ISSN 1302 - 2415

EKİM - ARALIK 2023

TTMD

www.ttmd.org.tr

Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat E-Dergisi • HVAC, Refrigeration, Fire Safety and Sanitary E-Journal

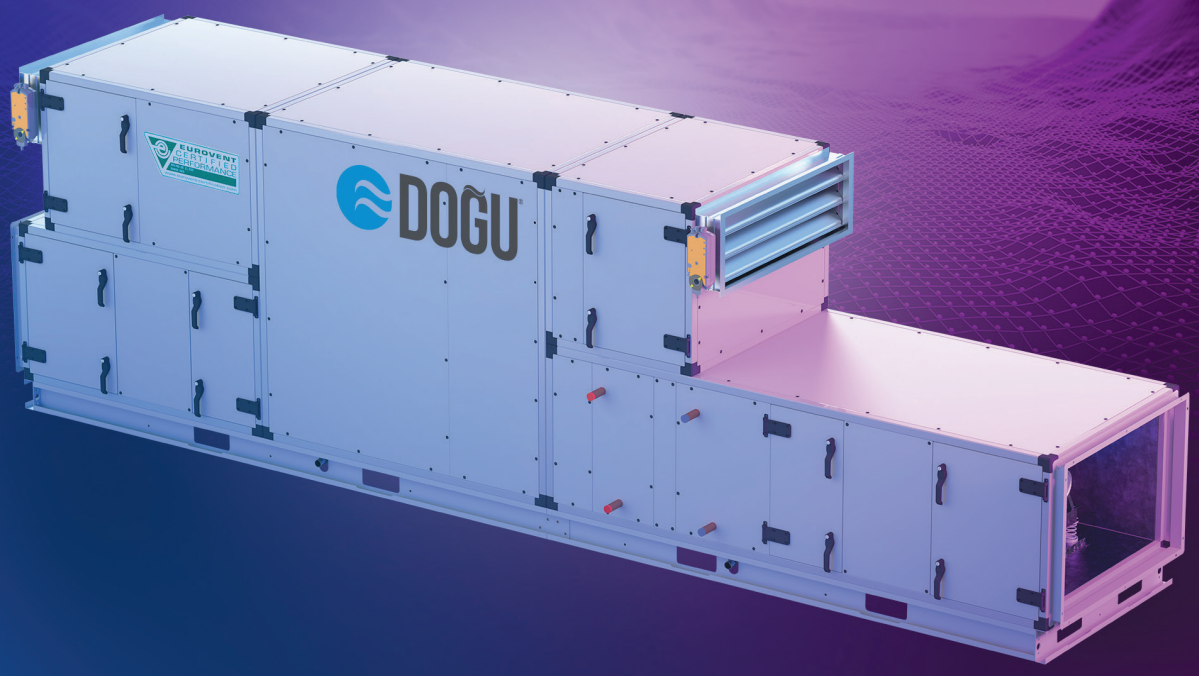
DOĞU İKLİMLENDİRME'NİN KATKILARI İLE YAYIMLANMAKTADIR.

SAYI 140'IN EKİDİR

Buhar Sıkıştırmalı Çevrimin Performansının Artırılması

İKLİMLENDİRMENİN GELECEĞİ İÇİN
DOĞU'YA BAKIN

Enerji verimliliği yüksek, çevreci, yenilikçi ve sürdürülebilir
iklimlendirme cihazlarını geleceğin teknolojisi ile geliştiriyoruz.



DOĞU 25 YIL

www.doguhvac.com

Buhar Sıkıştırmalı Çevrimin Performansının Artırılması

İçindekiler

Özet 3
Teorik Yöntemler 4
Sonuçlar ve Tartışma 5
Değerlendirmeler 7
Kaynaklar 7

Bu makale Nisan 2023'te ASHRAE Dergisi'nde yayınlanmıştır. Telif Hakkı 2023 ASHRAE. www.ashrae.org adresinde yayınlandı. Bu makale ASHRAE'nin izni olmadan elektronik veya basılı olarak kopyalanamaz ve/veya dağıtılamaz. ASHRAE Dergisi hakkında daha fazla bilgi için www.ashrae.org adresini ziyaret edin.

ANDREW J. WILLIAMSON[a]
Dr. KHALED A. SALLAM[b]

Soğutma, dünyanın toplam elektrik tüketiminin %20'sini oluşturmaktadır ve küresel soğutma talebi 2050 yılına kadar iki katından fazla artabilir[1]. Enerji tüketimindeki artışı dengelemek için soğutma çevrimlerinde iyileştirmelere ihtiyaç vardır. Bu makale, kompresör ile genleşme işlemi arasındaki ısı transferinin, konvansiyonel mekanik buhar sıkıştırmalı çevrimlerinin performans katsayısı (COP) üzerindeki etkisini ölçmektedir.

Soğutma için kullanılan en popüler termodinamik çevrim, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bir evaporatör, bir kompresör, bir kondenser ve bir genleşme valfinden oluşur. Isı, düşük basınçlı ve sıcaklıklı evaporatördeki soğutucu akışkan tarafından ısının absorbe edilmesi ve soğutucu akışkanın, ısının atılacağı daha yüksek sıcaklıklı ve basınçlı kondensere sıkıştırılması yoluyla soğuk rezervuardan sıcak rezervuara taşınır. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatörün daha düşük basınç ve sıcaklığına kadar genleştirilir ve çevrim tekrarlanır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde iki termodinamik kayıp kaynağı vardır. İlk kaynak tek kademeli gaz sıkıştırmasıdır; ikincisi iş kaybına yol açan izentalpik genleşmedir[2].

Kayıpların ilk kaynağı, çeşitli farklı yöntemler kullanılarak ara soğutma ile azaltılabilir. Bunlar; ara soğutucu, flaş gaz enjeksiyonu, flaş ara soğutma ve alt soğutuculardır[3]. Her biri, bir dizi kompresör arasındaki akışkanı soğutarak çevrimin performansını artırır. Kaskat bir soğutma çevrimi benzer şekilde çalışır ve birden fazla soğutucu akışkan kullanabilme avantajı sağlar. Her iki yöntem de sıkıştırma sırasında akışkanın soğutulmasının, soğutma

a ASHRAE Kısmi Üyesi
b ASHRAE Üyesi

çevriminin performansını artıracağını göstermektedir[4].

İkinci kayıp kaynağı, soğutucu akışkanın evaporatöre girmeden önce basıncını ve sıcaklığını düşürmek için genleşme valfi veya başka bir kısılma cihazının kullanılmasıdır. Ejektörler ve genleşticiler gibi kısılma cihazlarında alternatifler mevcuttur. Bir ejektör, çevrimin verimini artırmak amacıyla sıkıştırmadan önce evaporatörden gelen akışın basıncını artırmak için kondenserden gelen yüksek basınçlı akışı kullanır. Çalışmalar teorik olarak performans katsayısında (COP) %20'lik bir iyileşmenin sağlanabileceğini göstermiştir[5]. Ancak bu, yüksek basınçlı akışkanı alıp kademeli olarak genleştiren ve süreçte mekanik iş üreten genleştiricinin aksine enerji üretmez. Çalışmalar, bir genleştiricinin eklenmesinin transkritik CO_2 çevrimleri için COP'yi %30 oranında iyileştirdiğini göstermiştir[6]. Xia ve diğerleri[7], konvansiyonel buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki kısılma vanasını genleştirici bir prototiple değiştirmiştir ve konvansiyonel sistemle karşılaştırıldığında soğutma sisteminin COP'sinde %9'luk bir artış olduğunu bulmuştur.

Soğutma çevrimlerinin çevre üzerinde de küresel ısınma etkisi vardır; bunun %63'ü sistemlerin enerji tüketiminden kaynaklanmaktadır, ancak %37'si soğutucu akışkanların atmosfere sızması nedeniyle meydana gelmektedir. Kloroflorokarbonlar (CFC'ler) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC'ler), ozon tabakasını tükettikleri keşfedilmeden önce soğutucu akışkan olarak yaygın şekilde kullanılıyordu. 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile dünya, ozon tabakasını incelten maddelerin (ODS) kullanımının aşamalı olarak durdurulmasını kabul etti[8]. Soğutucu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermenin yanı sıra küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptir. ODS olmadıkları için birçok soğutma uygulamasında CFC'lerin yerine hidroflorokarbon (HFC'ler) kullanıldı; ancak yine de yüksek GWP'ye sahiplerdir. Uzun vadeli sürdürülebilir bir çözüm, amonyak ve CO_2 gibi doğal soğutucu akışkanların aşamalı olarak devreye alınması olacaktır. Ancak maliyet, verimlilik ve CFC soğutma teknolojisiyle uyumluluk gibi doğal soğutucu akışkanların benimsenmesini engelleyen faktörler vardır[9].

Önceki çalışmalar buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimine bir genleştiricinin eklenmesiyle sağlanan iyileştirmeyi göstermiş olsa da bu makalede ısının kompresör tarafından genleştirici tarafına aktarılmasının etkisi teorik olarak incelenmiştir. Hipotez, bir ara soğutucu kullanıldığında kompresör performansının artacağı bilindiğinden, bu tür bir ısı transferinin çevrimi olumlu yönde etkileyeceği yönündeydi. Bu konsept, sıkıştırma ve genleştirme cihazları arasında bir kaynaşma olarak tasavvur edilmiştir. Mekanik olarak bu, bir radyal kompresör ile radyal türbinin arka arkaya kademelendirilmesi kadar basit veya ısı transfer akışkanının bir cihazdan diğerine sürekli olarak pompalanması kadar karmaşık olabilir. Mevcut çalışmanın odak noktası, böyle bir düzenlemenin mekanik buhar sıkıştırma çevrimlerinin performansı üzerindeki etkisini termodinamik olarak incelemektir. Hem konvansiyonel HFC'lerin hem de doğal soğutucu akışkanların potansiyel faydalarını incelemek için beş farklı iş akışkanı değerlendirilmektedir.

Teorik Yöntemler

Tüm mekanik buhar sıkıştırmalı çevrimin simülasyonu, ayrıklaştırılmış (diskritize edilmiş) ana denklemlerinin çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir[10]. Açık kaynaklı CoolProp kütüphanesi[11] kullanılarak farklı soğutucu akışkanların özellikleri bulunmuştur. Bir buhar sıkıştırmalı sisteminin verimi, ısıtma veya soğutmanın sisteme sağlanan mekanik işe oranı olarak tanımlanan COP ile ölçülür. COP soğutma için β ve ısıtma için γ olarak temsil edilecek ve aşağıdaki şekilde ifade edilecektir:

$$\beta = \frac{Q_{ek}}{W_{toplam}} \tag{1}$$

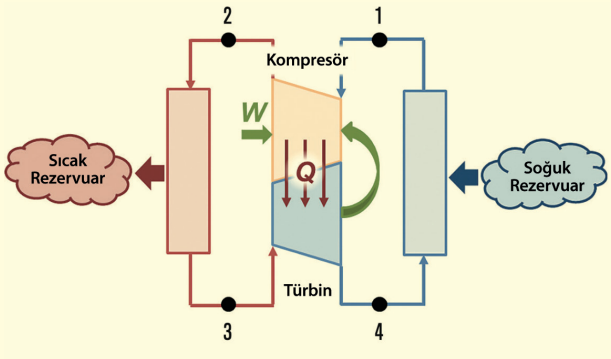
$$\gamma = \frac{Q_{at}}{W_{toplam}} \tag{2}$$

burada, Qek evaporatörde çevrime eklenen ısıyı, Qat kondenserde çevrimden atılan ısıyı ve Wtoplam sistemin toplam işini ifade eder ve Eş. 3 ile hesaplanır:

$$W_{toplam} = W_{komp} - W_{gen} \tag{3}$$

Bu eşitlikte W_{komp} kompresörün enerji tüketimini ve W_{gen} ise genleştirme elemanında kazanılan enerjiyi göstermektedir.

Bu değerlendirmede, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, standart kompresör ve genleştirme elemanının yerine bir kompresör ve genleştirici füzyon cihazını içerecek şekilde değiştirilecektir (Şekil 1). Bu şekilde ısı, sıkıştırılan akışkandan genleşen akışkana aktarılabilir ve ideal olarak çevrimin performansı arttırılabilir.



ŞEKİL 1. Bir kompresör-genleştirme elemanı füzyon cihazı ile standart buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini gösteren bir diyagram.

Denklem 4'te gösterildiği gibi, ısının kompresörden genleştiriciye aktarılması performansını değerlendirmek için kinetik veya potansiyel enerji değişimi olmadığını varsayarak termodinamiğin birinci yasasının genel bir formu kullanılmıştır[12].

$$\delta Q + \delta W = \Delta h \quad (4)$$

burada δQ sabit ısı transferi miktarı, Δh entalpi değişimi ve δW verilen iştir.

$$\delta W = -v\,\Delta P \quad (5)$$

burada v özgül hacim ve ΔP basınçtaki değişimdir[13].

Mevcut analizde hem genleştirici hem de kompresör ayrı kontrol hacimleri olarak değerlendirilmiştir. Ana denklemlerinin ayrıklaştırılmış formu (birinci yasa), genleştirici ve kompresördeki genişleme ve sıkıştırmayı simüle etmek için geriye doğru fark alma (örtük yöntem) kullanılarak basınç ekseni boyunca ilerleyen sayısal entegrasyonla çözülmüştür. Başlangıç koşulları olarak kompresör girişindeki doymuş buhar ve genleştirici girişindeki doymuş sıvı kullanılmıştır. Entalpi, basıncın ve özgül hacmin bir fonksiyonu olarak hesaplanmış ve iki denklem (Denklem 6 ve Denklem 7), bir sonraki basınç adımına geçmeden önce yinelemeli (iteratif) olarak çözülmüştür.

$$\delta Q_i = (h_i - h_{i-1}) - (v_i + v_{i-1})(P_i - P_{i-1})/2 \quad (6)$$

$$h_i = f(P_i, v_i) \quad (7)$$

Isı transferi ve basınç farkı, kompresör genleştirici füzyon cihazının geometrisinin bir fonksiyonudur. Bu analiz için basınç oranıyla (pressure ratio) orantılı sabit bir ısı transferi miktarının olduğu varsayılmıştır. Ayrı bir basınç değişimi çözüm adımı büyüklüğü seçilmiş ve ısı transferi varsayıma göre eşit olarak bölünmüştür. Çözüm yeterli doğruluğa yaklaşana kadar basınç adımı azaltılmıştır. Sabit ısı transferi varsayımı, hacim oranının basınç oranına karşılık gelmesi nedeniyle cihazın içindeki akış yönü boyunca sabit ısı transferinin meydana geldiği ideal bir senaryo için iyi bir yaklaşım sağlamıştır. Cihaza özgü bir δQ/ΔP elde etmek için tasarım yinelemeleri sırasında gerçek bir tasarımın ayrıntılı bir akışkanlar mekaniği ve ısı transferi simülasyonu gerekli olacaktır.

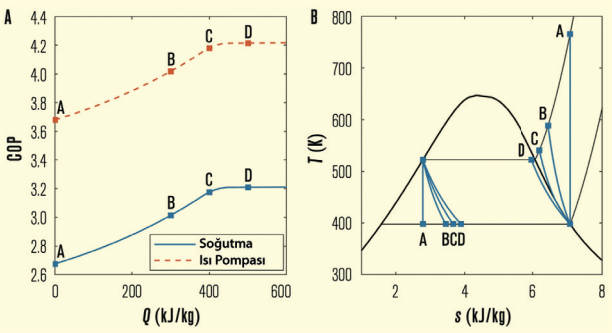
Standart buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki COP'sinin karşılaştırması beş farklı akışkan için gerçekleştirilmiştir: yaygın olarak kullanılan iki soğutucu akışkan, R-134a ve R-410A; iki doğal soğutucu akışkan, CO_2 ve amonyak; ve su. Bu soğutucu akışkanların buhar bölgelerinin sıcaklığı büyük ölçüde farklılık gösterir, bu da tüm akışkanlar için aynı sıcak ve soğuk rezervuarların kullanılmasının adil bir karşılaştırma sağlama olasılığını azaltır. Bu nedenle kritik ve üçlü sıcaklıklar arasındaki farkın sırasıyla 2/3'ü ve 1/3'ü kadar sıcak ve soğuk rezervuarlar hesaplanmıştır (Denklem 8 ve Denklem 9).

Sıcak rezervuar: $T_H = \frac{2}{3}\left(T_{kritik} - T_{\text{üçlü}}\right) + T_{\text{üçlü}}$ (8)

Soğuk rezervuar: $T_C = \frac{1}{3}\left(T_{kritik} - T_{\text{üçlü}}\right) + T_{\text{üçlü}}$ (9)

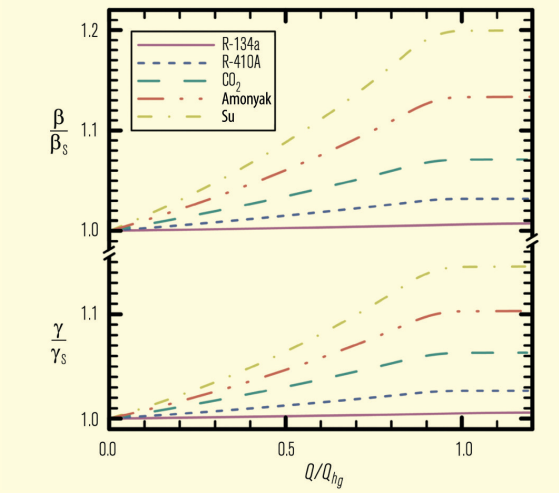
Sonuçlar ve Tartışma

Kompresörden genleştiriciye ısı transferi, COP'deki iyileşmenin de gösterdiği gibi hem ısı pompası hem de soğutma çevrimlerinde faydalı olmuştur (Şekil 2a). COP iyileşmesi, kritik bir değere ulaşılana kadar ısı transfer miktarıyla orantılıdır, bundan sonra daha fazla ısı transferi COP'yi önemli ölçüde artırmamıştır. Çevrimi bir T-s diyagramı üzerinde incelerken (Şekil 2b), turuncu noktalı çizgiyle gösterildiği gibi, azalan dönüş noktasının, doymuş buhar çizgisine teğet olan sıkıştırma işlemine karşılık geldiği bulunmuştur. Aynı şekildeki mavi çizgi izantropik bir sıkıştırma sürecini temsil etmektedir. Kritik noktadan sonra kompresörden daha fazla ısı transferi, teorik ve pratik olarak istenmeyen bir durum olan ıslak kompresör çıkışıyla sonuçlanmıştır.



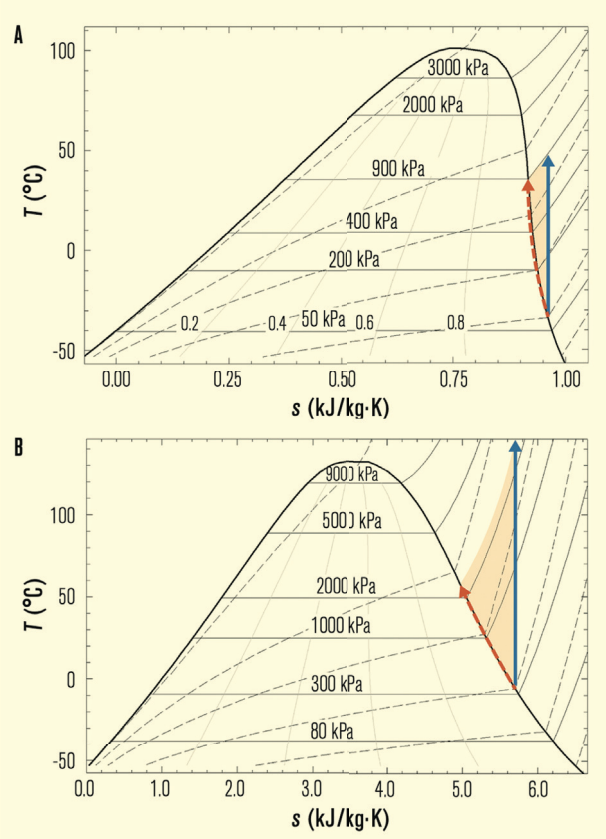
ŞEKİL 2. Isı transfer miktarının çevrimin performans katsayısı üzerindeki etkisi: (a) COP (b) T-s diyagramı. A, B, C ve D noktaları sırasıyla Q = 0 kJ/kg, Q = 300 kJ/kg, Q = 400 kJ/kg ve Q = 500 kJ/kg'a karşılık gelir.

Genleştirici ile kompresör arasındaki ısı transferi, Şekil 3'te farklı akışkanlar için bir genleştiricili izentropik çevrimin COP'si ve kompresör çıkışının doymuş buhar olduğu kritik nokta ısı transferi ile COP'nin normalleştirilmesi yoluyla karşılaştırılmıştır. Soğutma için yaygın HFC soğutucu akışkanların COP'sindeki artış, R-134a için %1 ve R-410A için %3 olarak bulunmuştur. CO_2 ve amonyak gibi doğal soğutucularda COP'de sırasıyla %7 ve %13'lük daha büyük artışlar görülmüştür. COP'deki en büyük artış %20 artışla su için olmuştur. Isı pompası çevriminde de benzer bir eğilim gözlenmiştir; ancak artışlar o kadar belirgin değildir.



ŞEKİL 3. İş akışkanını değiştirmenin, izentropik çevrimlerin COP'si ile normalize edilmiş COP üzerindeki etkisi: (üst) soğutma ve (alt) ısı pompası çevrimleri.

COP değerindeki artışın T-s diyagramındaki doymuş buhar çizgilerinin eğimiyle ilişkili olduğu bulunmuştur. Şekil 4a'da gösterilen R-134a'nın T-s diyagramı ile Şekil 4b'de gösterilen amonyağın T-s diyagramının karşılaştırılması, ikincisinin önemli ölçüde daha az dik bir doymuş buhar hattına sahip olduğunu göstermektedir. Bu, doymuş buhar hattı için daha dik bir eğime sahip olan R-134a için yalnızca %1'lik COP artışına kıyasla amonyak için %13'lük COP artışıyla yansıtılmaktadır. Önerilen sıkıştırma-genleşme füzyon konsepti kullanıldığında, doğal soğutucuların HFC tipi soğutuculara göre daha yüksek COP iyileştirmesi gösterdiği sonuçlardan açıkça anlaşılmaktadır.



ŞEKİL 4. (a) Bir HFC soğutucu akışkanı olan R-134a ve (b) doğal bir soğutucu akışkan olan amonyağın T-s diyagramlarının karşılaştırılması, doyma sıcaklığı ve entropinin bir fonksiyonu olarak doymuş buhar eğrisinin eğimindeki farkı vurgular.

COP'deki potansiyel artışın niceliğini belirlemek için yazarlar tarafından yeni bir boyutsuz parametre geliştirilmiştir.

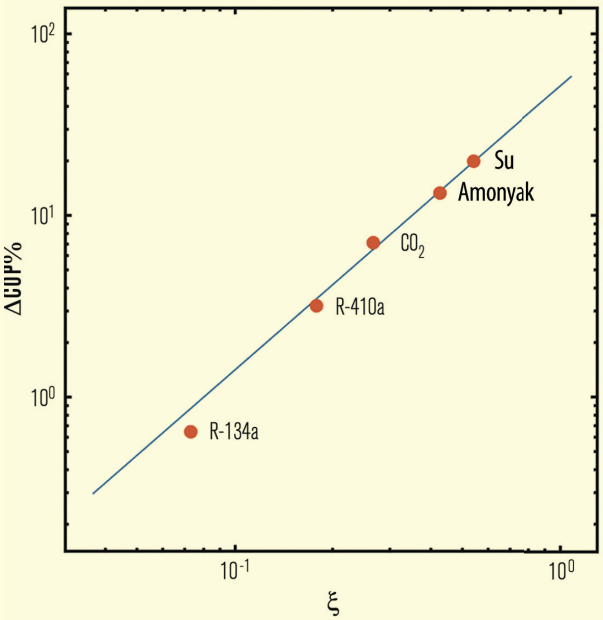
$$\zeta = \oint_{s1}^{s2} \frac{T_p - T_g}{h_p - h_g} ds \qquad (10)$$

burada s1 ve s2, evaporatör basıncından kondenser basıncına kadar sıkıştırma işleminin başlangıç ve son durumlarını ifade eder, Tp ve hp sırasıyla sıkıştırma işleminin sonundaki sıcaklık ve entalpidir ve Tg ve hg sıkıştırma sonunda aynı basınca karşılık gelen doymuş buhar sıcaklığı ve doymuş buhar entalpisidir. Yeni sayı,

ξ, çıkarılması gereken ısının olası iş azaltımına oranını temsil eder. Uzaklaştırılması gereken ısı, Şekil 4'te mavi okla işaretlenen izantropik sıkıştırma çizgisi ile T-s diyagramında turuncu noktalı çizgiyle işaretlenen doyma çizgisi arasındaki alan olarak görselleştirilebilir. Bu yeni geliştirilen boyutsuz sayının, beş farklı soğutucu akışkan için COP'deki maksimum artışı büyüklük sırasına göre ilişkilendirmede başarılı olduğu bulunmuştur (Şekil 5). En iyi uyum korelasyonu da Şekil 5'te çizilmiş ve şu şekilde verilmiştir:

$$\Delta COP\% = C_1 \zeta^{C_2} \qquad 11)$$

burada $C_1 \approx 52$, $C_2 = 5/8$ ve korelasyon katsayısı $R^2 = 0{,}997$'dir.



ŞEKİL 5. Boyutsuz ξ sayısının bir fonksiyonu olarak COP'nin mevcut yüzdesel artışı.

Değerlendirmeler

Burada beş farklı iş akışkanı kullanılarak ele alınan kompresör-genleştici-füzyon konseptinin hem soğutma hem de ısı pompası çevrimlerinin performans katsayısının (COP) iyileştirilmesinde umut verici olduğu kanıtlanmıştır. Mümkün olan maksimum iyileştirmeler, buhar doyma çizgisine teğet olan sıkıştırma işlemine karşılık gelmiştir ve bu da iyileştirmeler için kritik bir noktaya işaret etmektedir.

T-s diyagramında doymuş buhar çizgisi üzerinde daha yatık bir eğime sahip olan akışkanlar için COP daha fazla artmıştır. Bunun nedeni, kompresörden gelen aşırı ısıtılmış buharın doymuş buhara yoğuşmasından önce mevcut olan ısı transferinin artmasıdır. Doğal soğutucu akışkanların daha yatık doymuş buhar eğrilerine sahip olma olasılıkları daha yüksek olduğundan, kompresör-genleştirici-füzyondan daha fazla iyileştirme elde edilmiştir. Artış, doğal soğutucuları gelecekteki çalışmalarda daha uygun bir çözüm haline getirmektedir.

Önerilen çevrimin izentropik sıkıştırmaya göre teorik bir avantajı olmasına rağmen, böyle bir füzyon konfigürasyonunun fizibilitesi gelecekteki herhangi bir çalışmada dikkate alınmalıdır. Spesifik olarak, füzyon kompresör-genleştirici ünitesinin gerekli teorik ısı transferine sahip olma yeteneğinin yanı sıra genleştirici işleminin dayanıklılığının deneysel olarak test edilmesi gerekmektedir.

Mevcut analiz, kompresör girişinde doymuş buhar ve genleştirici girişinde doymuş sıvı bulunan idealleştirilmiş bir senaryodur; aşırı ısıtma ve aşırı soğutmanın etkileri gelecekteki çalışmalarda araştırılmalıdır. Ayrıca sıcak ve soğuk rezervuarların hesaplanmasında kullanılan yöntem, bazı uygulamalar için gerçekçi çalışma koşullarını temsil edemeyen sıcaklıklarla sonuçlanmıştır. Mevcut çalışma, soğutucu akışkanların fizibilitesini karşılaştırmak için kullanılmamalı, daha ziyade önerilen yöntemi kullanırken her bir soğutucu akışkan için mevcut olan bağıl enerjinin karşılaştırılması ve gelecekteki çalışmalar için önerilen gerçek çalışma koşullarına dayalı soğutucu akışkan performansının karşılaştırılması için kullanılmalıdır.

Son olarak, bu çalışmada ele alınan R-134a ve R-410A, yüksek GWP değerlerinden dolayı yakın zamanda kullanımdan kaldırılacaktır. Bu nedenle gelecekteki çalışmalar, genleştirici teknolojisini teşvik etmek için düşük GWP'li hidrofloroolefinlere veya bunların alternatiflerine odaklanmalıdır.

Kaynaklar

1. Dupont, L.J, P. Domanski, P. Lebrun, F. Ziegler. 2019. "The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019), 38th Note on Refrigeration Technologies." International Institute of Refrigeration.
2. Park, C., H. Lee, Y. Hwang, R. Radermacher. 2015. "Recent advances in vapor compression cycle technologies." International Journal of Refrigeration 60:118 – 134.
3. Yu, B., J. Yang, D. Wang, J. Shi, J. Chen. 2019. "An updated review of recent advances on modified

technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle." Energy 189:116147.
4. Pan, M., H. Zhao, D. Liang, Y. Zhu, et al. 2020. "A review of the cascade refrigeration system." Energies 13(9):2254.
5. Sumeru, K., H. Nasution, F.N. Ani. 2012. "A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle." Renewable and Sustainable Energy Reviews 16(7):4927 – 4937.
6. Murthy, A.A., A. Subiantoro, S. Norris, M. Fukuta. 2019. "A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems." International Journal of Refrigeration 106:427 – 446.
7. Xia, C., W. Zhang, G. Bu, Z. Wang, P. Shu. 2013. "Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery." Applied Thermal Engineering 59(1–2):559–567.
8. Velders, G.J., S.O. Andersen, J.S. Daniel, D.W. Fahey, M. McFarland. 2007. "The importance of the Montreal Protocol in protecting climate." Proceedings of the National Academy of Sciences 104(12):4814 – 4819.
9. Ciconkov, R. 2018. "Refrigerants: there is still no vision for sustainable solutions." International Journal of Refrigeration 86:441 – 448.
10. Kassai, M. 2021. "Investigation of the thermal behavior and energy consumption of refrigeration systems." Thermal Science 25(Issue, Part A):73 – 83. https://doi.org/10.2298/TSCI190213170K
11. Bell, I.H., J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort. 2014. "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp." Industrial & Engineering Chemistry Research 53(6):2498 – 2508.
12. Moran M.J., H.N. Shapiro. 2014. Fundamentals of Engineering Ehermodynamics. Hoboken, NJ: Wiley.
13. Klein, S.A., G. Nellis. 2012. Thermodynamics New York, NY: Cambridge University Press.

ISSN 1302 - 2415
www.ttmd.org.tr

TTMD
ISITMA, SOĞUTMA, HAVALANDIRMA,
KLİMA, YANGIN VE SIHHİ TESİSAT E-DERGİSİ

HVAC, Refrigeration, Fire Safety and Sanitary E-Journal

TTMD Adına Sahibi
Nermin Köroğlu Isın

Dergi Yayın Yönetmeni
Prof. Dr. M. Zeki Yılmazoğlu

Sorumlu Yazı İşleri Müdürü
Ozan Yavuz

Dergi Yayın Kurulu
Dr. Ece Kalaycıoğlu Özdemir
Emre Özmen
Hamit Mutlu
Mehmet Samet Uslu
Berke Çelikel

Danışma Kurulu
Abdullah Bilgin
Prof. Dr. Ahmet Arısoy
Akdeniz Hiçsönmez
Bahri Türkmen
Prof. Dr. Birol Kılkış
Prof. Dr. Bülent Yeşiltata
Cafer Ünlü
Erdinç Boz
Ersin Gökbudak
Doç. Dr. Gülsu Ulukavak Harputlugil
Gürkan Arı
Prof. Dr. Halime Paksoy
Hüseyin Erdem
Kani Korkmaz
Dr. Kazım Beceren
Prof. Dr. Macit Toksoy
Meriç Sapçı
Dr. Muhyettin Sirer
Nevroz Karakuş
Prof. Dr. Nilüfer Eğrican
Numan Şahin
Ömer Kantaroğlu
Sarven Çilingiroğlu
Serdar Gürel
Yalçın Katmer

Uluslararası Temsilciler
Belçika - Dr. Mehmet Mersinligil
Birleşik Krallık - Okan Sever
Fransa - Kıvanç Ezer
İsviçre - Yalçın Katmer

Uluslararası İşbirlikleri
- IEA EBC TCP - International Energy Agency Energy in Buildings and Communities Technology Collaboration Programme
- IEA ECES TCP - International Energy Agency Energy Conservation Through Energy Storage Technology Collaboration Programme
- IEA SHC TCP - International Energy Agency Solar Heating Cooling Technology Collaboration Programme
- IBPSA - International Building Performance Simulation Association
- AEE - The Association of Energy Engineers
- ASHRAE - American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- EHPA - European Heat Pump Association
- ISHRAE - Indian Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
- PHVACR - Pakistan HVACR Society
- REHVA - Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations

İletişim
TTMD Genel Merkezi:
Bestekar Caddesi Çimen Apt. No:15/2 Kavaklıdere / Ankara
Tel: 0312 419 45 71 - 72 Faks: 0312 419 58 51
Web: www.ttmd.org.tr
E-posta: ttmd@ttmd.org.tr

Yapım
Doğa Ajans
Alinazım Sok. No: 30 Koşuyolu, Kadıköy - İstanbul
www.dogaajans.com.tr

TTMD E-Dergi, elektronik ortamda yayımlanmaktadır.