

## PRORAČUN RASHLADNOG UREĐAJA

Gotal M.<sup>1</sup>, Maderić D.<sup>1</sup>, Horvat N.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Veleučilište u Varaždinu, Varaždin, Hrvatska

<sup>2</sup>Oprema-uređaji d.d., Ludbreg, Hrvatska

**Sažetak:** Glavni zadatak ovog članka je proračun i optimalizacija rada rashladnog ormara za pivske bačve (KEG). Unutar zadanih gabarita, potrebno je odabrati komponente koje, ugrađene u cjelokupni rashladni sustav, rade u optimalnim uvjetima, čineći pri tome rashladni učin sustava maksimalnim.

Zbog specifičnih dimenzija, adekvatni dinamički zračni isparivač nije moguće nabaviti na tržištu, već je potrebno napraviti proračun i odrediti pojedine dimenzije. Prema izračunatim dimenzijama, napravljen je prototipni isparivač u suradnji s tvrtkom SOKO IPV d.d. iz Čitluka. Zbog kompliciranosti i upitne pouzdanosti postupka određivanja performansi isparivača, naročito zbog teškoće pouzdanog određivanja srednjeg koeficijenta prijelaza topline i s unutarnje i s vanjske strane cijevi isparivača, laboratorijski je izmjeren rashladni učin uređaja u projektnim uvjetima. Mjerenja su pokazala beznačajna odstupanja (+3%) od proračunatih vrijednosti, tako da proračun možemo smatrati točnim za inženjerske potrebe.

**Ključne riječi:** rashladni uređaj, isparivač, rashladni ormar, isparivanje

**Abstract:** Calculation, design and optimization of KEG cabinet (beer container) refrigeration unit is the main task of this article. The unit must be designed in defined dimension to be adjusted to existing cabinets. Components which are chosen make the unit perform in an optimum regime with maximal refrigeration capacity. An adequate dynamic air evaporator could not be chosen for this purpose. Therefore, calculation was made and evaporator was designed and produced by SOKO IPV d.d. from Čitluk.

Since the calculation of evaporator performance is uncertain, especially the calculation of heat transfer coefficient, the laboratory measurements are made toward project condition. Measurements showed insignificant deviation (+3%) from calculated values so the calculation could be considered correct for engineer's purpose.

**Key words:** refrigeration unit, evaporator, cooling cabinet, evaporation

Popis oznaka:

$A$  [ $m^2$ ] – površina

$B$  [ $m$ ] – širina

$c$  [ $J/kgK$ ] – specifični toplinski kapacitet

$d$  [ $m$ ] – promjer

$H$  [ $m$ ] – visina

$h$  [ $J/kg$ ] – specifična entalpija

$l$  [ $m$ ] – duljina

$k$  [ $W/m^2K$ ] – koeficijent prolaza topline

$\dot{m}$  [ $kg/s$ ] – maseni protok

$Nu$  [-] – Nusseltova značajka

$P$  [ $W$ ] – snaga

$p$  [ $Pa$ ] – tlak

$Pr$  [-] – Prandtllova značajka

$Q_o$  [ $J$ ] – rashladni učin

$q_o$  [ $J/kg$ ] – specifični rashladni učin

$Re$  [-] – Reynoldsova značajka

$s$  [ $J/kgK$ ] – specifična entropija

$\dot{V}$  [ $m^3/s$ ] – volumni protok

$w$  [ $m/s$ ] – brzina

$x$  [ $kg$  vode / $kg$ zraka] – sadržaj vlage u zraku

$\alpha$  [ $W/m^2K$ ] – koeficijent prijelaza topline

$\delta$  [ $mm$ ] – debljina

$\eta$  [ $Ns/m^2$ ] – dinamička viskoznost

$\lambda$  [ $W/mK$ ] – koeficijent toplinske vodljivosti

$\rho$  [ $kg/m^3$ ] – gustoća

$\vartheta$  [ $^{\circ}C$ ] – temperatura

$\varphi$  [%] – relativna vlažnost zraka

indeksi:

$i$  – isparivanje

$iz$  – izlaz

$ul$  – ulaz

$u$  – unutarnji

$v$  – vanjski

$ok$  – okolina

$p$  – tlak

$r$  – rebro

$m$  – srednji

$z$  – zrak

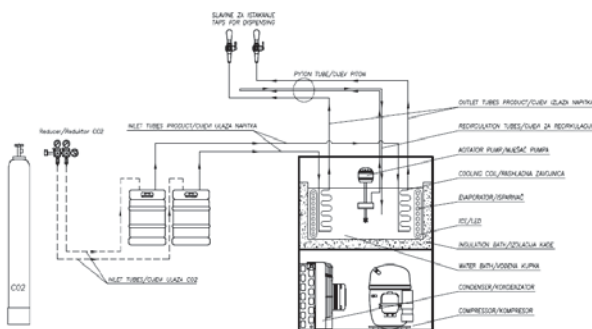
## 1. OPIS RASHLADNOG UREĐAJA

### 1.1. Princip rada rashladnog uređaja

Uređaj za hlađenje piva je dio sustava za točeno pivo. Postoje dvije osnovne grupe uređaja za hlađenje piva:

- uređaji za hlađenje piva s vodenom kupkom
- uređaji za hlađenje piva s aluminijskim blokom

Rashladni uređaji za pivo s vodenom kupkom čine većinu na tržištu. Uređaj ima vodenu kupku u koju je uronjen isparivač. U inicijalnom ("pull down") vremenu led se formira oko cijevi isparivača. Formirani led čini rezervu rashladnog učina i može se iskoristiti kod većeg termičkog opterećenja, kada je konzumacija piva veća. Zavojnica kojom teče pivo uronjena je u istu tu vodenu kupku. Pivo se potiskuje s CO<sub>2</sub> i prolazi zavojnicom gdje se hladi. Rashlađeno pivo dalje teče kroz cijev piton. Piton je izrađen od nekoliko slojeva paralelnih plastičnih cijevi i obložen je vanjskom toplinskom izolacijom. Pivo se toči pomoću slavina za istakanje koje su ugrađene na točionicima. Većina točionika su izrađena tako da omogućuju hlađenje slavina hladnom vodom koja cirkulira. To onemogućuje grijanje i pjenjenje piva. Isti model hlađenja i točenja može se primijeniti za vino, vodu i premix sokove.



Slika 1. Presjek rashladnog uređaja za pivo i funkcionalna shema kompletnog sustava istakanja

Uređaji za hlađenje piva s aluminijskim blokom imaju manji vršni kapacitet. Obično se koriste za sustave točenog piva gdje je KEG smješten u rashladne sobe ili rashladne ormare. Ovi rashladni uređaji čine manjinu na tržištu. Uglavnom se koriste u srednjoeuropskim i skandinavskim zemljama, gdje je vrlo stara tradicija konzumiranja piva. U ovakvim rashladnim uređajima ugrađene su veće komponente, stoga je i njihova cijena viša. Cjelokupni sustav je skuplji, ali kao takav osigurava bolju kvalitetu točenog piva.

### 1.2. Opis ormara za hlađenje

Rashladni ormari za pivske bačve (KEG) dio su sustava za istakanje piva gdje se koriste uređaji za hlađenje s aluminijskim blokom. Rashladni ormari služe za čuvanje pivskih bačvi na nižim temperaturama. Na taj se način osigurava bolja kvaliteta piva.



Slika 2. Rashladni ormar za pivske bačve (slika preuzeta sa: [www.oprema-intercom.com](http://www.oprema-intercom.com))

Veličina rashladnih ormara ovisi o broju pivskih bačvi koje se u njima mogu čuvati. Ormari su uglavnom izrađeni od montažnih panela, izvana obloženih krom-nikal čeličnim limom, a iznutra punjenim poliuretanskom pjenu koja služi kao toplinska izolacija. Vrata ormara su također takve konstrukcije.

Ormari su tako zamišljeni da se na njih mogu ugraditi rashladni uređaj. Funkcija rashladnog uređaja ormara je održavanje željene temperature zraka u ormaru, čime se osigurava i održavanje željene niske temperature piva u bačvama. Rashladni uređaj treba imati rashladni kapacitet dovoljan da pokrije sve toplinske gubitke nastale transmisijom topline kroz panele ormara i infiltracijom zraka iz okoline kroz pore ili otvaranjem vrata (koja nisu česta). Njegov rashladni kapacitet također treba biti dovoljan da u nekom razumnom periodu savlada toplinsko opterećenje zbog hlađenja samih bačvi ako su one dopremljene nerashlađene.

Ne postoji u svijetu referentna preporuka o temperaturama istakanja piva, ali najveći dio proizvođača piva preporuča da se ona istaču na temperaturama 4-12°C, a «lager» piva 6-8°C. Na tim se temperaturama, kažu, mogu najbolje osjetiti okus i sve arome koje pivo sadrži, a pivo je još uvijek dovoljno hladno za osvježanje. Gusta piva s puno slada («ale beer») ne mogu se istakati da budu bistra i hladna. Za njih proizvođači preporučuju da se istaču na temperaturama čak i do 15°C. S obzirom na navedene preporuke, temperature 8-12°C unutar rashladnih ormara možemo smatrati dovoljno niskima da se osigura i vrsnoća piva i da sam rashladni uređaj s aluminijskim blokom (služi za dohlađivanje piva) ima dovoljan rashladni kapacitet. Međutim, ne treba smetnuti s uma da pod utjecajem proizvođača bezalkoholnih napitaka („soft drinks“ – Coca cola i sl.), koji svoje proizvode prezentiraju kao hladni užitak koji se ispija pri temperaturama nešto višim od 0°C, proizvođači i distributeri piva također mijenjaju svoje preporuke o temperaturama istakanja piva. Zbog toga će neki od njih temperaturu zraka u rashladnim ormarima za bačve držati na razini nižoj od spomenute.

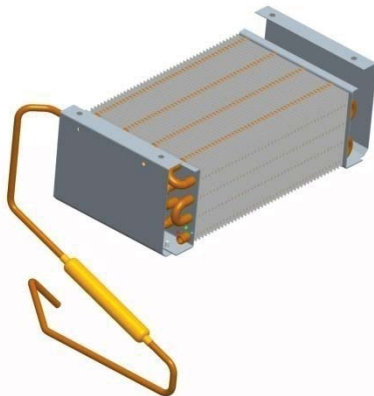
## 2. DINAMIČKI ISPARIVAČI

Kod njih se prisilna cirkulacija ostvaruje upotrebom ventilatora. Toplinski su učinkovitiji zbog prisilne cirkulacije. To su obično isparivači lamelnog tipa, ali

može biti i isparivač izrađen samo od golih cijevi i to u slučajevima kada je potreban pristup za čišćenje zbog visokih higijenskih zahtjeva. Kod čvrstog spoja između cijevi i lamela uspostavlja se intenzivni toplinski tok kroz lamele pa one poprimaju nižu temperaturu. Postoji nekoliko varijabli koje utječu na toplinsku efikasnost lamelnog dinamičkog isparivača.

- razmak između cijevi
- brzina strujanja zraka
- debljina lamela
- materijal lamela

Ako povećavamo razmak između cijevi, smanjuje se učinkovitost lamela, povećava se ukupni prijelaz topline na isparivaču, ali povećava se cijena. Ako povećavamo brzinu strujanja zraka, smanjuje se učinkovitost lamela, povećava se ukupni prijelaz topline na isparivaču, ali povećava se cijena zbog potrebe za jačim ventilatorom. Ako povećavamo toplinsku vodljivost, povećava se učinkovitost lamela, povećava se ukupni prijelaz topline na isparivaču, ali povećava se cijena zbog skupljeg materijala. Ako povećavamo debljinu lamela, povećava se učinkovitost lamela, povećava se ukupni prijelaz topline na isparivaču, ali povećava se cijena zbog veće količine materijala.



Slika 3. Isparivač s lamelama

## 2.1. Hlađenje zraka prolaskom kroz dinamički isparivač

Niz geometrijskih veličina određuju termodinamičke karakteristike isparivača prilikom hlađenja zraka. Dužina i promjer cijevi, broj redova cijevi, razmak, raspored cijevi, površina i dubina isparivača, površina lamela, debljina i razmak između lamela geometrijske su veličine koje utječu na proces hlađenja. Osim geometrijskih veličina postoje i druge veličine kao što su protok zraka, materijal isparivača, stanje čistoće površine, smjer strujanja zraka, temperatura isparivanja u isparivaču. Kod hlađenja zraka raste njegova relativna vlažnost. Hlađenjem zraka ispod linije zasićenja određeni sadržaj vlage će se kondenzirati. Pošto je temperatura hlađenih prostora uglavnom manja od 10°C, kod svih se isparivača za hlađenje zraka može očekivati kondenzacija vlage na njihovoj površini. Zbog toga se ispod isparivača

instaliraju posude koje služe za skupljanje tog kondenzata.

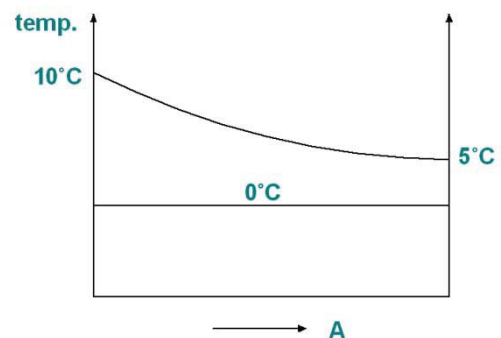
Povećanjem površine isparivača, temperatura izlaznog zraka bit će niža, sadržaj vlage će biti niži, a rashladni učin će biti viši. Povećanjem broja redova cijevi, temperatura izlaznog zraka bit će niža, sadržaj vlage bit će niži, a rashladni učin će biti viši. Povećanjem broja lamela, temperatura izlaznog zraka bit će niža, sadržaj vlage bit će niži, a rashladni učin će biti viši. Povećanjem protoka zraka, temperatura izlaznog zraka bit će viša, sadržaj vlage bit će viši, a rashladni učin će biti viši. Povećanjem temperature isparivanja, temperatura izlaznog zraka bit će viša, sadržaj vlage bit će viši, a rashladni učin će biti niži.

## 3. PRORAČUN ISPARIVAČA

### ZADANO:

- temperatura zraka u komori  $\vartheta_0 = 10^\circ\text{C}$
- temperatura isparivanja  $\vartheta_i = 0^\circ\text{C}$
- vlažnost zraka u komori  $\varphi = 60\%$
- okolina  $\vartheta_{ok} = 32^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{ok} = 65\%$

$$\Delta\vartheta = \frac{\vartheta_0 - \vartheta_i}{2} = 5^\circ\text{C}$$



Slika 4. Pretpostavka promjene temperature kroz isparivač

$$Q_0 = V_{min} \cdot \rho_z \cdot c_p \cdot (\vartheta_{ziz} - \vartheta_{zul})$$

$$V_{min} = \frac{Q_0}{\rho_z \cdot c_p \cdot (\vartheta_{ziz} - \vartheta_{zul})}$$

$$Q_0 = 474\text{W (za } 0^\circ\text{C, komresor FR8.5G,)}$$

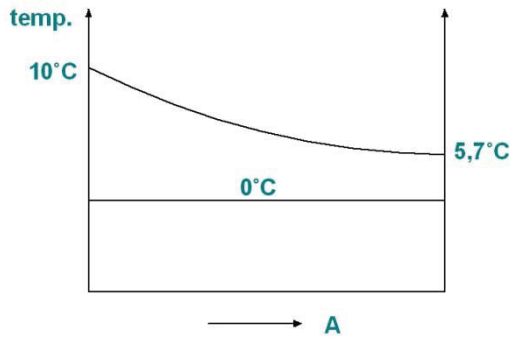
$$V_{min} = 277,47 \text{ m}^3/\text{h}$$

Odabrano: dva aksijalna ventilatora; TIP 4650 Z (sa protokom zraka od  $160 \text{ m}^3/\text{h}$ )

$$(2 * 160 = 320 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$V = \frac{Q_0}{\rho_z \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta}$$

$$\rightarrow \vartheta_{ziz} = 5,6646^\circ\text{C}$$



Slika 5. Promjene temperatura kroz isparivača

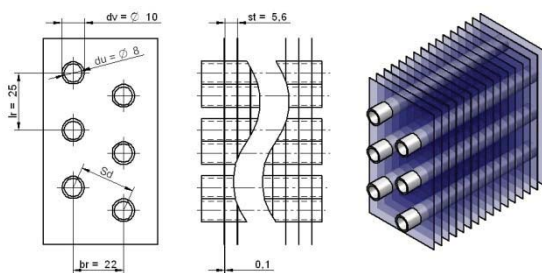
Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{zul} - \vartheta_i) - (\vartheta_{ziz} - \vartheta_i)}{\ln\left(\frac{\vartheta_{zul} - \vartheta_i}{\vartheta_{ziz} - \vartheta_i}\right)} = 7,65^\circ\text{C}$$

Srednja temperatura zraka koji struji kroz isparivač:

$$t_{zm} = \frac{\vartheta_{zul} + \vartheta_{ziz}}{2} = 7,85^\circ\text{C} \approx 7,5^\circ\text{C}$$

### Prijelaz topline na strani zraka



Slika 6. Konstrukcijske karakteristike isparivača

$$\begin{aligned} d_v &= 10\text{mm} \\ d_u &= 8\text{mm} \\ l_r &= 25\text{mm} \\ b_r &= 22\text{mm} \\ S_t &= 5,6\text{mm} \\ \delta_r &= 0,1\text{mm} \end{aligned}$$

Unutarnja površina cijevi po dužnom metru:

$$A_u = D_u \cdot \pi = 0,02513 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina rebra po dužnom metru:

$$A_r = \frac{2}{S_t} \left( b_r \cdot l_r - \frac{d_u^2 \cdot \pi}{4} \right)$$

$$A_r = 0,1684 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina golog dijela cijevi po dužnom metru:

$$A_G = \frac{S_t - \delta_r}{S_t} \cdot d_u \cdot \pi = 0,03085 \text{ m}^2/\text{m}$$

Ukupna površina izmjene topline po dužnom metru:

$$A = A_r + A_G = 0,19925 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina gole cijevi po dužnom metru:

$$A_0 = d_v \cdot \pi = 0,03142 \text{ m}^2/\text{m}$$

Omjer površina gole i orebrene cijevi:

$$\frac{A}{A_0} = 6,3415$$

Prijelaz topline na neorebrenom snopu cijevi:

Dijagonalna udaljenost  $S_D$ :

$$S_D = \sqrt{b_r^2 + \left(\frac{l_r}{2}\right)^2} = 25,3\text{mm}$$

Dva moguća slučaja:

- $2 \cdot (S_D - d_v) > (l_r - d_v)$   
 $2 \cdot (25,3 - 10) > (25 - 10)$   
 $30,6 > 15$
- $2 \cdot (S_D - d_v) < (l_r - d_v)$   
 $2 \cdot (25,3 - 10) < (25 - 10)$   
 $30,6 < 15$  (NETOČNO)

→ za orebrene cijevi:

$$\rightarrow w_m = w_0 \cdot \frac{l_r}{l_r - d_v} \cdot \frac{S_t}{S_t - \delta_r}$$

Brzina bez orebrenja  $w_0$ :

$$w_0 = \frac{V}{B \cdot H}$$

$$V = 320 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$B = 0,262\text{m} \text{ (širina isparivača)}$$

$$H = 0,105\text{m} \text{ (visina isparivača)}$$

$$w_0 = 3,2311 \text{ m/s}$$

Brzina s orebrenjem  $w_m$ :

$$w_m = w_0 \cdot \frac{l_r}{l_r - d_v} \cdot \frac{S_t}{S_t - \delta_r} = 5,483 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{w_m \cdot d_v \cdot \rho}{\eta} = 3747,363$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = 0,7421$$

Žaukaukas (1972.g.) za 16 ili više cijevi u redu:

$$Nu = F \cdot C \cdot Re^n \cdot Pr^m$$

Za šahovski raspored cijevi, za  $10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ :

$$\frac{l_r}{b_r} = 1,136 < 2$$

$$\rightarrow C = 0,35 \cdot \left(\frac{l_r}{b_r}\right)^2 = 0,4519$$

$$n = 0,60$$

$$m = 0,36$$

Korekcijski faktor F kada je manje od 16 redova:

$$F = 0,97$$

$$Nu = 54,8802$$

Nu prema [1].

ili

Nu prema Žaukaukas

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_0}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$Pr_0$  za  $\vartheta_0$

$$Pr_0 = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = 0,74094$$

$Pr_s$  za  $\vartheta_s$

$$Pr_s = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = 0,74652$$

za  $\frac{l_r}{b_r} > 0,2 \rightarrow C = 0,40; m = 0,60$

$Nu = 50,385 \rightarrow$  Odabrana vrijednost!

Koeficijent prijelaza topline na neorebrenom snopu:

$$\alpha_0 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_v} = 122,1836 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$\alpha_s = \varepsilon_r \cdot \alpha_0$  – koeficijent suhog prijelaza topline

$\varepsilon_r$  – faktor utjecaja orebrenja

$\alpha_z = \alpha_s \cdot \xi$  – koeficijent prijelaza topline s izdavanjem vlage

$\xi$  – Merkelov koeficijent (utjecaj kondenzacije pare)

Faktor utjecaja orebrenja:

$$\varepsilon_r = 1 - 0,18 \cdot \left(\frac{h_r}{S_t - \delta_r - 2 \cdot \delta_i}\right)^{0,63}$$

$h_r$  – visina rebra

$\delta_i$  – debljina slojainja

$$\varepsilon_r = (-)15397$$

$$\alpha_s = \varepsilon_r \cdot \alpha_0 = 18,8126 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Utjecaj kondenzacije pare:

$$\xi = \frac{\Delta h}{c_p \cdot \Delta \vartheta}$$

$$\varphi_{ul} = \frac{p_{ul}}{p_{sul}} \rightarrow p_{ul} = \varphi_{ul} \cdot p_{sul} = 0,6 \cdot 1227,5$$

$$= 736,5 \text{ Pa (toplinske tablice za } 10^\circ\text{C)}$$

$$x_{ul} = 0,622 \cdot \frac{p_{ul}}{p - p_{ul}} = 0,0045542$$

$$h_{ul} = 1005 \cdot \vartheta_{ul} + x_{ul} \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1930 \cdot \vartheta_{ul})$$

$$h_{ul} = 21523,4 \text{ J/kg} = 21,5234 \text{ kJ/kg}$$

$$\varphi_{iz} = \frac{p_{iz}}{p_{siz}} \rightarrow p_{iz} = \varphi_{iz} \cdot p_{siz} = 0,6 \cdot 872,2$$

$$= 523,32 \text{ Pa (toplinske tablice za } 5^\circ\text{C)}$$

$$x_{iz} = 0,622 \cdot \frac{p_{iz}}{p - p_{iz}} = 0,0032292$$

$$h_{iz} = 1005 \cdot \vartheta_{iz} + x_{iz} \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1930 \cdot \vartheta_{iz})$$

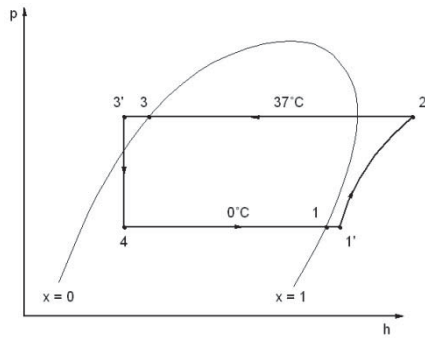
$$h_1 = 13837,02 \text{ J/kg} = 13,837 \text{ kJ/kg}$$

$$\xi = \frac{\Delta h}{c_p \cdot \Delta \vartheta} = 1,7694$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:

$$\alpha_z = \alpha_s \cdot \xi = 33,287 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Prijelaz topline na strani R134a



Slika 7. Dijagram rashladnog kružnog procesa

$$h_4 = h'_4 + x \cdot (h''_4 - h'_4)$$

$$\rightarrow h_4 \text{ iz dijagrama} \rightarrow h_4 = h'_3 \cong h_3 = 249 \text{ kJ/kg}$$

$$x = \frac{h_4 - h'_4}{h''_4 - h'_4} = 0,2467$$

$$v_4 = v'_4 + x \cdot (v''_4 - v'_4)$$

$$v_4 = 0,01768 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_1 - h_4}$$

$$\rightarrow h_1 = h''_4 = 398,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m} = 0,0032086 \text{ kg/s} = 11,55 \text{ kg/h}$$

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_4 = 0,2042 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$w_{ul} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{d_u^2 \cdot \pi} = 1,1286 \text{ m/s}$$

Reynoldsova značajka:

$$Re = \frac{w_{ul} \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} = 43122,43$$

(turbulentno strujanje)

Prandtllova značajka:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = 3,9516$$

Nuseltova značajka (duga cijev  $l < 40d$ ):

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

$$Nu = 200,022$$

Jednadžbe iz [2]:

$D$  [ft] – unutarnji promjer cijevi

$h \left[ \frac{\text{Btu}}{h \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \right]$  – koeficijent prijelaza topline

$h_{fg} \left[ \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} \right]$  – specifični rashladni učinak

$J \left[ 778,3 \cdot \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}_f}{\text{Btu}} \right]$  – mehanički ekvivalent topline

$k \left[ \frac{\text{Btu}}{h \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}} \right]$  – koeficijent vodljivosti topline

$L$  [ft] – duljina cijevi

$$h_{tp} = 0,0082 \cdot \frac{k_1}{D} \cdot (K_f \cdot Re_1^2)^{0,4}$$

$$K_f = \frac{J \cdot h_{fg} \cdot \Delta x}{L}$$

$$J = 778,3 \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}_f}{\text{Btu}}$$

$$h_{fg} = h_1 - h_4 = h''_4 - h_4$$

$$1 \text{ lbm} = 0,45359 \text{ kg}$$

$$1 \text{ Btu} = 1054,35 \text{ J}$$

$$\rightarrow 1 \text{ kg} = 2,20463 \text{ lbm}$$

$$\rightarrow 1 \text{ J} = 0,00094845 \text{ Btu}$$

$$h''_4 = 398,6 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 398,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,00094845 \text{ Btu}}{2,20463 \text{ lbm}}$$

$$= 171,481 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

$$h_4 = 249 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 107,122 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

$$h_{fg} = 171,481 - 107,122 = 64,359 \text{ Btu/lbm}$$

$$\Delta x = x_1 - x_4 = 1 - 0,2467 = 0,7533$$

$L$  – pretpostavka – 12m

$$1 \text{ m} = 3,28084 \text{ ft}$$

$$L = 39,37 \text{ ft}$$

$$K_f = \frac{778,3 \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}_f}{\text{Btu}} \cdot 64,359 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} \cdot 0,7533}{39,37 \text{ ft}}$$

( $\text{lb}_f = \text{lbm}$ )

$$K_f = 958,427$$

$$h_{tp} = 0,0082 \cdot \frac{k_1}{D} \cdot (K_f \cdot Re_1^2)^{0,4}$$

$$D = 0,008 \cdot 3,28084 \text{ ft} = 0,02624 \text{ ft}$$

$$k_1 = 0,092 \frac{W}{mK}$$

$$\frac{W}{mK} = 1,7307 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot F}$$

$$k_1 = \frac{0,092}{1,7307} = 0,05316 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot F}$$

$$h_{tp} = 1320,742 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F}$$

$$\left[ \frac{\frac{Btu}{h \cdot ft \cdot F}}{\frac{ft}{1}} = \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F} \right]$$

$$\frac{W}{m^2 \cdot K} = 5,6786 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F}$$

$$h_{tp} = 1320,752 \cdot 5,6786 = 7500,022 \frac{W}{m^2 K} (\alpha_{R12})$$

**Napomena:** Proračun za koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari izveden je za R12. Dokazano je [3] da je koeficijent prijelaza topline za radnu tvar R134a u prosjeku 20% veći od koeficijenta prijelaza topline za R12. Ako dobiveni  $\alpha_{R12}$  povećamo za 20%, koeficijent prolaza topline u tom slučaju iznosi  $k = 32,506 \text{ W/m}^2\text{K}$ , a ukupna duljina cijevi isparivača je kraća za nekoliko centimetara, što na duljinu od 10 metara možemo zanemariti. Nakon ispitivanja uređaja sve ove veličine bit će izmjerene i uspoređene s proračunatim vrijednostima.

**Koeficijent prolaza topline:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{A}{A_0} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{134a}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right)}$$

$$\delta_c = \frac{d_v - d_u}{2} = 0,001m$$

$$\lambda_c = 372 \text{ W/mK} \quad (\text{toplinske tablice} \rightarrow \text{trgovački bakar})$$

$$k = 32,358 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Dimenzije:**

**Ukupna površina izmjenjivača topline:**

$$A_{isp} = \frac{Q_0}{k \cdot \Delta\vartheta_m} = 1,939 \text{ m}^2$$

**Ukupna duljina cijevi:**

$$L = \frac{A_{isp}}{A} = 9,7315 \text{ m}$$

**II.iteracija**

$$L = 9,7104 \text{ m}$$

**III.iteracija**

$$L = 9,7104 \text{ m}$$

**Dužina jedne cijevi:**

$$l = \frac{L}{n} = 9,7104 \text{ m} \quad (\text{stvarno} \approx 9,95m)$$

$n$  – broj paralelno napajanih cijevi

**Visina isparivača:**

$$H = (n_1 + 1) \cdot l_r = 0,125m \quad (\text{stvarno } 0,105m)$$

$n_1$  – broj prolaza cijevi po visini

**Dubina isparivača:**

$$B = (n + 1) \cdot b_r = 0,198m \quad (\text{stvarno } 0,175m)$$

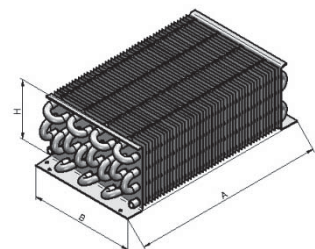
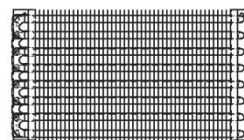
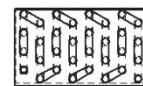
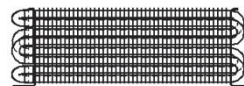
**Širina isparivača:**

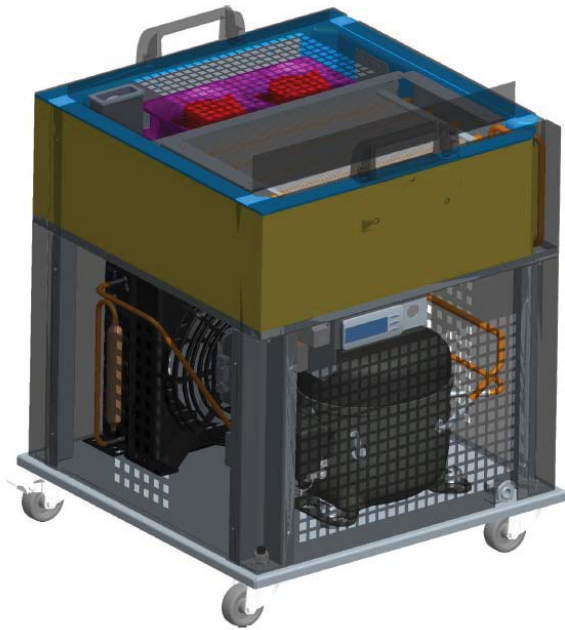
$$A = \frac{l}{n_2} = 0,303m \quad (\text{stvarno } 0,311m)$$

$n_2$  – ukupan broj prolaza cijevi

**Konačne dimenzije:**

$$A \cdot H \cdot B = 303 \cdot 125 \cdot 198$$



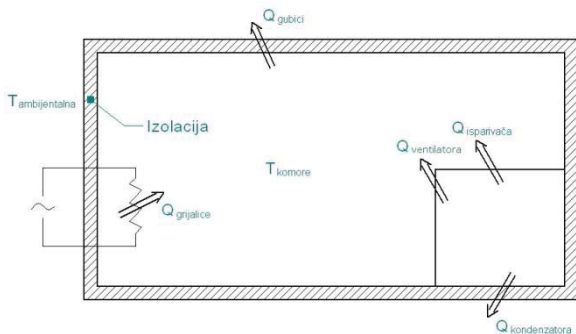


Slika 8. Konstrukcija gotovog uređaja

#### 4. LABORATORIJSKO ISPITIVANJE

Uređaj je ispitivan na ambijentalnoj temperaturi  $23,9 \pm 0,1^\circ\text{C}$ , uz relativnu vlažnost zraka od  $65 \pm 5\%$ .

Komora za ispitivanje ima vanjske dimenzije  $425 \times 425 \times 635$  mm (dužina x širina x visina). Izolirana je ekspanziranom polistirenom debljine 30 mm. Rubovi komore su izolirani armafleks trakom debljine 3 mm i širine 50 mm. Sam spoj komore i rashladnog uređaja izoliran je armafleks trakom debljine 6 mm i širine 30 mm.



Slika 9. Komora za ispitivanje

Unutar komore nalazi se grijač koji ima mogućnost ručnog podešavanja napona, odnosno snage. Grijačem unosimo toplinu u komoru. Kada temperaturu unutar komore dovedemo na željenu razinu, snaga koju ima grijač u tom trenutku predstavlja neto snagu rashladnog uređaja. Rashladna snaga uređaja ostvarena na isparivaču je nešto veća jer se dio te snage poništava zbog gubitaka toplote kroz izolaciju, ali i toplinskog opterećenja ventilatora.

Smanjivanjem napona, odnosno snage grijača, smanjuje se temperatura unutar komore. Temperatura isparivanja

pada, a time pada i rashladni učin rashladnog sustava, a rastu gubici prijenosa toplote kroz izolaciju komore.

#### 4.1. Gubici kroz izolaciju

Komora za ispitivanje ima vanjske dimenzije  $425 \times 425 \times 635$  mm (dužina x širina x visina).

Izolirana je polistirenom debljine 30 mm.

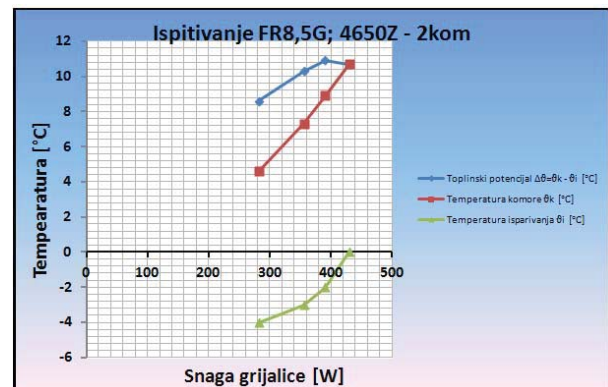
$$\Phi = A \cdot q = A \cdot \frac{\vartheta_a - \vartheta_k}{\frac{1}{\alpha_u} + \frac{\delta_{izo}}{\lambda_{izo}} + \frac{1}{\alpha_v}}$$

$$\Phi = 19,8 \text{ W}$$

#### 4.2. Gubici zbog toplinskog opterećenja ventilatora

Ventilator 4650Z - 2kom:  $19 \times 2 = 38\text{W}$

#### 4.3. Ispitivanja



Slika 10. Dijagram ispitivanja (FR8,5G; 4650Z – 2kom)

Snaga grijalice predstavlja neto iskoristivu snagu za hlađenje produkata unutar komore. Realizirani rashladni učin veći je od snage grijalice upravo za iznos spomenutih gubitaka.

### 5. ZAKLJUČAK

Nakon provedenih laboratorijskih ispitivanja rezultati su bili zadovoljavajući za proračunati i konstruirani rashladni uređaj. Rashladni učin za odabrani kompresor u idealnim uvjetima iznosi  $474\text{W}$ , što je u stvarnosti i ostvareno, ali zbog gubitaka kroz izolaciju (koji u našem slučaju iznose  $20\text{W}$ ) i zbog gubitaka toplinskog opterećenja rada ventilatora (koji iznose  $38\text{W}$ ), iskoristiva snaga hlađenja je nešto manja.

#### 5.1. Rezultati ispitivanja



<b>Kompresor:</b>	<b>FR8,5G</b>
<b>Ventilator:</b>	<b>4650Z (2x)</b>
<b>Ulazne vrijednosti</b>	
<b>Protok zraka:</b>	<b>320 m<sup>3</sup>/h</b>
<b>Nominalni rashladni učin:</b>	<b>474 W</b>
<b>Temp. isparivanja:</b>	<b>0 °C</b>
<b>Temp. komore:</b>	<b>10 °C</b>
<b>Izlazne vrijednosti</b>	
<b>Neto rashladni učin:</b>	<b>430 W</b>
<b>Temp. isparivanja:</b>	<b>0 °C</b>
<b>Temp. komore:</b>	<b>10,3 °C</b>
<b>Ostvareni rashladni učin:</b>	<b>488 W</b>

Ispitivanjem je dokazano da su pravilno proračunate sve komponente konstruiranog sustava. Teoretski potreban protok zraka za tražene temperature i rashladni učin iznosi 280 m<sup>3</sup>/h, te su zbog toga odabrana dva ventilatora tipa 4650Z (2 x 160 m<sup>3</sup>/h = 320 m<sup>3</sup>/h). Kod projektnih temperatura (temperatura u komori +10 °C i temperatura isparivanja 0 °C) izmjereni neto rashladni učin je približno 430 W. Ako se tome dodaju proračunati toplinski gubici od 20 W kroz izolaciju i unesena snaga motora ventilatora od 38 W, dobivamo ostvareni rashladni učin sustava od 488 W, što je 3% više od deklariranog (474 W). Ova je nesukladnost toliko mala da nije potrebno tražiti uzroke. Oni mogu ležati u činjenici da je stvarna temperatura kondenzacije nešto niža od deklarirane temperature (55 °C), pri kojoj je dan rashladni učin kompresora. Rashladni učin sustava raste kod sniženja temperature kondenzacije. Da bi se dosegla deklarirana temperatura kondenzacije, trebalo bi promijeniti (povećati) okolnu temperaturu (24 °C), a to bi znatno promijenilo zadane uvjete rada. Zbog toga izmjereni rashladni učin, u ovakvim okolnostima, možemo smatrati potpuno sukladnim s deklariranim rashladnim učinkom.

## 5. POPIS LITERATURE

- [1] Khan, A. (2004): *Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks*, PhD Thesis, University of Waterloo, Ontario, Canada,
- [2] Admiraal, M., Bullard, W. (1993): *Heat Transfer in Refrigerator Condensers and Evaporators*, University of Illinois, U.S.A., study
- [3] Kedzierski, M. A.; Kaul, M. P. (1993): *Horizontal Nucleate Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Measurements and Visual Observations for R12, R134a, and R134a/Ester Lubricant Mixtures*. Korean Society of Mechanical Engineers. Symposium on Transport Phenomena (ISTP-6) in Thermal Engineering, 6th International. Volume 1. May 9-13, 1993, Seoul, Korea, Lee, J. S.; Chung, S. H.; Kim, K. H., Editor(s)(s), 111-116 pp, 1993