 do 21 %. Najviša temperatura pri protoku od 0,09 kg/s iznosi 101,88 °C.

5.2.2. Temperature kapljevine na izlazu iz košuljice

Kako su temperature kapljevine gotovo identične za sve tri varijacije košuljica, njihove vrijednosti su prikazane na jednom grafu pri zadanim gubicima.



Slika 5-26 Utjecaj gubitaka na izlaznu temperaturu kapljevine

Temperatura rashladne kapljevine pri gubicima od 1500 W za protok od 0,06 kg/s iznosi 74,5 °C, pri 2500 W iznosi 82,5 °C te pri 4000 W je jednaka 93,8 °C. Zaključuje se kako raste linearno s porastom gubitaka motora. Pri protoku od 0,09 kg/s temperatura za gubitke od 4000 W iznosi 83,41 °C.

5.2.3. Tablična usporedba rezultata temperatura za različite gubitke motora

Tablica 5-3 Temperature motora [°C] pri različitim gubitcima

Protok\Gubitci motora		1500 W	2500 W	4000 W
0,06 kg/s	K1	96,09	116,12	143,84
	K2	89,98	106,24	129,53
	K3	84,88	98,77	118,59
0,09 kg/s	K1	85,64	99,99	120,32
	K2	81,31	93,07	109,92
	K3	77,97	87,74	101,88

Tablica 5-4 Temperature kapljevine [°C] pri različitim gubitcima

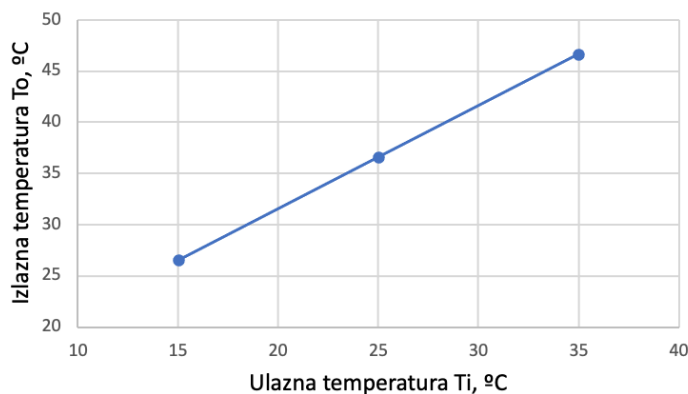
Protok\Gubitci motora	1500 W	2500 W	4000 W
0,06 kg/s	74,50 ± 0,5	82,50 ± 0,5	93,80 ± 0,5
0,09 kg/s	70,40 ± 0,5	75,60 ± 0,5	83,40 ± 0,5

Iz tablice 5-3 iščitava se kako je temperatura motora u prosjeku 12 do 20 % veća pri gubitcima od 2500 W u odnosu na gubitke od 1500 W. Također temperature pri gubitcima od 4000 W su 30 do 50 % veće u usporedbi s gubitcima od 1500 W.

Temperature kapljevine kao što je rečeno rastu linearno s porastom gubitaka te su vrijednosti pri 2500 W više od onih pri 1500 W za približno 8 %.

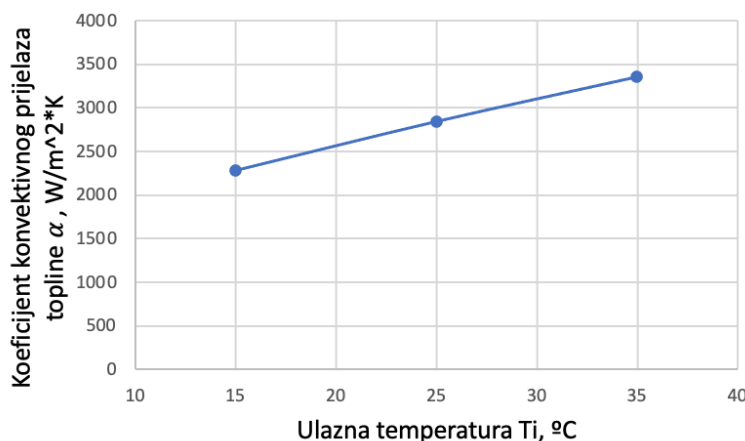
5.3. Učinak različitih ulaznih temperatura na performanse rashladnog sustava

Rashladni sustav je testiran pri različitim ulaznim temperaturama kapljevine od 15, 25 i 35 °C. Pri čemu su gubici konstantni i iznose 1500 W te je maseni protok jednak 0,06 kg/s. Simulacija je provedena u trajanju od 150 sekundi.



Slika 5-27 Ovisnost izlazne temperature o ulaznoj temperaturama kapljevine

Primjećuje se kako izlazna temperatura linearno raste s vrijednošću ulazne temperature kapljevine.



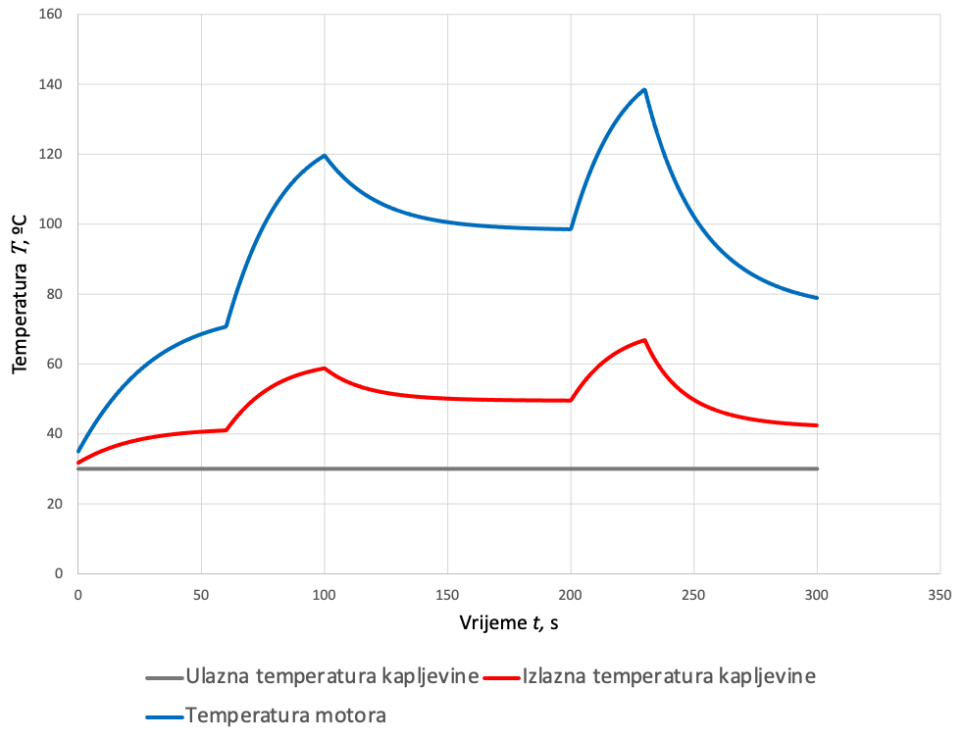
Slika 5-28 Ovisnost koeficijenta konvektivnog prijelaza topline o ulaznoj temperaturi kapljevine

Iz slike 5-19 se primjećuje kako koeficijent konvektivnog prijelaza topline također linearno raste s porastom ulazne temperature kapljevine.

5.4. Simulacija režima vožnje

Kako bi se dodatno prikazale mogućnosti primjene modela, provedena je simulacija jednog režima vožnje. Simulacija je provedena za košuljicu 1 pri protoku od 0,06 kg/s te konstantnoj ulaznoj temperaturi kapljevine od 30 °C. Ukupno trajanje simulacije iznosi 300 sekundi i određeno je generiranje sljedećih gubitaka motora:

- a) 0-60 s: 1500 W
- b) 60-100 s: 4000 W
- c) 100-200 s: 2500 W
- d) 200-230 s: 5200 W
- e) 230-300 s: 1500 W

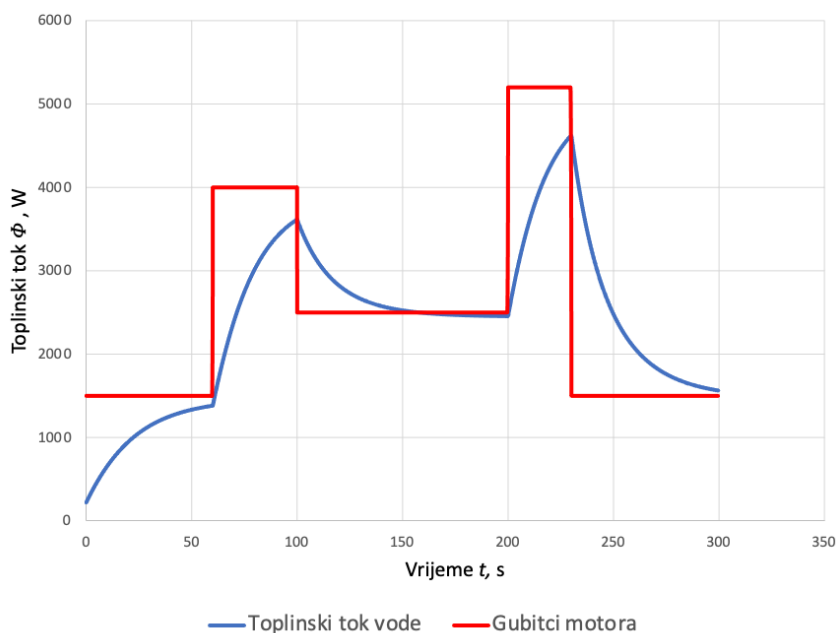


Slika 5-29 Temperature kapljevine i motora pri režimu vožnje

Temperature kapljevine i motora dosežu svoje najviše vrijednosti u 230. sekundi pri gubicima od 5200 W; 66,84 °C odnosno 138,61 °C. Prosječna temperatura kapljevine kroz ukupni režim rada iznosi 66,84 °C, a motora 99,12 °C. U tablici 5-5 navedene su prosječne temperature po prethodno određenim vremenskim razdobljima.

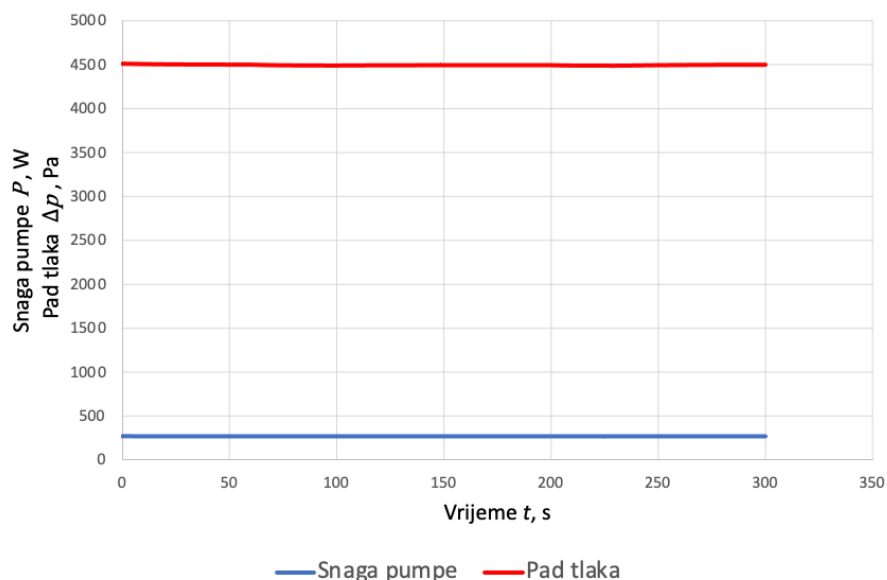
Tablica 5-5 Vrijednosti parametara režima vožnje

Vrijeme [s]	0-60	60-100	100-200	200-230	230-300
Gubitci motora [W]	1500	4000	2500	5200	1500
Toplinski tok vode [W]	1138,34	3024,45	2524,38	3967,79	1939,99
Temperatura kapljevine [°C]	39,06	54,08	50,09	61,59	45,44
Temperatura motora [°C]	61,08	105,39	100,55	125,68	89,86



Slika 5-30 Toplinski tok vode i gubitci motora pri režimu vožnje

Na slici 5-30 prikazane su vrijednosti gubitaka motora i toplinskog toka kojeg voda prima. Kako bi se postiglo stacionarno stanje, ove se vrijednosti moraju teoretski izjednačiti. Razlika koju primjećujemo na slici 5-30 izražena je u povećanju unutarnje energije elektromotora te rezultira povišenju temperature motora. Srednje vrijednosti toplinskog toka kojeg voda prima mogu se očitati u tablici 5-5.



Slika 5-31 Snaga pumpe i pad tlaka pri režimu vožnje

Snaga pumpe ovisi o masenom protoku i padu tlaka. Kako protok tijekom cijelog režima ostaje ne promijenjen, a pad tlaka većinski ovisi o geometriji kanala i varira svega 20 Pa ovisno o gubitcima, potrebna snaga pumpe je približno konstantna i iznosi $269,65 \pm 0,75$ W.

6. ZAKLJUČAK

U ovom završnom radu analizirane su tri različite geometrije sustava hlađenja elektromotora metodom „vodene košuljice“. Kako je riječ o vrlo složenom nestacionarnom procesu, pri modeliranju dinamičke simulacije korištena su mnoga pojednostavljena i pretpostavke zbog kojih su moguća odstupanja od stvarnih uvjeta te je potrebno rezultate usporediti s budućim testiranjima novog bolida.

Dobiveni rezultati pokazuju kako se pri širim dimenzijama kanala postižu više temperature motora, ali se ujedno i stvara manji pad tlaka strujanjem kapljevine. Također, povećanjem masenog protoka pad tlaka postaje izraženiji no temperature motora i kapljevine su niže. Stoga je potrebno postići kompromis ovisno o utvrđenim prioritetima. Ono što se sigurno zaključuje je da povećanjem gubitaka motora raste temperatura motora i kapljevine. Trenutno su dostupni podaci o gubitcima za elektromotor prethodnog bolida pri kojima je srednja vrijednost gubitaka 1121,51 W. Simulacijama je utvrđeno kako bi analizirani rashladni sustavi uspješno hladili motor s navedenim gubitcima te čak i pri povećanju gubitaka za 33% na prosječnu vrijednost od 1500 W, svi analizirani sustavi bi sigurno uspješno hladili elektromotor. Pored toga, varijacijama ulaznih temperatura rashladne tekućine zaključuje se kako izlazna temperatura i koeficijent konvektivnog prijelaza topline linearno rastu s povećanjem ulazne temperature te je stoga povoljnije koristiti kapljevину s nižom početnom temperaturom. Iz simulacije režima vožnje zaključuje se da bi bilo poželjno osigurati upravljanje masenog protoka kapljevine kako ne bi došlo do pregrijavanja motora u kritičnim dijelovima vožnje. Primjerice pri većim brzinama vrtnje elektromotora, kontroler bi povećao broj okretaja pumpe što bi zauzvrat pospješilo hlađenje motora. Ovakvim upravljanjem bi se ujedno omogućio rad pumpe ispod svojih maksimalnih kapaciteta većinu vremena. Obzirom na zahtijevane masene protoke, prema slici 5-22 mogu se odrediti okvirne vrijednosti potrebne snage pumpe.

U konačnici, za hlađenje elektromotora bolida RT07, prema dobivenim podacima dinamičkih simulacija, odlučeno je kako će se koristiti prva varijacija košuljice sa širinom ravnog dijela kanala 30 mm, širinom pri suženju u iznosu od 20 mm te dubinom kanala od 3 mm. Odabrana je iz razloga što se uz zadovoljavajuće temperature motora i kapljevine postiže najmanji pad tlaka.

LITERATURA

1. IEA, <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2020>, 26.1.2021.
2. Y. Gai et al.: *Cooling of Automotive Traction Motors: Schemes, Examples, and Computation Methods*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019., vol. 66, no. 3, pp. 1681-1692
3. D. A. Staton i A. Cavagnino: *Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2008., vol. 55, no. 10, pp. 3509-3516
4. R. Pechánek and L. Bouzek: *Analyzing of two types water cooling electric motors using computational fluid dynamics*, 15th International Power Electronics and Motion Control Conference (EPE/PEMC), 2012., pp. LS2e.4-1-LS2e.4-5
5. B. Halasz: *Uvod u termodinamiku*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2015.
6. M. Kind, H. Martin: *VDI Heat Atlas*, Springer, Berlin, 2010.
7. N. Bolf: *Bezdimenzijske značajke u dinamiци fluida*, Kemija u industriji, 2018., 67 (1-2), 77–78
8. S. Kandlikar, W. Grande: *Evolution of Microchannel Flow Passages--Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology*, Heat Transfer Engineering, 2003., Volume 24.
9. T. Astarita, G. Cardone: *Thermofluidynamic analysis of the flow in a sharp 180° turn channel*, Experimental Thermal and Fluid Science, 2000., Volume 20, Issues 3–4, pp. 188-200
10. Crane Co: *Flow of fluids through valves, fittings, and pipes*, Crane Co., New York, 1998.
11. Wikipedija, <https://en.wikipedia.org/wiki/Simulink>, 1.2.2021.