

Orijinal Makale/Research Article

R32 Soğutkanlı bir ısı pompasının termodinamik analizi

Arif Emre Özgür¹, Melih Manır²

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 32200, Isparta, Türkiye

²Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 53100, Rize, Türkiye

Anahtar Kelimeler

R32
Isı Pompası
Enerji
Ekserji

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 03.09.2019
Kabul Tarihi: 30.09.2020

Özet: Yüksek küresel ısınma etkisine sahip soğutkanların, çevresel kriterler göz önüne alınarak, uluslararası ölçekte kullanımları sınırlandırılmaktadır. Avrupa Birliğinin uyguladığı F-gaz yönetmeliği gibi ülkemizde F-Gaz kullanımına sınırlama getiren bir yönetmelik hazırlamıştır. Bu kapsamda, R32 soğutkanı nispeten düşük küresel ısınma potansiyeli ile ön plana çıkmaktadır. R32, R410A soğutkanına kıyasla daha düşük küresel ısınma potansiyeline sahiptir. Bunun yanında yüksek enerji verimliliği ve düşük yanıcılığa sahip olduğundan birçok uygulamada güvenle kullanılabilmesi düşünülmektedir. Geri dönüşümü açısından değerlendirildiğinde tek bileşenli bir soğutkan olduğu için ısı pompaları için cazip bir alternatif olabileceği değerlendirilmektedir. Bu sebeple ısı pompası uygulamalarında R32 kullanımı giderek artmaktadır. Bu çalışmada R32 soğutkanlı hava-su-hava kaynaklı bir ısı pompasının termodinamiğin 1. ve 2. kanununun analizi EES programı kullanılarak yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur. Grafiklerden buharlaşma sıcaklığının -10°C ' den $+5^{\circ}\text{C}$ ' ye çıkmasıyla ve yoğunlaşma sıcaklığının 45°C ' den 35°C ' ye düşmesiyle COP_{IP} değerinin arttığı görülmüştür. Artan buharlaşma sıcaklığıyla ve azalan yoğunlaşma sıcaklığıyla kompresörde, kondanserde, evaporatörde ve genleşme valfinden tersinmezliklerin azaldığı görülmüştür. İkinci yasa veriminin bu koşullarda arttığı görülmüştür.

Atıf için/To Cite:

Özgür A.E. Manır M. R32 Soğutkanlı Bir Isı Pompasının Termodinamik Analizi. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 12(2), 77-83, 2020.

Thermodynamic Analysis of a Heat Pump Using R32

Keywords

R32
Heat Pump
Energy
Exergy

Article history:

Received: 03.09.2019
Accepted: 30.09.2020

Abstract: Refrigerants with a high global warming effect are limited in their use on an international scale, taking into consideration environmental criteria. Like the F-gas regulation implemented by the European Union, a regulation has been drafted in our country that restricts the use of F-Gas. In this context, R32 refrigerant is at the forefront with its relatively low global warming potential. R32 has a lower global warming potential compared to R410A refrigerant. In addition, it is considered that it can be used safely in many applications since it has high energy efficiency and low flammability. It is considered that it can be an attractive alternative to heat pumps since it is a single component refrigerant when it is evaluated in terms of recycling. Therefore, the use of R32 in heat pump applications is gradually increasing. In this study, the analysis of the first and second laws of thermodynamics of a R32 refrigerated air-water-air source heat pump was performed using the EES program and the results obtained are presented in graphs and tables. Graphs show that the COP_{IP} value increases with the evaporation temperature rising from -10°C to $+5^{\circ}\text{C}$ and falling to 45°C to 35°C at the condensation temperature. With increasing evaporation temperature and decreasing condensation temperature, irreversibility has decreased in compressor, condenser, evaporator and expansion valve. The efficiency of the second law is seen to increase under these conditions.

1. Giriş

Günümüzde enerjinin verimli kullanımı ve çevreye olan zararın minimum düzeyde tutulması önem kazanmıştır. Bu nedenle araştırmacılar enerjinin verimli kullanılacağı ekipmanlar geliştirmektedir. Klima, soğutma ve ısı pompası uygulamaları enerjinin yoğun tüketildiği alanlar olduğu için dikkat çekmektedir. İlk başlarda soğutucu akışkan olarak karbondioksit, hava ve amonyak gibi maddeler soğutucu olarak kullanılmıştır. Daha sonraları yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) yoğun şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) 1920' lerden itibaren klima ve soğutucu sanayinde yaygın olarak kullanılmıştır [1]. Ancak CFC' ler strotosferde ozon tabakasının tükenmesine neden olabileceği belirtilmiştir [2]. Yoğun kullanımlar sonucu CFC ve HCFC soğutucu akışkanları atmosfere karışarak küresel ısınmaya neden olmaktadır [3]. Sera gazı emisyonları dünya sıcaklığını 2100 yılına kadar ortalama 5°C' ye kadar artıracakları düşünülmektedir [3]. CFC soğutucu akışkanlar kimyasal yapılarını koruyarak 75 ila 120 yıl atmosferde kalabilirler [4]. CFC' ler gibi HCFC' lerde klor içerdikleri için ozon tabakasıyla reaksiyona girer. Bu sebeple 1987' de Montreal Sözleşmesinin yürürlüğe girmesiyle CFC' lerin kullanımına sınırlama [5]. 1997 yılında küresel ısınma potansiyeli yüksek maddelerle mücadele için Kyoto Protokolü hazırlanmıştır [5]. R410A, Montreal Protokolünün ardından piyasaya sürülmüş ve yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak R410A' nın GWP' si 2088 gibi yüksek bir değer olduğu için alternatifleri araştırılmaktadır [5].

Avrupa Birliği (AB) tarafından yayınlanan ve 01/01/2015 tarihinde yürürlüğe giren Florlu Gazlar Yönetmeliği (F-Gaz), hidroflorekarbon (HFC) türü sera gazları bulunduran cihazlar için bir dizi kontrol ve düzenlemeler getirmektedir. Florlu gazların küresel ısınmaya katkısının, olağan bir yaklaşımla toplam antropojenik CO₂ emisyonunu yaklaşık %1.3 den (2004) %7.9' a (2050) çıkacağı belirtilmiştir [6]. Sera gazları olarak tanımlanan R22 ve R410A buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinden sızarak iklim değişikliğine büyük ölçüde katkı sağlar [7]. F-Gaz Yönetmeliği gereği 2025 yılından geçerli olmak üzere 3 kg dan daha az soğutkan bulunduran split klimalarda, küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerinin 750' den küçük olması gerektiği için R410A kullanılmayacaktır. Bunun için R410 için alternatifler aranmaktadır.

R410A' ya alternatif olarak R32 soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır. Bunun nedeni R410A' nın GWP' si 2088 iken R32' nin 675 olmasıdır [8]. Xu vd., 2013, buhar enjeksiyonlu ısı pompasında R410A ve

R32' yi karşılaştırmıştır ve R32 kullanıldığında kapasitede %10 ve Isıtma Performans Katsayısı (COP_{IP}) değerinde %9 a varan iyileşmeler görülmüştür. R410A ve R32' yi bir klima sisteminde karşılaştırmış ve R32' nin R410' dan %25 daha düşük yüke sahip olduğunu görmüştür [9]. Bir konut ısı pompası sisteminde kullanılan üç soğutucu akışkanın (R32, R410A ve R410B) performanslarının R22 ile karşılaştırıldığı bir çalışmayı değerlendirmişlerdir. R32' nin en iyi performans sergilediğini görmüştür [10]. Cho vd. (2016), yaptıkları çalışmada buhar enjeksiyonlu R410A ve R32 soğutkanlı çoklu ısı pompalarının performansını dış ortam sıcaklığı, kompresör hızı ve enjeksiyona bağlı olarak incelemişlerdir. Optimum şarj miktarının R32 soğutkanlı ısı pompasında R410A' ya kıyasla %26 daha düşük olduğu görülmüştür [11].

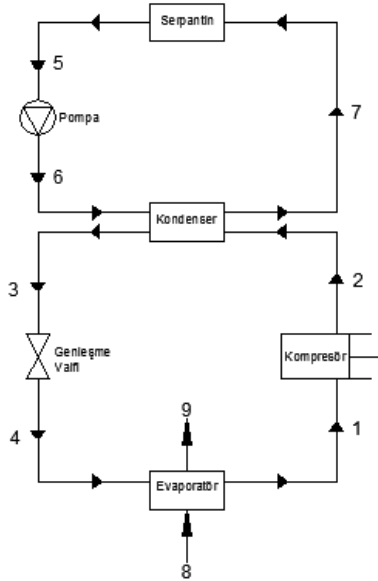
Bu çalışmada düşük küresel ısınma potansiyeline sahip R32 soğutkanı kullanılan hava-su-hava kaynaklı bir ısı pompasının termodinamik analizi yapılmış ve elde edilen veriler 3 boyutlu grafikler ile sunulmuştur.

2. Materyal ve Metot

Analizi yapılan hava-su-hava kaynaklı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompası Şekil 1'de gösterilmiştir. Isı pompasında düşük basınçtaki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda buharlaşarak düşük sıcaklıktaki bir havadan ısı çeker. Böylece havayı soğutmuş olur. Buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar fazına gelen soğutucu akışkan, kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artmış bir şekilde yoğunlaştırıcıya gönderilir. Sulu yoğunlaştırıcıda yüksek basınçtaki soğutucu akışkan, soğutma suyuna ısınıp aktarır ve yoğunlaşır. Sulu yoğunlaştırıcıda ısınan su, serpantine gönderilir. Serpantinden geçen sıcak su, ısınıp dışarı atarak havanın ısıtılmasını sağlar [12].

Temel bir buhar sıkıştırımlı ısı pompası elemanları kompresör, yoğunlaştırıcı (kondenser), genleşme valfi ve buharlaştırıcıdır (evaporatör). İdeal çevrim hesaplarında kompresörde izentropik sıkıştırma, yoğunlaştırıcıda sabit basınçta ısı transferi, genleşme valfinden sabit entropide genişleme ve yoğunlaştırıcıda sabit basınçta ısı transferi olduğu kabul edilir. Gerçek durumda ise basınç kayıpları ve kompresörün izentropik verimi nedeniyle durum farklılık göstermektedir. Kompresör girişindeki hal 1 olarak numaralandırılırsa ideal çevrime göre kompresör çıkışı 2s (gerçek çevrimde 2), yoğunlaştırıcı çıkışı 3, genleşme valfi çıkışı 4 ve buharlaştırıcı çıkışı 1 olacaktır. Bu durumda ideal çevrimde kompresör girişi ve çıkışındaki özgül entropiler denklem 1' de görüldüğü gibi eşit olacaktır. Kompresörün izentropik verimi ise denklem 2'de belirtildiği gibi ideal kompresör işinin

gerçek kompresör işine orandır. Bu durumda gerçek çevrimde kompresör çıkışında entalpi, h_2 , denklem 2 ile hesaplanabilir [13].



Şekil 1. Hava-su-hava kaynaklı ısı pompası sistemi

$$s_1 = s_{2s} \quad (1)$$

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

İzentropik verim denklem 3' de gösterildiği gibi deneysel verilerden elde edilmiş şekli ile hesaplanabilir [14].

$$\eta_{is} = 1,41 \left(1 - e^{-\frac{P_2/P_1 - 0,30}{0,21}} \right) - 0,52 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} + 1 \right) \quad (3)$$

Burada P_2 kompresör çıkış basıncını, P_1 ise kompresör giriş basıncını göstermektedir.

2.1. Kütle Korunumu

Bu kanun bir hal değişimi süresince sistemde olan net kütle geçişinin, aynı hal değişiminde sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu gösterir. Genel olarak kütle dengesi denklem 4' de ifade edilmiştir [15].

$$\sum \dot{m}_{giren} - \sum \dot{m}_{çıkan} = \Delta \dot{m}_{sistem} \quad (4)$$

Burada, \dot{m} kütsel debiyi göstermektedir. Sürekli akışlı açık sistem için, $\Delta \dot{m}_{sistem} = 0$ olur ve Denklem 5 elde edilir.

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (5)$$

2.2. Enerjinin Korunumu

Buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde sürekli akışın olduğu elemanlar bulunur, bu sebeple çevrimi meydana getiren dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak değerlendirilebilir. Soğutucu akışkanın potansiyel ve kinetik enerji değişimleri, ısıya ve işe kıyasla küçük olduğu için ihmal edilebilir. Buna göre sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütsel için gösterilirse denklem 6 elde edilir.

$$q - w = h_c - h_g \quad (6)$$

Enerjinin korunumu kanununu termodinamiğin birinci yasası ile ifade edilmektedir. Bir hal değişimine uğrayan sistemin genel enerji dengesi denklem 7'de gösterildiği gibidir [16].

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_{giren} = \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_{çıkan} \quad (7)$$

Bir ısı pompasının performansı, COP_{IP} ile ifade edilir. Isı pompasının amacı, ılık ortama ısı vermektir (\dot{Q}_H). Bu amacı gerçekleştirmek için bir iş yapılması gerekir ($\dot{W}_{net,giren}$). Bu durumda soğutma (3) kimesinin etkinlik katsayısı denklem 8' deki gibi ifade edilir.

$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanması gereken}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{net,giren}} \quad (8)$$

Kondanser ve evaporatörde iş etkileşimi meydana gelmez. Kompresör adyabatik olarak kabul edilebilir. Buna göre buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompasının etkinlik katsayısı denklem 9' deki gibi yazılabilir.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{el}} \quad (9)$$

Denklem 9' da \dot{W}_{el} kompresörün elektrik motor gücünü ifade etmektedir ve denklem 10' da gösterildiği şekilde bulunur.

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{mech} \eta_{el}} \quad (10)$$

İdeal çevrimde, h_1 evaporatör basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise kondanser basıncında doymuş sıvının entalpisi olur. Carnot ısı pompası etkinlik katsayısı denklem 11' den hesaplanır.

$$COP_{IP,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (11)$$

2.3. Termodinamiğin 2.Kanun Analizi

Termodinamiğin ikinci kanunu, tersinmezlikler sebebiyle daima azalan ekserji kavramını türetmektedir. Ekserji, değişime neden olan bir akımın faydalılığının, kalitesinin veya potansiyelinin ölçüsü ve çevreyi etkileyecek bir maddenin potansiyelinin etkili bir ölçüsü olarak tanımlanmaktadır [17].

Isı pompası sisteminin, ekserji analizi yapılırken potansiyel, kinetik ve kimyasal ekserji terimleri ihmal edilir ise denklem 12 aşağıdaki gibi yazılabilir [18, 19].

$$Ex_Q - Ex_W = \sum(\dot{m}\varepsilon)_c - \sum(\dot{m}\varepsilon)_g + T_0 * \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (12)$$

Burada;

$$\dot{Ex}_{yokolan} = T_0 * \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (13)$$

şeklindedir.

Kinetik ve potansiyel enerji terimlerinin ihmal edildiği durumda, bir akışkanın spesifik ekserjisi ise denklem 14' de ifade edilmiştir.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (14)$$

Denklem 15'de \dot{Ex}_Q ısının ekserjisini, denklem 16'da \dot{Ex}_W , işin ekserjisini ve denklem 17'de ε ise termomekanik ekserji olarak da gösterilen akış ekserjisidir [15].

$$\dot{Ex}_Q = \dot{Q} * \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (15)$$

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad (16)$$

$$\varepsilon = (h - T_0 * s) - (h_0 - T_0 * s_0) \quad (17)$$

Burada 0 indisi referans şartları göstermektedir.

Isı pompası için ekserji verimi Denklem 18 ile hesaplanır [15].

$$\eta_{U_I} = \frac{\text{Geri kazanılan ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (18)$$

Isı pompasının ekserji verimi denklem 19' dan bulunur [13].

$$\eta_{ex,IP} = \frac{\dot{Ex}_{IsI}}{W_{el}} \quad (19)$$

Burada \dot{Ex}_{IsI} denklem 20' den bulunur.

$$\dot{Ex}_{IsI} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) * Q_k \quad (20)$$

Tablo 1 de ısı pompası sisteminin kütle, enerji, ekserji denge denklemleri ile ekserji verimi denklemleri çıkarılmıştır.

Isı pompası sistemi için yapılan (12) hesaplama ve analizlerde aşağıda ifade edilen kabuller yapılmıştır:

- Kompresörde adyabatik sıkıştırma yapılmaktadır.
- Sistemde dolaşan soğutkanın debisi sabittir.
- Evaporatör etkinliği 0,80 alınmıştır.
- Serpantin etkinliği 0,80 alınmıştır.
- Boru hatlarındaki ve kompresördeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- 4 °C aşırı soğutma yapılmıştır.
- 3°C aşırı kızdırma yapılmıştır.
- Yoğuşturucudan çıkan soğutma suyu sıcaklığı 30°C'dir.
- Evaporatöre hava giriş sıcaklığı 4 °C ile - 10 °C aralığında değişkendir.
- $T_0=20^\circ\text{C}$ alınmıştır.
- $\dot{Q}_{\text{evap}} = 100 \text{ kW}$ alınmıştır.

3. Bulgular

Tablo 2' de R32 soğutkanlı ısı pompasının her bir noktasındaki basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve kütleli debi değerleri görülmektedir.

R32 soğutkanlı hava-su-hava kaynaklı ısı pompasının ekserji analizi EES programı kullanılarak yapılmıştır. Isıtma kapasitesi 157 kW olan ısı pompası sisteminde kullanılan kompresörün elektrik verimi 0,97, mekanik verimi 0,96 alınmıştır. Kompresörün izentropik verimi 0,496 ve volümetrik verimi 0,90 olarak hesaplanmıştır. 35 ile 45°C arasındaki yoğuşma ve -10 °C ile +5 °C arasındaki buharlaşma sıcaklıklarında yapılan

incelemeler sonucu COPIP, η_{II} ve toplam tersinmezlik (ΣI) değerlerinin değişimi grafiksel olarak verilmiştir.

Tablo 1. Isı Pompası Sistemi Denge Denklemleri

Sistem Elemanları	Kütle Denge Denklemleri	Enerji Denge Denklemleri	Ekserji Denge Denklemleri	Ekserji Verimi
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_C = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{yokolan,komp}$	$\eta_{UI,komp} = \frac{(Ex_2 - Ex_1)}{W_{komp,elek}}$
Kondanser	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_6 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{yokolan,kond}$	$\eta_{UI,kond} = \frac{(Ex_7 - Ex_6)}{(Ex_2 - Ex_3)}$
Genleşme Valfi	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	$h_3 = h_4$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{yokolan,gv}$	$\eta_{UI,gv} = \frac{(Ex_4)}{(Ex_3)}$
Evaporatör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{air}$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yokolan,evap}$	$\eta_{UI,evop} = \frac{(Ex_8 - Ex_9)}{(Ex_4 - Ex_1)}$
Sirkülasyon Pompası	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_w$	$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_w(h_6 - h_5)$	$\dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{yokolan,pompa}$	$\eta_{UI,pompa} = \frac{(Ex_6 - Ex_5)}{W_{pompa}}$
Serpantin	$\dot{m}_7 = \dot{m}_5 = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{serpantin} = \dot{m}_w(h_7 - h_5)$	$\dot{E}x_7 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{yokolan,serpantin}$	

Tablo 2. R32 soğutkanı termodinamik özellikleri

Referans Noktası	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	m (kg/s)
1	582,6	-7	516,4	2,204	0,4184
2	2795	149,3	651,6	2,378	0,4184
3	2795	41	277,4	1,257	0,4184
4	582,5	-10	277,4	1,296	0,4184
5	100	30	125,8	0,4365	0,03
6	100	30,1	126,2	0,4379	0,03
7	100	125,4	2727	7,494	0,03
8	100	-4	269,5	5,597	19,66
9	100	-8,8	264,4	5,579	19,66
0	100	20	556	2,615	-

Tablo 3' de hesaplanan tersinmezlik değerleri ve ekserji verimleri görülmektedir.

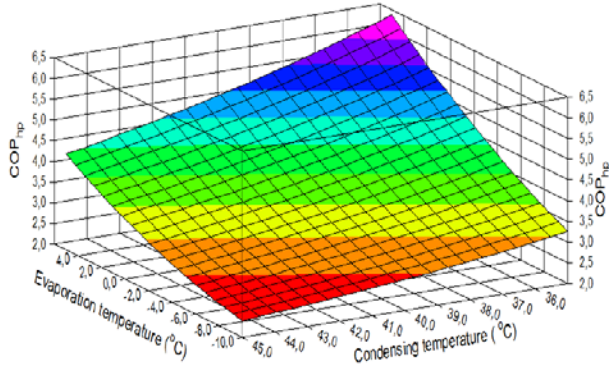
Tablo 3. Hesaplanan tersinmezlik değerleri ve ekserji verimleri

Sistem Elemanı	Tersinmezlik Değeri	Ekserji Verimi
Kompresör	32,16	0,219
Kondanser	19,06	0,838
Genleşme Valfi	4,86	0,903
Evaporatör	2,474	0,3551
Pompa	0,04044	0,03315

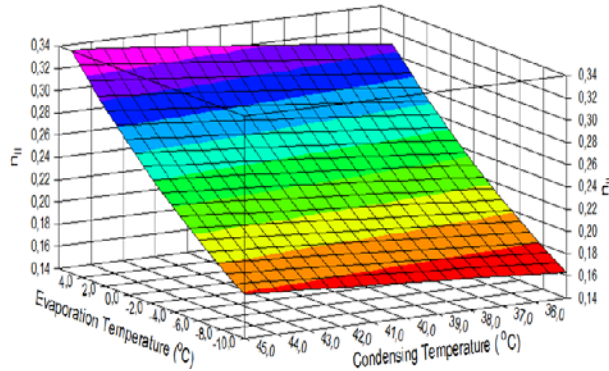
Termodinamik analizlerde ve hesaplamalarda EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılmıştır [20]. EES, belirlenen çalışma şartlarındaki sistemin akışkan özelliklerini kendi veri tabanından almaktadır. R32 soğutucu akışkanı için çalışma basıncı ve sıcaklığına karşılık gelen, entropi ve entalpi değerleri EES programında otomatik olarak elde edilmiştir. Sistemdeki tüm elemanların tersinmezliği, ekserji verimi ve sistemin COP değeri hesaplanmıştır. Ayrıca sistem elemanları tersinmezlik açısından değerlendirildiğinde, en büyük tersinmezlik değerinin kompresörde olduğu görülmüştür. Kompresörü, kondanser, kısma valfi ve evaporatör takip etmektedir.

Isı pompasının performansının, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ile değişimi, 3 boyutlu grafikler ile sunulmuştur. Elde edilen bulgulara göre azalan yoğuşma sıcaklığında ve artan buharlaşma sıcaklığında COPIP değeri Şekil 1'de görüldüğü gibi artmaktadır. Isı pompası sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça COPIP değeri artmakta ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça da

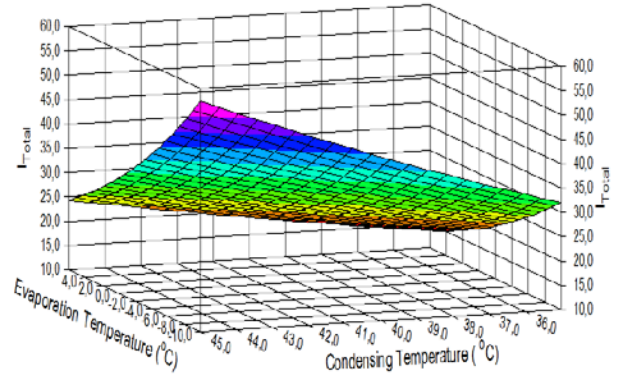
COPIP değeri azalmaktadır. Sistemin ekserji verimi ise azalan yoğuşma sıcaklığında ve artan buharlaşma sıcaklığında Şekil 2' de görüldüğü gibi artmaktadır. Isı pompası sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça ikinci yasa verimi artmakta ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça da ikinci yasa verimi azalmaktadır. Aynı Şekilde azalan yoğuşma sıcaklığında ve artan buharlaşma sıcaklığında Şekil 3' de görüldüğü gibi sistemin toplam tersinmezliğinin azalmaktadır. Isı pompası sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça tersinmezlikler azalmakta ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça da tersinmezlikler artmaktadır.



Şekil 1. Artan buharlaşma sıcaklığında ve azalan yoğuşma sıcaklığında COP_{IP} değişimi



Şekil 2. Artan buharlaşma sıcaklığında ve azalan yoğuşma sıcaklığında η_{II} değişimi



Şekil 3. Artan buharlaşma sıcaklığında ve azalan yoğuşma sıcaklığında I_{Toplam} değişimi

4. Sonuçlar

Sonuç olarak R32 soğutkanlı hava-su-hava kaynaklı bir ısı pompasının termodinamik analizi EES programı kullanılarak yapılmış ve elde edilen veriler DataFit programı kullanılarak 3 boyutlu grafikler olarak sunulmuştur. Bu çalışmada, kompresörün tükettiği güç, kompresör giriş-çıkış basıncı, iç ünitenin ısıtma kapasitesi, tek kademeli ısıtma durumunda çalışan ısı pompasının COPIP değeri, dış ünite, iç ünite, kompresör, genişleme vanası tersinmezliği ile toplam tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca iç ünite, dış ünite, kompresör ve genişleme vanası ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlardan buharlaşma sıcaklığının -10°C' den +5°C' ye çıkmasıyla ve yoğuşma sıcaklığının 45°C' den 35°C düşmesiyle COPIP değerinin %178 arttığı görülmüştür. Artan buharlaşma sıcaklığı ve azalan yoğuşma sıcaklığıyla toplam tersinmezliğin %75 azaldığı görülmüştür. İkinci yasa verimi ise artan buharlaşma sıcaklığı ve azalan yoğuşma sıcaklığıyla %73 arttığı görülmüştür.

Hesap sonuçlarından ve grafiklerden görüldüğü üzere buharlaşma sıcaklığı arttıkça ve yoğuşma sıcaklığı azaldıkça COP_{IP} ve η_{II} değerinin arttığı ve herbir elemanın tersinmezliğinin azaldığı görülmektedir.

Kaynaklar

- [1] Xu X, Radermacher R, Pham MH. Performance Measurement of R32 in Vapor Injection Heat Pump System. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2328, 110, 2012.
- [2] Monica M], Rowland FS. Stratsperic Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorinme Atom Catalysed Distracktion of Ozone. *Nature*, 249, 810-812, 1974.
- [3] Berchin II, Valduga BI, Garcia J, Osorio SBJ, Guerra A. Climate Change and Forced Migrations: *An Effort Towards Recognizing Climate Refugees*. *Geoforum*, 84, 147-150, 2017.

- [4] Yıldırım C, Özkan BD, Onan C. Theoretical Study of R32 to Replace R410A in Variable Refrigerant Flow Systems. *International Journal of Ambient Energy*, 39(1), 87-92, 2017.
- [5] Alabdulkarem A, Eldeeb R, Hwang Y, Aute V, Radermacher R. Testing, Simulation and Soft Optimization of R410A Low-GWP Alternatives in Heat Pump System. *International Journal of Refrigeration*, 60, 106-107, 2015.
- [6] Gschrey B, Schwarz W, Elsner C, Engelhardt R. High increase of Global F-gas Emissions Until 2050. *Greenhouse Gas Measurement & Management*, 1(2), 85-92, 2011.
- [7] United Nations (UN). *Kyoto protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. New York, NY, USA, 1997.
- [8] Belchi LA, Gomez IF. Evaluation of a Condenser Based on Mini-Channels Technology Working with R410A and R32. *Experimental Data and Performance Estimate. Applied Energy*, 202, 112-124, 2017.
- [9] Tu X, Liang X, Zhuang R. Study of R32 Refrigerant for Residential Air-conditioning Applications. *The International Congress of Refrigeration*, Paris, 2011.
- [10] Xu X, Hwang Y, Radermacher R. Performance Comparison of R10A and R32 in Vapour Injection Cycles. *International Journal of Refrigeration*, 36, 892-903, 2013.
- [11] Cho IY, Seo H, Kim D, Kim Y. Performance Comparison Between R410A and R32 Multi-Heat Pumps with a Sub-Cooler Vapor Injection in the Heating and Cooling Modes. *International Journal of Refrigeration*, 112, 179-187, 2016.
- [12] Erdoğan Ş, Karaçaylı İ, Mutlu İ. Farklı Koşullardaki Hava-Su-Hava Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Soğutucu Akışkanlarla Termodinamik Analizi. *BAUN Fen Bil. Enst. Dergisi*, 112, 2017.
- [13] Çifci M, Yılmazoğlu MZ. Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Deneysel Termodinamik Analizi. 11. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 17-20 Nisan, İzmir, 1015-1022, 2013.
- [14] Redon A, Peris-Navara E, Pitarch M, Macia-Gonzalvez J, Corberan MJ. Analysis and Optimization of Subcritical Two-Stage Vapor Injection Heat Pump Systems. *Applied Energy*, 124, 231-240, 2014.
- [15] Çengel YA, Boles MA. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Güven Bilimsel Yayınevi (Beşinci Baskı), 946s, İzmir, 2007.
- [16] Hepbaşlı A, Kalıncı Y. A Review of Heat Pump Water Heating Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1211-1229, 2009.
- [17] Dincer I. *Refrigeration Systems and Applications*. Wiley: UK, 26, 2003.
- [18] Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 896p, New York, 1997.
- [19] Bejan A. Fundamentals of Exergy Analysis, Entropy Generation Minimization, and The Generation of Flow Architecture. *International Journal of Energy Research*, 26, 545-565, 2002.
- [20] Klein SA. *Engineering Equation Solver*. F-ChartSoftware, V10-644-3D, 2019.