

Orijinal Makale/Research Article

Alt soğutma çevrimli bir ısı pompasının termodinamik analizi

Arif Emre Özgür¹, Yaşar Koçaslan²

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makina Müh. Bölümü, 32260, Isparta, Türkiye

²Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Ens., Makina Müh. Anabilim Dalı, 32260, Isparta, Türkiye

Anahtar Kelimeler

R32
Alt soğutma
Isı pompası
Enerji analizi
Alternatif

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 17.04.2024
Kabul Tarihi: 04.12.2024

Öz: Bu çalışmada, R32 soğutkanlı bir ısı pompasının etkinliğini arttırmak için alternatif bir çevrimin termodinamik analizi sunulmuştur. Ana çevrim ve alt çevrim parametrelerinin değiştirilmesi ile sistemin genel performansının değişimi sunulmuştur. Soğutkanın yoğuşma sıcaklığı 35°C ila 50 °C, buharlaşma sıcaklığı ise -25 °C ila 0°C aralığında değiştirilmiştir. Alt çevrimin yoğuşma sıcaklığı, ana çevrim ile aynı değer olarak belirlenirken, alt çevrimin buharlaşma sıcaklığı üç farklı değer (-10 °C, 0 °C ve 10°C) ile değişken olarak seçilmiştir. Sistemin termodinamik modeli oluşturulmuştur. Modelin çözümü ve soğutkanın termodinamik özellikleri bir bilgisayar yazılımı ile elde edilmiştir. Ana çevrim ile alt çevrimdeki soğutkan kütleli debi oranları (r_m) 4 ila 20 arasında değişken olarak seçilmiştir. Debi oranı arttıkça, sistemin ısıtma tesir katsayısı yataya yakın bir değişim göstermiştir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığının düşmesi ile alternatif çevrimin ısıtma tesir katsayısında, standart çevrime oranla, artış olduğu görülmüştür. Alternatif çevrimin, standart ısı pompası çevrimine göre %5-10 aralığında ısıtma performansının artış sağladığı tespit edilmiştir.

Atıf için/To Cite:

Özgür A. E. Koçaslan Y. Alt soğutma çevrimli bir ısı pompasının termodinamik analizi. Ulusallararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 16(1), 27-32, 2024.

Thermodynamic analysis of a heat pump with sub-cooler cycle

Keywords

R32
Sub-cooler
Heat pump
Energy analysis
Alternative

Article history:

Received: 17.04.2024
Accepted: 04.12.2024

Abstract: In this study, thermodynamic analysis of an alternative cycle to increase the efficiency of an R32 refrigerant heat pump is presented. The change in the overall performance of the system by changing the main cycle and sub-cooler parameters is presented. The condensation temperature of the refrigerant was varied between 35°C and 50°C, and the evaporation temperature was varied between -25°C and 0°C. While the condensation temperature of the sub-cooler was determined as the same value as the main cycle, the evaporation temperature of the sub-cooler was selected as variable with three different values (-10 °C, 0 °C and 10°C). The thermodynamic model of the system was created. The solution of the model and the thermophysical properties of the refrigerant were obtained with a computer software. The refrigerant mass flow rates (r_m) in the main cycle and sub-cycle were selected as variable between 4 and 20. As the flow rate increased, the heating effect coefficient of the system showed a change close to horizontal. It has been observed that as the evaporation temperature of the refrigerant decreases, the heating effect coefficient of the alternative cycle increases compared to the standard cycle. It has been determined that the alternative cycle provides an increase in heating performance of 5-10% compared to the standard heat pump cycle.

1. Giriş

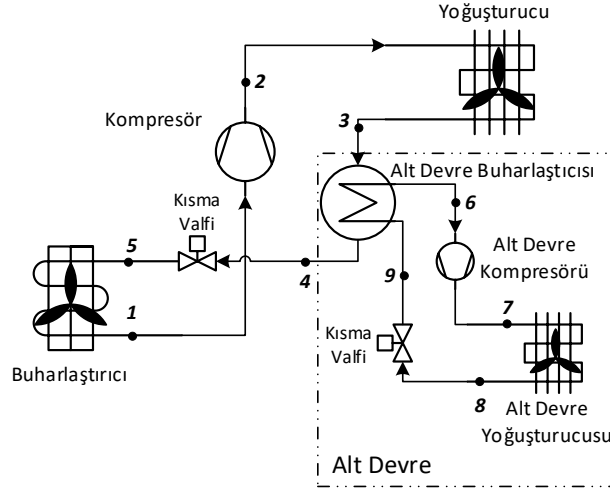
Binalardaki konfor gereksinimlerinin, sürdürülebilir sistemlerle karşılanması beklenmektedir. Bina enerji etkinliğinin geliştirilmesine yönelik çalışmalar hız kazanmıştır. Isı pompaları, sürdürülebilir bina uygulamaları için bir çözümdür. Hava, toprak ve su gibi kaynaklardaki ısı enerjisinin, efektif olarak bina ısıtmasında kullanılması, fosil yakıt kullanımını azaltmaktadır. Bu sürdürülebilir ısı enerjisi depolarını ana kaynak olarak kullanması sebebiyle ısı pompaları, temiz ve tükenmez bir çözüm olarak kabul edilmektedir. Isı pompasının kompresörünün kullandığı enerji, sürdürülebilirlik açısından odaklanması gereken bir başlıktır. Isı pompalarının performans katsayılarında elde edilecek artışlar ile ısı pompaları daha da efektif bir uygulama olacaktır. Bu amaçla alternatif çevrimler üzerine çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Bununla birlikte alternatif soğutkanların kullanımına yönelik düzenlemeler de mevcuttur. Avrupa Birliği (AB), ısı pompası sistemlerinde, 2025'den sonra, 750'den daha yüksek küresel ısınma potansiyeline (KIP) sahip soğutkan kullanımını yasaklamaktadır. Bu sebeple R32 soğutkanı, 675 KIP değeri ile bir alternatif teşkil etmektedir. R32 soğutkanı alevlenebilir (hafif yanıcı) bir maddedir. Bu sebeple güvenlik kodu olarak A2L etiketine sahiptir. Sağlık açısından zararlı olarak sınıflandırılmıştır [1]. Bu çevresel ve güvenlik özelliklerine rağmen, AB regülasyonlarının Florlu Sera Gazlarının kullanımına getirdiği kısıtlamalara karşı bir çözüm olarak tanımlanabilmektedir. Alternatifi olduğu kabul edilen R-410A soğutkanı için belirtilen KIP değerinin 2100 civarında olması, 675 KIP değerine sahip bir soğutkanın, alternatif bir çözüm olarak tanımlanmasına yol açmaktadır.

Song vd. tarafından yapılan bir çalışmada, transkritik bir sistem yapısına, bir alt soğutma (sub-cooler) çevrimi uygulanmıştır. Teorik bir model oluşturulmuş ve simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Standart bir çevrime, alt soğutma çevrimi eklenerek, performans katsayısında %12.7'lik bir artış gözlemlendiği ifade edilmiştir [2]. Kritik altı çevrimlerde ise alt soğutucu uygulaması olarak çok farklı stratejiler belirlenmiştir. Alt soğutma sistemi olarak termoelektrik uygulamasının araştırıldığı çok sayıda araştırma mevcuttur. Termoelektrik sistemin alt soğutma çözümü olarak tercih edildiği uygulamalar, genellikle, transkritik çevrimlerdir. Bu çözümün, sistem performansına olumlu katkısı olduğu rapor edilmektedir. Fakat sıcak günlerde, termoelektrik sistemin daha yüksek elektriksel gerilimler ile çalıştırılması gerekmektedir. Bunun sonucunda, sistem performansında önemli gerilemelere sebep olduğu da ifade edilmektedir [3]. Alt soğutma uygulaması olarak literatürde rastlanılan bir başka strateji ise buhar enjeksiyonudur. Isı pompasının yoğunlaştırıcısından

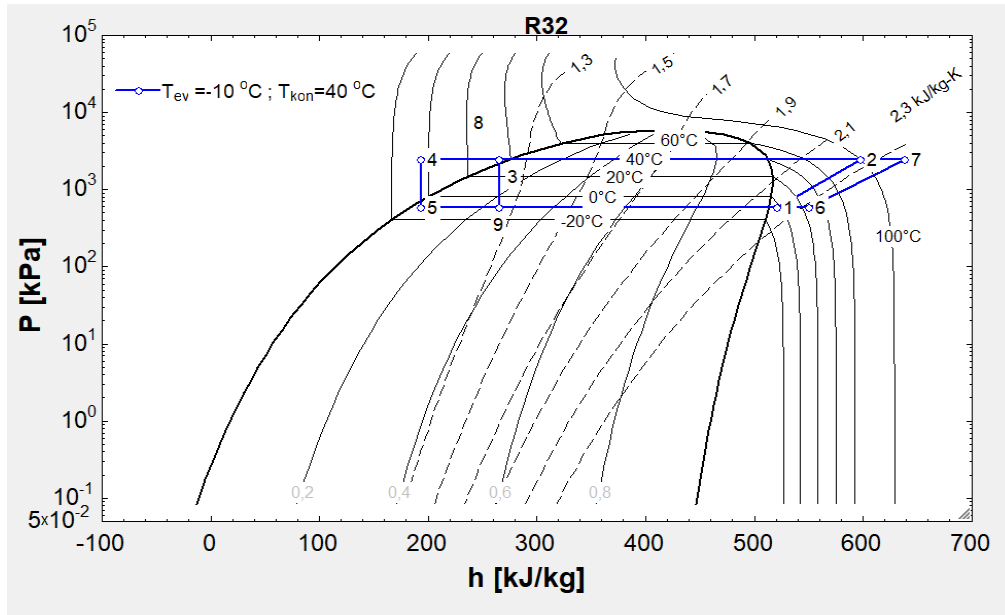
çıkan soğutkanın sınırlı bir kısmı, ara genişleme valfinden geçirilerek, yoğunlaştırıcı çıkışındaki sıvı soğutkan soğutulur. Böylece soğutma kapasitesi arttırılır. Ara soğutucuda buharlaşan soğutkan ise kompresöre, ara genişleme basıncında enjekte edilir. Sistemde tek bir kompresör yer almaktadır. Bu tercihin performansa etkisi sınırlı olduğu değerlendirilmiş ve ejektörün kısma valfi olarak yer aldığı, değiştirilmiş çevrimler analiz edilmiştir. R32 için yapılan analizler, değiştirilmiş çevrimin % 2.2 ila % 2.4 aralığında, ısıtma tesir katsayısında artış sağladığı ifade edilmiştir [4]. Buhar enjeksiyonuna ek olarak, iki fazlı akış enjeksiyonu şeklinde çalışmalar da yapılmıştır. R32 soğutkanın sahip olduğu yüksek kompresör çıkış sıcaklığını azaltmak, ısıtma kapasitesini ve performans katsayısını arttırmak için yapılan bir çalışmada, ısıtma kapasitesinde %6.2, performans katsayısında %2 oranında artış sağlanabildiği tespit edilmiştir [5]. Ana çevrimde gerçekleştirilen buhar enjeksiyonu uygulamasının, bir ara soğutma (sub-cooler) uygulaması şeklinde de gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu şekilde gerçekleştirilen bir çalışmada, ısı pompası performans katsayısının %4.1 oranına kadar iyileştirilebildiği rapor edilmiştir [6]. Bu çalışmada ise ejektör ve termoelektrik gibi işletmesi güç ve dezavantajlı olabilen tercihler yerine, bir alt soğutma devresine sahip ve soğutkan olarak R32 kullanan alternatif bir çevrimin termodinamik analizi sunulmuştur. Literatürde, flaş gaz enjeksiyonsuz bir alt soğutma uygulamasında, R32 soğutkanın tercih edildiği başka bir çalışma mevcut değildir.

2. Termodinamik Analiz

İncelenen sistemin şematik çizimi Şekil 1'de gösterilmiştir. Şekil 1'den de görüleceği üzere, standart bir buhar sıkıştırıcı çevrimin (ana çevrim) yoğunlaştırıcısı, alt soğutma çevriminin (alt çevrim) buharlaştırıcısı ile birleştirilmiştir. Ana çevrimin yoğunlaştırıcısını terk eden soğutkanın sıcaklığı, alt çevrim tarafından daha düşük bir değere çekilir. Böylelikle alışımdan fazla bir aşırı soğutma kapasitesi elde edilir. Bu sayede ana çevrimin soğutma kapasitesi arttırılır. Alt çevrimde buharlaştırılan soğutkan, kompresör tarafından alt çevrim yoğunlaştırıcısına gönderilir. Hem ana hem de alt çevrim yoğunlaştırıcılarından elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasının toplam ısıtma kapasitesini oluşturur. Bu aşırı soğutma kapasitesi ve çevrimler, Şekil 2'de verilen R-32 basınç-entalpi diyagramında, bir durum için gösterilmiştir. Şekil 2'de ana çevrim 1-2-3-4-5 numaraları, alt çevrim ise 6-7-8-9 numaraları ile gösterilmiştir. 8 ve 3 noktaları çakışıktır. Şekil 2'de çizilen çevrim, kompresörün izentropik verimi 0.82, ana ve alt çevrimdeki soğutkanın buharlaşma sıcaklıkları -10 °C, yoğunlaşma sıcaklıkları ise 40 °C olduğu durum için çizilmiştir.



Şekil 1. Alt soğutma çevrimli ısı pompası sistemi



Şekil 2. Alt soğutma çevrimli ısı pompası çevrimi

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için bazı basitleştirici kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda listelenmiştir:

- Borularda ve bağlantı noktalarındaki sürtünme ve ısı kayıpları ile denklemlerdeki kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir.
- Akış ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [5]

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

- Ana çevrim soğutkan kütleli debisi $\dot{m}_1 = 2 \text{ kg/s}$, alt devredeki soğutkan kütleli debisi $\dot{m}_2 = 0.1 - 0.5 \text{ kg/s}$ aralığında değişken olarak seçilmiştir.

$r_m = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}$ ana döngüde dolaşan akışkanın kütleli debisinin, alt devre döngüsünde dolaşan akışkanın

kütleli debisine oranıdır ve 4 ile 20 arasında değişken olarak seçilmiştir.

- Ana ve alt çevrim yoğurturucu sıcaklıkları $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $50 \text{ }^\circ\text{C}$, aralığında değişken olarak belirlenmiştir.
- Ana ve alt çevrim buharlaştırıcı sıcaklıkları $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $0 \text{ }^\circ\text{C}$ aralığında değişken olarak belirlenmiştir.
- Aşırı soğutma sıcaklığı $5 \text{ }^\circ\text{C}$, aşırı kızdırma sıcaklığı ise $4 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir.
- Kompresör izentropik verimi, her iki çevrim için $\eta_k = 0.82$ olarak belirlenmiştir.
- Alt devre buharlaştırıcı etkinlik katsayısı $\eta_{adb} = 0.80$ olarak seçilmiştir.

Kompresörlerin izentropik verimleri kullanılarak, kompresör çıkışındaki gerçek şartlardaki soğutkanın entalpileri (h_2 ve h_7) elde edilir.

$$\eta_{K1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$\eta_{K2} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (3)$$

6 noktasının sıcaklığını belirlemek için alt devre buharlaştırıcısı etkinliği kullanılır ve bu terim aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\eta_{ADB} = \frac{T_6 - T_9}{T_3 - T_9} \quad (4)$$

Çevrimdeki bileşenler için ilgili kabuller dikkate alınarak, termodinamiğin birinci ve ikinci yasa denklemleri uygulanmıştır. Oluşturulan modelin detayları Tablo 1, 2, 3 ve 4'te sunulmuştur. Bu model

sonucunda çevrimlerin birinci ve ikinci yasa verimleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$ITK_{IP} = \frac{\dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2}}{W_1 + W_2} \quad (5)$$

$$ITK_{SÇ} = \frac{\dot{Q}_{K1}}{W_1} \quad (6)$$

$$\eta_{II,IP} = \frac{\dot{m}_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_4) + \dot{m}_2(\varepsilon_7 - \varepsilon_8)}{W_1 + W_2} \quad (7)$$

$$\eta_{II,SÇ} = \frac{\dot{m}_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_4)}{W_1} \quad (8)$$

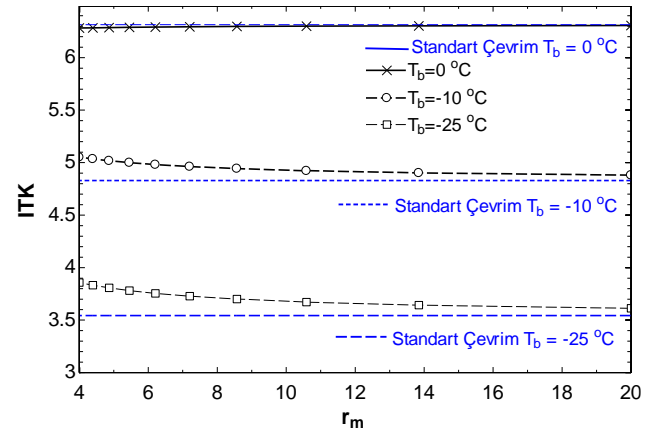
Denklemlerin çözümü ve akışkanların termodinamik özelliklerinin belirlenmesi, Engineering Equation Solver adlı yazılım kullanılmıştır [6]. Belirlenen sınır şartlarında parametrik analizler gerçekleştirilerek, alt soğutma uygulamasının sistem performansına etkisi araştırılmıştır.

Tablo 1. Çevrimdeki Bileşenleri Enerji ve Ekserji Balans Denklemleri

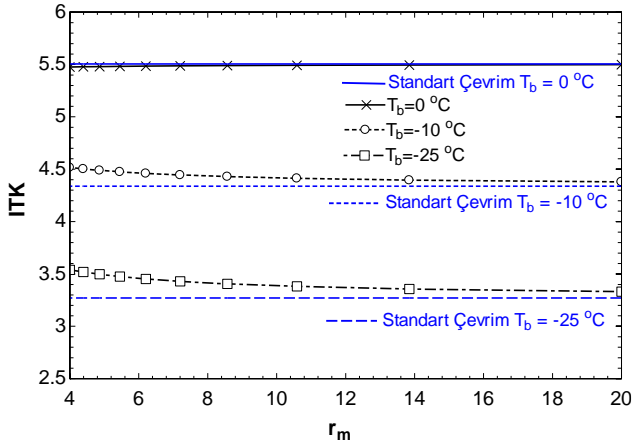
Bileşen	Enerji balansı	Ekserji balansı
Kompresör 1	$\dot{W}_{k1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$\dot{m}_1\varepsilon_1 + \dot{W}_{k1} = \dot{m}_1\varepsilon_2 + I_k$ (9)
Kompresör 2	$\dot{W}_{k2} = \dot{m}_2(h_7 - h_6)$	$\dot{m}_2\varepsilon_6 + \dot{W}_{k2} = \dot{m}_2\varepsilon_7 + I_k$ (10)
Yoğuşurucu 1	$\dot{Q}_{y1} = \dot{m}_1(h_2 - h_3)$	$\dot{m}_1\varepsilon_2 = \dot{E}_{QY1} + \dot{m}_1\varepsilon_3 + I_{Y1}$ (11)
Yoğuşurucu 2	$\dot{Q}_{y2} = \dot{m}_2(h_7 - h_8)$	$\dot{m}_2\varepsilon_7 = \dot{E}_{QY2} + \dot{m}_2\varepsilon_8 + I_{Y2}$ (12)
Genleşme Valfi 1	$h_4 = h_5$	$\dot{m}_1\varepsilon_4 = \dot{m}_1\varepsilon_5 + I_{gv1}$ (13)
Genleşme Valfi 2	$h_8 = h_9$	$\dot{m}_2\varepsilon_8 = \dot{m}_2\varepsilon_9 + I_{gv2}$ (14)
Buharlaştırıcı 1	$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_1(h_1 - h_5)$	$\dot{m}_1\varepsilon_5 + \dot{E}_{QE1} = \dot{m}_1\varepsilon_1 + I_{EV1}$ (15)
Buharlaştırıcı 2	$\dot{Q}_{ev2} = \dot{m}_2(h_6 - h_9)$	$\dot{m}_2\varepsilon_9 + \dot{E}_{QE2} = \dot{m}_2\varepsilon_6 + I_{E2}$ (16)

5. Sonuçlar

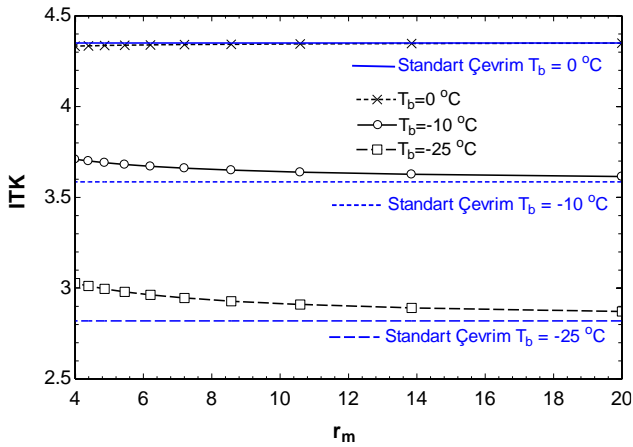
Standart çevrimin ve alt soğutmalı çevrimin ısıtma tesir katsayılarının r_m oranı ile değişimleri, farklı buharlaşma ve farklı yoğuşma sıcaklıkları için Şekil 3, 4 ve 5'te verilmiştir. En yüksek performans katsayıları 0 °C buharlaşma sıcaklığında elde edilmiştir. Sabit yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı, ısıtma tesir katsayısını azaltmaktadır. Performanstaki değişimler incelendiğinde, buharlaşma sıcaklığının ve r_m oranının azalmasının, alt soğutmalı çevrimli sistemin yaklaşık %8.4 daha iyi performans sergilediği görülmektedir. Kondenser sıcaklığının artışı ise iki çevrim arasındaki performans farkının kısmen azalması yönünde etki yaptığı ifade edilebilir. Artan r_m oranı ile de iki çevrim arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Şekil 3, 4 ve 5'ten görülmektedir ki düşük buharlaşma sıcaklığının mevcut olduğu uygulamalar için alt soğutma çevriminin sisteme eklenmesi enerji performansı için önemli bir kazanım sağlamaktadır. Düşük dış hava sıcaklıklarının mevcut olduğu ısı pompası uygulamaları için enerji etkin bir uygulamadır.



Şekil 3. 35 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

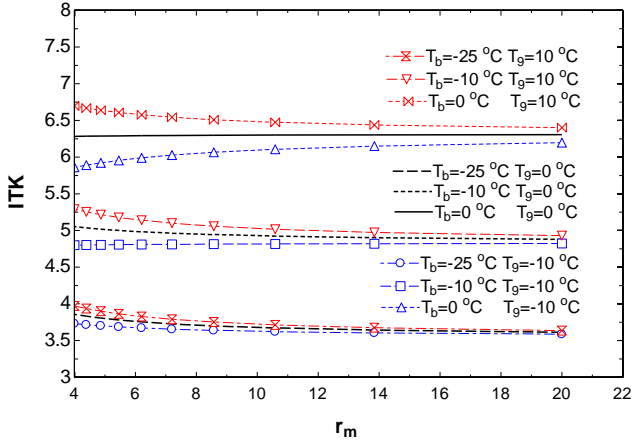


Şekil 4. 40 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi



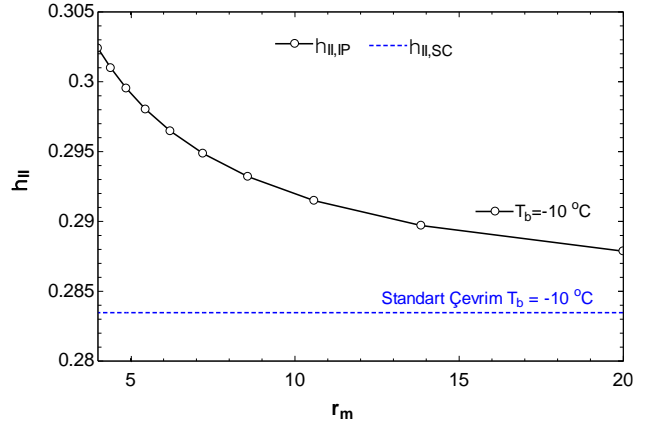
Şekil 5. 50 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Sistemin enerji performansının, ana ve alt çevrimin buharlaşma sıcaklıkları (T_b ve T_9) ve farklı debi oranları ile değişimleri Şekil 6'da verilmiştir. T_9 değerinin yüksek değerlerinde, sistem performansı r_m ile daha fazla değişim göstermiştir.



Şekil 6. Sabit yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve ana ve alt çevrim buharlaşma sıcaklıkları ile değişimi

-10 °C buharlaşma sıcaklığı için ikinci yasa verimlerinin r_m ile değişimi Şekil 7'de sunulmuştur. Buradan görüldüğü üzere, artan r_m ile alternatif çevrimin ikinci yasa veriminde azalma görülmektedir. Bu değişim, birinci yasa performansının değişimi ile uyum göstermektedir. Şekil 7'den görüldüğü üzere, sistemin ikinci yasa veriminde, alt soğutma çevrimi kullanılarak %6.6 artış sağlanmaktadır.



Şekil 7. Sabit yoğuşma sıcaklığı -10 °C buharlaşma sıcaklığı için ikinci yasa verimlerinin r_m ile değişimi.

6. Bulgular

Isı pompası sistemleri temiz ve tükenmez ısıtma çözümleri olarak kabul görmektedir. Emisyon sınırlamalarının önem kazandığı günümüzde, düşük emisyonlu veya neredeyse sıfır emisyonlu çözümlere duyulan gereksinim hızla artmaktadır. Isı pompaları hem çevrimde kullanılan soğutkanların sürdürülebilir olması hem de enerji performanslarının artışı ile bu gereksinimlere cevap verebilecek sistemlerdir. Bu sebeple sistemlerin enerji ve ekserji performanslarını arttıran çalışmalar hızla artmaktadır.

Bu çalışmada, 2025 yılı itibari kullanımı ön plana çıkması beklenen, görece düşük küresel ısınma potansiyeline sahip ve güvenlik gereksinimlerini karşılayan R-32 soğutkanının kullanıldığı bir ısı pompasının, alt soğutma çevrimi ile performansındaki değişimler araştırılmıştır. Alt soğutma çevrimi uygulamasının, ısı pompasının enerji performansında %5 ila %10, ekserji performansında ise yaklaşık %6.6 artış sağladığı görülmüştür. Özellikle merkezi olarak işletilen büyük kapasiteli ısı pompası uygulamalarında, alt soğutma çevriminin önemli bir fırsat olacağı değerlendirilmektedir. Isı pompalarında doğal soğutkanların kullanımı ve enerji performanslarının iyileştirilmesine yönelik çalışmaların, gelecekte daha çok önem arz edeceği öngörülmektedir. Ülkemizin sıfır emisyon hedefine ulaşması için benzeri çalışmaların deneysel olarak gerçekleştirilmesi de önem arz eden bir konudur.

Kaynaklar

- [1] Anonim (2020). R32 Yeni Nesil Soğutucu Akışkan Andaç, http://www.daikinakademi.com/Media/file/Pdf/Yen_Nesil_Sogutucu_Akiskan_R32.pdf (Son erişim tarihi: 17.06.2022).
- [2] Song Y, Cui C, Li M, Cao F. Investigation on the effects of the optimal medium-temperature on the system performance in a transcritical CO₂ system with a dedicated transcritical CO₂ subcooler. *Applied Thermal Engineering*, 168, 9-10, 2020.
- [3] Alvaro C, Patricia A, Miguel A, Daniel S, Ramon C, David A. Experimental evaluation of a transcritical CO₂ refrigeration facility working with an internal heat exchanger and a thermoelectric subcooler: Performance assessment and comparative. *International Journal of Refrigeration*, 141, 66-75, 2022.
- [4] Hongjie Q, Fuya L, Jianlin Y. Performance Analysis of a Novel Hybrid Vapor Injection Cycle with Subcooler and Flash Tank for Air-Source Heat Pumps. *International Journal of Refrigeration* 74, 540–549, 2017.
- [5] Dongwoo K, Dong CL, Minwoo L, Hyun JC, Yongchan K. Energy performance evaluation of two-phase injection heat pump employing low-GWP refrigerant R32 under various outdoor conditions. *Energy* 214, 119098, 2021.
- [6] Il YC, HyeongJoon S, Dongwoo K, Yongchan K. Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes. *Energy* 112, 179-187, 2016.
- [7] Cengel YA, Boles MA. *Thermodynamics An Engineering Approach*. 8th Ed. McGraw-Hill Education, New York, USA, 2015.
- [8] Klein SA. Engineering Equation Solver. V11.199-3D, 2021.

Simgeler ve Kısaltmalar Dizini

CO ₂	Karbondioksit	
KIP	Küresel Isınma Potansiyeli	
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı	
EES	Engineering Equation Solver	
ITK _{IP}	Alternatif Çevrim Isıtma Tesir Katsayısı	
ITK _{SC}	Standart Çevrim Isıtma Tesir Katsayısı	
h	Özgül entalpi	(kJ/kg)
I	Tersinmezlik	(kW)
\dot{m}_1	Ana çevrim soğutkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_2	Alt çevrim soğutkan debisi	(kg/s)
\dot{Q}_{y1}	Ana çevrim yoğuşturucu gücü	(kW)
\dot{Q}_{y2}	Alt çevrim yoğuşturucu gücü	(kW)
s	Özgül entropi	(kJ/kg.K)
\dot{W}_{k1}	Ana çevrim kompresör gücü	(kW)
\dot{W}_{k2}	Alt çevrim kompresör gücü	(kW)
ε	Özgül akış ekserjisi	(kJ/kg)
η_{ADB}	Isı değiştirici etkinliği	(-)
η_K	Kompresör adyabatik verimi	(-)
T_0	Referans çevre sıcaklığı	(K)