

Računalna simulacija hlađenja transformatorske stanice

Dundović, Davor

Master's thesis / Diplomski rad

2019

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:235:454721>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-16**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Davor Dundović

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Računalna simulacija hlađenja transformatorske
stanice

Mentor:

Doc. dr. sc. Severino Krizmanić

Student:

Davor Dundović

Zagreb, 2019.

Iskoristio bih priliku kako bih se zahvalio mentoru doc.dr.sc. Severinu Krizmaniću koji je svojim savjetima pomogao pri izradi ovoga rada. Također, veliko hvala Božidaru Maslaću, dip.ing.stroj. čije je znanje i iskustvo bilo od velike pomoći. Zahvaljujem se i tvrtki Ivicom Consulting na pruženoj podršci i mogućnosti sudjelovanja u ovom projektu.

Konačno, zahvalio bih se svojim roditeljima i obitelji na podršci tijekom studija, a prijateljima i djevojci na strpljenju i toleranciji prilikom pisanja ovog rada.

IZJAVA

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

Davor Dundović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Davor Dundović**

Mat. br.: 0035196232

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Računalna simulacija hlađenja transformatorske stanice**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical simulation of transformer station cooling**

Opis zadatka:

Transformatorske stanice su energetska postrojenja u kojima se transformira napon s visokih vrijednosti na niske i obrnuto. Zbog gubitaka prilikom rada, transformatorska stanica se grije i na taj način stvara toplinsko opterećenje prostorije, te je nužno projektirati sustav cjelogodišnjeg hlađenja. Kako bi se proračun termotehničke opreme izveo prema zakonskim propisima, potrebno je modelirati toplinsko opterećenje i dokazati da će odabrano rješenje hlađenja zadovoljiti projektne zahtjeve.

U ovom radu potrebno je provesti računalnu simulaciju hlađenja prostorija transformatorske stanice koristeći metode računalne dinamike fluida. Pri izradi rada se preporučuje primjena slobodno dostupnog programskog paketa OpenFOAM koji se temelji na metodi konačnih volumena.

U sklopu rada potrebno je:

- opisati objekt simulacije zadan postojećom tehničkom dokumentacijom postrojenja, dijelove sustava hlađenja i njihove karakteristike;
- izraditi geometrijski i proračunski model objekta simulacije, te prema potrebi uvesti pojednostavljenja;
- obaviti sve postupke računalnog proračuna: prostorna diskretizacija geometrijskog modela, odabir i podešavanje numeričkog postupka, post-procesiranje rješenja.

Rad treba sadržavati:

- uvod;
- opis problema i metoda primijenjenih za njihovo rješavanje;
- odgovarajuće prikaze dobivenih rezultata i osvrt na rezultate;
- zaključke.

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

Zadatak zadan:
26. rujna 2019.

Datum predaje rada:
28. studenoga 2019.

Predviđeni datum obrane:
2. – 6. prosinca 2019.

Zadatak zadao:
Doc. dr. sc. Severino Krizmanić

Predsjednica Povjerenstva:
Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. Uvod	3
2. Teorijske osnove	6
2.1. Jednadžbe očuvanja	6
2.2. Boussinesqova aproksimacija	7
2.3. Modifikacija jednadžbe očuvanja energije	9
2.4. Turbulencija	9
2.5. Modeli turbulencije	11
2.6. $k - \omega SST$ model turbulencije	12
3. Metoda konačnih volumena	16
3.1. Izrada mreže	18
3.2. Postavke proračuna	23
4. Projektiranje sustava hlađenja	24
4.1. Kondicioniranje prostorija Energetike i Instrumentizacije	24
4.2. Vanjska kompresorsko kondenzacijska jedinica	25
4.3. Pretlak prostorije	25
4.4. Elementi za distribuciju zraka unutar prostorija	26
4.5. Regulacija	26
4.6. Opis elemenata ventilacije	26
4.7. Izolacija zračnih kanala	28
4.8. Protupožarne zaklopke	28
4.9. Proračun snage hladnjaka i h_x dijagram stanja zraka	28
5. Rezultati i diskusija	29
5.1. Prostorija Energetika	29
5.2. Prostorija Instrumentizacija	44
6. Zaključak	59
 Literatura	 61

POPIS SLIKA

Slika 1.1	Postotak udjela zgrada prema godini izgradnje, 2014. [16]	3
Slika 1.2	Usporedba potrošnje energije ovisno o godini izgradnje [17]	4
Slika 2.1	Prikaz profila brzine u bezdimenzijskom obliku.	14
Slika 3.1	Model prostorije Energetika	19
Slika 3.2	Model prostorije Instrumentizacija	20
Slika 3.3	Mreža prostorije Energetika	20
Slika 3.4	Mreža prostorije Energetika bez zidova	21
Slika 3.5	Mreža prostorije Instrumentizacija	21
Slika 3.6	Mreža prostorije Instrumentizacija bez zidova	22
Slika 4.1	Proračun snage hladnjaka i količine potrebnog zraka.	27
Slika 5.1	Izoterme po presjeku na visini y	29
(a)	Presjek $y=0.35$	29
(b)	Presjek $y=0.5$	29
(c)	Presjek $y=1$	29
(d)	Presjek $y=1.5$	29
Slika 5.2	Izoterme po presjeku na visini y , $y > 2m$	30
(a)	Presjek $y=2$	30
(b)	Presjek $y=2.3$	30
(c)	Presjek $y=2.8$	30
(d)	Presjek $y=3.2$	30
(e)	Presjek $y=3.5$	30
Slika 5.3	Izoterme po presjecima na udaljenosti x	31
(a)	Presjek $x=-2.5$	31
(b)	Presjek $x=-0.5$	31
(c)	Presjek $x=0$	31
(d)	Presjek $x=3$	31
(e)	Presjek $x=6$	31
Slika 5.4	Skalarni prikaz polja brzine na presjeku x	32
(a)	Presjek $x=-5$	32
(b)	Presjek $x=-2.5$	32

(c)	Presjek $x=0$	32
(d)	Presjek $x=3$	32
(e)	Presjek $x=6$	32
(a)	Presjek $y=0.35$	33
(b)	Presjek $y=0.5$	33
(c)	Presjek $y=1$	33
(d)	Presjek $y=1.5$	33
(e)	Presjek $y=1.5$	33
(f)	Presjek $y=2.3$	33
(g)	Presjek $y=2.8$	33
(h)	Presjek $y=3.2$	33
Slika 5.4	Skalarni prikaz polja brzine po presjeku na visini y	34
(i)	Presjek $y=3.5$	34
(a)	Presjek $y=0.35$	34
(b)	Presjek $y=0.47$	34
(c)	Presjek $y=1$	34
(d)	Presjek $y=1.5$	34
(e)	Presjek $y=2$	35
(f)	Presjek $y=2.3$	35
(g)	Presjek $y=2.8$	35
(h)	Presjek $y=3.2$	35
Slika 5.3	Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na visini y	35
(i)	Presjek $y=3.5$	35
Slika 5.4	Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na udaljenosti x	36
(a)	Presjek $x=-5$	36
(b)	Presjek $x=-2.5$	36
(c)	Presjek $x=0$	36
(d)	Presjek $x=6$	36
Slika 5.5	Temperaturni profili do visine 1 m	37
(a)	Temperaturni profili na visini $y=0.35$ m	37
(b)	Temperaturni profil na visini $y=0.5$ m	37
Slika 5.6	Temperaturni profili do 1.5 m	38
(a)	Temperaturni profil na visini $y=1$ m	38
(b)	Temperaturni profil na visini $y=1.5$ m	38
Slika 5.7	Temperaturni profili iznad 2 m	39
(a)	Temperaturni profil na visini $y=2$ m	39
(b)	Temperaturni profil na visini $y=2.3$ m	39

(c) Temperaturni profil na visini $y=2.8$ m	39
Slika 5.8 Temperaturni profili iznad 3 m	40
(a) Temperaturni profil na visini $y=3.2$ m	40
(b) Temperaturni profil na visini $y=3.6$ m	40
Slika 5.9 Temperaturni profili u ovisnosti o visini, y	41
(a) Temperaturni profil na presjeku $x=-5$ m	41
(b) Temperaturni profil na presjeku $x=-2.5$ m	41
(c) Temperaturni profil na presjeku $x=0$ m	41
(d) Temperaturni profil na presjeku $x=3$ m	41
(e) Temperaturni profil na presjeku $x=6$ m	41
Slika 5.10 Konačni volumeni filtrirani po temperaturi	42
(a) Konačni volumeni ispod projektne temperature	42
(b) Konačni volumeni u projektne temperature 25°C	42
(c) Konačni volumeni iznad projektne temperature	42
Slika 5.11 Volumni udio u odnosu na temperaturu zraka	43
Slika 5.12 Prosječne temperature volumnih udjela	43
Slika 5.13 Izoterme po presjeku na visini y	44
(a) Presjek $y=0.35$	44
(b) Presjek $y=0.5$	44
(c) Presjek $y=1$	44
(d) Presjek $y=1.5$	44
Slika 5.14 Izoterme po presjeku na visini y , $y > 2\text{m}$	45
(a) Presjek $y=2$	45
(b) Presjek $y=2.3$	45
(c) Presjek $y=2.8$	45
(d) Presjek $y=3.2$	45
(e) Presjek $y=3.6$	45
Slika 5.15 Izoterme po presjecima na udaljenosti x	46
(a) Presjek $x=1.2$	46
(b) Presjek $x=2$	46
(c) Presjek $x=3$	46
(d) Presjek $x=4.5$	46
(e) Presjek $x=6$	46
(f) Presjek $x=7$	46
Slika 5.16 Skalarni prikaz brzine po presjecima na udaljenosti x	47
(a) Presjek $x=1.2$	47
(b) Presjek $x=2$	47

(c) Presjek $x=3$	47
(d) Presjek $x=4.5$	47
(e) Presjek $x=6$	47
(f) Presjek $x=7$	47
(a) Presjek $y=0.35$	48
(b) Presjek $y=0.5$	48
(c) Presjek $y=1$	48
(d) Presjek $y=1.5$	48
(e) Presjek $y=1.5$	48
(f) Presjek $y=2.3$	48
(g) Presjek $y=2.8$	48
(h) Presjek $y=3.2$	48
Slika 5.16 Skalarni prikaz polja brzine po presjeku na visini y	49
(i) Presjek $y=3.6$	49
Slika 5.17 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na visini y	49
(a) Presjek $y=0.35$	49
(b) Presjek $y=0.5$	49
(c) Presjek $y=1$	49
(d) Presjek $y=2$	49
(e) Presjek $y=2.3$	49
(f) Presjek $y=3.2$	49
Slika 5.18 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na udaljenosti x	50
(a) Presjek $x=1.2$	50
(b) Presjek $x=2$	50
(c) Presjek $x=3$	50
(d) Presjek $x=4.5$	50
(e) Presjek $x=6$	50
(f) Presjek $x=7$	50
(a) Temperaturni profil $x=1.2$	51
(b) Temperaturni profil $x=2$	51
(c) Temperaturni profil $x=3$	51
Slika 5.18 Temperaturni profil u ovisnosti o visini y	52
(d) Temperaturni profil $x=4.5$	52
(e) Temperaturni profil $x=6$	52
(f) Temperaturni profil $x=7$	52
Slika 5.19 Temperaturni profili do visine 1 m	53
(a) Temperaturni profili na visini $y=0.35$ m	53

(b) Temperaturni profil na visini $y=0.5$ m	53
Slika 5.20 Temperaturni profili do 1.5 m	54
(a) Temperaturni profil na visini $y=1$ m	54
(b) Temperaturni profil na visini $y=1.5$ m	54
Slika 5.21 Temperaturni profili iznad 2 m	55
(a) Temperaturni profil na visini $y=2$ m	55
(b) Temperaturni profil na visini $y=2.3$ m	55
(c) Temperaturni profil na visini $y=2.8$ m	55
Slika 5.22 Temperaturni profili iznad 3 m	56
(a) Temperaturni profil na visini $y=3.2$ m	56
(b) Temperaturni profil na visini $y=3.6$ m	56
Slika 5.23 Konačni volumeni filtrirani po temperaturi	57
(a) Konačni volumeni ispod projektne temperature	57
(b) Konačni volumeni u projektne temperature 25°C	57
(c) Konačni volumeni iznad projektne temperature	57
Slika 5.24 Volumni udio u odnosu na temperaturu zraka	58
Slika 5.25 Prosječne temperature volumnih udjela	58

POPIS TABLICA

Tablica 1	Faktori $k - \omega SST$	13
Tablica 2	y+ vrijednosti prostorijske Energetika	19
Tablica 3	y+ vrijednosti prostorijske Instrumentizacija	22
Tablica 4	Broj konačnih volumena u proračunskoj mreži	22
Tablica 5	Podrelaksacijski faktori	23
Tablica 6	Tablica limova	26

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

01 Tlocrt trafostanice ES661

02 Strojarski projekt KGH

03 Funkcionalna shema distribucije zraka

04 h-x dijagram stanja zraka

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	$[m^2]$	površina konačnog volumena
c_v	$[J/kg\ K]$	specifični toplinski kapacitet pri $V=konst.$
c_p	$[J/kg\ K]$	specifični toplinski kapacitet pri $p=konst.$
D	$[kg/s]$	jačina difuzije
F	$[kg/s]$	jačina konvekcije
f_i	$[N/kg]$	komponente vektora specifične masene sile
J_j	$[-]$	vektor fluksa fizikalne veličine
l_t	$[m]$	duljina puta miješanja čestica fluida u turbulentnom strujanju
$\bar{k}$	$[J/kg]$	kinetička energija turbulencije
p	$[N/m^2]$	tlak
$\bar{p}$	$[N/m^2]$	statistički osrednjeno polje tlaka
p'	$[N/m^2]$	pulzirajući dio polja tlaka
$\tilde{p}$	$[N/m^2]$	modificirani tlak
Re	$[-]$	Reynoldsov broj
Pr	$[-]$	Prandtlov broj
Pr_t	$[-]$	Turbulentni Prandtlov broj
t	$[s]$	vrijeme
T	$[K]$	Temperatura
v_i	$[m/s]$	komponente vektora brzine strujanja
$\bar{v}_i$	$[m/s]$	osrednjeni dio vektora brzine strujanja
v'_i	$[m/s]$	pulzirajući dio polja vektora brzine strujanja
v_n	$[m/s]$	projekcija vektora brzine u smjeru vanjske normale
v_t	$[m/s]$	karakteristična brzina turbulentnih pulsacija
δ_{ji}	$[-]$	Kroneckerov simbol
Σ_{ji}	$[N/m^2]$	tenzor viskoznih naprezanja
φ	$[-]$	polje fizikalne veličine
Δn	$[m]$	udaljenost između čvorova konačnog volumena
Γ	$[kg/ms]$	koeficijent difuzije
Γ_t	$[kg/ms]$	koeficijent turbulentne difuzije
μ	$[Pa\ s]$	dinamička viskoznost
μ_t	$[kg/ms]$	turbulentna viskoznost
ρ	$[kg/m^3]$	gustoća
ρ_k	$[kg/m^3]$	efektivna kinematska gustoća
ν	$[m^2/s]$	kinematička viskoznost
ω	$[s^{-1}]$	specifična brzina disipacije

Sažetak

Trafostanice su postrojenja u kojima se transformira napon s visokih vrijednosti na niske i obrnuto. Prilikom rada, transformatorska oprema se grije i na taj način stvar toplinsko opterećenje prostorije te je nužno projektirati sustav cjelogodišnjeg hlađenja. Kako bi se projektiranje termotehničke opreme (eng Heating, Ventilation, Air Conditioning, u daljnjem tekstu HVAC) izvršilo prema zakonskim propisima, potrebno je simulirati toplinsko opterećenje i dokazati da će zadano rješenje sustava hlađenja zadovoljiti projektne zahtjeve.

U ovom slučaju dominantan mehanizam prijenosa topline, odnosno stvaranja toplinskog opterećenja, je putem prisilne konvekcije pomoću ventilatora transformatorskih ormara. Na taj način zrak iz prostorije ulazi u ormar, hladi zavojnice transformatora, a topli zrak izlazi kroz krovni ispušni ormar transformatora nazad u prostoriju. Vanjsko toplinsko opterećenje putem mehanizma sunčevog zračenja i konvekcije toplog zraka na zidove je zanemarivo naspram razlika temperatura, ali je ipak modelirano kao izotermni rubni uvjet temperature stijenke s unutrašnje strane prostorije kako bi se pojednostavio proračunski model. Proračun je izvršen za najgori slučaj, pri ljetnim uvjetima, odnosno pri vanjskoj projektnoj temperaturi zraka od 35 °C. Koeficijenti prolaza topline kroz stijenke zidova su preuzeti iz arhitektonskog projekta.

Projektiranje položaja i količine elemenata sustava može predstavljati izazov. Uz pomoć alata računalne dinamike fluida (eng. Computational Fluid Dynamics, u tekstu CFD) i vizualizacijom rezultata analize olakšano je pozicioniranje elemenata sustava hlađenja, a samim time i proces projektiranja. Dobivanjem polja brzine i temperature, projektant može poboljšati karakteristike i učinkovitost sustava izmjenom položaja i broja dijelova termotehničkog sustava.

Na temelju rezultata CFD analize se provjeravaju cirkulacijske zone toplog zraka kao i kapacitet hlađenja. Na taj način projektant može provjeriti cirkulacijske zone toplog zraka i zadovoljava li projektirani sustav projektne zahtjeve.

Proračuni su izvršeni u programskom paketu OpenFOAM v7. Korišten je model nestlačivog turbulentnog strujanja s izmjenom topline. Slobodna konvekcija je modelirana pomoću aproksimacije Boussinesqa. Izvršen je stacionarni i nestacionarni proračun. Korišten je provjeren model turbulencije $k - \omega SST$. Svi parametri simulacije su postavljeni prema podacima iz projekta.

Ključne riječi: računalna dinamika fluida(CFD); hlađenje trafostanice; procjena toplinskog opterećenja; slobodna konvekcija;

SUMMARY

Electrical substations are part of electrical power systems, where transformation from high to low voltage (or reverse) occurs. Transformers generate heat during operation and at the same time create heat load of the rooms. Therefore, it is necessary to design all year round cooling system. In order to design correctly HVAC equipment according to lawful regulations, it is necessary to calculate heat load and validate that given system will satisfy project assignement.

In this particular case, dominant mechanism for heat transfer is convection. Convection occurs because of transformers fans settled inside of transformer box. In that case, air from the room flows to the transformer box and cools down the transformer coils. During this process heat transfers to the air, and hot air is exiting from the transformer box roof opening into the room. Environment heat via radiation and convection is rather small, but its effect on flow field is taken into consideration with isothermal boundary condition of inside wall. Calculation is performed in worst case scenario, during summer conditions with outside air temperature of 35 degrees Celsius. Thermal transmittance is used from architecture map, so that correct temperature at walls can be calculated.

Choosing the right positions for the elements of the system can be quite a challenge. Utilizing the methods of Computational Fluid Dynamics can make process of designing cooling system significantly easier. Therefore, by analyzing the fields of interest (e.g. temperature and velocity field), a designer can optimize system by changing quantity and positions of equipment elements, and therefore increase efficiency of the system.

On the basis of the results of the CFD analysis, a designer can check if there are circulations zones of the hot air that are not being taken care of. Also, designer can check if designed equipment can handle heat load and fulfill design conditions.

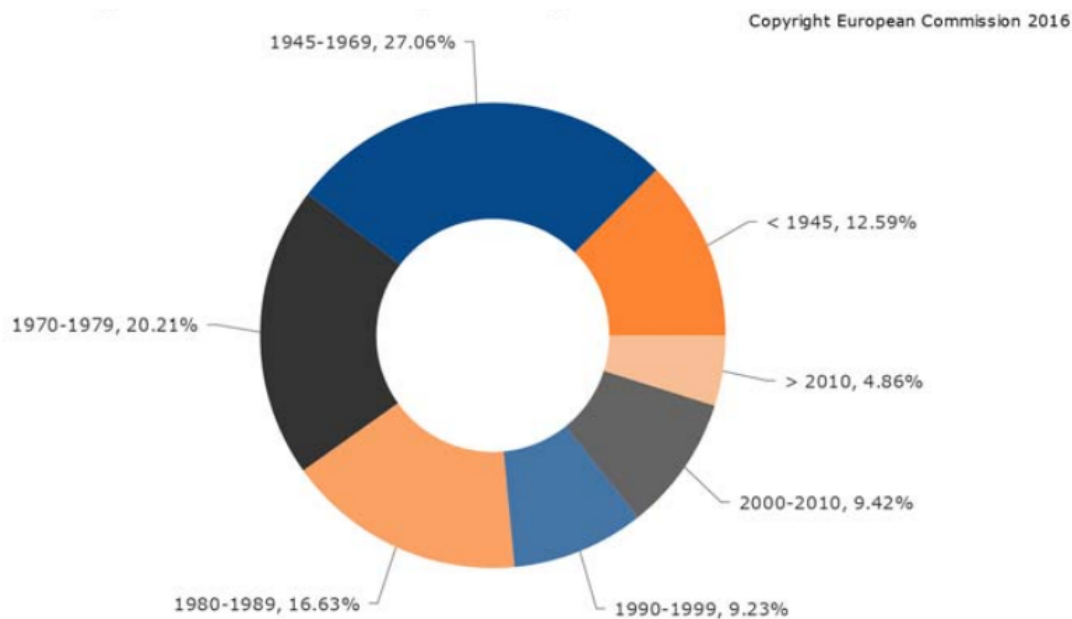
Calculations are made in open source software *OpenFOAM*. Incompressible, turbulent flow with heat transfer model is used. Buoyancy is modeled via Boussinesq approximation. Steady state and transient simulations is performed. Turbulence is modeled using $k-\epsilon$ turbulence model. All parameters of simulations are set up according to the input informations of the project.

Keywords: Computational fluid dynamics; HVAC; electrical substation cooling ; thermal load assessment; buoyancy;

1. Uvod

U današnje vrijeme projektanti se suočavaju s problemom kvantitativnog pravdanja odluke u instalaciji ili redukciji dijelova opreme. Neprikladno projektiran klimatizirani prostor predstavlja problem ne samo za toplinsku ugodu ljudi, već i za energetske učinkovitost zgrade. Projektantu je važno da može kvantitativno prikazati interakciju dijelova termotehničkog sustava u redukciji ili povećanju broja elemenata u sustavu. Također, potrebno je zadovoljiti zakonom određene propise o energetske učinkovitosti.

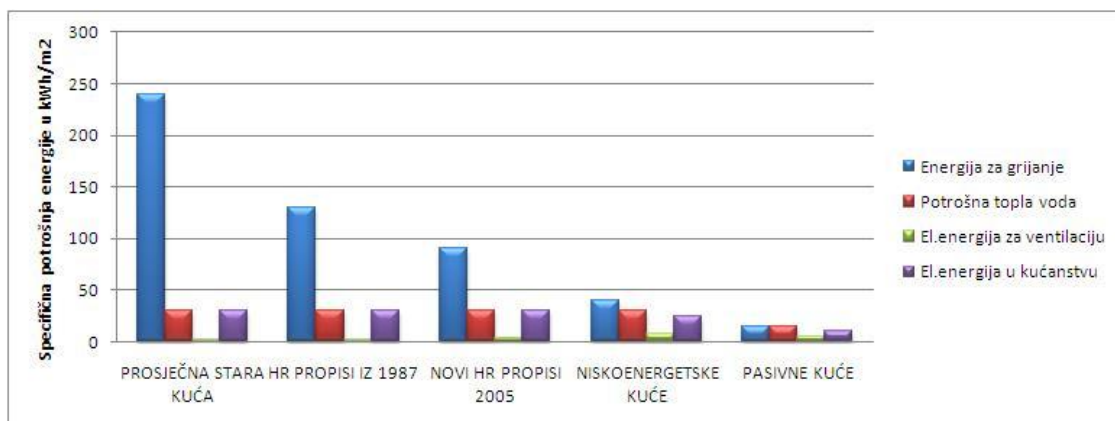
Termotehnički sustavi imaju značajnu ulogu u sektoru zgradarstva kao što su grijanje, hlađenje i ventiliranje prostora, a nerijetko i kao sustavi odgovarajuće zaštite (npr. požarstva). Kao veliki potrošači energije u zgradama, termotehnički sustavi troše više od 40 % ukupne energetske potrošnje zgrade [8], a odgovorni su za 36 % emisije CO₂ u Europskoj Uniji. Ovo ih čini najvećim potrošačima energije u Europskoj Uniji. Trenutačno, 35 % građevinskih objekata unutar EU su više od 50 godina starosti, a čak 75 % od tih objekata je energetske neučinkovito. Ovisno o zemlji, samo 0.4-1.2 % starih objekata se renovira svake godine. Prema slici 1.1, vidi se da u Hrvatskoj postotak zgrada starijih od 50 godina iznosi 59,85 % što je poprilično iznad prosjeka Europske Unije.



Slika 1.1 Postotak udjela zgrada prema godini izgradnje, 2014. [16]

Usporedno na slici 1.2 je dana usporedba potrošnje energije kućanstva ovisno o starosti građevine.

Prema tome, renovacija starih objekata vodi do značajnih energetske ušteda i igra ključnu ulogu u tranziciji na obnovljive izvore energije. Također, renovacijom bi se smanjila energetska potrošnja za 5-6 % i emisija CO₂ za otprilike 5 %.[16]



Slika 1.2 Usporedba potrošnje energije ovisno o godini izgradnje [17]

Renoviranjem stare infrastrukture se također postiže povećan komfor, zdravlje i ugodu ljudi. Posljedično se stvara povoljno socijalno i ekonomsko okruženje te povoljan utjecaj na okoliš, koji pod utjecajem globalnog zatopljenja postaje sve važniji faktor ljudske svijesti u budućnosti. Isto tako, sprječava se energetska siromaštvo na način da se smanjuju izdaci kućanstava na potrošnju energije. Energetska siromaštvo se definira kao nemogućnost održavanja adekvatne topline u domu, a indikatori se prate pomoću statistike Europske Unije na prihode i uvjete života (EU-SILC). Indikatori su povezani sa niskim kućnim prihodima, visokim troškovima energije i energetska neučinkovitim domovima.

Prema podacima iz 2014., 9.7 % ukupne populacije Hrvatske nije u mogućnosti adekvatno održavati domove toplima, a čak 29.1 % populacije se susrelo s poteškoćama u plaćanju komunalnih usluga. Prosjek za oba podatka u Europskoj Uniji jest 10.2 %. Razlog velikog postotka populacije koji ima problema s plaćanjem usluga ovisi o nekoliko čimbenika. Prema istraživanju Pučke pravobraniteljice iz 2015. godine, 66,3 % ljudi je živjelo u kućanstvima kojima su ukupni troškovi stanovanja znatno financijsko opterećenje. Drugim riječima, ispitanici imaju značajnih problema s podmirivanjem računa za najosnovnije energetske usluge, a to su grijanje, hlađenje, kuhanje, rasvjeta i pranje. Ciljana skupina ovog istraživanja su bila kućanstva s niskim primanjima, a loša ekonomska situacija je popraćena lošom energetska efikasnošću domova. Republika Hrvatska je odgovorila na zahtjeve Europske unije donijevši Uredbu o kriterijima za stjecanje statusa ugroženih kupaca energije iz umreženih sustava. Ovom Uredbom problem energetska siromaštva je pozicioniran u domenu socijalne politike i time je izjednačen s ekonomskim siromaštvom.[19]

Ova uredba rješava problem površno jer na takav način država subvencionira neefikasno trošenje energije u neadekvatnim sustavima u energetska neučinkovitim prostorima. Ne postoji prevencija u smislu investicija u renovaciju postojećih sustava i investiranje u nove sustave proizvodnje energije (npr. solarne sustave). Stoga je ključna poveznica između socijalne i energetske politike Hrvatske podizanje standarda građenja i energetske obnove objekata.

Ulaganje u energetska učinkovitost pozitivno stimulira ekonomiju, pogotovo građevinski sektor,

koji proizvodi oko 9 % posto europskog BDP-a i direktno drži 18 milijuna ljudi zaposleno. Jasno je koliko bi mali i srednji poduzetnici mogli prosperirati u obnovljenom tržištu renovacije objekata budući da doprinose sa više od 70 % vrijednosti u građevinskom sektoru Europske Unije. [16]

Proveden je velik broj istraživanja o metodama izračuna i interpretacije toplinske ugrade na globalnoj i lokalnoj razini. Ipak, prikupljanje podataka potrebnih za izračun zahtjeva posebne instrumente i dosta vremena. U posljednje vrijeme alternativni alat za proračune toplinske ugrade jest CFD analiza koja kao rezultat daje polja brzine i temperature unutar modeliranog prostora, kao i ostale podatke na temelju kojih se može izračunati energetska učinkovitost objekta.

Nekoliko je radova u kojima su se primjenile metode računalne dinamike fluida (CFD) te su analizirani prostori poput sportskih dvorana[2], kazališta[9] i muzeja[10]. Rezultati istraživanja [3] pokazuju da položaji dobave i odsisa utječu na gubitke topline te da vlaga nema velik utjecaj na promjenu temperature. Također, u nekoliko radova [4-7], izmjena topline putem zračenja unutar zatvorenih prostora je zanemariva zbog malih temperaturnih razlika. Unutar ovog rada prijenos topline putem zračenja je također zanemaren. Toplinsko opterećenje koje dolazi iz okoliša modelirano je pomoću izotermnog rubnog uvjeta unutarnje stijenke zida. Koeficijenti prolaza topline, debljine izolacije i zidova su poznati iz arhitektonskog projekta. Kako bi se uzeo u obzir utjecaj uzgona, korištena je Boussinesqova aproksimacija, često korištena za prijenos topline u zatvorenim prostorima zbog svoje jednostavnosti. Ova aproksimacija se temelji na pretpostavci da je gustoća konstantna osim u uzgonskom članu količine gibanja, a validirana je u radovima[3,11-14] i pokazala se točnom za male razlike u temperaturi i koncentraciji.

Analizirani prostor u ovom slučaju jest trafostanica koja je dio većeg postrojenja luke Ploče. Unutar trafostanice su smješteni transformatori koji se prilikom rada zagrijevaju i stvaraju toplinsko opterećenje prostorija. Zagrijavanjem opreme se narušava funkcionalnost i vijek trajanja opreme, stoga je potrebno projektirati cjelogodišnji sustav hlađenja. Zbog same prirode opreme i na zahtjev investitora, cjelokupno hlađenje mora biti pomoću zraka bez instalacija u kojoj bi se mogla nalaziti kapljevina. Preliminarnom analizom dobivene su veličine kapaciteta hlađenja i potrebnog zraka kako bi se prostorija hladila. Iz te preliminarne analize dobiveni su i podaci koji su ulazni parametri za CFD analizu. Naravno, svi ovi parametri su u skladu s projektnim i zakonskim zahtjevima.

Ideja ovog rada je provjeriti kvalitetu rješenja sustava hlađenja pomoću alata računalne dinamike fluida. Provjerom polja temperature moguće je ustanoviti jesu li ostvareni projektni uvjeti u prostoriji. Popularizacijom CFD-a radi se novi korak u projektiranju termotehničkih sustava te je na taj način moguće optimirati elemente sustava, a samim time i povećati energetska učinkovitost objekata.

2. Teorijske osnove

Strujanje unutar prostora trafostanice se može smatrati nestlačivim turbulentnim strujanjem uz prisustvo efekta slobodne konvekcije. Iako promjena gustoće postoji zbog promjene temperature zraka, promjena gustoće je uzeta u obzir modifikacijom člana u količini gibanja, opisano u potpoglavlju 3.2. Također, bitan parametar je temperatura zraka, stoga je potrebno riješiti jednadžbu očuvanja energije. U sljedećim poglavljima bit će dane jednadžbe očuvanja koje opisuju matematički zadani problem.

2.1. Jednadžbe očuvanja

Jednadžbe očuvanja koje opisuju gibanje fluida i prijenos topline su izvedene iz osnovnih zakona očuvanja:

- Zakon očuvanja mase
- Zakon očuvanja količine gibanja
- Zakon očuvanja energije

Zakon očuvanja mase je opisan jednadžbom kontinuiteta:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (2.1)$$

gdje je ρ gustoća, a u_j vektor brzine fluida. Ako uzmemo u obzir nestlačivost fluida, tada gustoća ostaje konstantna kroz prosotor i vrijeme pa izraz možemo pisati:

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0, \quad (2.2)$$

Zakon očuvanja količine gibanja, izveden iz II. Newtonovog zakona gibanja, opisan je s Navier-Stokesovim jednadžbama koje uzimaju u obzir nestlačivost fluida:

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (-p \delta_{ji} + \Sigma_{ji}) + \rho f_i, \quad (2.3)$$

gdje je Σ_{ji} simetrični tenzor viskoznih naprezanja. Raspisan prema Newtonovom zakonu viskoz-

nosti:

$$\Sigma_{ji} = \mu \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ji}, \quad (2.4)$$

Zakon očuvanja energije govori o vezi između brzine promjene unutrašnje i kinetičke energije volumena sa snagom vanjskih sila i brzini izmjene topline materijalnog volumena s okolinom.

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho e)}{\partial x_j} = -p \frac{\partial v_j}{\partial x_j} + \Sigma_{ji} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + s \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q_h, \quad (2.5)$$

2.2. Boussinesqova aproksimacija

Unutar programskog paketa OpenFOAM postoji nekoliko rješavača za problem prijenosa topline slobodnom konvekcijom. Ukratko je dan opis za dva rješavača.

- buoyantSimpleFoam
- buoyantPimpleFoam

Izdavanjem nove verzije *OpenFOAM-a*, verzija v7, Boussinesqova aproksimacije se zadaje u datoteci *thermoPhysicalProperties* u kojoj je jednačba stanja plina zamjenjena aproksimacijom Boussinesq-a. Pod utjecajem gravitacijske sile, jednačbe očuvanje mase i količine gibanja su:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{v}_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho_0} \right) + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{t_{ij}}) + \frac{\bar{p}}{\rho_0} g_i, \quad (2.7)$$

gdje je g_i gravitacijsko ubrzanje, τ_{ij} je tenzor turbulentnih naprezanja, a $\tau_{t_{ij}}$ je tenzor posmičnih naprezanja.

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right], \quad (2.8)$$

gdje je μ molekularna viskoznost. Ako se pretpostavi konstantna viskoznost $\mu = \mu_0$ i sređivanjem gravitacijskog člana

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{v}_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho_0} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_0 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] - \rho R_{ij} \right\} + g_i \left(1 + \frac{\bar{p} - \rho_0}{\rho_0} \right), \quad (2.9)$$

gdje je $\nu_0 = \mu_0/\rho_0$ kinematska viskoznost, a R_{ij} je Reynoldsov tenzor naprezanja koji se može dalje raspisati na devijatorski i izotropni dio

$$R_{ij} = R_{ij}^D + \frac{2}{3}k\delta_{ij}, \quad (2.10)$$

Gdje je R_{ij}^D devijatorski dio, a $k = 0.5R_{ii}$ je turbulentna kinetička energija. Daljnjim raspisivanjem dobiva se:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho_0} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_0 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] - R_{ij}^D \right\} + g_i \left(1 + \frac{\bar{p} - \rho_0}{\rho_0} \right). \quad (2.11)$$

Prvi član s desne strane jednakosti predstavlja modificirani tlak te rješavač *bouyantSimpleFoam* (odnosno *buoyantPimpleFoam*) koristi modificirani tlak označen kao $\tilde{p}$. Član u zagradi zadnjeg člana na desnoj strani nazivamo efektivnom kinematskom gustoćom ρ_k , a korištenjem Boussinesqove aproksimacije efektivna kinematska gustoća se može izraziti kao:

$$\rho_k = 1 - \beta (\bar{T} - T_0), \quad (2.12)$$

gdje je $\bar{T}$ temperatura u kelvinima, T_0 je referentna temperatura, također u kelvinima, a β je koeficijent ekspanzije fluida u jedinici K^{-1} . Izraz je izveden iz definicije koeficijenta volumenske toplinske ekspanzije β :

$$\beta = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \approx -\frac{1}{\rho_0} \frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \quad (2.13)$$

Raspisivanjem devijatorskog dijela tenzora Reynoldsovih naprezanja:

$$R_{ij}^D = -\nu_t \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right], \quad (2.14)$$

gdje je ν_t turbulentna viskoznost, uvrštavanjem u jednadžbe i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{v}_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_{eff} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \right\} = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + g_i [1 - \beta (\bar{T} - T_0)], \quad (2.15)$$

Postavlja se pitanje valjanosti ove aproksimacije. Prema [1], ova aproksimacija uvodi grešku veličine 1 %, ako su temperaturne razlike manje od 2 °C za vodu, i 15 °C za zrak. Što su veće temperaturne razlike, greška postaje veća.

Ako su temperaturne razlike velike, potrebno je koristiti drugačiji termofizikalni model (npr. idealni plin, ukoliko dobro opisuje problem).

2.3. Modifikacija jednadžbe očuvanja energije

Jednadžba unutarnje energije fluida jest:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho e v_j) = -p \frac{\partial v_k}{\partial x_k} + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial q_k}{\partial x_k}, \quad (2.16)$$

gdje je e unutarnja energija, a q_k je konduktivni dio prenesene topline iz kontrolnog volumena. Prvi izraz na desnoj strani u sebi sadrži divergens brzine koji je prema jednadžbi kontinuiteta jednak nuli. Također, prema [1] drugi član na desnoj strani također se može zanemariti u slučajevima nestlačivog strujanja. Ova pretpostavka je valjana za strujanje pri malim brzinama iz razloga što ovaj član ima manje utjecaja na unutarnju energiju nego konduktivni član. Tada jednadžba prelazi u

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho e v_j) = -\frac{\partial q_k}{\partial x_k}, \quad (2.17)$$

Nakon uprosječavanja jednadžbe i dekompozicije konvektivnog člana u $\rho [(\bar{e} + e')(\bar{v}_j + v'_j)]$ dobivamo uprosječenu jednadžbu energije:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{e}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{e} \bar{v}_j) = -\frac{\partial q_{tk}}{\partial x_k} - \frac{\partial \bar{q}_k}{\partial x_k}, \quad (2.18)$$

gdje je $q_{tk} = \overline{\rho \bar{e} v'_k} + \overline{\rho e' \bar{v}_k} + \overline{\rho e' v'_k}$ turbulentni toplinski tok. Iz Fourierovog zakona o provođenju topline, smatranjem viskoznosti i gustoće konstantnom te korištenjem uvjeta $e = c_v T$, energetska jednadžba prelazi u oblik:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{T} \bar{v}_j) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\frac{\mu_0 k}{\mu_0 \rho_0 c_p} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\frac{\mu_t k_t}{\mu_t \rho_0 c_p} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_k} \right], \quad (2.19)$$

Prepoznavanjem Prandtlovog broja $Pr = c_p \mu_0 / k$ i turbulentnog Prandtlovog broja $Pr_t = c_p \mu_t / k_t$. Ako zapišemo zbroj ova dva broja kao efektivni koeficijent prijenosa topline kao:

$$\kappa_{eff} = \frac{\nu_t}{Pr_t} + \frac{\nu_0}{Pr}, \quad (2.20)$$

Konačni izraz jednadžbe očuvanja energije tada glasi

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{T} \bar{v}_j) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\kappa_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_k} \right) = 0. \quad (2.21)$$

2.4. Turbulencija

Turbulentno strujanje sa svojim stohastičkim karakterom najčešći je oblik strujanja u prirodi, a redovno se pojavljuje pri visokim vrijednostima Reynoldsovog broja. Karakterizira ga fluktuacija

fizikalnih veličina po vremenskim i prostornim koordinatama, nestacionarnost i miješanje čestica. Difuzijska priroda strujanja posljedično povećava disipaciju energije. Turbulentno strujanje se javlja pri viskoim vrijednostima Reynoldsovog broja koji predstavlja omjer inercijskih i viskoznih sila.

$$Re = \frac{v \cdot x}{\nu} \quad (2.22)$$

,

gdje μ predstavlja kinematičku viskoznost, v brzinu strujanja, a x karakterističnu duljinu.

Prilikom strujanja uz čvrstu stijenu ili tijelo pojavljuje se granični sloj. Budući da je brzina na stijenci jednaka nuli, unutar malenog područja graničnog sloja postoji veliki prijelaz brzine sa stijenke na područje neporemećene struje. Zbog toga su veliki gradijenti brzine, a samim time i viskozne sile koje ovise u gradijentu brzine. Viskoznost je zapravo difuzija količine gibanja, što znači da će nastojati "ujednačiti" profile brzina. Budući da su profili izjednačeniji u turbulentnom strujanju, tako u graničnom sloju postoji još strmiji prijelaz u profilu brzine, a posljedično će na stijenci biti veće tangencijalno naprezanje, odnosno viskozno naprezanje.

Veličine u turbulentnom strujanju pokazuju stohastičke pulsacije u širokom frekvencijskom spektru. Numeričko rješavanje ovakvog problema je računalno zahtjevno jer bi proračunska mreža morala biti toliko sitna da uhvati najmanje amplitude turbulentnih pulsacija, a vremenski korak integracije toliko malen kako bi se uhvatile najviše frekvencije pulsacija. Rješavanjem takvog sustava dobilo bi se polje fizikalnih veličina u velikom broju točaka koje se opet treba integrirati kako bi se dobile iskoristive vrijednosti.

Stoga se koristi uprosječavanje Navier-Stokesovih jednadžbi, najčešće vremensko (Reynoldsovo) uprosječenje. Izvod jednadžbe dan je u [15], a problem modeliranja turbulencije će biti objašnjen na primjeru vremenski osrednjene jednadžbe količine gibanja :

$$\frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{v'_i v'_j} \right], \quad (2.23)$$

Iz jednadžbe 2.23 je vidljivo da je osrednjeno strujanje opisano pomoću pulsirajućeg člana. Dakle, nije moguće riješiti osrednjeno strujanje neovisno o pulsirajućem strujanju jer se zbog nelinearnog člana brzine $v_i v_j$ javlja član $\rho \overline{v'_i v'_j}$ koji predstavlja turbulentnu difuziju količine gibanja. Ovaj član se još i naziva tenzor turbulentnih ili Reynoldsovih naprežanja koji je simetričan tenzor drugog reda sa šest nepoznanica

$$-\overline{\rho v'_i v'_j} = \begin{bmatrix} -\overline{\rho v'_1 v'_1} & -\overline{\rho v'_1 v'_2} & -\overline{\rho v'_1 v'_3} \\ -\overline{\rho v'_2 v'_1} & -\overline{\rho v'_2 v'_2} & -\overline{\rho v'_2 v'_3} \\ -\overline{\rho v'_3 v'_1} & -\overline{\rho v'_3 v'_2} & -\overline{\rho v'_3 v'_3} \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Broj jednadžbi i broj nepoznanica nije jednak te sustav nije zatvoren i nema jednoznačno rješenje. Zbog toga potrebno je uvesti model turbulencije koji će omogućiti zatvaranje sustava.

2.5. Modeli turbulencije

Pomoću modela turbulencije potrebno je modelirati tenzor Reynoldsovih naprežanja. Prema Boussinesqovoj hipotezi:

$$-\overline{\rho v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \bar{k} \delta_{ij}. \quad (2.25)$$

Iz jednadžbe 2.25 može se primjetiti analogija s Newtonovim zakonom viskoznosti, stoga se modeli turbulencije koji su izgrađeni na Boussinesqovoj hipotezi zovu Newtonovski modeli turbulencije. Na ovaj način tenzor Reynoldsovih naprežanja, koji ima 6 nepoznanica, mijenjamo sa jednom nepoznanicom - poljem turbulentne viskoznosti μ_t . Turbulentna viskoznost, za razliku od molekularne viskoznosti, nije fizikalno svojstvo fluida već je funkcija uvjeta strujanja.

Uvrštavanjem hipoteze Boussinesqa u osrednjene jednadžbe dobivamo sljedeći oblik:

$$\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial (\bar{p} + \rho \frac{2}{3} \bar{k})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (2.27)$$

Za razliku od Navier Stokesovih jednadžbi, javlja se vremenski osrednjena vrijednost tlaka i viskoznosti. Budući da više nemamo članova koji opisuju turbulentne pulsacije, moguće je koristiti veći vremenski korak integracije. Kako bi sustav bio u potpunosti definiran, potrebno je još izmodelirati turbulentnu viskoznost.

Iz analogije sa Newtonovim zakonom viskoznosti nameće se analogija da povežemo način modeliranja molekularne viskoznosti i turbulentne viskoznosti. Iz kinetičke teorije plinova viskoznost je proporcionalna gustoći fluida, slobodnoj putanji molekula i karakterističnoj brzini gibanja mo-

lekula, stoga možemo pisati turbulentnu viskoznost kao:

$$\mu_t = \rho l_t v_t, \quad (2.28)$$

gdje je ρ gustoća, l_t je put miješanja čestica u turbulentnom strujanju, a v_t je brzina turbulentnih pulsacija. Iz jednadžbe 2.26 je vidljivo da turbulentna viskoznost ovisi o dvije veličine iz turbulentnog strujanja. Stoga se modeli turbulencije razlikuju po načinu definiranja ove veličine.

Uobičajeni način modeliranja turbulentne viskoznosti je pomoću rješavanja dvije transportne jednadžbe - jedna za kinetičku energiju k [$\frac{m^2}{s^2}$], a druga za brzinu disipacije kinetičke energije ω [$\frac{m^2}{s^3}$]. U ovom radu je korišten $k - \omega SST$ model koji je postao standardan i pouzdan model u suvremenim CFD analizama.

2.6. $k - \omega SST$ model turbulencije

Model $k - \omega SST$ je model turbulencije koji rješava dvije transportne jednadžbe, turbulentne kinetičke energije k i disipacijske energije ω . Još jedan standardni popularni model $k - \varepsilon$ koji je pokazao svoje nedostatke prilikom modeliranja graničnog sloja, ali vrlo dobre rezultate u zoni udaljenoj od stijenke. $k - \omega$ je nastao kao spoj najboljeg od ova dva modela. Dakle, $k - \omega SST$ koristi $k - \omega$ model turbulencije u unutrašnjosti graničnog sloja pa je moguće primijeniti model skroz do viskoznog podsloja. Stoga je $k - \omega SST$ moguće koristiti bez prigušnih funkcija (za vrijednost $y^+ < 1$, odnosno ovaj pristup se naziva *Low Reynolds* turbulentni model). Za izračun podalje od zida koristi se implementacija pomoću prijelaznih funkcija kako bi se iskoristila svojstva $k - \varepsilon$ u slobodnoj struji.

Već je spomenuto da je za izračun turbulentne viskoznosti potrebno odrediti dvije veličine iz turbulentnog strujanja. $k - \omega$ model turbulencije za karakterističnu brzinu turbulencije koristi kinetičku energiju turbulencije definiranu kao:

$$v_t = \sqrt{k}, \quad (2.29)$$

dok je duljina puta miješanja čestica fluida definirana pomoću osrednjene kutne brzine rotacije čestica fluida c , stoga veza glasi:

$$l_t = \frac{\sqrt{k}}{c} \quad (2.30)$$

Jednadžbe koje prikazuju $k - \omega SST$ model su sljedeće:

- Turbulentna viskoznost:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, \quad (2.31)$$

- Specifična brzina disipacije:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2}$$

$$1 \omega \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, (2.32)$$

Koeficijenti i pomoći izrazi:

$$P_k = \min(\tau_{ji} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, 10\beta^* k \omega) \quad (2.33)$$

$$F_1 = \tanh \left[\min \left[\max \left[\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^k \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega^2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right], \quad (2.34)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^k \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right], \quad (2.35)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right), \quad (2.36)$$

$$\Phi = \Phi_1 F_1 + \Phi_2 (1 - F_1) \quad (2.37)$$

Tablica 1 Faktori $k - \omega SST$

α_1	α_2	β_1	β_2	β^*	σ_{k1}	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$
$\frac{5}{9}$	0.44	$\frac{3}{40}$	0.0828	$\frac{9}{100}$	0.85	1	0.5	0.865

Ponašanje turbulentnog strujanja u zoni stijenke, odnosno graničnom sloju, značajno je drugačije nego u ostalim dijelovima proračunske domene. Turbulentne pulsacije su prigušene u prisutnosti nepropusne površine i na taj način turbulentna viskoznost postaje zanemariva. Turbulentni granični sloj se može podijeliti na tri podsloja:

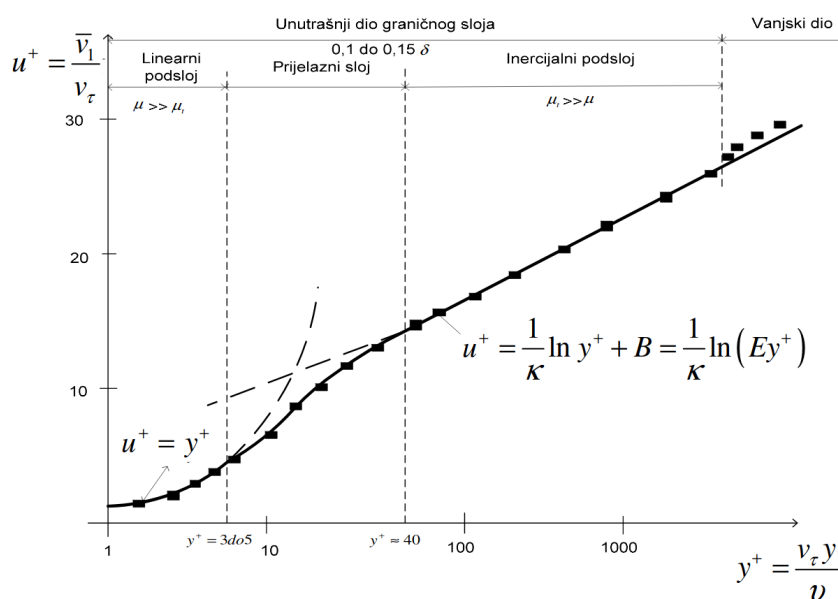
- viskozni podsloj ($y^+ < 5$),

- prijelazni podsloj ($5 < y^+ < 30$),
- inercijski podsloj ($y^+ > 30$),

gdje je y^+ normalizirana udaljenost od zida definirana kao

$$y^+ = \frac{C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}}{\nu} y, \quad (2.38)$$

Turbulentna viskoznost je dominantna u inercijskom podsloju, a molekularna je zanemariva. Profil brzine prati logaritamski zakon (prikazano na slici 2.1), dok je brzina turbulentne produkcije i disipacije podjednaka. S druge strane, u viskoznom podsloju efekti turbulencije su prigušeni te je na taj način molekularna viskoznost dominantna, a profil brzine je linearan. Prijelazni podsloj je zona u kojoj su turbulentna i molekularna viskoznost sličnog reda veličina.



Slika 2.1 Prikaz profila brzine u bezdimenzijskom obliku

Postoje dva pristupa u rješavanju graničnog sloja. Rješavanjem graničnog sloja (*Low-Re* pristup) središte prvog konačnog volumena mora biti unutar viskoznog podsloja ($y^+ < 5$). Postupak je računalno zahtjevan jer je potrebna izrazito fina diskretizacija, pravilan prijelaz u povećanju slojeva i dosta točaka kako bi rješenje bilo konzistentno.

Drugi pristup je mogućnost aproksimacije u obliku zidne funkcije u kojem je središte prvog konačnog volumena smješten u inercijski podsloj ($30 < y^+ < 300$). Fizikalne veličine u graničnom sloju su aproksimirane korištenjem algebarskih izraza pomoću univerzalnog zakona stijenke prikazan na slici 2.1. Na ovaj način moguće je spojiti područje visokih gradijenata blizu stijenke i spregnuti

ih sa $k - \omega SST$ modelom u ostalom dijelu domene uz značajne računalne uštede. Pristup zidne funkcije je korišten u ovom radu.

3. Metoda konačnih volumena

U poglavlju Matematički model, fizika problema je opisana parcijalnim diferencijalnim jednadžbama. Navedene jednadžbe čine skup parcijalnih diferencijalnih jednadžbi za koje ne postoji analitičko rješenje.

Iz tog razloga koriste se numeričke metode koje transformiraju parcijalne diferencijalne jednadžbe u sustav linearnih algebarskih jednadžbi. Najpopularnija metoda u problemima strujanja fluida, odnosno CFD analiza, jest metoda konačnih volumena.

U metodi konačnih volumena, proračunska domena (odnosno kontrolni volumen proračuna) se dijeli na velik broj konačnih volumena u kojima se računaju vrijednosti polja fizikalnih veličina. Zakoni očuvanja moraju biti zadovoljeni za svaki konačni volumen. Transformacija jednadžbi iz diferencijalnog oblika u algebarski bit će dana na primjeru opće transportne jednadžbe, odnosno konvekcijsko difuzijske jednadžbe.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j \phi)}{\partial x_j} - \Gamma \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_j \partial x_j} = \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho v_j \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) = S_\phi, \quad (3.1)$$

Gdje prvi član označava lokalnu promjenu fizikalnog svojstva uslijed nestacionarnosti. Drugi član označava promjenu sadržaja zbog konvektivnog prijenosa, a treći označava promjenu uslijed difuzije. Zadnji član S_ϕ označava izvorski član, odnosno generaciju fizikalne veličine (npr. izvor ili ponor topline).

Da bi se jednadžbe diskretizirale, potrebno ih je integrirati po konačnom volumenu (ΔV) i primijeniti Gaussove teorem:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Delta V} \rho \phi dV = - \int_{\Sigma \Delta S} \left(\rho v_j \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) n_j dS + \int_{\Delta V} S_\phi dV, \quad (3.2)$$

Prvi član označava brzinu promjene sadržaja fizikalnog svojstva u konačnom volumenu ΔV . Drugi član predstavlja zbroj konvektivnog i difuzijskog protoka fizikalnog svojstva kroz granice ΔS fizikalnog svojstva Φ konačnog volumena ΔV . Treći član predstavlja izvor fizikalnog svojstva Φ u konačnom volumenu.

Sljedeći korak je aproksimirati površinske i volumenske integrale u izrazu te aproksimirati sukladno teoremu o srednjoj vrijednosti. Ako pretpostavimo da je gustoća konstantna, dobivamo izraz:

$$\int_{\Delta V} \phi dV = \bar{\phi}_{\Delta V} \Delta V, \quad (3.3)$$

u kojemu je srednja vrijednost fizikalne veličine ϕ unutar konačnog volumena označena sa $\bar{\phi}_{\Delta V}$. Budući da su veličine konačnog volumena male, možemo pretpostaviti linearnu raspodjelu veličine

ϕ i raspisati Taylorov red oko vrijednosti u centralnom čvoru ϕ_c :

$$\bar{\phi}_{\Delta V} \Delta V = \left[\phi_c + \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Big|_c (x_j^T - x_j^C) \right] \Delta V, \quad (3.4)$$

Vidljivo iz jednadžbe 3.4, ako je vektor položaja težišta kontrolnog volumena x_j^T jednak vektoru položaja centralnog čvora C, veličinu ϕ unutar kontrolnog volumena moguće je aproksimirati sa vrijednošću fizikalne veličine u centralnom čvoru. Na ovaj način aproksimiramo član lokalne promjene:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Delta V} \rho \phi dV \approx \rho \frac{d\phi_c}{dt}, \quad (3.5)$$

Analogno vrijedi i za aproksimaciju vrijednosti izvorskog člana u centralnom čvoru:

$$\int S_\phi dV \approx S_c \Delta V, \quad (3.6)$$

Potrebno je još aproksimirati članove koji opisuju protoke fizikalnog svojstva kroz granice konačnog volumena. Protok uslijed konvekcije se može definirati vektorom $\rho v_j \phi$, a protok uslijed difuzije vektorom $-\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j}$. U općem slučaju, ova dva vektora nisu kolinearna te ih je potrebno zbrojiti vektorski i na taj način je definiran vektor toka fizikalne veličine J_j . Prijenos fizikalne veličine će davati samo normalna komponenta vektora toka, odnosno skalarni umnožak vektora toka i normale površine $J_j n_j$:

$$\Delta = \int_{\Delta S} \left(\rho v_j \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) n_j dS = \left[\rho (\overline{v_n \phi})_{\Delta S} - \Gamma \left(\overline{\frac{\partial \phi}{\partial n}} \right)_{\Delta S} \right] \Delta S \quad (3.7)$$

Član $\overline{v_n \phi}_{\Delta S}$ raspisujemo kao umnožak srednjih vrijednosti normalne komponente brzine i vrijednosti fizikalnog svojstva u težištu n površine ΔS . Derivaciju u smjeru normalne n na površini ΔS aproksimirao sa vrijednošću normalne dervacije u težištu površine ΔS . Uvođenjem bezdimenzij-ske koordinate $=n/\Delta n$ gdje Δn udaljenost između centralnog čvora C konačnog volumena i središta N susjednog konačnog volumena, normalna komponenta protoka glasi:

$$\Delta J_n = \rho v_{n,n} S \phi_n - \frac{\Gamma \Delta S}{\Delta n} \frac{\partial \phi}{\partial n} \Big|_n = F_n \phi_n - D_n \frac{\partial \phi_n}{\partial n} \Big|_n, \quad (3.8)$$

Izraz $F_n = \rho v_{n,n} \Delta S$ nazivamo jačinom konvekcije dok veličinu $D_n = \frac{\Gamma \Delta S}{\Delta n}$ nazivamo jačinom difuzije. U metodi konačnih volumena vrijednosti, polja se računaju u glavnim čvorovima, a vrijednosti na stranicama se aproksimiraju pomoću vrijednosti u glavnim čvorovima. Aproksimacije se vrše pomoću numeričkih shema. Napokon, uvrštavanjem izraza 3.5, 3.6 u jednadžbu 3.2:

$$\rho \frac{d\phi_c}{dt} \Delta V = - \sum_{nb=1}^{N_{nb}} \left(F_n \phi_n - D_n \frac{\partial \phi}{\partial n} n \right)^{nb} + S_c \Delta V, \quad (3.9)$$

gdje je N_{nb} broj stranica konačnog volumena. Ako se primjeni numerička shema, recimo gdje će se koristiti vrijednosti u glavnim čvorovima, tada vrijedi:

$$\Delta J_n = F_n \phi_c + a_n (\phi_c - \phi_n), \quad (3.10)$$

gdje je a_n koeficijent koji ovisi o shemi diferencije. Koristeći neku od metoda za vremensku diskretizaciju, sređivanjem i lineariziranjem članova, izvodi se izraz:

$$a_c \phi_c = \sum_{nb=1}^{N_{nb}} a_N^{nb} \phi_N^{nb} + b, \quad (3.11)$$

Dakle, dobivena je linearna algebarska jednadžba diskretizacijom integrala po konačnom volumenu. Ovaj postupak je izveden za jedan konačni volumen, a ponavljanjem iste procedure za svaki konačni volumen unutar proračunske domene dobiva se sustav linearnih algebarskih jednadžbi. Rješavanjem ovog sustava linearnih algebarskih jednadžbi dobivamo nepoznate vrijednosti polja fizikalnih veličina u središtima konačnih volumena. Iz navedenog zaključuje se da je broj nepoznanica jednak broju konačnih volumena proračunske domene. Sustav jednadžbe zapisan u matričnom obliku:

$$[A_{ji}][\phi_i] = [b_i], \quad (3.12)$$

gdje je $[A_{ji}]$ matrica sustava, $[\phi_i]$ je vektor nepoznanica, a $[b_i]$ predstavlja vektor poznatih veličina, odnosno rubni uvjeti sustava.

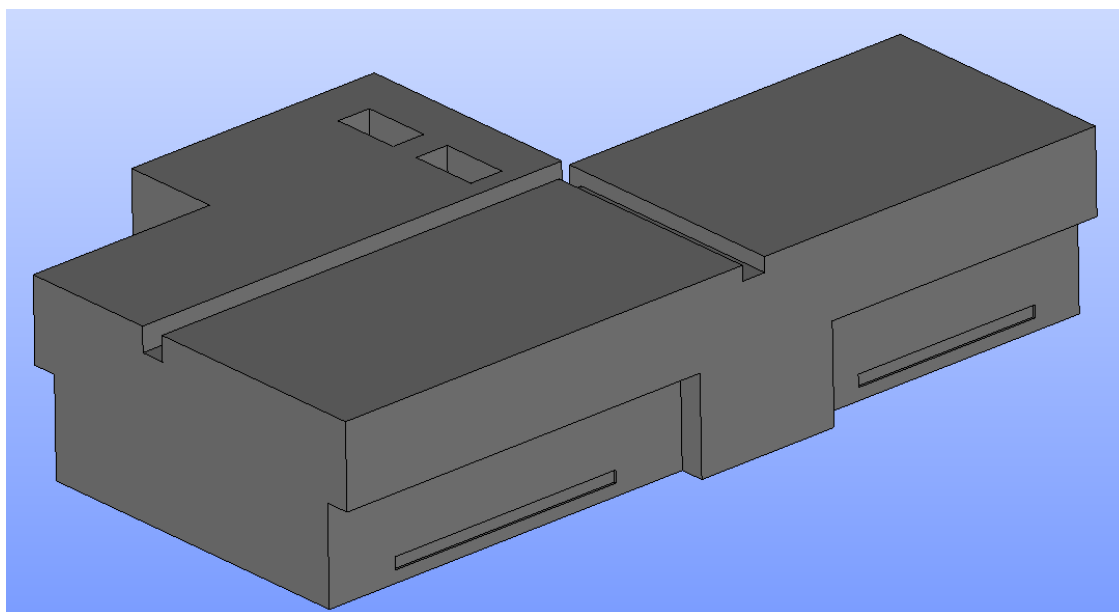
3.1. Izrada mreže

Prije izrade mreže napravljen je geometrijski model u programskom paketu SolidWorks. Nakon toga, napravljeni model je eksportiran u STEP formatu te je obrađen u programskom paketu SALOME. Modelirane su dvije prostorije nazvane Energetika i Instrumentizacija.

Grupirane su površine i dodjeljena imena te su izvučeni rubovi (eng. *Edgevi*) pomoću *python* skripte *extractFeatureEdges* koji je potreban kao ulazni podatak za programski paket izrade mreže *cfMesh*. Imenovane su površine u kojima se dobavlja hladni i topli zrak, površine odsisnih elemenata i površine pasivnih dijelova sustava. Nakon toga, u podmodulu *mesh* izrađene su površinske mreže koje su spremljene u format *FMS*. *FMS* datoteka u sebi sadrži popis površina, rubova, imena površina i točaka, a eksportirane su pomoću *python* skripte *salomeTriSurf*.

Ovako pripremljena geometrija osigurava sve potrebne podatke generatoru mreže. Parametri mreže su pohranjeni u datoteci *meshDict*. Također, iz geometrijskog modela eksportirane su površine u STL formatu pomoću kojih će se napraviti lokalno profinjenje mreže konačnih volumena. Granični sloj je modeliran pristupom zidne funkcije, stoga nije potrebna gusta raspodjela konačnih volumena uz stijenke, već je odabrana veličina konačnog volumena koja će zadovoljiti uvjet $y^+ > 30$.

Kvaliteta mreže se određuje pomoću dva parametra: maksimalna neortogonalnost i maksimalno skošenje konačnog volumena. Unutar programskog paketa postoji funkcija koja provjerava veličine mjerodavne za ocjenu kvalitete mreže. U tablici su navedene vrijednosti mreže za prostoriju Energetika i Instrumentizacija.

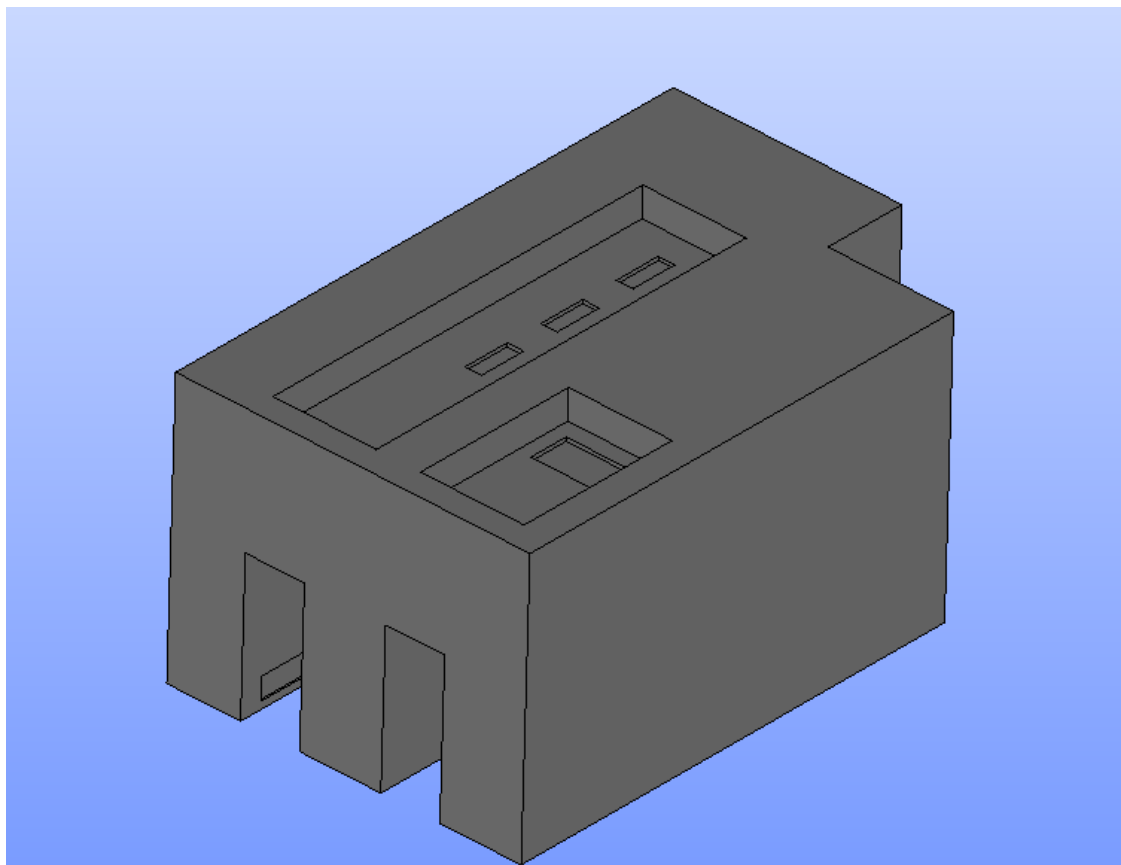


Slika 3.1 Model prostorije Energetika

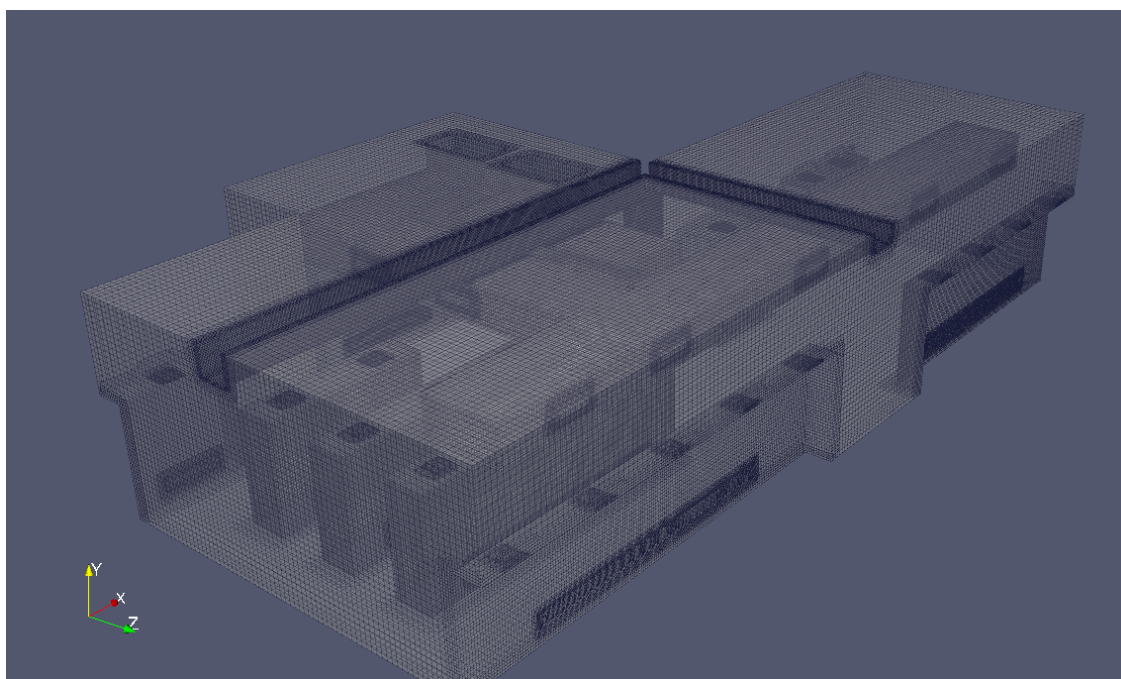
Ime površine	minimalna vrijednost y^+	maksimalna vrijednost y^+	prosjek y^+
cjevovod	1.39635	283.873	61.262
ormari	3.44621	232.336	53.458
grede	3.47704	127.262	49.8133
pod	4.68993	214.408	94.0464
strop	3.69949	295.975	113.332
zidovi	3.63992	400.426	123.518

Tablica 2 y^+ vrijednosti prostorije Energetika

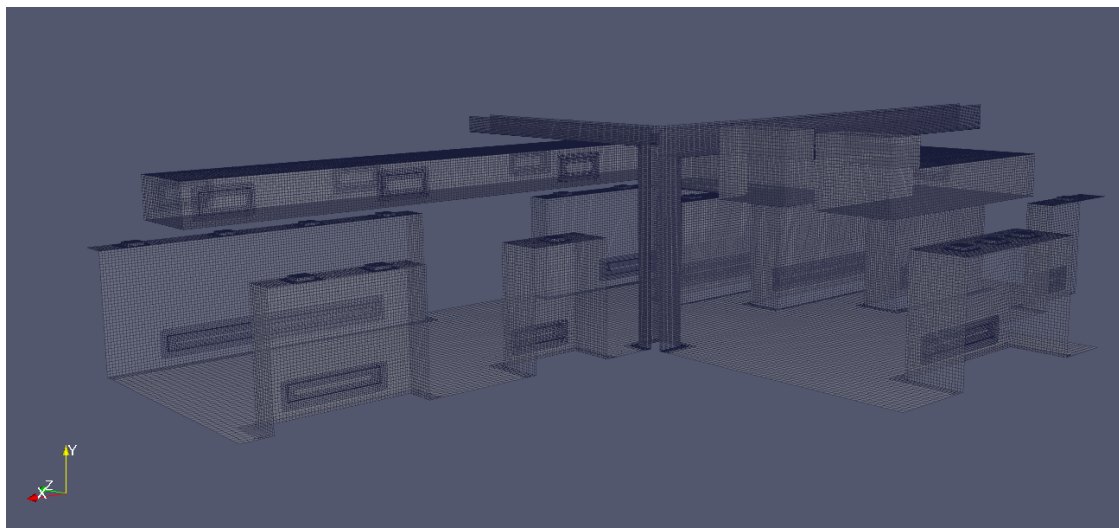
Nakon izvršenog proračuna, u tablici 2 i 3 su prikazane vrijednosti y^+ . Iz tablice je vidljivo da proračunska mreža zadovoljava uvjet $y^+ > 30$ te je pristup modeliranja graničnog sloja pomoću



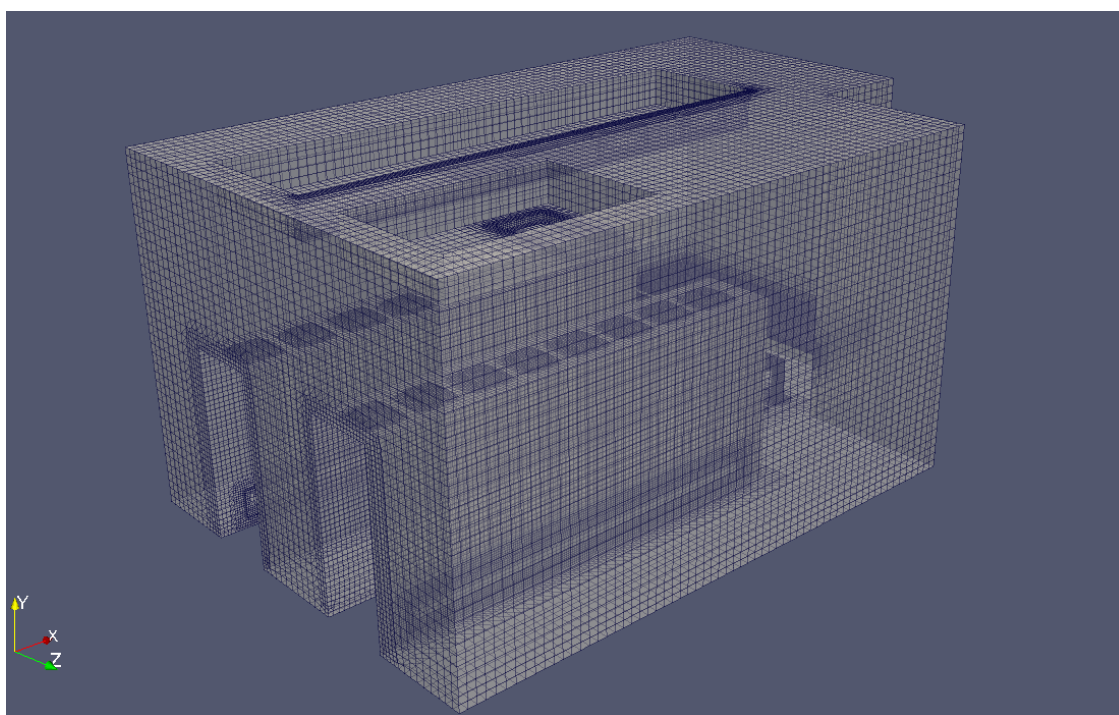
Slika 3.2 Model prostorije Instrumentizacija



Slika 3.3 Mreža prostorije Energetika

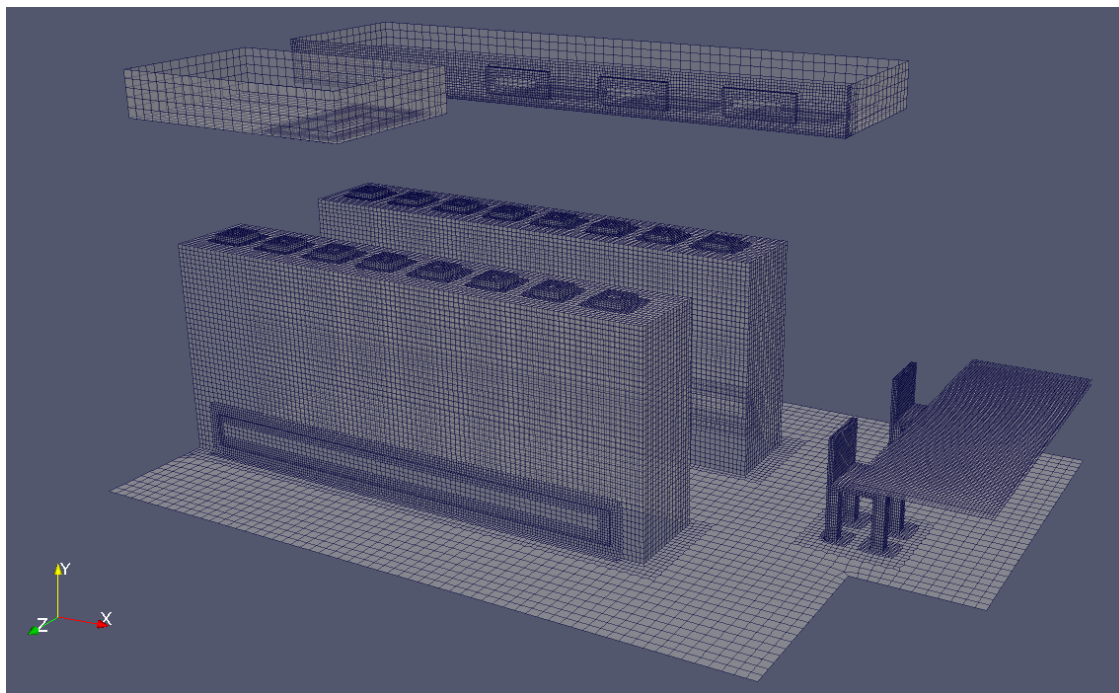


Slika 3.4 Mreža prostorije Energetika bez zidova



Slika 3.5 Mreža prostorije Instrumentizacija

zidnih funkcija opravdan.



Slika 3.6 Mreža prostorije Instrumentizacija bez zidova

Ime površine	minimalna vrijednost y+	maksimalna vrijednost y+	prosjeak y+
cjevovodDobava	4.3771	323.349	73.5711
ormari	5.57961	187.766	31.0967
pod	3.83259	257.674	82.545
radniProstor	1.89928	64.5587	34.0456
strop	5.25059	310.519	90.6227
zidovi	4.87198	332.01	115.658

Tablica 3 y+ vrijednosti prostorije Instrumentizacija

Tablica 4 Broj konačnih volumena u proračunskoj mreži

Prostorija	Broj konačnih volumena	Maksimalna neortogonalnost	Maksimalno skošenje
Energetika	852 600	63.8153	2.60539
Instrumentizacija	266 348	58.1741	1.64237

3.2. Postavke proračuna

Proračuni su provedeni u programskom paketu *openFOAM v7.0*, aplikacijom *buoyantSimpleFoam* za stacionarni proračun i *buoyantPimpleFoam* za nestacionarni proračun. Aplikacije računaju nestlačivo strujanje uz slobodnu konvekciju bazirano na algoritmu SIMPLE za povezivanje polja tlaka i brzine.

Na temelju podataka iz arhitektonskih projekata, izračunata je temperatura unutarnje stijenske zida kao rubni uvjet. Iznos toplinske disipacije za transformatore je preuzet iz tehničkih podataka ormara. Također su preuzeti protoci za ventilatore transformatora. Na temelju toga izračunati su protoci i entalpije zraka potrebnih za ostvarivanje projektnih uvjeta. Na taj način osigurani su potrebni parametri za postavljanje numeričke simulacije.

Za korekciju tlaka korišten je *GAMG* (eng. *Geometric Algebraic Multigrid*) linearni rješavač, a za ostale varijable je korišten *Stabilised preconditioned (bi-)conjugate gradient PBiCGStab* sa dijagonalno nepotpunom LU dekompozicijom.

Podrelaksacijski faktori za stacionarni i nestacionarni proračun isti su i dani u tablici:

Tablica 5 Podrelaksacijski faktori

Veličina	α
p_{rgh}	0.7
U	0.3
ω	0.3
e	0.3
k	0.3

Unutar *openFOAM-a* postoje brojne numeričke sheme. U proračunu nestacionarnog strujanja korištena je *Cranck-Nicolson* metoda integracije vremenskog koraka sa faktorom 0.9. Ako vrijednost faktora teži prema nuli, shema se ponaša kao *Eulerova* shema koja je prvog reda točnosti. Ukoliko vrijednost faktora teži prema jedinici, shema postaje drugog reda točnosti. Gradijent i divergensi su diferencirani pomoću *bounded Gauss limitedLinear* koja je drugog reda točnosti. Također, divergensi gradijenta su diferencirani pomoću *Gauss linear limited corrected*.

Termodinamička svojstva zraka su definirana u *thermophysicalProperties*, gdje je definirano kako će se rješavati jednačba očuvanja energije kao i molarna masa, gustoća, koeficijent toplinske rastezljivosti, specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu i viskoznost.

4. Projektiranje sustava hlađenja

Za objekt trafostanica ESS61 potrebno je izraditi tehničko rješenje sustava grijanja, hlađenja, ventilacije te nadtlaka određenih prostorija, kao i sustava regulacije navedenih rješenja.

Prilikom rada trafostanice, elektrotehničke komponente dijelova se zagrijavaju i na taj način stvaraju toplinsko opterećenje u prostorijama. Previsoke unutarnje temperature narušavaju vijek trajanja i funkcionalnost opreme. Stoga je potrebno generiranu toplinu odvesti iz navedenih prostorija. Dodatni projektni zahtjev jest da tlak zraka unutar prostorije bude veći nego okolišni, odnosno ostvarivanje pretlaka. Na taj način osigurava se oprema od čestica prašine i nečistoća iz okoliša.

Predviđa se osiguranje potrebnih mikroklimatskih uvjeta prostorije Energetika i prostorije Instrumentizacije putem klima-komore, tzv. zračno kondicioniranje. Sukladno termodinamičkim izračunima, grijanje prostora neće biti potrebno. Ipak, ovim rješenjem će se omogućiti i grijanje u slučaju ekstremnih vanjskih uvjeta ili promjenjivog toplinskog opterećenja. Sustav kondicioniranja se sastoji od klima komora smještenih na krovu objekta, vanjske kompresorsko-kondenzacijske jedinice, sustava zračnih kanala te odstrujnih elemenata za distribuciju zraka unutar prostorija.

4.1. Kondicioniranje prostorija Energetike i Instrumentizacije

Predviđa se ugradnja dvije klima-komore, za redundaciju $n+1$. Svaka će zadovoljiti 100 % potreba za hlađenjem, ventilacijom i pretlakom objekta. Svaka klima komora se sastoji od sljedećih elemenata

- Filteri na ulazu svježeg zraka, na izlazu kondicioniranog zraka te na odsisnom zraku
- Mješajuća sekcija sa regulacijskim žaluzijama
- Visokoučinkoviti tlačni i odsisni ventilatori predviđeni za rad sa varijabilnim protokom zraka
- Izmjenjivač topline sa direktnom ekspanzijom
- Prigušivači buke na tlaku i odsisu
- Kompletne automatike za autonoman rad sustava

Klima komora se predviđa za rad sa 15-100 % svježeg zraka. Na taj način će se najučinkovitije iskoristiti efekt *freecoolinga* preko mješajuće sekcije kada temperatura vanjskog zraka padne ispod temperature koja se održava unutar prostorija. Predviđa se konstantna količina dobavnog i varijabilna količina otsisnog zraka sa konstantnom temperaturom ubacivanja.

Ventilacija prostorija za sanitarne potrebe će se vršiti ubacivanjem 15-100 % svježeg zraka putem klima komore. Zrak će biti termodinamički obrađen prije ubacivanja kako bi se održali potrebni

mikroklimatski uvjeti. Klima komore će biti opremljene sa tvornički ugrađenim upravljačkim ormarom za potpunu regulaciju rada uređaja.

4.2. Vanjska kompresorsko kondenzacijska jedinica

Za potrebe hladnjaka s direktnom ekspanzijom su predviđeni sustavi reverzibilnih dizalica topline u VRV izvedbi (varijabilnim protokom rashladnog medija, eng. VRF). VRV inverter je sustav hlađenja koji zahvaljujući sofisticiranoj mikroprocerskoj tehnologiji ima mogućnosti:

- Pouzdan i ekonomičan rad u režimu grijanja (zima) i hlađenja (ljetno)
- Pojedinačna regulacija temperature u prostoru
- Izbor optimalnog režima rada ovisno o zahtjevima, fleksibilnost i optimalna potrošnja električne energije ovisno o opterećenju
- Dogradnja sustava unutar određenih granica (50-130 %)
- Učinak grijanja/hlađenja vanjske jedinice do 160 kW uz mogućnost slaganja modula vanjske jedinice tako da se ostvaruje maksimalna učinkovitost (EER, COP)

Kompresori uređaja su inverterski. Na klima komore su spojeni putem DX-kita, sa elektronskim ekspanzijskim ventilima. Uređaji su odabrani prema ukupnom potrebnom kapacitetu, a za svaku klima komoru predviđa se ugradnja po dva uređaja spojena u paralelu. Na taj način se osigurava dodatna redundancija, te proširuje mogućnost regulacije promjenjivog opterećenja.

4.3. Pretlak prostorije

Sukladno zahtjevima investitora, u prostorijama Energetike i Instrumentizacije potrebno je održavati pretlak u odnosu na tlak okoliša kako bi se spriječio ulazak prašine i nečistoća unutar prostorija s opremom. Odabrani pretlak je +10 Pa u odnosu na okoliš. Iz tehničkog proračuna dobivena je količina zraka potrebnog za održavanje traženog pretlaka. Pri tome se vodilo računa da su unutar prostorije transformatorski ormari u koje dolaze kablovi iz prostorije ispod. Zatvori oko ormara neće biti plinotijesno brtvljeni. Time se stvaraju nepovoljni uvjeti u smislu mogućnosti prestrujavanja zraka iz jedne prostorije u drugu, što bi utjecalo na tlakove unutar pojedinih prostorija. Posljedično, stvorio bi se nestabilan sustav u kojemu bi svaki osjetnik tlaka u pojedinoj prostoriji pokušavao održati traženu vrijednost te bi neminovno stvorio neravnotežu u količinama zraka unutar pojedinih prostorija.

Kako bi se spriječila ova mogućnost, u prostoriji s kablovima ugradit će se dvije rasteretne rešetke namještene na tlak od +5 Pa. Na taj način se zrak unutar natlačenih prostorija usmjereva

putem razlike tlaka na željeni smjer strujanja te se izbjegava međusobni konflikt tlakova između prostorija Energetika i Instrumentizacija.

4.4. Elementi za distribuciju zraka unutar prostorija

Predviđa se ugradnja dobavnih i odisnih rešetki potrebnih dimenzija za dobavu i odsis zraka iz prostorija. Rešetke će se ugrađivati direktno na kanale, a bit će opremljene ručnim elementima za podešavanja količine zraka.

4.5. Regulacija

Regulacija temperature unutar prostorija vršit će se putem regulacije temperature povratnog zraka unutar klima komore. Zbog kruga direktne ekspanzije u klima komori izbjegava se regulacija temperature ubacivanog zraka.

Regulacija tlaka unutar klimatiziranih prostorija vršit će se putem regulatora tlaka smještenih u kanal povratnog zraka iz svake prostorije. Uređaji će mjeriti razliku tlaka te po potrebi smanjivati ili povećavati količinu odsisnog zraka iz prostorije.

4.6. Opis elemenata ventilacije

Kanali će se izvesti od pocinčanog lima debljine stijenke prema DIN 24157 ili od prefabriciranih tekstilnih kanala. Unutarnja površina svih dijelova kanala treba biti ravna, glatka i slobodna od bilo kakvih prepreka koje bi pružale otpor prolazu zraka. Unutar prihvatljivih granica, uobičajenih za takve vrste instalacija, zahtijeva se izrada čitavog sustava zračnih kanala u zrakonepropusnoj izvedbi. Spajanje dijelova kanala vrši se posebnim spojnicama s ulošcima od spužvaste gume debljine 3 mm.

Dozvoljena propusnost kanala je do 5 % količine zraka kod maksimalnog tlaka u kanalu. Mreža kanala će biti sastavljena međusobnim vezama koje na karakterističnim mjestima trebaju biti rastavljive, odnosno spojene pomoću vijaka i kutnih profila. Kutni profili se zakivaju ili točkasto vare za lim. Zračni kanali trebaju biti izvedeni dovoljno krutom konstrukcijom koja onemogućuje vibracije, savijanje i distorziju pojedinih dijelova ili kanala kao cjeline. Koljena kanala od 90 °Cizvode se sa usmjerivim limovima prema sljedećoj tablici:

Dimenzija	Broj limova
do 315 mm	0
od 316-500 mm	1
od 501-1000 mm	2
> 1000 mm	3

Tablica 6 Tablica limova

Kod ugradnje elemenata sustava u kanale i kod redukcije dimenzija kanala, nagibni kut treba biti do 30° . Kod redukcija većih kutova treba ugraditi skretne limove. Ogranke tlačnih kanale treba izvesti s mogućnošću regulacije protoka zraka preko ručnih regulacijskih žaluzina. Regulacijske žaluzine su istohodne i trebaju biti pocinčane. Regulacijsku žaluzinu nakon balansiranja protoka treba učvrstiti u danom položaju. Elementi regulacije ne smiju biti uzročnici izvora buke. Pričvrtni vijci i matice moraju biti presvučeni slojem kadmija. Podlošci i ostali upotrebljeni materijali moraju biti ugrađeni u pocinčanom stanju. Kutnici, oslonci i ovješnja iz željeza moraju biti ugrađeni ili u pocinčanom stanju ili premazani cinkovim premazima nakon temeljnog čišćenja. Svi zračni kanali će biti zavješeni na čvrste oslonce betonske konstrukcije koji će održavati pravac u horizontalnom i vertikalnom dijelu trase. Razmaci između oslonaca ne smiju dozvoliti progib kanala.

Na mjestima prolaza zračnih kanala kroz zidove koji dijele različite požarne sektore ili na usisu svježeg zraka sa fasade, potrebno je ugraditi protupožarne zaklopke i protupožarnu oblogu minimalne otpornosti 90 minuta. Na kanalima ugraditi kontrolne otvore kod protupožarnih zaklopki i regulacijskih žaluzina. Kanalne senzore temperature ugraditi na dovoljnoj udaljenosti od grijača i hladnjaka. Prije završetka objekta kanale očistiti i propuhati. Tijekom puštanja u rad izvršiti mjerenje količina zraka i regulaciju protoka te mjerenje buke. Nakon završetka instaliranja kanala, iste provjeriti na nepropusnost prema DIN normama.

HLAĐENJE I ODVLAŽIVANJE			
Oznaka	Značenje	Jednadžbe	Vrijednost
Vuk(m ³ /h)	Ukupni protok zraka	$Vuk=Q_{os}/(\delta \cdot C_p \cdot (t_2-t_5))$ -računski	24679,17078
V2(m ³ /h)	Protok optočinog zraka	8500	21079,17078
V1(m ³ /h)	Protok svježeg zraka	Broj ljudi x 50m ³ /h	3600
$\delta=1,2$ (kg/m ³)	Gustoća zraka	1,2	1,2
$C_p=1013$ (kJ/kg)	Specifični kapacitet zraka	1013	1013
Q _{uk} (W)	Ukupni toplinski dobici	Proračun	75000
Q _{os} (W)	Osjetni toplinski dobici	Proračun	75000
Q _{lat} (W)	Latentni toplinski dobici	Proračun	0
h1(kJ/kg)	Enatalpija svježeg zraka	dijagram	72
h2(kJ/kg)	Enatalpija prostora	dijagram	50
h3(kJ/kg)	Enatalpija izmješanog zraka	$h(3-2/3-1)=V1/V2$ -dijagram	54
h4(kJ/kg)	Enatalpija rekuperiranog zraka	dijagram	54
h5(kJ/kg)	Enatalpija ubacivanog zraka	$h5=h2-h6$ -dijagram	40,883
h6(kJ/kg)	Ukupni toplinski dobici po 1 kg zraka	$h6=Q_{uk}/(Vuk \cdot \delta)$ -računski	9,117
t1(°C)	Temperatura svježeg zraka	35	35
t2(°C)	Temperatura prostora	25	25
t3(°C)	Temperatura izmješanog zraka	$h(3-2/3-1)=V1/V2$ -dijagram	27
t4(°C)	Temperatura rekuperiranog zraka	dijagram	26
t5(°C)	Temperatura ubacivanog zraka	16	16
Δt (°C)	Razlika između temperature prostora i temperature ubacivanja	0-8°C	9
x1(kg/kg)	Apsolutna vlažnost svježeg zraka	0,012	0,012
x2(kg/kg)	Apsolutna vlažnost prostora	dijagram	10,5
x3(g/kg)	Apsolutna vlažnost izmješanog zraka	$h(3-2/3-1)=V1/V2$	11,25
x4(g/kg)	Apsolutna vlažnost rekuperiranog zraka	Presjek linije h4 i t4-dijagram	9,5
x5(g/kg)	Apsolutna vlažnost ubacivanog zraka	Presjek linije h5 i t5-dijagram	9,5
l	udaljenost	Dijagram	
Δx (g/kg)	Sušenje zraka	$\Delta x=x4-x5$	1,75
Δh (kJ/kg)	Razlika entalpija	$\Delta h=h4-h5$	13,117
Q _{hl} (kW)	Potrebna snaga hladnjaka	$Q_{hl}=(h4-h5) \cdot \delta \cdot Vuk$	107,905561

Slika 4.1 Proračun snage hladnjaka i količine potrebnog zraka

4.7. Izolacija zračnih kanala

Ventilacijski kanali odsisa u objektu, kroz koje prolazi zrak sobne temperature, se ne izoliraju toplinskom izolacijom. Tlačni kanali se izoliraju paronepropusnom izolacijom debljine 19 mm u slučaju prolaska zraka temperature manje od 17 °C. Kanali koji prolaze kroz hladni prostor izoliraju se sa 19 mm paronepropusno i 50 mm mineralne vune obložene u aluminijski lim. Kanali iznad evakuacijskih puteva dodatno se izoliraju sa 30 mm mineralne vune u oblozi od aluminijskog lima.

4.8. Protupožarne zaklopke

Požarne zaklopke vatrootpornosti 90 min se isporučuju s integriranim elektromotornim pogonom s povratnom oprugom i sa signalizacijom položaja. Sve zaklopke se moraju povezati na vatrodjavnu centralu. Na mjestima ugradnje zaklopki moraju se predvidjeti revizijski otvori za zaklopke izrađene od mahoinaste gume. Zaklopke se ugrađuju na kanalski razvod na mjesto gdje kanal prolazi kroz granicu požarnog sektora.

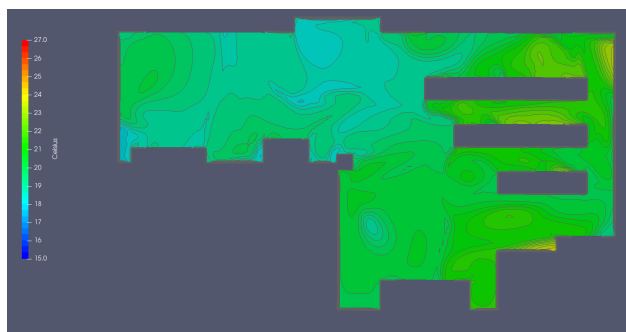
4.9. Proračun snage hladnjaka i h-x dijagram stanja zraka

Prema nominalnom opterećenju iz jednostavnih termodinamičkih jednadžbi dobivaju se nominalni protoci zraka. Projektna temperatura prostorije jest 25 °C, vanjska projektna temperatura za klimatsko područje Ploče jest 35 °C. Proračun za postavljanje projektnih uvjeta je dobiven postavljanjem jednadžbe očuvanja energije za prostoriju. Na temelju toga su odabrane odgovarajuće entalpije iz h-x dijagrama, priloženim uz rad.

5. Rezultati i diskusija

5.1. Prostorija Energetika

U ovom poglavlju prikazani su rezultati numeričkog proračuna prostorije Energetika. Prikazane su temperatura i brzina kao mjerodavne veličine. Na slikama 5.1 i 5.2 su prikazani presjeci temperaturnog polja na različitim visinama y . Također su prikazane izotermne linije na svakom presjeku. Iz rezultata je vidljivo da je zrak pri visinama do 1.5 metra ohlađen ispod zahtjevane temperature i nemamo cirkulacijskih zona toplog zraka. Sa stajališta hlađenja transformatorskog ormara, to znači da kroz usisni otvor ormara dolazi zrak temperature niže nego projektne temperature iz čega se može zaključiti da će hlađenje ormara biti učinkovitije nego predviđeno.



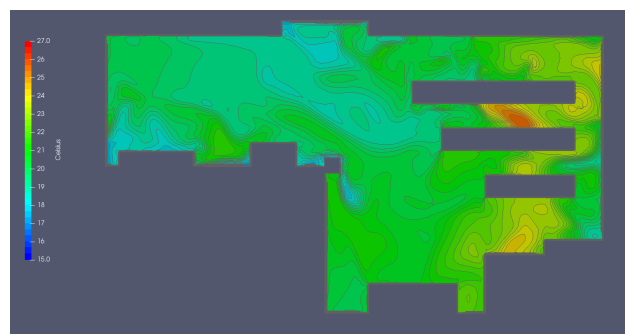
(a) Presjek $y=0.35$



(b) Presjek $y=0.5$



(c) Presjek $y=1$



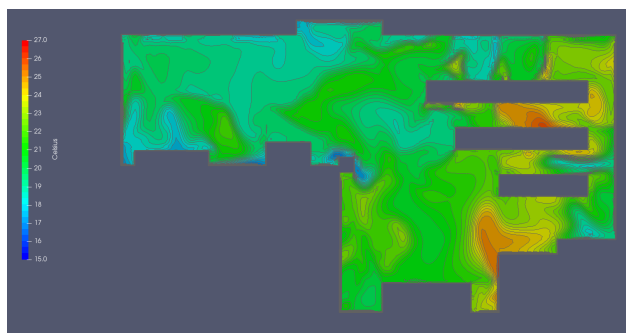
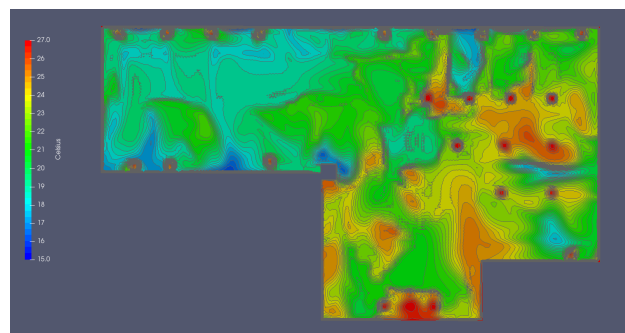
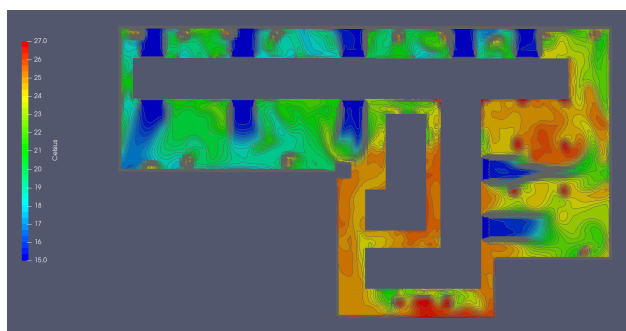
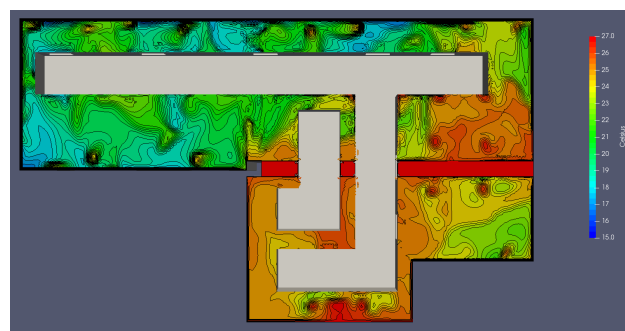
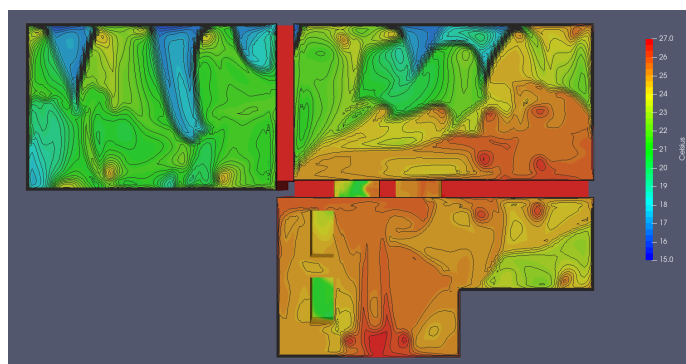
(d) Presjek $x=1.5$

Slika 5.1 Izoterme po presjeku na visini y

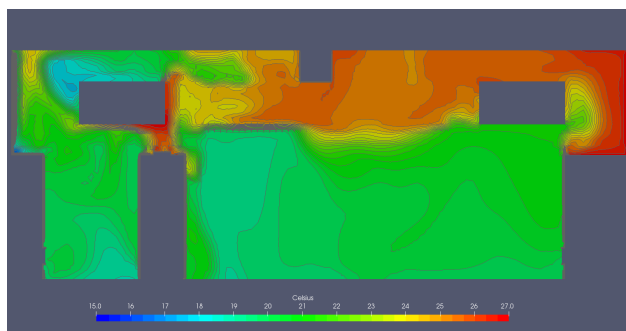
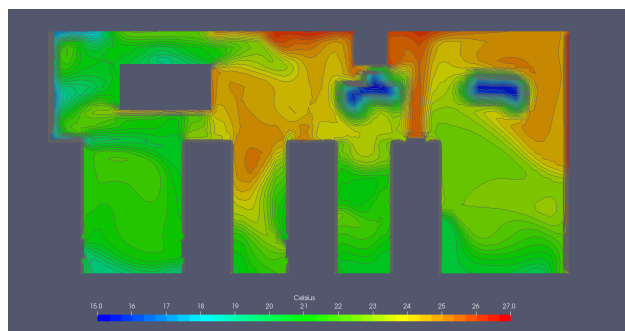
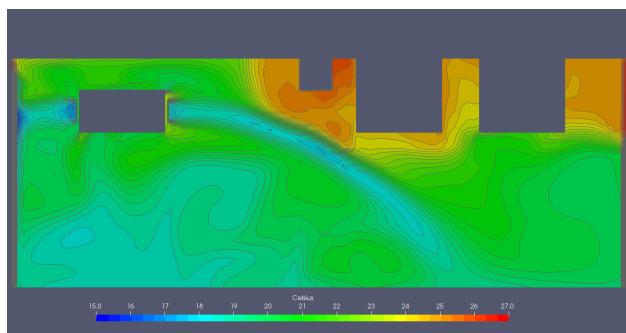
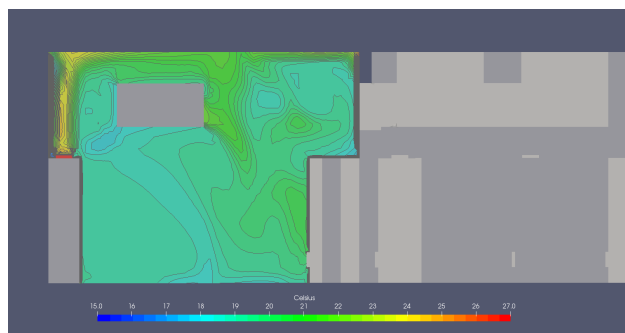
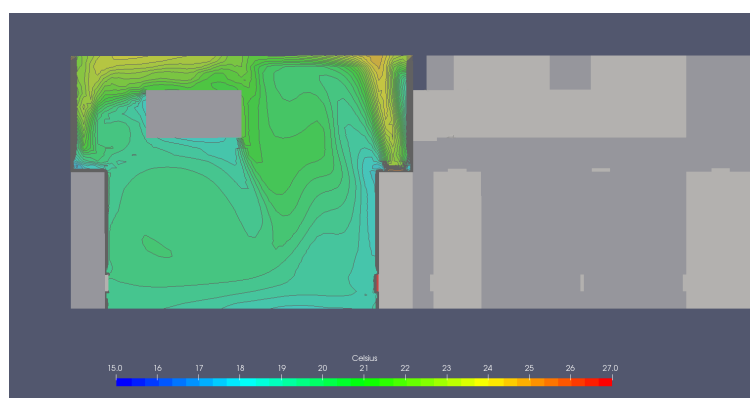
Na visini od 1.5 metra se javlja zona toplog zraka u međuormarskom prostoru. Najviša temperatura ove zone jest 25°C , što je i dalje u skladu s projektnim zahtjevima. S porastom visine raspored izoterma na presjecima je sve gušći, što se može interpretirati kao porast gradijenta temperature.

Na visini od 2.3 metra se nalaze koncentrirane zone zraka visoke temperature koje odgovaraju položajima ispusta transformatorskih ormara. Iz slike 5.2b je također vidljivo da postoje tri zone zraka temperature iznad zahtjevane projektne temperature. Razlog zone toplog zraka jest zbog koncentracije toplinskog opterećenja, odnosno čak 6 ispusnih elemenata u krugu od nekoliko metara. Razlog zone koja se nalazi uz sami rub vanjskog zida na jugu jest udaljenost transformatorskog

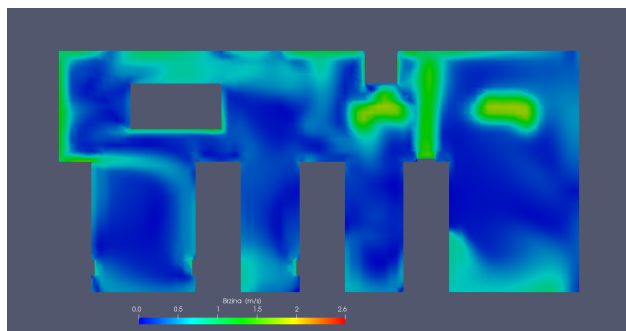
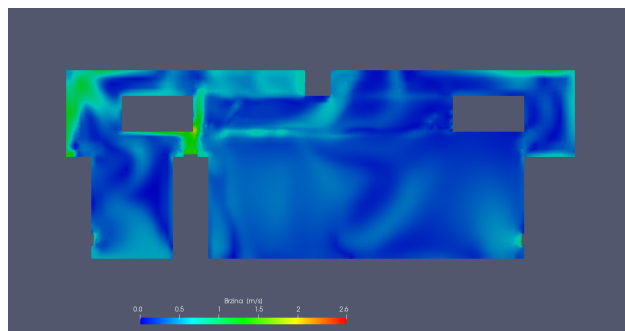
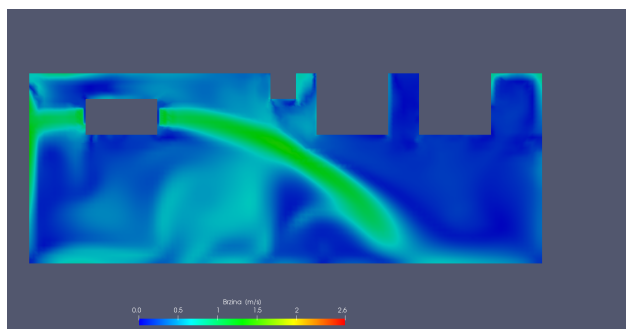
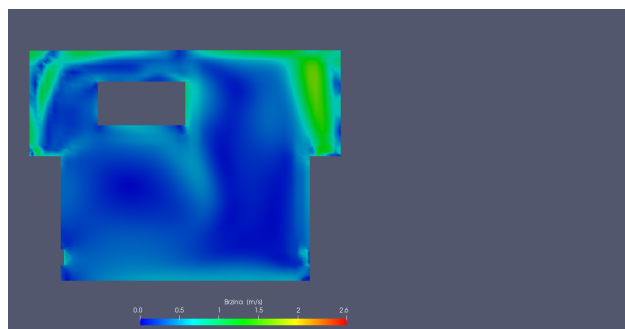
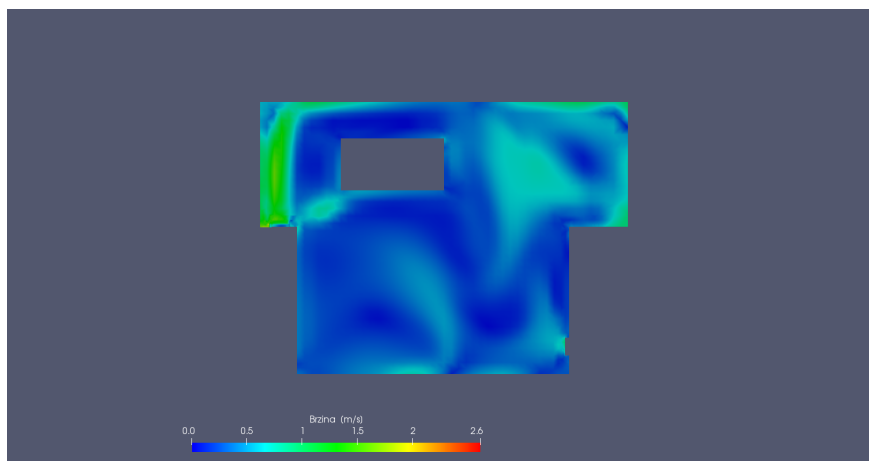
ormara od odsisne rešetke. Na visini od 2.8 metara postoji zona toplog zraka kod izoliranog ormara na južnoj strani prostorije. Ipak, taj ormar ne može stvoriti opterećenje dovoljno veliko kako bi narušilo učinkovitost hlađenja ormara jer je već na visini od 2 metra temperatura dovoljno niska za učinkovito hlađenje. Iz slike 5.2c je očito da zona zraka, koja je malo viša od projektne temperature, struji prema odsisnom elementu (postavljenom u sredini prostorije).

(a) Presjek $y=2$ (b) Presjek $y=2.3$ (c) Presjek $y=2.8$ (d) Presjek $y=3.2$ (e) Presjek $y=3.5$ Slika 5.2 Izoterme po presjeku na visini y , $y > 2m$

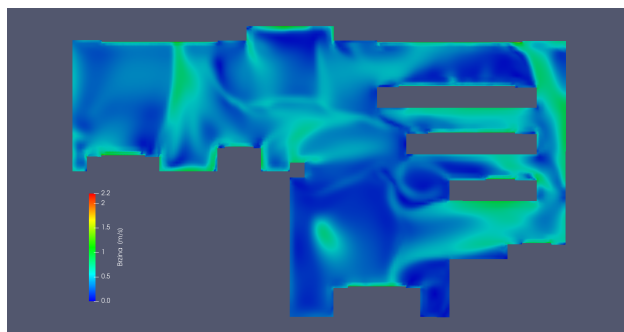
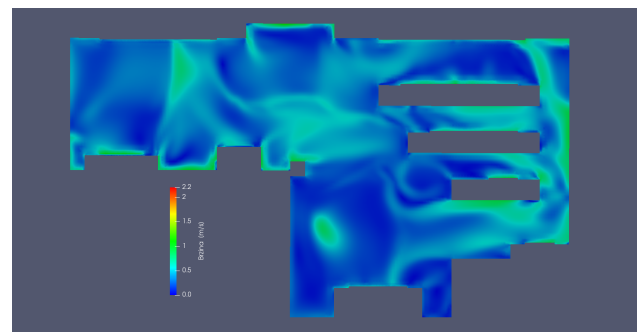
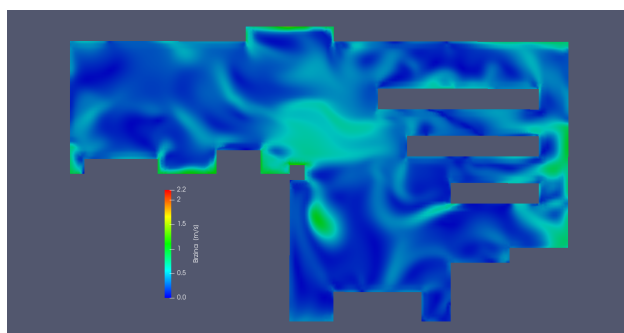
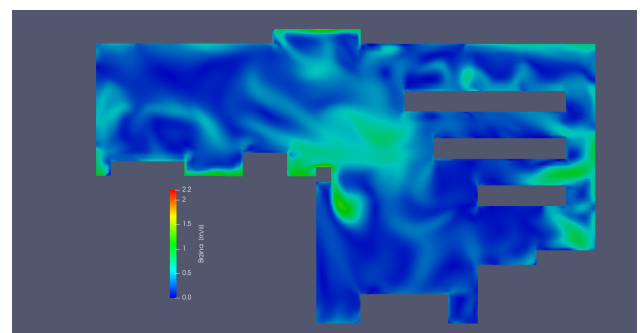
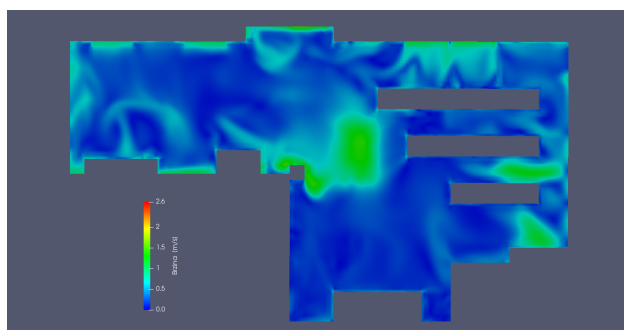
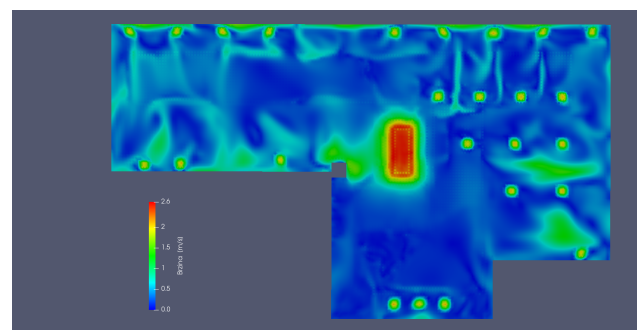
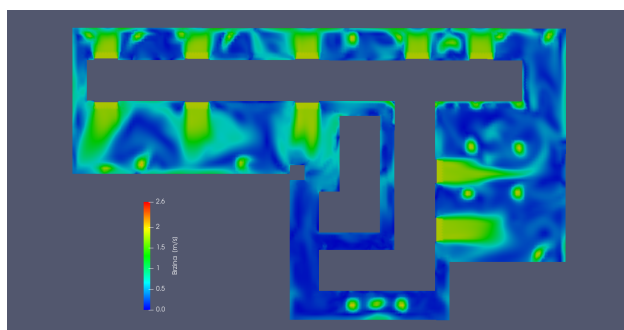
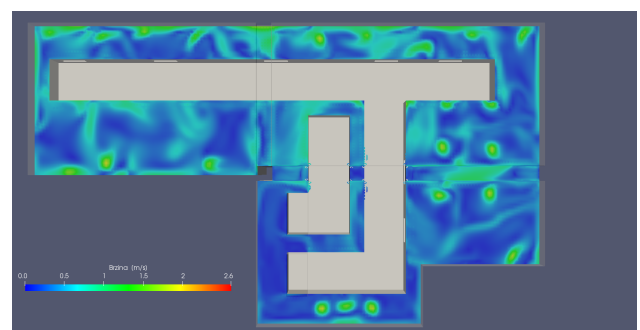
Također, na sljedećim slikama su prikazane konture temperature na presjecima gdje je normala u smjeru osi x .

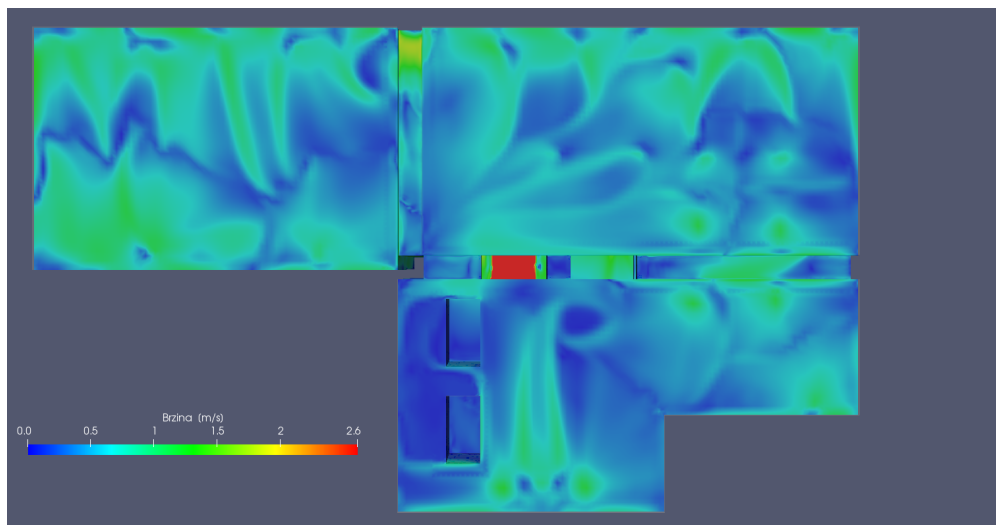
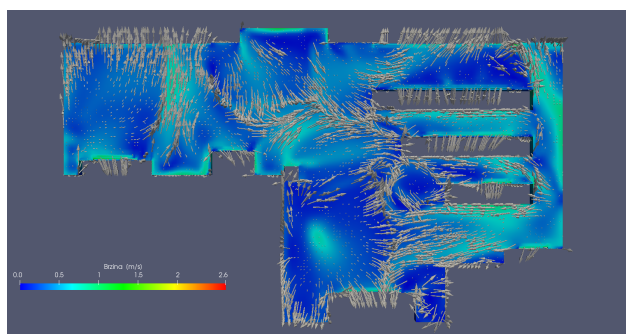
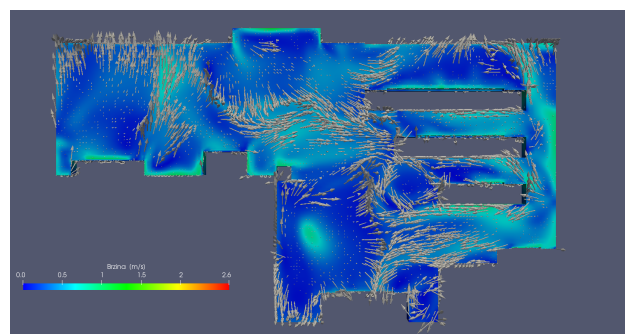
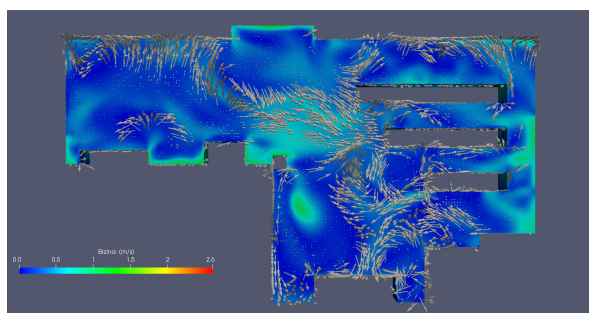
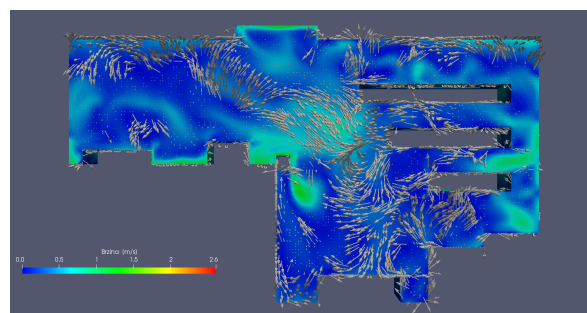
(a) Presjek $x=-2.5$ (b) Presjek $x=-0.5$ (c) Presjek $x=0$ (d) Presjek $x=3$ (e) Presjek $x=6$ Slika 5.3 Izoterme po presjecima na udaljenosti x

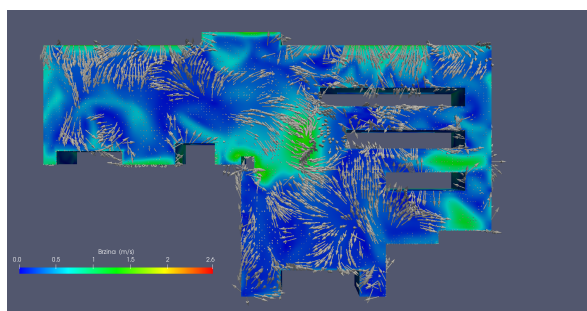
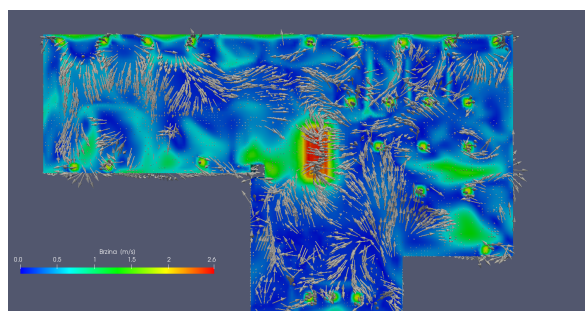
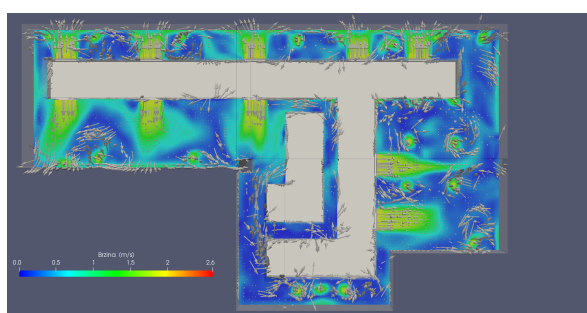
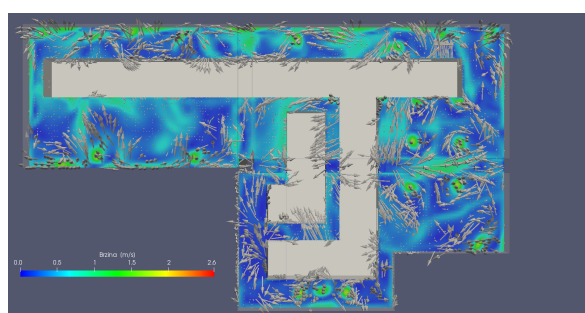
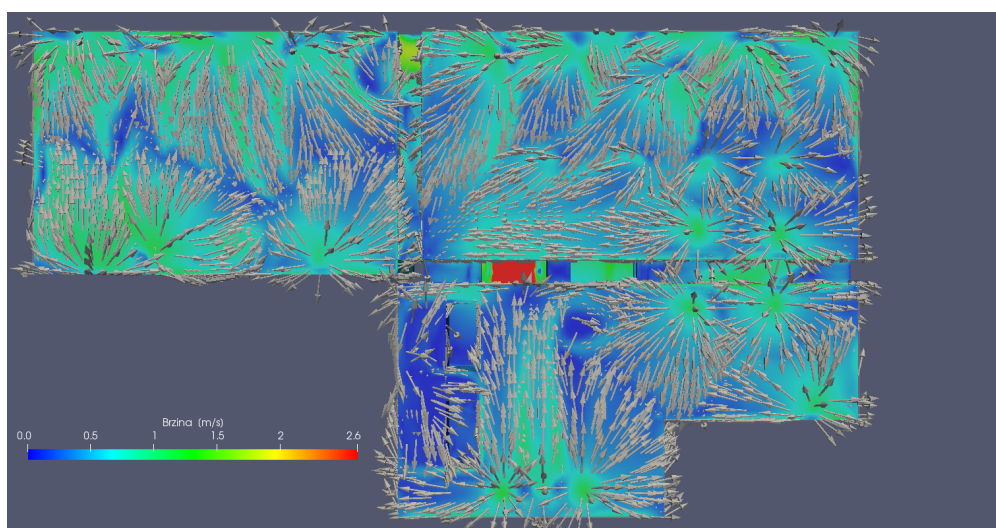
Na sljedećim slikama su prikazani rezultati polja brzine strujanja zraka u prostoriji Energetika. Neke od smjernica prilikom projektiranja elemenata za distribuciju zraka jest da brzina ne bude veća od 2.5 m/s. Za odsisne elemente ta brzina je nešto veća. Iz rezultata je vidljivo da su rešetke dobavnog zraka zadovoljile zadane uvjete s brzinom oko 2 m/s. Najveća brzina u sustavu je na odsisnoj rešetki i iznosi oko 2.6 m/s. Također, dan je i vektorski prikaz polja brzine po presjecima na različitim visinama.

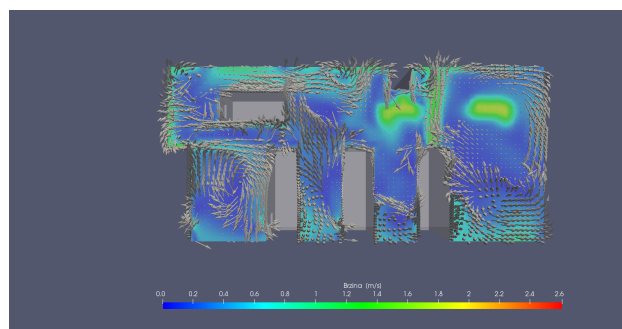
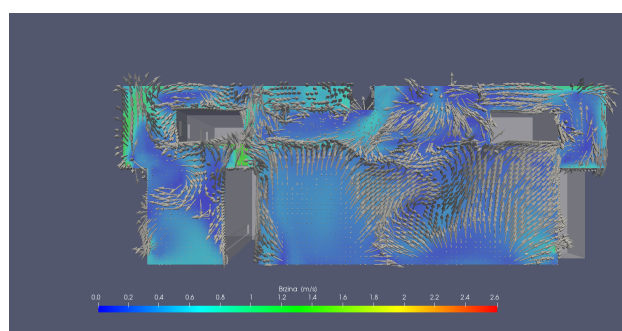
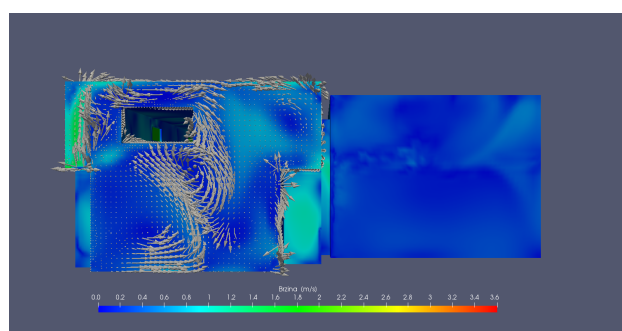
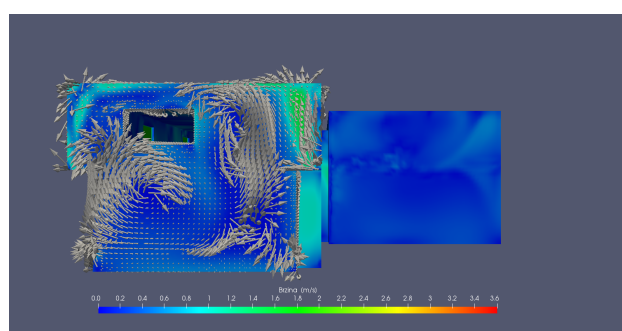
(a) Presjek $x = -5$ (b) Presjek $x = -2.5$ (c) Presjek $x = 0$ (d) Presjek $x = 3$ (e) Presjek $x = 6$

Slika 5.4 Skalarni prikaz polja brzine na presjeku x

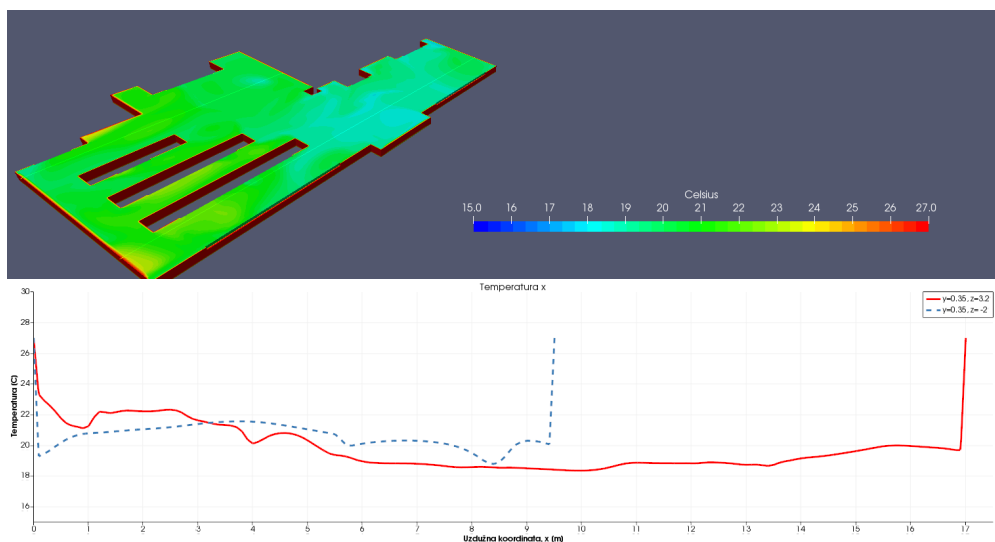
(a) Presjek $y=0.35$ (b) Presjek $y=0.5$ (c) Presjek $y=1$ (d) Presjek $y=1.5$ (e) Presjek $y=1.5$ (f) Presjek $y=2.3$ (g) Presjek $y=2.8$ (h) Presjek $y=3.2$

(i) Presjek $y=3.5$ Slika 5.4 Skalarni prikaz polja brzine po presjeku na visini y (a) Presjek $y=0.35$ (b) Presjek $y=0.5$ (c) Presjek $y=1$ (d) Presjek $y=1.5$

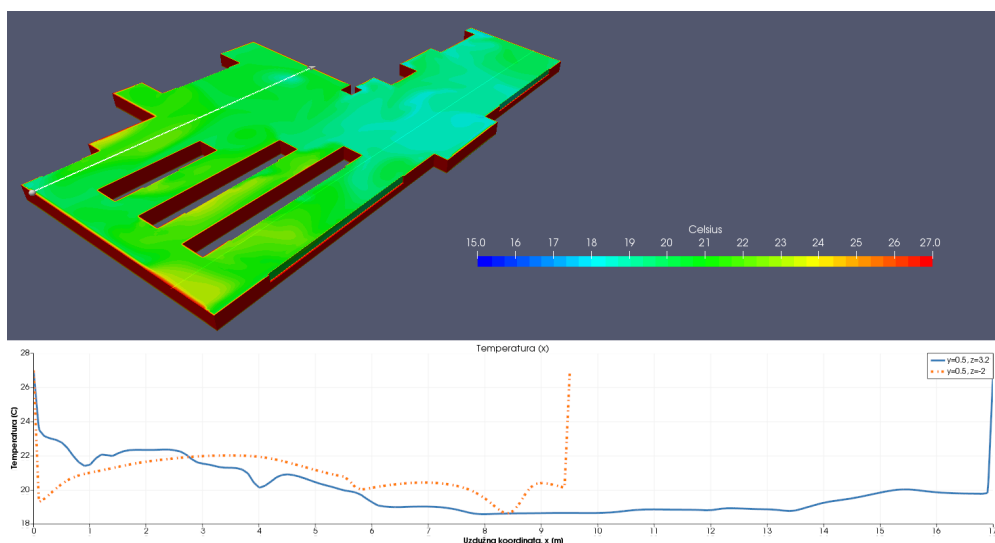
(e) Presjek $y=2$ (f) Presjek $y=2.3$ (g) Presjek $y=2.8$ (h) Presjek $y=3.2$ (i) Presjek $y=3.5$ Slika 5.3 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na visini y

(a) Presjek $x=-5$ (b) Presjek $x=-2.5$ (c) Presjek $x=0$ (d) Presjek $x=6$ Slika 5.4 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na udaljenosti x

Na sljedećim slikama je prikazana temperatura kao funkcija u konstantnoj ravnini. Na nižim visinama do 1.5 metra, iz temperaturnih profila se da zaključiti kako je zrak relativno uniformne temperature i male oscilacije. Naravno, zbog rubnog uvjeta temperature stijenke postoji strmi prijelaz temperature, što je logično jer su gradijenti u tom području veliki.



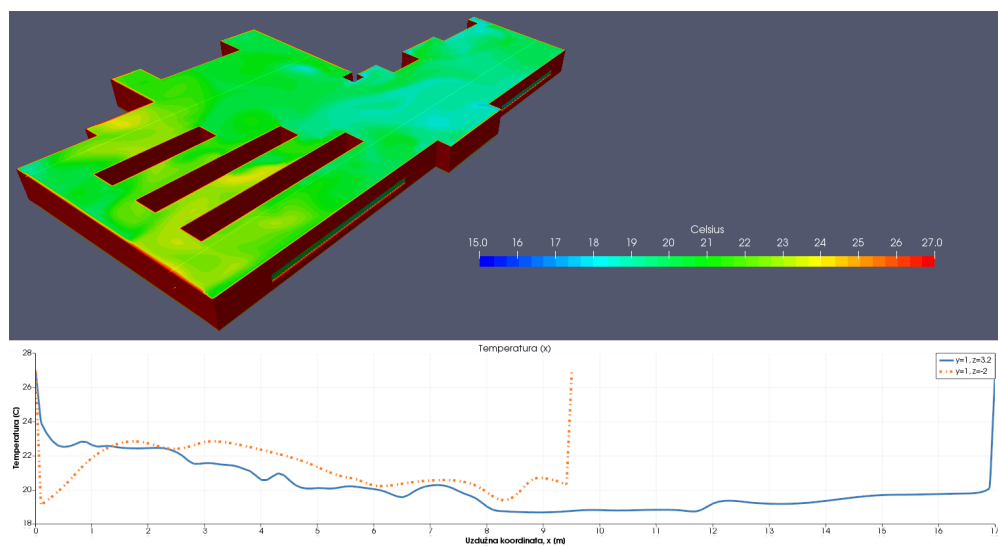
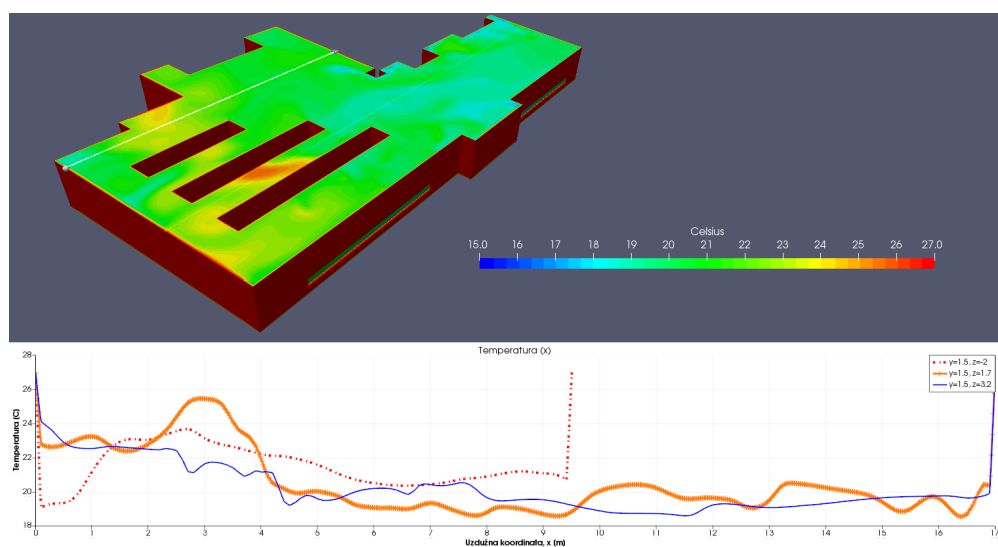
(a) Temperaturni profili na visini $y=0.35$ m



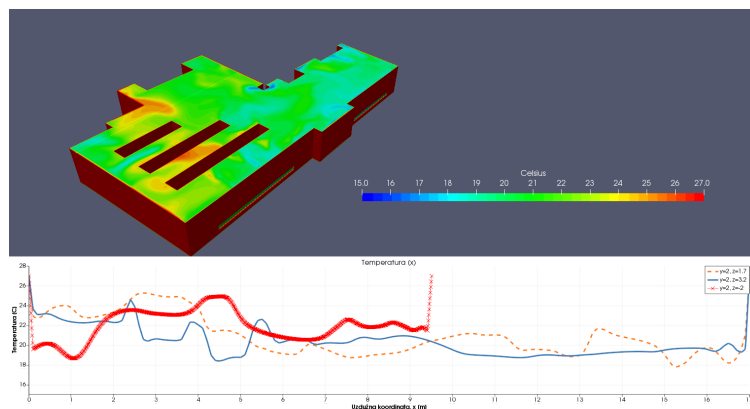
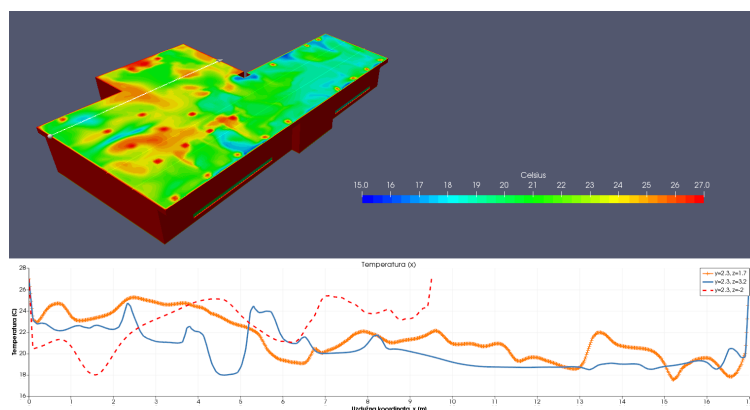
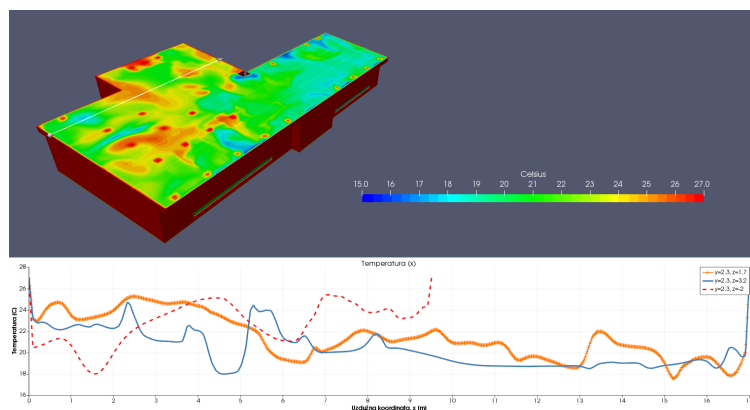
(b) Temperaturni profil na visini $y=0.5$ m

Slika 5.5 Temperaturni profili do visine 1 m

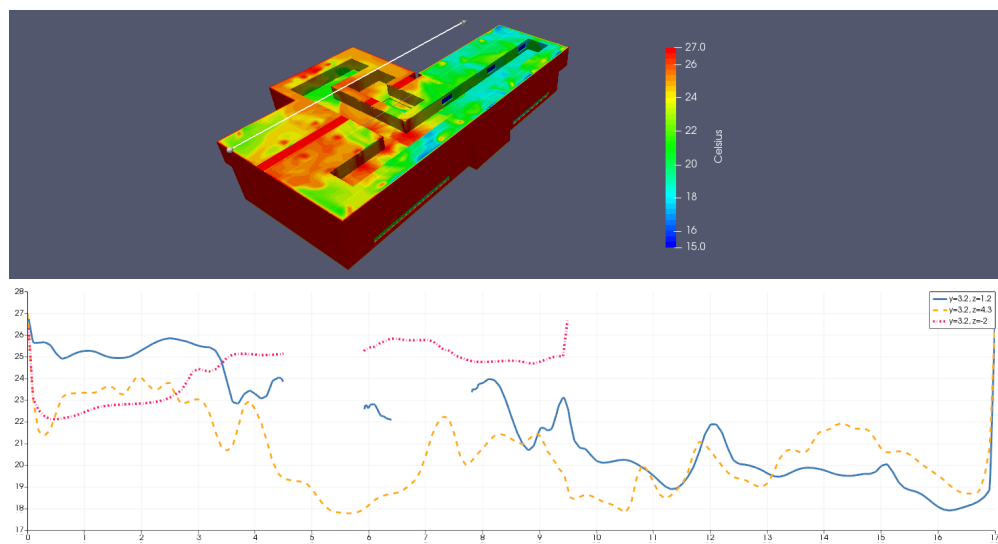
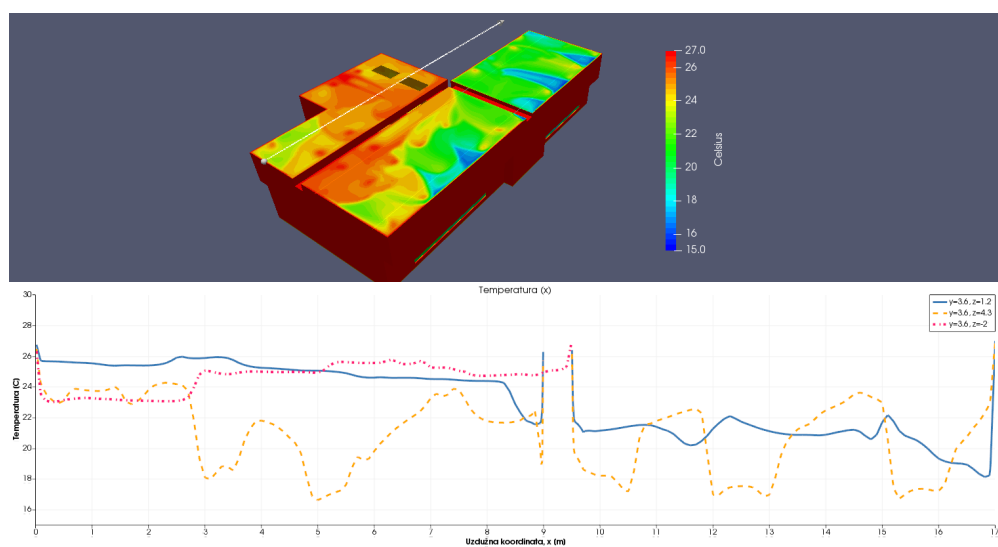
Na slici 5.6 se vidi kako su krivulje koje opisuju temperaturni profil pomaknute prema gore, što znači veću prosječnu temperaturu zraka koja je i dalje ispod projektne temperature.

(a) Temperaturni profil na visini $y=1$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=1.5$ m

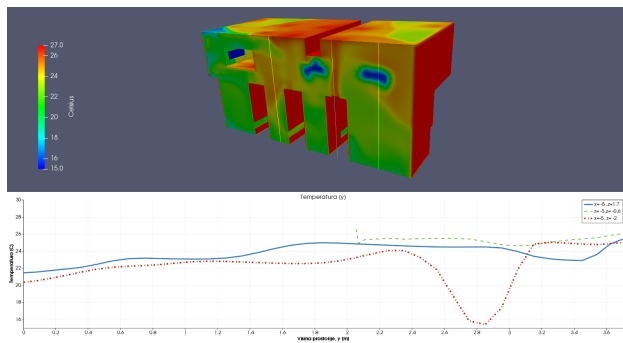
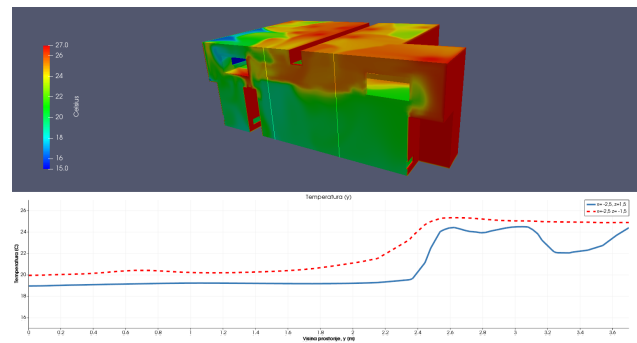
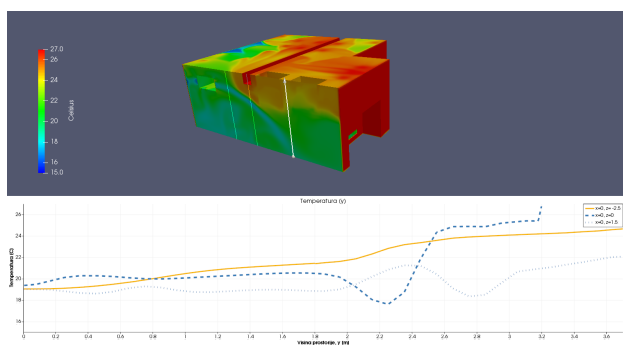
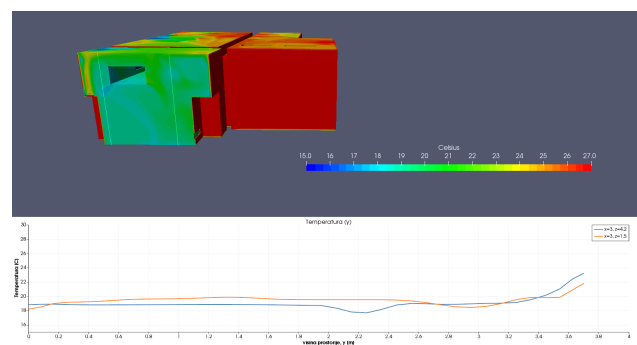
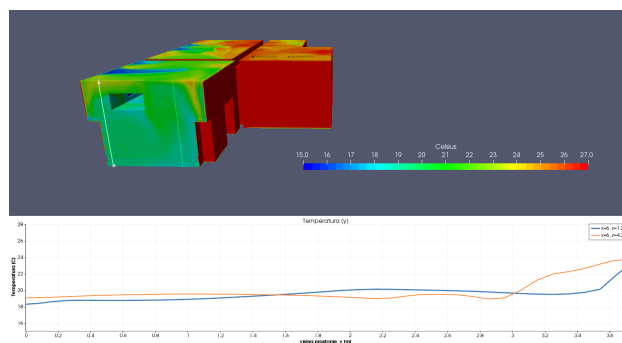
Slika 5.6 Temperaturni profili do 1.5 m

(a) Temperaturni profil na visini $y=2$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=2.3$ m(c) Temperaturni profil na visini $y=2.8$ m

Slika 5.7 Temperaturni profili iznad 2 m

(a) Temperaturni profil na visini $y=3.2$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=3.6$ m

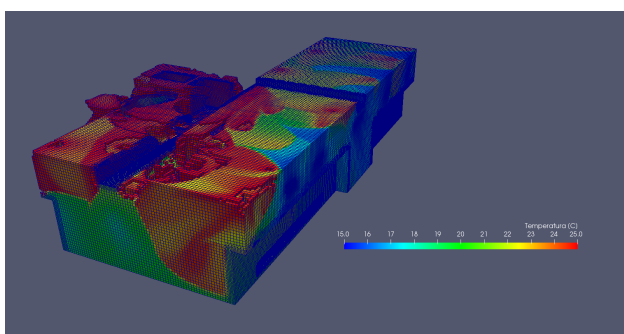
Slika 5.8 Temperaturni profili iznad 3 m

(a) Temperaturni profil na presjeku $x=-5$ m(b) Temperaturni profil na presjeku $x=-2.5$ m(c) Temperaturni profil na presjeku $x=0$ m(d) Temperaturni profil na presjeku $x=3$ m(e) Temperaturni profil na presjeku $x=6$ m

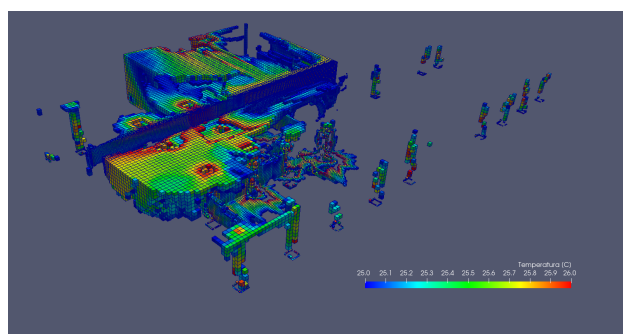
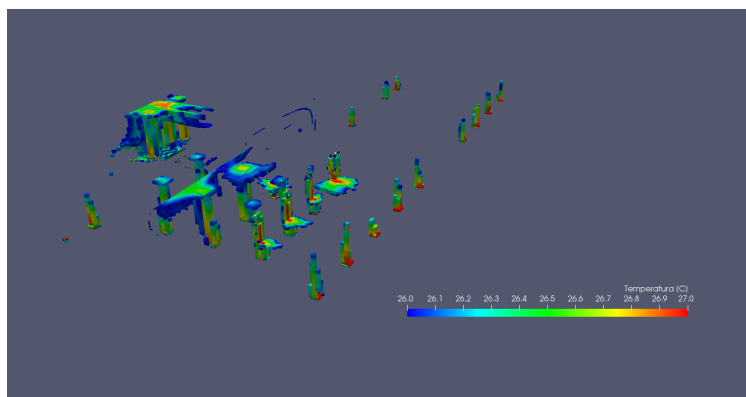
Slika 5.9 Temperaturni profili u ovisnosti o visini, y

Kao integralne vrijednosti, zanimljivo je dijagramski prikazati koliki je volumni udio zraka ohlađen ispod projektne temperature, odnosno koliki je udio zraka projektne temperature 25°C . Pomoću filtera u programskom paketu *paraView* selektirani su konačni volumeni koji su u rasponu temperatura od 15°C do 24.99°C . Isti je postupak ponovljen za volumene u rasponu od 24.99°C do 26°C . Na slici 5.10 su i prikazani volumeni koji spadaju pod zadane kriterije. Integracijom filtriranih volumena dobiva se volumen, odnosno količina zraka u prostoriji koji zadovoljava navedene kriterije. Na slici 5.11 je prikazan volumni udio zraka u odnosu na kriterij projektne temperature te je na slici 5.12 dana srednja vrijednost temperature za volumne udjele.

Iz priloženih rezultata može se zaključiti da prostorija Energetika zadovoljava projektne uvjete. Više od 93% zraka je ohlađeno ispod projektne temperature, što doprinosi većoj učinkovitosti hlađenja transformatorskih pretvarača. Na visini od $y = 0.5\text{ m}$, gdje se nalaze usisi zraka za hlađenje u transformatorski ormar, zrak je prosječne temperature oko 20°C . Kako je očekivano, zrak projektirane temperature se otprilike nalazi u rasponu visina od 1 do 2.5 m. Volumni udio zraka temperature 25°C iznosi malo manje od 6%. U stvarnosti je ovaj broj sigurno veći jer postoji velik broj volumena u rasponu od 24 do 25°C kao što se vidi na slici 5.10a. Prosječna temperatura prostorije energetika iznosi 20.97°C .



(a) Konačni volumeni ispod projektne temperature

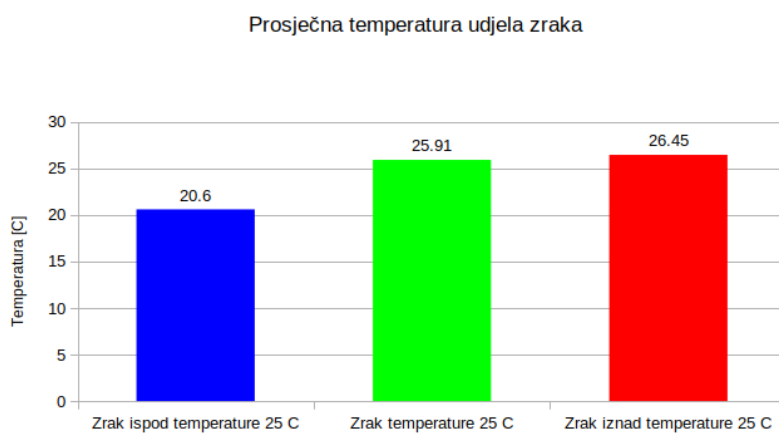
(b) Konačni volumeni u projektne temperature 25°C 

(c) Konačni volumeni unutar projektne temperature

Slika 5.10 Konačni volumeni filtrirani po temperaturi



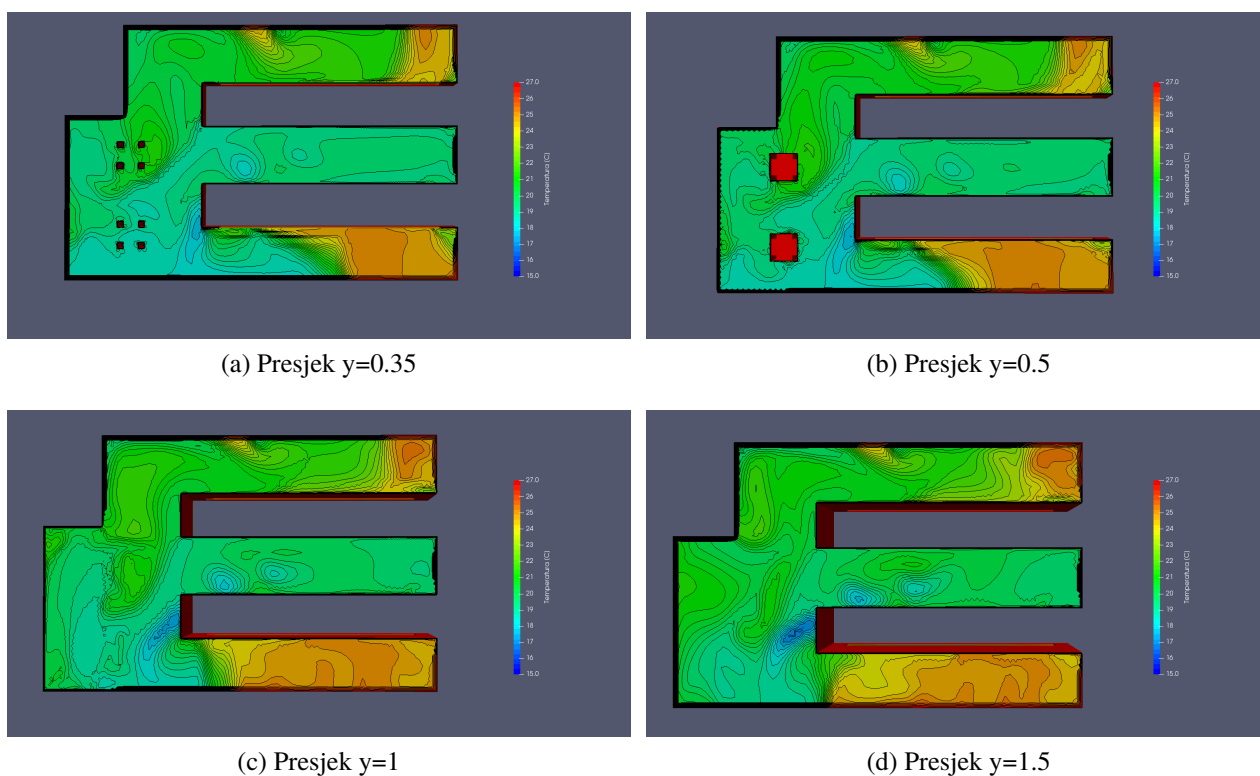
Slika 5.11 Volumni udio u odnosu na temperaturu zraka



Slika 5.12 Prosječne temperature volumnih udjela

5.2. Prostorija Instrumentizacija

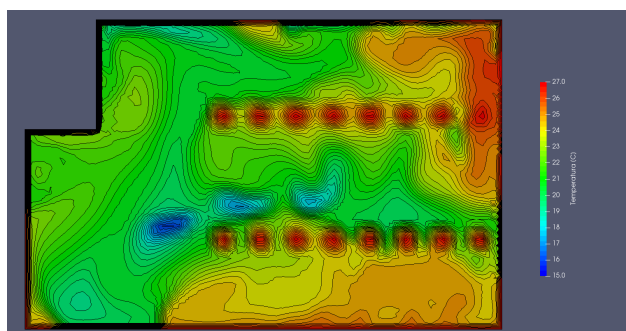
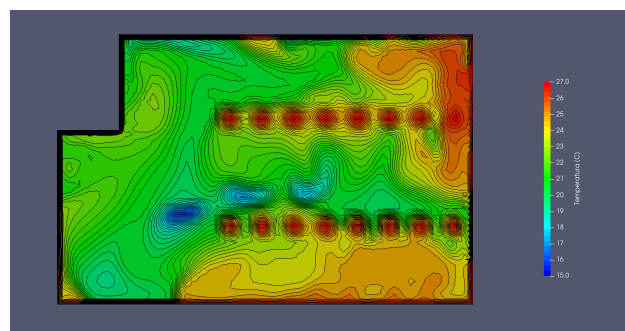
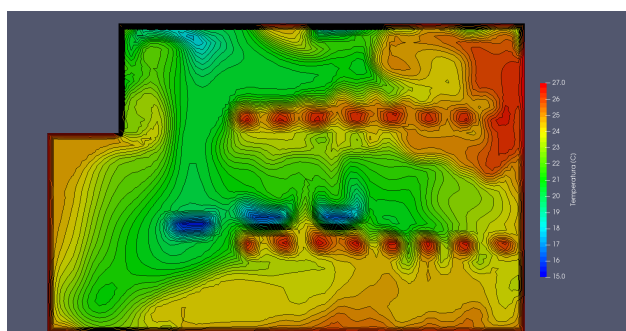
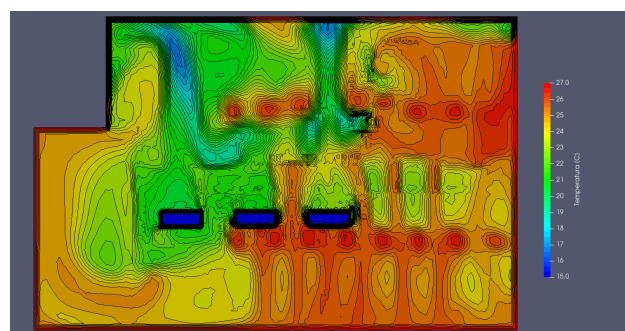
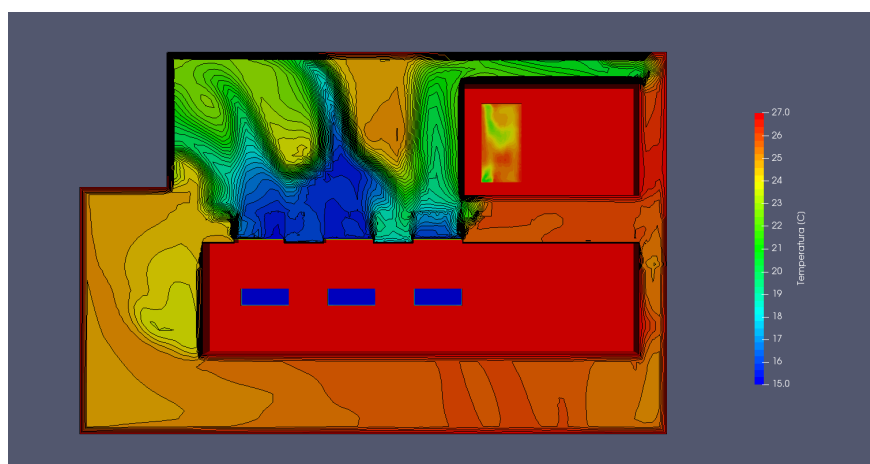
U ovom poglavlju prikazani su rezultati prostorije Instrumentizacija. Na slikama 5.13 i 5.14 je dan prikaz polja temperatura kao i izotermne linije na različitim visinskim presjecima. Iz rezultata je vidljivo kako imamo dvije zone toplog zraka temperature između 25 i 26 °C. Iako se prema rezultatima vidi da će usisni ventilatori transformatorskog ormara usisavati dio zraka temperature 20 °C, zona toplog zraka i dalje spada u područje projektne temperature. Na ormaru bližem sjevernoj strani zida vidljivo da je ova zona skoro dva puta manja.

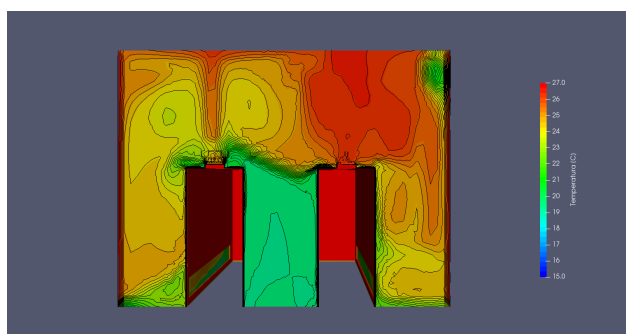
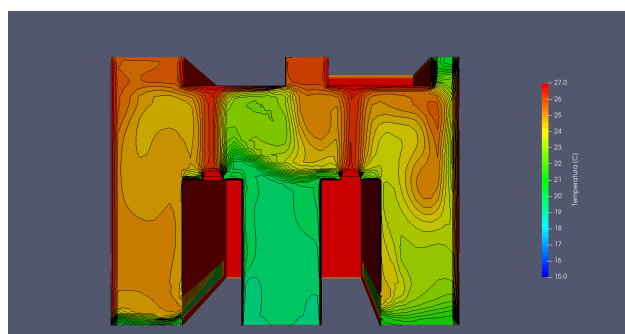
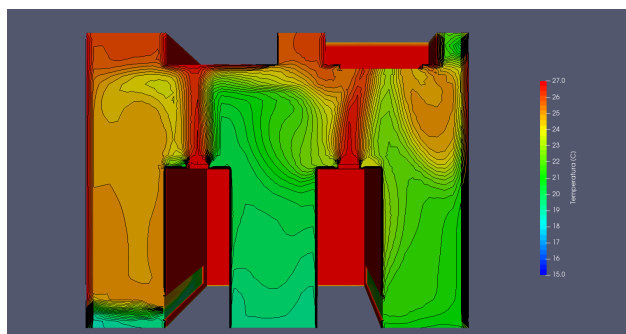
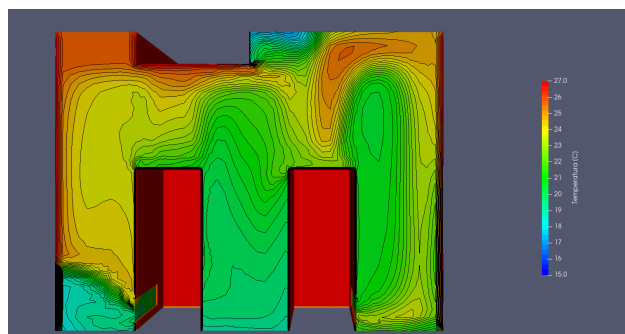
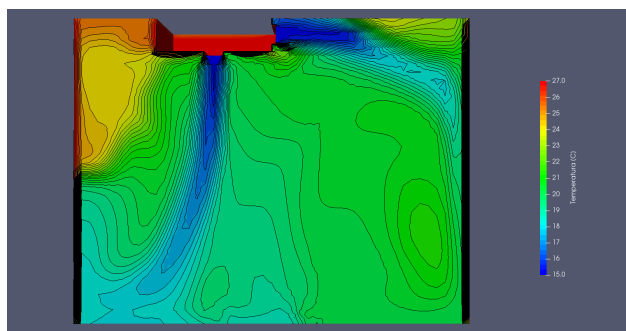
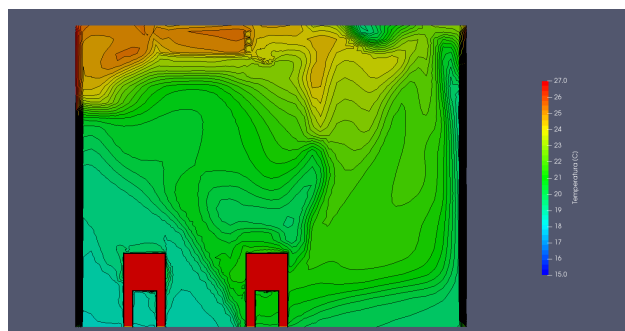


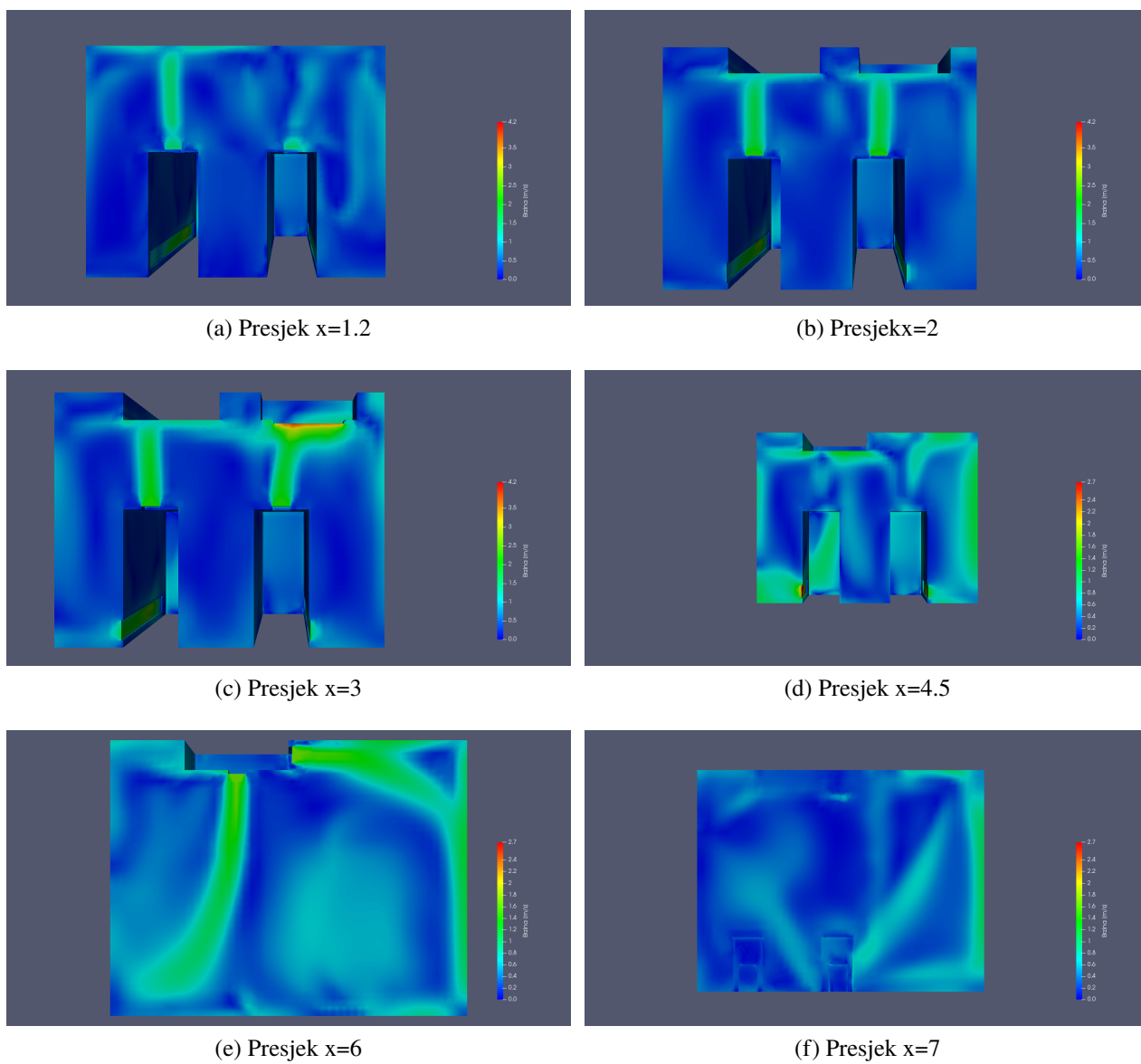
Slika 5.13 Izoterme po presjeku na visini y

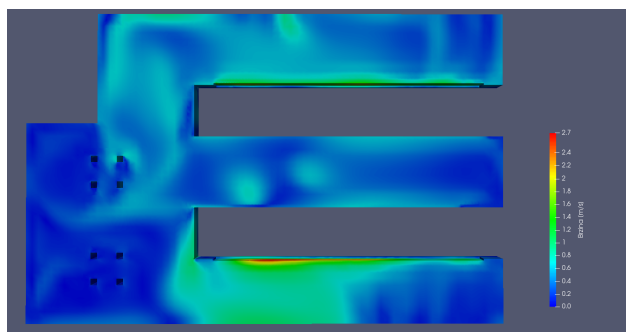
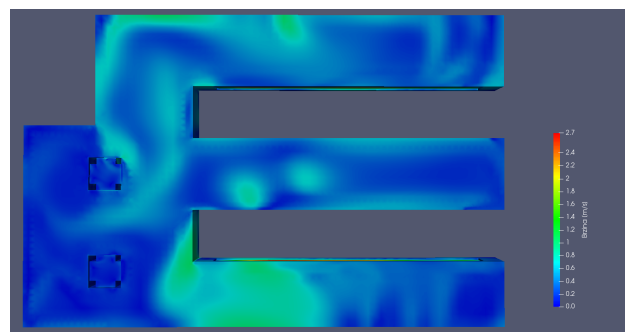
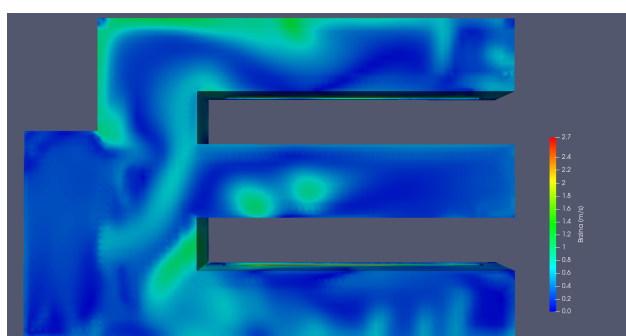
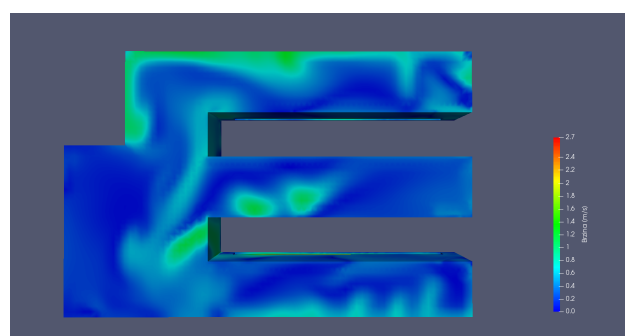
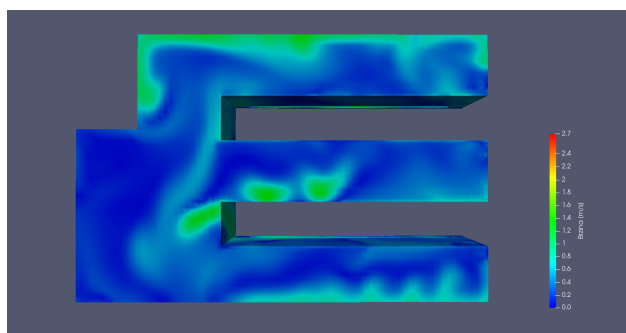
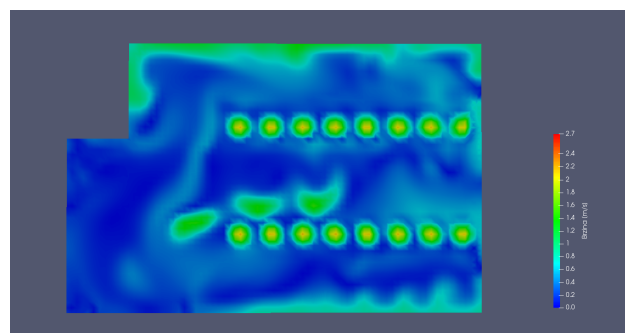
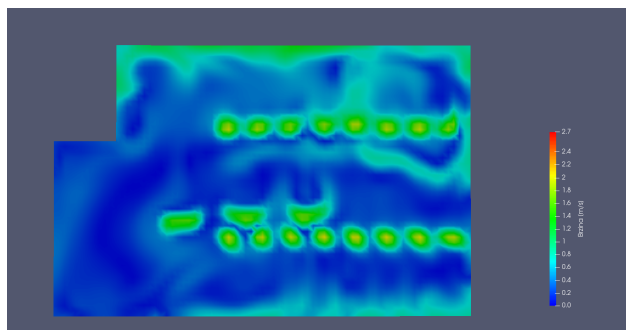
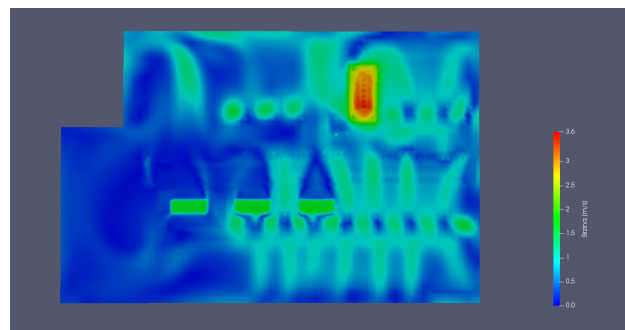
S porastom visine vidljivo je da se zone toplog zraka šire te da je nastala cirkulacijska zona toplog zraka, a zbog položaja odsisa ga je teško izvući iz prostorije.

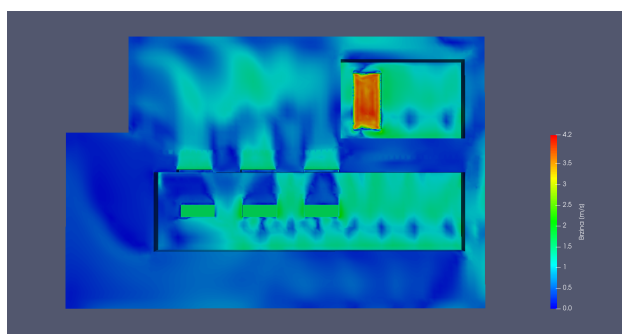
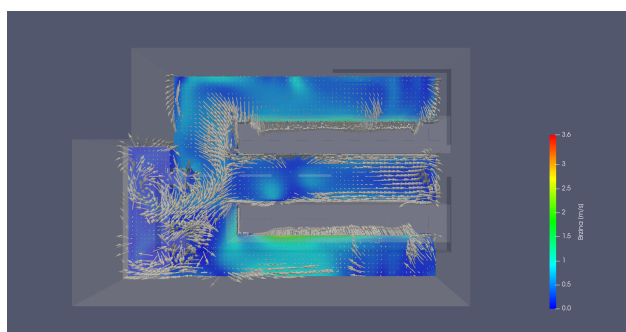
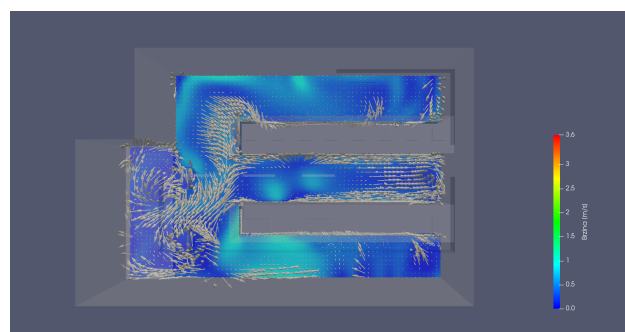
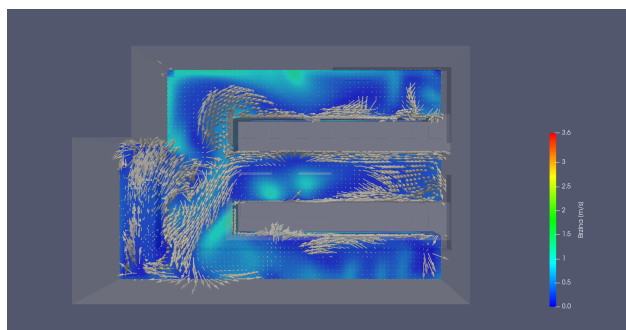
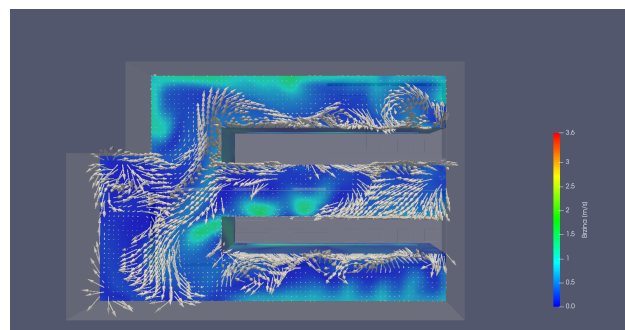
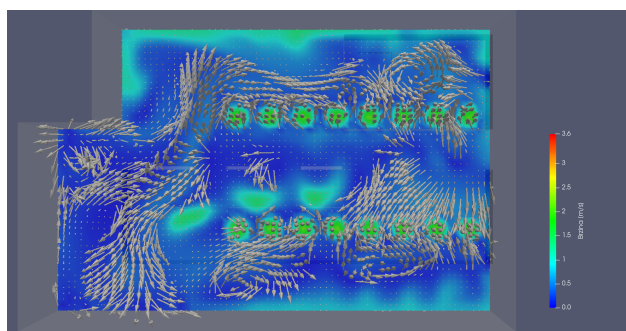
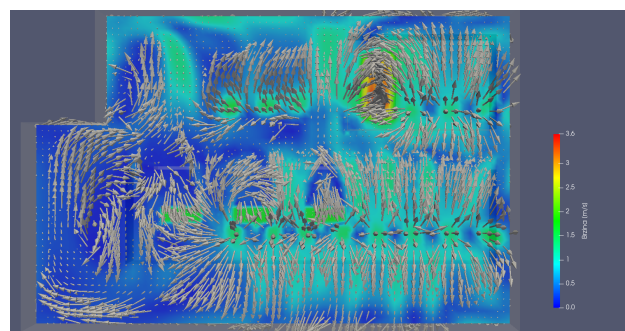
Na sljedećim slikama su prikazana polja temperature na presjecima u ovisnosti o koordinati x .

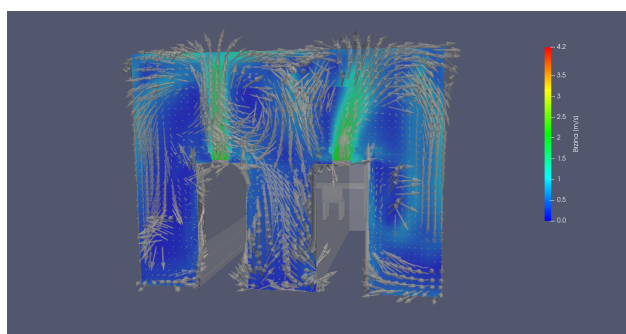
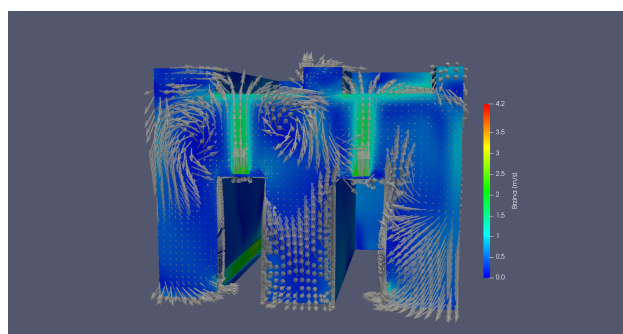
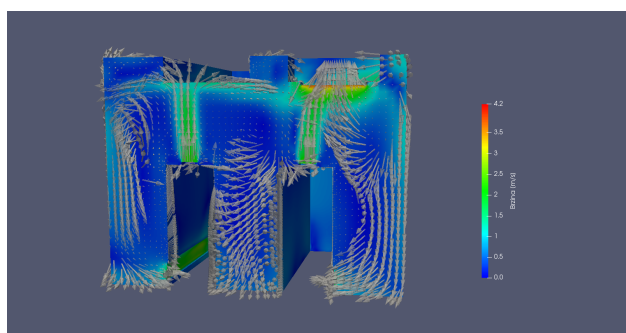
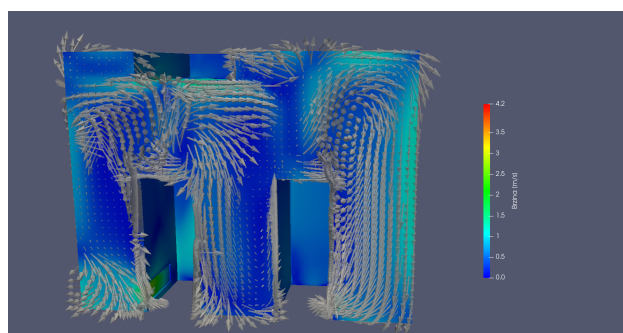
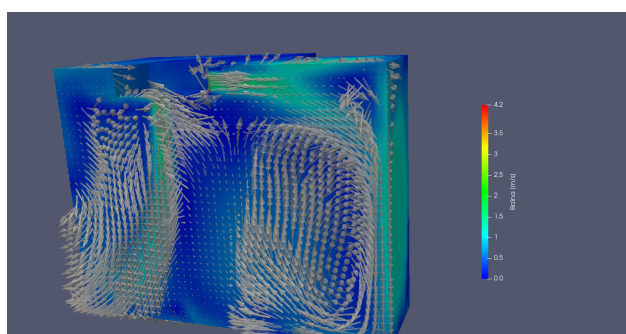
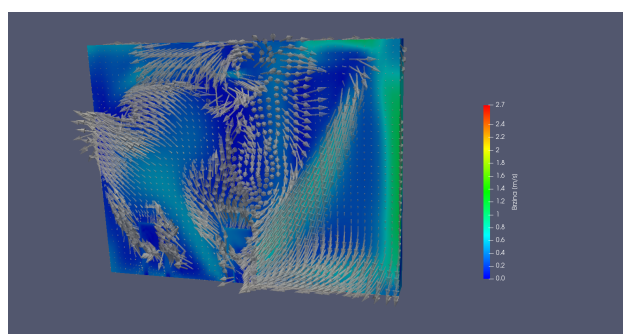
(a) Presjek $y=2$ (b) Presjek $y=2.3$ (c) Presjek $y=2.8$ (d) Presjek $y=3.2$ (e) Presjek $y=3.6$ Slika 5.14 Izoterme po presjeku na visini y , $y > 2m$

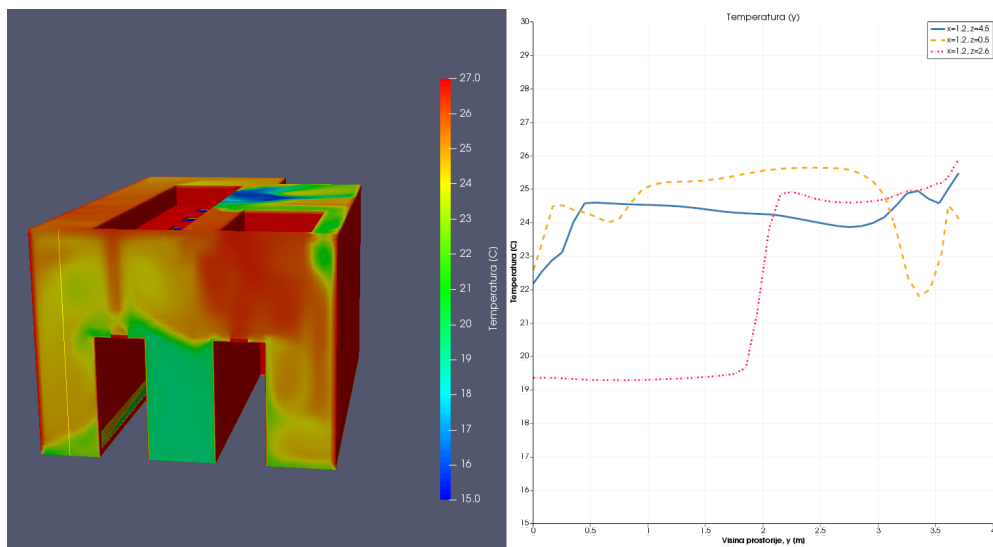
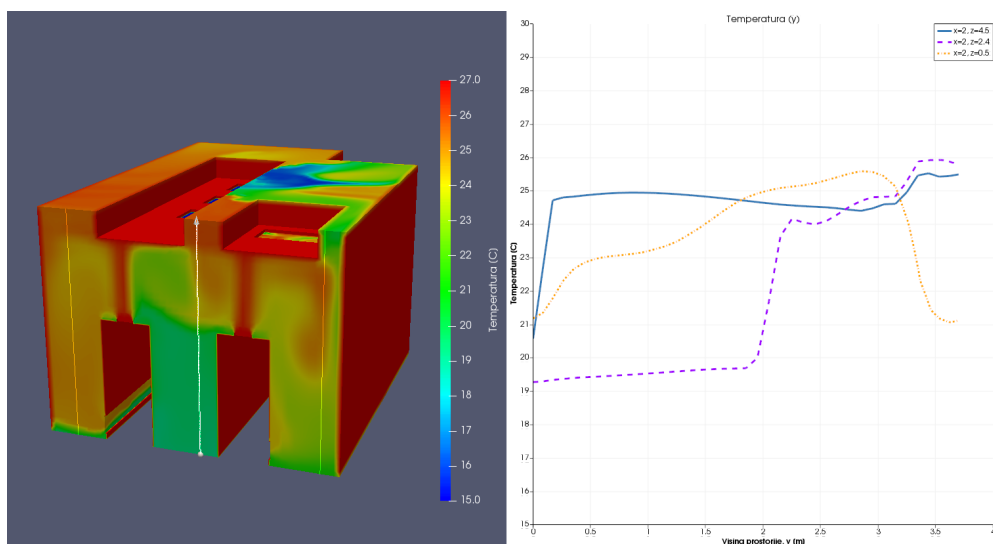
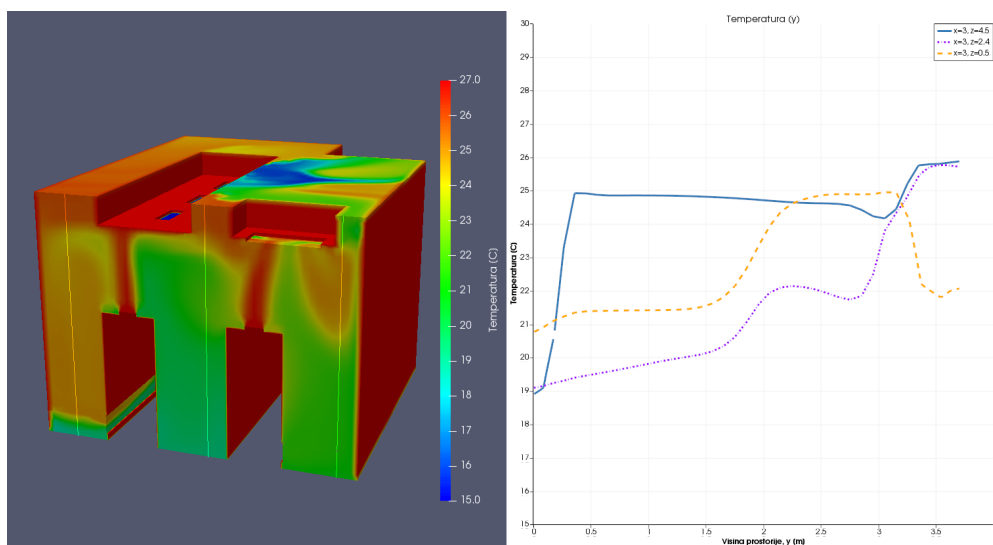
(a) Presjek $x=1.2$ (b) Presjek $x=2$ (c) Presjek $x=3$ (d) Presjek $x=4.5$ (e) Presjek $x=6$ (f) Presjek $x=7$ Slika 5.15 Izoterme po presjecima na udaljenosti x

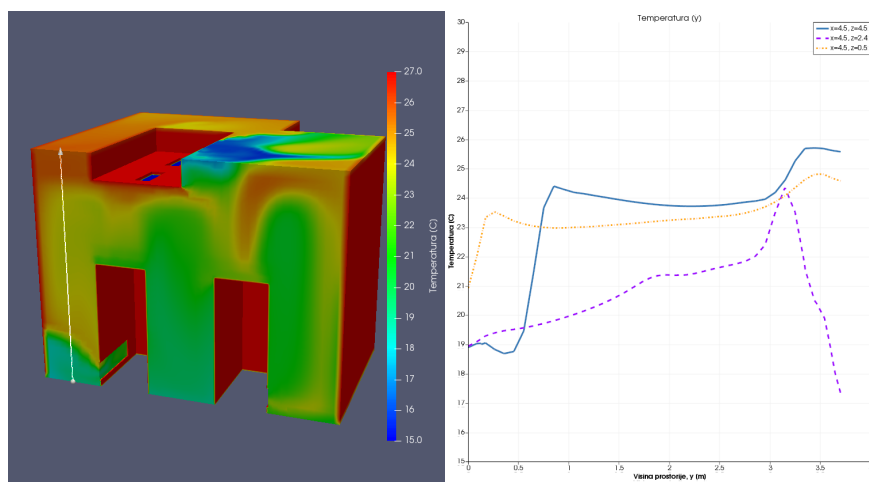
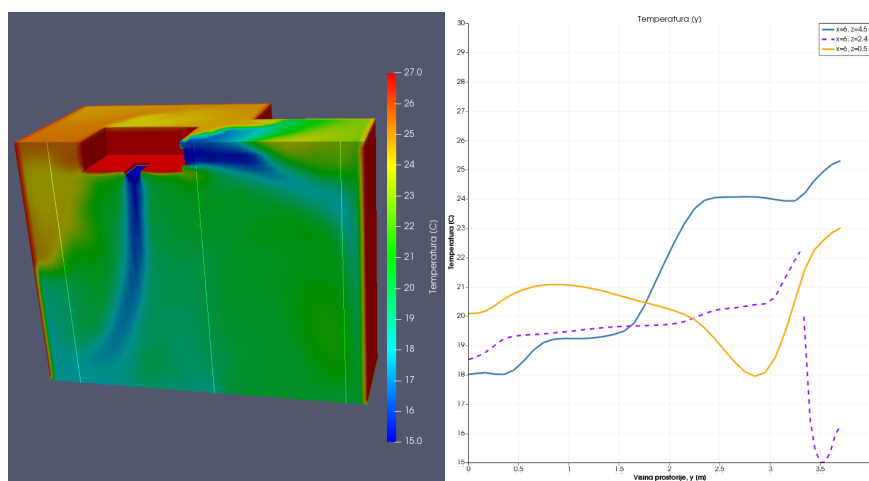
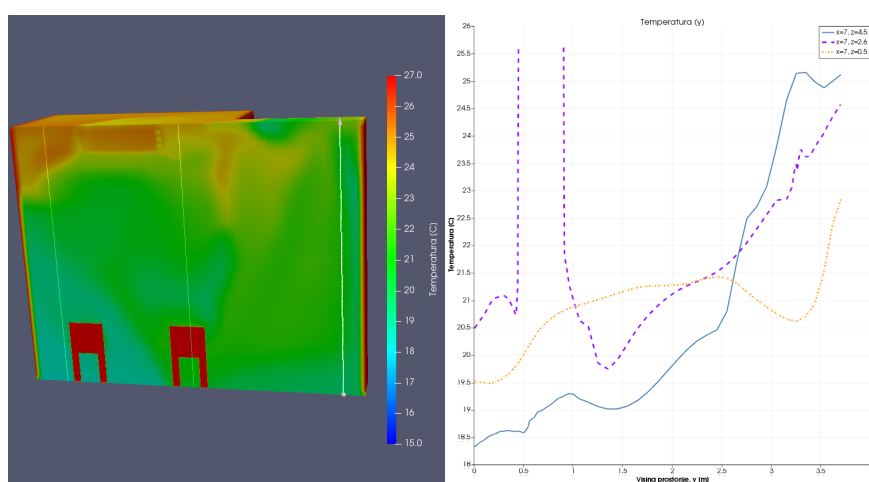
Slika 5.16 Skalarni prikaz brzine po presjecima na udaljenosti x

(a) Presjek $y=0.35$ (b) Presjek $y=0.5$ (c) Presjek $y=1$ (d) Presjek $y=1.5$ (e) Presjek $y=1.5$ (f) Presjek $y=2.3$ (g) Presjek $y=2.8$ (h) Presjek $y=3.2$

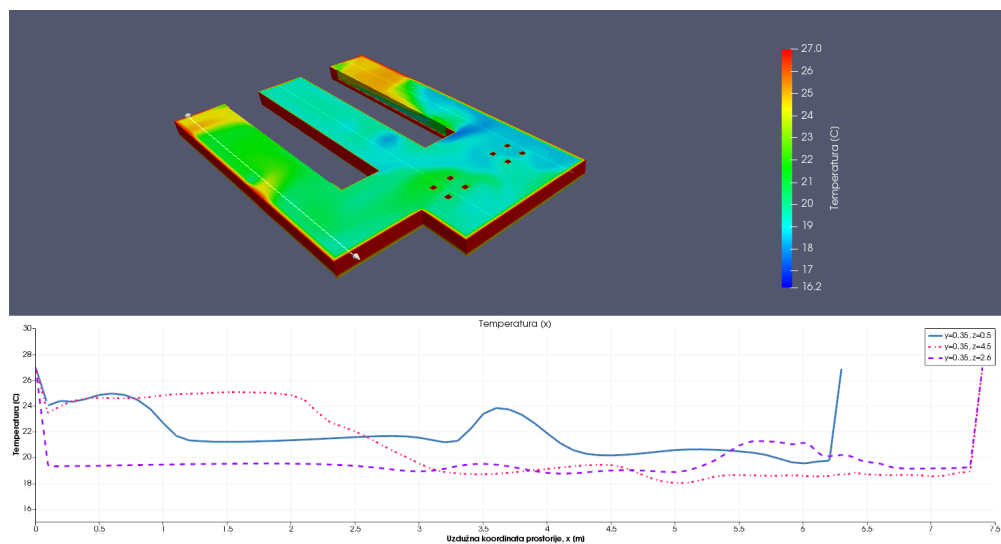
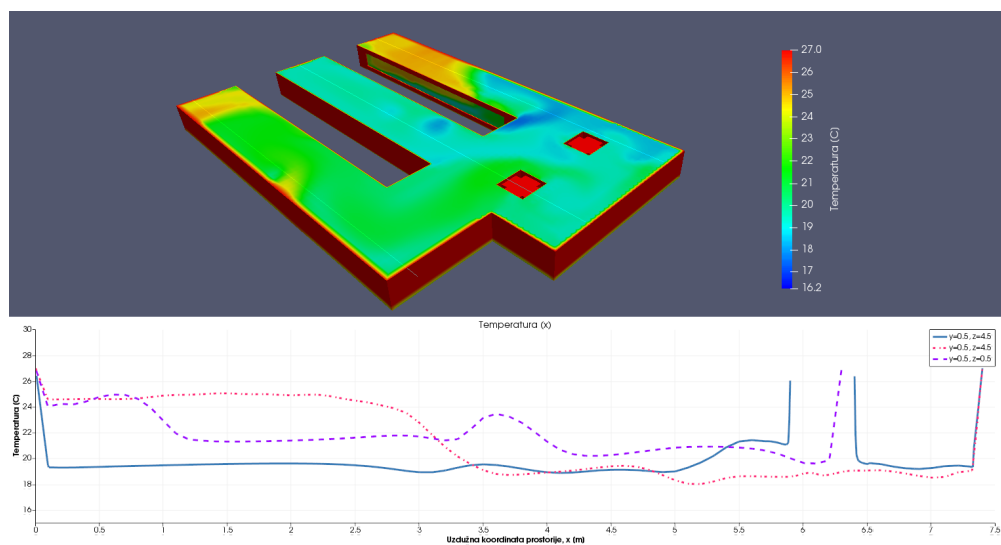
(i) Presjek $y=3.6$ Slika 5.16 Skalarni prikaz polja brzine po presjeku na visini y (a) Presjek $y=0.35$ (b) Presjek $y=0.5$ (c) Presjek $y=1$ (d) Presjek $y=2$ (e) Presjek $y=2.3$ (f) Presjek $y=3.2$ Slika 5.17 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na visini y

(a) Presjek $x=1.2$ (b) Presjek $x=2$ (c) Presjek $x=3$ (d) Presjek $x=4.5$ (e) Presjek $x=6$ (f) Presjek $x=7$ Slika 5.18 Vektorski prikaz polja brzine po presjeku na udaljenosti x

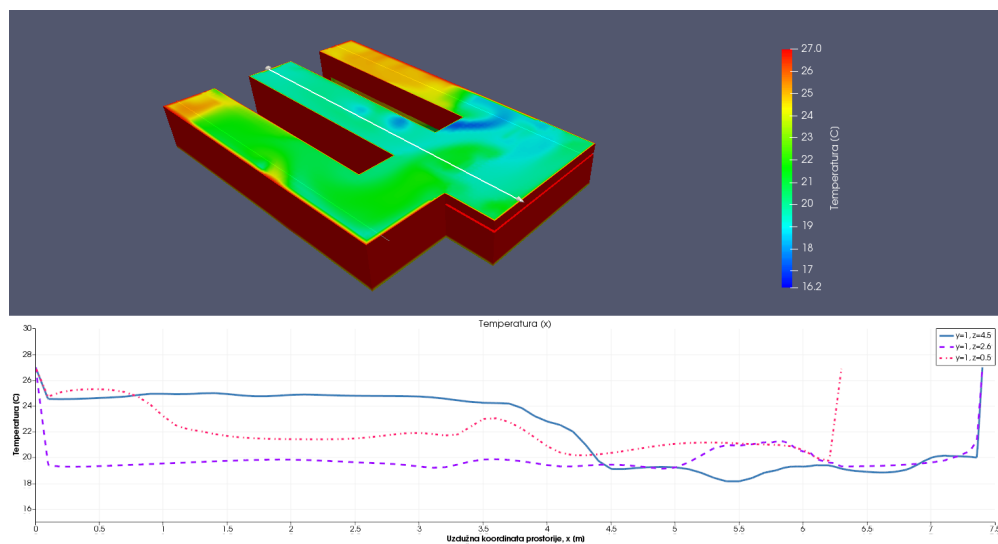
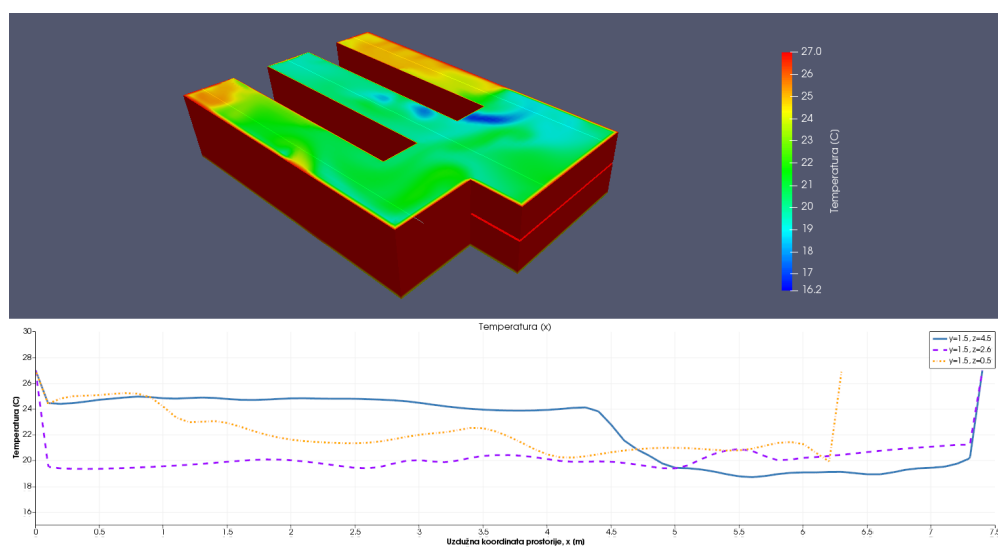
(a) Temperaturni profil $x=1.2$ (b) Temperaturni profil $x=2$ (c) Temperaturni profil $x=3$

(d) Temperaturni profil $x=4.5$ (e) Temperaturni profil $x=6$ (f) Temperaturni profil $x=7$

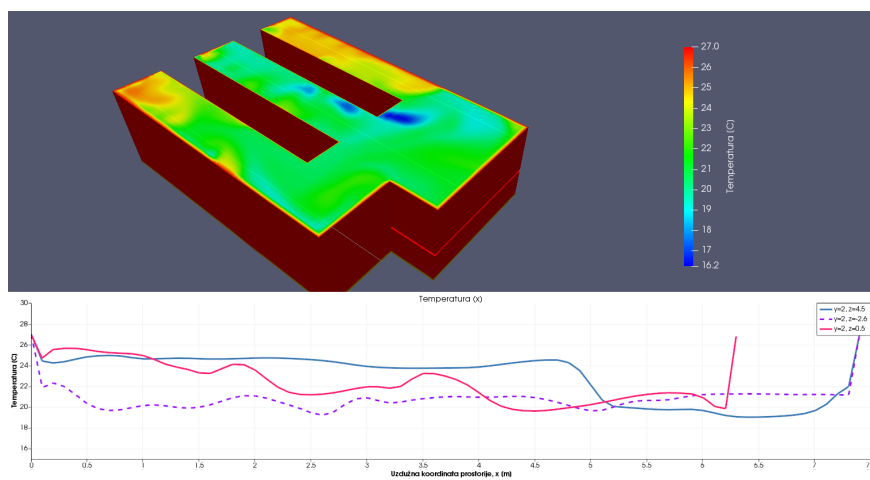
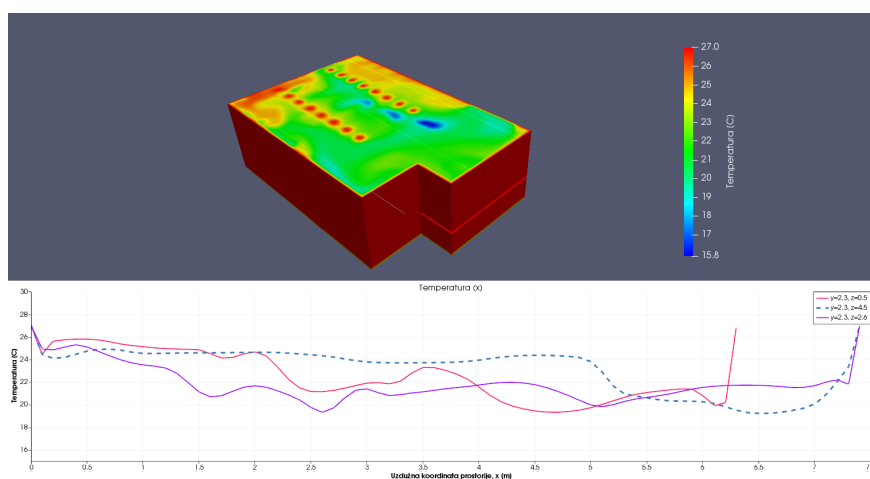
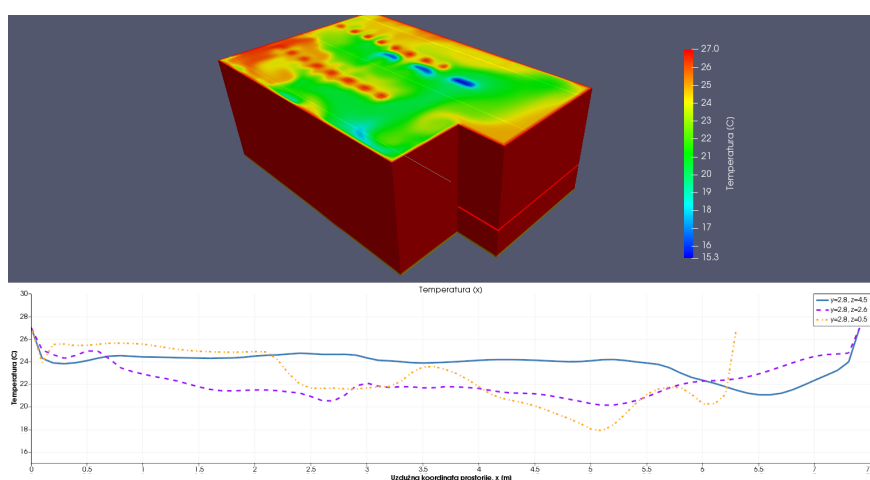
Slika 5.18 Temperaturni profil u ovisnosti o visini y

(a) Temperaturni profili na visini $y=0.35$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=0.5$ m

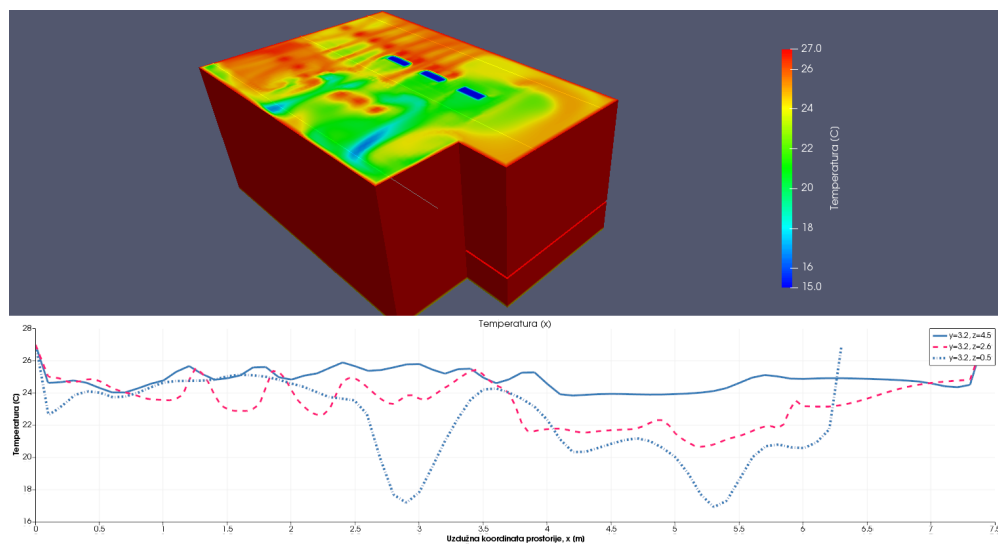
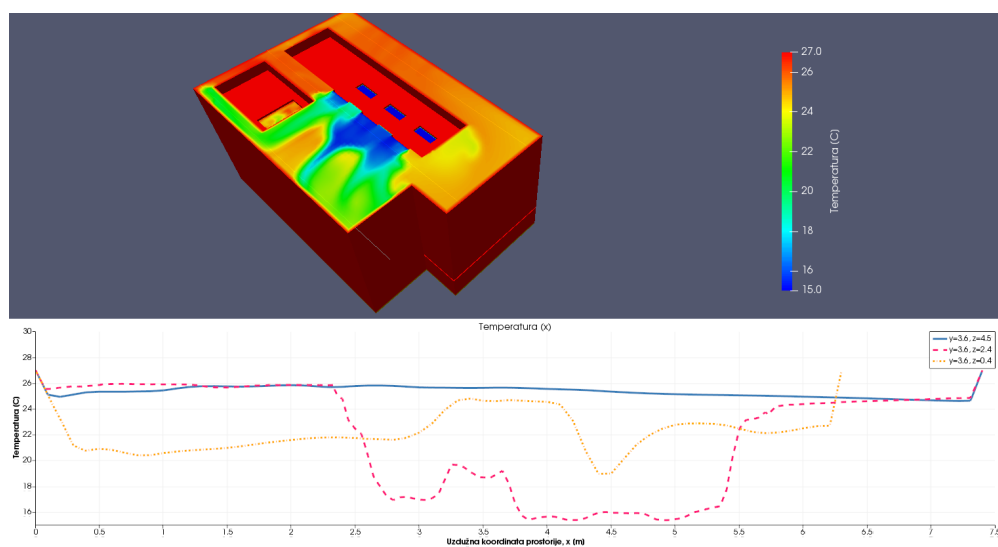
Slika 5.19 Temperaturni profili do visine 1 m

(a) Temperaturni profil na visini $y=1$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=1.5$ m

Slika 5.20 Temperaturni profili do 1.5 m

(a) Temperaturni profil na visini $y=2$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=2.3$ m(c) Temperaturni profil na visini $y=2.8$ m

Slika 5.21 Temperaturni profili iznad 2 m

(a) Temperaturni profil na visini $y=3.2$ m(b) Temperaturni profil na visini $y=3.6$ m

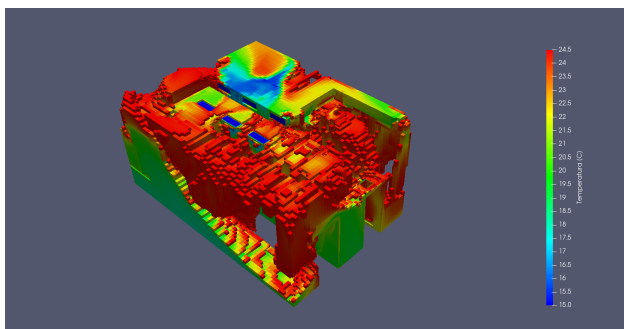
Slika 5.22 Temperaturni profili iznad 3 m

Iz rezultata je vidljivo da je iznos najveće brzine 4.2 m/s na odsisnoj rešetki. Brzine na dobavnim rešetkama iznose oko 2 m/s. Brzine u radnom prostoru su između 0.1 i 0.6 m/s.

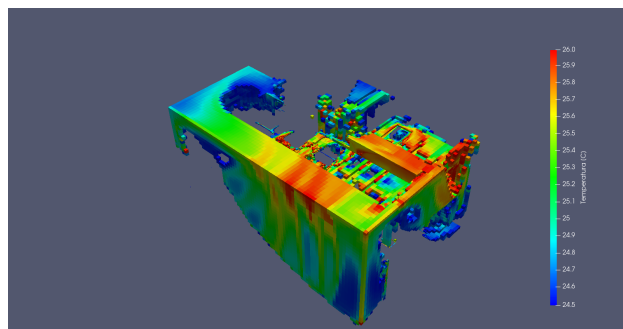
Iz priloženih rezultata može se zaključiti da prostorija Instrumentizacije zadovoljava projektne uvjete. Više od 78% zraka je ohlađeno ispod projektne temperature. Na visini od $y = 0.5$ m, gdje se nalaze ulaz zraka za hlađenje u transformatorski ormar, zrak je prosječne temperature oko 20 °C, iako postoje zone u kojima je temperatura nešto viša, ali i dalje zadovoljava projektne zahtjeve. Volumni udio zraka temperature 25 °C iznosi malo više od 19%. Prosječna temperatura prostorije Instrumentizacija iznosi 21.89 °C.

Zbog male kvadrature prostora teško je podijeliti odsisne elemente na dva dijela. Budući da je prvi transformatorski ormar odmah ispod odsisne rešetke, topli zrak se odsisava praktički direktno te je i zbog toga cirkulacijska zona toplog zraka duplo manja nego kod drugog ormara.

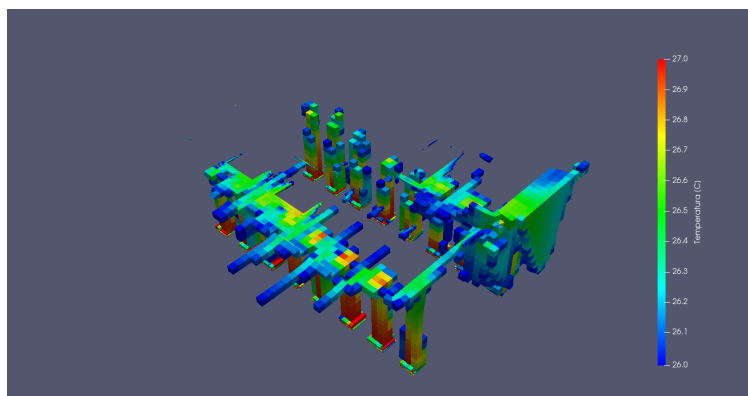
Kako bi se hlađenje drugog ormara poboljšalo, jedna od varijanti je da se jedna dobavna rešetka hladnog zraka okrene prema južnom zidu kako bi hladni zrak pogurao toplu zonu prema odsisnom elementu.



(a) Konačni volumeni ispod projektne temperature

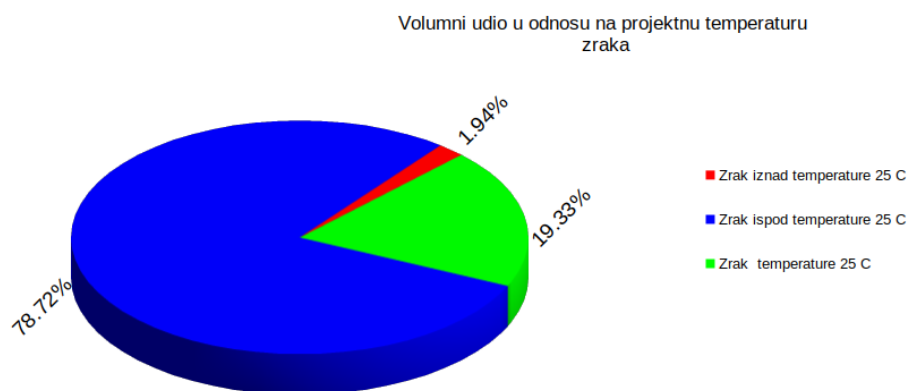


(b) Konačni volumeni u projektne temperature 25 °C

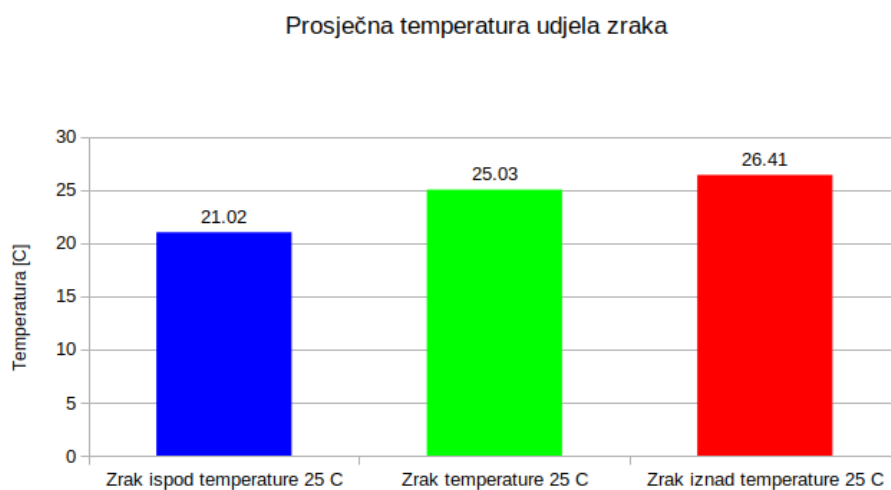


(c) Konačni volumeni unutar projektne temperature

Slika 5.23 Konačni volumeni filtrirani po temperaturi



Slika 5.24 Volumni udio u odnosu na temperaturu zraka



Slika 5.25 Prosječne temperature volumnih udjela

6. Zaključak

U okviru ovog rada je prezentirana računalna simulacija sustava hlađenja transformatorske stanice. Na temelju tehničke dokumentacije izrađeni su geometrijski modeli i proračunska mreža. Uvođenjem navedenih pretpostavki, numerički model je pojednostavljen na temelju referenciranih radova. Dan je opis projektiranog sustava hlađenja. Kao rezultat proračuna prikazana su polja brzine i temperature kao i funkcijski prikaz temperature. Kao integralne vrijednosti uzeti su volumni udjeli zraka filtrirani po kriteriju projektne temperature.

Prema rezultatima analize, prosječna temperatura prostorija Energetika jest 20.97°C , što potvrđuje da projektirani sustav hlađenja putem klima komore u potpunosti zadovoljava projektne zahtjeve. Ipak, sustav neće biti podvrgnut optimizaciji, odnosno smanjivanju kapaciteta hlađenja. Razlog tome jest prolaz kablova iz transformatorskih ormara kroz pod prostorije u podrum. Stoga će biti potrebno brtviti površine kablskih prodora, ali zbog nesavršenosti brtvljenja doći će do gubitaka uslijed prestrujavanja zraka. Ovi gubici nisu modelirani prilikom izrade ovog rada, stoga je logično za pretpostaviti da će u stvarnosti temperatura unutar prostorije biti neznatno veća. Iz fizike konvekcije hladan zrak pada prema dolje, stoga hladan zrak koji treba preuzeti na sebe toplinu izlazi kroz prolaze u podrum. Ako se pretpostavi 5% gubitka protoka od ubacivanog zraka, očekivani porast temperature bi također trebao biti u rasponu od 5-10 %. Unutar ovog raspona projektna temperatura je i dalje ostvarena.

Iz polja temperature na visinskom presjeku usisnog dijela transformatorskog ormara jest niža nego projektirana, što znači da će se učinkovitost hlađenja transformatora povećati zbog većeg temperaturnog gradijenta. Brzine na elementima dobave zraka ne prelaze 2.5 m/s , dok na odsisnoj rešetki brzina iznosi 2.6 m/s . Pristup modeliranja turbulencije u blizini stijenke pomoću zidne funkcije također je opravdana jer su prosječne vrijednosti y^+ na svim zidovima veće od 30.

Prosječna temperatura prostorije Instrumentizacija jest 21.89°C na taj način zadovoljava projektne zahtjeve. Analogno objašnjenju brtvljenja kablova za prostoriju Energetika, vrijedi i za prostoriju Instrumentizacija. Više od 78% zraka je ohlađeno ispod zahtjevane temperature. Na visinskom presjeku $y = 0.5\text{ m}$, odnosno na usisu u ormar, zrak je prosječne temperature oko 20.3°C . Iz slika se vidi da u ormar ulazi i dio zraka temperature oko 26°C . Ovaj prosjek je izveden po cijelom presjeku pa je teško razlučiti koliko toplog zraka, a koliko hladnog zraka ulazi u transformatorski ormar. Kako bi se osigurala veća učinkovitost hlađenja, moguća su dva rješenja. Prvo rješenje je postavljanje jedne rešetke s dobavom hladnog zraka bliže toploj zoni. Drugo rješenje jest da se usisna strana transformatorskog ormara okrene prema sjeveru. Na taj način bi se usis ventilatora nalazio u međuprostoru dva ormara koji prema rezultatima ima temperaturu čak i nižu od 20°C . Najveća brzina u sustavu iznosi 4.2 m/s na odsisnoj rešetki. Prosječne brzine na dobavnim elementima su oko 1.7 m/s . U ovoj prostoriji je predviđeno upravljanje instrumentima trafostanice, stoga je potrebno i osigurati brzinu strujanja u radnom prostoru manjom od 1 m/s

(prema Američkom standardu *ASHRAE* kako ne bi izazvali toplinsku neugodu. Iz rezultata je vidljivo da je raspon vrijednosti brzine u radnom prostoru između 0.1 i 0.8 m/s. Također, isto kao i kod prostorije Energetika, prosječne vrijednosti y^+ su također iznad 30.

Iz svega navedenog zaključuje se da isprojektirani sustav hlađenja u potpunosti zadovoljava projektne zahtjeve.

Literatura

- [1] Joel H. Ferziger and Milovan Peric: Computational Methods for Fluid Dynamics, 2001.
- [2] A.I. Stamou, I. Katsiris, A. Schaelin, Evaluation of thermal comfort in Galatsi Arena of the Olympics “Athens 2004” using a CFD model, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 1206–1215.
- [3] M. Omri, J. Barrau, S. Moreau, N. Galanis, Three-dimensional transient heat transfer and airflow in an indoor ice rink with radiant heat sources, *Build.Simul.* 9 (2) (2016) 175–182.
- [4] B. Zamora, A.S. Kaiser, Radiative effects on turbulent buoyancy-driven airflow in open square cavities, *Int. J. Therm. Sci.* 100 (2016) 267–283.
- [5] P. Koper, B. Lipska, W. Michnol, Assessment of thermal comfort in an indoor swimming-pool, The Silesian University of Technology, Architecture Civil Engineering Environment, Gliwice, Poland 3 (2010) 95–104.
- [6] Z. Li, P.K Heiselberg, CFD Simulations for water evaporation and airflow movement in swimming baths, Dept. of Building Technology, Aalborg Universitet, Denmark, report ISSN 1395-7953-R0503, p. 123.
- [7] P. Ciuman, B. Lipska, G. Burda, Numerical modelling of air distribution in the sanatorium supported by the experiment, in: *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering*, Barcelona, Spain, July-20-21 2015.
- [8] M. Trčka, J.L.M. Hensen, Overview of HVAC system simulation, *Autom. Constr.* 19 (2010) 93–99 doi:10.1016/j.autcon.2009.11.019
- [9] Cheong KWD, Djunaedy E, Chua YL, Tham KW, Sekhar SC, Wong NH, Ullah MB., Thermal comfort study of an air conditioned lecture theatre in the tropics. *Building Environ* 2003;3.s
- [10] Papakonstantinou KA, Kiranoudis CT, Markatos NC. Computational analysis of thermal comfort: the case of the archaeological museum of Athens. *Appl Math Model* 2000;24.
- [11] O. Bellache, M. Ouzzane, N. Galanis, Numerical prediction of ventilation patterns and thermal processes in ice rinks, *Build. Environ.* 40 (2005) 177–426.
- [12] M. Omri, N. Galanis, Prediction of 3D airflow and temperature field in an indoor ice rink with radiant heat sources, *Build. Simul.* 3 (2010) 153–163.
- [13] A. Limane, H. Fellouah, N. Galanis, Thermo-ventilation study by OpenFOAM of the airflow in a cavity with heated floor, *Build. Simul.* 8 (2015) 271–283.
- [14] D.D. Gray, A. Giorcini, The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases, *Heat Mass Transfer* 19 (1976) 545–551.
- [15] Virag, Z.: *Računalna dinamika fluida, Predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje*, Zagreb, 2014.
- [16] <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-performance-of-buildings/overview>
- [17] <http://enerpedia.net/>
- [18] <https://www.bilten.org/?p=26877>

P-5. PRISTUPNI PODEST 03 / ENTRANCE TERRACE 03
P=11,66 m²
ker.pl. / ceramic tiles

P-3. PROSTORIJA BATERIJA / BATTERY BANK
P=6,20m²
ker.pl. / ceramic tiles
±0.00

P-2. PROSTORIJA INSTRUMENTACIJE / ELECTRICAL ROOM
P=32,94m²
epoxy
+0.00
DCS, SIS, FIRE & GAS DETECTION, CCTV, ACCESS CONTROL

P-1. PROSTORIJA ENERGETIKE / DISTRIBUTION ROOM
P=112,66 m²
epoxy P2
±0.00=+4.00

P-6. TRAFOT T-611
rešetka / grating
11,06 m²
3500 KG
-1.75=+2.25

P-7. TRAFOT T-612
rešetka / grating
11,06 m²
3500 KG
-1.75=+2.25

P-8. TRAFOT T-613
rešetka / grating
11,06 m²
3500 KG
-1.75=+2.25

P-9. DIZEL AGREGAT
beton / concrete
30,02 m²

VENTILACIJSKA LULA
strop, 1,6 m²
-1.75=+2.25

VANJSKI PLATO TRAFOA

montažno-demontažni panel / demountable panel

DEKORATIVNA KAMENICA 02 / DECORATIVE STONE 02

