

Projekt klimatizacijskog sustava centra za proizvodnju cjepiva sa satnim proračunom potrebne energije za kondicioniranje zraka

Slivar, Teo

Master's thesis / Diplomski rad

2023

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:235:222023>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-03**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Teo Slivar

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Darko Smoljan, dipl. ing.

Student:

Teo Slivar

Zagreb, 2023.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studiranja na fakultetu i navedenu literaturu. Zahvaljujem se mentoru Darku Smoljanu na ukazanoj pomoći prilikom izrade diplomskog rada. Također, zahvaljujem se djevojci, roditeljima, prijateljima i kolegama na podršci tijekom studiranja.

Teo Slivar



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, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Teo Slivar** JMBAG: 0035213005

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Projekt klimatizacijskog sustava centra za proizvodnju cjepiva sa satnim proračunom potrebne energije za kondicioniranje zraka**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of air conditioning system for the vaccine manufacturing facility with hourly calculation of energy needs for air conditioning**

Opis zadatka:

Potrebno je projektirati klimatizacijsku stanicu i sustav za distribuciju zraka za održavanje uvjeta toplinske ugodnosti i čistoće zraka na prvom katu zgrade za proizvodnju cjepiva korisne površine 700 m² prema zadanoj arhitektonskoj podlozi. Predvidjeti centralni sustav niskotlačne klimatizacije s povratom topline iz istrošenog zraka i odrediti protočnu količinu vanjskog zraka prema klasi čiste prostorije i smjericama Europske komisije za dobru proizvođačku praksu za medicinske proizvode. Pretpostaviti da su raspoloživi izvori tople vode 70/55°C i hladne vode 7/12°C. Provesti satni proračun toplinskih potreba za grijanje i hlađenje prvog kata zgrade korištenjem dinamičke satne metode prema HRN EN ISO 13790 i satni proračun energetskih potreba za kondicioniranje zraka za varijante klimatizacijskog sustava:

- rekuperator, grijač, hladnjak;
- rekuperator, grijač, hladnjak, parni ovlaživač, dogrijač.

Energetski proračun provesti prema Algoritmu za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade, te za varijante faktora učinkovitosti povrata topline rekuperatora od 60%, 70% i 80%. Pretpostaviti da se zgrada nalazi na području grada Zagreba.

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

Zadatak zadan:

28. rujna 2023.

Zadatak zadao:

Doc.dr.sc. Darko Smoljan

Datum predaje rada:

30. studenoga 2023.

Predviđeni datumi obrane:

4. – 8. prosinca 2023.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Yanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA.....	III
POPIS TABLICA	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA.....	VI
SAŽETAK.....	XI
SUMMARY	XII
1. UVOD.....	1
2. ČISTE PROSTORIJE.....	2
2.1. Klasifikacija čistih prostora	3
2.1.1. Klasifikacija čistih prostora prema klasi čistoće	3
2.1.2. Klasifikacija čistih prostora prema načinu strujanja zraka	5
3. OPIS ZGRADE.....	6
4. PRORAČUN PROJEKTOG TOPLINSKOG OPTEREĆENJA	7
4.1. Proračun toplinskih gubitaka prema HRN EN 12831 [3].....	7
4.1.1. Transmisijski gubici topline	8
4.1.2. Projektni ventilacijski gubici topline	9
4.1.3. Projektni gubici topline zbog prekida grijanja	10
4.1.4. Rezultati proračuna	11
4.2. Proračun toplinskog opterećenja prema VDI 2078 [4].....	11
4.3.1. Unutarnje toplinsko opterećenje	12
4.3.2. Vanjsko toplinsko opterećenje	12
5. DIMENZIONIRANJE ZRAČNOG SUSTAVA	14
5.2. Odabir ventilacijskih otvora za distribuciju i odsis zraka.....	16
5.2. Odabir regulatora protoka	18
5.3. Dimenzioniranje kanala dobavnog i povratnog zraka [10].....	20
5.4. Proces pripreme zraka u klima komori.....	22
5.5. Konstrukcija klima komore.....	25
5.5.1. Konstrukcijski dijelovi klima komore	25
6. TEHNIČKI OPIS SUSTAVA	29
7. ENERGETSKI PRORAČUN GODIŠNJIH POTREBA ZA GRIJANJE I HLAĐENJE PREMA HRN EN 13790	31
7.1. Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje $Q_{H,nd}$ prema HRN EN ISO 13790... 31	
7.2. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje $Q_{H,nd,cont}$	34
7.2.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom.....	34
7.2.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju.....	36

7.2.3. Unutarnji toplinski dobici	37
7.2.4. Toplinski dobici od Sunčeva zračenja Q_{sol}	37
7.2.5. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanja.....	38
7.2.6. Izračun mjesečnih i godišnjih vrijednosti toplinske energije za grijanje.....	39
7.3. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za hlađenje $Q_{C,nd,cont}$	39
7.3.1. Faktor iskorištenja toplinskih gubitaka za hlađenje $\eta_{C,ls}$	40
7.3.2. Izračun satnih i mjesečnih vrijednosti toplinske energije za hlađenje.....	40
7.4. Rezultati proračuna dobiveni proračunom mjesečne metode	41
7.5. Jednostavna satna metoda [11].....	42
7.5.1. Postupak proračuna.....	43
7.5.2. Određivanje potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje	44
7.5.3. Rezultati proračuna dobivenih jednostavnom satnom metodom.....	46
8. PRORAČUN POTREBNE TOPLINSKE ENERGIJE ZA GRIJANJE I HLAĐENJE ZA PRIMJENU VENTILACIJSKIH SUSTAVA	49
8.1. Proračun toplinske energije za sustav 8.....	51
8.1.1. Proračun zimskog perioda za sustav 8.....	51
8.1.1. Proračun ljetnog perioda za sustav 8	54
8.2. Proračun toplinske energije za sustav 10	57
8.2.1. Proračun zimskog perioda za sustav 10	57
8.2.2. Proračun ljetnog perioda za sustav 10	58
9. REZULTATI PRORAČUNA POTREBNE TOPLINSKE ENERGIJE ZA GRIJANJE/HLAĐENJE KOD PRIMJENE VENTILACIJSKIH SUSTAVA	66
10. ZAKLJUČAK	81
11. LITERATURA.....	82

POPIS SLIKA

Slika 1. Broj maksimalno dozvoljene koncentracije C_n čestica s obzirom na veličinu čestica . 4	4
Slika 2. Turbulentno/ne jednosmjerno strujanje zraka (lijevo) i vertikalno jednosmjerno strujanje zraka (desno)	5
Slika 3. TFC distributer zraka s ugrađenim HEPA filterom [8]	17
Slika 4. HEPA filter [8].....	17
Slika 5. Distributer zraka VDW za prostorije svlačionica [8]	18
Slika 6. Odsisna rešetka X-Grille Modular [8].....	18
Slika 7. CAV regulator EN-Ex [8].....	19
Slika 8. VAV regulator TVJ [8].....	19
Slika 9. Prikaz procesa pripreme zraka u klima komori za zimsko razdoblje	23
Slika 10. Prikaz procesa pripreme zraka u klima komori za ljetno razdoblje	24
Slika 11. Prikaz rezultata dobivenih mjesečnom metodom	42
Slika 12. Dnevna potrebna za grijanjem/hlađenjem dobivena satnim proračunom	47
Slika 13. Usporedba rezultata dobivenih mjesečnom i satnom metodom.....	48
Slika 14. Varijanta klimatizacijskog sustava s rekuperatorom, grijačem i hladnjakom (shema 8)	51
Slika 15. Proces kondicioniranja zraka u zimskom periodu za shemu 8	52
Slika 16. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 8.....	55
Slika 17. Varijanta klimatizacijskog sustava s rekuperatorom, grijačem, hladnjakom, parnim ovlaživačem i dogrijačem (shema 10).....	57
Slika 18. Proces kondicioniranja zraka u zimskom periodu za shemu 10	57
Slika 19. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 10 za uvjet $x_e < x_{mech,sup}$.	60
Slika 20. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 10 za uvjete $x_e > x_{mech,sup}$ i $h_{contr} > h_{need}$	62
Slika 21. Proces kondicioniranja zraka ljetnom razdoblju za shemu 10 za uvjete $x_e > x_{mech,sup}$ i $h_{contr} < h_{need}$	64
Slika 22. Rezultati proračuna za varijantu klimatizacijskog sustava 8 u ovisnosti o faktoru učinkovitosti rekuperatora	73
Slika 23. Rezultati proračuna za varijantu klimatizacijskog sustava 10 u ovisnosti o faktoru učinkovitosti rekuperatora	74
Slika 24. Udio toplinske energije za grijanje mehaničkom ventilacijom u odnosu na energiju predanu grijačem.....	75
Slika 25. Udio toplinske energije za hlađenje mehaničkom ventilacijom u odnosu na energiju koja se predaje hladnjaku	75
Slika 26. Toplinska energija dovedena grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskih sustava te za $\eta_{hru}=60\%$	76
Slika 27. Toplinska energija predana grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskog sustava te za $\eta_{hru}=70\%$	77
Slika 28. Toplinska energija predana grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskog sustava te za $\eta_{hru}=80\%$	77
Slika 29. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=60\%$	78
Slika 30. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=70\%$	79
Slika 31. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=80\%$	79

POPIS TABLICA

<i>Tablica 1. Klase čistih prostorija i zona prema ISO 14644-1 [2].....</i>	<i>4</i>
<i>Tablica 2. Koeficijenti prolaza topline U [W/m^2K].....</i>	<i>7</i>
<i>Tablica 3. Rezultati toplinskog opterećenja po prostorijama</i>	<i>11</i>
<i>Tablica 4. Projektno toplinsko opterećenje prostorija prema VDI 2078.....</i>	<i>13</i>
<i>Tablica 5. Maksimalno dopušteni broj čestica po volumenu zraka [6].....</i>	<i>15</i>
<i>Tablica 6. Volumni protoci dobavnog i odsisnog zraka po prostorijama.....</i>	<i>16</i>
<i>Tablica 7. Proračun pada tlaka u kanalima dobavnog zraka</i>	<i>21</i>
<i>Tablica 8. Proračun pada tlaka u kanalima povratnog zraka</i>	<i>21</i>
<i>Tablica 9. Prikaz satnim vrijednosti srednje vanjske temperature [13].....</i>	<i>33</i>
<i>Tablica 10. Proračun efektivnog toplinskog kapaciteta grijanog dijela zgrade</i>	<i>39</i>
<i>Tablica 11. Prikaz rezultata potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje mjesečnom metodom</i>	<i>41</i>
<i>Tablica 12. Potrebna snaga za grijanje/hlađenje po satima.....</i>	<i>46</i>
<i>Tablica 13. Potrebna mjesečna toplinska energija za grijanje/hlađenje dobivena satnim proračunom</i>	<i>47</i>
<i>Tablica 14. Faktor učinkovitosti ovlaživača u ovisnosti o vrsti ovlaživača</i>	<i>50</i>
<i>Tablica 15. Iznos vrijednosti apsolutne vlažnosti za sustave s regulacijom vlažnosti unutar tolerancija.....</i>	<i>51</i>
<i>Tablica 16. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 60\%$.....</i>	<i>66</i>
<i>Tablica 17. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 70\%$.....</i>	<i>67</i>
<i>Tablica 18. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 80\%$.....</i>	<i>68</i>
<i>Tablica 19. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 60\%$.....</i>	<i>69</i>
<i>Tablica 20. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 70\%$.....</i>	<i>70</i>
<i>Tablica 21. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 80\%$.....</i>	<i>71</i>
<i>Tablica 22. Potrebna mjesečna toplinska energija za grijanje $Q_{H, Ve, mech, m}$ [kWh]</i>	<i>72</i>
<i>Tablica 23. Potrebna mjesečna toplinska energija za hlađenje $Q_{C, Ve, mech, m}$ [kWh]</i>	<i>72</i>

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- I. CRTEŽ: Razvod kanala i dispozicija zračnih otvora i regulatora protoka
- II. CRTEŽ: Shema regulacije sustava pripreme zraka u klima komori
- III. CRTEŽ: Dispozicija klima komore na krov zgrade

POPIS OZNAKA

- C_n – maksimalno dozvoljena koncentracija čestica [\check{c}/m^3] zraka, koja je jednaka ili veća od razmatrane veličine čestica
- N – ISO klasifikacijski broj koji nije veći od 9 (opseg povećanja ISO klasa je između ISO klasa 1,1 do ISO klasa 8,9)
- D – veličina promatrane čestice [μm]
- $\Phi_{Tr,i}$ – projektni transmisijski gubici topline prostorije [W]
- $\Phi_{V,i}$ – projektni ventilacijski gubici topline prostorije [W]
- $\Phi_{RH,i}$ – toplina za zagrijavanje zbog prekida grijanja [W]
- $H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema vanjskom okolišu [W/K]
- $H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu [W/K]
- $H_{T,ig}$ – stacionarni koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu [W/K]
- $H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature [W/K]
- $\vartheta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [$^{\circ}C$]
- ϑ_e – vanjska projektna temperatura [$^{\circ}C$]
- A_k – površina plohe "k" (zid, prozor, vrata, strop, pod) kroz koju prolazi toplina [m^2]
- e_k, e_l – korekcijski faktori izloženosti koji uzimaju u obzir klimatske utjecaje kao vlažnost, temperatura, brzina vjetra. Određuju se na nacionalnoj razini. Ako vrijednosti nisu određene na nacionalnoj razini uzeti =1;
- U_k – koeficijent prolaza topline građevnog elementa k [W/m^2K]
- l_l – dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije [m]
- Ψ_l – linijski koeficijent prolaza topline linijskog toplinskog mosta l [W/m^2K]
- b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektne temperaturu [-]
- f_{g1} – korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature, predložena vrijednost 1,45 [-];
- f_{g2} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske i vanjske projektne temperature
- $U_{eq,k}$ – ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda;
- G_w – korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode

- $H_{V,i}$ – koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka [W/K]
 $\vartheta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C]
 ϑ_e – vanjska projektna temperatura
 f_{ij} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperatura susjednog prostora i vanjske projektne temperature
 V_i – protok zraka u grijani prostor [m³/h]
 ρ_{zr} – gustoća zraka pri temperaturi $\vartheta_{int,i}$ [kg/m³]
 $c_{p,zr}$ – specifični toplinski kapacitet zraka pri konstantnom tlaku pri temperaturi $\vartheta_{int,i}$ [J/kgK]
 $V_{inf,i}$ – protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazor [m³/h]
 $V_{su,i}$ – količina zraka dovedena mehaničkim sustavom ventilacije [m³/h]
 $V_{mech,inf,i}$ – višak odvedenog zraka iz prostorije [m³/h]
 $f_{V,i}$ – faktor smanjenja temperaturne razlike
 $\vartheta_{su,i}$ – temperatura dobavnog zraka
 A_i – površina poda grijanog prostora sa ½ debljine zidova [m²]
 $f_{RH,i}$ – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida grijanja
 Φ_I – ukupno unutarnje toplinsko opterećenje [W]
 Φ_A – ukupni vanjsko toplinsko opterećenje [W]
 Φ_V – toplinski tok iz okoliša provođenjem i/ili konvekcijom kroz zid ili krov [W]
 Φ_T – toplinski tok iz okoliša provođenjem i/ili konvekcijom kroz staklo [W]
 Φ_S – toplinski tok doveden iz okoliša zračenjem kroz staklo [W]
 Φ_{FL} – toplinski tok uslijed ventilacije [W]
 \dot{V}_{AH} – volumni protok zraka [m³/h]
 q_H – toplinsko opterećenje za grijanje ili hlađenje [W]
 ρ – gustoća zraka [m³/h]
 $c_{p,zr}$ – specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK]
 Δt_{UB} – temperaturna razlika dobavnog zraka i zraka u prostoriji [°C]
 A – površina poprečnog presjeka [m²]
 a – širina kanala [m]
 b – visina kanala [m]
 d – standardni promjer kanala [m]
 λ – trenje u kanalu [-]

- ρ – gustoća zraka [kg/m^3]
- ξ – koeficijent lokalnog pada tlaka [-]
- $Q_{H,nd,cont}$ – potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu [kWh]
- $Q_{H,ht}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja [kWh]
- $\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih gubitka [-]
- $Q_{H,gn}$ – ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu grijanja dobiveni od ljudi, uređaja, rasvjete i Sunčeva zračenja [kWh]
- A_k – ploština pojedinih građevnih dijelova zgrade [m^2]
- A_f – površina kondicionirane zone zgrade s vanjskim dimenzijama [m^2]
- A_K – ploština koriste površine zgrade [m^2]
- A – ukupna ploština građevnih dijelova koji razdvajaju grijani dio zgrade od vanjskog prostora, tla ili negrijanih dijelova zgrade [m^2]
- V_e – bruto obujam, obujam grijanog dijela zgrade kojem je oplošje A [m^3]
- V – neto obujam, obujam grijanog dijela zgrade u kojem se nalazi zrak [m^3] ($V = 0,76 \cdot V_e$ za zgrade do tri etaže, odnosno $V = 0,8 \cdot V_e$ u ostalim slučajevima);
- f – udio ploštine prozora u ukupnoj ploštini pročelja [-]
- n – broj izmjena zraka svake proračunske zone u jednom satu [h^{-1}]
- Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom za proračunsku zonu [kWh]
- Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju za proračunsku zonu [kWh]
- $\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-]
- Q_{int} – unutarnji toplinski dobitci zgrade (ljudi, rasvjeta, uređaji) [kWh]
- Q_{sol} – toplinski dobitci od Sunčeva zračenja [kWh]
- H_D – koeficijent transmisijske izmjene topline prema vanjskom okolišu [W/K]
- H_U – koeficijent transmisijske izmjene topline kroz negrijani/nehlađeni prostor prema vanjskom okolišu [W/K]
- H_A – koeficijent transmisijske izmjene topline prema susjednog zgradi [W/K]
- $H_{g,m}$ – koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu za proračunski mjesec [W/K]
- Φ_m – toplinski tok izmjene topline s tлом za proračunski mjesec [W]
- H_g – stacionarni koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu [W/K]
- H_{pi} – unutarnji periodički koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K]
- H_{pe} – vanjski periodički koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K]
- $\bar{\vartheta}_{int}$ – srednja godišnja unutarnja temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
- $\bar{\vartheta}_e$ – srednja godišnja vanjska temperatura [$^{\circ}\text{C}$]

- $\bar{\vartheta}_{int,m}$ – unutarnja temperatura za proračunski mjesec m [°C]
- $Q_{Ve,inf}$ – potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka [kWh]
- $Q_{Ve,win}$ – potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora [kWh]
- $Q_{H,Ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka [kWh]
- $Q_{C,Ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod hlađenja zraka [kWh]
- $H_{Ve,inf}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed infiltracije [W/K]
- $H_{Ve,wind}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed prozračivanja [W/K]
- $H_{HC,Ve,mech}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed mehaničke ventilacije kod zagrijavanja/hlađenja zraka [W/K]
- $Q_{sol,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz k -ti građevni dio u grijani prostor [kWh]
- $Q_{sol,u,l}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz l -ti građevni dio u susjedni negrijani prostor [kWh]
- $b_{tr,l}$ – faktor smanjenja za susjedni negrijani prostor s unutarnjim toplinskim izvorom l prema HRN EN ISO 13789 [-]
- $F_{sh,ob}$ – faktor zasjenjenja od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja;
- $S_{S,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja na površinu građevnog elementa k za promatrani period [MJ/m²]
- $A_{sol,k}$ – efektivna površina građevnog elementa k na koju upada sunčevo zračenje [m²]
- $F_{r,k}$ – faktor oblika između otvora k i neba (za nezasjenjeni okomiti zid $F_{r,k} = 0,5$)
- $\Phi_{r,k}$ – toplinski tok zračenjem od površine otvora k prema nebu [W]
- t – proračunsko vrijeme [h]
- a_H – bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti τ [-]
- y_H – omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja
- $\tau_{H,0}$ – referentna vremenska konstanta za grijanje te za mjesečni proračun iznosi 15h
- C_m – efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade [J/K]
- $Q_{H,nd,cont,a}$ – ukupna toplinska energija za grijanje zgrade pri kontinuiranom radu u periodu grijanja [kWh/a]
- $d_{m,i}$ – ukupan broj dana u i -tom mjesecu [d/mj]
- $L_{H,m,i}$ – broj dana rada u sustavu grijanja u i -tom mjesecu [d/mj]
- h_{ms} – koeficijent izmjene topline između čvorova m i s , te ima fiksnu vrijednost 9,1 W/m²K

A_m – efektivna površina mase zgrade te se za ovaj slučaj računa kao $3,5 \times A_f$ [m²]

h_{is} – koeficijent izmjene topline između čvorova *air* i *s* te iznosi $h_{is} = 3,45$ W/m²K;

A_{tot} – površina svih ploština koje okružuju proračunsku zonu [m²]

A_{at} – omjer površina svih ploština koje okružuju proračunsku zonu i površine poda te iznosi
4,5

A_f – tlocrtna površina poda proračunske zone [m²]

SAŽETAK

U ovome radu je prikazan projekt klimatizacijskog sustava centra za proizvodnju cjepiva. Zgrada se nalazi na području grada Zagreba, a svi referentni klimatski podaci potrebni za proračune definirani su za meteorološku postaju Maksimir. Projekt se sastoji od termotehničkog proračuna projektnog toplinskog opterećenja prema normi HRN EN 12831-1:2017 i projektnog rashladnog opterećenja prema normi VDI 2078:2015. Također, projekt se sastoji i od satnog proračuna toplinskih potreba za grijanje i hlađenje prvog kata zgrade korištenjem dinamičke satne metode prema normi HRN EN ISO 13790 te satnog proračuna prema nacionalnom *Algoritmu za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade* za sustave 8 i 10 prema spomenutom Algoritmu. Laboratorij za proizvodnju lijekova pripada u kategoriju čistih prostora, pa će termotehnički sustav u ovome slučaju biti isključivo samo zračni sustav. Dobava i odsis zraka vršit će se pomoću centraliziranog klimatizacijskog sustava s klima komorom smještenom na vrhu zgrade te pomoću razvodnih dobavnih i povratnih kanala. Raspoloživi ogrjevni medij za sustav bit će topla voda u režimu 70/55 °C, dok će rashladni medij biti hladna voda s 30% otopinom etilen - glikola u režimu 7/12 °C. Energetski proračun daje mjesečne količine toplinskih potreba za elemente klima jedinice sustava 8 i 10 a to su: grijač, hladnjak, parni ovlaživač i dogrijač. Pokazalo se da postoji značajna razlika u energetskim potrebama za toplinskom energijom između ova dva sustava gdje su ukupne potrebe kod sustava 10 značajno veće zbog cjelogodišnjeg održavanja vlažnosti zraka u zoni proizvodnje cjepiva.

Ključne riječi: klimatizacija, ventilacija, grijanje, hlađenje, satna metoda, čisti prostori.

SUMMARY

In this paper, the project of an air conditioning system for a vaccine production center is presented. The building is located in the city of Zagreb, and all the relevant climate data necessary for calculations are defined for the meteorological station Maksimir. The project includes the thermodynamic calculation of the design heat load according to the HRN EN 12831-1:2017 standard and the design cooling load according to the VDI 2078:2015 standard. Additionally, the project involves an hourly calculation of heating and cooling needs for the first floor of the building using the dynamic hourly method according to the HRN EN ISO 13790 standard. It also includes an hourly calculation according to the national Algorithm for the calculation of energy needs for the application of the air conditioning systems for heating and cooling of buildings. The laboratory for vaccine production is categorized as a clean room, so the air conditioning system in this case will exclusively be an air system. The supply and exhaust of air will be done through a centralized air conditioning system with an air conditioning chamber located on the top of the building, using distribution supply and return ductings. The available heating medium for the system will be hot water in a 70/55 °C regime, while the cooling medium will be cold water with a 30% ethylene-glycol solution in a 7/12 °C regime. The energy calculation gives the monthly amount of thermal energy needs for the elements of the air conditioning unit of system 8 and 10, which are: heater, cooler, steam humidifier and reheater. It has been shown that there is a significant difference in the energy needs for thermal energy between these two systems, where the total needs for system 10 are significantly higher due to the year-round maintenance of air humidity in the vaccine production zone.

Key words: air conditioning, ventilation, heating, cooling, hourly method, clean rooms.

1. UVOD

Grijanje, ventilacija i klimatizacija, zajedničkim nazivom, GViK sustavi spadaju u područje strojarstva čija je zadaća ostvarivanje i održavanje parametara toplinske ugodnosti osoba i kvalitete zraka u prostorijama u kojima borave ljudi. Klimatizacijom se nazivaju složeni procesi koji uključuju kondicioniranje, transport i ubacivanje zraka u klimatizirani prostor. Tim se složenim procesima reguliraju i održavaju temperatura, relativna vlažnost, brzina strujanja i čistoća zraka, razina tlaka u prostoru te buka. Osnovna podjela GViK sustava je prema mogućnosti izvršavanja četiri osnovna termodinamička procesa pripreme vlažnog zraka, a to su: grijanje, hlađenje, ovlaživanje i odvlaživanje. Prema tome, klimatizacija se prema DIN1946 može kategorizirati u tri skupine:

- Sustav ventilacije (vrši samo jedan od gore navedenih procesa);
- Sustav djelomične klimatizacije (vrši dva ili tri od navedenih procesa);
- Sustav klimatizacije (vrši sva četiri procesa cjelogodišnje).

Također, klimatizacijski sustavi se dijele i prema području primjene, pa tako postoje [1]:

1. Komforni sustavi klimatizacije,
2. Industrijski sustav klimatizacije.

S obzirom da je predmet razmatranja ovog rada jedan kat zgrade i to onaj na kojem se nalazi laboratorij za proizvodnju cjepiva, govorit će se prvenstveno o industrijskim sustavima klimatizacije. Kao što je već rečeno u sažetku ovog rada, promatrani laboratorij pripada skupini takozvanih čistih prostorija koji imaju posebne zahtjeve za klimatizacijom i kvalitetom zraka te je nužno izmjenu topline vršiti isključivo zračnim sustavom koji je predviđen kao centralni klimatizacijski sustav s klima komorom. Osim zračnog sustava, GViK sustavi se prema radnom mediju dijele na zračno-vodne i vodene sustave te sustave s radnom tvari. Za projektiranje termotehničkih instalacija, klima komora je predviđena s rekuperatorom, tlačnim i odsisnim ventilatorima, filterima, grijačem, hladnjakom, dogrijačem i parnim ovlaživačem. Regulacija protoka zraka u prostorije vršit će se pomoću regulatora konstantnog i varijabilnog protoka kako bi u određenim prostorijama stalno bio potreban pretlak. U drugom će se dijelu ovog rada proračunavati i sustav bez dogrijača i parnog ovlaživača za potrebe proračuna potrebne toplinske energije za grijanje ili hlađenje zgrade, čime će se moći usporediti dva sustava u pogledu ukupne godišnje toplinske energije za grijanje ili hlađenje. U sljedećem poglavlju bit će nešto detaljnije objašnjen pojam čistih prostorija.

2. ČISTE PROSTORIJE

Pod pojmom čistih prostorija podrazumijevaju se prostorije namijenjene proizvodnji ili znanstvenom istraživanju, te koji zahtijevaju održavanje na vrlo niskoj razini prisutnosti zagađivača zraka kao što su prašina, mikrobi, čestice aerosola i kemijsko isparavanje. Najviše se koriste u farmaceutskoj industriji, medicini, biotehnologiji (genetika, molekularna biologija, biokemija), istraživačkim laboratorijima i sličnim prostorima koji su vrlo osjetljivi na razne vrste zagađivača. Kompleks čistih prostora se obično sastoji od više prostorija sa različitim klasama čistoće čiji je smisao zaštita proizvoda i procesa. Kako bi se takve prostorije zaštitilo od kontaminacije iz susjednih manje čistih prostora, čiste se prostorije moraju stalno održavati na većem tlaku zraka, odnosno uspostaviti odgovarajuću ekspiraciju zraka prema manje čistim ili netretiranim prostorijama. U praksi se najčešće primjenjuju tri osnovna načina reguliranja strujanja zraka čistih prostorija, a to su [2]:

- Premještanje (eng. *displacement concept*) – ovaj način karakterizira mala razlika tlaka i veliki protok zraka. Mala razlika tlaka efikasno razdvaja čiste prostorije od prostorija niže kvalitete čistoće zraka, a posljedica toga je turbulentno strujanje manje količine zraka brzinom većom od 0,2 m/s;
- Razlika tlaka – ovaj način karakterizira velika razlika tlaka i mali protok zraka između čistog (veći tlak) i manje čistih prostorija (niži tlak), pri čemu je važno izbjegavanje mogućeg turbulentnog strujanja. Preporučena razlika tlaka između čistih prostorija različitih klasa čistoće je u opsegu od 5 Pa do 30 Pa,;
- Fizička pregrada – upotreba nepropusnih pregrada za sprječavanje prijenosa zagađenja s manje čistih prostora na zonu više klase čistoće. Također, vrlo bitna stavka čistih prostora su filteri. Filteri koji primjenjuju u čistim prostorima puno su učinkovitiji od onih koji se koriste u klasičnim klima postrojenjima. Kod klasičnih klimatizacijskih sustava, filteri su postavljeni ili u samoj klima komori ili odmah iza klima komore te se sustavom ventilacijskih kanala zrak dovodi u tretirani prostor. S obzirom da takvim načinom ubacivanja zraka u prostor može doći do toga da čestice budu unesene u prostor, kod većine se sustava čistih prostora visokoučinkoviti filteri postavljaju direktno na mjesto ubacivanja zraka u prostoriju. Takvi filteri poznati su pod nazivom HEPA (eng. *High Efficiency Particle Air*) filteri koji otklanjaju čestice veličine oko 0,3 μm te imaju efikasnost veću od 99,97%.

2.1. Klasifikacija čistih prostora

Podjela čistih prostorija može se izvršiti prema [2]:

- klasi čistoće (broju i veličini čestica);
- načinu strujanja zraka;
- namjeni.

2.1.1. Klasifikacija čistih prostora prema klasi čistoće

Čestica se definira kao čvrsta ili tekuća tvar, prisutna u zraku, veličine između 0,1 i 0,5 μm . Stvarna klasa čistih prostora dobiva se mjerenjem broja čestica $\geq 0,5 \mu\text{m}^3$ zraka, koje određuju granicu klase koja se ne smije prekoračiti. Klasa čistih soba je definirana klasifikacijskim brojem N , maksimalno dozvoljenom koncentracijom C_n i promatranom veličinom čestice D te je određena jednadžbom [2]:

$$C_n = 10^N \left(\frac{0,1}{D}\right)^{2,08}, \text{ gdje su:} \quad (1.1.)$$

C_n – maksimalno dozvoljena koncentracija čestica [$\text{č}/\text{m}^3$] zraka, koja je jednaka ili veća od razmatrane veličine čestica;

N – ISO klasifikacijski broj koji nije veći od 9 (opseg povećanja ISO klasa je između ISO klasa 1,1 do ISO klasa 8,9);

D – veličina promatrane čestice [μm];

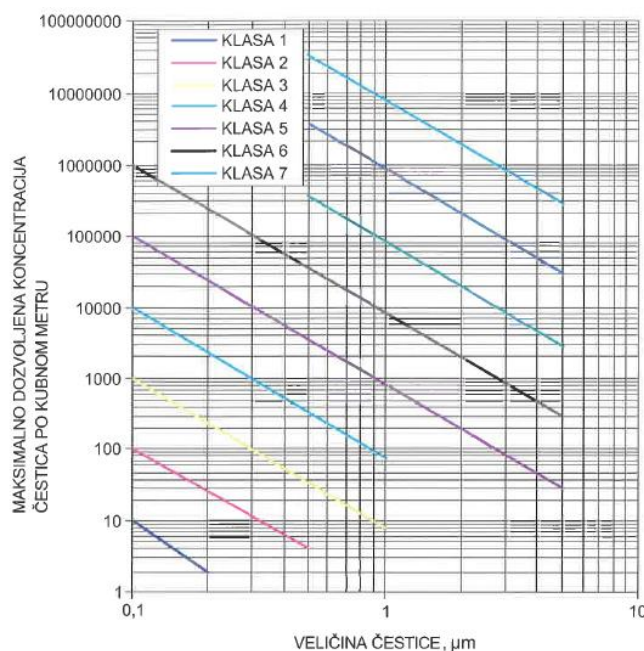
0,1 – konstanta.

Maksimalne koncentracije čestica u zraku u ovisnosti od njihove veličine prema normi ISO 14644-1 date su u tablici 1.

Tablica 1. Klase čistih prostorija i zona prema ISO 14644-1 [2]

Klasifikacijski brojevi (N)	Maksimalno dozvoljene koncentracije C_n za čestice jednake ili veće veličine od prikazanih ispod					
	0,1 μm	0,2 μm	0,3 μm	0,5 μm	1 μm	5 μm
ISO klasa 1	10	2				
ISO klasa 2	100	24	10	4		
ISO klasa 3	1 000	237	102	35	8	
ISO klasa 4	10 000	2370	1020	352	83	
ISO klasa 5	100 000	23700	10200	3520	832	29
ISO klasa 6	1000000	237000	102000	35200	8320	293
ISO klasa 7				352000	83200	2930
ISO klasa 8				3520000	832000	29300
ISO klasa 9				35200000	8320000	293000

Koncentracija čestica ovisi od procesa koji se odvija unutar prostorija. Ukoliko je prostor prazan, u njemu je prisutnost čestica znatno manja nego u na primjer prostorima koji sadrže opremu, koja je pri tome i u funkciji. Najveća prisutnost čestica je u vremenskom kada je oprema pod punim opterećenjem u prisutnosti operatera. Na slici 1. prikazana je ovisnost maksimalne dozvoljene koncentracije čestica po kubnom metru s veličinom čestica za različite klase.

Slika 1. Broj maksimalno dozvoljene koncentracije C_n čestica s obzirom na veličinu čestica

2.1.2. Klasifikacija čistih prostora prema načinu strujanja zraka

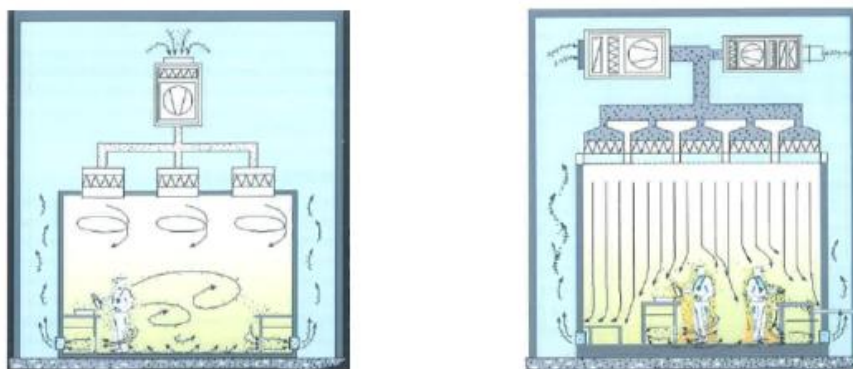
Prema Aneksu A međunarodnog standarda za čiste sobe ISO 14644-4E, strujanje zraka u čistim sobama je jednosmjerno ili ne jednosmjerno, odnosno kombinaciju ta dva načina strujanja, tj. mješovito strujanje. U ISO klasi 5 i višim klasama, kada je proces u tijeku, odnosno oprema u radu, strujanje zraka je najčešće jednosmjerno, dok je u nižim klasama (ISO 6 i klase niže čistoće) turbulentno ili mješovito strujanje u pogonskom stanju.

a) Ne jednosmjerno strujanje zraka

Kada se zrak u prostoru prostire kaotično ne jednosmjerno, tada se tip čistog prostora naziva „turbulentno ventiliran“ prostor. Ovakav princip ventilacije najbliži je onom koji se primjenjuje u komfornoj klimatizaciji. Kondicionirani zrak dovodi se u prostoriju kroz kućišta visokoučinkovitih filtera raspoređenih po stropu. Lokacija filtera ima značajnu ulogu u oblikovanju slike strujanja zraka. Posebnu pažnju treba obratiti na raspored odsisnih otvora, kako bi se smanjila mogućnost stvaranja mrtvih zona unutar čistih prostorija.

b) Jednosmjerno strujanje zraka

U turbulentno ventiliranim čistim prostorima, u procesu rada, moguće je osigurati uvjete koji odgovaraju ISO klasi 6, ali da bi se u procesu rada osigurala klasa čistoće iznad ISO klase 6, strujanje zraka mora biti jednosmjerno. Ovakvo strujanje poznato je i pod nazivom laminarno strujanje. Jednosmjerno strujanje određeno je brzinom kretanja zraka, što znači da broj izmjena zraka nije uvijek odgovarajući parametar za osiguravanje čistoće. Protok zraka u čistim prostorima pri jednosmjernom je strujanju stotinama puta veći od protoka pri turbulentnom strujanju i samim time GViK sustavi u čistim prostorima puno su skuplji s aspekta investicije i održavanja. [2]



Slika 2. Turbulentno/ne jednosmjerno strujanje zraka (lijevo) i vertikalno jednosmjerno strujanje zraka (desno)

3. OPIS ZGRADE

Predmet razmatranja ovog rada bila je zgrada za proizvodnju cjepiva. Zgrada se nalazi na području grada Zagreba, pa su i svi referentni klimatski podaci (podaci o vanjskoj temperaturi, relativnoj vlažnosti i Sunčevom zračenju) definirani za grad Zagreb, odnosno preciznije, za meteorološku postaju Maksimir. Laboratorij za proizvodnju cjepiva sadrži ukupno osam prostorija, od čega su dvije prostorije svlačionice, dvije su prostorije vezane uz samu pripremu farmaceutskih procesa, prostoriju proizvodnje, kontrola kvalitete, uzorkovanje te hodnik. U prvom dijelu ovog rada opisan će se proračun projektnog toplinskog opterećenja prema HRN EN 12831 i VDI 2078 čiji će izlazni rezultati biti ukupni toplinski tokovi za grijanje, odnosno hlađenje etaže. Proračun toplinskog opterećenja izvršen je u računalnom softveru *IntegraCAD*. Grijanje i hlađenje prostorija vršit će se putem ventilacijskih kanala koji će iz klima komore dobavljati potrebnu količinu zraka u svaku od navedenih prostorija. Za odabir klima komore, kontaktirana je tvrtka *Daikin* koja je na osnovu svih potrebnih parametara odabrala optimalno rješenje za ovaj sustav. Klima komora nalazi se krovu zgrade. S obzirom da laboratorij pripada u kategoriju čistih prostora, broj izmjena zraka po jedinici vremena bit će vrlo velik, pa će posljedično tome i protoci zraka biti relativni veliki u usporedbi sa standardnom upotrebom klimatizacijskih sustava u stambenim i komercijalnim zgradama. Zrak će se u prostorije čija je namjena industrijske, odnosno tehnološke prirode dobavljati preko distributera zraka s ugrađenim HEPA filterom proizvođača *TROX Austria GmbH*. Za prostorije svlačionica predviđena je ugradnja klasičnih distributera zraka bez HEPA filtera. Odsis iz prostorija vršit će se pomoću odsisnih rešetki koje će biti postavljene na približno pola metra iznad razine poda što je naputak prilikom projektiranja ovakvih sustava. Dispozicija ventilacijskog sustava po prostorijama izvedena je u računalnom softveru *AutoCAD* i dana je u prilogu. U drugom dijelu rada izvršen je proračun potrebne godišnje toplinske energije za grijanje i hlađenje zgrade pomoću dinamičke satne metode prema HRN EN 13790 te satni proračun energetske potreba za kondicioniranje zraka za varijante klimatizacijskog sustava prema nacionalnom *Algoritmu za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade*, a to su:

- a) Shema 8 – rekuperator, grijač i hladnjak;
- b) Shema 10 – rekuperator, grijač, hladnjak, parni ovlaživač i dogrijač.

Navedeni proračuni provedeni su u računalnom softveru *Excel*.

4. PRORAČUN PROJEKTOG TOPLINSKOG OPTEREĆENJA

Proračun projektnog toplinskog opterećenja bitan je faktor pri projektiranju sustava za grijanje i hlađenje zgrade. Proračun projektnog toplinskog opterećenja za zimsko razdoblje izvršen je prema normi HRN EN 12831 [3], dok će za proračun toplinskog opterećenja za ljetno razdoblje poslužiti norma VDI 2078 [4]. Oba proračuna su provedena u računalnom softveru *IntegraCAD*. Proračun se vrši na način da se za svaku prostoriju izračuna toplinsko opterećenje za zimsko razdoblje i rashladno opterećenje za ljetno razdoblje. Kako bi se dobili rezultati proračuna, važno je poznavati toplinske karakteristike same zgrade, odnosno njezinih građevnih dijelova. U tablici 2. dan je popis svih građevnih dijelova zgrade te njihovih koeficijenata prolaza topline U [$W/m^2/K$]. S obzirom da elementi građevinske konstrukcije nisu bili do kraja definirani u fazi izrade ovog rada, toplinska svojstva su odabrana *Tehničkim propisom o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgrada* [5]. Također, treba napomenuti da je proračun proveden prema projektnim uvjetima. S obzirom da je zgrada locirana u Zagrebu, vanjska projektna temperatura iznosi $\vartheta_e = -12,8$ °C. Projektne unutarnje temperature za grijanje i hlađenje jednake su i iznose $\vartheta_{int} = 22$ °C.

Tablica 2. Koeficijenti prolaza topline U [W/m^2K]

Oznaka građevnog elementa	Građevni element	U [W/m^2K]
VZ	Vanjski zid	0,3
UZ1	Unutarnji zid	0,4
UZ2	Unutarnji zid	0,6
PR	Prozor	1,1
UVR	Unutarnja vrata	1,1

4.1. Proračun toplinskih gubitaka prema HRN EN 12831 [3]

Projektno toplinsko opterećenje za zimsko razdoblje zbroj je transmisijskih i ventilacijskih gubitaka, te gubitaka zbog prekida zagrijavanja, a dano je sljedećim izrazom:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{Tr,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} [W], \quad (4.1.)$$

gdje su:

$\Phi_{Tr,i}$ – projektni transmisijski gubici topline prostorije [W],

$\Phi_{V,i}$ – projektni ventilacijski gubici topline prostorije [W],

$\Phi_{RH,i}$ – toplina za zagrijavanje zbog prekida grijanja [W].

4.1.1. Transmisijski gubici topline

Projektni transmisijski gubici topline određuju se iz sljedećeg izraza:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\vartheta_{int,i} - \vartheta_e) \text{ [W]}, \quad (4.1.1.)$$

gdje su:

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema vanjskom okolišu [W/K];

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu [W/K];

$H_{T,ig}$ – stacionarni koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu [W/K];

$H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature [W/K];

$\vartheta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C];

ϑ_e – vanjska projektna temperatura [°C].

4.1.1.1. Transmisijski gubici topline prema vanjskom okolišu

Izraz za izračun koeficijenta transmisijskih gubitaka topline prema vanjskom okolišu dan je sljedećom jednadžbom:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k U_k e_k + \sum_l \psi_l l_l e_l \text{ [W/K]}, \quad (4.1.1.1.)$$

gdje su:

A_k – površina plohe "k" (zid, prozor, vrata, strop, pod) kroz koju prolazi toplina [m²];

e_k, e_l – korekcijski faktori izloženosti koji uzimaju u obzir klimatske utjecaje kao vlažnost, temperatura, brzina vjetra. Određuju se na nacionalnoj razini. Ako vrijednosti nisu određene na nacionalnoj razini uzeti =1;

U_k – koeficijent prolaza topline građevnog elementa k [W/m²K];

l_l – dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije [m];

ψ_l – linijski koeficijent prolaza topline linijskog toplinskog mosta l [W/m²K].

4.1.1.2. Transmisijski gubici topline kroz negrijane prostore

Koeficijent transmisijskog gubitka kroz negrijane prostore prema vanjskom okolišu računa se sljedećom jednadžbom:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k U_k b_u + \sum_l \psi_l l_l b_u \text{ [W/K]}, \quad (4.1.1.2.1)$$

gdje je:

b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu [-].

Iako se faktor smanjenja temperaturne razlike može se odrediti na više načina, najjednostavniji način je preko poznate temperature negrijanog prostora, čime dolazimo do sljedećeg izraza:

$$b_u = \frac{\vartheta_{int,i} - \vartheta_u}{\vartheta_{int,i} - \vartheta_e} [-]. \quad (4.1.1.2.2.)$$

4.1.1.3. Transmisijski gubici topline od grijanog prostora prema tlu

Koeficijent transmisijskih gubitaka od grijanog prostora prema tlu računa se sljedećim izrazom:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k U_{eq,k}) \cdot G_w [\text{W/K}], \quad (4.1.1.3.1)$$

gdje su:

f_{g1} – korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature, predložena vrijednost 1,45 [-];

f_{g2} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske i vanjske projektne temperature, kako slijedi:

$$f_{g2} = \frac{\vartheta_{int,i} - \vartheta_{m,e}}{\vartheta_{int,i} - \vartheta_e} [-]; \quad (4.1.1.3.2.)$$

$U_{eq,k}$ – ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda;

G_w – korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode.

4.1.1.4. Transmisijski gubici topline prema susjednim prostorijama grijanih na različitu temperaturu

Koeficijent transmisijskog gubitka topline prema susjednim prostorijama grijanih na različitu temperaturu računa se prema izrazu:

$$H_{T,ij} = \sum_k A_k f_{ij} U_k [\text{W/K}], \quad (4.1.1.4.1.)$$

gdje je:

f_{ij} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperatura susjednog prostora i vanjske projektne temperature, a koji se računa sljedećim izrazom:

$$f_{ij} = \frac{\vartheta_{int,i} - \vartheta_{ads}}{\vartheta_{int,i} - \vartheta_e} [-]. \quad (4.1.1.4.2.)$$

4.1.2. Projektni ventilacijski gubici topline

Projektni ventilacijski gubici određuju se iz sljedećeg izraza:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\vartheta_{int,i} - \vartheta_e) [\text{W}], \quad (4.1.2.1.)$$

gdje su:

$H_{V,i}$ – koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka [W/K];

$\vartheta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C];

ϑ_e – vanjska projektna temperatura [°C].

Koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka može se izračunati prema:

$$H_{V,i} = V_i \cdot \rho_{zr} \cdot c_{p,zr} = V_i \cdot 0,34 \text{ [W/K]}; \quad (4.1.2.2.)$$

gdje su:

V_i – protok zraka u grijani prostor [m³/h];

ρ_{zr} – gustoća zraka pri temperaturi $\vartheta_{int,i}$ [kg/m³];

$c_{p,zr}$ – specifični toplinski kapacitet zraka pri konstantnom tlaku pri temperaturi $\vartheta_{int,i}$ [J/kgK].

Protok zraka s ventilacijskim sustavom računa se prema:

$$V_i = V_{inf,i} + V_{su,i} \cdot f_{V,i} + V_{mech,inf,i} \text{ [m}^3\text{/h]}; \text{ gdje su:} \quad (4.1.2.3.)$$

$V_{inf,i}$ – protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazor [m³/h];

$V_{su,i}$ – količina zraka dovedena mehaničkim sustavom ventilacije [m³/h];

$V_{mech,inf,i}$ – višak odvedenog zraka iz prostorije [m³/h];

$f_{V,i}$ – faktor smanjenja temperaturne razlike koji se računa prema:

$$f_{V,i} = \frac{\vartheta_{int,i} - \vartheta_{su,i}}{\vartheta_{int,i} - \vartheta_e} [-]; \quad (4.1.2.4.)$$

gdje je:

$\vartheta_{su,i}$ – temperatura dobavnog zraka [°C].

4.1.3. Projektni gubici topline zbog prekida grijanja

Prostori s prekidima grijanja zahtijevaju dodatnu toplinu za zagrijavanje do unutarnje projektne temperature prostorije nakon što se ona snizi u periodu prekida grijanja. Toplina za zagrijavanje ovisi o:

- toplinskom kapacitetu građevnih elemenata,
- vremenu zagrijavanja,
- temperaturnom padu tijekom prekida,
- svojstvima sustava regulacije.

Toplina za ponovno zagrijavanje računa se prema izrazu:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH,i} \text{ [W]}, \quad (4.1.3.)$$

gdje su:

A_i – površina poda grijanog prostora sa ½ debljine zidova [m²];

$f_{RH,i}$ – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida grijanja [W/m^2].

4.1.4. Rezultati proračuna

Sumiranjem svih gore spomenutih gubitaka dobiva se ukupno toplinsko opterećenje laboratorija za proizvodnju cjevica. Termotehnički sustav će u ovom slučaju biti zračni sustav zbog posebnih zahtjeva s obzirom da se radi o čistim prostorima. Ukupno toplinsko opterećenje za etažu iznosit će 11,41 kW. Ukupno toplinsko opterećenje kata bitno je radi odabira relevantnog toplinskog učina grijača klima komore. Grijač u klima komori će za zimsko razdoblje, ali i izvan zimskog razdoblja kada je to potrebno, zagrijavati zrak nakon rekuperatora, te će zrak koji se ubacuje u zonu grijanja imati temperaturu višu od unutarnje projektne temperature. Izvor topline koji će predavati toplinski tok grijaču u klima komori može biti dizalica topline ili kotao, ali izbor te opreme nije predmet razmatranja ovog rada. Svi elementi klima komore biti će detaljno razrađeni u kasnijim poglavljima. U tablici 3. prikazani su rezultati proračuna za sve prostorije laboratorija.

Tablica 3. Rezultati toplinskog opterećenja po prostorijama

Oznaka prostorije	Prostorija	A_i [m ²]	$\vartheta_{int,i}$ [°C]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{HL,i}$ [W]	$q_{HL,i}$ [W/m ²]
101	Svlačionica 1	19	22	290	0	76	366	19,26
102	Svlačionica 2	19	22	795	0	76	871	45,84
103	Priprema A	67	22	1060	0	1206	2266	33,82
104	Priprema B	67	22	668	0	1206	1874	27,97
105	Proizvodnja	69	22	102	0	1242	1344	19,47
106	Hodnik	50	22	891	0	900	1791	35,82
107	Kontrola kvalitete	25	22	579	0	450	1029	41,16
108	Uzorkovanje	38	22	1184	0	684	1868	49,16
Ukupno		354		5569	0	5840	11409	32,22

Treba napomenuti da su ventilacijski gubici topline u ovom slučaju jednaki nuli iz razloga što će se oni pokriti u potpunosti mehaničkom ventilacijom.

4.2. Proračun toplinskog opterećenja prema VDI 2078 [4]

Toplinsko opterećenje prostorija za ljetno razdoblje proračunava se prema normi VDI 2078. Iznos ukupnog toplinskog opterećenja za hlađenje ključan je kriterij prilikom dimenzioniranja

i odabira elemenata klima jedinice koja će preko hladnjaka hladiti zrak kako bi se u prostorijama održavala unutarnja projektna temperatura. Prema navedenoj normi, ukupno toplinsko opterećenje prostorije bit će zbroj vanjskog i unutarnjeg toplinskog opterećenja, prema sljedećem izrazu:

$$\Phi_{CL} = \Phi_I + \Phi_A \text{ [W]}, \quad (4.2.)$$

gdje su:

Φ_I – ukupno unutarnje toplinsko opterećenje [W];

Φ_A – ukupni vanjsko toplinsko opterećenje [W].

4.3.1. Unutarnje toplinsko opterećenje

Unutarnje toplinsko opterećenje prostorije Φ_I sastoji se od sume toplinskih opterećenja uslijed odavanja topline osoba u prostoriji Φ_P , odavanja topline uređaja Φ_E i topline dospjele preko unutarnjih površina iz susjednih prostorija Φ_R , što se matematički može prikazati sljedećim izrazom:

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_E + \Phi_R \text{ [W]}. \quad (4.3.1.1.)$$

Unutarnje toplinsko opterećenje uz uređaja Φ_E dijeli se na toplinsko opterećenje uslijed topline koju odaje rasvjeta Φ_B , topline strojeva i uređaja Φ_M , topline dovođenja ili odvođenja kroz prostoriju konvekcijom i kondukcijom Φ_G te posebno dovođenje i odvođenje topline Φ_C (npr. kemijske reakcije). Sukladno tome, izraz za proračunavanje ukupnog toplinskog opterećenja glasi:

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_B + \Phi_M + \Phi_G + \Phi_C + \Phi_R \text{ [W]}. \quad (4.3.1.2.)$$

4.3.2. Vanjsko toplinsko opterećenje

Vanjsko toplinsko opterećenje prostorije računa se na sljedeći način:

$$\Phi_A = \Phi_V + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{FL} \text{ [W]}, \quad (4.3.2.)$$

gdje su:

Φ_V – toplinski tok iz okoliša provođenjem i/ili konvekcijom kroz zid ili krov [W];

Φ_T – toplinski tok iz okoliša provođenjem i/ili konvekcijom kroz staklo [W];

Φ_S – toplinski tok doveden iz okoliša zračenjem kroz staklo [W];

Φ_{FL} – toplinski tok uslijed ventilacije [W].

Proračun unutarnjeg i vanjskog opterećenja prostorija proveden je, kao i za toplinske gubitke, u računalnom softveru *IntegraCAD*, uz sljedeće pretpostavke za namjenu prostora:

- Vrijeme rada laboratorija: 8-20h;
- Broj osoba po prostorijama:

- Svlačionice: 4-6 osoba,
- Priprema A i B: 4-6 osoba,
- Proizvodnja: 6-8 osoba,
- Kontrola kvalitete: 2-4 osobe,
- Uzorkovanje: 3-5 osoba;
- Rasvjeta 10 W/m²;
- Uređaji i strojevi:
 - Računala i ostala tehnologija: 50 W,
 - Strojevi za obavljanje tehnoloških procesa: 100 W/m².

U tablici 4. dan je prikaz vršnih toplinskih opterećenja po prostorijama.

Tablica 4. Projektno toplinsko opterećenje prostorija prema VDI 2078

Oznaka prostorije	Prostorija	A [m ²]	ϑ_{int} [°C]	$\Phi_{\text{senzibilno}}$ [W]	Φ_{latentno} [W]	Φ_{uk} [W]	Datum i vrijeme
101	Svlačionica 1	19	22	2703	263	2966	21. lipanj 16h
102	Svlačionica 2	19	22	3292	263	3555	21. lipanj 16h
103	Priprema A	67	22	2732	269	3001	21. lipanj 18h
104	Priprema B	67	22	910	276	1186	23. srpanj 20h
105	Proizvodnja	69	22	910	276	1186	23. srpanj 20h
106	Hodnik	50	22	2662	243	2905	22. rujanj 12h
107	Kontrola kvalitete	25	22	2662	243	2905	22. rujanj 12h
109	Uzorkovanje	38	22	3058	261	3319	22. rujanj 15h

Za razliku od toplinskog opterećenja za zimsko razdoblje, za ljetno se razdoblje prilikom dimenzioniranja rashladnika vode ne smije koristiti ukupni zbroj vršnih toplinskih opterećenja, već će nam za to poslužiti vršno opterećenje u projektnim, odnosno najnepovoljnijim uvjetima, a to će prema proračunu u *IntegraCAD-u* u ovom slučaju biti 24. kolovoz u 15h. Ukupno projektno toplinsko opterećenje tako će za navedenu zonu iznositi 16,92 kW.

5. DIMENZIONIRANJE ZRAČNOG SUSTAVA

Postrojenje sterilnih proizvoda (u ovom slučaju cjepiva) podliježe posebnim zahtjevima kako bi se smanjio rizik od kontaminacije mikrobima, česticama i endotoksinima. Prema tome, treba razmotriti sljedeće:

1. Postrojenje, oprema i procesi trebaju biti odgovarajuće projektirani, kvalificirani i/ili validni i tamo gdje je primjenjivo, podvrgnuti stalnoj provjeri u skladu s relevantnim smjericama *Dobre proizvođačke prakse* (eng. *Good manufacturing practice, GMP*) [6]. Korištenje odgovarajuće tehnologija u cilju povećanja zaštite proizvoda od potencijalnih vanjskih izvora kao što su osoblje, materijali i okoliš te u cilju brzog otkrivanja potencijalnih zagađivača u okolišu i proizvodu.
2. Osoblje treba imati odgovarajuće kvalifikacije i iskustvo, kao i obuku te ponašanje u skladu s posebnim fokusom na načela uključena u zaštitu sterilnog proizvoda tijekom procesa proizvodnje, pakiranja i distribucije.
3. Procese i sustave nadzora za proizvodnju sterilnih proizvoda treba dizajnirati, pustiti u rad, kvalificirati, nadzirati i redovito pregledavati osoblje s odgovarajućim procesnim inženjerskim i mikrobiološkim znanjem.

Čiste prostorije i svlačionice treba održavati u skladu s odgovarajućim standardom čistoće i opskrbljivati ih zrakom koji je prošao kroz filtere odgovarajuće učinkovitosti. Kontrola i praćenje trebaju biti znanstveno opravdani i trebali bi učinkovito procijeniti stanje okolišnih uvjeta čistih prostora, zračnih komora i prolaznih otvora. Za proizvodnju sterilnih proizvoda postoje četiri stupnja čistog prostora/zone, a to su:

1. Razred A: Kritična zona za visokorizične operacije. Obično takve uvjete osigurava lokalizirana zaštita od protoka zraka, kao što su radne stanice s jednosmjernim protokom zraka unutar izolatora. Održavanje jednosmjernog strujanja zraka treba biti dokazano i kvalificirano unutar cijelog područja razreda A.
2. Razred B: Zona za aseptičnu pripremu i punjenje u kojoj treba stalno pratiti razlike u tlaku zraka.
3. Razredi C i D: Ovo su čisti prostori koji se koriste za izvođenje manje kritičnih faza u proizvodnji sterilnih proizvoda s aseptičnim punjenjem ili kao podloga za izolatore. Također se mogu koristiti za pripremu, odnosno punjenje terminalno steriliziranih proizvoda.

Za klasifikaciju čistih prostorija prema navedenim razredima čistoće treba izmjeriti broj čestica jednak ili veći od 0,5 i 5 μm . Ovakvo mjerenje treba provesti u mirovanju te u

simuliranom pogonskom stanju postrojenja u skladu s ograničenjima navedenih u tablici 5. Prema klasi prostorije propisana je i minimalna klasa HEPA filtra potrebne učinkovitosti te minimalni potrebni broj izmjena zraka. Prema ovoj klasifikaciji, izabrani su razredi klase čistoće koji će biti potrebni za proračun protoka zraka u kanalima sustava.

Tablica 5. Maksimalno dopušteni broj čestica po volumenu zraka [6]

Razred	Maksimalno dozvoljen broj čestica veličine 0,5 $\mu\text{m}/\text{m}^3$		Maksimalno dozvoljen broj čestica veličine 5 $\mu\text{m}/\text{m}^3$		ACH [h^{-1}]	HEPA filter
	U mirovanju	U radu	U mirovanju	U radu		
A	3 520	3520	Neodređeno	Neodređeno	60	H14
B	3 520	352 000	Neodređeno	2 930	50	H14
C	352 000	3 520 000	2 930	29 300	30	H13
D	3 520 000	Neodređeno	29 300	Neodređeno	20	H11

Kako bi se unutar čistih prostorija održavala temperatura u skladu s unutarnjom projektnom temperaturom, temperatura ubacivanja dobavnog zraka trebala bi biti unutar granica od 3 °C. Prema tome, osim prema minimalnom broju izmjena zraka za klase čistih prostora, proveden je i proračun prema nazivnom toplinskom opterećenju za grijanje, odnosno hlađenje. Izrazi kojim se računaju volumni protoci prema toplinskom opterećenju glase:

$$\dot{V}_{AH} = \frac{q_H}{\rho * c_{p,zr} * \Delta t_{UB}} [\text{m}^3/\text{h}] [7], \quad (5.1.1)$$

gdje su:

\dot{V}_{AH} – volumni protok zraka [m^3/h];

q_H – toplinsko opterećenje za grijanje ili hlađenje [W];

ρ – gustoća zraka [m^3/h];

$c_{p,zr}$ – specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK];

Δt_{UB} – temperaturna razlika dobavnog zraka i zraka u prostoriji [°C].

U tablici 6. prikazani su rezultati proračuna te dobiveni dobavni i odsisni protočni volumeni zraka, kao i minimalan broj izmjena zraka. Treba napomenuti da se zbog regulacije čistih prostora odsisni protok zraka projektira za 10-15% manju vrijednost kako bi u čistim prostorijama uvijek vladao određeni pretlak.

Tablica 6. Volumni protoci dobavnog i odsisnog zraka po prostorijama

Oznaka prostorije	Prostorija	Klasa prostora	ACH [h ⁻¹]	Dobava [m ³ /h]	Odsis [m ³ /h]
101	Svlačionica 1	NC	15	798	718
102	Svlačionica 2	NC	15	798	718
103	Priprema A	D	20	3752	3377
104	Priprema B	D	20	3752	3377
105	Proizvodnja	C	30	5796	5216
106	Hodnik	D	20	2800	2520
107	Kontrola kvalitete	D	20	1400	1260
108	Uzorkovanje	D	20	2128	1915
Ukupno				21224	19101

5.2. Odabir ventilacijskih otvora za distribuciju i odsis zraka

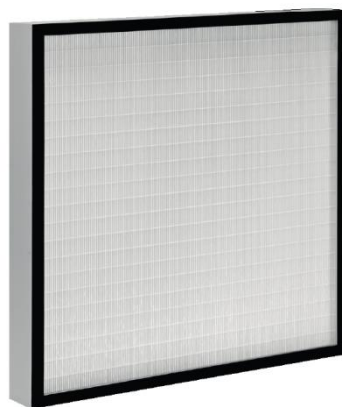
Zbog posebnih ventilacijskih zahtjeva za ovakvu vrstu zračnog sustava, mora se paziti na određene uvjete prilikom projektiranja sustava. Zbog velike ukupne količine zraka koju će klima komora dobavljati u prostorije, ista će klima komora biti jako velikih dimenzija te će biti postavljena na krov zgrade. Ventilacijski će kanali dobavnog i povratnog zraka biti pretežito pravokutnog poprečnog presjeka. Međutim, kako će se zrak u prostorije dobavljati putem distributera zraka koji imaju nastavke kružnog poprečnog presjeka (barem oni odabrani za ovaj sustav), pravokutni će se kanali morati „pretvoriti“ u kanale kružnog poprečnog presjeka. Odabir distributera zraka proveden je pomoću softvera tvrtke *Trox Austria GmbH* [8] naziva *Trox Easy Product Finder*. Za odabir pravilnog distributera zraka, u obzir treba uzeti volumne protoke svake od prostorija, razliku temperatura između temperature ubacivanog zraka i unutarnje projektne temperature, udaljenost distributera od zida, međusobnu udaljenost distributera i visinu prostorije. Za promatrani zračni sustav odabrani su distributeri zraka modela TFC koji se mogu sa svim svojim komponentama vidjeti na slici 3. Radi se o distributeru zraka koji je predviđen za stropnu ugradnju s ugrađenim HEPA filterom koji se ovisno o klasi čistoće prostorije nalazi unutar samog distributera zraka. HEPA filter prikazan je slici 4. U prostorije svlačionica dovod zraka vrši se preko klasičnih distributera zraka bez HEPA filtera. Odabrani distributeri zraka za svlačionice su modela VDW (slika 5.)



Slika 3. TFC distributer zraka s ugrađenim HEPA filterom [8]

Komponente distributera zraka TFC-VDW su sljedeće:

1. Kućište
2. Nosač za pričvršćivanje
3. Naglavak s usnom brtvom
4. Unutarnja mjerna cijeva
5. Uređaj za zračni terminal
6. Stezni mehanizam za filterski element
7. Stezni vijci
8. HEPA filter
9. Priključak filtra
10. Točka mjerenja tlaka



Slika 4. HEPA filter [8]



Slika 5. Distributer zraka VDW za prostorije svlačionica [8]

Odsis zraka iz prostorija prema klima komori obavljat će se preko povratnih kanala, a kao otvori zraka postaviti će se po prostorijama odsisne rešetke. Za razliku od distributera zraka, odsisne će se rešetke postavljati pri dnu prostorija, otprilike na oko pola metra iznad razine poda. Razlog tomu je pravilna distribucija zraka po prostoru te nemogućnost stvaranja mrtvih zona zraka. U svakoj će prostoriji postojati četiri odsisne rešetke koje će biti smještene u samim kutovima prostorija. Odabir odsisnih rešetke vrši se također u softveru *Trox Easy Product Finder*. Kod odabira rešetke, bitan faktor je brzina strujanja zraka na ulazu rešetke koja bi trebala biti oko 2-3 m/s. Za promatrani sustav izabrane su odsisne rešetke modela X-grille Modular čiji se prikaz može vidjeti na slici 5.



Slika 6. Odsisna rešetka X-Grille Modular [8]

5.2. Odabir regulatora protoka

Uloga regulatora protoka zraka je održavati željeni protok zraka u određenim granama sustava kanala bez obzira na varijacije tlaka unutar kanala. Međutim, treba uzeti u obzir stvaranje buke i operativne troškove, zbog čega je postavljanje niskog početnog tlaka ključno. Regulacija protoka zraka može se odvijati u dovodnom i odvodnom kanalu. Može se razlikovati nekoliko osnovnih tipova regulatora protoka zraka [9]:

- regulator konstantnog protoka zraka s fiksnom zadanom točkom;

- regulator protoka zraka s dvije birane zadane točke (V_{min} , V_{max});
- regulator konstantnog protoka zraka s podesivom zadanom točkom;
- regulator varijabilnog protoka VAV.

Regulatori protoka zraka glavni su regulacijski uređaji u promatranom zračnom sustavu. S obzirom da čiste prostorije zahtijevaju određene higijenske uvjete, na dobavnim će se kanalima postaviti regulatori konstantnog protoka CAV (eng. *Constant Air Volume*) kako bi svaka od prostorija u svakom trenutku imala potrebni protok zraka. Međutim, s obzirom da je zahtjev u projektiranju sustava za čiste prostore takav da u prostorijama mora vladati pretlak u iznosu od 15-30 Pa, na povratnim će se kanalima postaviti regulatori varijabilnog protoka VAV (eng. *Variable Air Volume*). Regulator varijabilnog protoka će preko motornog pogona koji je povezan s osjetnicima diferencijalnog tlaka regulirati protok zraka u sustavu. Odabrani CAV i VAV regulatori također su izabrani u softveru *Trox Easy Product Finder*. Odabrani CAV regulatori modela su EN-Ex (slika 7.), dok je za VAV regulatore odabran model TVJ (slika 8.)



Slika 7. CAV regulator EN-Ex [8]



Slika 8. VAV regulator TVJ [8]

5.3. Dimenzioniranje kanala dobavnog i povratnog zraka [10]

U prošlim su se poglavljima odabrali otvori zraka ventilacijskog sustava za dobavu i odsis zraka. To je ujedno i prvi korak u dimenzioniranju kanala dobavnog i povratnog voda. Kako je rečeno, kanali su u ovom sustavi uglavnom pravokutnog poprečnog presjeka, te je potrebno odabrati njihove dimenzije. Dimenzije pravokutnih kanala i promjeri kružnih kanala odabiru se prema proračunski određenom protoku i prema brzini strujanja zraka. Preporučene vrijednosti brzine strujanja zraka su između 2-8 m/s. Jednadžba za proračun brzine strujanja dana je sljedećim izrazom:

$$w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{a*b} = \frac{4*\dot{V}}{d^2\pi} \text{ [m/s]}, \quad (5.3.1)$$

gdje su:

- \dot{V} – volumni protok zraka [m³/h];
- A – površina poprečnog presjeka [m²];
- a – širina kanala [m];
- b – visina kanala [m];
- d – standardni promjer kanala [m].

Nakon dimenzioniranja standardnih veličina kanalskog razvoda, može se prema sljedećem izrazu odrediti linijski pad tlaka u kanalima:

$$R = \frac{\lambda}{d_{ekv}} \frac{\rho w^2}{2} \text{ [Pa/m]}, \quad (5.3.2)$$

gdje su:

- λ – trenje kanalu [-];
- ρ – gustoća zraka [kg/m³].

Linijski pad tlaka kada se pomnoži s duljinom dionice daje izraz za pad tlaka u kanalu:

$$\Delta p_F = L \frac{\lambda}{d} \frac{\rho w^2}{2} = RL \text{ [Pa]}. \quad (5.3.3)$$

Napomena: dionica kanala označava onaj dio kanala u kojem teče isti konstantni protok zraka.

Lokalni gubici u kanalu računaju se prema sljedećem izrazu:

$$\Delta p_L = Z = \zeta \frac{\rho w^2}{2} \text{ [Pa]}, \quad (5.3.4)$$

gdje je:

- ζ – koeficijent lokalnog pada tlaka [-].

Ukupni pad tlaka u kanalima dobavnog i povratnog voda dobiva se sumiranjem lokalnog i linijskog gubitka:

$$\Delta p_{uk} = \Delta p_{F+} + \Delta p_L = RL + Z \text{ [Pa]}. \quad (5.3.5.)$$

U tablicama 7. i 8. prikazani su proračuni dimenzioniranja kanala i proračuni ukupnog pada tlaka za kritičnu dionicu dobavnog i povratnog kanala.

Tablica 7. Proračun pada tlaka u kanalima dobavnog zraka

Dionica	Duljina L [m]	Volumni protok \dot{V} [m ³ /h]	Brzina strujanja, w [m/s]	a [m]	b [m]	d [m]	R [Pa/m]	RL [Pa]	$\Sigma\xi$ [-]	p_{din} [Pa]	Z [Pa]	$RL+Z$ [Pa]
1	14	21244	7,38	1000	800	-	0,4	5,6	1,8	32,65	58,76	64,36
2	1,4	6328	7,03	500	500	-	0,8	1,12	1,5	29,66	44,49	45,61
3	2,9	4200	5,76	450	450	-	0,7	2,03	1	19,92	19,92	21,95
4	7,2	2800	4,86	400	400	-	0,6	4,32	0,42	14,18	5,95	10,27
5	2	1400	4,04	350	300	350	0,8	1,6	1	9,80	9,80	11,40
6	1,5	700	3,96	250	250	250	0,7	1,05	1	9,41	9,41	10,46
Pad tlaka u distributeru zraka [Pa]							254					
Pad tlaka u regulatoru protoka [Pa]							100					
Ukupni pad tlaka [Pa]							518,07					

Tablica 8. Proračun pada tlaka u kanalima povratnog zraka

Dionica	Duljina L [m]	Volumni protok \dot{V} [m ³ /h]	Brzina strujanja, w [m/s]	a [m]	b [m]	d [m]	R [Pa/m]	RL [Pa]	$\Sigma\xi$ [-]	p_{din} [Pa]	Z [Pa]	$RL+Z$ [Pa]
1	22,1	19101	7,58	1000	700	-	0,5	11,05	1,8	34,47	62,05	73,10
2	8,33	17186	7,19	950	700	-	0,5	4,17	0,04	30,92	1,27	5,41
3	8	15926	7,02	900	700	-	0,5	4	0,04	29,59	1,18	5,18
4	10	13406	6,65	800	700	-	0,5	5	0,05	26,53	1,32	6,33
5	3,4	3377	4,69	500	400	-	0,5	1,7	3	13,20	39,60	41,30
6	11,5	1689	3,91	400	300	-	0,5	5,75	1	9,17	9,17	14,92
7	2	844	3,13	300	250	-	0,4	0,8	1	5,86	5,86	6,66
Pad tlaka u odsisnoj rešetki [Pa]							32					
Pad tlaka u regulatoru protoka [Pa]							100					
Ukupni pad tlaka [Pa]							284,89					

5.4. Proces pripreme zraka u klima komori

Nakon dimenzioniranja kanala dobavnog i povratnog voda te padova tlaka u sustavu, može se dimenzionirati klima komora koja će pripremati zrak koji se ubacuje u prostorije, dok će preko povratnog kanala vraćati zrak iz prostorije, te ga naknadno istrošenog vraćati u okoliš. Kako bi zrak koji se dobavlja u prostorije bio na temperaturi malo iznad ili malo ispod (ovisno o razdoblju godine) unutarnje projektne temperature, unutar klima komore moraju se odvijati određeni procesi. Također, s obzirom da se radi o dobavi i povratu zraka za čiste prostorije, zrak se u klima komori mora i profiltrirati, kako bi se olakšao posao gore spomenutim HEPA filterima u distributerima zraka. Sama konstrukcija klima komore u potpunosti će biti objašnjena u idućem poglavlju, dok će ovdje biti isključivo priče o procesima unutar klima komore. Za početak, kako bi se odredili svi procesi unutar komore, moraju se definirati projektni vanjski i unutarnji uvjeti za zimsko i ljetno razdoblje.

Vanjski projektni uvjeti (grad Zagreb, Maksimir):

Zima: $\vartheta_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$,	$\varphi_e = 90\%$
Ljeto: $\vartheta_e = 35 \text{ }^\circ\text{C}$,	$\varphi_e = 50\%$

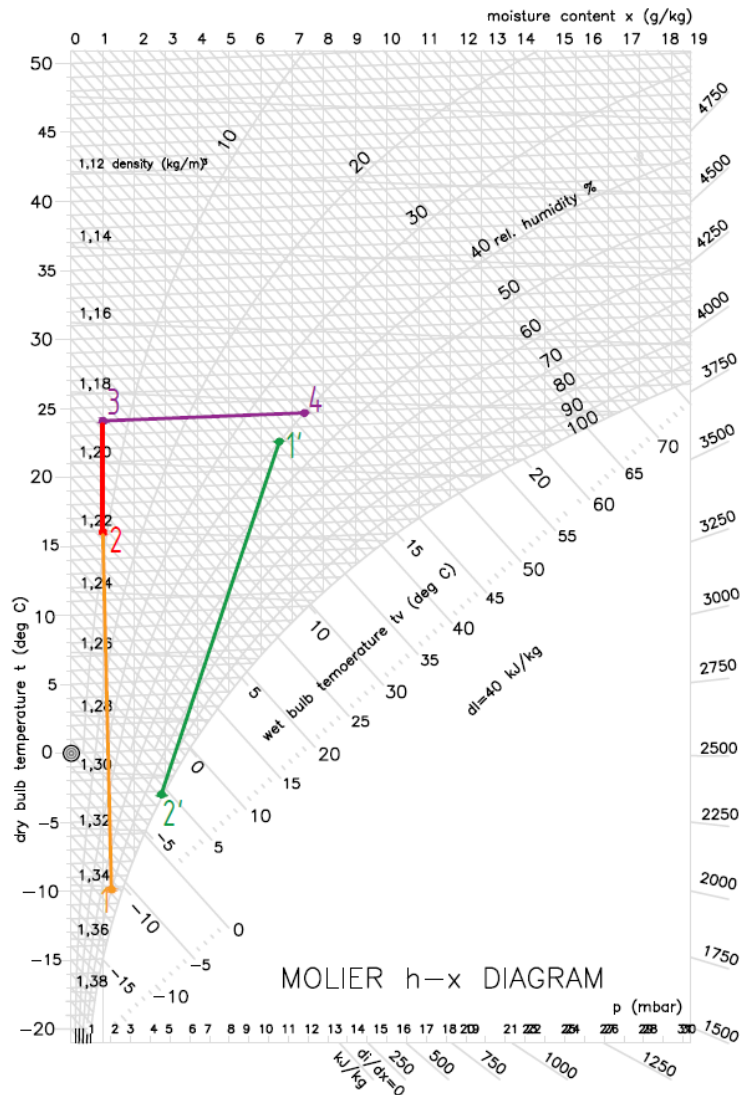
Unutarnji projektni uvjeti čistih prostora:

Zima: $\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$,	$\varphi_{int} = 40\%$
Ljeto: $\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$,	$\varphi_{int} = 55\%$

Dobavni protok zraka u sustavu iznosi $21300 \text{ m}^3/\text{h}$, dok je povratni protok zraka projektiran na vrijednost $19100 \text{ m}^3/\text{h}$ zbog održavanja pretlaka u prostorijama.

a) Zima

Proces pripreme zraka u zimskom razdoblju ponaša se na sljedeći način. Vanjski zrak s projektnim uvjetima navedenim u tekstu iznad ($\vartheta_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 90\%$) ulazi u pločasti protustrujni rekuperator sa stupnjem učinkovitosti od 83,5% i izmjenjuje toplinu s povratnom strujom zraka iz čistih prostora čije su vrijednosti temperature i relativne vlažnosti jednake unutarnjim projektnim uvjetima ($\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{int} = 40\%$). Nakon rekuperatora, dobavni je zrak zagrijan na temperaturu $15,9 \text{ }^\circ\text{C}$ s relativnom vlažnošću od 8%, dok se povratni zrak ohladio na $-3,2 \text{ }^\circ\text{C}$ s relativnom vlažnošću od 99%. Ukupni toplinski učinak rekuperatora za zimsko razdoblje iznosi $220,8 \text{ kW}$. S obzirom da zrak koji se ubacuje u prostorije mora imati temperaturu iznad unutarnje projektne temperature, zrak ulazi u grijač gdje se naknadno zagrijava na $24 \text{ }^\circ\text{C}$ s relativnom vlažnošću 5%. Učinak grijača iznosi $58,2 \text{ kW}$. S obzirom da nisu postignuti unutarnji projektni uvjeti što se tiče relativne vlažnosti, zrak se zatim u parnom ovlaživaču ovlažuje na stanje ubacivanja temperature $24 \text{ }^\circ\text{C}$ i relativne vlažnosti 40%. Na slici 9. prikazan je proces pripreme zraka za zimsko razdoblje u h,x – dijagramu.



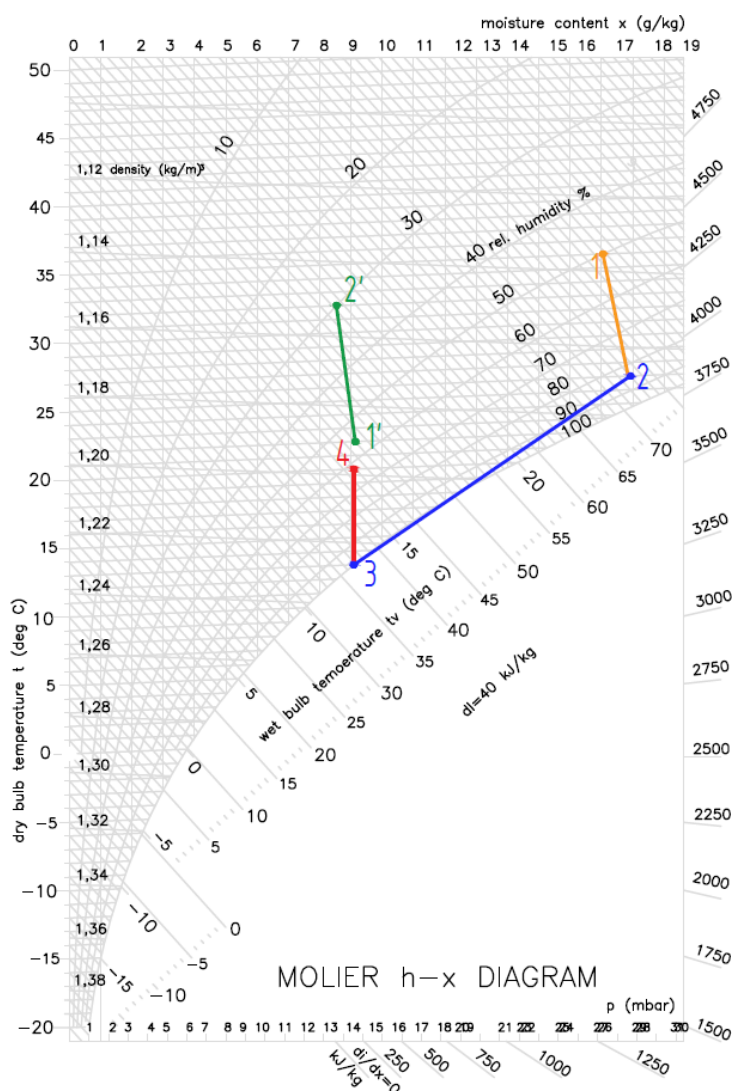
Slika 9. Prikaz procesa pripreme zraka u klima komori za zimsko razdoblje

Točke dijagrama:

- Točka 1: Stanje vanjskog zraka s vanjskih projektnim uvjetima ($\vartheta_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 90\%$);
- Točka 2: Stanje dobavnog zraka nakon izmjene topline u rekuperatoru ($\vartheta_2 = 15,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 8\%$);
- Točka 3: Stanje dobavnog zraka nakon grijača ($\vartheta_3 = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 5\%$);
- Točka 4: Stanje dobavnog zraka nakon ovlaživanja u parnom ovlaživaču ($\vartheta_4 = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_4 = 40\%$);
- Točka 1': Stanje zraka u prostoriji za unutarnje projektne uvjete ($\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{int} = 40\%$);
- Točka 2': Stanje istrošenog zraka nakon izlaska iz rekuperatora ($\vartheta_{2'} = -3,2 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{2'} = 99\%$).

b) Ljeto

Proces pripreme zraka za ljetno razdoblje provodi se na sličan način. Prvo vanjski zrak s vanjskim projektnim uvjetima ($\vartheta_e = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 50\%$) ulazi u rekuperator gdje izmjenjuje toplinu s povratnom strujom zraka ($\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{int} = 55\%$) i hladi se na temperaturu $25,9 \text{ }^\circ\text{C}$ s relativnom vlažnošću 84% . Dobavni je zrak u rekuperatoru predao toplinu povratnoj struji zraka koja se zagrijala na temperaturu $32,3 \text{ }^\circ\text{C}$ s relativnom vlažnošću 30% . Ukupni učinak rekuperatora za hlađenje iznosi $65,8 \text{ kW}$ s učinkovitošću $70,4\%$. Nakon rekuperatora, dobavna se struja zraka hladi u hladnjaku na temperaturu $13 \text{ }^\circ\text{C}$, dok je relativna vlažnost takvog zraka 100% . Učinak hladnjaka iznosi $251,3 \text{ kW}$. S obzirom da se u prostoru trebaju održavati unutarnji projektni uvjeti, struja dobavnog zraka se naposljetku još dodatno zagrijava u grijaču na temperaturu ubacivanja zraka $20 \text{ }^\circ\text{C}$, dok je relativna vlažnost jednaka 62% . Učinak dogrijača iznosi $49,95 \text{ kW}$. Na slici 10. prikazan je proces pripreme zraka u klima komori za ljetno razdoblje u h,x-dijagramu.



Slika 10. Prikaz procesa pripreme zraka u klima komori za ljetno razdoblje

Točke dijagrama:

- Točka 1: Stanje vanjskog zraka s vanjskim projektnim uvjetima ($\vartheta_e = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 50\%$);
- Točka 2: Stanje dobavnog zraka nakon izmjene topline u rekuperatoru ($\vartheta_2 = 25,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 84\%$);
- Točka 3: Stanje dobavnog zraka nakon hladnjaka ($\vartheta_3 = 13 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 100\%$);
- Točka 4: Stanje dobavnog zraka nakon dogrijavanja u dogrijaču ($\vartheta_4 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_4 = 55\%$);
- Točka 1': Stanje zraka u prostoriji za unutarnje projektne uvjete ($\vartheta_{int} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{int} = 55\%$);
- Točka 2': Stanje istrošenog zraka nakon izlaska iz rekuperatora ($\vartheta_{2'} = 32,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{2'} = 30\%$).

5.5. Konstrukcija klima komore

Za odabir klima komore prema izračunatim padovima tlaka te vanjskim i unutarnjim projektnim uvjetima kontaktirana je tvrtka *Daikin* [11] koja je za potrebe ovog rada preporučila klima komoru modela D-AHU Professional. S obzirom da se zrak dobavlja u čiste prostore, klima komora konstruirana je u skladu sa svim normama i standardima. Klima komora sastoji se od standardnih dijelova, čiji su procesi opisani u prošlom poglavlju, a to su: rekuperator, grijač, hladnjak, parni ovlaživač i dogrijač. Osim tih komponenti, klima komora na ulazu vanjskog zraka i izlazu istrošenog zraka sadrži regulacijske zaklopke kojima regulira dovod i odsis dobavnog, odnosno povratnog zraka. Također, iako je svaka čista prostorija opremljena distributerima s HEPA filterima, klima komora će također sadržavati po dva filtra klase M6 i F7 na dobavnom vodu te jedan filter klase M5 na povratnom vodu s razlogom prefiltracije zraka. Naravno, tu su i ventilatori dobavnog i povratnog voda. Klima komora konstruirana je s ukupnim dimenzijama $D \times \check{S} \times V = 8097 \times 3070 \times 2840 \text{ mm}$. Ukupna masa klima komore iznosi 4211 kg. U nastavku slijedi detaljan opis svih komponenti klima komore.

5.5.1. Konstrukcijski dijelovi klima komore

Regulacijska zaklopka – dovod zraka

Pad tlaka:	58 Pa
Zakretni moment:	15 Nm

Vrećasti filter klase M6

Brzina zraka:	2,31 m/s
Površina:	37,9 m ²
Početni pad tlaka:	104 Pa
Krajnji pad tlaka:	204 Pa
Stupanj učinkovitosti:	70%
Energetska klasifikacija:	I

Vrećasti filter klase F7

Brzina zraka:	2,31 m/s
Površina:	100,7 m ²
Početni pad tlaka:	52 Pa
Krajnji pad tlaka:	152 Pa
Stupanj učinkovitosti:	50%
Energetska klasifikacija:	A

Rekuperator – zima

Učinak:	220,8 kW
Učinkovitost:	83,5%
Protok dobavnog zraka:	21300 m ³ /h
Temperatura vanjskog zraka:	-15 °C
Protok povratnog zraka:	19100 m ³ /h
Izlazna temperatura dobavnog zraka:	15,9 °C
Ulazna temperatura povratnog zraka:	22 °C
Temperatura istrošenog zraka:	-3,2 °C
Pad tlaka na strani dobavnog zraka:	221 Pa
Pad tlaka na strani povratnog zraka:	186 Pa

Rekuperator – ljeto

Učinak:	65,8 kW
Učinkovitost:	70,4%
Protok dobavnog zraka:	21300 m ³ /h
Temperatura vanjskog zraka:	35 °C
Izlazna temperatura dobavnog zraka:	25,9 °C

Protok povratnog zraka:	19100 m ³ /h
Ulazna temperatura povratnog zraka:	22 °C
Temperatura istrošenog zraka:	32,3 °C
Pad tlaka na strani dobavnog zraka:	221 Pa
Pad tlaka na strani povratnog zraka:	186 Pa

Hladnjak

Medij:	30%-tna otopina etilen-glikola i vode
Protok dobavnog zraka:	21300 m ³ /h
Pad tlaka dobavnog zraka:	141 Pa
Ulazna temperatura dobavnog zraka:	25,9 °C
Izlazna temperatura dobavnog zraka:	13 °C
Učinek hladnjaka:	251,3 kW
Ulazna temperatura rashladnog medija:	7 °C
Izlazna temperatura rashladnog medija:	12 °C
Pad tlaka medija:	41 kPa
Protok medija:	13,69 l/s

Grijač

Medij:	Topla voda
Protok dobavnog zraka	21300 m ³ /h
Pad tlaka dobavnog zraka:	18 Pa
Ulazna temperatura dobavnog zraka:	15,9 °C
Izlazna temperatura dobavnog zraka:	24 °C
Učinek grijača:	58,2 kW
Ulazna temperatura ogrjevnog medija:	70 °C
Izlazna temperatura ogrjevnog medija:	55 °C
Pad tlaka medija:	17 kPa
Protok medija:	1,02 l/s

Parni ovlaživač

Sadržaj pare:	170 kg/h
Pad tlaka:	5 Pa
Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka:	5%

Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka: 40%

Kapacitet: 135 kW

Ventilator dobavnog zraka

Eksterni pad tlaka: 550 Pa

Unutarnji pad tlaka: 812 Pa

Ukupni statički tlak: 1362 Pa

Dinamički pad tlaka: 26 Pa

Protok zraka: 21300 m³/h

Učinkovitost ventilatora: 67,7%

Električna snaga: 3x3,97 kW

Snaga motora: 5 kW

Vrećasti filter klase M5

Brzina strujanja zraka: 2,07 m/s

Površina: 37,9 m²

Početni pad tlaka: 57 Pa

Krajnji pad tlaka: 157 Pa

Učinkovitost: 55%

Energetska klasifikacija: E

Ventilator povratnog zraka

Eksterni pad tlaka: 350 Pa

Unutarnji pad tlaka: 392 Pa

Ukupni statički tlak: 742 Pa

Dinamički tlak: 31 Pa

Protok zraka: 19100 m³/h

Učinkovitost ventilatora: 68,1%

Električna snaga: 2x2,89 kW

Snaga motora: 4,6 kW

Regulacijska zaklopka – povrat zraka

Pad tlaka: 80 Pa

Zakretni moment: 8 Nm

6. TEHNIČKI OPIS SUSTAVA

Za potrebe grijanja i hlađenja postrojenja za proizvodnju cjepiva predviđen je zračni sustav s obzirom da postrojenje pripada u kategoriju čistih prostora. Toplinsko opterećenje za grijanje i hlađenje proračunato je u skladu s normama HRN EN 12831 i VDI 2078. Prema rezultatima proračuna provedenog u računalnom softveru *IntegraCAD* ukupno toplinsko opterećenje za grijanje iznosit će 11,41 kW, dok će ukupno toplinsko opterećenje za hlađenje biti 16,92 kW. Kao izvori topline poslužit će topla voda za grijanje u temperaturnom režimu 70/55 °C, dok će za hlađenje to biti smjesa vode i 30%-tne otopine etilen-glikola u temperaturnom režimu rada 7/12 °C. Grijanje i hlađenje se dakle odvija ubacivanjem zraka u prostoriju mehaničkom ventilacijom. Kako bi obrađeni zrak iz klima komore dospio u prostorije, projektirani su kanali dobavnog i povratnog zraka. Kod dimenzioniranja kanala, treba obratiti pažnju na volumne protoke i brzine strujanja zraka, koje moraju biti u skladu s klasifikacijama za razrede čistih prostorija. Na temelju tih klasifikacija i toplinskog opterećenja, izračunati su volumni protoci dovodnog i povratnog zraka. Kako bi u prostorijama u kojima se proizvodi cjepivo stalno vladao pretlak, volumni protoci povratnog kanala projektirani su za 10-15% s manjom vrijednosti u odnosu na protoke dobavnog kanala. Prije samog dimenzioniranja kanala, potreban je odabir zračnih otvora, što će za slučaj dobavnog zraka biti distributeri zraka s ugrađenim HEPA filterom. Odsisne rešetke poslužit će kao odsisni otvori zraka u krugu povratnog voda. Za regulaciju sustava, odabiru se prikladni regulatori protoka. Zadatak regulatora protoka je održavanje konstantnog pretlaka u prostorijama, pa će se na dobavnim kanalima postaviti regulatori konstantnog protoka (CAV), kako bi velike količine zraka stalno bile ubacivane u prostorije, dok će se na povratne kanala postaviti regulatori varijabilnog protoka (VAV) koji će preko motornog pogona i osjetnika diferencijalnog tlaka regulirati razliku tlaka u prostorijama. Odabir zračnih otvora i regulatora protoka proveden je u softveru *Trox Easy Product Finder* tvrtke *Trox Austria GmbH*. Priprema zraka iz vanjskog okoliša vršit će se u klima komori koja će biti locirana na krovu zgrade zbog svojih velikih dimenzija. Klima komora sadržavat će konstrukcijske elemente koji će pripremati zrak za ubacivanje u prostoriju u ovisnosti o dobu godine. Takva klima komora, sadržavat će vrećaste filtere klase M6 i F7 na dovodnoj strani zraka, te vrećasti filter M5 na povratnoj strani. Izmjena topline između dobavnog i povratnog zraka vršit će se u protusmjernom pločastom rekuperatoru. U sezoni grijanja, zrak će nakon rekuperatora još dodatno biti zagrijan u grijaču ukupnog kapaciteta 58,2 kW te ovlažen u parnom ovlaživaču na temperaturu ubacivanja 24 °C i relativne vlažnosti 40%. U sezoni hlađenja, nakon rekuperatora će zrak prvo biti ohlađen

u hladnjaku ukupnog učinka 251,3 kW, da bi naknadno još bio dogrijan u dogrijaču ukupnog kapaciteta 49,95 kW na temperaturu ubacivanja 20 °C i relativne vlažnosti 55%. Odabrana klima komora naziva je D-AHU Professional proizvođača *Daikin*.

7. ENERGETSKI PRORAČUN GODIŠNJIH POTREBA ZA GRIJANJE I HLAĐENJE PREMA HRN EN 13790

U prvom je dijelu rada bilo govora isključivo o projektiranju zračnih sustava namijenjenih za čiste prostore. Za taj su nam dio proračuna bili potrebni izrazi propisani normama HRN EN 12831 i VDI 2078. Na temelju tih proračuna izračunate su vrijednosti toplinskih opterećenja za grijanje i hlađenje promatrane zgrade, odnosno postrojenja za proizvodnju cjepiva. U drugom dijelu rada će se izvršiti proračun godišnjih potreba za grijanje i hlađenje primjenjujući dinamičku satnu metodu iz *Algoritma za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prema HRN EN ISO 13790* [12]. Također, s obzirom da za zgradu postoje visoki higijenski uvjeti, kako je opisano u prvom dijelu rada, grijanje i hlađenje vršit će se primjenom mehaničke ventilacije. Satni proračun energetskih potreba za kondicioniranje zraka provest će se prema *Algoritmu za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade* [13]. Izlazne veličine iz satnog proračuna godišnjih potreba za grijanje i hlađenje prema normi HRN EN ISO 13790, bit će ulazne veličine u satnom proračunu za proračun potrebne energije za kondicioniranje zraka. Kod proračuna energetskih potreba za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava, bit će uspoređivana dva slučaja s obzirom na konstrukciju same klima komore. U prvom će slučaju klima komora sadržavati rekuperator, grijač i hladnjak (shema 8), dok će u drugom slučaju uz navedene tri komponente u klima komori još biti i parni ovlaživač te dogrijač (shema 10). Također, varijabilni parametar bit će i iskoristivost rekuperatora, pa će se provesti usporedba rezultata za vrijednosti učinkovitosti rekuperatora od 60%, 70% i 80%. Na temelju proračuna koji je izvršen u računalnom softveru *Microsoft Excel* dobit će se rezultati godišnjih i mjesečnih vrijednosti potrebnih za grijanje i hlađenje. U nastavku slijede sve jednadžbe korištene prilikom proračuna.

7.1. Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje $Q_{H,nd}$ prema HRN EN ISO 13790

Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje označava onu količinu topline koju sustavom grijanja treba tijekom jedne godine dovesti u zgradu kako bi se održavali unutarnji projektni uvjeti u zgradi tijekom razdoblja grijanja zgrade. Definirana je sljedećom jednadžbom:

$$Q_{H,nd,cont} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} Q_{H,gn} \text{ [kWh]}, \quad (7.1.)$$

gdje su:

- $Q_{H,nd,cont}$ – potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu [kWh];
- $Q_{H,ht}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja [kWh];
- $\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih gubitka [-];

$Q_{H,gn}$ – ukupni toplinski dobici zgrade u periodu grijanja dobiveni od ljudi, uređaja, rasvjete i Sunčeva zračenja [kWh].

Tri su pristupa proračunu potrošnje energije za grijanje/hlađenje prema HRN EN ISO 13790 s obzirom na vremenski korak:

- kvazistacionarni proračun na bazi mjesečnih vrijednosti,
- kvazistacionarni proračun na bazi sezonskih vrijednosti,
- dinamički proračun s vremenskim korakom od jednog sata.

Kako je već spomenuto u uvodu ovog poglavlja, glavni će fokus biti na satnoj metodi proračuna, ali će se izvršiti i proračun mjesečne metode kako bi se rezultati dvaju proračuna mogli usporediti. Prije definiranja svih jednadžbi, navest će se potrebni ulazni podaci korišteni u proračunu.

Podaci o zgadi:

- A_k – ploština pojedinih građevnih dijelova zgrade [m^2];
- A_f – površina kondicionirane zone zgrade s vanjskim dimenzijama [m^2];
- A_K – ploština koriste površine zgrade [m^2];
- A – ukupna ploština građevnih dijelova koji razdvajaju grijani dio zgrade od vanjskog prostora, tla ili negrijanih dijelova zgrade [m^2];
- V_e – bruto obujam, obujam grijanog dijela zgrade kojem je oplošje A [m^3];
- V – neto obujam, obujam grijanog dijela zgrade u kojem se nalazi zrak [m^3] ($V = 0,76 \cdot V_e$ za zgrade do tri etaže, odnosno $V = 0,8 \cdot V_e$ u ostalim slučajevima);
- f – udio ploštine prozora u ukupnoj ploštini pročelja [-].

Proračunski parametri:

- ϑ_{int} – unutarnja proračunska temperatura pojedinih temperaturnih zona [$^{\circ}C$]. Za slučaj laboratorija za proizvodnju cjepiva, unutarnja proračunska temperatura za grijanje/hlađenje iznosi $22^{\circ}C$;
- n – broj izmjena zraka svake proračunske zone u jednom satu [h^{-1}].

Klimatski podaci:

Pod klimatskim podacima podrazumijevaju se srednja vanjska temperatura za proračunski period ϑ_e (tablica 9.) i srednja dozračena Sunčeva energija za proračunski period. Mjesečni se podaci dobiju sumiranjem satnih vrijednosti te dijeljenjem s brojem sati.

Tablica 9. Prikaz satnim vrijednosti srednje vanjske temperature [14]

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Srednja vanjska temperatura ϑ_e [°C]											
0	-1,9	0,7	4,7	10,1	13,1	17,2	18,8	19,4	15,3	10,2	7,3	1,5
1	-2,1	0,5	4,2	9,4	12,9	16,5	18,1	18,7	15,1	9,8	7,2	1,2
2	-2,2	0,3	3,9	9,1	12,4	16,2	17,7	18,3	14,8	9,4	6,9	1
3	-2,3	0	3,5	8,7	12	15,9	17,4	17,9	14,2	9,1	6,8	1
4	-2,3	-0,1	3,3	8,2	11,8	16	16,9	17,6	14	8,8	6,7	0,7
5	-2,3	-0,2	3,1	8,2	13	17,5	18	17,9	13,9	8,6	6,6	0,8
6	-2,3	-0,1	3,4	9,5	14,8	19,4	19,7	20,1	14,9	8,7	6,6	0,8
7	-2,3	0,3	5,2	11,4	16,3	20,7	21,1	22,2	16,7	9,8	7	0,8
8	-1,9	1,5	7,2	13,3	17,7	22,2	22,4	23,9	18,8	11,7	8,7	0,9
9	-1,3	2,3	8,7	14,4	18,8	23,1	23,6	25,4	20,3	13,4	9,8	1,6
10	-0,7	3,2	9,7	15,4	19,7	23,7	24,6	26,6	21,4	15	10,8	2,5
11	-0,1	4,3	10,7	16,1	20,4	24,2	25,6	27,7	22,3	16,3	11,4	3
12	0,3	4,8	11,5	16,5	21	24,6	26,4	28,5	22,9	17,3	12,2	3,5
13	0,5	5,4	11,8	17,1	21,2	24,9	26,7	29,1	23,2	18	12,5	3,7
14	0,7	5,5	12	16,8	21,4	24,9	26,8	29,3	23,3	18	12,5	3,7
15	0,3	5,6	12	16,8	21,3	24,8	26,5	29,4	23,1	17,8	11,9	3,4
16	-0,1	5,1	11,5	16,5	21,1	24,6	26,3	28,9	22,7	16,7	10,9	2,9
17	-0,5	4,2	10,5	15,7	20,2	24,2	25,7	27,9	21,7	14,5	9,8	2,7
18	-0,8	3,1	9	14,2	18,8	23,2	24,6	26,1	19,8	13,3	9,2	2,3
19	-1,1	2,3	7,8	12,5	16,6	21,5	23	23,4	18,2	12,6	8,7	2,2
20	-1,3	1,9	7	11,8	15,3	20	21,3	21,9	17,1	11,9	8,1	1,9
21	-1,6	1,6	6,3	11,3	14,6	19	20,5	21	16,5	11,2	7,9	1,7
22	-1,6	1,6	5,8	10,8	14,3	18,3	19,8	20,4	15,8	10,4	7,8	1,5
23	-1,7	1,3	5,2	10,5	13,7	17,8	19,1	20	15,5	10,1	7,3	1,5

7.2. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje $Q_{H,nd,cont}$

Proračun $Q_{H,nd,cont}$ provodi se na sljedeći način:

$$Q_{H,nd,cont} = Q_{Tr} + Q_{Ve} - \eta_{H,gn}(Q_{int} + Q_{sol}) \text{ [kWh]}, \quad (7.2.1)$$

gdje su:

Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom za proračunsku zonu [kWh];

Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju za proračunsku zonu [kWh];

$\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-];

Q_{int} – unutarnji toplinski dobitci zgrade (ljudi, rasvjeta, uređaji) [kWh];

Q_{sol} – toplinski dobitci od Sunčeva zračenja [kWh].

Toplinska energija izmijenjena transmisijom i ventilacijom proračunske zone za promatrani period računa se pomoću koeficijenta toplinske izmjene topline H [W/K]:

$$Q_{Tr} = \frac{H_{Tr}}{1000} (\vartheta_{int,H} - \vartheta_e) t \text{ [kWh]} \quad (7.2.2)$$

$$Q_{Ve} = \frac{H_{Ve}}{1000} (\vartheta_{int,H} - \vartheta_e) t \text{ [kWh]} \quad (7.2.3)$$

gdje su:

H_{Tr} – koeficijent transmisijske izmjene topline proračunske zone [W/K];

H_{Ve} – koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone [W/K];

$\vartheta_{int,H}$ – unutarnja projektna temperatura grijane zone [°C];

ϑ_e – srednja vanjska temperatura za proračunski period [°C];

t – trajanje proračunskog razdoblja [h].

7.2.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom

Koeficijent transmisijske izmjene topline H_{Tr} određuje se prema sljedećem izrazu (za proračunski mjesec):

$$H_{Tr} = H_D + H_U + H_A + H_{g,m} \text{ [W/K]}, \quad (7.1.1.1)$$

gdje su:

H_D – koeficijent transmisijske izmjene topline prema vanjskom okolišu [W/K];

H_U – koeficijent transmisijske izmjene topline kroz negrijani/nehlađeni prostor prema vanjskom okolišu [W/K];

H_A – koeficijent transmisijske izmjene topline prema susjednog zgradi [W/K];

$H_{g,m}$ – koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu za proračunski mjesec [W/K].

7.2.1.1. Izmjena topline transmisijom prema vanjskom okolišu

Koeficijent transmisijske izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu H_D , računa se pomoću površina građevnih elemenata zgrade A_k i koeficijenta prolaska topline građevnih elemenata U_k , uzimajući u obzir i dodatke za toplinske mostove:

$$H_D = \sum_k A_k (U_k + \Delta U_{TM}) \text{ [W/K]}. \quad (7.2.1.1.)$$

7.2.1.2. Izmjena topline kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu

Koeficijent transmisijske izmjene topline kroz negrijani/nehlađeni prostor prema vanjskom okolišu računa se na sljedeći način:

$$H_U = b_u H_{iu} \text{ [W/K]}, \quad (7.2.1.2.)$$

gdje su:

b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike [-];

H_{iu} – koeficijent transmisijske i ventilacijske izmjene topline između grijanog i negrijanog prostora [W/K].

7.2.1.3. Izmjena topline prema tlu

Koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu za proračunski period, H_g , računa se:

$$H_{g,m} = \frac{\Phi_m}{\vartheta_{int,m} - \vartheta_{e,m}} \text{ [W/K]}, \quad (7.2.1.3.1.)$$

gdje su:

Φ_m – toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec [W];

$\vartheta_{int,m}$ – unutarnja postavna temperatura za proračunski mjesec [°C];

ϑ_e – srednja vanjska temperatura za proračunski mjesec [°C].

Za poznate srednje mjesečne temperature vanjskog zraka toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec može se računati prema sljedećem izrazu:

$$\Phi_m = H_g (\bar{\vartheta}_{int} - \bar{\vartheta}_e) - H_{pi} (\bar{\vartheta}_{int} - \bar{\vartheta}_{int,m}) + H_{pe} (\bar{\vartheta}_e - \bar{\vartheta}_{e,m}) \text{ [W]}, \quad (7.2.1.3.2.)$$

gdje su:

H_g – stacionarni koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu [W/K];

H_{pi} – unutarnji periodički koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K];

H_{pe} – vanjski periodički koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K];

$\bar{\vartheta}_{int}$ – srednja godišnja unutarnja temperatura [°C];

$\bar{\vartheta}_e$ – srednja godišnja vanjska temperatura [°C];

$\bar{\vartheta}_{int,m}$ – unutarnja temperatura za proračunski mjesec m [°C].

7.2.1.4. Izmjena topline transmisijom između susjednih prostorija grijanih na različitu temperaturu

Koeficijent transmisijske izmjene topline između susjednih prostorija grijanih na različitu temperaturu H_A , računa se prema:

$$H_A = b_A \cdot \sum_k A_k \cdot (U_k + \Delta U_{TM}), \quad (7.2.1.4.1.)$$

b_A – faktor smanjenja temperaturne razlike koji se računa kao prema izrazu:

$$b_A = \frac{\vartheta_{int,i} - \vartheta_{adj}}{\vartheta_{int,i} - \vartheta_e} [-], \quad (7.2.1.4.2)$$

gdje je:

ϑ_{adj} – temperatura susjedne prostorije [°C].

7.2.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju

Potrebna toplinska energija za ventilaciju Q_{Ve} detaljno će biti pojašnjena u posebnom poglavlju jer se računa prema *Algoritmu za ventilaciju/klimatizaciju*. S obzirom da ovaj sustav sadrži mehaničku ventilaciju, taj će proračun biti pojašnjen kasnije. Ovdje će biti pojašnjeni samo izrazi za infiltraciju i prozračivanje s obzirom da će izlazni rezultat potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje biti ulazne veličine u *Algoritmu za ventilaciju/klimatizaciju*.

Potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju zgrade može se iskazati za period grijanja i hlađenja na sljedeći način:

$$Q_{Ve} = Q_{Ve,inf} + Q_{Ve,win} + Q_{H,Ve,mech} \text{ [kWh]}; \quad (7.2.2.1.)$$

$$Q_{Ve} = Q_{Ve,inf} + Q_{Ve,win} + Q_{C,Ve,mech} \text{ [kWh]}; \quad (7.2.2.2.)$$

gdje su:

$Q_{Ve,inf}$ – potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka [kWh];

$Q_{Ve,win}$ – potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora [kWh];

$Q_{H,Ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka [kWh];

$Q_{C,Ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod hlađenja zraka [kWh].

Koeficijent ventilacijske izmjene topline računa se kao:

$$H_{Ve} = H_{Ve,inf} + H_{Ve,wind} + H_{HC,Ve,mech} \text{ [W/K]}, \quad (7.2.2.3.)$$

gdje su:

$H_{Ve,inf}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed infiltracije [W/K];

$H_{Ve,wind}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed prozračivanja [W/K];

$H_{HC, Ve, mech}$ – koeficijent ventilacijske izmjene topline uslijed mehaničke ventilacije kod zagrijavanja/hlađenja zraka [W/K].

7.2.2.1 Koeficijent izmjene topline uslijed infiltracije

$$H_{Ve, inf} = n_{inf} V \rho_a c_{p,a} \text{ [W/K]}, \quad (7.2.2.1.1)$$

gdje su:

n_{inf} – broj izmjena zraka uslijed infiltracije [h^{-1}];

V – volumen zraka u zoni [m^3];

ρ_a – gustoća zraka [kg/m^3];

$c_{p,a}$ – specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK].

7.2.2.2. Koeficijent izmjene topline uslijed prozračivanja

$$H_{Ve, win} = n_{win} V \rho_a c_{p,a} \text{ [W/K]}, \quad (7.2.2.2.1.)$$

gdje je:

n_{win} – broj izmjena zraka uslijed otvaranja prozora [h^{-1}].

7.2.3. Unutarnji toplinski dobitci

Ukupni toplinski dobitci Q_{int} od ljudi, rasvjete i uređaja računaju se s vrijednošću 5 W/m^2 ploštine korisne površine za stambene prostore, odnosno s 6 W/m^2 za nestambene prostore.

Izraz za unutarnje toplinske dobitke glase:

$$Q_{int} = \frac{q_{spec} A_K t}{1000} \text{ [kWh]}, \quad (7.2.3.)$$

gdje su:

q_{spec} – specifični unutarnji dobitak po m^2 korisne površine [W/m^2];

A_K – korisna površina [m^2];

t – proračunsko vrijeme [h].

7.2.4. Toplinski dobitci od Sunčeva zračenja Q_{sol}

Solarni toplinski dobitci za promatrani vremenski period t (h):

$$Q_{sol} = \sum_k Q_{sol,k} + \sum_l (1 - b_{tr,l}) Q_{sol,u,l} \text{ [kWh]}, \quad (7.2.4.1.)$$

gdje su:

$Q_{sol,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz k -ti građevni dio u grijani prostor [kWh];

$Q_{sol,u,l}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz l -ti građevni dio u susjedni negrijani prostor [kWh];

$b_{tr,l}$ – faktor smanjenja za susjedni negrijani prostor s unutarnjim toplinskim izvorom l prema HRN EN ISO 13789 [-].

Srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz građevni dio zgrade k :

$$Q_{sol,k} = \frac{F_{sh,ob} S_{S,k} A_{sol,k}}{3,6} - \frac{F_{r,k} \Phi_{r,k} t}{1000} \text{ [kWh]}, \quad (7.2.4.2.)$$

gdje su:

$F_{sh,ob}$ – faktor zasjenjenja od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja;

$S_{S,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja na površinu građevnog elementa k za promatrani period [MJ/m²];

$A_{sol,k}$ – efektivna površina građevnog elementa k na koju upada sunčevo zračenje [m²];

$F_{r,k}$ – faktor oblika između otvora k i neba (za nezasjenjeni okomiti zid $F_{r,k} = 0,5$);

$\Phi_{r,k}$ – toplinski tok zračenjem od površine otvora k prema nebu [W];

t – proračunsko vrijeme [h].

7.2.5. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanja

Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka $\eta_{H,gn}$ funkcija je efektivnog toplinskog kapaciteta zgrade i računa se prema sljedećem izrazu:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - y_H^{a_H}}{1 - y_H^{a_H + 1}} \text{ za } y_H > 0 \text{ i } y_H \neq 1 \text{ [-]}; \quad (7.2.5.1.)$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{a_H + 1} \text{ za } y_H = 1 \text{ [-]}; \quad (7.2.5.2.)$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{1}{y_H} \text{ za } y_H < 0 \text{ [-]}; \quad (7.2.5.3.)$$

pri čemu su:

a_H – bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti τ [-];

y_H – omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja:

$$y_H = \frac{Q_{H,gn}}{Q_{H,ht}} \text{ [-]}. \quad (7.2.5.4.)$$

Treba napomenuti da se faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje računa samo kod mjesečne metode.

Bezdimenzijski parametar računa se iz sljedećeg izraza:

$$a_H = a_0 + \frac{\tau}{\tau_{H,0}} \text{ [-]}, \quad (7.2.5.5.)$$

gdje je:

$\tau_{H,0}$ – referentna vremenska konstanta za grijanje te za mjesečni proračun iznosi 15h.

Vremenska konstanta zgrade τ (h) računa se prema izrazu:

$$\tau = \frac{C_m/3600}{H_{Tr} + H_{Ve}} \text{ [h]}, \quad (7.2.5.6.)$$

pri čemu je:

C_m – efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade [J/K];

U tablici 10. dan je prikaz proračuna efektivnog toplinskog kapaciteta grijanog dijela zgrade kao funkcija plošne mase građevnog dijela (vanjske ovojnice).

Tablica 10. Proračun efektivnog toplinskog kapaciteta grijanog dijela zgrade

Klasa zgrade	C_m [kJ/K]	Plošna masa [kg/m ²]
Vrlo lagana	80 x A_f	$m' \leq 100$
Lagana	110 x A_f	$250 \geq m' \geq 100$
Srednje teška	165 x A_f	$400 \geq m' \geq 250$
Teška	260 x A_f	$550 \geq m' \geq 400$
Masivna gradnja	370 x A_f	$m' \geq 550$

7.2.6. Izračun mjesečnih i godišnjih vrijednosti toplinske energije za grijanje

S obzirom da postrojenje za proizvodnju cjepiva spada pod kategoriju zgrada koje su stalno u pogonu, proračun trajanja sezone grijanja bit će sveden na kontinuirano područje rada. Jednadžba za proračun sustava s kontinuiranim sustavom rada je:

$$Q_{H,nd,cont,m} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} Q_{H,gn} \text{ [kWh/mj]}, \quad (7.2.6.1.)$$

$$Q_{H,nd,cont,a} = \sum_i Q_{H,nd,cont,m,i} \cdot L_{H,m,i} / d_{m,i} \text{ [kWh]}, \quad (7.2.6.2.)$$

$Q_{H,nd,cont,m}$ – toplinska energija za grijanje zgrade pri kontinuiranom radu u i -tom mjesecu [kWh/mj];

$Q_{H,nd,cont,a}$ – ukupna toplinska energija za grijanje zgrade pri kontinuiranom radu u periodu grijanja [kWh/a];

$d_{m,i}$ – ukupan broj dana u i -tom mjesecu [d/mj];

$L_{H,m,i}$ – broj dana rada u sustavu grijanja u i -tom mjesecu [d/mj].

7.3. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za hlađenje $Q_{C,nd,cont}$

Potrebna toplinska energija za hlađenje proračunske zone računa se prema sličnim izrazima kao i za grijanje:

$$Q_{C,nd} = Q_{C,gn} - \eta_{C,ls} Q_{C,ht} = Q_{int} + Q_{sol} - \eta_{C,ls} (Q_{Tr} + Q_{Ve}) \text{ [kWh]}, \quad (7.3.)$$

gdje su:

$Q_{C,nd}$ – potrebna toplinska energija za hlađenje [kWh];

$Q_{C,gn}$ – ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu hlađenja [kWh];

$\eta_{C,ls}$ – faktor iskorištenja toplinskih gubitaka kod hlađenja [-];

$Q_{C,ht}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu hlađenja [kWh];

Q_{int} – unutarnji toplinski dobitci zgrade od ljudi, rasvjete i uređaja [kWh];

Q_{sol} – toplinski dobitci od Sunčeva zračenja [kWh];

Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom za proračunsku zonu [kWh];

Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju za proračunsku zonu [kWh].

7.3.1. Faktor iskorištenja toplinskih gubitaka za hlađenje $\eta_{C,ls}$

Faktor iskorištenja toplinskih gubitaka za hlađenje, proračunava se na sličan način kao faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje. Računa se na sljedeći način:

$$\eta_{C,ls} = \frac{1 - y_C^{-a_C}}{1 - y_C^{-(a_C+1)}} \text{ za } y_C > 0 \text{ i } y_C \neq 1 [-]; \quad (7.3.1.1.)$$

$$\eta_{C,ls} = \frac{a_C}{a_C + 1} \text{ za } y_C = 1 [-]; \quad (7.3.1.2.)$$

$$\eta_{C,ls} = 1 \text{ za } y_C < 0 [-]. \quad (7.3.1.3.)$$

Odnos toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom y_C matematički zapisani izgleda ovako:

$$y_C = \frac{Q_{C,gn}}{Q_{C,ht}} [-]. \quad (7.3.1.4.)$$

Bezdimenzijski numerički parametar a_C koji uzima u obzir utjecaj toplinske inercije zapisuje se kao:

$$a_C = a_0 + \frac{\tau}{\tau_{C,0}} [-], \text{ gdje su:} \quad (7.3.1.5.)$$

τ – vremenska konstanta zgrade [h] (jedn. 7.2.5.6.);

$\tau_{C,0}$ – referentna vremenska konstanta za hlađenje [h], $\tau_{C,0} = 15\text{h}$; $a_0 = 1$.

7.3.2. Izračun satnih i mjesečnih vrijednosti toplinske energije za hlađenje

Dnevna vrijednost potrebne toplinske energije za hlađenje proračunske zone računa se kao suma pozitivnih satnih vrijednosti za vrijeme rada hlađenja sustava:

$$Q_{C,nd,d} = \sum_{t=1}^{t_d} Q_{C,nd,h} \text{ [kWh/d]}. \quad (7.3.2.1.)$$

Mjesečna vrijednost potrebne toplinske energije za hlađenje proračunske zone određuje se iz:

$$Q_{C,nd,m} = \sum_1^{d_m} Q_{C,nd,m} \text{ [kWh/mj]}. \quad (7.3.2.2.)$$

Godišnja vrijednost potrebne toplinske energije za hlađenje proračunske zone izračunava se kao suma pozitivnih mjesečnih vrijednosti:

$$Q_{C,nd,a} = \sum_i \alpha_{C,red,i} Q_{C,nd,m,i} \cdot L_{C,m,i}/d_{m,i} \text{ [kWh/a]}, \quad (7.3.2.3.)$$

gdje su:

$L_{C,m,i}$ – broj dana rada sustava hlađenja u i -tom mjesecu [d/mj];

$d_{m,i}$ – ukupni broj dana u i -tom mjesecu [d/mj];

$\alpha_{C,red,i}$ – bezdimenzijski redukcijski faktor koji uzima u obzir prekide u hlađenju, za kontinuirani rad = 1.

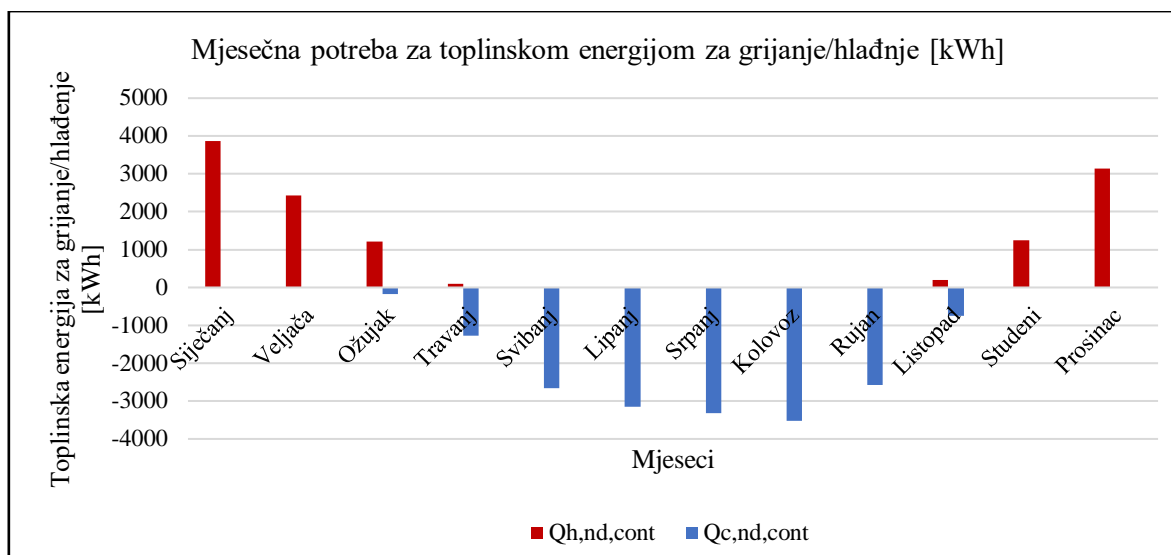
7.4. Rezultati proračuna dobiveni proračunom mjesečne metode

U tablici 11. prikazani su rezultati proračuna iz računalnog softvera *Microsoft Excel* prema gore navedenom proračunu toplinskih gubitaka i dobitaka.

Tablica 11. Prikaz rezultata potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje mjesečnom metodom

Mjesec	H_{Tr}	H_{Ve}	Q_{Tr}	Q_{Ve}	Q_{int}	Q_{sol}	$L_{H,m,i}$	$L_{C,m,i}$	$Q_{H,nd,m}$	$Q_{H,nd,cont}$	$Q_{C,nd,m}$	$Q_{C,nd,cont}$
I.	138,3	205,84	2387	3553	1580	511	31	0	3861	3861	-3815	0
II.	138,3	205,84	1831	2725	1427	740	28	0	2427	2427	-2305	0
III.	138,3	205,84	1502	2236	1580	1163	31	8	1213	1213	699	180
IV.	138,3	205,84	926	1378	1529	1389	12	30	227	91	1277	1277
V.	138,3	205,84	535	796	1580	1629	0	31	14	0	2663	2663
VI.	138,3	205,84	120	178	1529	1642	0	30	0	0	3144	3144
VII.	138,3	205,84	-10	-15	1580	1710	0	31	-29	0	3315	3315
VIII.	138,3	205,84	-144	-214	1580	1585	0	31	-362	0	3524	3524
IX.	138,3	205,84	358	534	1529	1329	0	30	3	0	2581	2581
X.	138,3	205,84	967	1440	1580	1046	17	31	352	193	744	744
XI.	138,3	205,84	1304	1942	1529	580	30	0	1251	1251	-961	0
XII.	138,3	205,84	2058	3063	1580	373	31	0	3183	3138	-3128	0

Dijagramski su rezultati prikazani na slici 11.



Slika 11. Prikaz rezultata dobivenih mjesečnom metodom

7.5. Jednostavna satna metoda [11]

Jednostavna satna metoda klasična je dinamička metoda koja se sastoji od iterativnog postupka u 3 koraka te proračunava vrijednost toplinske snage za grijanje/hlađenje kako bi se unutar proračunske zone održavala unutarnja projektna temperatura u željenom intervalu. Ukoliko se proračun vrši za karakteristični dan u mjesecu (a takav je slučaj u ovom radu) potrebno je odrediti vrijednosti temperatura $\vartheta_{m,ac,t-1}$ i $\vartheta_{m,ac,t}$. Te dvije temperature su povezane na način da $\vartheta_{m,ac,t-1}$ označava vrijednost temperature $\vartheta_{m,ac,t}$ iz prethodnog sata. Proračun se vrši na način da se u prvom satu pretpostavlja temperatura $\vartheta_{m,ac,t-1}$ te se u sljedećem koraku zamijeni s vrijednošću temperature $\vartheta_{m,ac,t}$ dobivene na kraju dana. Postupak je potrebno ponavljati sve do trenutka kada se pretpostavljena temperatura i temperatura dobivena u zadnjem satu ne poklope u dvije decimale. Koeficijent transmisijske i ventilacijske izmjene topline proračunavaju se na identičan način kao i kod mjesečne metode s tom razlikom da se u ovom proračunu koeficijent transmisijske izmjene topline dijeli posebno na koeficijent transmisijske izmjene topline prozirnih površina $H_{tr,w}$ te na koeficijent transmisijske izmjene topline neprozirnih površina ovojnice $H_{tr,op}$ na koje je vezana ukupna masa zgrade. Koeficijent transmisijske izmjene topline dijeli se na dva dijela $H_{tr,ms}$ i $H_{tr,em}$ koji se određuju na sljedeći način:

$$H_{tr,ms} = h_{ms} \cdot A_m \text{ [W/K]}, \quad (7.5.1.)$$

gdje su:

h_{ms} – koeficijent izmjene topline između čvorova m i s , te ima fiksnu vrijednost $9,1 \text{ W/m}^2\text{K}$;

A_m – efektivna površina mase zgrade te se za ovaj slučaj računa kao $3,5 \times A_f \text{ [m}^2\text{]}$;

$$H_{tr,em} = 1/(1/H_{tr,op} - 1/H_{tr,ms}). \quad (7.5.2.)$$

Za proračun pomoću satne metode, također se moraju izračunati i sljedeći koeficijenti:

$$H_{tr,is} = h_{is} \cdot A_{tot} \text{ [W/K]}, \quad (7.5.3.)$$

gdje su:

h_{is} – koeficijent izmjene topline između čvorova *air* i *s* te iznosi $h_{is} = 3,45 \text{ W/m}^2\text{K}$;

A_{tot} – površina svih ploština koje okružuju proračunsku zonu [m^2], koja se računa prema:

$$A_{tot} = A_{at} \cdot A_f, \text{ pri čemu su:}$$

A_{at} – omjer površina svih ploština koje okružuju proračunsku zonu i površine poda te iznosi 4,5;

A_f – tlocrtna površina poda proračunske zone [m^2];

$$H_{tr,1} = 1/(1/H_{Ve} + 1/H_{tr,is}) \text{ [W/K]}; \quad (7.5.4.)$$

$$H_{tr,2} = H_{tr,1} + H_{tr,w} \text{ [W/K]}; \quad (7.5.5.)$$

$$H_{tr,3} = 1/(1/H_{tr,2} + 1/H_{tr,ms}) \text{ [W/K]}. \quad (7.5.6.)$$

Postupak određivanja unutarnjih toplinskih dobitaka i toplinskih dobitaka od Sunčeva zračenja provodi se na identičan način kao i kod mjesečne metode (jedm. 7.2.3. i 7.2.4.1.).

7.5.1. Postupak proračuna

Prije samog definiranja iterativnog postupka, potrebno je još odrediti raspodjelu toplinskih dobitaka. Raspodjela toplinskih dobitaka određuje se iz sljedeće tri jednadžbe:

$$\Phi_{ia} = 0,5 \cdot \Phi_{int} \text{ [W]}; \quad (7.5.7.)$$

$$\Phi_m = A_m/A_{tot} \cdot (0,5 \cdot \Phi_{int} + \Phi_{sol}) \text{ [W]}; \quad (7.5.8.)$$

$$\Phi_{st} = (1 - A_m/A_{tot} - H_{tr,w}/(9,1 \cdot A_{tot})) \cdot (0,5 \cdot \Phi_{int} + \Phi_{sol}) \text{ [W]}. \quad (7.5.9.)$$

1. Korak proračuna:

U prvom koraku proračuna provjerava se postoji li potreba za grijanjem ili hlađenjem, pa se u jednadžbama uvrštava $Q_{HC,nd} = 0$.

$$\Phi_{m,tot} = \Phi_m + H_{tr,em} \cdot \vartheta_e + H_{tr,3} \cdot [\Phi_{st} + H_{tr,w} \cdot \vartheta_e + H_{tr,1} \cdot (\frac{\Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd}}{H_{Ve}} + \vartheta_{sup})] / H_{tr,2} \text{ [W]}; \quad (7.5.10.)$$

$$\vartheta_{m,t} = [\vartheta_{m-1} \cdot (\frac{C_m}{3600} - 0,5 \cdot (H_{tr,3} + H_{tr,em})) + \Phi_{m,tot}] / [\frac{C_m}{3600} + 0,5 \cdot (H_{tr,3} + H_{tr,em})]; \text{ [W]} \quad (7.5.11.)$$

$$\vartheta_m = (\vartheta_{m,t} + \vartheta_{m-1}) / 2 \text{ [}^\circ\text{C]}; \quad (7.5.12.)$$

$$\vartheta_s = [H_{tr,ms} \cdot \vartheta_m + \Phi_{st} + H_{tr,w} \cdot \vartheta_e + H_{tr,1} \cdot (\vartheta_{sup} + \frac{\Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd}}{H_{Ve}})] / [H_{tr,ms} + H_{tr,w} + H_{tr,1}] \text{ [}^\circ\text{C]}; \quad (7.5.13.)$$

$$\vartheta_{air} = (H_{tr,is} \cdot \vartheta_s + H_{Ve} \cdot \vartheta_{sup} + \Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd}) / (H_{tr,is} + H_{Ve}) \text{ [}^\circ\text{C]}; \text{ gdje je:} \quad (7.5.14.)$$

$$\vartheta_{air} - \text{proračunski određena temperatura zraka unutar proračunske zone [}^\circ\text{C]} \quad (7.5.15.)$$

Za slučaj kada sustav grijanja/hlađenja ne radi, $\vartheta_{air} = \vartheta_{air,0}$.

Ukoliko je izračunata temperatura $\vartheta_{air,0}$ unutar intervala unutarnjih projektnim temperatura, odnosno veća od unutarnje postavne temperature za grijanje, a manja od unutarnje postavne temperature za hlađenje, daljnji proračuni nisu potrebni. Ukoliko to nije slučaj, proračun ide na drugi korak.

2. Korak proračuna:

U drugom koraku proračuna određuje se stvarna potreba za grijanje, odnosno hlađenje.

Ukoliko je $\vartheta_{int,H,set} > \vartheta_{air,0}$ uzima se da je $\Phi_{HC,nd,10} = 10 \cdot A_f$ i $\vartheta_{air,set} = \vartheta_{int,H,set}$.

Ukoliko je $\vartheta_{int,C,set} < \vartheta_{air,0}$ uzima se da je $\Phi_{HC,nd,10} = -10 \cdot A_f$ i $\vartheta_{air,set} = \vartheta_{int,C,set}$.

Nakon određivanja ulaznih toplinskih tokova potrebno je ponovno primijeniti izraze od (7.5.10) do (7.5.15.). Potrebna snaga za grijanje/hlađenje naposljetku se dobiva iz sljedećeg odnosa:

$$\Phi_{HC,nd,un} = \Phi_{HC,nd,10} \cdot (\vartheta_{air,set} - \vartheta_{air,0}) / (\vartheta_{air,10} - \vartheta_{air,0}) \text{ [W]} \quad (7.5.16.)$$

3. Korak proračuna:

U trećem koraku proračuna provjera se dostupnost potrebne snage za grijanje, odnosno hlađenje. Ukoliko se gore proračunati toplinski tok nalazi unutar intervala raspoloživih snaga za grijanje $P_{H,max}$ i raspoloživih snaga za hlađenje $-P_{C,max}$ potreba snaga za grijanje/hlađenje upravo je ta izračunata. Ukoliko je $\Phi_{HC,nd,un} > P_{H,max}$, potrebna snaga za grijanje je $P_{H,max}$. Ukoliko je $-P_{C,max} > \Phi_{HC,nd,un}$, potrebna snaga za hlađenje je $-P_{C,max}$.

7.5.2. *Određivanje potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje*

Određivanje potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje računa se na dnevnoj, mjesečnoj i godišnjoj bazi.

Dnevno:

$$Q_{HC,nd,day} = \frac{1}{1000} \sum_{i=1}^{24} \Phi_{HC,nd,i} \cdot t \text{ [kWh]}, \text{ gdje su:} \quad (7.5.2.1.)$$

$Q_{HC,nd,day}$ – dnevna potrebna toplinska energija za grijanje/hlađenje [kWh];

$\Phi_{HC,nd,i}$ – potrebna snaga za grijanje/hlađenje u periodima kada sustav radi [W];

t – korak proračuna, $t = 1\text{h}$.

Treba napomenuti da u slučaju kada sustav ne radi, u proračunu za $\Phi_{HC,nd,i}$ treba uvrstiti nulu.

Također, posebno se zbrajaju pozitivne, a posebno negativne vrijednosti.

Mjesečno:

$$Q_{HC,nd,m} = \sum_i Q_{HC,nd,day,i} \cdot \frac{d_{use,tj}}{7} \cdot \frac{L_{HC,m,i}}{d_i} \text{ [kWh]}, \text{ gdje su:} \quad (7.5.1.2.)$$

$d_{use,tj}$ – broj dana rada sustava u tjednu [d/tj.];

d_i – ukupan broj dana u mjesecu [d/mj.];

$L_{HC,m,i}$ – broj dana kada ima potrebe za grijanjem/hlađenjem u pojedinom mjesecu [d/mj.].

Godišnje:

$$Q_{HC,nd,a} = \sum_i Q_{HC,nd,m,i} \text{ [kWh/a]}. \quad (7.5.1.3.)$$

U nastavku slijede rezultati satnog proračuna bez korištenja mehaničke ventilacije na bazi satnih, dnevnih i mjesečnih vrijednosti.

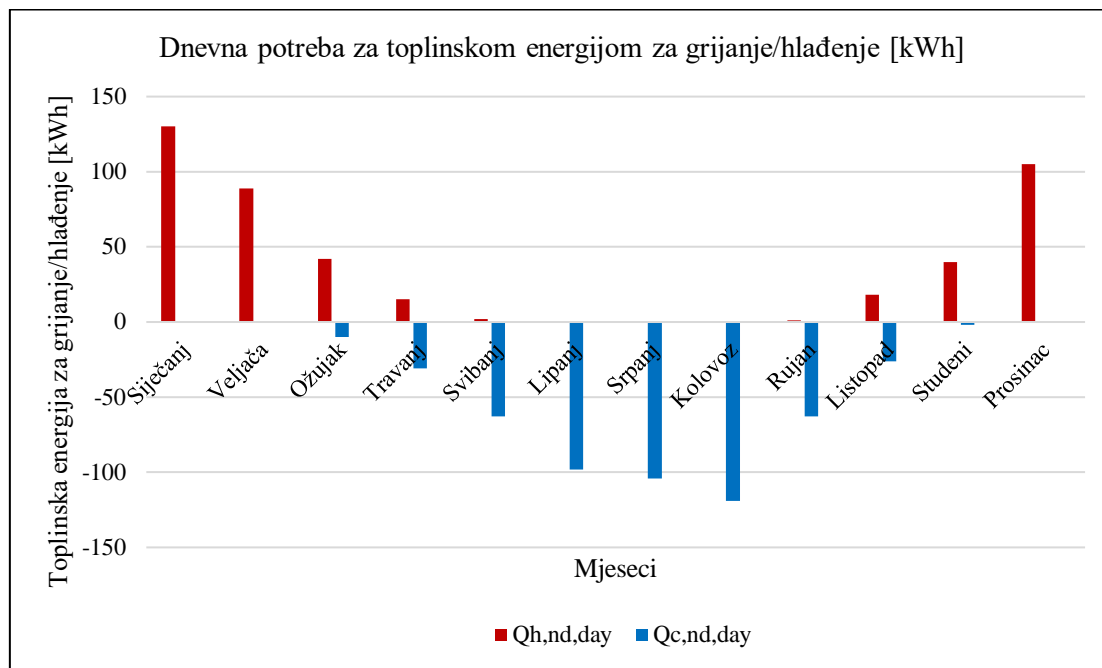
7.5.3. Rezultati proračuna dobivenih jednostavnom satnom metodom

U tablici 12. prikazani su rezultati potrebnih satnih toplinskih snaga za grijanje, odnosno hlađenje. Za hlađenje su vrijednosti napisane s negativnim predznakom. Suma satnih vrijednosti označava iznos dnevnih vrijednost za karakteristični mjesec.

Tablica 12. Potrebna snaga za grijanje/hlađenje po satima

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC,nd}$ [W]											
0	5922	4732	3014	1123	-240	-1754	-2212	-2512	-681	1280	2597	4795
1	6021	4886	3307	1473	46	-1325	-1800	-2082	-455	1518	2700	4911
2	6090	5024	3527	1701	366	-1030	-1495	-1763	-234	1737	2841	5000
3	6152	5175	3751	1931	633	-772	-1246	-1478	41	1916	2924	5034
4	6183	5266	3908	2169	826	-643	-974	-1245	203	2081	2999	5138
5	6209	5347	4049	2222	101	-1488	-1583	-1387	321	2209	3065	5141
6	6230	5369	3984	1766	-595	-2283	-2252	-2101	-12	2223	3101	5162
7	6247	5201	3284	921	-1176	-2888	-2797	-2974	-827	1605	2969	5179
8	6031	4658	2311	-124	-2060	-3809	-3599	-4044	-1904	576	2138	4991
9	5619	4081	1324	-1057	-2990	-4695	-4505	-5171	-2977	-474	1390	4587
10	5165	3375	372	-2047	-3900	-5485	-5356	-6252	-3978	-1591	641	4060
11	4680	2608	-462	-2874	-4640	-6144	-6268	-7248	-4819	-2578	145	3645
12	4322	2046	-1244	-3448	-5339	-6757	-7032	-8095	-5548	-3359	-458	3300
13	4088	1544	-1733	-4021	-5730	-7167	-7546	-8794	-6082	-3909	-742	3064
14	3967	1309	-2060	-4014	-6067	-7382	-7724	-9184	-6298	-3996	-821	3031
15	4188	1284	-2058	-3958	-6069	-7315	-7637	-9325	-6185	-3775	-364	3298
16	4585	1727	-1673	-3605	-5839	-7027	-7430	-9016	-5265	-2967	290	3663
17	4870	2420	-817	-2896	-5362	-6889	-7147	-8374	-4907	-1828	845	3876
18	5101	3007	122	-1884	-4462	-6352	-6535	-7146	-3814	-1085	1240	4111
19	5308	3480	854	-980	-3142	-5012	-5305	-5712	-2940	-529	1575	4253
20	5470	3815	1427	-393	-2263	-4043	-4330	-4741	-2253	-32	1905	4426
21	5640	4089	1918	80	-1616	-3290	-3658	-4005	-1749	417	2111	4560
22	5722	4254	2313	496	-1145	-2690	-3085	-3424	-1275	852	2266	4682
23	5814	4465	2692	817	-668	-2206	-2574	-2964	-945	1132	2500	4744
$Q_{H,nd,d}$ [kWh]	130	89	42	15	2	0	0	0	1	18	40	105
$Q_{C,nd,d}$ [kWh]	0	0	-10	-31	-63	-98	-104	-119	-63	-26	-2	0

Dijagramski prikaz dnevnih potreba za toplinskom energijom za grijanje/hlađenje prikazan je na slici 12.



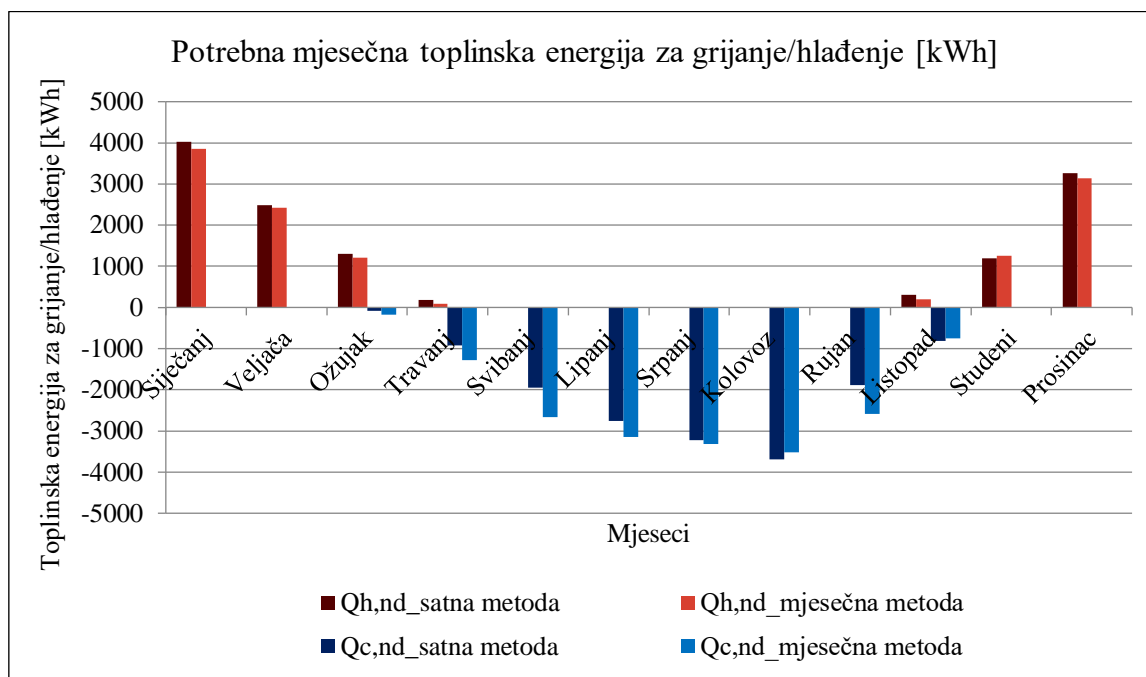
Slika 12. Dnevna potreba za grijanjem/hlađenjem dobivena satnim proračunom

U tablici 13. prikazani su rezultati mjesečnih toplinskih potreba za grijanje/hlađenje dobiveni satnim proračunom.

Tablica 13. Potrebna mjesečna toplinska energija za grijanje/hlađenje dobivena satnim proračunom

Mjesec	$Q_{H,nd,day}$	$Q_{C,nd,day}$	d_i	d_{use}	$L_{H,m,i}$	$L_{C,m,i}$	$Q_{H,nd,m}$	$Q_{C,nd,m}$
	[kWh]	[kWh]	[d/mj.]	[d/tj.]	[d/mj.]	[d/mj.]	[kWh]	[kWh]
Siječanj	130	0	31	7	31	0	4030	0
Veljača	89	0	28	7	28	0	2492	0
Ožujak	42	-10	31	7	31	8	1302	-80
Travanj	15	-31	30	7	12	30	180	-930
Svibanj	2	-63	31	7	0	31	0	-1953
Lipanj	0	-98	30	7	0	30	0	-2760
Srpanj	0	-104	31	7	0	31	0	-3224
Kolovoz	0	-119	31	7	0	31	0	-3689
Rujan	1	-63	30	7	0	30	0	-1890
Listopad	18	-26	31	7	17	31	306	-806
Studeni	40	-2	30	7	30	0	1200	0
Prosinac	105	0	31	7	31	0	3255	0

Na slici 13. dan je prikaz usporedbe rezultata dobivenih mjesečnom i jednostavnom satnom metodom.



Slika 13. Usporedba rezultata dobivenih mjesečnom i satnom metodom

Iz prethodnog je dijagrama vidljivo da se rezultati dobiveni s obje metode zanemarivo razlikuju. Ovisno od mjeseca do mjeseca, iznos toplinske energije za grijanje/hlađenje veći je u jednom ili u drugom načinu proračuna, ali su vrijednosti dobivene jednim načinom proračuna ne odstupaju puno od vrijednosti dobivenih drugim načinom proračuna. Treba još jednom napomenuti da su rezultati prikazani na prethodnim grafovima oni bez gubitaka koji se podmiruju mehaničkom ventilacijom s obzirom da se takvi ventilacijski gubici proračunavaju preko *Algoritma za ventilaciju/klimatizaciju*. U nastavku će biti objašnjen detaljan proračun ventilacijskih gubitaka te toplinskih potreba za grijanje/hlađenje u ovisnosti o sustavu mehaničke ventilacije. Napravit će se i usporediti dva slučaja, za dvije varijante klimatizacijskog sustava.

8. PRORAČUN POTREBNE TOPLINSKE ENERGIJE ZA GRIJANJE I HLAĐENJE ZA PRIMJENU VENTILACIJSKIH SUSTAVA

U ovom će poglavlju predmet razmatranja je sustav mehaničke ventilacije i klimatizacije koji ima značajno veće toplinske potrebe u odnosu na prirodnu ventilaciju opisanu prethodno, zbog relativno velikog volumnog protoka zraka koji za ovaj sustav iznosi 21300 m³/h. Usporediti će se dvije varijante klimatizacijskog sustava. Prva varijanta klimatizacijskog sustava bit će definirana s rekuperatorom, grijačem i hladnjakom (shema 8, slika 14.), dok će druga varijanta uz navedene tri komponente još imati parni ovlaživač i dogrijač (shema 10, slika 15.). Također, osim usporedbe dvije varijante klimatizacijskog sustava, usporediti će se i rezultati toplinskih potreba s obzirom na učinkovitost rekuperatora u klima komori. Učinkovitost rekuperatora će tako za tri slučaja proračuna biti 60%, 70% i 80%. Proračun toplinskih potreba za elemente klima komore se vrši satnom metodom prema nacionalnom *Algoritmu za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade*. Algoritam se provodi za svaki sat u sezoni grijanja i hlađenja na način da se u svakom satu konstruira proces koji klima komora provodi s vlažnim uzduhom s obzirom na režim zima ili ljeto i s obzirom na poznato vanjsko stanje zraka koje se uzima iz baze službenih meteoroloških podataka za energetske proračune u zgradama Ministarstva prostornog uređenja, graditeljstva i državne imovine. Satni rezultati potrebne toplinske energije za grijanje, hlađenje i ovlaživanje zraka se zbrajaju na mjesečnoj razini te predstavljaju toplinsku energiju koju treba dovesti grijaču, hladnjaku i ovlaživaču zraka u klima komori da bi se proveo proces kondicioniranja zraka kroz sezonu grijanja odnosno hlađenja.

Prije samog prikaza proračuna klimatizacijskog sustava, definirat će se ulazne veličine.

Ulazne veličine u proračun:

ϑ_{int}	– unutarnja temperatura zone [°C];
ϑ_e	– vanjska temperatura [°C];
p_d	– parcijalni tlak vodene pare vanjskog tlaka [mbar];
ρ_a	– gustoća zraka [kg/m ³];
c_{pa}	– specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK]
$V_{mech,sup}$	– volumni protok mehaničke ventilacije [m ³ /h];
d	– broj dana u promatranom periodu [d];
ϑ_{rv}	– temperatura rashladne vode [°C];
Q_{Tr}	– transmisijski toplinski gubici u promatranom periodu od d dana [kWh];

- $Q_{Ve,inf}$ – potrebna toplinska energija radi infiltracije u promatranom periodu [kWh];
- $Q_{Ve,win}$ – potrebna toplinska energija radi prozračivanja u promatranom periodu [kWh];
- $Q_{C,gn}$ – toplinski dobici od ljudi, uređaja, rasvjete i Sunčeva zračenja u promatranom periodu [kWh];
- $\eta_{C,ls}$ – stupanj iskorištenja toplinskih gubitaka kod hlađenja [-];
- $Q_{H,gn}$ – toplinski dobici od ljudi, uređaja, rasvjete i Sunčeva zračenja u promatranom periodu [kWh];
- $\eta_{H,gn}$ – stupanj iskorištenja toplinskih dobitaka kod grijanja [-];
- k_v – udio toplinskog opterećenja koje pokriva mehanička ventilacija [-];
- η_{hru} – faktor povrata topline [-]; proračun za slučajeve: 60%, 70%, 80%;

Ulazna veličina za shemu 10:

- f_{steam} – faktor učinkovitosti parnog ovlaživača [-];

U tablici 14. dan je prikaz vrijednosti faktora učinkovitosti parnog ovlaživača u ovisnosti o vrsti ovlaživača.

Tablica 14. Faktor učinkovitosti ovlaživača u ovisnosti o vrsti ovlaživača

Vrsta generatora vlage	f_{steam}
Električni	1,16
Uljni (prema vrsti izgaranja)	1,45
Plinski (prema vrsti izgaranja)	1,51

U postupku proračuna za promatrani sustav koristit će se električni parni ovlaživač.

Ulazne veličine za sheme 8 i 10:

- $x_{mech,sup}$ – apsolutna vlažnost ubacivanog zraka [kg/kg];
- $p_s(\vartheta_{int})$ – tlak zasićenja pri temperaturi vanjskog zraka (za ljeto) [Pa];

Tlak zasićenja pri temperaturi vanjskog zraka računa se prema sljedećem izrazu:

$$p_s(\vartheta_{int}) = e^{23,621 - \frac{4065}{\vartheta_{int} + 236,2506}} \text{ [Pa]}, 0,01 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (8.1.1.)$$

Kod primjene satne metode vrijednosti parcijalnog tlaka i sadržaja vlage određuju se prema:

$$p_d(\vartheta_e) = \%RH/100 \cdot e^{23,621 - \frac{4065}{\vartheta_e + 236,2506}} \text{ [Pa]}; \quad (8.1.2.)$$

$$x_e = 0,622 \frac{p_d}{100000 - p_d} \text{ [kg/kg]}. \quad (8.1.3.)$$

U tablici 15. prikazan je način određivanja apsolutne vlažnosti za sustave s regulacijom vlažnosti unutar tolerancija

Tablica 15. Iznos vrijednosti apsolutne vlažnosti za sustave s regulacijom vlažnosti unutar tolerancija

	Sustavi s regulacijom vlažnosti unutar tolerancija prema DIN V 18599-3		
	Zima	Ljeto	
$x_{mech,sup}$ [kg/kg]	0,006	$p_s(\vartheta_{int}) > 1737 \text{ Pa}$	$p_s(\vartheta_{int}) \leq 1737 \text{ Pa}$
		0,011	$\frac{0,5911}{\frac{100000}{p_s(\vartheta_{int,ljeto})}} - 0,95$

8.1. Proračun toplinske energije za sustav 8

Entalpija vanjskog stanja zraka (računa se za obje sheme) računa se prema sljedećem izrazu:

$$h_e = 1,01\vartheta_e + x_e(2501 + 1,86\cdot\vartheta_e) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.4.)$$



Slika 14. Varijanta klimatizacijskog sustava s rekuperatorom, grijačem i hladnjakom (shema 8)

8.1.1. Proračun zimskog perioda za sustav 8

Tipični proces kondicioniranja zraka u zimskom periodu sa sustavom 8 prikazan je na slici 15.

veća od 22 °C što su unutarnji projektni uvjeti. Za temperature niže od unutarnje projektne temperature, za entalpiju na izlazu iz rekuperatora vrijedit će izraz desno u zagradi jednadžbe (8.1.1.1.). Entalpija na ulazu u grijač bit će jednaka vrijednosti entalpije na izlazu iz rekuperatora, odnosno vrijedit će:

$$h_{heater,in} = h_{rek,out} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.2.)$$

Ciljana entalpija zraka u prostoriji određuje se prema:

$$h_{pom} = 1,01 \cdot \vartheta_{int} + x_e (2501 + 1,86 \cdot \vartheta_{int}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.3.)$$

Potrebna razlika entalpija uslijed toplinskog opterećenja je:

$$\Delta h_{opt} = \frac{3600}{t} \frac{Q_{H,nd}^*}{\rho_a \dot{V}_{mech,sup}} k_v \text{ [kJ/kg]}; \quad (8.1.1.4.)$$

gdje $Q_{H,nd}^*$ označava potrebnu toplinsku energiju za grijanje dobivenu jednostavnom satnom metodom HRN EN 13790 koja ne obuhvaća potrebnu toplinsku energiju za ventilaciju/klimatizaciju. Entalpija zraka na izlazu iz grijača dobije se zbrajanjem razlike entalpije uslijed toplinskog opterećenja sa stanjem u prostoriji:

$$h_{heater,out} = h_{pom} + \Delta h_{opt} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.5.)$$

Kako je vidljivo iz jednadžbe, entalpija zraka koja se nalazi u prostoriji zapravo je razlika između izlazne entalpije zraka nakon grijača te entalpije koja je potrebna za podmirivanje toplinskih gubitaka.

Potrebna toplinska energija predana grijačem sada se može odrediti prema:

$$Q_{heater} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{heater,out} - h_{heater,in}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.1.6.)$$

Potrebna toplinska energija za mehaničku ventilaciju jednaka je onom dijelu energije koju mora predati grijač, a koja ne uzima u obzir toplinsko opterećenje pa je s toga toplina za mehaničku ventilaciju jednaka:

$$Q_{H,ve,mec} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{heater,out} - h_{heater,in} - \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.1.7.)$$

Kako je vidljivo iz jednadžbi (8.1.1.6.) i (8.1.1.7.) potrebna toplinska energija za ventilaciju i potrebna toplinska energija predana grijačem razlikuju se po potrebnoj razlici entalpija uslijed toplinskih gubitaka, što znači da će grijač morati zagrijati zrak na temperaturu koja će biti iznad unutarnjih projektnih uvjeta kako bi se unutar prostorije održavali isti.

Temperatura ubacivanog zraka može se odrediti iz jednadžbe za entalpiju ubacivanog zraka koja je poznata:

$$\vartheta_{mech,sup} = \frac{h_{heater,out} - 2501 x_e}{1,01 + 1,86 x_e} \text{ [°C]}. \quad (8.1.1.8.)$$

8.1.1. Proračun ljetnog perioda za sustav 8

Izlazno stanje zraka iz rekuperatora izračunava se temeljem poznatog izraza za učinkovitost rekuperatora na slijedeći način

$$h_{rek,out} = \min\{h_e; h_e + \eta_{hru} c_{pa} (\vartheta_{int} - \vartheta_e)\} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.9)$$

Za razliku od zimskog slučaja (jedn.8.1.1.1), ovdje će Algoritam tražiti minimum vrijednosti iz razloga što će u ljetnom periodu uglavnom temperatura vanjskog zraka biti viša u odnosu na temperaturu prostorije. Entalpija na ulazu u hladnjak jednaka je izlaznom stanju iz rekuperatora:

$$h_{cool,in} = h_{rek,out} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.10.)$$

Dalje se provodi proces hlađenja vlažnog uzduha po pravcu hlađenja koji spaja izlazno stanje iz rekuperatora (rek,out) i stanje na samoj površini hladnjaka koje se u dijagramu stanja vlažnog uzduha nalazi na krivulji zasićenja $\varphi=1$ i srednjoj temperaturi vode u hladnjaku. Ovo stanje je u Algoritmu označeno s indeksom s,min i matematički se određuje u prvom koraku računanjem parcijalnog tlaka pare na krivulji zasićenja pri temperaturi rashladne vode:

$$p_s(\vartheta_{rv}) = e^{23,621 - \frac{4065}{\vartheta_{rv} + 236,2506}} \text{ [Pa]}, 0,01 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (8.1.1.11.)$$

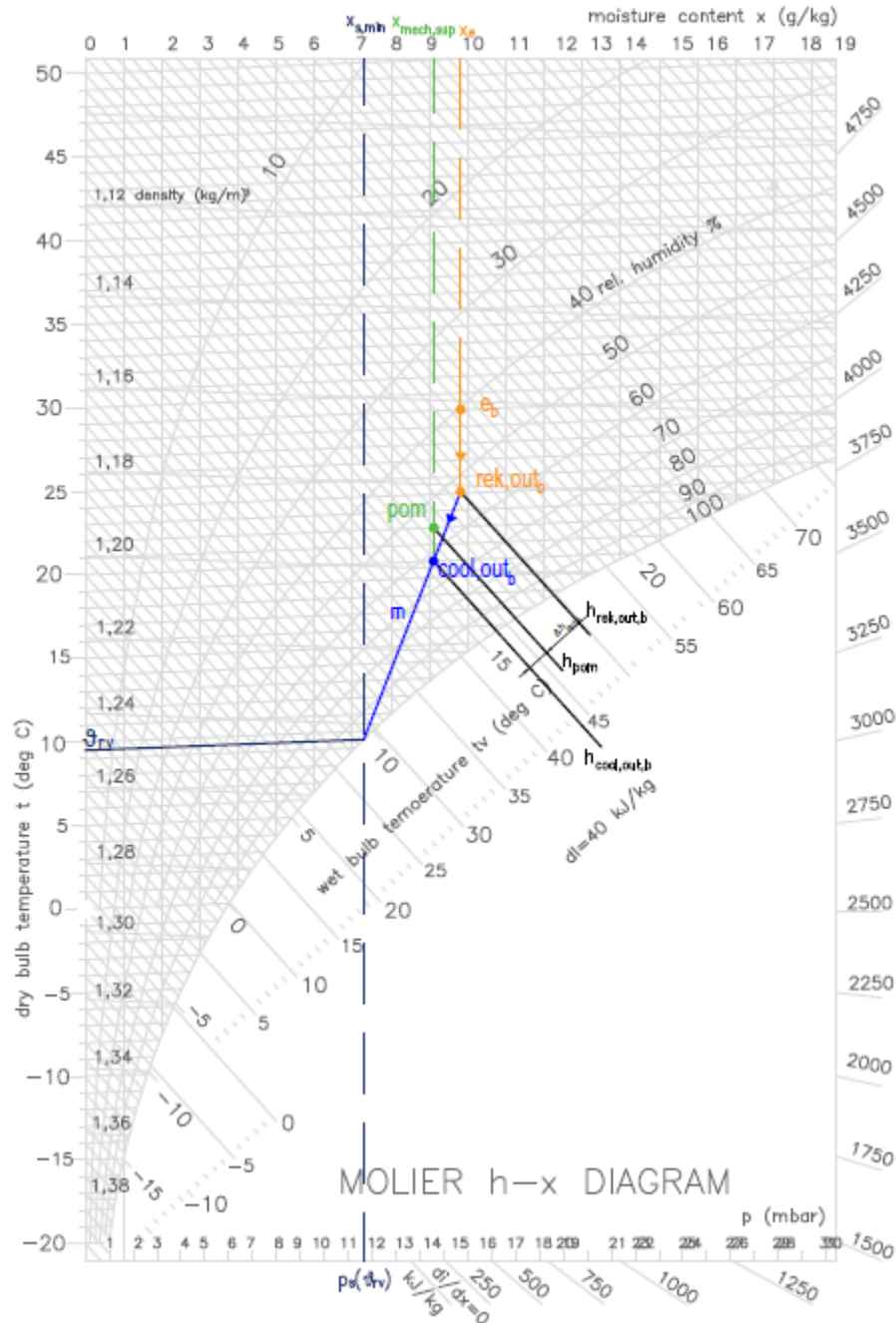
Dalje se apsolutna vlažnost na stanju zasićenja u stanju s,min može izračunati :

$$x_{s,min} = 0,622 \frac{p_s(\vartheta_{rv})}{1000000 - p_s(\vartheta_{rv})} \text{ [kg/kg]}. \quad (8.1.1.12.)$$

Da bi se odredilo stanje ubacivanja zraka u prostoriju potrebno je odrediti razliku entalpija uslijed toplinskog opterećenja određenog prethodno iz HRN EN 13790:

$$\Delta h_{opt} = \frac{3600}{t} \frac{Q_{C,nd}^*}{\rho_a \dot{V}_{mech,sup}} k_v \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.13.)$$

Proces u ljetnom periodu može se odvijati na dva načina ovisno o tome da li je vlažnost vanjskog zraka veća ili manja od vlažnosti na stanju zasićenja za temperaturu površine hladnjaka. Na slici 16. prikazan je proces kondicioniranja zraka u slučaju kada je vlažnost vanjskog zraka veća od vlažnosti na stanju zasićenja za temperaturu rashladne vode jer se drugi slučaj ne događa nikada u pogledu ovog proračuna.



Slika 16. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 8

Ukoliko bi vlažnost vanjskog zraka bila manja ili jednaka vlažnosti u stanju na površini hladnjaka: $x_{s,min} \geq x_e$, tada bi se na hladnjaku odvijalo senzibilno hlađenje te bi se ostali parametri procesa izračunavali kako slijedi ispod:

Vlažnost ubacivanog zraka:

$$x_{mech,sup} = x_e \text{ [kg/kg]}. \quad (8.1.1.14.)$$

Ciljana entalpija zraka u prostoriji:

$$h_{pom} = 1,01\vartheta_{int} + x_{mech,sup} (2501 + 1,86\vartheta_{int}) \text{ [kJ/kg]}; \quad (8.1.1.15.)$$

Minimalna entalpija zraka za temperaturu rashladne vode:

$$h_{s,min} = 1,01\vartheta_{rv} + x_{mech,sup} (2501 + 1,86\vartheta_{rv}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.16.)$$

Entalpija zraka na izlazu iz hladnjaka:

$$h_{cool,out} = h_{pom} - \Delta h_{opt} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.17.)$$

Toplinska energija predana hladnjakom:

$$Q_{cool} = \max\left\{0; \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,in} - h_{cool,out}) t}{3600}\right\} \text{ [kWh]}; \quad (8.1.1.18.)$$

Gornja jednačba pokazuje da će se hladnjak uključivati u sustav samo ako je entalpija zraka na ulazu u hladnjak veća nego li na izlazu, u protivnom, nema potrebe za hlađenjem zraka.

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{C,ve,mech} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,out} - h_{cool,in} + \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}; \quad (8.1.1.19.)$$

Slično kao i kod zimskom razdoblja za grijanje (jedn. 8.1.1.7.) potrebna toplinska energija za ventilaciju razlikovat će se od toplinske energije predane hladnjakom samo za potrebnu razliku entalpija uslijed toplinskog opterećenja transmisijom, Suncem i infiltracijom. Dakle, u slučajevima kada je hladnjak u sustavu, isti će morati ohladiti zrak na temperaturu nižu od unutarnje projektne temperature.

Temperatura ubacivanog zraka:

$$\vartheta_{mech,sup} = \frac{h_{cool,out} - 2501 x_{mech,sup}}{1,01 + 1,86 x_{mech,sup}} \text{ [}^\circ\text{C]}. \quad (8.1.1.20.)$$

Ukoliko bi vlažnost vanjskog zraka bila veća od vlažnosti u stanju na površini hladnjaka: $x_{s,min} < x_e$ tada bi se na hladnjaku odvijalo hlađenje po pravcu hlađenja koji spaja stanje izlaza iz rekuperatora sa stanjem s,min te bi ostali parametri procesa izračunavali kako slijedi ispod:

Minimalna entalpija zraka za temperaturu rashladne vode:

$$h_{s,min} = 1,01\vartheta_{rv} + x_{s,min} (2501 + 1,86\vartheta_{rv}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.21.)$$

Nagib pravca hlađenja:

$$m = \frac{h_{cool,in} - h_{s,min}}{x_e - x_{s,min}} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.22.)$$

Vlažnost ubacivanog zraka:

$$x_{mech,sup} = \frac{1,01\vartheta_{int} + m x_{s,min} - h_{s,min} - \Delta h_{opt}}{m - (2501 + 1,86 \cdot \vartheta_{int})} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.23.)$$

Entalpija ubacivanog zraka, tj. na izlazu iz hladnjaka:

$$h_{mech,sup} = h_{cool,out} = m(x_{mech,sup} - x_{s,min}) + h_{s,min} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.1.24.)$$

Toplinska energija predana hladnjakom:

$$Q_{cool} = \max\left\{0; \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,in} - h_{cool,out}) t}{3600}\right\} \text{ [kWh]}; \quad (8.1.1.25.)$$

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{C,ve,mech} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,out} - h_{cool,in} + \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh];} \quad (8.1.1.26.)$$

Temperatura ubacivanog zraka:

$$\vartheta_{mech,sup} = \frac{h_{mech,sup} - 2501 x_{mech,sup}}{1,01 + 1,86 x_{mech,sup}} \text{ [}^\circ\text{C]}. \quad (8.1.1.27.)$$

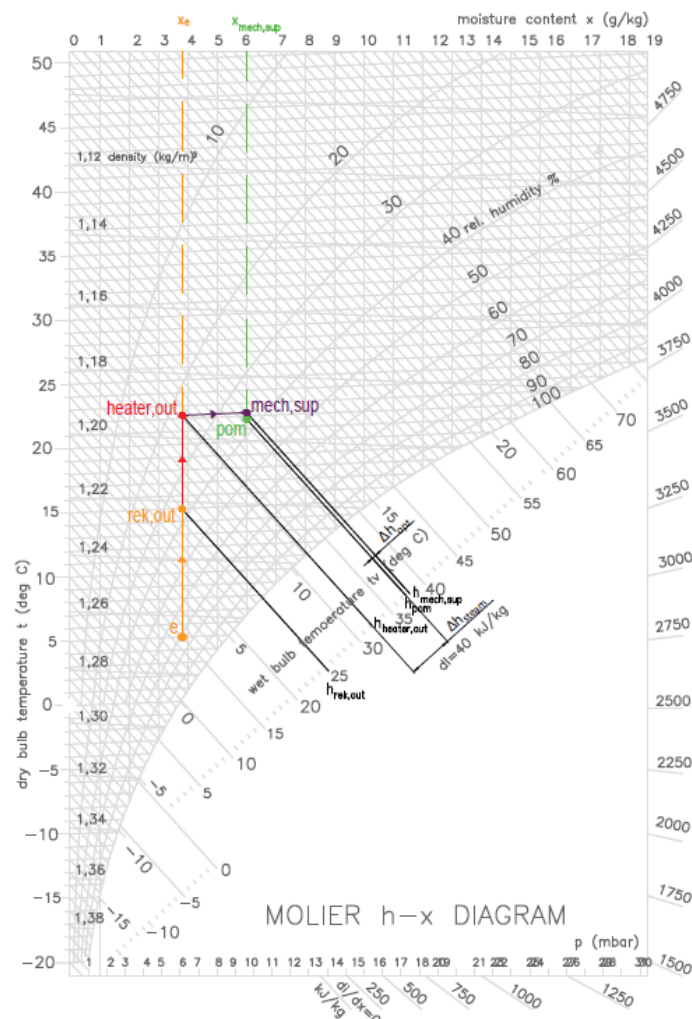
8.2. Proračun toplinske energije za sustav 10



Slika 17. Varijanta klimatizacijskog sustava s rekuperatorom, grijačem, hladnjakom, parnim ovlaživačem i dogrijačem (shema 10)

8.2.1. Proračun zimskog perioda za sustav 10

Primjer satnog procesa u zimskom periodu za slučaj sustava 10 skiciran je na slici 18. Proces se provode redosljedom: rekuperacija, zagrijavanje, parno ovlaživanje.



Slika 18. Proces kondicioniranja zraka u zimskom periodu za shemu 10

Entalpija na izlazu iz rekuperatora određuje se na isti način kao i za sustav 8:

$$h_{rek,out} = \max\{h_e; h_e + \eta_{hru} c_{pa} (\vartheta_{int} - \vartheta_e)\} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.1.)$$

Sve što je rečeno za shemu 8 u ovom dijelu proračuna, vrijedi identično i za shemu 10. Za razliku od sheme 8, u sustavu 10 se nakon grijača vlažni uzduh ovlažuje na parnom ovlaživaču do vlažnosti na stanju prostorije $x_{mech,sup}$. Da bi se odredio potrebni toplinski učin za zagrijavanje pare za ovlaživanje, odrediti će se razlika entalpija na ovlaživaču:

$$\Delta h_{steam} = 2676 (x_{mech,sup} - x_e) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.2.)$$

Ciljana entalpija zraka u prostoriji dalje je jednaka:

$$h_{pom} = 1,01\vartheta_{int} + x_{mech,sup} (2501 + 1,86\vartheta_{int}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.3.)$$

Potrebna razlika entalpija uslijed toplinskih gubitaka određuje se isto kao i u sustavu 8:

$$\Delta h_{opt} = \frac{3600}{t} \frac{Q_{H,nd}^*}{\rho_a \dot{V}_{mech,sup}} k_v \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.4.)$$

Entalpija zraka na ubacivanju u prostoriju jednaka je stanju na izlazu iz ovlaživača:

$$h_{mech,sup} = h_{pom} + \Delta h_{opt} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.5.)$$

Entalpija zraka na izlazu iz grijača:

$$h_{heater,out} = h_{mech,sup} - \Delta h_{steam} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.6.)$$

Toplinska energija predana grijačem:

$$Q_{heater} = \max\left\{0; \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{heater,out} - h_{rek,out}) t}{3600}\right\} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.7.)$$

Toplinska energija na parnom ovlaživaču:

$$Q_{steam} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} \Delta h_{steam} t}{3600} \cdot f_{steam} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.8.)$$

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{H,Ve,mech} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{heater,out} - h_{rek,out} - \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.9.)$$

Temperatura ubacivanog zraka:

$$\vartheta_{mech,sup} = \frac{h_{mech,sup} - 2501 x_{mech,sup}}{1,01 + 1,86 x_{mech,sup}} \text{ [°C]}. \quad (8.1.2.10.)$$

8.2.2. Proračun ljetnog perioda za sustav 10

Proračun procesa kondicioniranja zraka u ljetnom periodu nešto je kompleksniji nego kod sustava 8 bez ovlaživača zato što se vlažnost u ovom slučaju održava kako u zimskom, tako i u ljetnom periodu. Proračun započinje na isti način kao i kod sustava 8, određivanjem veličina u poznatim stanjima nakon rekuperacije, na površini hladnjaka, na ubacivanju u prostoriju, te određivanjem nagiba pravca hlađenja kako slijedi.

Entalpija na izlazu iz rekuperatora:

$$h_{rek,out} = \min\{h_e; h_e + \eta_{hru} c_{pa} (\vartheta_{int} - \vartheta_e)\} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.11.)$$

Entalpija na ulazu u hladnjak:

$$h_{cool,in} = h_{rek,out} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.12.)$$

Tlak zasićenja za temperaturu rashladne vode:

$$p_s(\vartheta_{rv}) = e^{23,621 - \frac{4065}{\vartheta_{rv} + 236,2506}} \text{ [Pa]}, 0,01 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (8.1.2.13.)$$

Minimalna vlažnost za temperaturu rashladne vode:

$$x_{s,min} = 0,622 \frac{p_s(\vartheta_{rv})}{1000000 - p_s(\vartheta_{rv})} \text{ [kg/kg]}. \quad (8.1.2.14.)$$

Potrebna razlika entalpija uslijed toplinskog opterećenja Suncem, transmisijom i infiltracijom:

$$\Delta h_{opt} = \frac{3600}{t} \frac{Q_{C,nd}^*}{\rho_a \dot{V}_{mech,sup}} k_v \text{ [kJ/kg]}; \quad (8.1.2.15.)$$

Minimalna entalpija zraka za temperaturu rashladne vode:

$$h_{s,min} = 1,01\vartheta_{rv} + x_{s,min} (2501 + 1,86\vartheta_{rv}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.16.)$$

Nagib pravca hlađenja:

$$m = \frac{h_{rek,out} - h_{s,min}}{x_e - x_{s,min}} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.17.)$$

Ciljana entalpija zraka u prostoriji:

$$h_{pom} = 1,01\vartheta_{int} + x_{mech,sup} (2501 + 1,86\vartheta_{int}) \text{ [kJ/kg]}; \quad (8.1.2.18.)$$

Potrebna entalpija ubacivanja:

$$h_{need} = h_{pom} - \Delta h_{opt} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.19.)$$

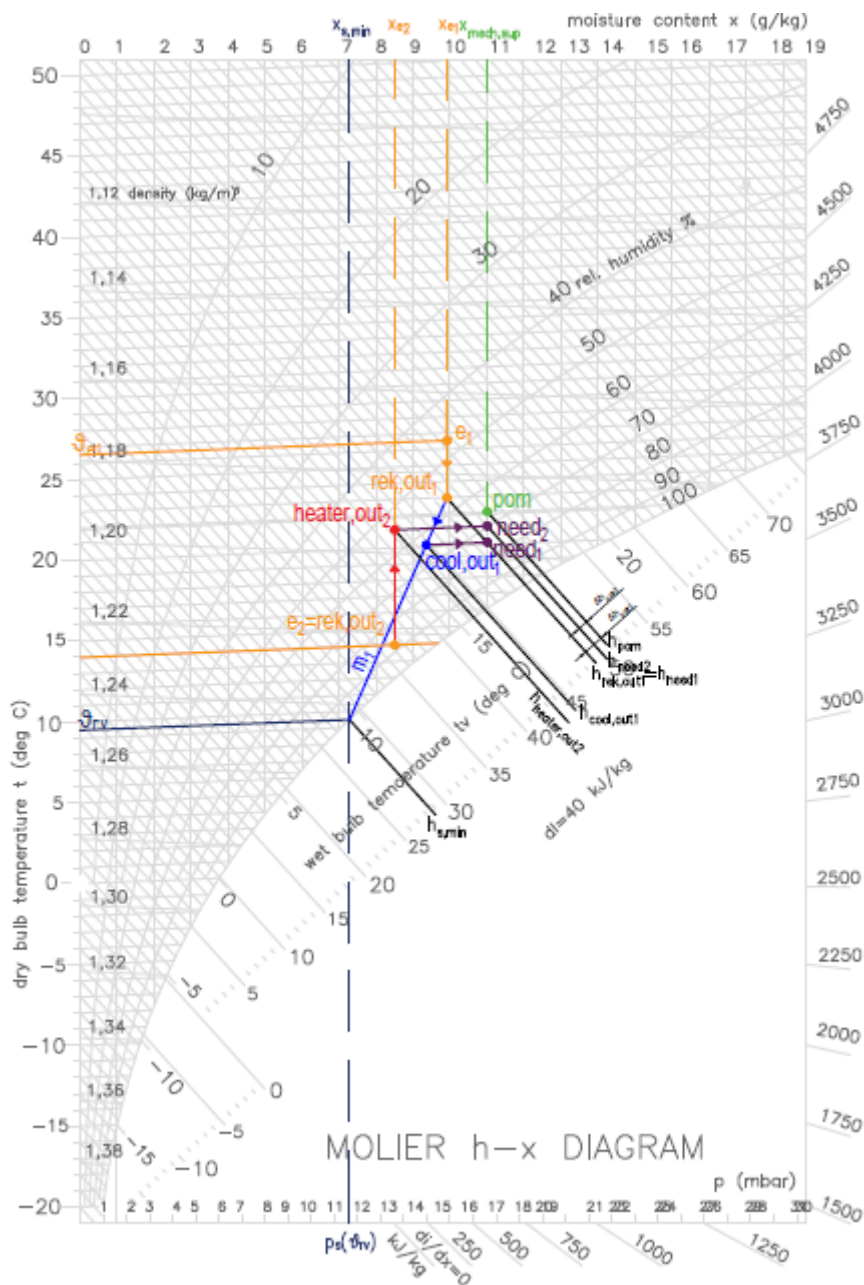
Temperatura ubacivanog zraka:

$$\vartheta_{mech,sup} = \frac{h_{need} - 2501 x_{mech,sup}}{1,01 + 1,86 x_{mech,sup}} \text{ [}^\circ\text{C]}. \quad (8.1.2.20.)$$

U nastavku Algoritam se dijeli na različite puteve ovisno o tome da li je vlažnost vanjskog zraka manja, jednaka ili veća od vlažnosti stanja prostorije. Ukoliko bi vlažnost vanjskog zraka bila manja ili jednaka vlažnosti stanja prostorije tada bi se na hladnjaku odvijalo senzibilno hlađenje ili grijanje ovisno o entalpiji vanjskog zraka. Nakon grijanja ili hlađenja slijedi parno ovlaživanje do stanja ubacivanja u prostoriju te se proračun odvija kako slijedi.

1. Uvjet $x_e \leq x_{mech,sup}$

Ukoliko je gornji uvjet zadovoljen postoje dva scenarija koja su skicirana na slici 19. Ovisno o tome da li pravac ovlaživanja siječe $x_e = const.$ ispod ili iznad vanjskog stanja, potrebno je grijanje odnosno hlađenje vanjskog zraka prije parnog ovlaživanja.



Slika 19. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 10 za uvjet $x_e < x_{mech,sup}$

Proces 1 prati točke: $e_1 - rek,out_1 - cool,out_1 - need_1$.

Proces 2 prati točke: $e_2 = rek,out_2 - heater,out_2 - need_2$.

Da bi se odredilo stanje iza grijanja, odnosno hlađenja potrebno je odrediti nagib pravca parnog ovlaživanja, te njime kroz točku ubacivanja presjeći pravac $x_e = const$. Nagib pravca ovlaživanja je jednak entalpiji pregrijane pare, pri čemu je u Algoritmu odabrana vrijednost ispod.

Nagib pravca ovlaživanja:

$$n = 2676 \text{ [kJ/kg]}.$$

$$(8.1.2.21.)$$

Dalje se poznavanjem nagiba pravca ovlaživanja može odrediti entalpija nakon grijanja ili hlađenja.

Entalpija na izlazu iz grijača ili hladnjaka:

$$h_{out} = h_{need} - n (x_{mech,sup} - x_e) \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.22.)$$

Toplinska energija predana grijačem/hladnjakom:

$$Q_{h/c} = \frac{\rho a \dot{V}_{mech,sup} (h_{out} - h_{rek,out}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.23.)$$

Razlika entalpija na ovlaživaču potrebna je za određivanje toplinskog učina ovlaživača:

$$\Delta h_{h_{steam}} = 2676 (x_{mech,sup} - x_e); \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.24.)$$

Toplinska energija na parnom ovlaživaču:

$$Q_{steam} = \frac{\rho a \dot{V}_{mech,sup} \Delta h_{steam} t}{3600} \cdot f_{steam} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.25.)$$

Nakon što su sva stanja procesa određena mogu se izračunati potrebne toplinske energije elemenata klima komore prema jednadžbama ispod.

Potrebna toplinska energija predana grijačem:

$$Q_{heater} = \max \{0; Q_{h/c}\} \text{ [kWh]}.$$

Potrebna toplinska energija predana hladnjakom:

$$Q_{cool} = \max \{0; -Q_{h/c}\} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.26.)$$

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{C, Ve, mech} = \frac{\rho a \dot{V}_{mech,sup} (h_{out} - h_{rek,out} + \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}; \quad (8.1.2.27.)$$

Ukoliko bi vlažnost vanjskog zraka bila veća od vlažnosti stanja prostorije tada bi se na hladnjaku odvijalo hlađenje i odvlaživanje zraka po pravcu hlađenja koji spaja stanje iza rekuperatora sa stanjem na površini hladnjaka.

2. Uvjet $x_e > x_{mech,sup}$

U slučaju zadovoljenja gornjeg uvjeta postoji nekoliko scenarija odvijanja procesa da bi se došlo do tražene točke ubacivanja zraka u prostoriju. Da bi se odredio odgovarajući scenarij uvodi se pojam kontrolne entalpije koja predstavlja entalpiju u točki presjecišta pravca hlađenja s pravcem $x_{mech,sup} = \text{const.}$ što se matematički može odrediti jednadžbom ispod.

Kontrolna entalpija:

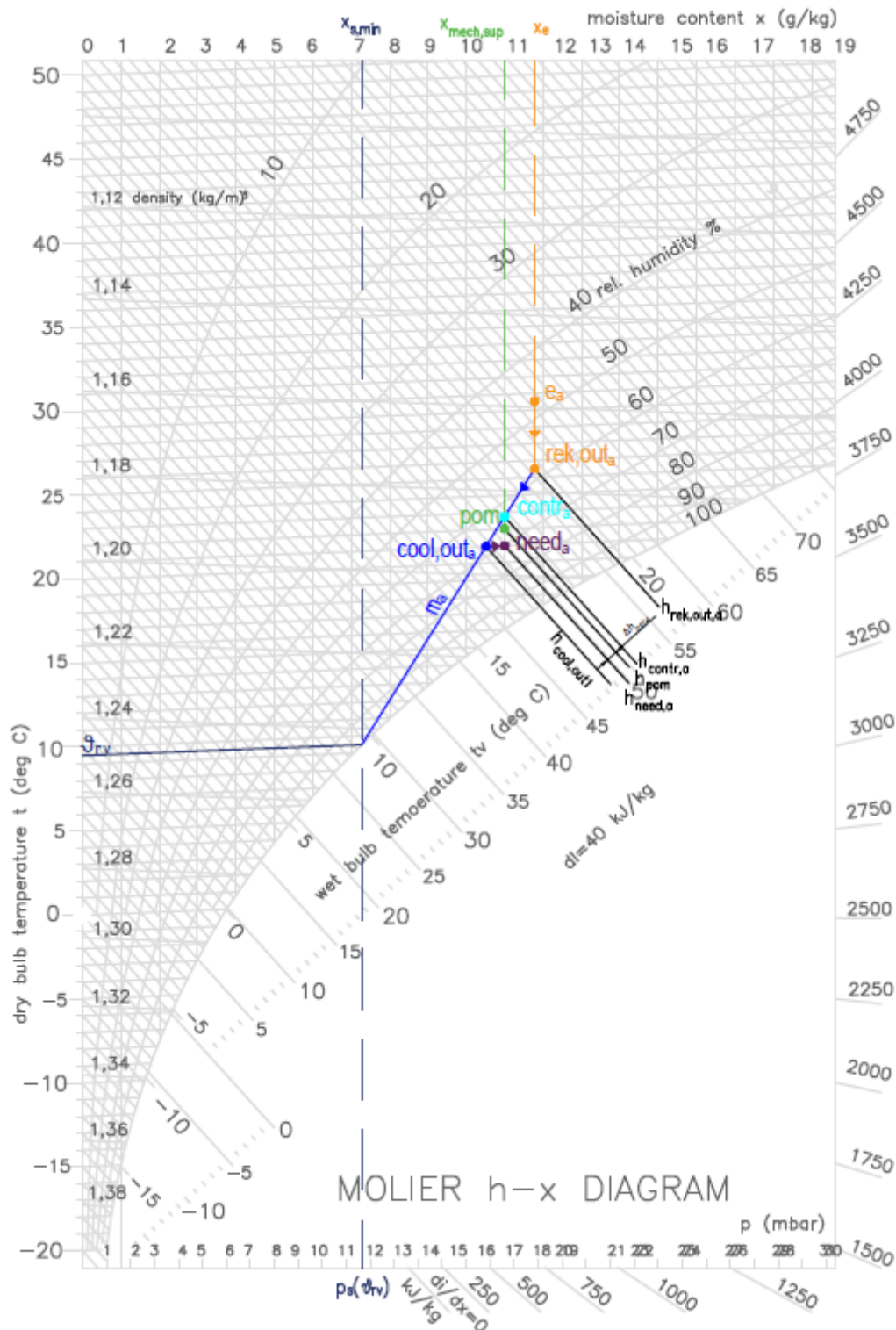
$$h_{contr} = h_{rek,out} - m (x_e - x_{mech,sup}); \text{ [kWh]} \quad (8.1.2.28.)$$

te vrijede sljedeći uvjeti:

- a) Ako je $h_{contr} > h_{need}$ – ovlaživanja ima
- b) Ako je $h_{contr} < h_{need}$ – ovlaživanja nema

- c) Ako je $h_{contr} < h_{s,min}$ – potrebno je smanjiti temperaturu rashladne vode ili koristiti shemu bez regulacije vlažnosti.

Ovisno o uvjetima iznad proces se vodi na dva različita načina prikazanima na slikama 20. i 21.



Slika 20. Proces kondicioniranja zraka u ljetnom periodu za shemu 10 za uvjete $x_e > x_{mech,sup}$ i $h_{contr} > h_{need}$

Ako je kontrolna entalpija veća od entalpije stanja ubacivanja slijedi proračun procesa prikazanog na slici 20: e – rek,out – cool,out – need.

2.a) **Uvjet $h_{contr} > h_{need}$**

Nagib pravca ovlaživanja:

$$n = 2676 \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.29.)$$

Entalpija na izlazu iz hladnjaka traži se na presjecištu pravca hlađenja i pravca parnog ovlaživanja:

$$h_{cool,out} = h_{need} - \frac{n}{m} h_{s,min} + \frac{n}{1-\frac{n}{m}} (x_{s,min} - x_{mech,sup}) \text{ [kJ/kg]} \quad (8.1.2.30.)$$

Toplinska energija predana hladnjakom:

$$Q_{cool} = \max \left\{ 0; \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,in} - h_{cool,out}) t}{3600} \right\} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.31.)$$

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{C, Ve, mech} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,out} - h_{cool,in} + \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.32.)$$

Kada je zadovoljen uvjet kod kojeg je kontrolna entalpija manja od entalpije stanja ubacivanja slijedi tipični proces hlađenja uz odvlaživanje te dogrijavanja kako slijedi ispod.

2.b) **Uvjet $h_{s,min} \leq h_{contr} \leq h_{need}$**

Entalpija na izlazu iz hladnjaka:

$$h_{cool,out} = h_{contr} \text{ [kJ/kg]}. \quad (8.1.2.33.)$$

Toplinska energija predana hladnjakom:

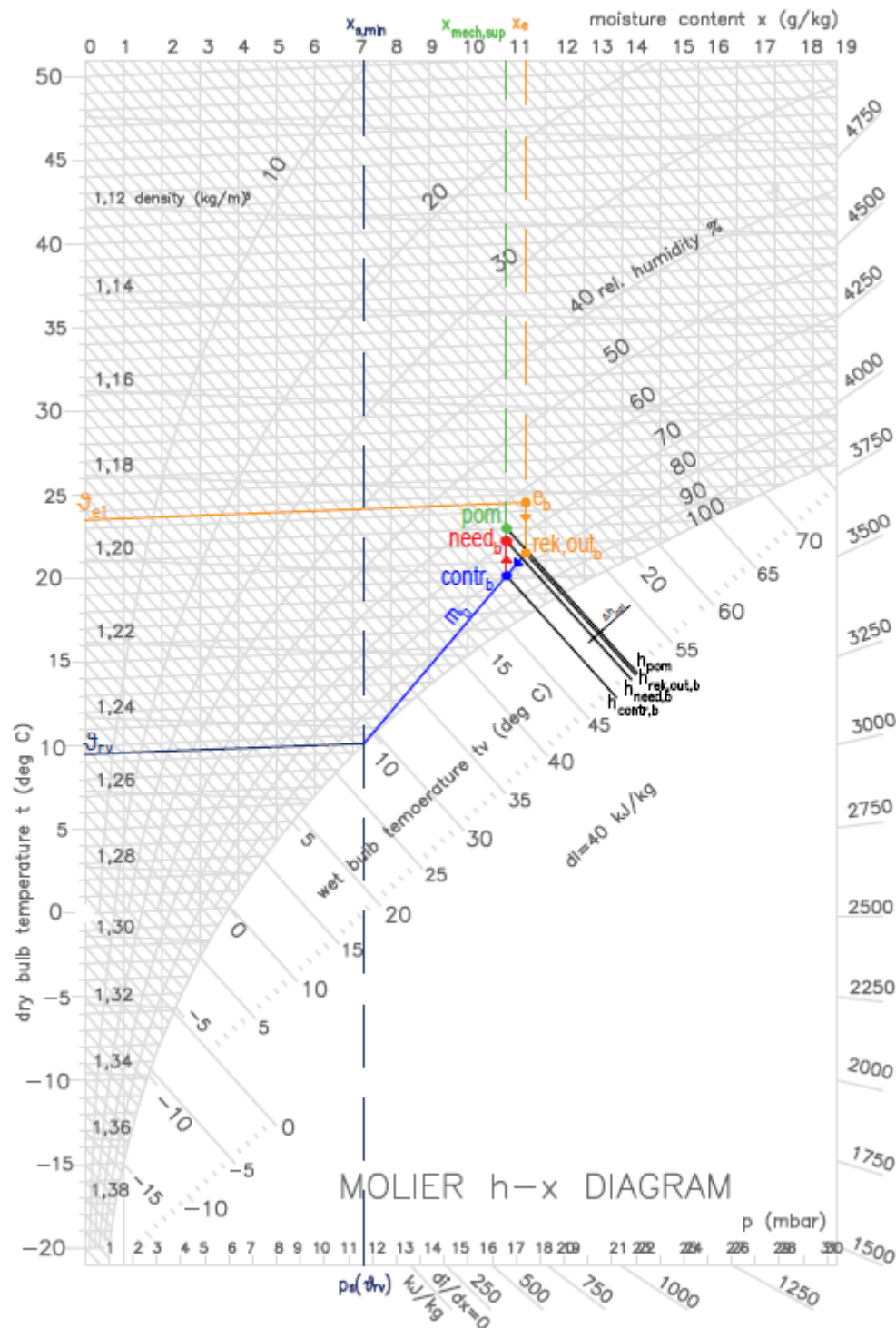
$$Q_{cool} = \max \left\{ 0; \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,in} - h_{cool,out}) t}{3600} \right\} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.34.)$$

Potrebna toplinska energija za ventilaciju:

$$Q_{C, Ve, mech} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{cool,out} - h_{cool,in} + \Delta h_{opt}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.35.)$$

Potrebna toplinska energija predana grijačem:

$$Q_{C, Ve, mech} = Q_{heater} = \frac{\rho_a \dot{V}_{mech,sup} (h_{need} - h_{contr}) t}{3600} \text{ [kWh]}. \quad (8.1.2.36.)$$



Slika 21. Proces kondicioniranja zraka ljetnom razdoblju za shemu 10 za uvjete $x_e > x_{\text{mech,sup}}$ i $h_{\text{contr}} < h_{\text{need}}$

Proces kondicioniranja zraka povezan je točkama sljedećim redoslijedom: e-*rek,out*-*contr*-*need*.

Uvjet 2. c) koji glasi $h_{\text{contr}} < h_{s,\text{min}}$ neće biti prikazan u ovom radu zato što on nije zadovoljen niti u jednom satu karakterističnih dana ljetnih mjeseci prema raspoloživim meteorološkim podacima.

U nastavku rada slijede rezultati dobiveni satnim proračunom toplinskih potrebe za grijanje i hlađenje za sustave s ventilacijom odnosno klimatizacijom čije su jednadžbe opisane. Bit će uspoređeni rezultati dobiveni za dvije varijante klimatizacijskog sustava, a to su shema 8 i shema 10. Također, rezultati će se usporediti i s obzirom na vrijednost faktora učinkovitosti rekuperatora.

9. REZULTATI PRORAČUNA POTREBNE TOPLINSKE ENERGIJE ZA GRIJANJE/HLADENJE KOD PRIMJENE VENTILACIJSKIH SUSTAVA

U tablicama 16.-21. slijedi prikaz rezultata potrebnih satnih snaga i dnevnih toplinskih energija za grijanje i hlađenje mehaničkom ventilacijom u ovisnosti o varijanti klimatizacijskog sustava i iznosu faktora učinkovitosti rekuperatora (60%, 70% i 80%).

Tablica 16. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 60\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC, Ve, mech, h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 8) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 60\%$											
0	70	63	51	35	27	0	0	0	0	35	44	60
1	71	63	52	37	27	0	0	0	0	36	44	61
2	71	64	53	38	29	0	0	0	0	38	45	62
3	71	65	54	39	30	0	0	0	0	38	45	62
4	71	65	55	41	30	0	0	0	0	39	45	63
5	71	65	56	41	27	0	0	0	0	40	46	62
6	71	65	55	37	22	0	0	0	0	40	46	62
7	71	64	49	31	17	0	0	-3	0	36	44	62
8	70	60	44	26	13	-3	-4	-11	0	31	40	62
9	68	58	39	23	10	-7	-9	-18	0	26	36	60
10	66	55	36	20	7	-9	-13	-23	0	21	33	57
11	65	52	33	18	0	-12	-18	-28	-2	17	32	56
12	64	51	31	16	0	-15	-21	-31	-5	14	29	54
13	63	49	30	15	0	-16	-23	-36	-7	12	28	54
14	62	48	29	15	-8	-15	-22	-34	-7	12	28	54
15	64	48	29	15	-7	-15	-22	-33	-6	13	30	55
16	65	50	31	16	-5	-15	-22	-30	-4	16	33	56
17	66	52	34	19	0	-13	-20	-27	0	22	36	57
18	67	56	38	23	0	-8	-15	-22	0	26	38	58
19	68	58	42	28	16	0	-8	-12	0	28	39	58
20	68	59	44	30	20	0	0	-2	0	30	41	59
21	69	60	46	32	22	0	0	0	0	32	42	60
22	69	60	48	33	23	0	0	0	0	35	42	60
23	69	61	49	34	25	0	0	0	0	35	44	60
QH,nd,day [kWh]	1630	1389	1030	664	344	0	0	0	0	672	931	1414
QC,nd,day [kWh]	0	0	0	0	-20	-128	-198	-309	-30	0	0	0

Tablica 17. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 70\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC,ve,mec,h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 8) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 70\%$											
0	53	47	39	27	20	0	0	0	0	27	33	46
1	53	48	40	28	21	0	0	0	0	28	33	46
2	54	48	40	29	22	0	0	0	0	29	34	47
3	54	49	41	30	23	0	0	0	0	29	34	47
4	54	49	42	31	23	0	0	0	0	30	34	47
5	54	49	42	31	20	0	0	0	0	30	35	47
6	54	49	41	28	16	0	0	0	0	30	35	47
7	54	48	37	24	13	0	0	0	0	28	34	47
8	53	45	33	20	10	0	0	-3	0	23	30	47
9	52	44	30	17	7	-2	-3	-9	0	20	28	45
10	50	42	27	15	5	-6	-8	-14	0	16	25	43
11	49	39	25	13	0	-8	-11	-19	0	13	24	42
12	48	38	23	12	0	-10	-14	-22	-2	11	22	41
13	48	37	23	11	0	-12	-17	-25	-4	9	21	41
14	47	37	22	12	-8	-13	-18	-29	-6	9	21	41
15	48	36	22	12	-7	-13	-18	-27	-5	10	23	41
16	49	38	23	12	-5	-12	-18	-26	-5	12	25	43
17	50	40	26	14	0	-12	-18	-24	-3	17	28	43
18	51	42	29	18	0	-11	-16	-21	0	20	29	44
19	51	44	32	21	12	-7	-12	-18	0	21	30	44
20	52	45	33	23	15	0	-7	-10	0	23	31	45
21	52	45	35	24	17	0	0	-2	0	25	32	45
22	52	45	36	25	18	0	0	0	0	26	32	46
23	53	46	37	26	19	0	0	0	0	27	33	46
$Q_{H,nd,day}$ [kWh]	1233	1051	780	505	261	0	0	0	0	511	707	1071
$Q_{C,nd,day}$ [kWh]	0	0	0	0	-20	-106	-161	-250	-25	0	0	0

Tablica 18. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 8) i $\eta_{hru} = 80\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC, Ve, mech, h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 8) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 80\%$											
0	36	32	26	18	14	0	0	0	0	18	23	31
1	36	32	27	19	14	0	0	0	0	19	23	31
2	36	33	27	20	15	0	0	0	0	20	23	32
3	36	33	28	20	16	0	0	0	0	20	23	32
4	36	33	28	21	16	0	0	0	0	20	24	32
5	36	33	29	21	14	0	0	0	0	21	24	32
6	36	33	28	19	11	0	0	0	0	21	24	32
7	36	33	25	16	9	0	0	-2	0	19	23	32
8	36	31	22	13	7	-2	-3	-7	0	16	21	32
9	35	30	20	12	5	-5	-6	-11	0	13	19	31
10	34	28	19	10	4	-6	-8	-14	0	11	17	29
11	33	27	17	9	0	-8	-11	-17	-2	9	16	29
12	33	26	16	8	0	-10	-13	-19	-3	7	15	28
13	32	25	15	8	0	-10	-14	-22	-5	6	15	28
14	32	25	15	8	-8	-10	-14	-20	-4	6	15	28
15	33	25	15	8	-7	-9	-14	-20	-4	7	16	28
16	33	26	16	8	-5	-9	-13	-17	-3	8	17	29
17	34	27	17	10	0	-8	-13	-16	0	12	19	29
18	34	29	20	12	0	-6	-10	-14	0	14	20	30
19	35	30	22	15	8	0	-6	-8	0	15	21	30
20	35	30	23	16	10	0	0	-2	0	16	21	30
21	35	31	24	17	12	0	0	0	0	17	22	31
22	35	31	25	17	12	0	0	0	0	18	22	31
23	36	31	25	18	13	0	0	0	0	18	23	31
$Q_{H, nd, day}$ [kWh]	836	714	531	345	180	0	0	0	0	350	483	727
$Q_{C, nd, day}$ [kWh]	0	0	0	0	-20	-83	-123	-189	-20	0	0	0

Uspoređujući samo rezultate za shemu 8 jasno je vidljivo da se povećanjem faktora učinkovitosti rekuperatora smanjuju vrijednosti dnevne potrebne toplinske energije za grijanje/hlađenje mehaničkom ventilacijom.

Tablica 19. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 60\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC, Ve,h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 10) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 60\%$											
0	69	62	50	31	19	0	0	0	0	37	45	59
1	69	62	52	36	20	0	0	0	0	38	45	60
2	70	63	53	39	23	0	0	0	0	39	46	61
3	70	64	54	40	25	0	0	0	0	40	46	61
4	70	64	54	42	27	0	0	0	0	41	46	62
5	70	64	55	42	20	0	0	0	0	41	46	61
6	70	64	54	36	19	0	0	0	0	41	46	61
7	70	63	49	29	16	0	0	-1	0	38	45	61
8	69	59	43	26	0	-12	-5	-6	0	33	36	61
9	67	57	39	23	0	-9	-9	-11	0	28	33	59
10	65	54	35	20	0	-11	-12	-15	0	0	28	57
11	64	51	32	18	0	-13	-15	-18	-3	0	26	55
12	62	50	30	17	-13	-19	-17	-21	-5	0	22	54
13	62	48	29	15	-8	-15	-18	-22	-5	0	22	53
14	61	47	28	16	-4	-15	-19	-23	-6	0	24	53
15	62	47	28	16	-3	-15	-18	-24	-5	0	27	54
16	63	49	30	17	0	-14	-17	-22	-4	0	27	55
17	65	51	33	19	0	-8	-15	-19	0	0	31	56
18	66	55	37	24	0	-5	-12	-13	0	0	35	57
19	66	57	41	24	0	0	-9	-15	0	30	40	58
20	67	58	43	25	0	0	0	-41	0	32	42	58
21	68	59	46	27	9	0	0	0	0	34	43	59
22	68	59	47	28	13	0	0	0	0	37	43	59
23	68	60	49	29	10	0	0	0	0	37	45	59
$Q_{H,nd,day}$ [kWh]	1600	1367	1010	634	202	0	0	0	0	546	888	1396
$Q_{C,nd,day}$ [kWh]	0	0	0	0	-27	-135	-165	-252	-29	0	0	0

Tablica 20. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 70\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC, Ve, mech, h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 10) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 70\%$											
0	51	46	38	22	13	0	0	0	0	28	34	44
1	52	47	39	26	13	0	0	0	0	29	34	45
2	52	47	39	29	16	0	0	0	0	30	35	46
3	52	48	40	31	17	0	0	0	0	30	35	46
4	52	48	41	32	20	0	0	0	0	31	35	46
5	52	48	41	32	13	0	0	0	0	31	35	46
6	52	48	40	27	13	0	0	0	0	31	35	46
7	52	47	37	21	12	0	0	-1	0	29	34	46
8	51	44	32	19	0	-12	-5	-5	0	25	27	46
9	50	43	29	18	0	-9	-8	-9	0	21	24	44
10	49	41	26	15	0	-10	-10	-11	0	0	19	42
11	47	38	24	13	0	-11	-12	-14	-3	0	18	41
12	46	37	22	13	-13	-17	-14	-16	-4	0	15	40
13	46	36	22	11	-8	-13	-15	-17	-5	0	15	40
14	46	35	21	12	-4	-13	-15	-18	-5	0	17	40
15	46	35	21	12	-3	-13	-14	-18	-5	0	19	40
16	47	36	22	12	0	-12	-14	-17	-4	0	18	41
17	48	38	24	14	0	-6	-12	-15	0	0	22	42
18	49	41	28	18	0	-4	-10	-10	0	0	26	43
19	50	43	31	17	0	0	-8	-15	0	23	31	43
20	50	44	32	17	0	0	0	-41	0	25	32	44
21	51	44	34	19	4	0	0	0	0	26	33	44
22	51	44	35	19	8	0	0	0	0	28	33	44
23	51	45	36	21	4	0	0	0	0	29	34	44
$Q_{H,nd,day}$ [kWh]	1193	1022	754	471	134	0	0	0	0	418	659	1044
$Q_{C,nd,day}$ [kWh]	0	0	0	0	-28	-119	-138	-208	-25	0	0	0

Tablica 21. Rezultati proračuna za varijantu sustava (shema 10) i $\eta_{hru} = 80\%$

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Sat	Potrebna snaga za grijanje/hlađenje $\Phi_{HC, Ve, mech, h}$ [kW] za varijantu klimatizacijskog sustava (shema 10) i faktora učinkovitosti rekuperatora $\eta_{hru} = 80\%$											
0	34	31	25	13	6	0	0	0	0	20	23	29
1	34	31	26	17	7	0	0	0	0	20	23	30
2	34	31	26	20	9	0	0	0	0	21	23	30
3	34	32	27	21	10	0	0	0	0	21	24	30
4	34	32	27	22	12	0	0	0	0	21	24	31
5	34	32	27	22	7	0	0	0	0	22	24	30
6	34	32	27	18	8	0	0	0	0	22	24	30
7	34	31	24	13	8	0	0	-1	0	20	23	30
8	34	29	21	13	0	-11	-4	-4	0	18	17	30
9	33	28	19	12	0	-8	-7	-6	0	15	15	29
10	32	27	17	10	0	-9	-8	-8	0	0	11	28
11	31	25	16	9	0	-10	-10	-10	-3	0	10	27
12	31	24	15	9	-13	-15	-11	-11	-4	0	8	27
13	30	24	14	8	-8	-11	-12	-12	-4	0	8	26
14	30	23	14	8	-4	-11	-12	-13	-4	0	10	26
15	30	23	14	8	-3	-11	-11	-13	-4	0	12	27
16	31	24	14	8	0	-10	-11	-13	-3	0	10	27
17	32	25	16	10	0	-5	-10	-11	0	0	13	28
18	32	27	18	12	0	-3	-8	-7	0	0	16	28
19	33	28	20	10	0	0	-7	-14	0	17	21	29
20	33	29	21	10	0	0	0	-41	0	17	22	29
21	33	29	23	11	-1	0	0	0	0	18	22	29
22	33	29	23	11	2	0	0	0	0	20	22	29
23	34	30	24	13	-2	0	0	0	0	20	23	29
$Q_{H, nd, day}$ [kWh]	786	676	498	307	65	0	0	0	0	291	430	692
$Q_{C, nd, day}$ [kWh]	0	0	0	0	-28	-102	-110	-164	-21	0	0	0

Naravno, kao i za shemu 8, za shemu 10 također je vidljiv pad vrijednosti potrebnih satnih snaga i dnevnih toplinskih energija za grijanje/hlađenje mehaničkom ventilacijom povećanjem faktora učinkovitosti rekuperatora.

U tablicama 22. i 23. prikazane su mjesečne vrijednosti potrebne toplinske energije za grijanje i hlađenje mehaničkom ventilacijom u ovisnosti o navedenim parametrima.

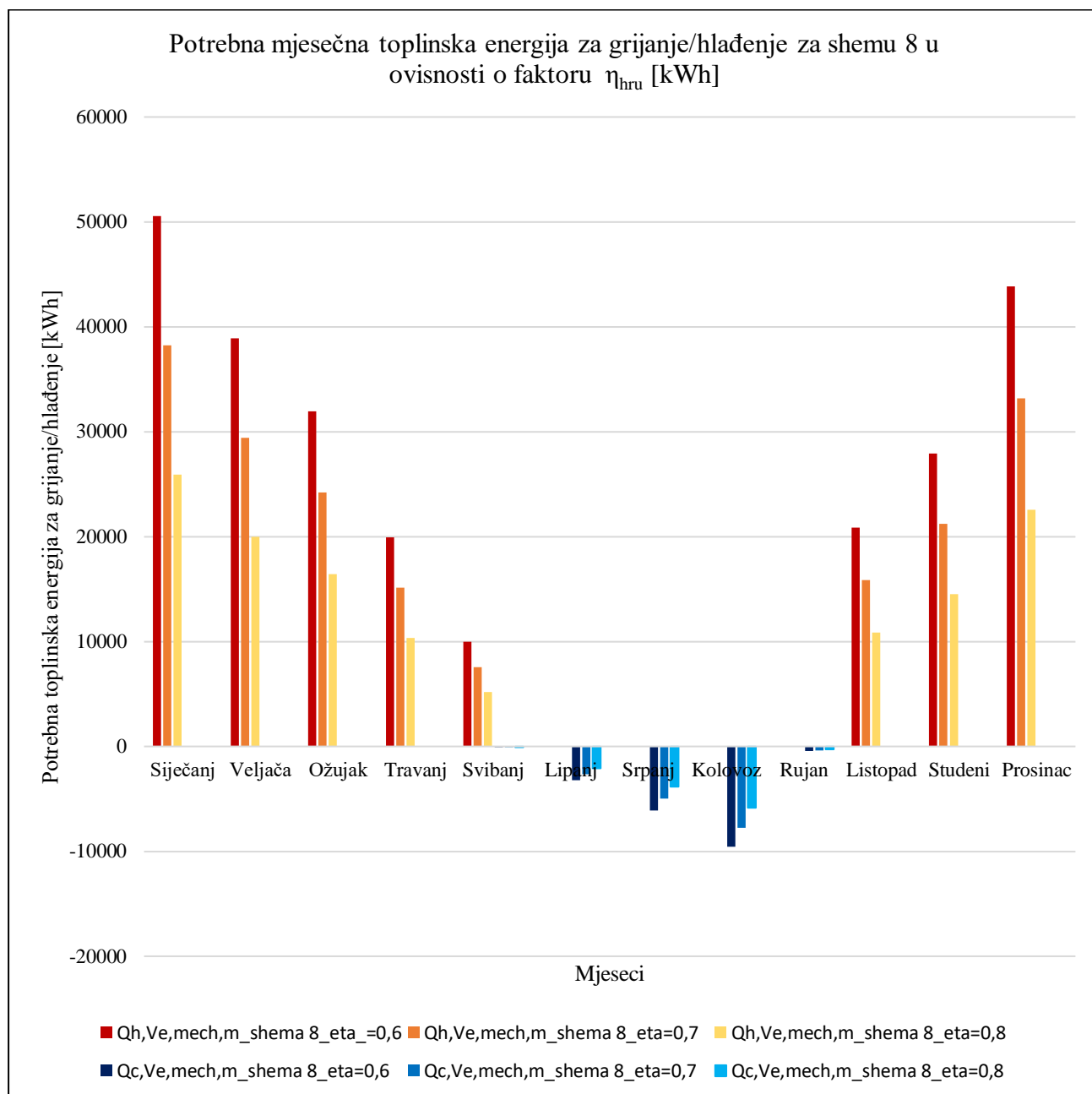
Tablica 22. Potrebna mjesečna toplinska energija za grijanje $Q_{H, Ve, mech, m}$ [kWh]

Mjesec	$Q_{H, Ve, mech, m}$ [kWh]					
	Shema 8			Shema 10		
	$\eta_{hru} = 0,6$	$\eta_{hru} = 0,7$	$\eta_{hru} = 0,8$	$\eta_{hru} = 0,6$	$\eta_{hru} = 0,7$	$\eta_{hru} = 0,8$
Siječanj	50537	38225	25913	49601	36981	24361
Veljača	38887	29440	19993	38289	28606	18923
Ožujak	31932	24190	16448	31318	23382	15447
Travanj	19930	15141	10353	19028	14120	9211
Svibanj	9961	7582	5202	5847	3872	1898
Lipanj	0	0	0	0	0	0
Srpanj	0	0	0	0	0	0
Kolovoz	0	0	0	0	0	0
Rujan	0	0	0	0	0	0
Listopad	20837	15851	10865	16915	12963	9011
Studeni	27915	21206	14497	26644	19768	12891
Prosinac	43838	33194	22549	43277	32367	21456

Tablica 23. Potrebna mjesečna toplinska energija za hlađenje $Q_{C, Ve, mech, m}$ [kWh]

Mjesec	$Q_{C, Ve, mech, m}$ [kWh]					
	Shema 8			Shema 10		
	$\eta_{hru} = 0,6$	$\eta_{hru} = 0,7$	$\eta_{hru} = 0,8$	$\eta_{hru} = 0,6$	$\eta_{hru} = 0,7$	$\eta_{hru} = 0,8$
Siječanj	0	0	0	0	0	0
Veljača	0	0	0	0	0	0
Ožujak	0	0	0	0	0	0
Travanj	0	0	0	0	0	0
Svibanj	-40	-40	-40	-56	-56	-56
Lipanj	-3195	-2642	-2084	-3367	-2967	-2568
Srpanj	-6124	-4977	-3814	-5127	-4282	-3437
Kolovoz	-9579	-7740	-5866	-7800	-6447	-5094
Rujan	-450	-377	-304	-865	-747	-629
Listopad	0	0	0	0	0	0
Studeni	0	0	0	0	0	0
Prosinac	0	0	0	0	0	0

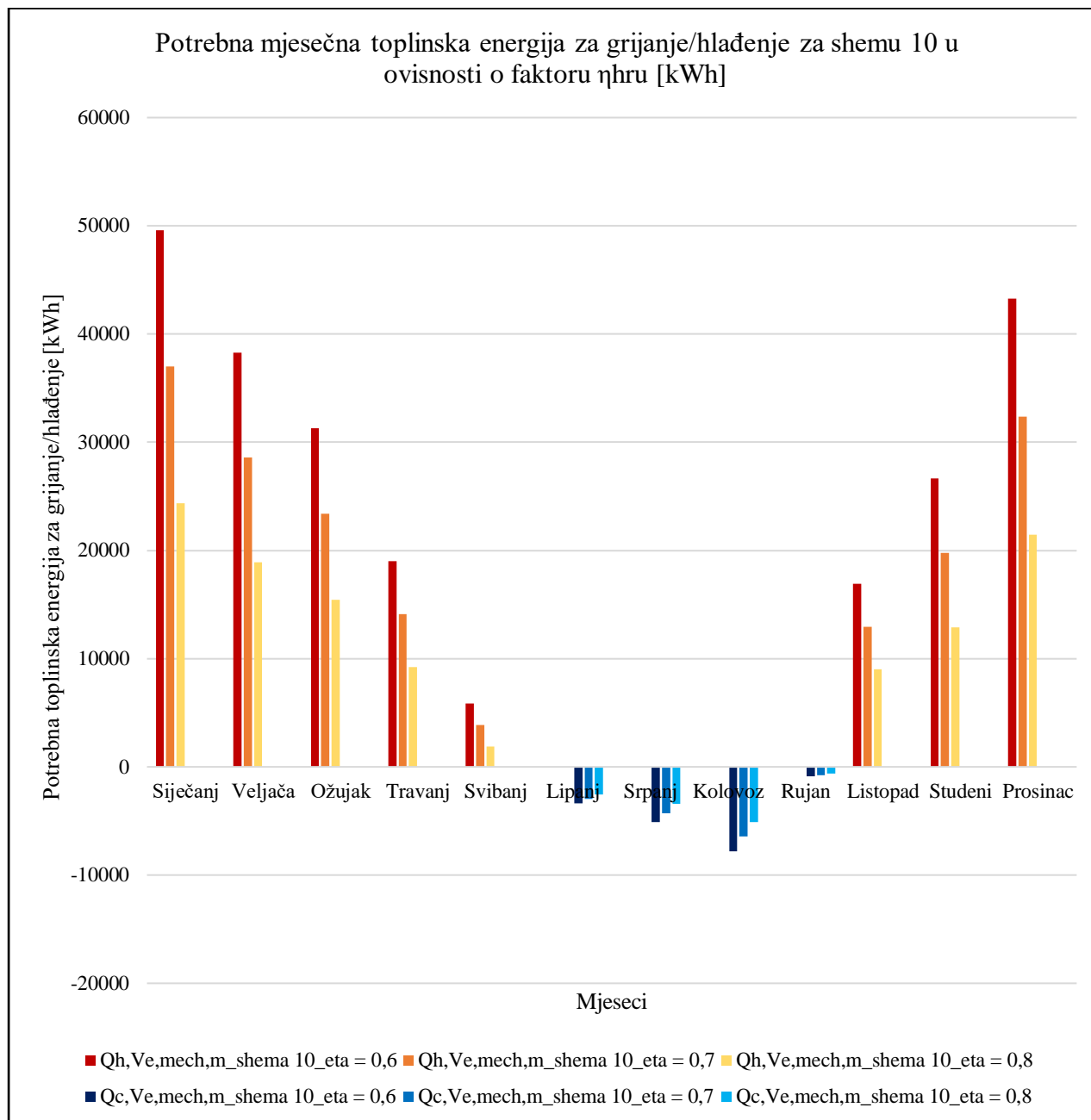
Rezultati proračuna za dvije varijante klimatizacijskog sustava s obzirom na faktore učinkovitosti rekuperatora prikazani na slikama 22 i 23.



Slika 22. Rezultati proračuna za varijantu klimatizacijskog sustava 8 u ovisnosti o faktoru učinkovitosti rekuperatora

Iz dijagrama na slici 22. i tablica 22. i 23. da se uočiti da su toplinske potrebe u sezoni grijanja dosta veće u odnosu na vrijednosti toplinskih potreba za energijom u sezoni hlađenja. To proizlazi iz toga što će u sezoni hlađenja, hladnjak raditi u sustavu samo u slučaju kada je to stvarno potrebno, odnosno kada su toplinski dobici najveći (u razdoblju od 7h do 20h za na primjer mjesec kolovoz). S druge pak strane, u pravim zimskim mjesecima kakvi su npr.

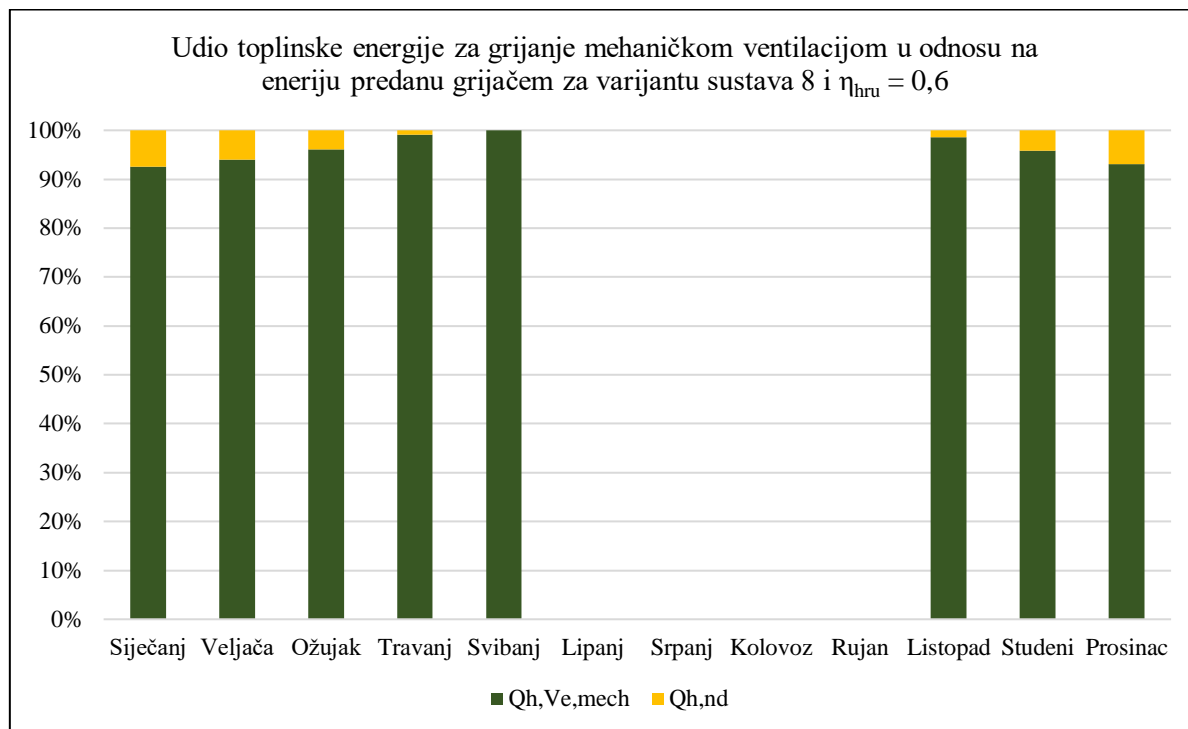
siječanj i prosinac, potreba za toplinskom energijom je kroz cijeli s malim amplitudama između dnevnih i noćnih sati.



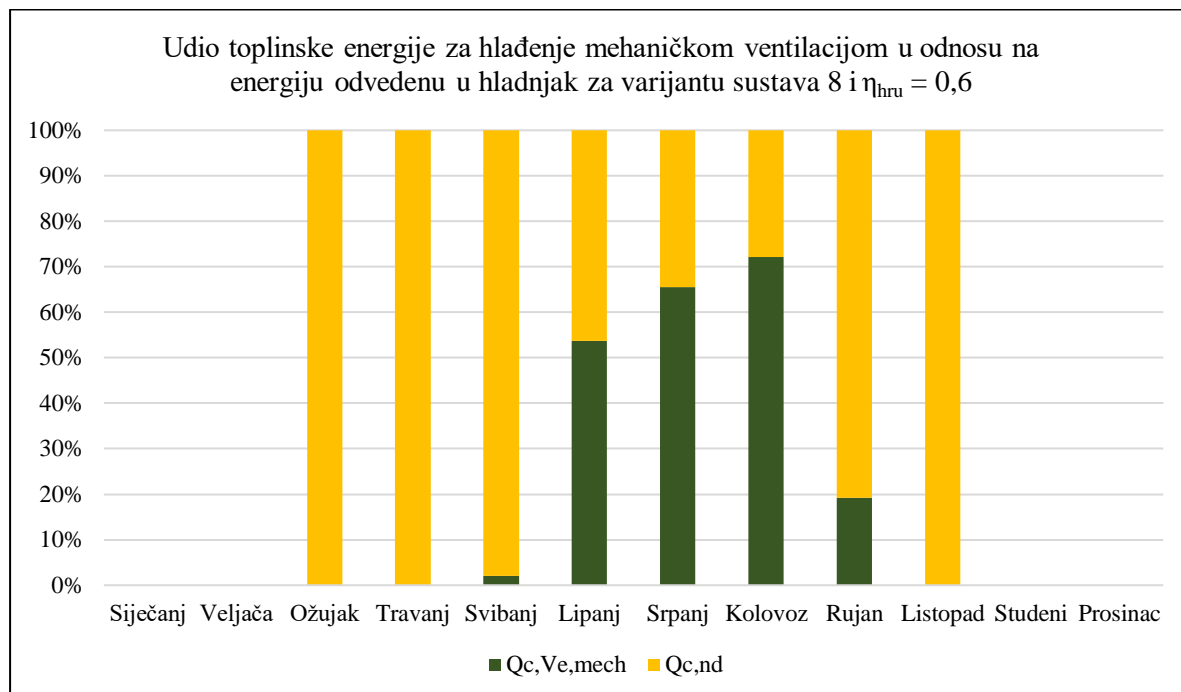
Slika 23. Rezultati proračuna za varijantu klimatizacijskog sustava 10 u ovisnosti o faktoru učinkovitosti rekuperatora

Slično kao i za varijantu klimatizacijskog sustava 8, za shemu 10 također rezultati pokazuju da će ukupna toplinska energija za grijanje biti znatno veća u odnosu na toplinsku energiju za hlađenje što je ponovno rezultat velikog broja izmjena zraka, odnosno protoka zraka u zoni. Ipak, ono što se također može zaključiti iz zadnja dva dijagrama je to da će ukupne toplinske energije i za grijanje i za hlađenje biti veće u sustavu bez parnog ovlaživača i dogrijača. U nastavku slijede dijagrami koji prikazuju udio toplinske energije za grijanje/hlađenje

mehaničkom ventilacijom u odnosu na potrebnu toplinsku energiju koju predaje grijač, a u koju pripada i podmirivanje toplinskog opterećenja.



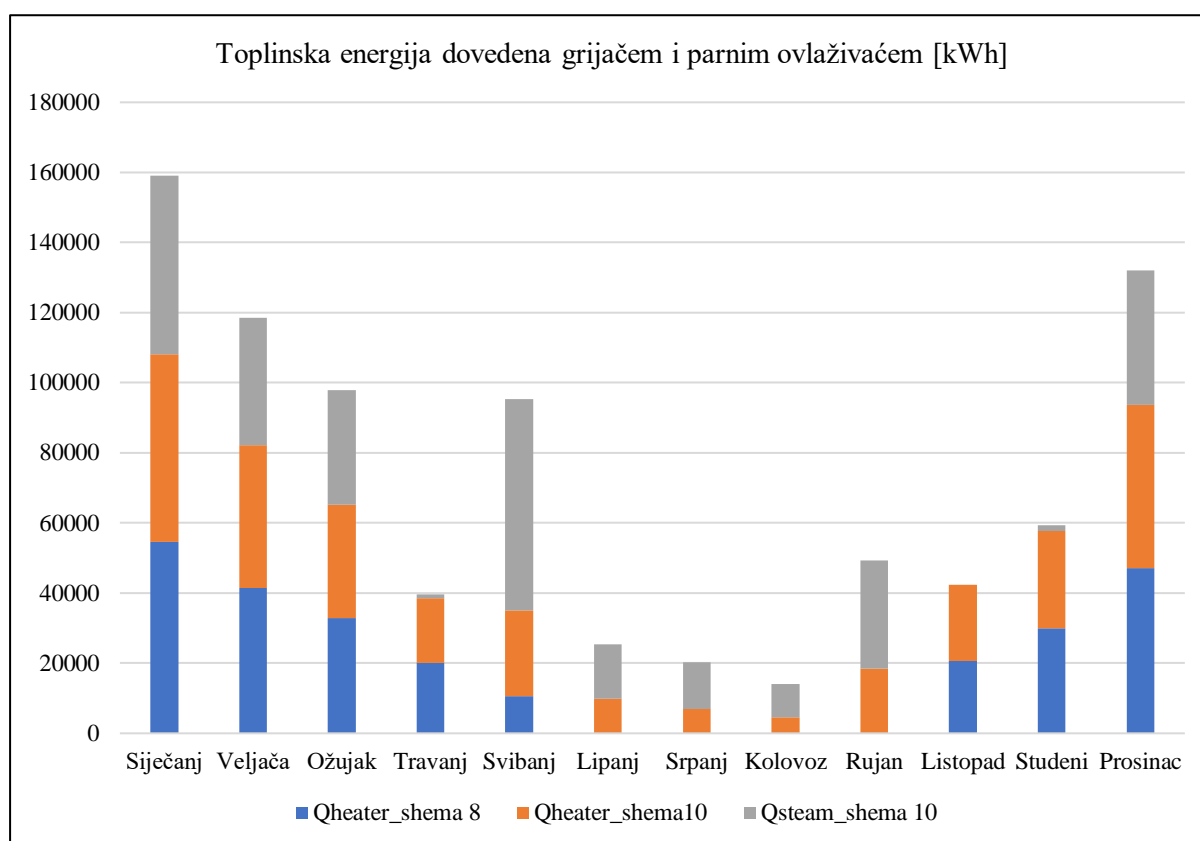
Slika 24. Udio toplinske energije za grijanje mehaničkom ventilacijom u odnosu na energiju predanu grijačem



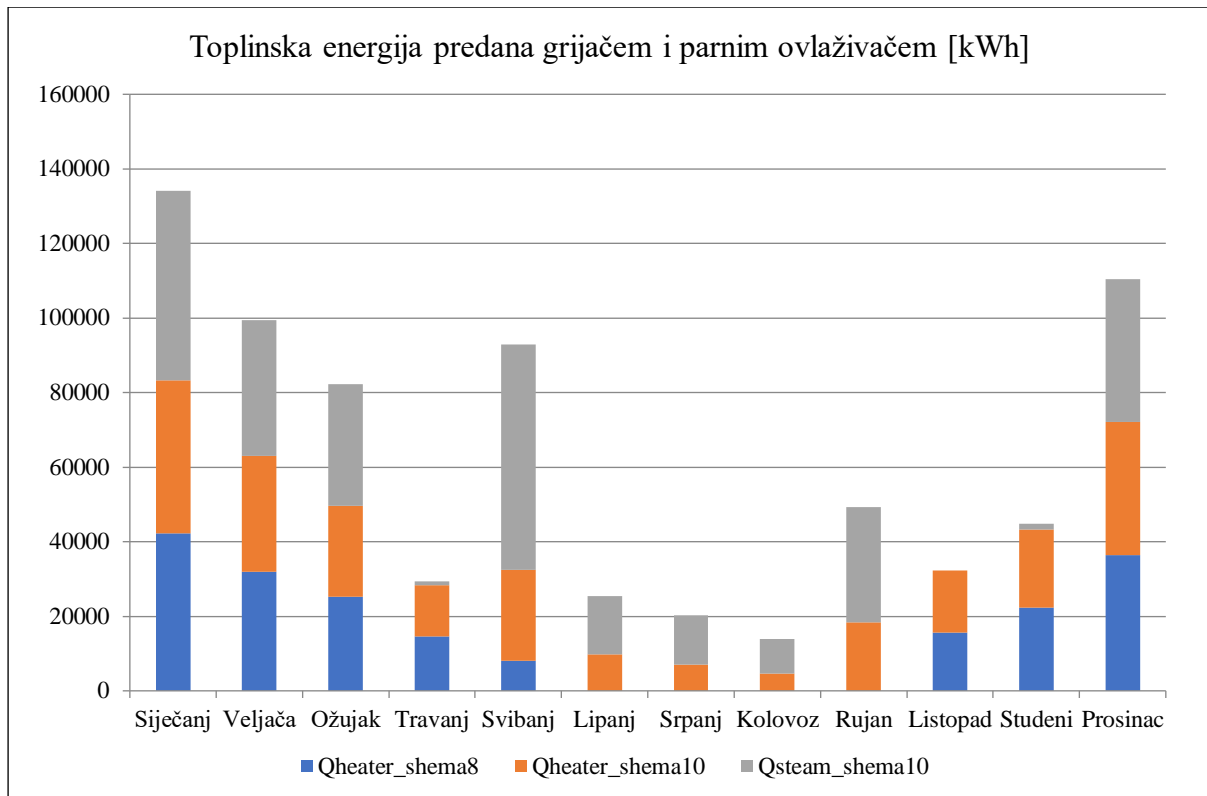
Slika 25. Udio toplinske energije za hlađenje mehaničkom ventilacijom u odnosu na energiju koja se predaje hladnjaku

Iz zadnja se dva dijagrama da zaključiti ono što je i prethodno napisano. U sezoni grijanja u svim mjesecima potrebna se toplinska energija troši na podmirivanje ventilacijskih gubitaka s vrijednostima preko 90% što je rezultat velikog broja izmjena zraka u zoni. U sezoni hlađenja je situacija drugačija s obzirom da se zrak u zoni neće stalno morati hladiti nego samo onda kada je to stvarno potrebno, odnosno u vrijeme najvećeg rashladnog opterećenja. Iz tog su razloga udjeli toplinske energije koja se troši na podmirivanje ventilacijskih gubitaka puno manji.

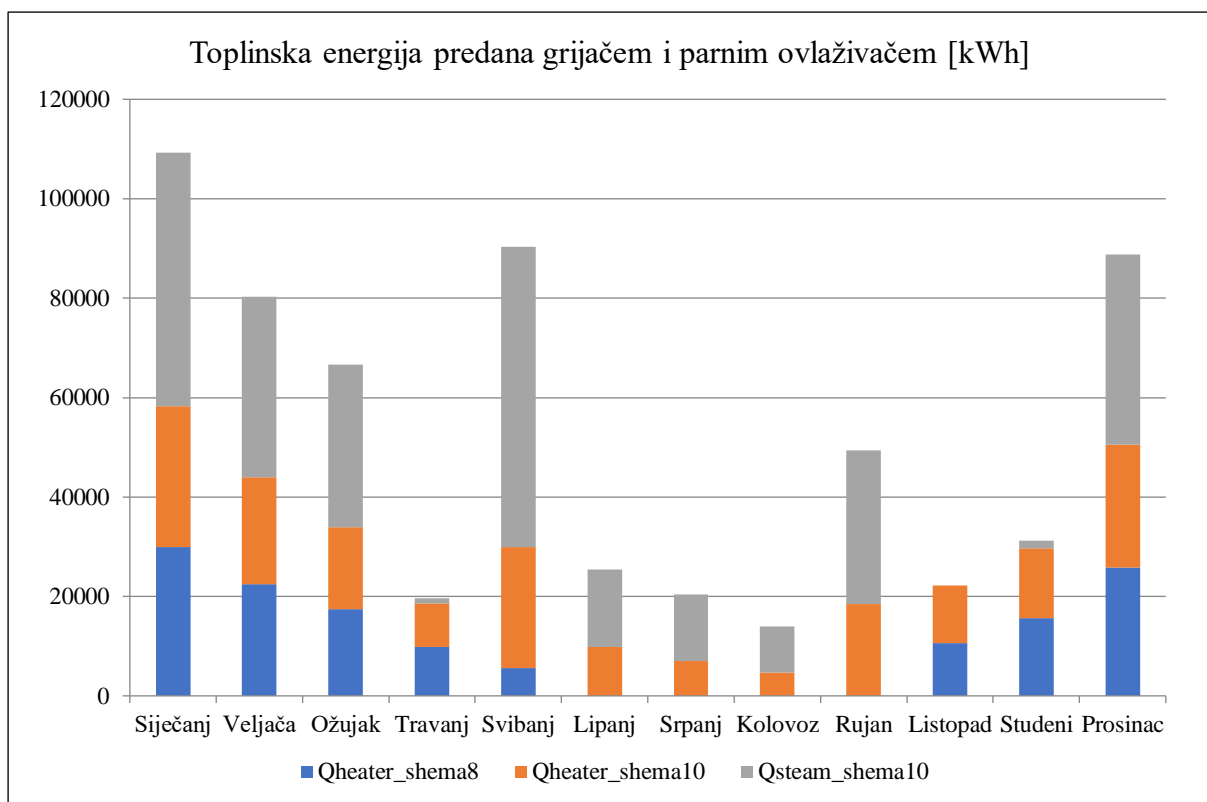
U nastavku slijede dijagrami koji prikazuju toplinsku energiju predanu grijačima i parnim ovlaživačem u ljetnom periodu i hladnjaka u zimskom periodu za dvije varijante klimatizacijskih sustava.



Slika 26. Toplinska energija dovedena grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskih sustava te za $\eta_{hru}=60\%$

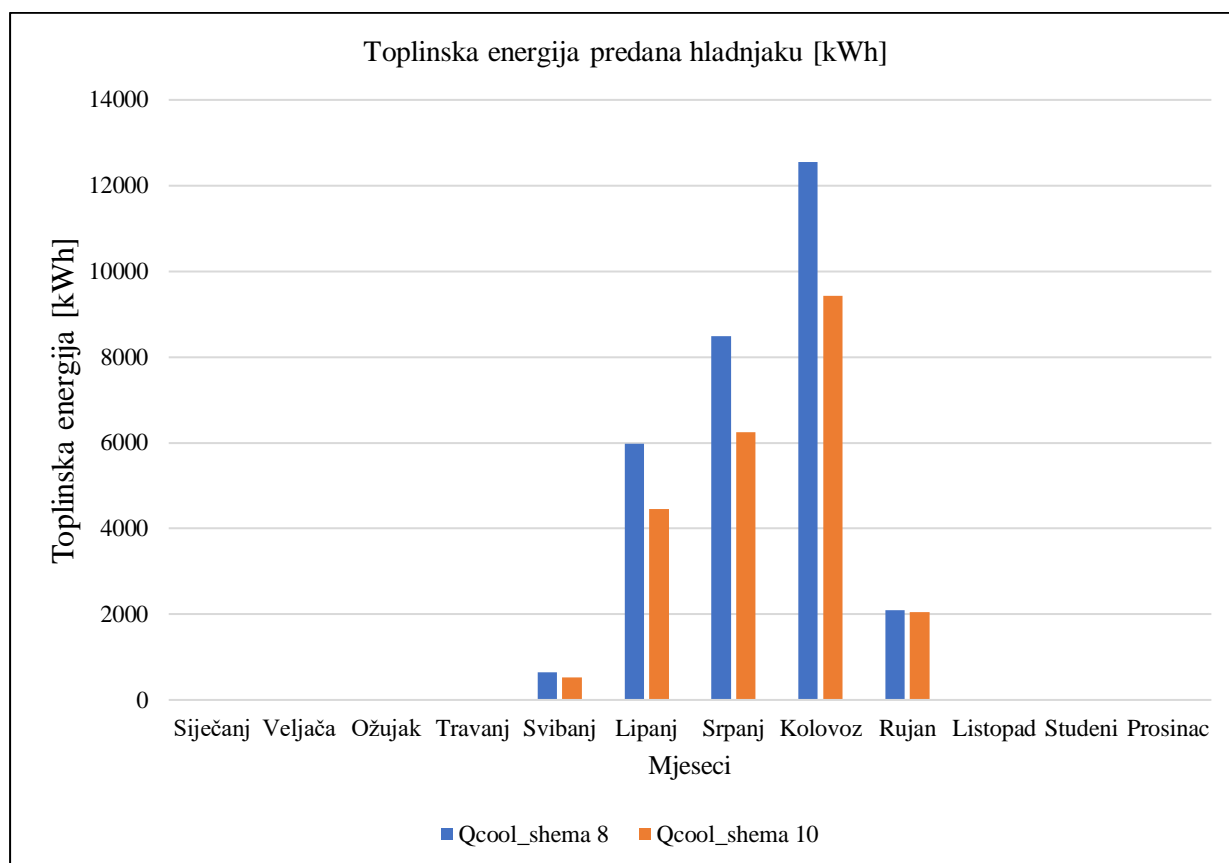


Slika 27. Toplinska energija predana grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskog sustava te za $\eta_{hru}=70\%$

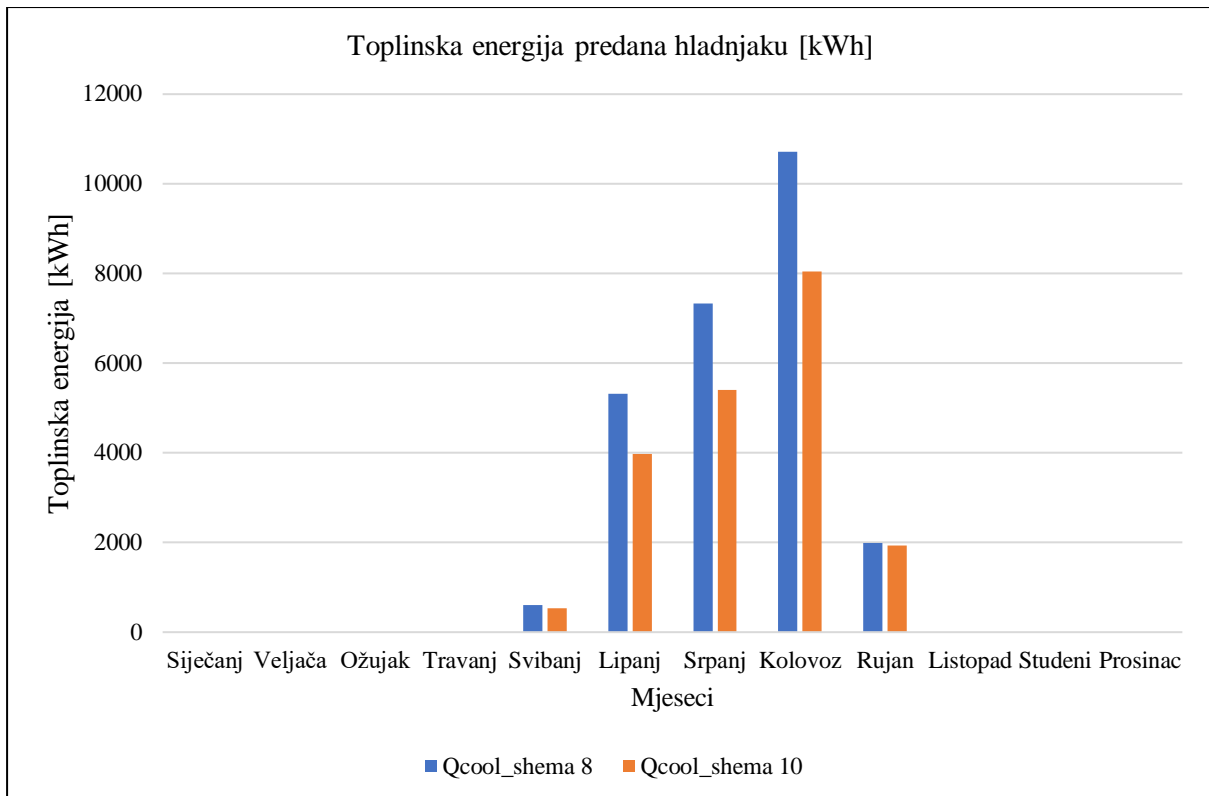


Slika 28. Toplinska energija predana grijačem i parnim ovlaživačem za dvije varijante klimatizacijskog sustava te za $\eta_{hru}=80\%$

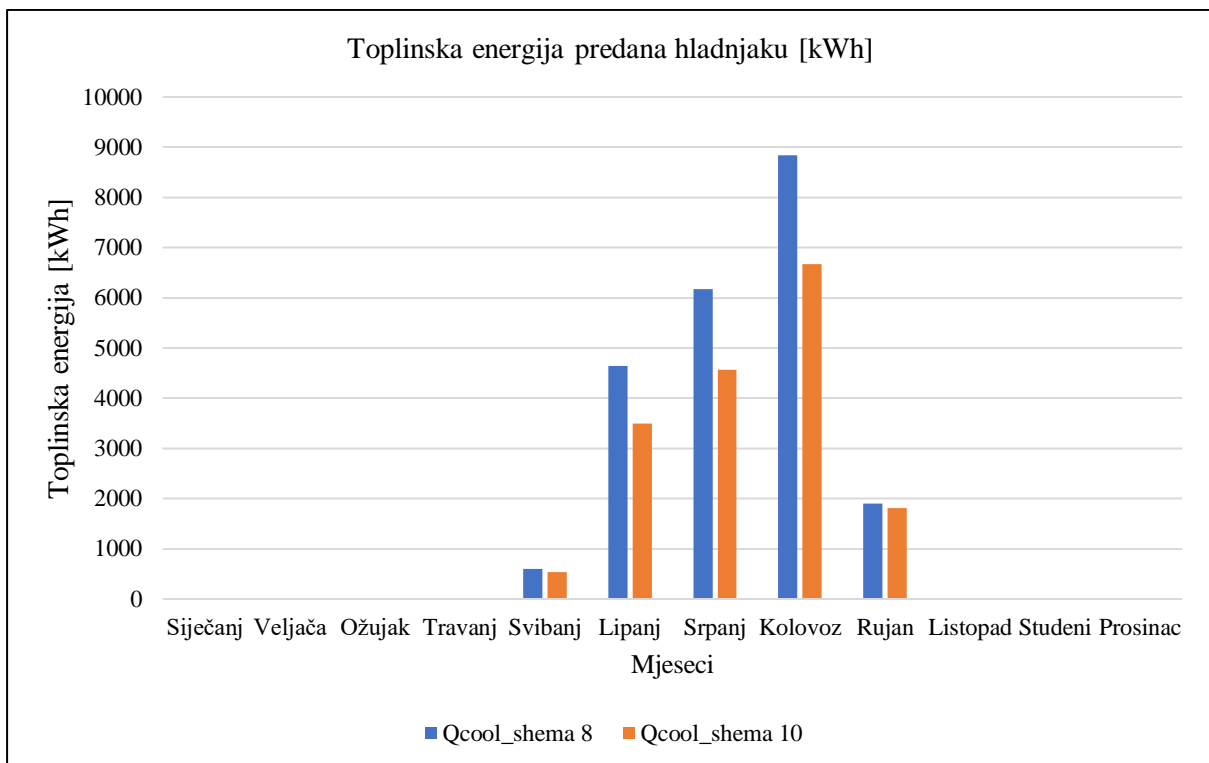
Iz gore prikazanih dijagrama vidljivo je da se povećanjem stupnja učinkovitosti rekuperatora posljedično smanjuje toplinska energija predana grijačem u zimskim mjesecima. Ipak, u ljetnim se mjesecima učinak grijača i parnog ovlaživača ne mijenja gotovo ništa jer te dvije komponente (dogrijač i parni ovlaživač) ne ovisi o faktoru učinkovitosti rekuperatora. Također, iz dijagrama se da zaključiti da će ukupna energija predana samo grijačem za sustav 8 biti veća u odnosu na sustav 10, ali će sustav 10 također veliki dio toplinske energije trošiti na parno ovlaživanje, pa će ukupna toplinska energija biti čak i dvostruko veća u sustavu 10.



Slika 29. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=60\%$



Slika 30. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=70\%$



Slika 31. Toplinska energija predana hladnjaku za dvije varijante klimatizacijskog sustava i $\eta_{hru}=80\%$

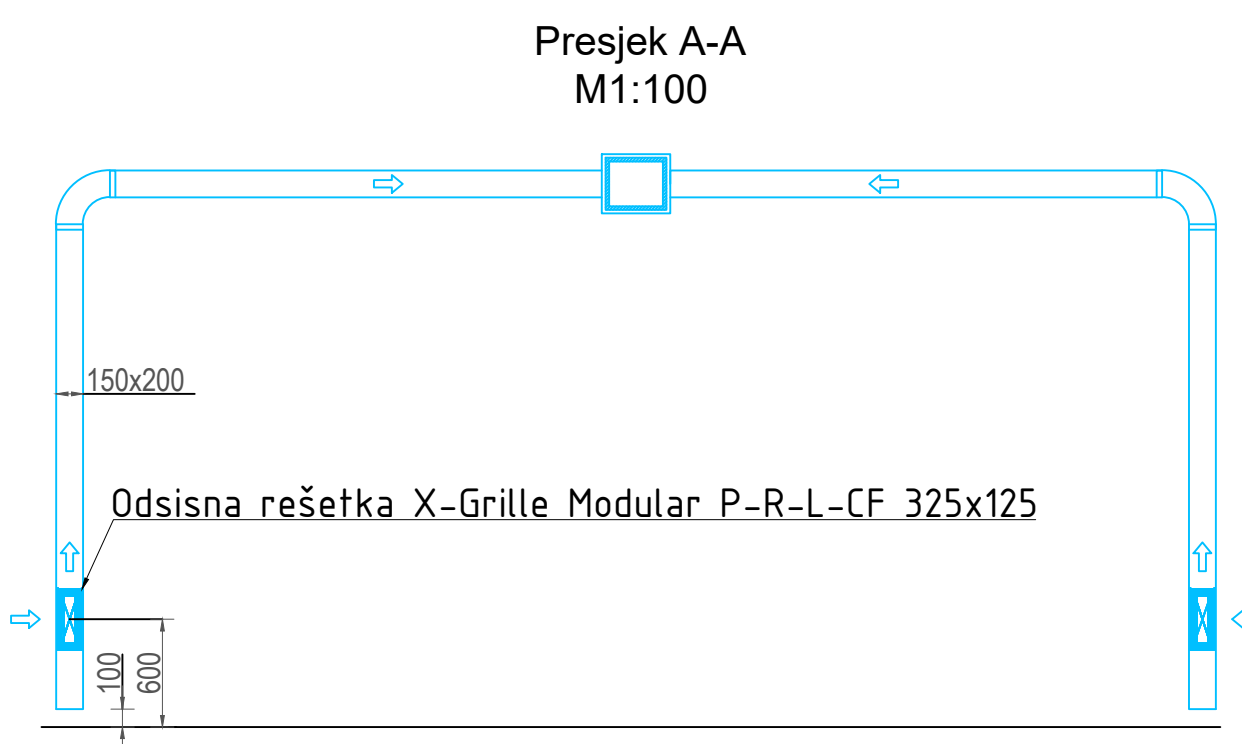
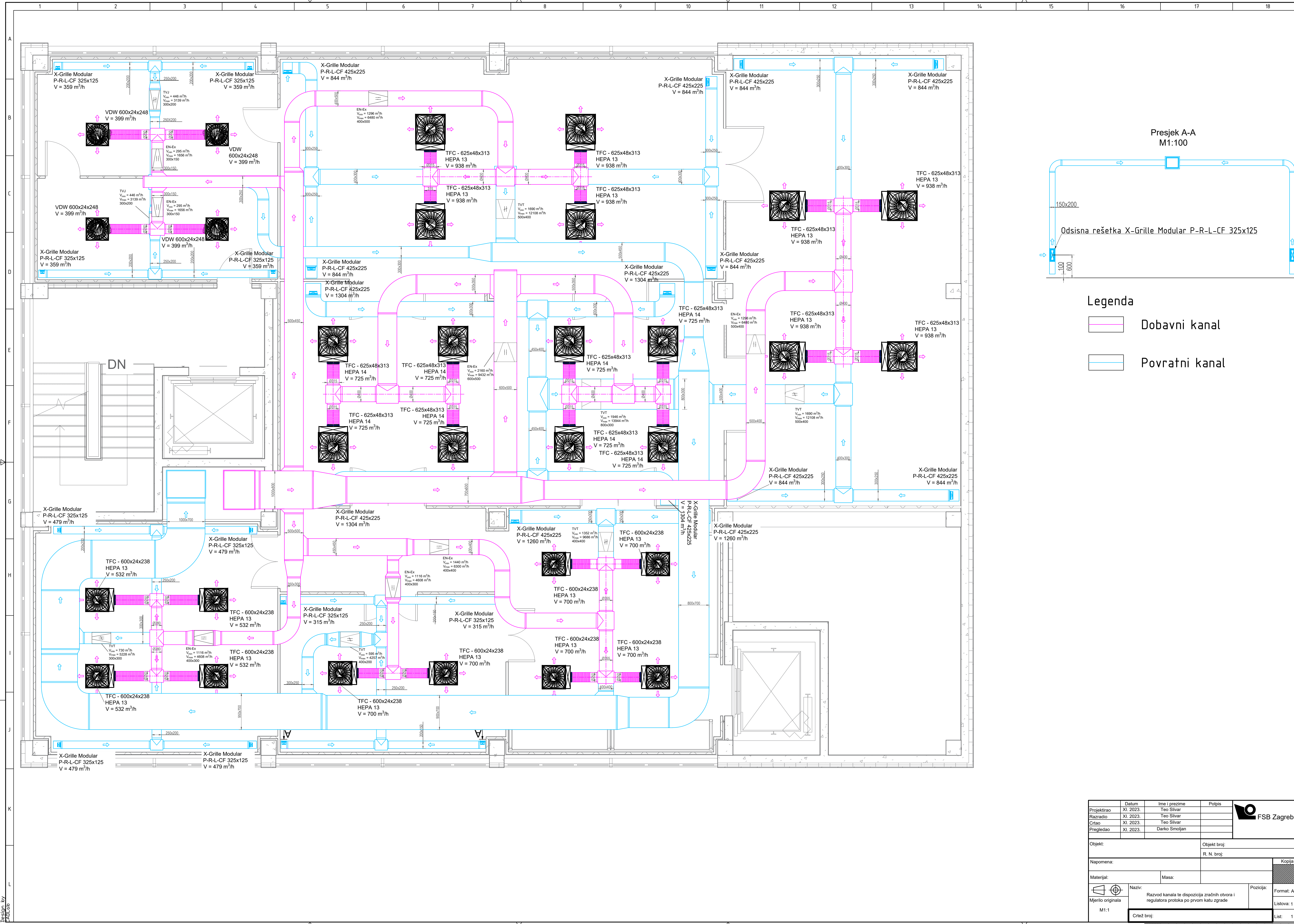
Iz dijagrama na slikama 29., 30. i 31., jasno je ponovno da će se s povećanjem stupnja učinkovitosti rekuperatora smanjivati potrebna toplinska energija koju će preuzeti hladnjak. Razlog tomu naravno je što će s većim stupnjem učinkovitosti rekuperatora izlazna temperatura iz njega biti manja, pa će posljedično tome biti i manja temperaturna razlika koju hladnjak mora podmiriti. Također, kao i kod grijanja, i za sustav će hlađenja toplinska energija biti veća u sustavu 8, ali će se u ljetnom periodu kod sustava 10 također velika količina energije trošiti i na dogrijavanje, odnosno parno ovlaživanje, što je i prikazano u dijagramima na slikama 26., 27. i 28.

10. ZAKLJUČAK

Cilj ovog diplomskog rada bilo je prikazati sustav pripreme zraka u klima komori koja će obrađivati zrak i dovoditi ga u postrojenje za proizvodnju cjepiva. S obzirom na uvjete takvih vrsta prostora, koji se još drugim riječima zovu čisti prostori, projektirao se sustav dobave i povrata zraka kako bi u svakom trenutku zrak bio obrađen i kvalitetan s obzirom na smjernice Europske komisije za dobru proizvođačku praksu za medicinske proizvode. Projektirana je i dimenzionirana klima komora prema zahtjevima velikog broja izmjena zraka i proračunatih padova tlaka. Za postrojenje su uz klima komoru odabrani i dimenzionirani otvori dobavnog i povratnog zraka. Distributeri zraka moraju s obzirom na smjernice o količini i veličini čestica sadržavati potrebne HEPA filtere. Regulacija protoka zraka provodi se putem regulatora konstantnog i varijabilnog protoka kako bi prostorije uvijek bile u određenom pretlaku. Toplinsko i rashladno opterećenje postrojenja vrši se putem mehaničke ventilacije, a proračunato je normama HRN EN 12831 i VDI 2078. Za takav je sustav u drugom dijelu rada proveden i proračun potrebne toplinske energije za grijanje i hlađenje satnom metodom putem norme HRN EN 13790, kao i satni proračun energetskih potreba za kondicioniranje zraka za dvije varijante klimatizacijskih sustava. Proračun je pokazao da će se u sezoni grijanja najveći udio toplinske energije trošiti na podmirivanje ventilacijskih gubitaka što je i bilo za pretpostaviti s obzirom na relativno velik protok zraka kroz samu zonu. Također, proračun je pokazao da će se puno veći iznos energije trošiti na grijanje, u odnosu na hlađenje iz razloga što se u sezoni hlađenja zrak treba hladiti samo u vrijeme najvećih toplinskih dobitaka. Analizom rezultata za dvije varijante klimatizacijskih sustava pokazano je da će učinci grijača i hladnjaka biti veći u sustavima bez dogrijača i parnog ovlaživača s napomenom da će u ljetnom periodu ukupna toplinska energija u sustavu sa shemom 10 ipak biti veća u odnosu na sustav sa shemom 8 jer će u pripremi zraka sudjelovati navedene dvije komponente. Ukupna toplinska energija koju je potrebno dovesti sustavu 10 je znatno veća u odnosu na sustav 8 zato što se u slučaju sustava 10 koristi značajna količina topline za zagrijavanje pare za ovlaživanje zraka u zimskom periodu. Također veća količina topline koristi se u slučaju sustava 10 u ljetnom periodu zbog rada ovlaživača i dogrijača koji su potrebni za održavanje vlažnosti u ljetnom periodu.

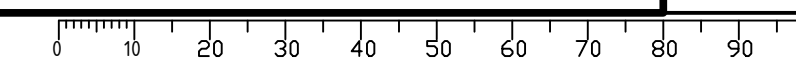
11. LITERATURA

- [1] – Smoljan, D., *Uvod u klimatizaciju*, podloge za predavanja iz kolegija *Termotehnika (KGH)*, FSB Zagreb
- [2] – Šamšalović, D., *Čiste sobe*, Beograd, 2009.
- [3] – Norma HRN EN 12831, <https://repositorij.hzn.hr/norm/HRN+EN+12831-1%3A2017>
- [4] – Norma VDI 2078, <https://izdanja.smeits.rs/index.php/kgb/article/view/3254/3294>
- [5] – Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, *Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinkoj zaštiti u zgradama*
- [6] – European Commission, *The Rules Governing Medicinal Products in the European Union*, Brussels, 2022.
- [7] – Balen, I., Smoljan D., *Ventilacijski sustavi*, podloge za predavanja iz kolegija *Termotehnika (KGH)*, FSB Zagreb
- [8] – Softver proizvođača *Trox Austria GmbH*, <https://www.trox.at/en>
- [9] – Regulatori konstantnog i varijabilnog protoka, <https://www.ventilation-alnor.co.uk/index/support/alnor-knowledge-base/ventilation/volume-regulators-overview.html>
- [10] - Virag, Z., Šavar, M., Džijan, I., *Mehanika fluida I*, FSB Zagreb, 2018.
- [11] – Softver proizvođača *Daikin* za odabir klima komore https://www.daikin.hr/hr_hr/kupci.html
- [12] – Soldo, V., Novak, S., Horvat, I., *Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790*, Zagreb, 2014.
- [13] – Dović, D., Ferdelji N., Horvat, I., Rodić A., *Algoritam za proračun potrebne energije za primjenu ventilacijskih i klimatizacijskih sustava kod grijanja i hlađenja prostora zgrade*, Zagreb, 2017.
- [14] – Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, <https://mpgi.gov.hr/pristup-informacijama-16/zakoni-i-ostali-propisi/podrucje-energetske-ucinkovitosti/meteoroloski-podaci-primjenjuju-se-od-1-sijecnja-2016/4830>

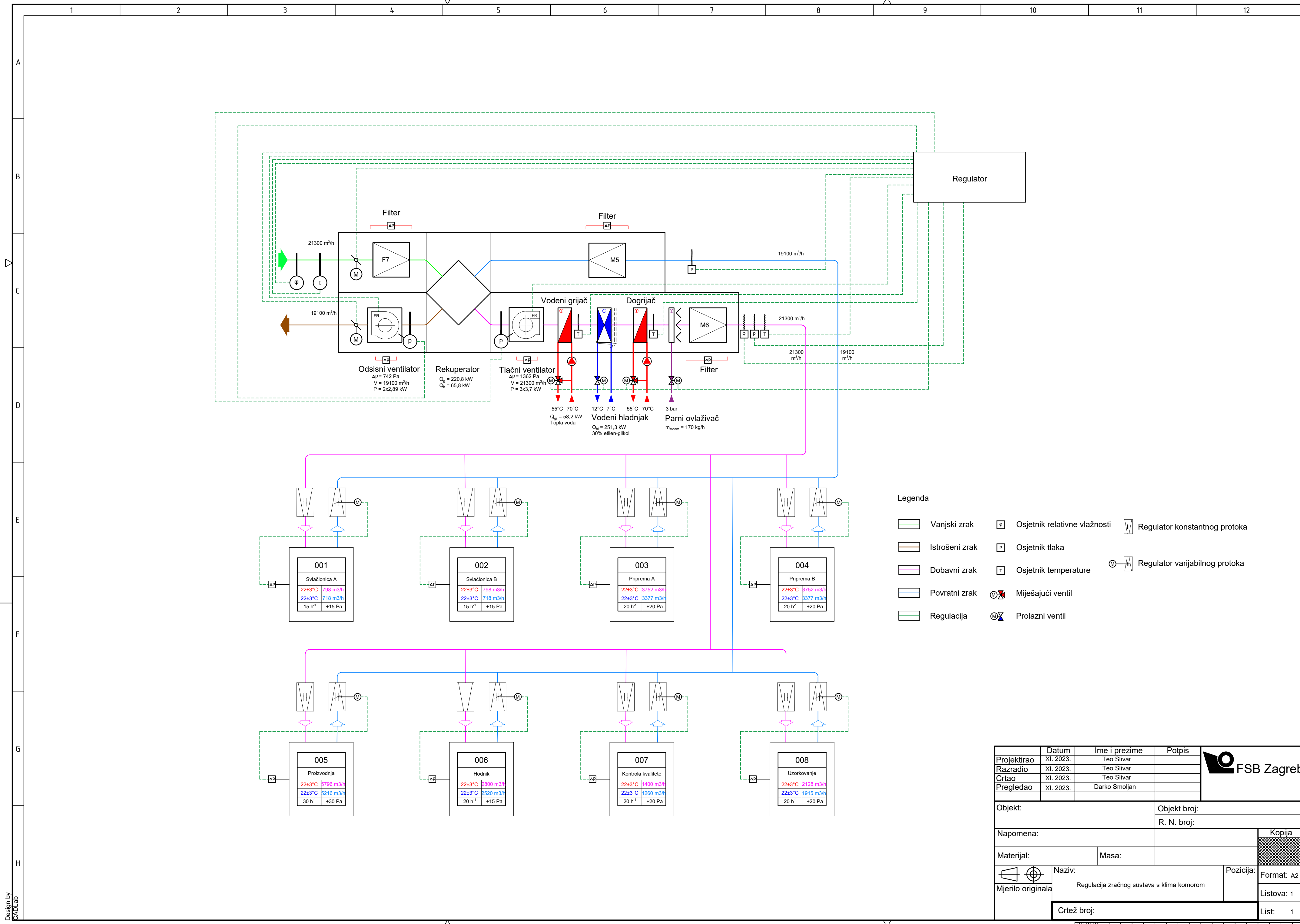


- Legenda
- Dobavni kanal
 - Povratni kanal

Datum	Ime i prezime	Poljpis	
Projektor	Teo Šilvar		
Razradio	Teo Šilvar		
Čitao	Teo Šilvar		
Pregledao	Darko Smoljan		
Objekt:		Objekt broj:	
Napomena:		R. N. broj:	
Materijal:	Masa:	Kopija	
Mjerilo originala	Naziv: Razvod kanala te dispozicija zračnih otvora i regulatora protoka po prvom katu zgrade	Pozicija:	Format: A2
M1:1	Crtež broj:		Listova: 1
			List: 1



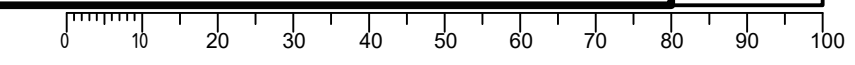
Dizajn: by [illegible]

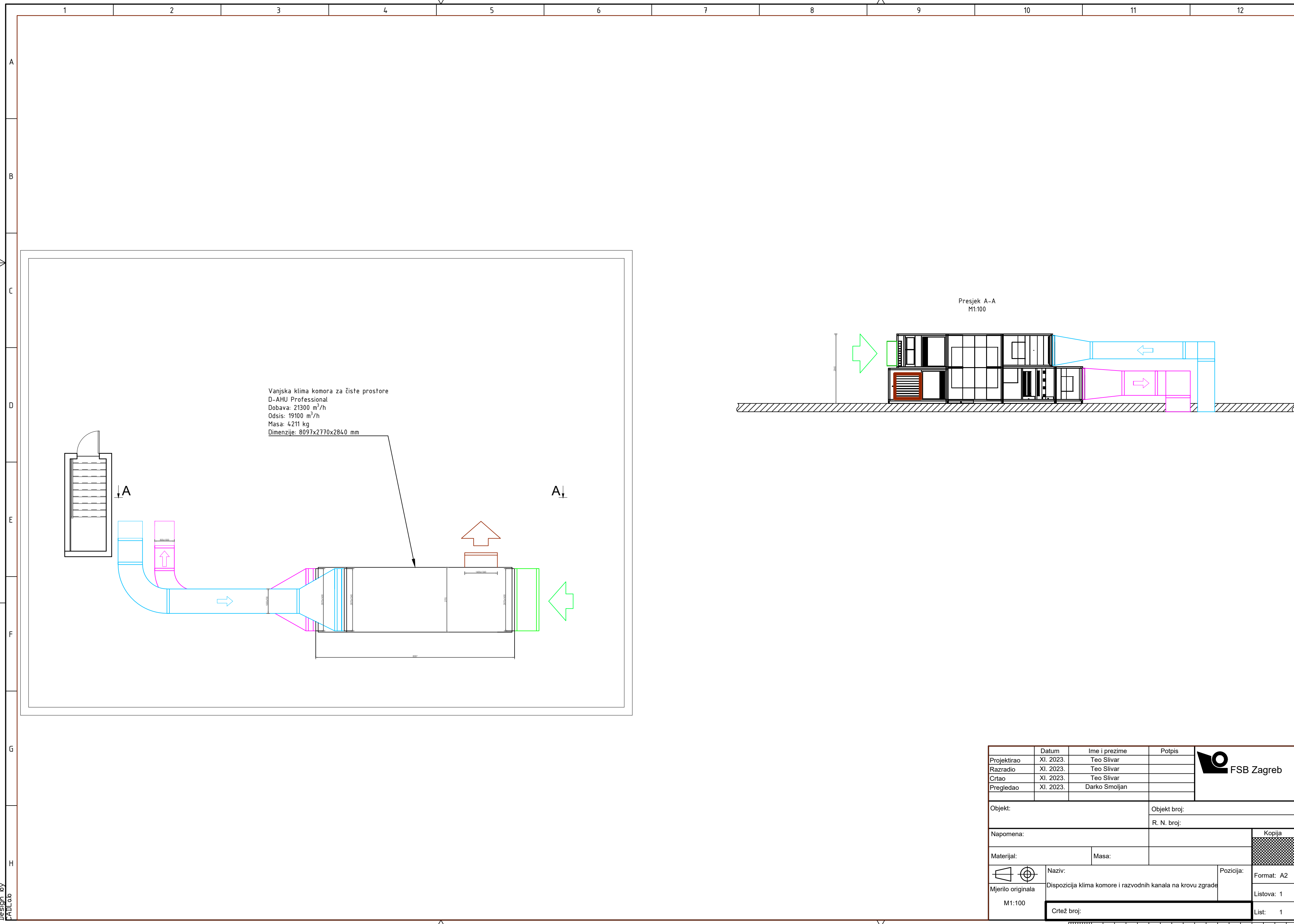


Legenda

- Vanjski zrak
- Istrošeni zrak
- Dobavni zrak
- Povratni zrak
- Regulacija
- Osjetnik relativne vlažnosti
- Osjetnik tlaka
- Osjetnik temperature
- ✕ Miješajući ventil
- ✕ Prolazni ventil
- Regulator konstantnog protoka
- Regulator varijabilnog protoka

Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Razradio	XI. 2023.	Teo Slivar		
Crtao	XI. 2023.	Teo Slivar		
Pregledao	XI. 2023.	Darko Smoljan		
Objekt:		Objekt broj:		
		R. N. broj:		
Napomena:		Kopija		
Materijal:		Masa:		
Naziv:		Pozicija:		Format: A2
Mjerilo originala		Regulacija zračnog sustava s klima komorom		Listova: 1
Crtež broj:		List: 1		





Vanjska klima komora za čiste prostore
 D-AHU Professional
 Dobava: 21300 m³/h
 Odsis: 19100 m³/h
 Masa: 4.211 kg
 Dimenzije: 8097x2770x2840 mm

Presjek A-A
 M1:100

Projekтирао	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Razradio	XI. 2023.	Teo Slivar		
Crtao	XI. 2023.	Teo Slivar		
Pregledao	XI. 2023.	Darko Smojan		
Objekt:		Objekt broj:		
		R. N. broj:		
Napomena:				Kopija
Materijal:		Masa:		
 Mjerilo originala M1:100	Naziv: Dispozicija klima komore i razvodnih kanala na krovu zgrade		Pozicija:	Format: A2
Crtež broj:			Listova: 1	
			List: 1	

