

Uticaj odvajaa nekondenzibilnih gasova na rad amonijačne rashladne instalacije

Effects of purging non-condensable gases from ammonia refrigeration system

Aleksa MANDIĆ^{1*}, Uroš MILOVANČEVIĆ¹, Vladimir BELJANSKI²,
Milena OTOVIĆ¹, Vladimir ČERNICIN¹

¹ Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd

² Danfoss Srbija, Beograd

Ključne reči:
odvajanje
nekondenzibilnih
gasova; godišnje
uštete energije

U okviru ovog rada biće obrađena analiza eksploatacionih karakteristika rashladnog postrojenja pivare koja se nalazi u Tuzli, nakon ugradnje uređaja za odvajanje nekondenzibilnih gasova Danfoss IPS 8. Da bi se analiza poput ove mogla u potpunosti ispravno sprovesti, mora se na početku razumeti gde se u pivarskoj industriji javljaju potrebe za hlađenjem, kao i mehanizmi akumulacije i odvajanja nekondenzibilnih gasova. Na taj način sagledava se širi koncept i postiže sinteza opštih i specifičnih zaključaka.

Nakon teorijske obrade termodinamičkih osnova amonijačnog rashladnog postrojenja prikazan je model po kome je izvršena analiza godišnjih ušteta. Rezultati analize prikazani su u vidu godišnjih ušteta u potrošnji električne energije, a samim tim i novca, za različite eksploatacione uslove konkretnog rashladnog postrojenja sa i bez odvajaa nekondenzibilnih gasova. Na kraju ove analize urađen je takođe i proračun količine ispuštenih nekondenzibilnih gasova.

Key words:
non-condensable
gases; annual energy
savings

This paper analyzes operational characteristics of the Tuzla brewery refrigeration system after the installation of the Danfoss IPS8 air purging device. In order for an analysis such as this to be conducted correctly, one must understand where in brewing industry the needs for refrigeration occur, how non-condensable gases are accumulated inside of the refrigeration system and how the separation of non-condensable gases is done.

After the theoretical part of the analysis, in which the thermodynamic basics of the ammonia refrigeration cycle is explained, an analysis of annual savings was conducted. The results of the analysis are presented in the form of annual savings in electricity consumption, for different operating conditions of the specific refrigeration system with and without purger. At the end of this analysis, the amount of released non-condensable gases was also calculated.

1. Uvod

Trajno prebacivanje količine toplote sa izvora niže u ponor više temperature moguće je uz odgovarajući kompenzacioni proces (u suprotnom neće biti zadovoljen drugi zakon termodinamike). Kod parnih kompresorskih rashladnih mašina kao kompenzacioni proces koristi se levokretni kružni ciklus sa utroškom rada. Parni kompresorski rashladni mašine karakteriše promena faze radne materije u zavisnosti od posmatranog dela instalacije. Na slici 1 prikazana je šema jedne jednostavne rashladne mašine zajedno sa uporednim ciklusom po kome ova rashladna mašina i radi.

Osnovna prednost parnih kompresorskih rashladnih mašina je ta što je dovođenje i odvođenje toplote smešteno u delu ciklusa koji se nalazi u oblasti vlažne pare gde se procesi promene faze odvijaju po izobarama (izotermama). Na ovaj način postiže se smanjivanje nepovratnosti u ciklusu i samim tim približavanje realnog ciklusa idealnom Carnot-ovom ciklusu. Dodatna prednost ovakvih mašina su i veoma veliki koeficijenti prelaza toplote koji se ostvaruju u razmenjivači-

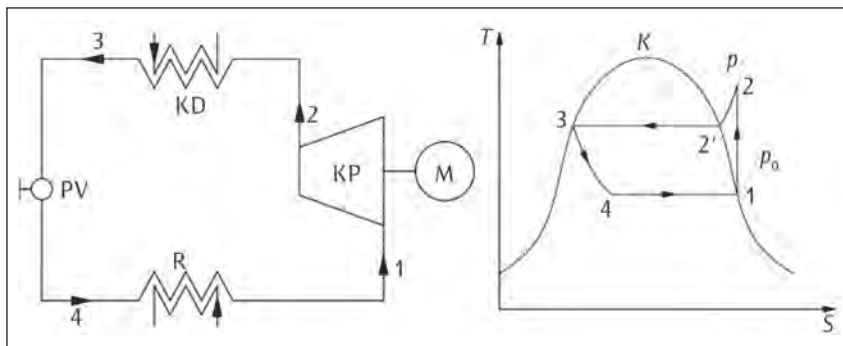
ma toplote pri promeni faze radne materije, što takođe doprinosi smanjivanju nepovratnosti i smanjivanju dimenzija samih razmenjivača toplote.

Tokom godina usavršavanja parne kompresorske rashladne mašine naišle su na čitav niz poboljšanja. Neka od tih poboljšanja mogu se opisati odgovarajućim matematičkim aparatom i tu se prvenstveno misli na termodinamička poboljšanja ciklusa. Ostali fenomeni koji negativno utiču na rad postrojenja i zbog svoje složenosti ne mogu biti opisani matematički, proučavaju se na osnovu iskustva i dobre prakse. Jedan takav fenomen predstavlja i prisustvo nekondenzibilnih gasova u rashladnoj instalaciji. Ovi gasovi svojim prisustvom narušavaju rad rashladne instalacije povišavajući pritisak kondenzacije, a samim tim i stepen sabijanja. Povećanje stepena sabijanja dovodi do povećanja utrošenog rada i temperature na kraju procesa sabijanja, što rezultuje smanjenjem koeficijenta hlađenja i intenzivnijim zagrevanjem kompresora.

Ovaj problem uspešno je rešen korišćenjem uređaja koji se nazivaju odvajaa nekondenzibilnih gasova.

* Autor za korespondenciju: amaleksa64@gmail.com

Rad je izložen na 53. Međunarodnom kongresu i izložbi o KGH i objavljen u zborniku toga skupa.



Slika 1. Šema jednostavne parne kompresorske rashladne mašine sa rashladnim ciklusom u T-s dijagramu

– povećano zaprljanje kondenzatora što povećava troškove održavanja i smanjuje radni vek kondenzatora.

Mere koje se primenjuju radi smanjenja ovih negativnih uticaja mogu biti takve da smanjuju ili eliminišu pojavu nekondenzibilnih gasova u instalaciji (preventivne mere) ili mogu biti takve da iz instalacije ispuštaju gasove koji su se iz nekog od niza navedenih razloga pojavili (kurativne mere). Preventivne mere se postižu pažljivim vakuumiranjem i izvođenjem (montažom) same instalacije dok se kurativne mere postižu odvajanjem nekondenzibilnih gasova (n.g.) [2].

2. Nekondenzibilni gasovi

Nekondenzibilni gasovi koji se u amonijačnim rashladnim instalacijama javljaju najčešće su vazduh, azot, vodonik i ugljovodoni. Termin nekondenzibilni gasovi u okviru ovog rada primenjen je isključivo uslovno, podrazumevajući pod tim da štetni gasovi neće preći u tečnu fazu na pritiscima i temperaturama koje vladaju u instalaciji.

Primarni nekondenzibilni gas koji se javlja u amonijačnim rashladnim instalacijama jeste vazduh i on se u instalacijama može pojaviti u toku eksploatacije ili u toku servisiranja i popravki na instalaciji. Kako većina niskotemperaturnih amonijačnih sistema (temperatura isparavanja ispod -33°C) ima veliki udeo instalacije na pritisku nižem od atmosferskog, vazduh može prodrati u instalaciju i tokom eksploatacije na mestima koja nisu dovoljno dobro zaptivena. To su uglavnom ventilske grupe, zaptivači na vratilima kompresora, nezavareni spojevi itd. [1].

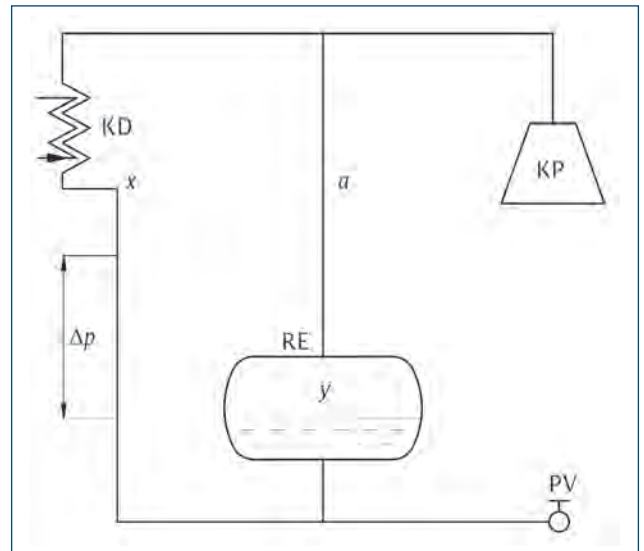
Sekundarni tip nekondenzibilnih gasova su vodonik i azot koji nastaju u procesu disocijacije amonijaka. Dva glavna faktora koji utiču na disocijaciju amonijaka su temperatura i pritisak. Na višim temperaturama amonijak je znatno skloniji „cepanju“ na svoje sastavne delove, a to su azot i vodonik. Količine gasova koji se ovim mehanizmom stvaraju u instalacijama su male, ali ukoliko se pravilno ne uklanjaju iz sistema može doći do njihove akumulacije [1].

Tercijarni tip nekondenzibilnih gasova javlja se usled razlaganja ulja za podmazivanje. Usled visokih pritisaka i temperatura, a nekad i zbog katalitičkog dejstva prisutnih materijala, u instalaciji može biti gasovitih produkata razlaganja ulja. Dejstvom ovog mehanizma najčešće se izdvajaju razni ugljovodoni [1].

Nekondenzibilni gasovi u instalaciji obrazuju gasne čepove i skupljaju se na karakterističnim mestim kao što su kondenzator, parni prostor resivera, y, i spusni vod od kondenzatora do risivera, x, što je i prikazano na slici 2.

S obzirom da je deo kondenzatora u kome se nalaze nekondenzibilni gasovi neaktivan za razmenu količine toplote, učinak kondenzatora opada, ali kako bi se to smanjenje površine kondenzatora kompenzovalo, temperatura kondenzacije mora da se povišava, a samim tim i pritisak kondenzacije. Sve ovo dovodi do niza negativnih uticaja koji se prema literaturi [1] mogu tumačiti na sledeći način:

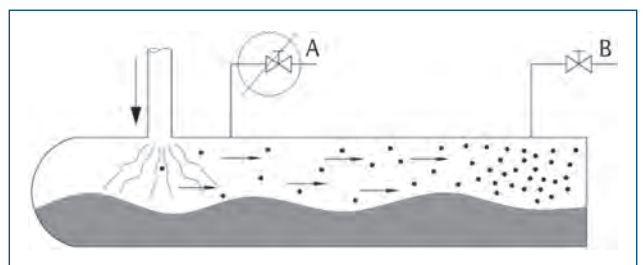
- smanjenje rashladne snage rashladnog postrojenja,
- povećanje potrošnje električne energije (za pogon kompresora i ventilatora na kondenzatoru),
- povišenje temperature na potisu kompresora koja onda utiče na ubranu disocijaciju rashladnog fluida i ubrano razlaganje ulja,
- povišenja pritiska na potisu što dovodi do većeg habanja kompresora, a samim tim i veće verovatnoće za zastoju u postrojenju,



Slika 2. Karakteristična mesta izdvajanja nekondenzibilnih gasova

Kao što je već pomenuto, odvajaci nekondenzibilnih gasova povezuju se na spusni vod kondenzatora i parni prostor resivera. Ovo predstavlja samo načelne odrednice, a kako se odvajac n.g. pravilno povezuje na instalaciju biće prikazano šemama u ovom radu.

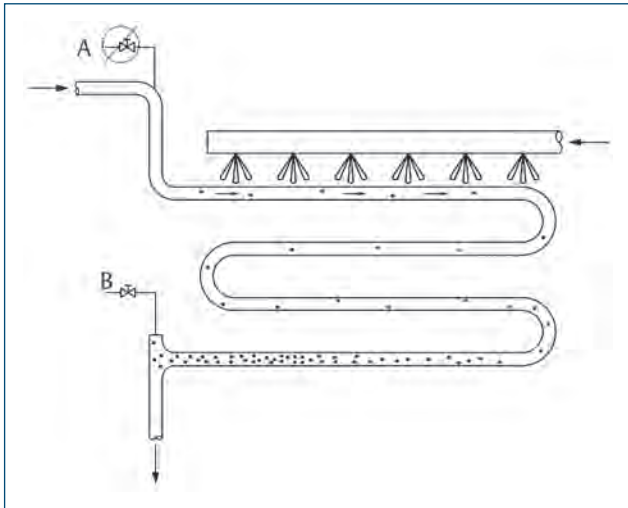
Kada tečnost prolazi kroz ulazni priključak risivera, nastaje „oblak“ aerosola i gasa koji potiskuje nekondenzibilne gasove dalje od ulaznog priključka. Stoga, izdvajanje gasova u blizini mesta ulaznog priključka bilo bi loš izbor (ventil A na slici 3). Karakteristično mesto na koje bi trebalo povezati odvajac nekondenzibilnih gasova nalazi se u parnom prostoru, ali što je moguće dalje od ulaznog priključka (ventil B na slici 3) [4].



Slika 3. Pravilno povezivanje odvajaca n.g. na resiver

U evaporativnim kondenzatorima rashladni fluid svojim strujanjem ne dozvoljava nagomilavanje gasa na samom ulazu u kondenzator, iako on predstavlja najvišu tačku. Pod dejstvom

protoka (velike brzine strujanja pare) rashladnog fluida molekuli nekondenzibilnih gasova se nagomilavaju na izlazu iz kondenzatora u spusnom vodu, usled znatnog usporjenja struje rashladnog fluida koji je na tom mestu skoro u potpunosti kondenzovan, slika 4 [4].



Slika 4. Pravilno povezivanje odvajača n.g. na evaporativni kondenzator (na priključak B)

3. Odvajači nekondenzibilnih gasova

U zavisnosti od veličine rashladnog postrojenja, njegove starosti i sofisticiranosti, odvajanje nekondenzibilnih gasova iz rashladne instalacije može se prema literaturi [4] vršiti na dva načina: ručnim i automatskim odnosno poluautomatskim odvajanjem.

Ručno odvajanje nekondenzibilnih gasova vrši se tako što operater, odnosno lice zaduženo za održavanje instalacije, u određenim (zadatim) vremenskim intervalima otvara ventil postavljen na mesto gde se u instalaciji izdavaju nekondenzibilni gasovi. Mešavina amonijaka i nekondenzibilnih gasova na taj način napušta instalaciju i kroz sud ispunjen vodom ispušta se u atmosferu. Ovakav način odvajanja nekondenzibilnih gasova je nepoželjan zbog mogućnosti ljudske greške, kao i zbog gubitka rashladnog fluida, koji je neminovan. Uprkos primitivnosti ovakve metode, ona se još uvek primenjuje na onim instalacijama gde usled ekonomske neopravdanosti automatski odvajajući nisu rešenje [4].

Automatski odvajajući nekondenzibilnih gasova su uređaji integrisani u rashladno postrojenje koji sakupljaju, odvajaju (rashladni fluid od nekondenzibilnih gasova) i otklanjaju nekondenzibilne gasove iz rashladne instalacije, uz ograničenu asistenciju ili bez asistencije operatera. U zavisnosti od konstrukcije mogu se povezivati na jedno ili više karakterističnih mesta rashladne instalacije [4].

Dejstvo ispuštača nekondenzibilnih gasova svih konstrukcija zasniva se na rashlađivanju smeše pare rashladnog fluida i gasova koji se nalaze na pritisku kondenzacije, pri čemu dolazi do kondenzovanja pare rashladnog fluida. Da bi se, prilikom ispuštanja nekondenzibilnih gasova, zajedno sa njima gubila što manja količina pare rashladnog fluida, potrebno je mešavinu ohladiti do što je moguće niže temperature i od nje odvojiti iskondenzovanu tečnost rashladnog fluida. Ova činjenica da se u atmosferu izbacuju gasovi oslobođeni pare rashladnog fluida veoma je značajna pošto se u rashladnim instalacijama često koriste fluidi koji su otrovni ili su na neki drugi način štetni po životnu sredinu, pa bi njihovo ispuštanje u okolinu imalo i određene negativne posledice [5].

Temperatura na koju se mešavina pare rashladnog fluida i gasova hladi glavni je uticajni faktor i od nje zavisi koliki će

stepen izdvajanja pare iz nekondenzibilnih gasova biti. Ako se smeša rashladnog fluida i vazduha nalazi pod pritiskom od 10 bar i ako se rashladi vodom do 20 °C, maseni procentualni sadržaj vazduha prema literaturi [5] biće:

- u smeši vazduha i amonijaka – 20%
- u smeši vazduha i HCFC-22 – 3%
- u smeši vazduha i CFC-12 – 15%

Ako se smeša ohladi do –20 °C koristeći toplotu isparavanja rashladnog fluida na odgovarajućem pritisku, maseni procentualni sadržaj vazduha prema literaturi [5] biće:

- u smeši vazduha i amonijaka – 87%
- u smeši vazduha i HCFC-22 – 50%
- u smeši vazduha i CFC-12 – 59%

Ako se mešavina pare rashladnog fluida i nekondenzibilnih gasova posmatra kao mešavina idealnih gasova, onda će količina izgubljenog rashladnog fluida svedena na 1 kg ispuštenih nekondenzibilnih gasova prema literaturi [5] biti:

$$\frac{m_{RF}}{m_G} = \frac{M_{RF} P_{RF}}{M_{\Sigma G} \Sigma p_G} = \frac{M_{RF}}{M_{\Sigma G}} \frac{P_{RF}}{P_{VKP} - P_{RF}} \quad (1)$$

pri čemu su:

- M_{RF} – relativna molekulska masa rashladnog fluida,
- $M_{\Sigma G}$ – fiktivna relativna molekulska masa mešavine nekondenzibilnih gasova,
- p_{RF} – parcijalni pritisak zasićene pare rashladnog fluida na temperaturi mešavine,
- Σp_G – zbir parcijalnih pritisaka nekondenzibilnih gasova.

S obzirom da se nekondenzibilni gasovi uglavnom sastoje iz atmosferskog vazduha, tako je $M_{\Sigma G} \cong M_L$ i $\Sigma p_G = \Sigma p_L$, pa će izraz prema literaturi [5] dobiti novi oblik:

$$\frac{m_{RF}}{m_L} = \frac{M_{RF} P_{RF}}{M_L P_L} = \frac{M_{RF}}{M_L} \frac{P_{RF}}{P_{VKP} - P_{RF}} \quad (2)$$

pri čemu su M_L – relativna molekulska masa vazduha i p_L – parcijalni pritisak vazduha.

Iz izraza (1) i (2) vidi se da je izdvajanje rashladnog fluida iz mešavine potpunije sa povećanjem pritiska p_{VKP} i sa sniženjem temperature mešavine što je već i napomenuto. Stoga kod ovakvog tipa instalacija izlaz cevne zmijske odvajajući bi trebalo povezati sa usisom kompresora najnižeg pritiska u instalaciji.

Primenom izraza (2) na dvojne mešavine R717, R134a i R22 sa vazduhom, za slučaj kada je $p_{VKP} = 10$ bar i $t_0 = -20$ °C, dobijaju se rezultati prikazani u tabeli 1.

Tabela 1. Količina izgubljenog rashladnog fluida svedena na 1 kg ispuštenog vazduha

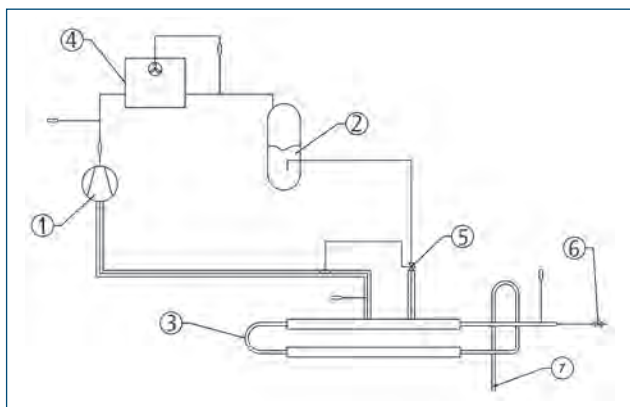
Rashladni fluid	m_{RF}/M_L [kg _{RF} /kg _L]
R717	0,14
R134a	0,54
R22	0,97

Poređenja radi, iz tabele 1 se vidi da bi se po jednom kilogramu ispuštenog vazduha izgubilo 3,9 puta više HFC-134a ili 7 puta više HCFC-22 nego R717. Ako se uzmu u obzir i odnos cena pomenutih freona i amonijaka, kao i ekološke posledice prilikom njihovog ispuštanja u atmosferu (faktori ODP, GWP i TEWI), jasno je zašto se kod amonijačnih instalacija primenjuju ispuštači vazduha, dok su kod freonskih isplativije rigoroznije preventivne mere (kod CFC i HCFC freona zbog visoke štetnosti po životnu sredinu jedino i dozvoljene) kao što su vakumiranje, hermetizacija, vrhunski kvalitet izrade i potpuna kompatibilnost ulja i ostalih primenjenih materijala [5]. Ovde je potrebno podsetiti da se CFC-12 i HCFC-22

odavno ne koriste u projektovanju novih sistema, a potrebno je obratiti posebnu pažnju pri „opsluživanju“ postojećih sistema koji i dalje rade sa R22.

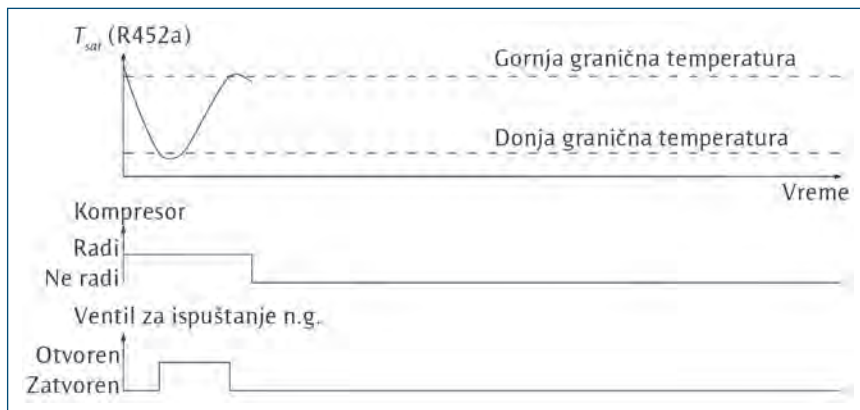
Uređaj koji je ugrađen na rashladnu instalaciju postrojenja nad kojim je vršena analiza jeste Danfoss IPS8 (slika 5). To je samostalni uređaj za izdvajanje nekondenzibilnih gasova iz amonijačnih rashladnih instalacija. Maksimalan broj karakterističnih tačaka na koje ovaj uređaj može biti povezan na instalaciju je osam. Osobenost ovog uređaja je to što sadrži zaseban rashladni sistem u kome se kao rashladni fluid koristi 900 g freona R452A, koji funkcioniše potpuno nezavisno od amonijačnog rashladnog sistema na koji je povezan. Ovo omogućuje veoma jednostavnu instalaciju zbog postojanja samo jedne prirubnice kojom se ovakav uređaj povezuje na amonijačnu rashladnu instalaciju. Potrebna su samo dva mehanička spoja za funkcionisanje ovakvog uređaja, prirubnički spoj za dovod mešavine nekondenzibilnih gasova i amonijaka i spoj za odvod izdvojenih nekondenzibilnih gasova. Prirubnički spoj omogućava mešavini amonijaka i nekondenzibilnih gasova da dospeju u razmenjivač toplote gde se hlade i razdvajaju. Tečni amonijak se gravitaciono (ili preko plovka, kao što je to slučaj u Danfoss-ovom uređaju) vraća u separator u amonijačnu instalaciju, dok se nekondenzibilni gasovi ispuštaju u atmosferu kroz posudu sa vodom [3].

Preko priključka 7 mešavina amonijaka i nekondenzibilnih gasova dospeva u isparivač freonskog rashladnog ciklusa 3, a mešavina se hladi pri čemu dolazi do kondenzacije amonijaka koji se gravitaciono vraća u amonijačnu instalaciju. Kako se prve količine amonijaka kondenzuju, tako se obezbeđuje prirodno kontinualno strujanje nove mešavine iz amonijačne rashladne instalacije do isparivača freonskog ciklusa. Količina nekondenzibilnih gasova se u isparivaču freonskog ciklusa polako povećava, a sa tim se pritisak i temperatura sa strane freona snižavaju. Kada pritisak u isparivaču sa strane freona opadne do određenog nivoa, nagomilani gasovi u isparivaču se preko solenoidnog ventila 6 i posude sa vodom ispuštaju u atmosferu.



Slika 5. Šema uređaja Danfoss IPS8

Da bi se identifikovalo prisustvo nekondenzibilnih gasova, u kontroleru se postavljaju vrednosti gornje i donje granične temperature freona u isparivaču. Ukoliko u toku četrdesetpetominutnog rada kompresora temperatura u isparivaču sa strane freona opadne ispod donje granične vrednosti, to predstavlja signal da je količina nekondenzibilnih gasova u isparivaču već dovoljno velika i ventil za ispuštanje gasova se otvara. Ventil za ispuštanje gasova je otvoren sve dok se tem-



Slika 6. Ciklus rada odvajača Danfoss IPS8

peratura u isparivaču sa strane freona ne povisi do gornje zadate granične vrednosti, kada se zatvara. Kompresor i dalje nastavlja da radi, i ukoliko temperatura sa strane freona ponovo opadne ispod donje granične vrednosti, ventil za ispuštanje gasova se ponovo otvara. Ovaj proces će se ponavljati sve dok temperatura sa strane freona ne ostane iznad donje vrednosti 45 minuta nakon prethodnog zatvaranja ventila. Uređaj sam može da detektuje da više nema vazduha na datom priključku, pa onda prelazi na sledeću tačku automatski. Jedan ovakav radni ciklus prikazan je na slici 6.

4. Tehnički opis postrojenja

Rashladno postrojenje projektnog režima $-10/35\text{ }^{\circ}\text{C}$ na koje je ugrađen uređaj od interesa (Danfoss IPS8) nalazi se u Bosni i Hercegovini, u Tuzli. Postrojenje se koristi u pivarskoj industriji za potrebe tehnološkog procesa, prvenstveno za hlađenje fermentora, a takođe i za proizvodnju ledene vode.

Za pogon ovog amonijačnog rashladnog postrojenja koristi se pet klipnih kompresora. Za odvođenje toplote koriste se dva evaporativna kondenzatora odgovarajuće toplotne snage. Svi isparivači ovog rashladnog postrojenja su pločastog tipa i podeljeni su u dva temperaturska nivoa, i to $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ i $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (sa dva separatora za amonijak oba dimenzija $\phi 1000 \times 3000\text{ mm}$). Isparivači koji rade na temperaturi isparavanja od $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (nominalnog rashladnog kapaciteta od 1120 kW) koriste se za proizvodnju ledene vode, dok isparivači koji rade na temperaturi isparavanja od $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (nominalnog rashladnog kapaciteta 875 kW) posredstvom sekundarnog rashladnog fluida (glikol) imaju ulogu u hlađenju fermentora. Risiver ovog rashladnog postrojenja dimenzija je $\phi 1200 \times 5000\text{ mm}$.

Postojeće rashladno postrojenje radi sa pet kompresora odgovarajućih rashladnih snaga. Usled nedostatka potrebnih podataka postojećih kompresora za ovu analizu izabrano je pet klipnih kompresora jednog renomiranog proizvođača, za već postojeći temperaturski režim $-10/35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (tabela 2) koji bi trebalo da zadovolje sve potrebe pivare.

Kako bi izbor kompresora bio pravilno izveden sproveden je hidraulički proračun i određeni su padovi pritiska svih vodova od interesa. Napominje se da je ovaj proračun urađen samo za nominalni režim pri ponovnom dimenzionisanju kompresora, a da se u daljem modelu i za potrebe analize ovaj uticaj u svim režimima zanemario.

Tabela 2. Rashladne snage izabranih kompresora korišćenih u analizi

/	Rashladna snaga za režim $(-10/35\text{ }^{\circ}\text{C})$ [kW]
Kompresori 1 do 4	297,4
Kompresor 5	1081

5. Analiza godišnjih ušteda nakon ugradnje uređaja Danfoss IPS8

Analiza godišnjih ušteda u energiji, a samim tim i u novcu, biće sprovedena tako što će se vršiti upoređivanje rezultata (godišnje potrošnje električne energije) postrojenja opisanog u tehničkom opisu pre i nakon ugradnje uređaja Danfoss IPS8 (odnosno postrojenja sa prisustvom i postrojenja bez prisustva nekondenzibilnih gasova).

Postoje razne strategije upravljanja rashladnim postrojenjima. Jedna od često primenjenih metoda je da se pritisak kondenzacije održava na konstantnom nivou tokom cele (ili dela) godine. Ovo je uobičajena metoda koja je primenjena kod velike većine industrijskih rashladnih sistema u Srbiji, uprkos činjenici da ona iziskuje veću potrošnju električne energije u odnosu na neke druge načine upravljanja rashladnim sistemom. Metoda kojom bi se mogle uštedeti značajne količine energije je sa promenljivom temperaturom kondenzacije u sistemu u zavisnosti od spoljne temperature vazduha po vlažnom termometru. S obzirom da ovo nije tema ovog rada, napominje se samo kratko da svaki industrijski rashladni sistem ima svoju „osobnost“ koja bi ograničila pritisak kondenzacije da on ne sme da padne ispod donje granice koja će pogoršati ili potpuno onemogućiti pravilan i bezbedan rad tog sistema. Neka od ograničenja mogu da postoje zbog ekspanzionih ventila, otapanja isparivača pregrejanom parom, tj. toplim gasom, načina kako su dimenzionisani kondenzatori, da li sistem poseduje frekventno regulisane motore ventilator na kondenzatoru, područja radnih parametara (tzv. envelope) kompresora, kao i drugih ograničenja postavljenih načinom projektovanja sistema.

U okviru ove analize, da bi model bio nešto složeniji, temperatura kondenzacije (a samim tim i pritisak kondenzacije) tokom cele godine predviđeno je da prati promene u spoljašnjim klimatskim uslovima. U predmetnom sistemu postoje evaporativni kondenzatori, čija se temperatura kondenzacije određuje po sledećem obrascu:

$$t_{kd} = t_{wt} + 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3)$$

gde je t_{wt} [°C] temperatura po vlažnom termometru.

Da bi se sa što većom preciznošću odredila godišnja potrošnja električne energije za rad rashladnog postrojenja, potrebno je izraditi model kretanja časovnih temperatura po vlažnom termometru (a samim tim i temperatura kondenzacije) za celu godinu. Podaci o časovnim vrednostima temperatura spoljnog vazduha i relativne vlažnosti vazduha dobijene su od FHMZ Bosne i Hercegovine za 2019. godinu.

Količina energije potrebna za pogon kompresora je računata prema obrascu:

$$E = P_e \tau \text{ [kWh]} \quad (4)$$

pri čemu su P_e [kW] – efektivna snaga kompresora i τ [h] – broj časova rada kompresora.

Kako bi se dobile časovne vrednosti efektivnih snaga svakog od kompresora, moraju se prvo dobiti časovne vrednosti temperatura kondenzacije, koje se nakon toga zajedno sa padovima pritiska i temperaturom isparavanja variraju da bi se izračunale potrebne vrednosti.

Na osnovu časovnih vrednosti temperatura po suvom termometru i relativne vlažnosti vazduha (dobijenih od FHMZ Bosne i Hercegovine) mogu se prema jednačini 5 [12] dobiti aproksimativne (dovoljno tačne) časovne vrednosti temperatura po vlažnom termometru:

$$t_{wt} = t \tan^{-1}[0,151977(\phi + 8,313659)^{1/2}] + \tan^{-1}(t + \phi) - \tan^{-1}(\phi - 1,676331) + 0,00391838 \phi^{3/2} \tan^{-1}(0,023101\phi) - 4 \text{ 686 035} \quad (5)$$

gde su t [°C] – temperatura po suvom termometru i ϕ [%] – relativna vlažnost vazduha.

Kada su dobijene temperature po vlažnom termometru, korišćenjem jednačine (3) dobijaju se temperature kondenzacije za celu godinu.

Ograničenje minimalne temperature kondenzacije, kao što je već napomenuto, može da postoji iz raznih razloga. U ovom razmatranju usvojeno je da je ograničavajući faktor pad pritiska na prigušnim organima za dopunu separatora u instalaciji. Takođe, potrebno je voditi računa o optimalnoj radnoj tački u sprezi kompresor – evaporativni kondenzator, iako ovo u mnogome zavisi i od načina dimenzionisanja evaporativnog kondenzatora (poželjno je da sistem radi pri minimumu pritiska kondenzacije, koji je u funkciji objedinjenje potrošnje elektromotora kompresora i motora ventilatora/pumpi na kondenzatoru). Kako je pritisak isparavanja prilikom analize smatran konstantnim, to znači da postoji minimalni dozvoljeni pritisak kondenzacije koji omogućava nesmetan rad sistema i usvojeno je da on iznosi približno 8,33 bar, što odgovara minimalnoj temperaturi kondenzacije od 19,3 °C. Za potrebe analize usvojena je vrednost temperature od 20 °C.

Broj časova rada kompresora na određenoj temperaturi kondenzacije (slika 7) dobija se definisanjem broja ponavljanja svake od pojedinačnih vrednosti temperatura kondenzacije za časovne vrednosti za celu godinu.

Na osnovu do sada izračunatih podataka pristupa se proračunu godišnje potrošnje električne energije postrojenja bez prisustva nekondenzibilnih gasova, jer njegovu temperaturu kondenzacije sa „gornje“ strane definišu samo spoljašnji klimatski uslovi, a sa „donje“ strane konstrukcija prigušnih organa.

Tabela 3. Godišnja potrošnja električne energije postrojenja bez prisustva nekondenzibilnih gasova

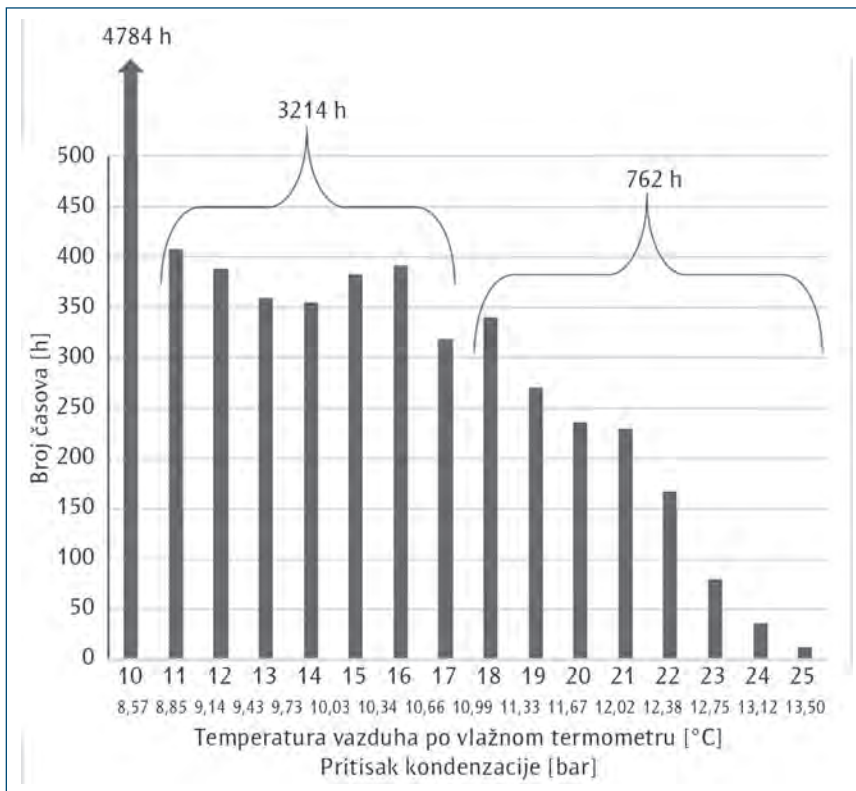
Povišenje pritiska kondenzacije	Godišnja potrošnja električne energije
0 bar	3 272 680 kWh

S obzirom da u postrojenju nisu postojali realni podaci o radu sistema pre ugradnje odvajanja nekondenzibilnih gasova, da bi se izračunala godišnja potrošnja električne energije postrojenja sa prisustvom nekondenzibilnih gasova pre svega moraju se pretpostaviti vrednosti povišenja pritiska kondenzacije uzrokovane prisustvom nekondenzibilnih gasova. Za ovaj proračun usvojene su sledeće vrednosti: 0,1 bar, 0,2 bar, 0,3 bar i 0,5 bar.

Kako bi se dobile efektivne snage kompresora za svako od navedenih povišenja pritiska, moraju se prvo izračunati ekvivalentna povišenja temperature kondenzacije. Na ovaj način dobijaju se takođe podaci časovnih vrednosti temperatura kondenzacije za celu godinu. Kada su dobijene nove temperature kondenzacije, pristupa se određivanju broja časova rada (postupak je identičan kao i za postrojenje bez prisustva nekondenzibilnih gasova, osim što se mora obaviti za svako povišenje pritiska posebno).

Kada su poznate ukupne potrošnje električne energije na godišnjem nivou za postrojenje bez prisustva nekondenzibilnih gasova, kao i za postrojenje sa prisustvom nekondenzibilnih gasova (za četiri različite vrednosti povišenja pritiska kondenzacije), može se pristupiti analizi dobijenih podataka. Potrošnje električne energije na godišnjem nivou prikazane su u tabeli 4.

U proračunu je uzet u obzir i rad instalacije na parcijalnom opterećenju kroz korekcionni factor u vrednosti 0,8, koji uzima u obzir smanjenje angažovane snage motora kompresora.



Slika 7. Broj sati potencijalnog rada na odgovarajućem pritisku kondenzacije za grad Tuzlu

Tabela 4. Godišnja potrošnja električne energije postrojenja sa prisustvom nekondenzibilnih gasova za različita povišenja pritiska kondenzacije

Povišenje pritiska kondenzacije	Godišnja potrošnja električne energije
0,1 bar	3 302 179 kWh
0,2 bar	3 328 911 kWh
0,3 bar	3 362 856 kWh
0,5 bar	3 445 908 kWh

Na osnovu rezultata prikazanih u tabeli 4 vidi se da u zavisnosti od količine prisutnih nekondenzibilnih gasova u instalaciji (odnosno od povišenja pritiska kondenzacije) može doći do povećanja potrošnje električne energije postrojenja, u opsegu od 29 500 ÷ 173 000 kWh za analizirani slučaj u toku jedne godine tokom svih 8 760 h.

Prosečna cena električne energije za industrijski sektor u Bosni i Hercegovini (gde se postrojenje od interesa nalazi) za 2021. godinu bila je 0,111 \$/kWh [13]. Sa ovim podatkom može se izračunati i kolike su godišnje uštede u novcu nakon ugradnje odvajča nekondenzibilnih gasova. Vrednosti ušteda u novcu prikazane su u tabeli 5.

Tabela 5. Analiza godišnjih ušteda

Pritisak kondenzacije [bar]	Godišnja potrošnja električne energije [kWh]	Razlika potrošnja za postrojenje u prisustvu nekondenzibilnih gasova i bez njih [kWh]	Potencijalna ušteda u novcu [\$]
p_{kd}	3 272 680	0	0
$p_{kd} + 0,1$ bar	3 302 179	29 500	~ 3 300
$p_{kd} + 0,2$ bar	3 328 911	56 231	~ 6 200
$p_{kd} + 0,3$ bar	3 362 856	90 176	~ 13 400
$p_{kd} + 0,5$ bar	3 445 908	173 229	~ 19 200

Iz tabele 5 može se zaključiti da uštede u novcu, pogotovo za veće vrednosti povišenja pritiska kondenzacije, mogu prelaziti 19 000 dolara godišnje, što predstavlja značajnu uštedu, a da se ne spominju ostali benefiti rada sistema pri sniženim pritiscima kondenzacije (pri manjim stepenima sabijanja).

Usled dugogodišnjeg trenda povišenja cena električne energije, sa tendencijom još strmijeg rasta, kako za rezidencijalni tako i za industrijski sektor, ove uštede u nekom skorijem vremenskom roku mogu postati još značajnije.

Ako bi se ostvareni rezultati analize uporedili sa vrednostima iz dostupne literature (tabela 6), može da se dođe do zaključka da je analizirani scenario u ovom radu dosta skromnije procenjen u odnosu na prijavljene rezultate iz analize Rockwell-a [4], koji je razmatrao značajnije smanjenje pritiska kondenzacije kao posledicu rada odvajča (u opsegu od 0,345 bar do 1,38 bar). U ovoj analizi usvojena maksimalna vrednost razlike pritisaka od 0,5 bar je u donjem opsegu vrednosti iz [4].

Ukoliko bi se na osnovu podataka iz tabele 6 izračunala procenjena ušteda primenjena na konkretan primer iz rada, smanjenje pritiska od 0,5 bar (pri ceni od 0,111 \$/kWh) bi doprinelo uštedi od 18 500 \$ na

godišnjem nivou, što dosta dobro odgovara izračunatoj vrednosti od 19 200 \$ u ovom radu.

Tabela 6. Podaci o uštedama preuzeti iz [4] korišćenjem odvajča nekondenzibilnih gasova. Godišnje uštede u novcu na ~ 350 kW hlađenja za 6 500 h rada postrojenja

Smanjenje pritiska kondenzacije [bar]	0,08 [\$/kWh]	0,10 [\$/kWh]	0,12 [\$/kWh]
0,345 bar	1070	1330	1600
0,689 bar	2130	2660	3200
1,034 bar	3200	4000	4800
1,379 bar	4260	5330	6390

6. Proračun ispuštene količine nekondenzibilnih gasova

Na osnovu razlike pritisaka ispred i iza ventila za ispuštanje nekondenzibilnih gasova na uređaju i njegove Kv vrednosti može se izračunati protok nekondenzibilnih gasova kroz ventil za ispuštanje.

U zavisnosti od konstrukcije odvajča nekondenzibilnih gasova pritisak ispred ventila za ispuštanje varira, ali u slučaju uređaja kojim se ovaj rad bavi (Danfoss IPS8) pritisak ispred ventila jednak je pritisku kondenzacije. Prosečni pritisak kondenzacije za celu godinu iznosi 8,96 bar, dok je pritisak iza ventila za ispuštanje jednak atmosferskom pritisku (101 325 Pa). Kv vrednost ventila je poznata za ventil koji je ugrađen (Danfoss, AKVA10-1) i ona iznosi 0,01 m³/h [14].

Zapreminski protok gasa kroz ventil računa se prema sledećem obrascu:

$$\dot{V} = \frac{Kv 257 p_1}{\sqrt{\rho_n T}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6)$$

gde su:

- p_1 [bar] – pritisak ispred ventila,
 ρ_n [m³/kg] – gustina gasa pri normalnim uslovima
(273,15 K, 101 325 Pa),
 T [K] – temperatura gasa.

Pošto je u instalaciji od svih nekondenzibilnih gasova najdominantniji vazduh, onda će se za gustinu gasa usvojiti gustina vazduha, $\rho_n = 1,293 \text{ m}^3/\text{kg}$ [11].

Kako uređaj Danfoss IPS8 hladi mešavinu nekondenzibilnih gasova i amonijaka do temperature od $-40 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura gasova na izlazu je $T = 273,15 - 40 = 233,15 \text{ K}$.

Kada se u jednačini 6 zamene odgovarajuće vrednosti dobije se zapreminski protok:

$$\dot{V} = 1,326 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na uređaju Danfoss IPS8 očitano je da je ventil za ispuštanje nekondenzibilnih gasova (od momenta kada je uređaj ugrađen do trenutka očitavanja podataka, tokom četiri meseca) bio otvoren ukupno 9 časova. Sa ovim podatkom lako se računa ukupna količina ispuštenih nekondenzibilnih gasova i ona iznosi:

$$V = 11,94 \text{ m}^3$$

7. Zaključak

Izrada ovog rada podrazumevala je teorijsku i praktičnu analizu odvajanja nekondenzibilnih gasova primenjenih na konkretno, postojeće amonijačno rashladno postrojenje. Jedino na ovaj način mogla se u potpunosti razumeti uloga odvajanja nekondenzibilnih gasova, kao i benefiti koje njihova ugradnja na određeno rashladno postrojenje nosi.

Ovim radom i analizom svih dobijenih rezultata potvrđuje se ne samo važnost, već i brza isplativost ugradnje odvajanja nekondenzibilnih gasova na postojeća amonijačna rashladna postrojenja. Značajna smanjenja u potrošnji električne energije, kao i uštede u novcu, jedan su od glavnih argumenata za ugradnju uređaja ovog tipa. Ali, osim direktnih ušteda, prisutne su takođe i one indirektno, koje se ne uočavaju direktno kroz potrošnju energije, već kroz smanjenje potreba za održavanjem usled približenja radnih uslova postrojenja sa ugrađenim odvajanjem nekondenzibilnih gasova optimalnim radnim uslovima (niži pritisci na potisu kom-

presora, stepen zagrevanja kompresora i njegovog habanja znatno sniženi).

Stoga, uzevši u obzir sve do sada navedeno, ugradnja odvajanja nekondenzibilnih gasova treba da bude jedan od prvih koraka pri poboljšanju eksploatacionih karakteristika svakog amonijačnog rashladnog postrojenja, ali, treba naglasiti, da se za postrojenja starije proizvodnje, gde je usled čestih intervencija i dotrajalosti svih elemenata prisustvo nekondenzibilnih gasova neminovno, ova mera posebno preporučuje.

8. Literatura

- [1] **Joshi, Anand**, Cold Chain journal, Volume 5, Number 2, July-August 2014.
- [2] **Markoski, Mile**, *Rashladni uređaji*, Drugi deo, Mašinski fakultet, Beograd, 2013.
- [3] **Danfoss User Guide**, Intelligent Purging System (IPS8), Ammonia
- [4] **Rockwell, Thomas C.**, *Efficiency Tips for Automated Purging of Refrigeration Systems*, The Technical Report, Refrigerating Engineers & Technicians Association, June 2002.
- [5] **Vujić, Sava**, *Rashladni uređaji*, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
- [6] **Johnson Controls**, Better refrigeration efficiency and lower costs with the AP1000 Air Purger, 11.2015.
- [7] **Parker Hannifin Corporation**, Auto Purger Model V200 Product Bulletin 75-00 J
- [8] **Franović, Kristina**, *Tehnološki proces proizvodnje piva*, Veleučilište u Karlovcu, Karlovac, 2016.
- [9] **Mandić, Aleksa**, Master (M.Sc.) rad, Mašinski fakultet, Beograd, 2022.
- [10] **Handbook-Refrigeration**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 2006.
- [11] **Vasiljević, Bogosav M., Miloš J. Banjac**, *Priručnik za termodinamiku*, Mašinski fakultet, Beograd, 2012.
- [12] **Obrazac za temperaturu po vlažnom termometru**: <https://physicscalc.com/physics/wet-bulb-calculator/>
- [13] **Cena električne energije u BiH**: https://www.global-petrolprices.com/Bosnia-and-Herzegovina/electricity_prices/
- [14] **Danfoss Installation guide**, Electric purge valve AKVA 10, Replacement of filter and orifice.

kgH



Dragan Šoškić

DALJINSKO GREJANJE – projektovanje cevne mreže



Ovaj rukopis je rezultat četrdesetogodišnjeg rada, njenog autora u oblasti projektovanja, izvođenja radova i vođenja stručnog nadzora na objektima daljinskog grejanja.

Multidisciplinarni tekst metodološki je dobro napisan, počev od procene potrebnog toplotnog fluksa naselja koje se analizira, konfiguracije cevne mreže, termičkog i hidrauličnog proračuna kao i proračuna čvrstoće cevovoda.

U knjizi je posebna pažnja posvećena optimizaciji cevne mreže daljinskog grejanja, uzimajući u obzir veći broj parametara. Autor koristi namenske softvere pomoću kojih se dobija željeno potreban broj varijantnih rešenja tako da je moguće izabrati ciljano najpovoljnije tehno-ekonomsko rešenje.