

Uporedna analiza tri generacije natkritičnih CO₂ sistema

Comparative analysis of three generations of transcritical CO₂ systems

Milica IVANOVIĆ*, Vladimir ČERNICIN, Uroš MILOVANČEVIĆ, Milena OTOVIĆ,
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd
Snežana STEVANOVIĆ, Univerzitet u Beogradu, Poljoprivredni fakultet, Beograd

Ključne reči:
COP; natkritični CO₂
sistem; multi-ejektor

U radu je sprovedena analiza tri generacije sistema sa R744 kao rashladnim fluidom: osnovnog „booster“ sistema, „booster“ sistema sa paralelnom kompresijom i multi-ejektor sistema. Cilj je bio njihovo poređenje sa stanovišta efikasnosti i potrošnje električne energije. Sprovedena analiza bazirana je na modelu instalacije sa dve grupe isparivača sa temperaturama isparavanja od –30 °C i –10 °C, a sa ukupno 250 kW i 150 kW rashladnog učinka, respektivno. Analiza je sprovedena za klimatske uslove grada Beograda u letnjem periodu kada su očekivane najveće razlike u radu ovih postrojenja. Rezultati su pokazali da u razmatranom periodu svaka sledeća generacija sistema ostvaruje odgovarajuće uštede u potrošnji električne energije.

Key words:
COP;
transcritical CO₂
system;
multi ejector

The paper analyzed three generations of R744 systems: the basic booster system, the booster system with parallel compression and the multi ejector system. The aim was to compare these systems from the point of view of efficiency and electricity consumption. The analysis is based on the model with two temperature levels of evaporators –30 °C and –10 °C, and with a total cooling capacity of 250 kW and 150 kW, respectively. The analysis was carried out for the climatic conditions of the city of Belgrade in the summer period, when the greatest differences in the operation are expected. The results showed that next system generations achieve savings in electricity consumption for the considered period.

1. Uvod

U jeku tehnološkog i industrijskog napretka, čiji smo svedoci, kao vrlo bitan paralelan proces izdvaja se uticaj na klimu planete. Neminovno je da se kroz aktivnosti pomenutih napredaka utiče na životnu sredinu u globalnim razmerama na ubrzan i složen način. Konkretno, u rashladnoj tehnici postoji težnja ka afirmaciji prirodnih rashladnih fluida, kao posledica usmerenog delovanja ka iznalaženju rešenja koja će donositi direktnu korist smanjenju negativnih uticaja koje pojedini korišćeni rashladni fluidi imaju. Substitucija freona imala je zamah nakon EU regulative 517/2014 o f-gasovima, posle koje se kao neke od mogućih alternativa navode upravo prirodni rashladni fluidi kao što su ugljen-dioksid, propan i amonijak [1]. Današnja primena sistema sa CO₂ je najviše ostvarena u toplotnim pumpama, u automobilima i u komercijalnim rashladnim sistemima, dok u industrijskim postrojenjima taj fluid ima rasprostranjenost u okviru kaskadnih sistema. Pravi povratak sistema sa CO₂ u Evropi desio se početkom 2000-ih godina, i to u severnom delu Evrope, jer su tada natkritični sistemi sa konvencionalnom konfiguracijom bili manje efikasni u toplijoj klimi. Do 2014. godine postojao je tzv. „CO₂ ekvator“ gde su sistemi sa ugljen-dioksidom južnije od njega bili manje efikasni i nepreporučljivi za korišćenje. Nove tehnološke inovacije u takvim sistemima prevazišle su taj „ekvator“ i sistemi sa CO₂ su efikasniji nego ranije i u regionima sa toplijim klimatskim uslovima. Obnova interesovanja za ugljen-dioksidom inicirana je radovima Gustava Lorencena devedesetih godina, u kojima on zaključno navodi taj fluid kao približan idealnom rashladnom fluidu zbog svo-

jih termičkih karakteristika, međutim to umnogome zavisi od konfiguracija sistema sa kojima bi se postigao konkurentni koeficijent hlađenja [2]. U istom radu navode se dobro poznata poboljšanja u velikim instalacijama – višestepena kompresija i višestepeno prigušivanje, kao i mogućnost iskorišćenja rada ekspanzije. Ukoliko se govori o promenama temperature radnog fluida u toku ciklusa, pothlađivanje gasa nakon hladnjaka očekivano dovodi do povećanja efikasnosti ciklusa [3], dok je eksperimentalno potvrđeno da je COP veći za 10% korišćenjem unutrašnjeg razmenjivača toplote u tu svrhu u jednostepenoj instalaciji i u odnosu na osnovni ciklus [4].

Optimalna konfiguracija jednostepenog natkritičnog sistema navedena je u radu [5] baziranom na simulacijama različitim postavki sistema: osnovnog, ciklusa sa unutrašnjim razmenjivačem toplote, kombinacijom dva prethodna, zatim konfiguracija sa iskorišćenjem rada ekspanzije i naposljetku kombinacije unutrašnjeg razmenjivača toplote i iskorišćenja rada ekspanzije (uz pomoć ekspandera ili turbine). Rezultati su pokazali da se pri stacionarnim uslovima najveći COP u zavisnosti od variranih uslova (izlazne temperature hladnjaka gasa i temperature isparavanja) ima konfiguracija ciklusa sa iskorišćenjem rada ekspanzije.

Za sistem sa dvostepenom kompresijom (booster) pokazano je da je do 25% efikasniji od osnovnog jednostepenog ciklusa za postizanje niskih temperatura [6]. Uključivanje paralelne kompresije u ciklus ne samo da dovodi do rasta vrednosti COP, već dovodi i do smanjenja optimalnog pritiska u hladnjaku gasa. Pri tome, sa sniženjem temperatura isparavanja sve je veća prednost paralelne kompresije, što je pokazano na modelu instalacije u radu [7], gde se postiglo povećanje vrednosti COP od 47,3% za izabrani radni opseg u odnosu na osnovni natkritični sistem.

* Kontakt autora: mivanovic930@gmail.com

U današnje vreme, pored komercijalne upotrebe, CO₂ rashladna tehnologija u Evropi napreduje i u industrijskom sektoru, gde je počela da se pojavljuje pored sistema sa amonijakom, takođe kao rešenjem sa niskim faktorom globalnog zagrevanja. Razvoj kompresora i drugih ključnih komponenti sistema omogućava korišćenje sistema na bazi CO₂ za različite veličine industrijskih rashladnih instalacija sa kapacitetom hlađenja do 2–3 MW [8]. Redukcija veličine komponenti sistema i kompatibilnost CO₂ sa bakarnim cevima glavni su aduti ovog fluida kada se posmatraju veće instalacije.

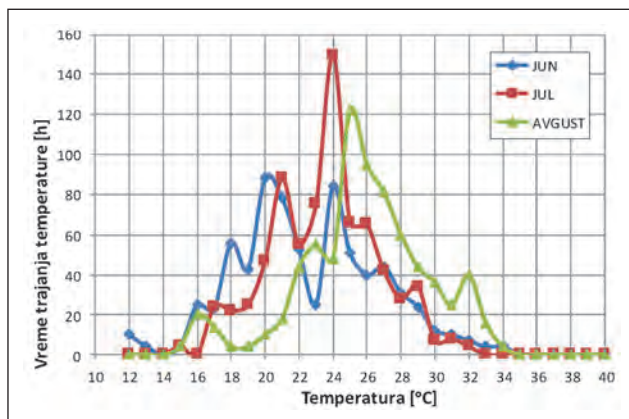
1.1. Neke od osobina koje daju prednost R744

Na obnovu interesovanja za korišćenjem R744 uticalo je niz svojstava –faktor globalnog zagrevanja, koji se uzima za referentni (GWP = 1 kg_{CO₂,eq}·kg⁻¹_{refrigerant}) kao i druge termodinamičke osobine. Velika latentna toplota pri isparavanju, takođe i velika zapreminska rashladna sposobnost, direktno dovode do toga da komponente sistema mogu biti manjih dimenzija. Viskoznost ugljen-dioksida manja je kada se poredi sa konvencionalnim rashladnim fluidima, a takođe odnos viskoznosti tečne i parne faze, koji određuje karakteristike konvekcije i prenos toplote u dvofaznom toku, povoljniji je za R744 u odnosu na mnoge danas korišćene fluide. R744 ima visoke koeficijente prelaza toplote što omogućava odvijanje ciklusa u užem temperaturnom opsegu. To će u potkrićnom ciklusu dovesti do smanjenja nepovratnosti izazvane prigušivanjem [9]. Odnos gustina tečne i parne faze manji nego kod ostalih fluida, što je neophodno za što homogeniji dvofazni tok.

2. Uslovi rada instalacija

Potrošnja električne energije je dinamična stavka kada se govori o kompresorima i ona se menja iz perioda u period u zavisnosti od postavljenih uslova rada i nametnutih klimatskih uslova.

Podaci o temperaturama vazduha preuzeti su za meteorološku 2018. godinu [10]. Linearnom interpolacijom određene su temperature koje se javljaju u međuvremenu u odnosu na tri izmerene u toku dana i određeno je časovno pojavljivanje svake temperature. Distribucija temperatura je takva da većinu vremena preovlađuju temperature između 20 °C i 30 °C, dok je za prelazni režim rada (od 27 °C do 31 °C), gde fluid ima jako malu toplotu promena faze, usvojeno da razmenjivač toplote radi po principu hladnjaka gasa. Dakle, instalacija će više vremena raditi u potkrićnom režimu (na temperaturi na izlasku iz hladnjaka gasa ispod 31,1 °C, odnosno u ovoj analizi ispod 27 °C) što se može videti na slici 1, gde je prikazana distribucija temperatura u zavisnosti od vremena trajanja za tri analizirana meseca.



Slika 1. Grafički prikaz učestalosti temperatura za jun, jul i avgust

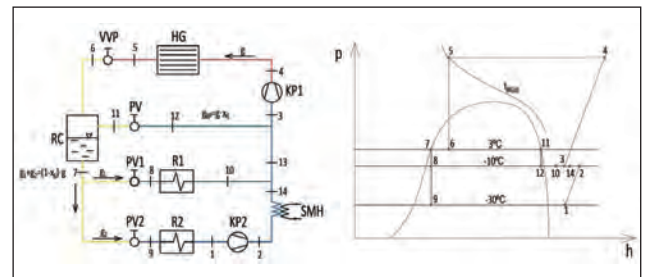
Temperature isparavanja i rashladni učinci smatrani su konstantnim. Na niskotemperaturnom isparivaču temperatura isparavanja je $t_0 = -30$ °C, a rashladni učinak koji se ostvaruje je $\Phi_0 = 250$ kW. Srednjotemperaturni isparivač ima temperaturu isparavanja $t_0 = -10$ °C i na njemu se ostvaruje rashladni učinak od $\Phi_0 = 150$ kW. Usvojeno je da je pregrevanje na izlazu iz oba isparivača $\Delta t_{pr} = 5$ °C. Nakon niskotemperaturnog kompresora vrši se međuhlađenje fluida spoljašnjim razmenjivačem toplote za temperaturnu razliku $\Delta t_{smh} = 15$ °C. Prilikom određivanja maksimalne vrednosti COP usvojena je konstantna spoljašnja temperatura vazduha $t = 35$ °C, a temperatura na izlazu iz hladnjaka gasa je za 3 °C viša. Usvojeni srednji pritisak iznosi $p_{sat} = 37,7$ bar, što odgovara temperaturi zasićenja od 3 °C.

3. Šeme instalacija i ostvarene vrednosti COP

Prilikom određivanja maksimalno postignute vrednosti COP za sve tri vrste instalacije važi da je kompresija adijabatska i kvazistatička. Termodinamička stanja sve tri razmatrane konfiguracije usvojena su sa pretpostavkom da su padovi pritiska, kinetičke i potencijalne energije kroz komponente sistema zanemarljive, te tako i gubici količine toplote i gubici usled trenja. S obzirom da kriva COP u kružnom ciklusu sa R744 uvek ima tačku maksimuma za zadatu temperaturu, pritisci su varirani za 0,1 bar. Ventilom visokog pritiska (VVP) podešava se optimalni pritisak sistema.

3.1. Osnovni ciklus

Na slici 2 prikazana je šema instalacije osnovnog „booster“ sistema sa pripadajućim logp – h dijagramom.



Slika 2. Šematski prikaz osnovnog „booster“ ciklusa sa logp – h dijagramom

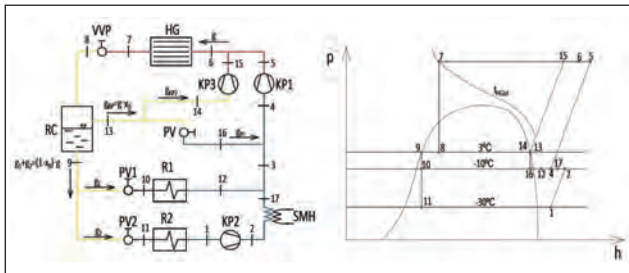
Oznake na šemama instalacije prikazanim na slikama 2–4:

HG – hladnjak gasa; VVP – ventil visokog pritiska; KP1 – srednjotemperaturni kompresori (MT); KP2 – niskotemperaturni kompresori (LT); KP3 – paralelni kompresori; SMH – spoljašnje međuhlađenje

Pregrejana para ugljen-dioksida koja dolazi sa potisa kompresora niskog pritiska (stanje 2) prolazi kroz razmenjivač toplote – spoljašnji (freonski ili vazdušni) međuhladnjak i tu biva ohlađena za $\Delta t = 15$ °C (stanje 14). Ohlađena para stanja 14, para iz isparivača R1 (stanje 10) i para iz voda „by-pass“ linije (stanje 12) dovode se u zajednički tok čineći stanje 3 i zatim se dobijena para sabija u kompresoru KP1 (kompresor visokog stepena) do optimalnog pritiska (stanje 4). Potom dolazi do izobarskog i neizotermnog hlađenja gasa u vazduhom hlađenom hladnjaku, gde će se na kraju tog procesa presekom linije temperature $t_{HG,izl.}$ i linije konstantnog pritiska dobiti stanje 5, odnosno stanje koje ima fluid po izlasku iz hladnjaka. Nakon ventila visokog pritiska, u risiveru dolazi do separacije faza, tako da se parna faza šalje „by-pass“ vodom do ekspanzionog ventila, a zatim na usis kompresora visokog pritiska i tako se pritisak u risiveru održava konstantnim. Ostvarena maksimalna vrednost COP iznosi 2,01.

3.2. Ciklus sa paralelnom kompresijom

U osnovnom sistemu nastala para iz risivera prvo se prigušivala kako bi se moglo izvršiti izobarsko mešanje sa parom koja dolazi sa isparivača. U slučaju paralelne kompresije (slika 3) može se reći da je „by-pass“ ventil zamenjen „by-pass“ kompresorom u određenim radnim režimima (pre svega tokom leta). Bitno je napomenuti da u hladnijim periodima ovaj sistem radi kao osnovni, a kako se povišava spoljna temperatura, sve veća količina pare je prisutna u risiveru, koja ide na usis paralelnih kompresora, tako da se „by-pass“ ventil (PV) zatvara.



Slika 3. Šematski prikaz ciklusa sa paralelnom kompresijom sa logp - h dijagramom

Ostvarena najveća vrednost COP za slučaj instalacije sa paralelnim kompresorima iznosi 2,19.

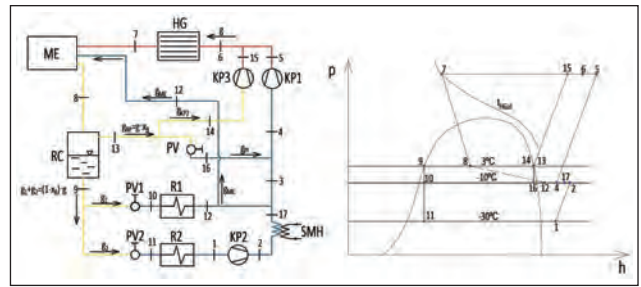
3.3. Sistem sa multiejektorima

Regulacija kapaciteta sa multiejektorima postiže se kombinacijom ejektora različitih veličina. Uključivanje u rad svakog ejektora rezultat je kontrole pri kojoj je cilj održati optimalan visoki pritisak u sistemu (na izlazu iz hladnjaka gasa). Upotrebom multiejektora vrši se smanjenje opterećenja srednjotemperaturnih kompresora KP1.

Koliko se protoka može „povući“ u uređaj zavisi od: pritiska u hladnjaku gasa, pritiska u risiveru i pritiska na usisu srednjotemperaturnih kompresora. Ukoliko se poslednji navedeni pritisak održava konstantnim, a uglavnom je tako, onda se prva dva optimizuju kontrolerom, kako bi se postigle optimalne performanse sistema. COP u sistemu sa multiejektorom linearno zavisi od odnosa protoka koji ulazi u uređaj usled razlike pritiska i protoka pomoću kojeg se „povlačenje“ ostvaruje (u literaturi odnos ovih protoka označen je kao „*entrainment ratio*“). U ovakvom sistemu važno je održavati i optimalni srednji pritisak. Ukoliko se on održava konstantnim, a usled porasta spoljašnje temperature raste optimalni pritisak u hladnjaku gasa, može se desiti da velika količina fluida bude povučena u multiejektor. Ukoliko takva situacija nije predviđena kapacitetom paralelnih kompresora, jednom delu protoka se mora sniziti pritisak prigušnim ventilom, što predstavlja gubitak. Ovaj sistem, kao i sistem sa paralelnim kompresorima, na nižim temperaturama radi po principu osnovnog ciklusa.

Fluid po izlasku iz ejektora ima veću entalpiju nego pri uobičajenom procesu prigušivanja i većeg je stepena suvoće što je pokazano na logp - h dijagramu na slici 4 (stanje 8 pome-reno je više udesno).

Ostvareni COP ove konfiguracije sistema sa R744 iznosi 2,39, uz napomenu da je jedan deo protoka (g_m) nakon prigušivanja u ventilu PV morao da ide na usis srednjotemperaturnih kompresora počevši od temperature na izlasku iz hladnjaka gasa $t_{hg,iz} = 30\text{ }^\circ\text{C}$, pošto je pregrevanje na usisu srednjotemperaturnih kompresora suviše veliko da bi se obezbedili uslovi unutar dopuštenih radnih parametara kompresora.

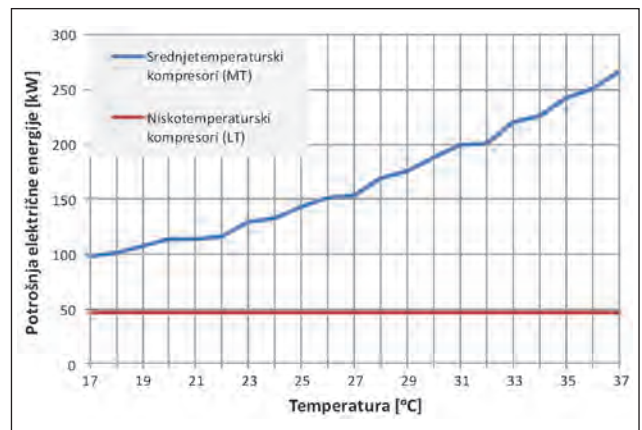


Slika 4. Šematski prikaz ciklusa sa paralelnom kompresijom sa logp - h dijagramom

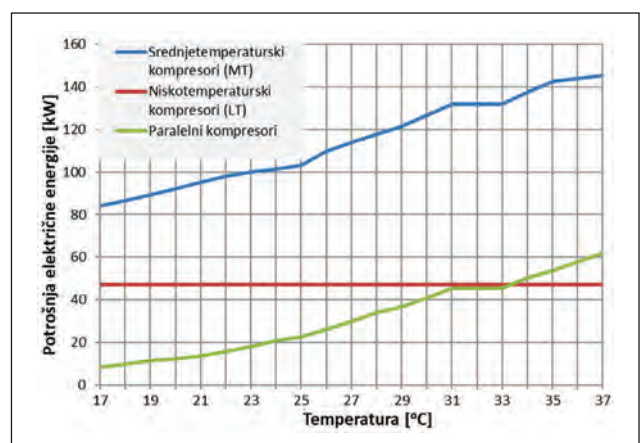
4. Potrošnja električne energije kompresora

4.1. Odabir kompresora

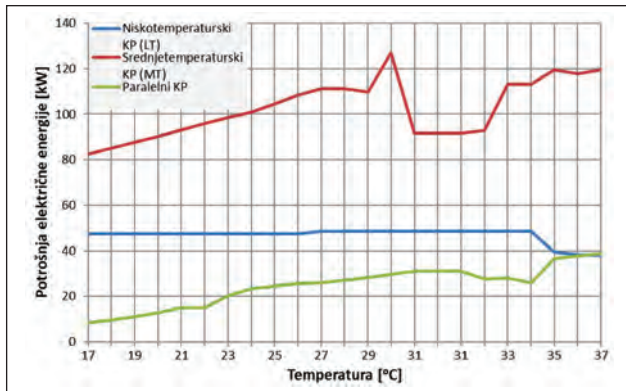
Na osnovu potrebnih parametara usvojeni su klipni kompresori jednog renomiranog proizvođača opreme. U rad je uvrštena i analiza potrošnje električne energije konfiguracije sa manjim brojem većih kompresora i većim brojem manjih kompresora. Nije se pokazala značajna razlika u potrošnji, jer je i sa manjim brojem većih kompresora dovoljno precizna stepenasta regulacija za izabrane konfiguracije (kompresori najveće snage, dostupni autorima pri analizi, nisu bili relativno veliki, pa nije bilo potrebe pričati o redundantnosti). Prilikom određivanja potrošnje električne energije kompresora, uzeta je obzir kompresija sa određenim izentropskim stepenom korisnosti, kako bi se dobili nešto precizniji podaci (slike 5–7).



Slika 5. Dijagram potrošnje kompresora za osnovni „booster“ ciklus



Slika 6. Dijagram potrošnje za sistem sa paralelnim kompresorima

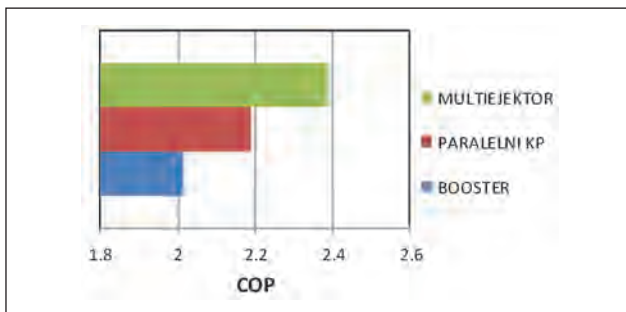


Slika 7. Dijagram potrošnje kompresora za sistem sa multiejektorima

5. Analiza rezultata

Poređenje ostvarenih vrednosti COP i potrošnje električne energije za pogon kompresora dato je u nastavku. Za zadate jedinstvene uslove temperature na izlazu iz hladnjaka gasa dobijena su sledeća procentualna povećanja vrednosti COP (slika 8):

1. procentualno povećanje COP kod sistema sa paralelnim kompresorima u odnosu na osnovni „booster“ sistem iznosi 8,04%;
2. procentualno povećanje COP kod sistema sa multiejektorom u odnosu na sistem sa paralelnim kompresorima je 8,23%;
3. procentualno povećanje COP kod sistema sa multiejektorom u odnosu na osnovni sistem je 15,61%.



Slika 8. Dijagram poređenja COP za tri generacije R744 sistema

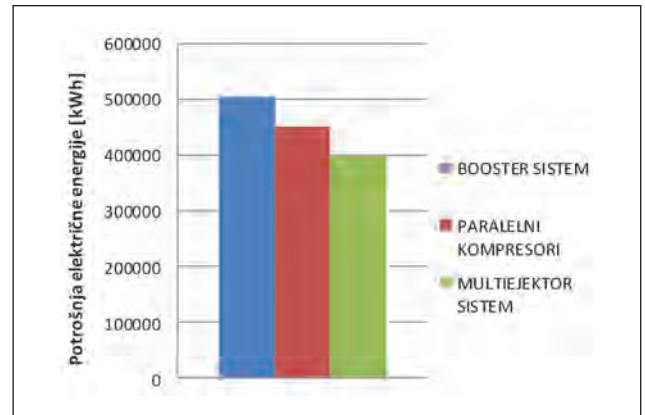
Dobijene su sledeće redukcije u potrošnji električne energije za tri razmatrana letnja meseca (slika 9):

1. smanjenje potrošnje sistema sa paralelnim kompresorima u odnosu na osnovni „booster“ sistem iznosi 10,29%;
2. smanjenje potrošnje multiejektor sistema u odnosu na sistem sa paralelnim kompresorima iznosi 11,54%;
3. smanjenje potrošnje multiejektor sistema u odnosu na osnovni „booster“ sistem iznosi 20,65%.

6. Zaključak

Za zadate temperaturske uslove instalacija je veći vremenski period radila u potkritičnom režimu. Odnos vremena rada za natkritični i potkritični ciklus u časovima za tri meseca je: jun – 92 h/628 h, jul – 81 h/663 h, avgust – 225 h/519 h.

Rezultati su pokazali da svaka sledeća generacija sistema ostvaruje navedene procentualne uštede u potrošnji električne energije. Pritom primetna je veća razlika uštede potrošnje sistema sa multiejektorom u odnosu na osnovni „booster“ sistem.



Slika 9. Poređenja potrošnje električne energije kompresora za tri generacije sistema

Za analizirane letnje mesece pogodniji su poboljšani sistemi u odnosu na osnovni, što je zaključak koji ostavlja prostora korekcijama, jer čitav sistem nije posmatran sa svim pripadajućim investicionim i dodatnim eksploatacionim troškovima. Takođe, treba napomenuti i nove, unapređene sisteme koji rade sa ejektorima za tečnu fazu CO₂, čime se dodatno poboljšavaju napred ostvareni rezultati.

Ekonomska analiza operativnih i investicionih troškova pokazala bi kretanje troškova na godišnjem nivou za klimatske uslove Beograda. Takva razmatranja, zasnovana na kvantitativnim pokazateljima i različitim mogućnostima unapređenja, mogu doprineti pre svega razumevanju tehnologije hlađenja sa R744 za veće instalacije u ovom delu Evrope.

7. Literatura

- [1] Bellos E., C. Tzivanidis, *A comparative study of CO₂ refrigeration systems*, Energy Conversion and Management X, 2018,
- [2] Lorentzen, G., *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*, International Journal of Refrigeration, 1994;17(5):292-301
- [3] Jun Lan Yang, Yi Tai Ma, Sheng Chun Liu, *Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander*, Energy 32 (2007) 237-245
- [4] Aprea, C., A. Maiorino, *An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger*, International Journal of Refrigeration 2008;31(6):1006-1011
- [5] Pérez-García V., J. M. Belman-Flores, J. Navarro-Esbrí, C. Rubio-Maya, *Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode based on simulation*, Applied Thermal Engineering 51 (2013) 1038-1046
- [6] Cavallini, A., L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, *Two-stage 671 transcritical carbon dioxide cycle optimization: A theoretical and experimental analysis*, International Journal of Refrigeration 2005;28(8):1274-1283
- [7] Sarkar, J., N. Agrawal, *Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization*, International Journal of Thermal Sciences 2010;49(5):838-843
- [8] Skačanová, K. Z, M. Battesti, *Global market and policy trends for CO₂ in refrigeration*, International Journal of Refrigeration 107, 2019.
- [9] Markoski, M., "Rashladni uređaji prvi deo", Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 2013.
- [10] *** Meteorološki godišnjak, <https://www.hidmet.gov.rs/>
- [11] Ivanović, M., *Analiza različitih sistema sa R744 kao rashladnim fluidom*, Master rad, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2020.