

UPOREDNA ANALIZA POTROŠNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE KASKADNOG SISTEMA R134A/CO₂ SA JEDNOSTEPENOM R404A I DVOSTEPENOM CO₂ INSTALACIJOM

COMPARATIVE ANALYSIS OF ELECTRIC ENERGY CONSUMPTION OF CASCADE SYSTEM R134A/CO₂
WITH SINGLE STAGE R404A AND TWO-STAGE CO₂ INSTALLATION

Dimitrije NINKOVIĆ, Uroš MILOVANČEVIĆ, Milena OTOVIĆ, Vladimir ČERNICIN*
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd

<https://doi.org/10.24094/kgkh.019.50.1.295>

U radu je sprovedena analiza potrošnje električne energije tri različite rashladne instalacije: kaskadne rashladne mašine sa rashladnim fluidima R134a u gornjoj i CO₂ u donjoj kaskadi, jednostepene rashladne mašine koja radi sa freonom R404A i dvostepene natkritične rashladne mašine sa fluidom CO₂. Ispitan je indirektan uticaj rashladnog sistema na globalno zagrevanje kroz potrošnju električne energije.

Dat je opis ovih termodinamičkih ciklusa i napravljeni su modeli na osnovu kojih je vršena analiza potrošnje električne energije potrebne za pogon kompresora kao najvećeg potrošača, za rashladni učinak isparivača od 5,7 kW na temperaturi isparavanja -30 °C za meteorološku 2017. godinu na teritoriji grada Beograda. Kao osnova za poređenje usvojena je postojeća rashladna mašina koja se nalazi u Laboratoriji za termotehniku na Mašinskom fakultetu u Beogradu.

Ključne reči: kaskadna rashladna mašina; CO₂; R404A; GWP; potrošnja električne energije

The paper analyzes electric energy consumption of three different refrigeration installations: cascade refrigeration system with R134a in the high temperature circuit and CO₂ in the low temperature circuit, single stage refrigeration system operating with R404A and two-stage transcritical CO₂ system. The indirect impact of the refrigeration system on global warming through electric energy consumption was examined.

Thermodynamic cycles of these installations have been described and models have been developed to analyze the electric energy consumption required to drive the compressor as the largest consumer, for the cooling capacity of the evaporator 5,7 kW at evaporation temperature -30 °C for meteorological 2017, in the city of Belgrade. As a basis for comparative analysis, the existing cascade refrigeration system, which is located in the Laboratory for Thermal Science at the Faculty of Mechanical Engineering in Belgrade, was selected.

Key words: cascade refrigeration system; CO₂; R404A; GWP; electric energy consumption

1. Uvod

Rashladni sistemi za klimatizaciju vazduha kao i drugi sistemi za hlađenje se pune rashladnim fluidima koji imaju bitan uticaj na životnu sredinu. Svi freoni, pa i oni koji ne sadrže hlor i ne oštećuju ozonski omotač, imaju negativan uticaj na

životnu sredinu, jer utiču na globalno zagrevanje. Veliki procenat ove emisije dolazi iz zemalja u razvoju, kao što je Srbija.

Rashladni sistemi dvojako utiču na globalno zagrevanje. Sa jedne strane, globalno zagrevanje potiče od ispuštanja freona iz rashladnih sistema u okolinu, što predstavlja direktan uticaj na globalno zagrevanje, a sa druge od potrošnje energije

* Autor za korespondenciju: vcernicin@mas.bg.ac.rs

koja se koristi za rad rashladnih sistema, što predstavlja indirektan uticaj. Kao mera direktnog uticaja rashladnih sistema na globalno zagrevanje koristi se GWP faktor (*Global Warming Potential*). Da bi definisali mere za smanjenje štetnog uticaja freona, trebalo bi utvrditi količinu freona koja se ispusti iz sistema u okolinu, kao i GWP faktor rashladnog fluida.

Freon R404A pripada grupi HFC rashladnih fluida sa velikom vrednošću GWP faktora ($GWP_{R404A} = 3922$) i teži se smanjenju potrošnje ove supstancije (shodno Kigali amandmanu Montrealskog protokola), odnosno njegovoj postepenoj zameni sa odgovarajućim fluidima. Ugljen-dioksid kao prirodni rashladni fluid, koji ima nisku vrednost GWP faktora ($GWP_{CO_2} = 1$), nameće se kao moguća alternativa.

Drugi kriterijum koji se posmatra, kad je u pitanju zamena jednog rashladnog fluida drugim, jeste indirektan uticaj rashladnog sistema na okolinu. Budući da sama konstrukcija rashladnog sistema zavisi od odabira rashladnog fluida, to će uticati dalje i na odabir kompresora kao najvećeg potrošača električne energije, samim tim i na potrošnju električne energije. Iz tog razloga, cilj ovog rada je da se na primeru tri različite instalacije preko potrošnje električne energije razmotri primena sistema sa R404A i sistema sa CO_2 u komercijalne svrhe. Time će se preko indirektnog uticaja na okolinu pokazati da li CO_2 primenjen u odgovarajućem rashladnom sistemu može predstavljati adekvatnu zamenu R404A u budućnosti.

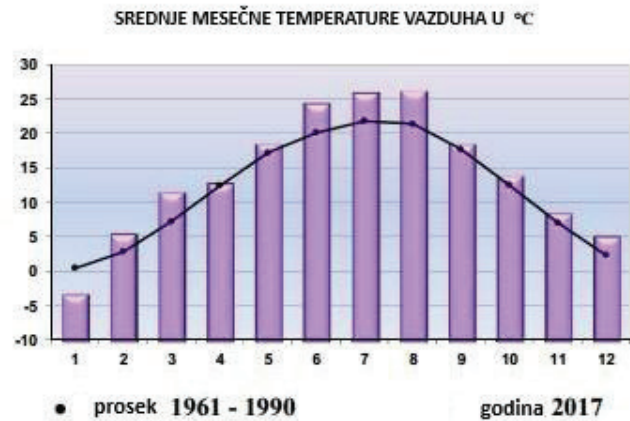
2. Spoljašnji uslovi

Spoljna temperatura vazduha ima ključnu ulogu pri određivanju temperature kondenzacije kod vazduhom hlađenih kondenzatora, koja pak direktno utiče na potrošnju električne energije potrebne za rad kompresora. Proračuni su sprovedeni za kalendarsku 2017. godinu. Na slici 1 stubićima su prikazane srednje mesečne temperature za 2017. godinu i uporedo s njima su tačkasto prikazane prosečne srednje mesečne temperature za period od 1961. do 1990. godine. Sa slike se zaključuje da postoje mala odstupanja u prosečnim mesečnim temperaturama.

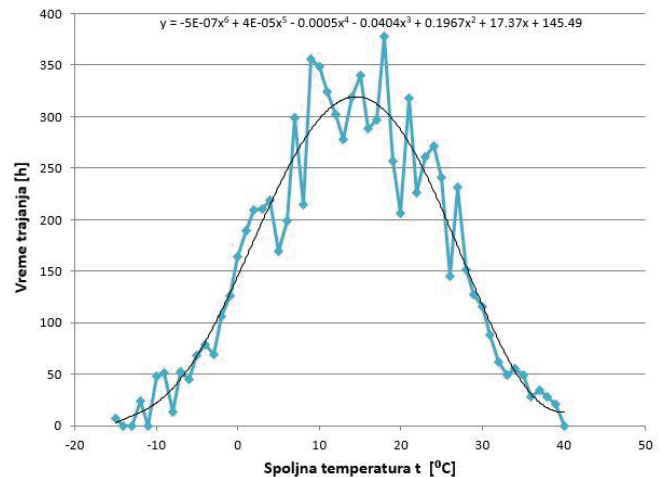
Merenja temperature su vršena u Beogradu tri puta dnevno. Određeno je prvo koliko se puta neka temperatura ponovila u tom periodu merenja za kalendarsku 2017. godinu, a potom je izračunato ukupno vreme trajanja posmatrane temperature vazduha (od $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $40\text{ }^{\circ}\text{C}$) tokom cele godine. Statistički posmatrano, dobijena je raspodela temperatura koja se može predstaviti polinomom šestog reda, prikazano na slici 2, što predstavlja prirodnu (Gausovu) raspodelu.

Radi pojednostavljenja analize, temperatura isparavanja, kao i parametri pregrevane pare na usisu kompresora donje

kaskade su u analizi bili konstantni, a proračun je izvršen za celu godinu, tj. za svih 8760 h.



Slika 1. Srednje mesečne temperature – 2017. godina



Slika 2. Vreme trajanja određenih temperatura u toku 2017. godine

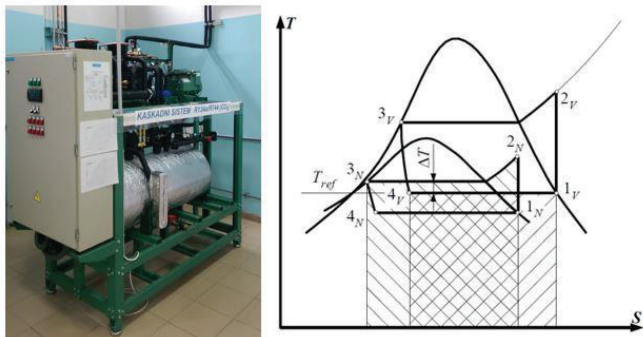
3. Kaskadna rashladna mašina R134a/ CO_2

Kad se posmatra ekološki faktor i smanjenje punjenja rashladnih fluida, onda jedno od rešenja predstavlja primena kaskadnih rashladnih sistema. U donjoj kaskadi je sve češći CO_2 , dok se za gornju kaskadu, na strani visokog pritiska, mogu koristiti HC, HFC ili NH_3 .

Ako se HFC fluidi koriste u gornjoj kaskadi, R134a je bolja opcija zbog nižeg GWP faktora u poređenju sa R404A. S druge strane, NH_3/CO_2 kaskadni sistemi imaju najveću efikasnost i kod njih svaki od navedena dva rashladna fluida radi

u području sa najboljim karakteristikama. Naravno, kod amonijaka se mora voditi računa o dodatnim merama bezbednosti.

Kaskadna rashladna mašina koja će biti ovde analizirana je u funkciji i nalazi se u Laboratoriji za termotehniku na Mašinskom fakultetu u Beogradu. Sastoji se iz dve kaskade. U donjoj kaskadi nalazi se CO₂, dok se u gornjoj kaskadi nalazi R134a. Na slici 3 prikazana je kaskadna rashladna mašina i njen termodinamički ciklus u T - S dijagramu.



Slika 3. Kaskadna rashladna mašina (R134a/CO₂) i njen T - S dijagram

Na osnovu poznatih veličina stanja i zadatog rashladnog učinka na isparivaču od 5,7 kW ($t_0 = -30$ °C) izračunati su protoci, snage kompresora, kao i količina toplote odvedena od kondenzatora. Takođe je izračunat i koeficijent hlađenja same mašine: COP = 2,28.

3.1. Kompresori kaskadne mašine

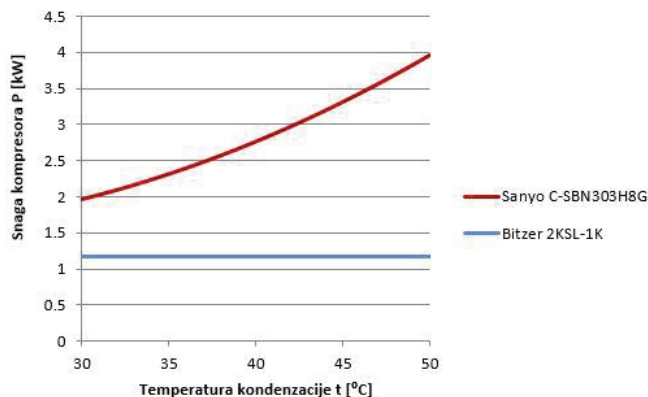
Na osnovu poznatih termotehničkih parametara (temperatura isparavanja, rashladni učinak, temperatura kondenzacije, temperatura pregrejane pare na usisu u kompresor, temperatura prehladivanja na izlazu iz kondenzatora), usvojeni su sledeći kompresori.

Kompresor donje kaskade je klipni poluhermetički kompresor *Bitzer 2KSL-1K*. Da bi se pojednostavila analiza u ovom radu, usvojeno je da su temperature isparavanja i kondenzacije u donjoj kaskadi konstantne, što ima za posledicu konstantnu snagu kompresora od 1,17 kW.

U gornjoj kaskadi se nalaze dva paralelno vezana *scroll* kompresora *SANYO (Panasonic) C-SBN303H8G*. Sproveden je analitički postupak za određivanje učinka kompresora gornje kaskade, pri regulisanju rada promenom broja obrtaja. To omogućava da se izračunaju željene vrednosti snage kompresora za željeni rashladni učinak pri variranju temperature kondenzacije.

Analitičkim pristupom najpre se došlo do veze između željenih veličina i standardnih kataloških vrednosti. Potom se

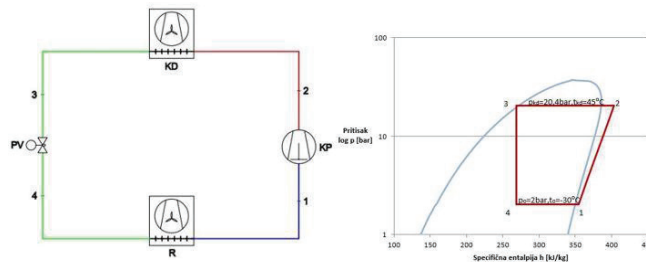
za opseg temperatura kondenzacije od 25 °C do 50 °C došlo do vrednosti snage kompresora na tim temperaturama. Na osnovu dobijenih vrednosti određena je kriva snage kompresora u zavisnosti od temperature kondenzacije, što se može videti i na slici 4.



Slika 4. Zavisnost snage kompresora od temperature kondenzacije

4. Jednostepena rashladna mašina R404A

Izvršena je termodinamička analiza jednostepene rashladne mašine sa R404A, koja se često koristi u praksi. Ovaj rashladni fluid predstavlja smešu tri različita freona: R125, R143a i R134a u masenom odnosu 44%, 52% i 4%, respektivno. Jednostepena mašina i njen termodinamički ciklus se mogu videti na slici 5.



Slika 5. Jednostepena rashladna mašina (R404A) i njen log-p-h dijagram

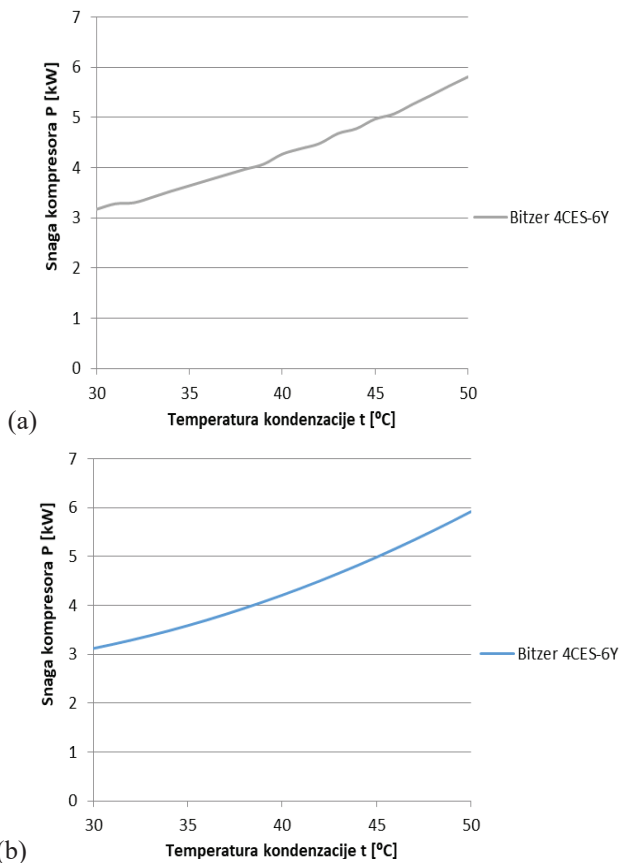
Analogno prethodnom proračunu, na osnovu poznatih veličina stanja i zadatog rashladnog učinka isparivača od 5,7 kW definisane su i veličine procesa. Koeficijent hlađenja jednostepene mašine iznosi COP = 1,795.

4.1. Izbor kompresora za jednostepenu mašinu

Za rad jednostepene rashladne mašine usvojen je kompresor *Bitzer 4CES-6Y*.

Da bi se rashladni učinak održavao konstantnim pri promeni temperature kondenzacije, vršeno je frekventno regulisanje kompresora. Za svaku temperaturu kondenzacije počevši od 25 °C do 50 °C je nađena odgovarajuća frekvencija, najniža temperatura kondenzacije je uslovljena neometanim radom prigušnog ventila i kompresora, a najviša maksimalnom spoljnom temperaturom vazduha od 40 °C.

S obzirom da je najmanji korak frekvencije 1 Hz (ograničeno programom proizvođača), vrednosti rashladnog učinka se ne poklapaju u potpunosti, već postoje mala odstupanja od željene vrednosti, što se vidi na slici 6a.



Slika 6. Snaga kompresora (R404A) u zavisnosti od temperature kondenzacije; (a) softverski dobijene vrednosti, (b) analitički postupak

Da bi se dobio pravilan trend krive zavisnosti snage kompresora od temperature, ponovo je sproveden analitički postupak. Izračunate su snage kompresora u odgovarajućem opsegu temperatura kondenzacije, pa je formirana kriva zavisnosti predstavljena kao kvadratna funkcija (slika 6b).

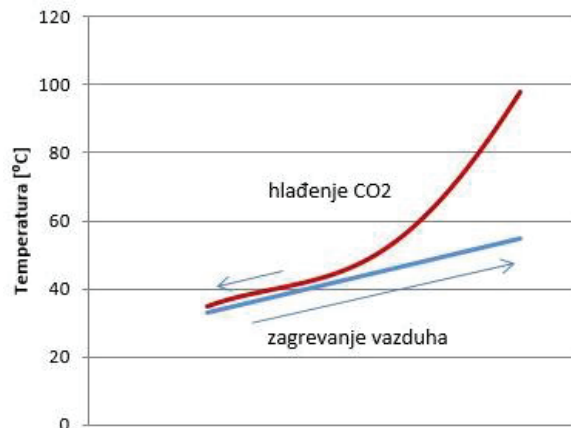
5. Dvostepena natkritična rashladna mašina CO₂

Proces u natkritičnom rashladnom sistemu koji koristi CO₂ je po mnogo čemu različit od procesa u potkritičnom rashladnom sistemu koji koristi tradicionalne rashladne fluide, kao što je npr. R134a.

U potkritičnom rashladnom ciklusu predaja količine toplote okolini dovodi do kondenzacije rashladnog fluida. Veliki deo protoka sa strane rashladnog fluida je dvofazna mešavina tečnosti i pare. Za dvofazni tok u termičkoj ravnoteži pritisak je jednak pritisku zasićenja za temperaturu vlažne pare.

Za natkritične procese, predaja količine toplote neće biti praćena kondenzacijom već hlađenjem gasa u natkritičnoj oblasti. Posledično, temperatura rashladnog fluida će se menjati tokom celog procesa razmene toplote. Zato što nema promene faze, ne važi kriva napona pare (odnosno kriva ključanja). Iz tog razloga pritisak u hladnjaku se drugačije definiše.

Predaja količine toplote toplotnom ponoru pri procesu kondenzacije se odlikuje, u teorijskim razmatranjima, konstantnom temperaturom rashladnog fluida, dok se fluid koji predstavlja toplotni ponor pri tome zagreva od ulaza ka izlazu iz kondenzatora. Na izlazu iz kondenzatora je najmanja razlika temperatura između ova dva fluida. Nasuprot tome, kod natkritičnih sistema najmanja temperaturska razlika nije na izlazu, već najčešće na ulazu ili negde između ulaza i izlaza hladnjaka gasa (slika 7), što zavisi od pritiska i temperature.

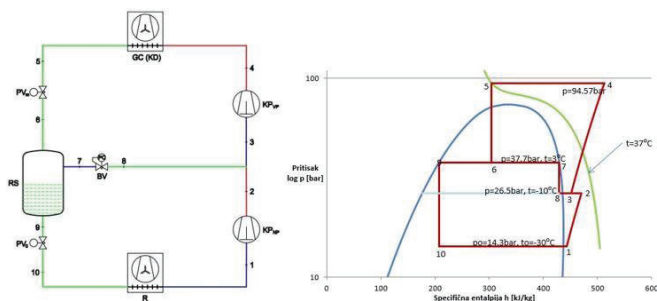


Slika 7. Proces hlađenja CO₂ u hladnjaku gasa

Pošto temperatura rashladnog fluida nije konstantna u hladnjaku gasa, pritisak se optimizuje tako da COP bude maksimalan za datu izlaznu temperaturu CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa. Postoji i mogućnost optimizacije CO₂ postrojenja i prema maksimalnom rashladnom učinku na isparivaču, pri čemu se maksimumi krivih COP-p i Q₀-p ne poklapaju.

5.1. Određivanje maksimalnog koeficijenta hlađenja (COP) za dvostepenu natkritičnu mašinu

Ako posmatramo jednostepenu natkritičnu mašinu, za definisanu temperaturu CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa, variranjem pritiska u hladnjaku došlo bi do povećanja ili smanjenja utrošenog rada kompresora i odvedene količine toplote u isparivaču. Samim tim, menja se i COP rashladne mašine. Optimizacijom pritiska u hladnjaku gasa određivanjem maksimalnog COP-a bi se značajno uticalo na efikasnost mašine.



Slika 8. Dvostepena natkritična rashladna mašina (CO₂) i njen log-p-h dijagram

Po istom principu, za analiziranu dvostepenu natkritičnu rashladnu mašinu na slici 8, može se definisati optimalni pritisak u hladnjaku gasa. Budući da je mašina složenija, varijacija pritiska utiče na promenu više veličina stanja, pa je i proračun složeniji. Koeficijent hlađenja za mašinu prikazanu na slici 8 se može izračunati preko:

$$COP = \frac{\Phi_0}{P} = \frac{\Phi_0}{P_{NP} + P_{VP}} = \frac{(h_1 - h_{10})}{(h_2 - h_1) + \frac{1}{1 - x_6}(h_4 - h_3)} \quad (1)$$

Na osnovu jednačine (1) izvršena je termodinamička analiza ciklusa (u tabeli 1 prikazano je određivanje COP za temperaturu CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa od 35 °C). Na levoj strani (tabela 1) prikazane veličine stanja su konstantne na razmatranoj temperaturi od 35 °C, dok su na desnoj strani veličine zavisno promenljive od pritiska u hladnjaku gasa.

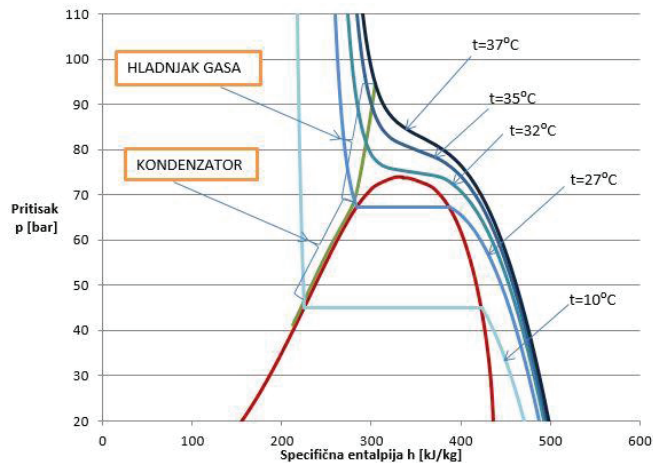
Kao što je već poznato, temperatura rashladnog fluida na izlazu iz hladnjaka gasa, direktno zavisi od temperature ponora. Budući da je toplotni ponor okolni vazduh, njegova temperatura se često menja što uslovljava i promenu temperature CO₂ na izlazu iz hladnjaka. Da bi se izbeglo stalno sprovođenje složenog proračuna određivanja optimalnog pritiska za svaku temperaturu pojedinačno, razvijena je posebna zavisnost između optimalnih pritisaka i temperature CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa.

Na slici 9 je prikazana zelenom bojom upravo ta pomenuta zavisnost između optimalnih pritisaka i temperatura na izlazu iz hladnjaka gasa. Može se primetiti da tačka preloma ove linije predstavlja ništa drugo nego razgraničenje područja

Tabela 1. Maksimalni COP za dvostepenu rashladnu mašinu, za t_{GC} = 35 °C

h ₁ [kJ/kg]	443,259	p [bar]	h ₆ [kJ/kg]	x ₆	h ₃ [kJ/kg]	h ₄ [kJ/kg]	COP	MAX COP
s ₁ [kJ/kgK]	2,0239	70	416,1822	0,941372	431,5701	470,86	0,352066	2,351028
h _{2id} [kJ/kg]	469,787	...						
h ₂ [kJ/kg]	469,787	79,5	356,5994	0,672824	442,4724	491,04	1,589406	
h ₇ =h ₈ [kJ/kg]	429,19	...						
h ₉ =h ₁₀ [kJ/kg]	207,32	89	301,3909	0,423991	452,5742	510,38	2,351028	
η _{inp}	1	...						
η _{ivp}	1	90,4	299,2061	0,414144	452,974	511,78	2,350547	

rada kondenzatora i hladnjaka gasa. Uprkos činjenici da kritična temperatura CO₂ iznosi 31 °C na pritisku od 73,6 bar i da se očekuje da predaja toplote na nešto nižim temperaturama bude praćena kondenzacijom, ovaj mali deo oblasti do prelomne tačke, je razmatran kao da ne dolazi do kondenzacije CO₂, radi sigurnosti u radu, odnosno u prelaznom režimu ovaj razmenjivač toplote je tretiran kao hladnjak gasa.



Slika 9. Upravljanje hladnjakom gasa prema maksimalnom COP-u

Za posmatranu analizu, optimalni pritisci su dobijeni za određene temperature. S druge strane, uočavajući skoro pa linearnu zavisnost između ovih tačaka u oblasti rada hladnjaka gasa, vrednosti se mogu odrediti ili pak proveriti preko jednačine (2), pri čemu su odstupanja zanemarljiva.

$$p_{opt} = 1 + 2,52 \cdot t_{GC} \quad (2)$$

Dimenzionisanje komponenata ove rashladne mašine izvršeno je za projektne uslove, gde je temperatura spoljnog vazduha 35 °C, pa je sa adekvatnom temperaturskom razlikom od $\Delta t = 2$ °C za hladnjak gasa, temperatura na izlazu iz hladnjaka gasa 37 °C. Za ostale posmatrane temperature, pri analizi, usvojeno je da temperaturska razlika pri predaji količine toplote toplotnom ponoru, odnosno spoljnom vazduhu u režimu rada hladnjaka gasa iznosi $\Delta t = 2$ °C, dok je u režimu rada kondenzatora računato sa $\Delta t = 4$ °C, za razliku od prethodnih mašina (kod kojih je razlika temperatura na ulazu bila $\Delta t = 10$ °C).

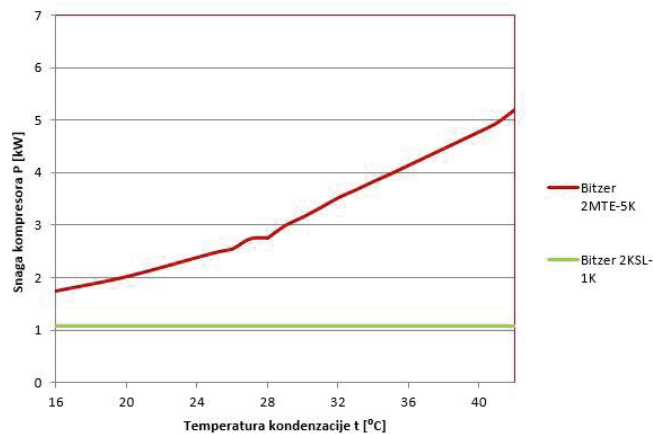
5.2. Izbor kompresora za dvostepenu natkritičnu mašinu

Kompresor *Bitzer 2KSL-1K* donje kaskade kaskadne mašine usvojen je kao kompresor niskog pritiska. Kao kompresor visokog pritiska usvajen je kompresor *Bitzer 2MTE-5K*.

Nakon izbora kompresora, izvršeno je variranje temperatura na izlazu iz hladnjaka gasa od 13 °C do 42 °C, i za svaku temperaturu su dobijeni rezultati optimalnog pritiska u hladnjaku gasa, masenog protoka kroz kompresor visokog pritiska, kao i temperature na usisu kompresora visokog pritiska (stanje 3, slika 8). Na osnovu ovih podataka, određene su snage kompresora za različite temperature na izlazu iz hladnjaka gasa.

Kompresor niskog pritiska će raditi konstantno u istom režimu, jer mu se veličine stanja na usisu i potisu ne menjaju tokom vremena. Moguće je svakako vršiti analizu/upravljanje ovog sistema sa kliznim pritiskom na potisu kompresora niskog pritiska.

Sa promenom temperature CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa (stanje 5, slika 8) menja se i stanje CO₂ na usisu u kompresor visokog pritiska (stanje 3, slika 8). Što je temperatura na izlazu iz hladnjaka gasa niža, to je stanje 3 bliže stanju 2, odnosno temperatura u stanju 3 je viša. Pošto je maksimalna temperatura pregrejane pare na usisu razmatranog modela kompresora visokog pritiska 25 °C (ograničenje proizvođača), potrebno je naći vrednost minimalne temperature CO₂ na izlazu iz hladnjaka gasa koja omogućava nesmetan rad mašine. Dobijeno je da vrednost temperature na izlazu iz hladnjaka gasa iznosi 17 °C. Na slici 10 može se uočiti zavisnost snage kompresora visokog pritiska od temperature na izlazu iz hladnjaka gasa, odnosno kondenzatora.



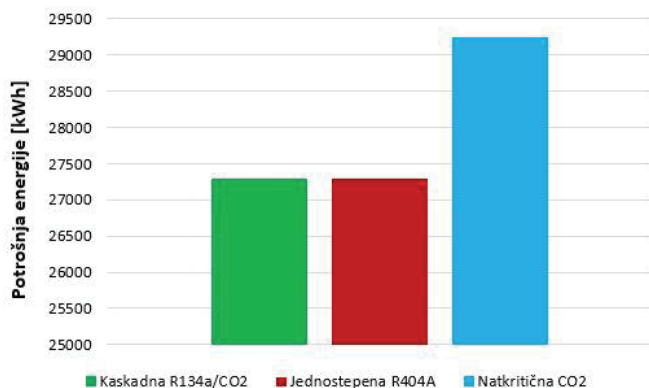
Slika 10. Snaga kompresora (CO₂) u zavisnosti od temperature na izlazu iz hladnjaka gasa/kondenzatora

6. Analiza rezultata

Za kalendarsku 2017. godinu, na osnovu broja sati trajanja posmatrane temperature spoljnog vazduha i snage kompresora u posmatranom režimu, određena je potrošnja električne

energije (u kWh) potrebna za pogon kompresora. Ukoliko se to pak proširi na ceo opseg temperatura (slika 2), dobija se ukupno utrošena električna energija u toku godine na rad kompresora u svim režimima.

Na osnovu dobijenih rezultata, kaskadna rashladna mašina (R134a/CO₂) i jednostepena rashladna mašina (R404A), pri radu tokom cele godine bez prekida, imaju sličnu potrošnju električne energije za pogon kompresora. Kaskadna mašina troši nešto manje električne energije, ali je ta razlika mala. Na kraju, najneefikasnija je dvostepena natkrtična rashladna mašina (CO₂) koja troši približno 2000 kWh/a više u odnosu na prve dve mašine. Na slici 11 je prikazana uporedna ukupna potrošnja električne energije za pogon kompresora za sve tri rashladne mašine.



Slika 11. Poređenje ukupne potrošnje električne energije kompresora

Da bi ovo poređenje bilo preciznije, bilo bi potrebno poznavati potpune celodnevne oscilacije temperature spoljnog vazduha, kao i realan režim rashladnih mašina, odnosno koliko će dugo raditi kompresori i u kojim uslovima tokom određenog perioda dana/godine.

7. Zaključak

Tri rashladne mašine su opisane i urađen je detaljan proračun utrošene električne energije za pogon kompresora svake, pri temperaturskim uslovima spoljnog vazduha na teritoriji grada Beograda za kalendarsku 2017. godinu.

Analizom je pokazano da rashladni sistemi koji rade sa CO₂ kao rashladnim fluidom mogu predstavljati adekvatnu zamenu rashladnim sistemima sa R404A zbog svojih dobrih energetske performansi.

Kada se u obzir uzmu ekonomski (eksploatacioni i investicioni troškovi) i ekološki kriterijumi, može se zaključiti da je za vremenske uslove na teritoriji grada Beograda, za instalacije malih snaga analiziranih u radu, optimalno korišćenje kaskadne rashladne mašine R134a/CO₂.

8. Literatura

- [1] *** Danfoss, transcritical refrigeration systems with Carbon Dioxide (CO₂)
[http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Rapid/01/Article/TranscriticalArticle/PZ000F102_ARTICLE_Transcritical%20Refrigeration%20Systems%20with%20Carbon%20Dioxide%20\(CO2\).pdf](http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Rapid/01/Article/TranscriticalArticle/PZ000F102_ARTICLE_Transcritical%20Refrigeration%20Systems%20with%20Carbon%20Dioxide%20(CO2).pdf)
- [2] *** Danfoss, Food Retail CO₂ Refrigeration Systems
http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCE-PAR1A102_The%20Food%20Retail%20CO2%20application%20handbook_DILA.pdf
- [3] *** Meteorološki godišnjak 1
http://www.hidmet.gov.rs/podaci/meteo_godisnjaci/Meteoroloski%20godisnjak%201%20-%20klimatoloski%20podaci%20-%202017.pdf
- [4] **Ninković D.**, *Uporedna analiza rada kaskadnog sistema R134a/CO₂ sa jednostepenom R404A i dvostepenom CO₂ instalacijom*, Master rad, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2019.
- [5] **Markoski, M.**, *Rashladni uređaji I i II deo*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2013.