

PRIMJER PROJEKTIRANJA HLADNJAČE MANJEG KAPACITETA ZA ČUVANJE JABUKA

Radmanić B.¹, Maderić D.¹, Piškor M.²

¹Veleučilište u Varaždinu, Varaždin, Hrvatska

²Oprema - uređaji d.d., Ludbreg, Hrvatska

Sažetak: Rad predstavlja termodinamički proračun rashladne komore za ohlađivanje i čuvanje jabuka tijekom jesenskih i zimskih mjeseci na području Varaždinske županije.

Rad počinje dimenzioniranjem rashladne komore, nakon čega su odabrani odgovarajući izolacijski materijali. Napravljen je i precizni proračun maksimalnog toplinskog opterećenja na temelju kojeg je odabrana rashladna oprema.

Na kraju rada je hidraulički proračun kapljevinskog i usisnog cjevovoda da gubici zbog trenja radne tvari R404A u vodovima ne bi rezultirali prekomjernim padom tlaka pothlađene kapljevine ili pregrijane pare radne tvari. Posljedica toga bilo bi znatno smanjenje rashladnog sustava.

Ključne riječi: rashladna komora, jabuka, toplinsko opterećenje, radna tvar R404A, pothlađenje, pregrijavanje

Abstract: The paper presents a thermodynamic calculation for a cold storage unit for cooling and storage of apples during autumn and winter months in the Varaždin county.

The paper begins with the dimensioning the cold storage unit after which a choice of adequate insulation materials is done. A detailed calculation of the maximum refrigeration load was done, based on which the refrigeration equipment was chosen.

The paper ends with hydraulic calculation of liquid and suction lines to assure that the pressure losses of the refrigerant R404A, due to friction in the pipelines, do not lead to significant pressure drop of the subcooled liquid refrigerant or superheated refrigerant vapor, which would diminish refrigeration capacity of the system.

Key words: cold storage, apple, refrigeration load, refrigerant R404A, subcooling, superheating

1. UVOD

U ovom je radu opisan postupak projektiranja rashladne komore s nekontroliranom atmosferom za ohlađivanje i čuvanje 60 tona jabuka sorte Idared. Projektiranje se sastoji od više cjelina:

- Dimenzioniranje rashladne komore
- Odabir izolacije i proračun njene debljine

- Proračun toplinskog opterećenja
- Odabir komponenata rashladne opreme
- Električne instalacije i dr.

S obzirom na to da je tema široka, rad se najviše bavi proračunom parametara koji utječu na termodinamičke procese.

Budući da se radi o jesenskoj sorti jabuka, namjena rashladne komore je čuvanje jabuka od početka listopada pa najkasnije do kraja ožujka. Maksimalno vrijeme čuvanja jabuka ne može se precizno odrediti zbog toga jer ono ovisi o sorti jabuka kao i o njihovom stanju pri ulasku u rashladnu komoru. Zbog toga se u literaturi daju grube procjene mogućeg vremena čuvanja jabuka koje se kreću u rasponu od 3 do 8 mjeseci [1].

2. RAZMJETAJ JABUKA I DIMENZIJE RASHLADNE KOMORE

Jabuke se skladište u boks paletama ili u sanducima jabučarima. Ako se radi o velikim količinama jabuka, najisplativiji način skladištenja jesu boks palete. Postoji više vrsta i dimenzija takvih paleta, no u praksi su palete najčešće plastične, visine 0.8 m, širine 1 m i duljine 1.2 m. Boks palete dizajnirane su tako da se mogu stavljati jedna na drugu, pa se tako i skladište.

2.1. Broj boks paleta u rashladnoj komori

Masa jedne pune boks palete varira od 300 do 350 kg. Za izračun maksimalnog broja mogućeg broja paleta unutar rashladne komore u obzir se uzima najmanja vrijednost mase pune boks palete. Maksimalni broj boks paleta u rashladnoj komori dobije se iz sljedeće jednadžbe:

$$n_{BP,MAX} = \frac{m_{UK}}{m_{BP}}, \quad (1)$$

gdje je:

- $n_{BP,MAX}$ – maksimalni broj boks paleta u hladnjači
- m_{UK} – maksimalni kapacitet hladnjače u kg
- m_{BP} – minimalna masa pune boks palete u kg

Proračunom je dobiven maksimalni broj paleta u rashladnoj komori $n_{BP,MAX} = 200$.

2.2. Visina rashladne komore

Kod određivanja visine rashladne komore potrebno je u obzir uzeti visinu do koje će boks palete biti poslagane jedna na drugu i visinu slobodnog prostora iznad paleta. Preporuka je da se boks palete slažu jedna na drugu do maksimalne visine od 4.5 do 5.5 m [2] zbog stabilnosti i izdržljivosti. Maksimalni broj boks paleta se može izračunati prema sljedećoj jednadžbi:

$$n_{LBP,MAX} = \frac{l_{MAX}}{l_{BP}}, \quad (2)$$

gdje je:

$n_{LBP,MAX}$ – maksimalni broj boks paleta koje se mogu staviti jedna na drugu

l_{MAX} – visina do koje se boks palete slažu jedna na drugu (m)

l_{BP} – visina boks palete (m)

Vrijednost $n_{LBP,MAX}$ se zaokružuje na prvi manji cijeli broj koji predstavlja broj boks paleta naslaganih jedna na drugu, te je lako odrediti koliko iznosi ukupna visina tih boks paleta:

$$l_{VBP} = n_{LBP,MAX} \cdot l_{BP} \quad (3)$$

Gdje je:

l_{VBP} – visina do koje se boks palete slažu jedna na drugu (m)

$n_{LBP,MAX}$ – maksimalni broj boks paleta koje se mogu staviti jedna na drugu

l_{BP} – visina boks palete (m)

Visina slobodnog prostora trebala bi biti najmanje 500 mm. Različiti izvori daju različite preporuke kolika bi ta visina trebala biti, pa se vrijednosti kreću od 0.5 do 2 m. Ukupna visina rashladne komore dobije se iz sljedeće jednadžbe:

$$L = l_{VBP} + l_S, \quad (4)$$

gdje je:

L – visina rashladne komore (m)

l_{VBP} – visina do koje se boks palete slažu jedna na drugu (m)

l_S – visina slobodnog prostora iznad boks paleta (m)

Proračunom je dobivena potrebna visina rashladne komore od $L = 5$ m.

2.3. Duljina i širina rashladne komore

Širina i duljina rashladne komore ovisi isključivo o rasporedu boks paleta pa i raspored treba biti razrađen što pažljivije. Kod definiranja rasporeda boks paleta treba uzeti u obzir:

- tijek kretanja proizvoda
- strujanje zraka
- oblik poda rashladne komore

Poželjno je da tijekom kretanja boks paleta u rashladnu komoru i izvan nje treba biti jednosmjernan. Ako je to moguće, boks palete bi trebale biti raspoređene tako da dopuštaju FIFO princip [3]. S obzirom na to da jabuke ulaze u rashladnu komoru odmah nakon berbe, a kalibriraju se i sortiraju prije prodaje, predviđena je montaža dviju kliznih vrata na suprotnim stranama rashladne komore. Poželjno je da rashladna komora ima i okretna vrata za osoblje zbog potrebe za različitim popravcima rashladne opreme ili pregleda jabuka. Dimenzije kliznih vrata trebaju biti takva da omogućuju nesmetan prijevoz boks paleta određenim transportnim sredstvom. U radu je predviđeno da će električni viličar nositi maksimalno 3 boks palete odjednom kroz vrata, te je predviđena visina vrata od približno 3 m, širine oko 1.8 m. Također je potrebno uzeti u obzir i širinu transportnih putova. Širina transportnih putova trebala bi biti takva da viličar može skretati pod 90 stupnjeva. Proizvođači električnih viličara daju te podatke u tablicama, te je za širinu transportnog puta usvojena vrijednost od 3.5 m.

Dobro strujanje zraka u hladnjači jednako je važno kao i dovoljan rashladni kapacitet. Da bi se to omogućilo, potrebno je pridržavati se specifičnih preporuka i savjeta. Boks palete bi trebale biti smještene minimalno 0.3 m od zidova pokraj kojih se nalaze isparivači, 0.2 m od zidova koji su paralelni na tok strujanja zraka, te 0.1 m jedna od druge[4].

Što je oblik poda hladnjače bliži kvadratnom, to su one efikasnije zbog toga jer se za istu površinu poda minimizira površina zidova. Time se smanjuju građevinski troškovi, površina zidova i duljina transportnih putova.



Slika 1. Skica rasporeda boks paleta u rashladnoj komori

Širina rashladne komore dobije se iz jednadžbe:

$$B = b_{TP} + 6 \cdot b_{BP} + 4 \cdot b_{IBP} + 2 \cdot b_{ZBP}, \quad (5)$$

gdje je:

- B – širina rashladne komore (m)
 b_{TP} – širina transportnog puta (m)
 b_{BP} – širina boks palete (m)
 b_{IBP} – razmak između boks paleta (m)
 b_{ZBP} – razmak između boks paleta i zidova okomitih na strujanje zraka (m)

Širina rashladne komore dobije se iz jednadžbe:

$$C = 7 \cdot c_{BP} + 6 \cdot b_{IBP} + 2 \cdot c_{ZBP}, \quad (6)$$

gdje je:

- C – duljina rashladne komore (m)
 c_{BP} – duljina boks palete (m)
 c_{ZBP} – razmak između boks paleta i zidova paralelnih na strujanje zraka (m)

Vodeći se prethodno spomenutim preporukama mogu se izračunati potrebna širina i duljina rashladne komore. Budući da su u proračun uzete najmanje preporučene vrijednosti, rezultati su prošireni s faktorom sigurnosti od 10%, te su dobivene dimenzije:

Širina rashladne komore: $B = 11.5$ m
 Duljina rashladne komore: $C = 10.5$ m
 Visina rashladne komore: $L = 5$ m

3. IZOLACIJA RASHLADNE KOMORE

Debljina izolacije podova, zidova i stropova lako se odredi prema preporučenim R vrijednostima izolacije (otpor propuštanju topline). U tablici 1. nalaze se najmanje preporučene vrijednosti otpora propuštanju topline izolacije kod različitih tipova hladnjača prema ASHRAE-u. Izolacije s manjim otporom propuštanju topline ne bi se trebale upotrebljavati kod izolacije hladnjača.

Temp. opseg, °C	Otpor propuštanju topline, m ² ·°C/W		
	Podovi	Zidovi	Krovovi
4 do 10	-----	4.4	5.3 do 6.2
-4 do 2	3.5	4.2 do 5.6	6.2 do 7.0
-23 do -29	4.8 do 5.6	6.2 do 7.0	7.9 do 8.8
-40 do -46	5.3 do 7.0	7.9 do 8.8	8.8 do 10.6

Tablica 1. Najmanje preporučene R vrijednosti izolacije prema ASHRAE-u

Otpor propuštanju topline nekog materijala može se izračunati pomoću sljedeće jednadžbe 7 i 8:

$$R_p = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (7)$$

gdje je:

- R_p – otpor propuštanju topline podne izolacije (m²·°C/W)

- δ – debljina izolacije (m)
 λ – koeficijent vodljivosti topline (W/m⁰C)

$$R_p = \frac{1}{k}, \quad (8)$$

gdje je:

- R_p – otpor propuštanju topline podne izolacije (m²·°C/W)
 k – koeficijent prijelaza topline (W/m²·°C)

Uzevši u obzir preporučene R vrijednosti za izolaciju rashladne komore iz tabele 1., odabrani su sljedeći materijali:

- Pod: ploče od ekstrudiranog polistirena Floormate 300-A, ukupne debljine 125 mm
- Zidovi: paneli od tvrde poliuretanske pjene gustoće 40 kg/m³, debljine 100 mm
- Strop: paneli od tvrde poliuretanske pjene gustoće 40 kg/m³, debljine 150 mm
- Klizna vrata dimenzija 2400 x 3000 mm, punjena tvrdom poliuretanskom pjenom gustoće 40 kg/m³, debljine 100 mm
- Klizna vrata dimenzija 900 x 2000 mm, punjena tvrdom poliuretanskom pjenom gustoće 40 kg/m³, debljine 100 mm

4. TOPLINSKO OPTEREĆENJE RASHLADNE KOMORE

Ukupno toplinsko opterećenje rashladne komore uključuje:

- prijenos topline koja predstavlja toplinu prenesenu u rashladnu komoru kroz zidove, strop i pod komore,
- osjetnu toplinu proizvoda koja predstavlja toplinu odvedenu od proizvoda i toplinu koju generiraju proizvodi smješteni u rashladnoj komori,
- unutrašnju toplinu koja predstavlja toplinu koju proizvedu unutrašnji izvori (npr. svjetla, električni motori, radnici),
- toplinu zbog hlađenja vanjskog zraka koja predstavlja toplinu povezanu sa zrakom koji ulazi u rashladnu komoru,
- toplinu povezanu s rashladnom opremom.

Važno je reći da toplinsko opterećenje mora biti proračunato za najnepovoljniji slučaj, tj. za slučaj kad je toplinsko opterećenje najveće. Ukupno toplinsko opterećenje rashladne komore računa se kao suma svih spomenutih pojedinačnih toplinskih opterećenja.

4.1. Toplinsko opterećenje zbog prijenosa topline

Toplinski tok kroz zidove, pod i strop proporcionalan je razlici temperature između dviju suprotnih strana zidova, poda ili stropa. Vrsta i debljina upotrijebljene izolacije, ukupna površina kroz koju se događa prijelaz topline i temperaturna razlika između suprotnih strana izolacije tri su faktora koja određuju toplinsko opterećenje zbog prijenosa topline kroz zidove, pod i strop. Ukupno

toplinsko opterećenje zbog prijenosa topline na kraju se proširuje za faktor sigurnosti od 20% zbog mogućnosti manjih netočnosti i nepodudarnosti. Toplinski tok uslijed prijenosa topline računa se kao:

$$\dot{Q}_T = k \cdot A \cdot (\vartheta_V - \vartheta_U) , \quad (9)$$

gdje je:

- \dot{Q}_T – toplinski tok kroz zidove, pod ili strop (W)
- k – koeficijent prijelaza topline ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- A – površina kroz koju se odvija prijelaz topline (m^2)
- ϑ_V – temperatura s vanjske strane izolacije ($^\circ\text{C}$)
- ϑ_U – temperatura s unutarnje strane izolacije ($^\circ\text{C}$)

Budući da zidovi, strop i pod nemaju isti koeficijent prijelaza topline, potrebno je toplinu dobivenu prijenosom proračunati za svaki građevinski element posebno, te ih na kraju zbrojiti. Ukupni koeficijent prijelaza topline kroz zidove, pod ili strop može se izračunati prema sljedećoj jednadžbi:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v}} , \quad (10)$$

gdje je:

- k – koeficijent prijelaza topline ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- α_u – koeficijent prijelaza topline s okoline na vanjsku stijenu izolacije ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- α_v – koeficijent prijelaza topline s unutrašnje stijene na zrak u komori ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- δ_i – debljina pojedinog sloja izolacije (m)
- λ_i – toplinska vodljivost pojedinog sloja izolacije ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)

4.2. Toplinsko opterećenje zbog osjetne topline proizvoda

Toplinska opterećenja uzrokovana proizvodima uskladištenim u rashladnoj komori su:

- Toplina koja mora biti odvedena kako bi se temperatura proizvoda spustila na unutrašnju projektanu temperaturu
- Toplina generirana od strane proizvoda (uglavnom voća i povrća) u rashladnoj komori

4.2.1. Toplinsko opterećenje zbog ohlađivanja proizvoda

Osjetna toplina koju treba odvesti da bi se temperatura proizvoda spustila na unutrašnju projektanu temperaturu iznad temperature smrzavanja računa se prema sljedećoj formuli:

$$Q_{HP} = m_D \cdot c_1 \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_U) , \quad (11)$$

gdje je:

- Q_{HP} – toplina odvedena od proizvoda (J)
- m_D – maksimalni dnevni unos (kg)
- c_1 – specifična toplina za jabuke iznad temperature smrzavanja ($\text{J/kg}^\circ\text{C}$)

- ϑ_1 – maksimalna temperatura s kojom jabuke ulaze u hladnjaču ($^\circ\text{C}$)
- ϑ_U – unutrašnja projektana temperatura ($^\circ\text{C}$)

Toplinsko opterećenje zbog ohlađivanja jabuka izračunava se kao:

$$\dot{Q}_{HP} = \frac{Q_{HP}}{3600 \cdot t_{HP}} , \quad (12)$$

gdje je:

- \dot{Q}_{HP} – toplinsko opterećenje uslijed hlađenja Proizvoda (W)
- t_{HP} – vrijeme ohlađivanja (h)

4.2.2. Toplinsko opterećenje zbog disanja jabuka

Svježe voće i povrće diše i time oslobađa toplinu tijekom skladištenja. Ukupni oslobođeni toplinski tok prilikom disanja jabuka računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\dot{Q}_{DP} = m \cdot c_{DP} , \quad (13)$$

gdje je:

- \dot{Q}_{DP} – toplinski tok zbog disanja jabuka (W)
- m – masa jabuka (kg)
- c_{DP} – toplinski tok zbog disanja po kilogramu jabuka (W/kg)

4.3. Toplinsko opterećenje zbog hlađenja vanjskog zraka

Kad god su vrata od rashladne komore otvorena, ponešto vanjskog, toplijeg zraka izvana ući će u komoru. Taj zrak mora biti ohlađen na unutrašnju projektanu temperaturu što znači da predstavlja toplinsko opterećenje. To opterećenje je ponekad zvano toplinsko opterećenje zbog infiltracije i računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\dot{Q}_I = \dot{m} \cdot (h_V - h_U) , \quad (14)$$

gdje je:

- \dot{Q}_I – toplinsko opterećenje uslijed infiltracije (kW)
- \dot{m} – prosječni maseni protok zraka (kg/s)
- h_V – specifična entalpija vanjskog zraka (kJ/kg)
- h_U – specifična entalpija unutrašnjeg zraka (kJ/kg)

Specifična entalpija nezasićenog zraka računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$h = c_Z \cdot \vartheta + x_V \cdot (c_{VP} \cdot \vartheta + h_{VO}) , \quad (15)$$

gdje je:

- h – specifična entalpija zraka (kJ/kg)
- c_Z – specifični toplinski kapacitet zraka kod konstantnog pritiska ($\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$)
- c_V – specifični toplinski kapacitet vodene pare kod konstantnog pritiska ($\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$)
- h_{VO} – toplina isparavanja vode kod 0°C (kJ/kg)
- x_V – sadržaj vlage u zraku (kg/kg)
- ϑ – temperatura zraka ($^\circ\text{C}$)

Maseni protok zraka izračunava se prema prosječnom broju izmjena zraka na dan prikazanim u tablici 2. Vrijednosti su bazirane na iskustvenim podacima.

V_{RK}^*	n_I^{**}	V_{RK}^*	n_I^{**}	V_{RK}^*	n_I^{**}
5.7	44.0	56.6	12.0	708	3.0
7	38.0	85	9.5	850	2.7
8.5	34.5	113	8.2	1133	2.3
11.3	29.5	141	7.2	1416	2.0
14.2	26.0	170	6.5	2124	1.6
17	23.0	227	5.5	2832	1.4
22.7	20.0	283	4.9	4248	1.2
28.3	17.5	425	3.9	5663	1.1
42.5	14.0	566	3.5	8495	1.0

Tablica 2. Preporučeni broj izmjena zraka za rashladne komore iznad 0 °C [5]

*Volumen rashladne komore (m³)

**Broj izmjena zraka na dan

Prilikom proračuna potrebnog rashladnog učinka u obzir treba uzeti podatak da količina izmijenjenog zraka mora biti dovoljna da se unutar komore ne poveća koncentracija CO₂ iznad 0.5-1% [5]. Ugljični dioksid nastaje kao produkt „disanja“ proizvoda unutar komore, odnosno kao produkt zbog disanja radnika koji rade unutar komore. Ako nije dovoljno prirodna ventilacija (zbog infiltracije i izmjene zraka otvaranjem vrata), potrebno je ugraditi umjetnu ventilaciju zadovoljavajućeg kapaciteta, ali se onda to mora uzeti u obzir kod proračuna toplinskog opterećenja. U našem slučaju prirodna ventilacija će biti dovoljna.

4.4. Interno toplinsko opterećenje rashladne komore

4.4.1. Toplinsko opterećenje zbog ljudi

Ljudi u rashladnoj komori doprinose ukupnom toplinskom opterećenju u iznosu koji ovisi o unutrašnjoj projektnoj temperaturi, o vrsti posla koji se obavlja, o vrsti odjeće i veličini osobe. Toplinsko opterećenje osobe može se procijeniti sljedećoj jednadžbom:

$$\dot{Q}_O = n_O \cdot (272 - 6 \cdot \vartheta_U) \cdot \frac{t_{UH}}{24} [2], \quad (16)$$

gdje je:

\dot{Q}_O – toplinsko opterećenje zbog ljudi (W)

n_O – broj ljudi u rashladnoj komori

ϑ_U – unutrašnja projektna temperatura (°C)

t_{UH} – vrijeme provedeno u hladnjači (h/dan)

4.4.2. Toplinsko opterećenje zbog rasvjete

Toplinsko opterećenje zbog rasvjete računa se prema jednadžbi:

$$\dot{Q}_R = n_{RAS} \cdot A_P \cdot \frac{t_{UK}}{24}, \quad (17)$$

gdje je:

\dot{Q}_R – toplinsko opterećenje zbog rasvjete (W)

n_{RAS} – uobičajena snaga rasvjete po jedinici površine (W/m²)

A_P – površina poda rashladne komore (m²)

t_{UK} – vrijeme uključenosti rasvjete (h/dan)

4.4.3. Toplinsko opterećenje zbog rada viličara

Prosječno toplinsko opterećenje zbog rada viličara ovisi o snazi upotrijebljenog viličara, odnosno o toplinskom toku koji on odaje. Prosječno toplinsko opterećenje kroz dan zbog rada viličara dobije se iz jednadžbe:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{VT} \cdot \frac{t_{UV}}{24} \quad (18)$$

gdje je:

\dot{Q}_V – prosječno toplinsko opterećenje zbog viličara (W)

\dot{Q}_{VT} – toplinski tok koji odaje viličar (W)

t_{UV} – vrijeme uključenosti viličara (h/dan)

Ako se koristi više od jednog viličara, potrebno je napraviti proračun za svaki viličar, te nakon toga zbrojiti sva opterećenja uslijed njegovog rada.

4.5. Toplinsko opterećenje zbog rada rashladne opreme

Toplinsko opterećenje zbog rada rashladne opreme je obično vrlo malo kod rashladnih komora s unutrašnjom projektnom temperaturom iznad -1 °C, te iznosi maksimalno oko 5 % cjelokupnog toplinskog opterećenja rashladne komore[2] :

$$\dot{Q}_{RO} = \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_P + \dot{Q}_I + \dot{Q}_{IN}}{0.95}, \quad (19)$$

gdje je:

\dot{Q}_{RO} – toplinsko opterećenje zbog rashladne opreme (W)

\dot{Q}_T – toplinski tok kroz zidove, pod ili strop (W)

\dot{Q}_P – toplinsko opterećenje zbog osjetne topline Proizvoda (W)

\dot{Q}_I – toplinsko opterećenje zbog hlađenja vanjskog zraka (W)

\dot{Q}_{IN} – interno toplinsko opterećenje (W)

4.6. Toplinsko opterećenje zbog rada rashladne opreme

Kad su proračunata sva toplinska opterećenja glavnih izvora topline, ukupno toplinsko opterećenje dobije se zbrajanjem svih pojedinačnih toplinskih opterećenja. Preporuča se uzeti faktor sigurnosti od 10 % zbog mogućnosti manjih nepodudarnosti i netočnosti [2].

$$\dot{Q}_{UK} = (\dot{Q}_T + \dot{Q}_P + \dot{Q}_I + \dot{Q}_{IN} + \dot{Q}_{RO}) \cdot 1.1 \quad (20)$$

\dot{Q}_{UK} – ukupno toplinsko opterećenje rashladne komore (W)

- \dot{Q}_{RO} – toplinsko opterećenje zbog rashladne opreme (W)
 \dot{Q}_T – toplinski tok kroz zidove, pod ili strop (W)
 \dot{Q}_P – toplinsko opterećenje zbog osjetne topline Proizvoda (W)
 \dot{Q}_I – toplinsko opterećenje zbog hlađenja vanjskog zraka (W)
 \dot{Q}_{IN} – interno toplinsko opterećenje (W)

4.7. Efektivno vrijeme rada i rashladni učinak

Rashladni učinak uređaja za hlađenje trebao bi pokriti potrebe za hlađenjem u vrijeme t_{EF} koje je manje od 24 sata kako bi ostalo vremena za održavanje rashladne opreme, te kako bismo imali rezervu kapaciteta u slučaju kvara ili neočekivano velikog toplinskog opterećenja. Budući da se toplinsko opterećenje zbog ohlađivanja proizvoda javlja samo jednom, njegova pojava se može shvatiti i kao neočekivano veliko, kratkotrajno, toplinsko opterećenje te je zbog toga izostavljen iz proračuna rashladnog učinka.

$$\dot{Q}_{RU} = \frac{24 \cdot \dot{Q}_{UKH}}{t_{EF}}, \quad (21)$$

gdje je:

- \dot{Q}_{RU} – rashladni učinak uređaja za hlađenje (kW)
 \dot{Q}_{UKH} – ukupno toplinsko opterećenje rashladne komore umanjeno za toplinsko opterećenje prilikom ohlađivanja proizvoda (kW)
 t_{EF} – efektivno vrijeme rada rashladnog uređaja (h)

Za t_{EF} se u praksi usvajaju sljedeće vrijednosti [7]:

- 12 – 14 sati za hladnjake u domaćinstvima
- 14 – 16 sati za komercijalne rashladne uređaje
- 16 – 20 sati za industrijske rashladne uređaje

Budući da je proračunato ukupno toplinsko opterećenje veće od proračunatog rashladnog učinka, za rashladni učinak je usvojena vrijednost ukupnog toplinskog opterećenja $\dot{Q}_{RU} = \dot{Q}_{UK} = 11.7$ kW.

Tablica 3. prikazuje rezultate proračuna izvedenog prema uputama iz ovog poglavlja.

Vrsta toplinskog opterećenja		Toplinski tok, W
Prijenos topline	Južni zid	199
	Zapadni zid	267
	Istočni zid	203
	Sjeverni zid	222
	Pod	439
	Strop	476
	Ukupno + 20%	2170
Osjetna toplina proizvoda	Ohlađivanje	4000
	Disanje	945
Hlađenje vanjskog zraka		1700
Interno	Ljudi	267

toplinsko opterećenje	Rasvjeta	436
	Viličar	560
Rashladna oprema		540
Faktor sigurnosti 10%		1070
Rashladni učinak		~11 700

Tablica 3. Rezultati proračuna toplinskog opterećenja

5. KARAKTERISTIČNE TOČKE PROCESA HLAĐENJA

Ulazne informacije i varijable kod očitavanja parametara u karakterističnim točkama procesa hlađenja:

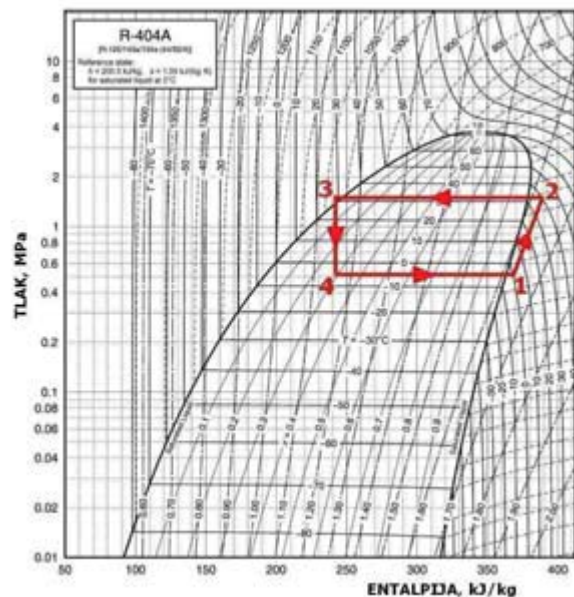
- radna tvar: R404A
- temperatura klizanja: ~ 0.5 °C
- razlika temperatura na isparivaču: 5 °C
- razlika temperatura na kondenzatoru: 12.5 °C
- temperatura pregrijavanja: 5 °C
- temperatura pothlađenja: 3 °C

Razlika temperatura na kondenzatoru i na temperaturi pothlađenja ovisi o odabranoj kondenzacijskoj jedinici. Razlika temperatura na isparivačima ovisi o relativnoj vlažnosti zraka unutar rashladne komore. Ovisnost razlike temperatura na isparivaču i relativne vlažnosti prikazana je u tablici 4. [2].

Temperaturna razlika, °C	Relativna vlažnost
4 – 5	90
6 – 7	80 – 85
7 – 9	65 – 80
9 – 12	50 – 65

Tablica 4. Ovisnost razlike temperatura na isparivaču i relativne vlažnosti

Slika 2. prikazuje proces hlađenja u p-h dijagramu za radnu tvar R404A, a tabela 5. osnovne termodinamičke veličine u karakterističnim točkama procesa.



Slika 2. Prikaz procesa hlađenja u p-h dijagramu [6]

Točka	ϑ , °C	p, kPa	v, m ³ /kg	h, kJ/kg
1	0	512.78	0.04016	369.8
2	41.16	1523	0.01324	392.3
3	29.5	1523	0.00104	245.3
4	-5.5	512.78	-----	245.3

Tablica 5. Vrijednosti osnovnih termodinamičkih veličina u karakterističnim točkama procesa hlađenja za radnu tvar R404A

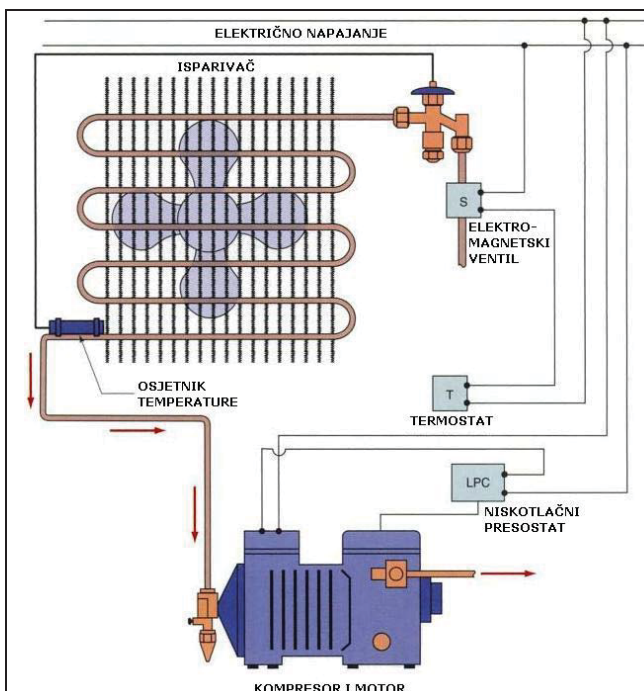
6. ODABIR KOMPONENTATA RASHLADNOG SUSTAVA

Oprema, tj. komponente rashladnog sustava odabiru se prema informacijama, parametrima, pretpostavkama i rezultatima izračunatim ili usvojenim u dosadašnjem djelu rada, te su iz kataloga ili softverova proizvođača rashladne opreme odabrane sljedeće komponente:

- Kondenzacijska jedinica Bitzer LH84/2CC-4.2Y-40S s poluhermetičkim klipnim kompresorom i zrakom hlađenim kondenzatorom, rashladnog kapaciteta 11.75 kW,
- 6 isparivača Guntner MHF 020.1B/37-EW ukupnog rashladnog kapaciteta od 11.7 kW,
- 6 elektromagnetskih ventila Castel 1028/M10 kompatibilnih sa svitcima HM2 9100/RA6 s napajanjem od 220/230 V,
- 6 termoekspanzijskih ventila Danfoss TES 2 s vanjskim izjednačenjem tlaka i sapnicom 01 kapaciteta 2 kW.

7. AUTOMATSKI PUMP-DOWN SISTEM

Pump-down sistem je jedan od načina regulacije temperature rashladne komore. Slika 3. prikazuje izvedbu „pump-down“ sustava.



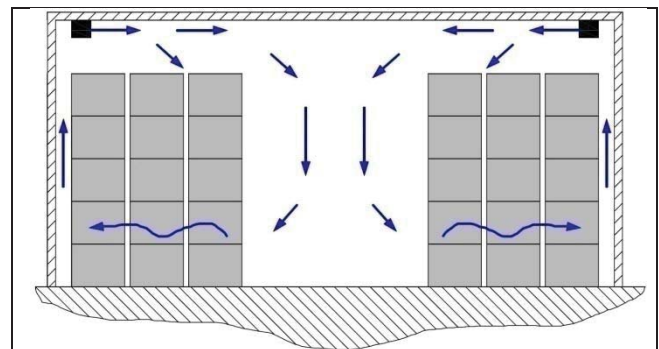
Slika 3. Prikaz „pump-down“ sustava

Iako postoje i jednostavniji načini regulacije temperature, ovaj sustav nudi više prednosti:

- štiti kompresor od odlaska u vakuum
- oslobađa isparivače, usisni vod i sam kompresor radne tvari prije nego kompresor prekine s radom, kako ne bi došlo do migracije radne tvari u kompresor
- Sprečava pojavu kapljevine u usisnom vodu za vrijeme pokretanja kompresora

8. RAZMJEŠTAJ ISPARIVAČA

Dobro strujanje zraka kroz rashladnu komoru je od gotovo jednake važnosti kao i imati dovoljnu količinu rashladnog kapaciteta. Ohlađeni zrak mora biti usmjeren prema jabukama da bi ih ohladio, ali i držao ohlađenima. Topli se zrak tada vrati u rešetku isparivača. S obzirom na to da je rashladni učinak raspodijeljen na 6 isparivača, pokraj istočnog i zapadnog zida nalazit će se po 3 isparivača kako bi se osiguralo ravnopravno strujanje zraka kroz rashladnu komoru. Slika 4. prikazuje presjek rashladne komore gledano od sjevera ili juga, kao i strujanje zraka u komori.



Slika 4. Skica smještaja isparivača i strujanje zraka (pogled od sjevera)

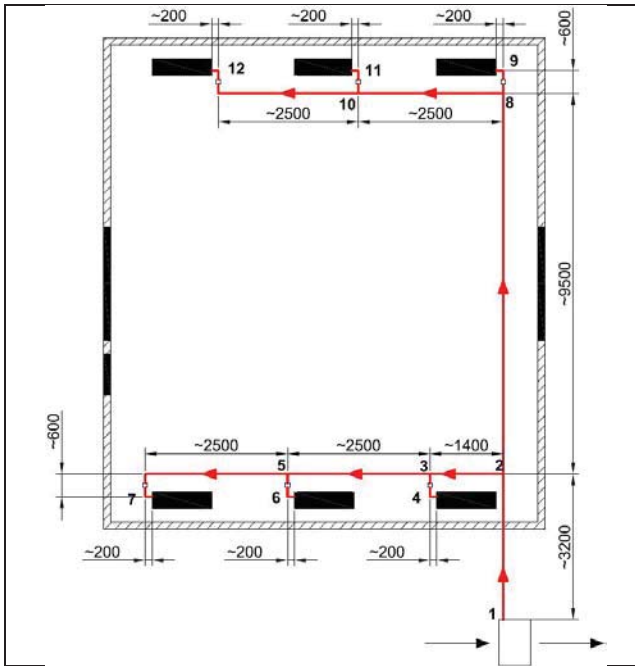
9. SPOJNI VODOVI

Rashladni sustavi su dizajnirani tako da padovi tlaka zbog trenja u cjevovodima ne budu veći od razlike tlakova ekvivalentnim određenoj promjeni temperature zasićenja. Dakle, referentna vrijednost kod određivanja pada tlaka jest promjena temperature zasićenja. U većini slučajeva, rashladni sustavi dizajnirani su tako da im padovi tlaka zbog trenja u cjevovodima ne rezultiraju promjenom temperature zasićenja većom od 1 °C za svaki vod. Treba obratiti pozornost na brzinu radne tvari u cjevovodima. Brzina radne tvari u usisnom cjevovodu trebala bi biti od 4.5 do 20 m/s, a brzina radne tvari u kapljevinskom cjevovodu ne bi smjela prelaziti 1.5 m/s [2].

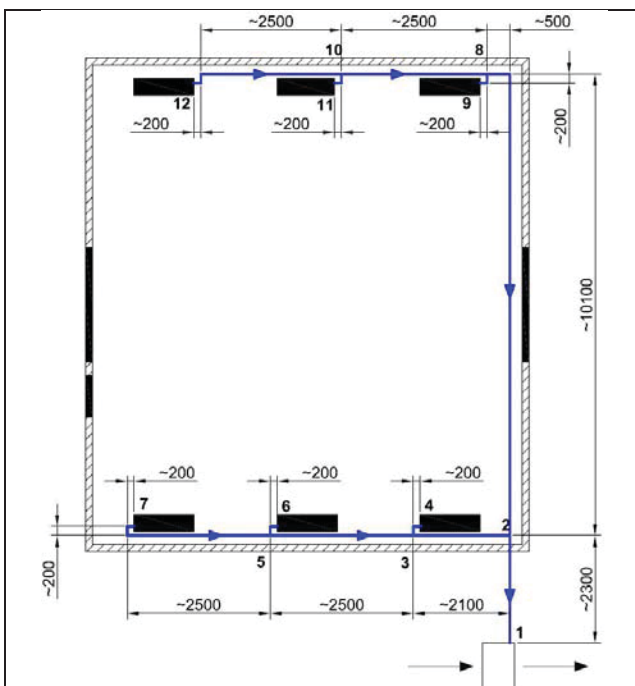
Da bi se pravilno utvrdio promjer, potrebno je odrediti poželjni promjer pojedinog voda u skladu s preporučenim brzinama strujanja radnih tvari, a zatim izračunati pad tlaka kroz vodove na temelju tablica s ostvarivim učincima pri protoku radne tvari R404A kroz cjevovod. Potrebno je također pretpostaviti da padovi tlaka u svim elementima spojenima na pojedini vod i svim spojnica izraženi u ekvivalentnoj dužini

cjevovoda iznose 50 – 100 % ukupne duljine cjevovoda. Ako najveći pad tlaka zbog trenja u cjevovodu odgovara promjeni temperature zasićenja manjoj od 1 °C, treba napraviti dodatni proračun sa stvarnim elementima i spojnicama spojenim na pojedini vod. Padovi tlakova kroz spojnice izraženi u ekvivalentnim dužinama cjevovoda uzimaju se iz tablica. Ako je i tada promjena temperature zasićenja manja od 1 °C, cjevovod je pravilno dimenzioniran [2].

Slike 5. i 6. prikazuju skice kapljevinog i usisnog cjevovoda rashladne komore prema kojima je napravljen proračun.



Slika 5. Skica rasporeda kapljevinog vodovoda



Slika 6. Skica rasporeda usisnog vodovoda

Promjer maksimalnog ili minimalnog promjera voda određuje se u skladu sa željenim brzinama strujanja prema sljedećoj jednadžbi:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot w}}, \quad (22)$$

gdje je:

- d – unutrašnji promjer cjevovoda (m)
- \dot{m} – maseni protok (kg/s)
- v_1 – specifični volumen radne tvari u točki 1 rashladnog procesa (m³/kg)
- w – brzina strujanja radne tvari (m/s)

Promjena temperature zasićenja radne tvari u određenom vodu izračunava se iz jednadžbe:

$$\Delta\vartheta_{Z-ST} = \Delta\vartheta_{Z-TA} \cdot L_{ST} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{TA}}\right)^{1.8} \quad [2], \quad (23)$$

gdje je:

- $\Delta\vartheta_{Z-ST}$ – stvarna promjena temperature zasićenja (°C)
- $\Delta\vartheta_{Z-TA}$ – tablična promjena temperature zasićenja (°C/m)
- L_{ST} – stvarna duljina voda (m)
- \dot{Q}_{ST} – stvarni potrebni kapacitet (kW)
- \dot{Q}_{TA} – tablični kapacitet (kW)

Procjena pada tlaka zbog trenja radne tvari u vodu izračunava se prema jednadžbi:

$$\Delta p_{TR} = L_{ST} \cdot \Delta p' \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{TA}}\right)^{1.8} \quad [2], \quad (24)$$

gdje je:

- Δp_{TR} – pad tlaka zbog trenja u vodu (Pa)
- L_{ST} – stvarna duljina voda (m)
- $\Delta p'$ – tablična vrijednost pada tlaka (Pa/m)
- \dot{Q}_{ST} – stvarni potrebni kapacitet (kW)
- \dot{Q}_{TA} – tablični kapacitet (kW)

Ako kod kapljevinog cjevovoda postoji vertikalni vod sa strujanjem kapljevine prema gore, doći će do dodatnog pada tlaka. Kod takvih slučajeva pad tlaka iznosi otprilike 11.3 kPa/m[2].

Služeći se formulama i skicama spomenutim u ovom poglavlju proračunom su dobiveni sljedeći rezultati:

- Maksimalna promjena temperature zasićenja zbog pada tlaka uslijed trenja: 0.95 °C
- Maksimalna promjena temperature zasićenja zbog ukupnog pada tlaka: 2.5 °C
- Maksimalna promjena temperature zasićenja u usisnom cjevovodu: 0.6 °C

U tablici 6. nabrojene su duljine i unutarnji promjeri svih potrebnih spojnih vodova po sektorima u skladu sa slikama 5. i 6.

Vrsta cjevovoda	Sektor	Duljina, m	Unutarnji promjer, mm
Kapljevinski cjevovod	1 – 2	8.2	12
	2 – 3	1.4	10
	3 – 4	0.8	10
	3 – 5	2.5	10
	5 – 6	0.8	10
	5 – 7	3.3	10
	2 – 8	9.5	10
	8 – 9	0.8	10
	8 – 10	2.5	10
	10 – 11	0.8	10
	10 – 12	3.3	10
Usisni cjevovod	1 – 2	7.3	28
	2 – 3	2.1	22
	3 – 4	0.4	15
	3 – 5	2.5	18
	5 – 6	0.4	15
	5 – 7	2.9	15
	2 – 8	10.6	22
	8 – 9	0.4	15
	8 – 10	2.5	18
	10 – 11	0.4	15
	10 – 12	2.9	15

Tablica 6. Dimenzije svih potrebnih spojnih vodova

10. ZAKLJUČAK

Projektiranje rashladne komore i rashladnog procesa jedan je od najsloženijih termodinamičkih proračuna. Treba puno informacija da bi se napravio kompletan i što temeljitiji proračun, a osoba koja to radi mora biti dobro upoznata s rashladnom tehnikom i termodinamikom. U radu je s većom ili manjom preciznošću napravljen ručni proračun dimenzija izolacije, toplinskog opterećenja i dimenzija cjevovoda, te su odabrane komponente rashladnog sustava s obzirom na dobivene rezultate. Svaki od ovih segmenata projektiranja ovisi o mnogo ulaznih varijabli i ovisni su jedan o drugome, te je potrebno s posebnom pozornošću razmotriti i izračunati svaki segment. U radu su izneseni korisni savjeti, rješenja i prečaci mnogih ljudi i tvrtki koje se godinama bave rashladnom tehnikom. U nekim poglavljima rada korišteni su i programski alati, pretežito zbog nedostatka pisane literature na traženu temu ili zbog potrebe za što preciznijim proračunom i odabirom komponenata.

11. LITERATURA

- [1] Heatcraft Engineering Manual, (2008), *Commercial Refrigeration, Cooling and Freezing, Load Calculation and Reference Guide*, H-ENGM0408, <http://www.heatcraft.com/products/PDF/Misc/EM.pdf>, 11. lipanj 2011.
- [2] ASHRAE Handbook, (2006), *Refrigeration S-I Edition*, American Society of Heating, Atlanta,
- [3] Alaska Food Coalition, (2010), *FIFO: First In First Out*, Volume 3, Number 6, <http://www.alaskafood.org/materials/FIFO.pdf>, 11. lipanj 2011.
- [4] Fraser H.W., (1992), *Sizing and Laying Out a Short-Term (Summer) Refrigerated Storage for Fruits and Vegetables*, <http://www.omafra.gov.on.ca/english/engineer/facts/92-124.htm#Storage%20Shape>, 11. lipanj 2011.
- [5] Vujić S.: *Rashladni uređaji*, Univerzitet u Beogradu, 1980, ISBN 86-7083-153-8
- [6] ASHRAE Handbook, (2009), *Fundamentals S-I Edition*, American Society of Heating, Atlanta,
- [7] Pavković B., Božunović A.: *Tehnika hlađenja*, Sveučilište u Rijeci, Rijeka