



Karbondioksitli Kaskad Soğutma Sistemlerinin Enerji Performans Değerlendirilmesi

Tuğba KOVACI ^{1*}

¹Dr., Turkey

Geliş Tarihi/Received: 02.01.2020
Kabul Tarihi/Accepted: 24.01.2020

Doi: doi.org/10.31200/makuubd.669252
Araştırma Makalesi/Research Article

ÖZET

Bu çalışmada, R744 + R717 / R1234ze / R134a / R152a soğutkanları kullanılan dört farklı kaskad sisteminin karşılaştırılması sunulmuştur. Analiz -45°C'den -20°C'ye değişen farklı evaporatör sıcaklıklarında ve 30°C'den 50°C'ye değişen farklı kondenser sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığı 25°C arttırıldığında, tüm sistemin soğutma performansı (COP_{sys}) değeri yaklaşık %60 ila %64 arasında artmış ve kompresör gücü de yaklaşık %38 oranında azalmıştır. Kondenser sıcaklığının 20°C arttırılması, COP_{sys}'de %29-34 oranında bir azalmaya ve kompresör gücünde yaklaşık %38-50 oranında bir artışa neden olmuştur. Sonuçlara göre, düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve yüksek soğutma performansı değerine sahip olan R744/R717 soğutucu akışkanları kullanılan "sistem 1" kombinasyonunun, incelenen diğer kaskad soğutma sistemlerinden daha verimli olduğunu belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Kaskad Soğutma, R744, COP.

Energy Performance Assessment of CO₂ Cascade Refrigeration Systems

ABSTRACT

In this study, a comparison of the four different cascade systems using R744+R717/R1234ze/R134a/R152a refrigerant pairs has been presented. The analysis has been performed for different evaporator temperatures ranged from -45 up to -20°C, and different condenser temperatures ranged from 30 up to 50°C. When the evaporator temperature has been increased by 25°C, the system cooling performance (COP_{sys}) value has increased by about 60% to 64%, and the compressor work has decreased by about 38%. Increasing the condenser

temperature by 20°C has resulted in a decrease in COP_{sys} of 29-34% and an increase in compressor work by about 38% to 50%. According to the results, the combination of “system 1” using R744/R717 refrigerants which having low GWP and high cooling performance has been determined more efficient than other examined cascade refrigeration systems.

Keywords: Cascade Refrigeration, R744, COP.

1. GİRİŞ

Tek çevrimli bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin kullanımı sadece -40oC civarında etkili bir soğutma sağlayabilir ve buharlaşma ile yoğunlaşma sıcaklıkları arasındaki büyük fark nedeniyle -35°C'nin altında verimlilik bozulmaya başlar. Bu nedenle daha düşük bir sıcaklığa ulaşmak için kademeli bir soğutma sistemi kullanmak gerekir. Kaskad soğutma sistemleri düşük sıcaklıkta (LTC) ve yüksek sıcaklıkta (HTC) bağımsız olarak çalışan iki kademeli soğutma sisteminden oluşur. İki soğutma sistemi, düşük sıcaklık çevrimindeki kondenser tarafından serbest bırakılan sıcaklığın, yüksek sıcaklık çevriminde evaporatör tarafından emildiği bir ısı değiştirici ile birbirine bağlanır (Parmar ve Kapadia, 2015; Alhamid ve Syaka, 2010).

Yüksek bir soğutma performansı elde etmek için uygun bir soğutucu seçimi yapılmalıdır. Sınırlı enerji kaynakları, nüfus artışı ve dolayısıyla soğutma sistemlerine olan talebin artması ile soğutucu akışkan seçiminde, enerji ve maliyet tasarrufu yanında çevresel etkiler de önplana çıkmıştır (Boyaghchi ve Asgari, 2017). İyi termodinamik özellikleri nedeniyle CFC'ler yıllarca yaygın olarak kullanılmıştır. 20. yüzyılın sonlarında klor içeren soğutucu akışkanların atmosferdeki ozonun tükenmesi ile ilgili çevresel sorunlara neden oldukları belirlenmiştir. Bu soğutucu akışkanlara alternatif olarak HCFC ve HFC türü halokarbon soğutkanlar üretilmiştir, fakat bu soğutucu akışkanlar da küresel ısınmaya katkıda bulunmuşlardır. İklim değişiklikleri ve ozon krizi gibi sorunlarla birlikte soğutucu akışkanların seçiminde amonyak, karbon dioksit ve hidrokarbonlar gibi doğal soğutucu akışkanlara son zamanlarda ilgi artmıştır (Başaran ve Özgener, 2013, Aminyavari vd., 2014).

Farklı soğutkaların kullanıldığı kaskad soğutma sistemlerinin karşılaştırıldığı birçok çalışma vardır. Oruç vd. (2018) çalışmalarında yüksek GWP'ye sahip R404A ile düşük GWP'ye sahip R442A ve R453A soğutucularını deneysel olarak karşılaştırmıştır. Mancuhan vd. (2019) çalışmalarında kaskad sistemi için R134a/CO₂, R152a/CO₂ ve NH₃/CO₂ sistemleri ile R134a/R404a, R152a/R404a ve NH₃/R404a sistemlerinin olduğu iki durum için teorik bir

model önermişlerdir. Singh ve Dasgupta (2016), soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R744 kullanılan bir kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Dopazo vd. (2009), düşük ve yüksek sıcaklık çevrimlerinde çalışma sıvıları olarak CO₂ ve NH₃ kullanılan bir kaskad soğutma sisteminin analizini sunmuşlardır. Yılmaz vd. (2014) çalışmalarında düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık çevrimlerinde CO₂ ve R404a soğutucu akışkanları kullanılan iki aşamalı kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Mishra (2018) çalışmasında düşük sıcaklık çevriminde HFO-1234yf ve yüksek sıcaklık devresinde HFO-1234ze akışkanları kullanılan kaskad soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizi ile termodinamik performans değerlendirmesini sunmuştur.

Karbondioksit, kaskad soğutma sistemlerinin düşük sıcaklık devrelerinde en popüler ve en verimli çalışma akışkanı olarak ortaya çıkmaktadır. Karbon dioksit, toksik olmayan, yanıcı olmayan, kolayca temin edilebilir, ucuz ve iklim dostu bir soğutucu akışkandır. Referans değeri 1 olan düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) endeksine ve sıfır ozon tükenme potansiyeli (ODP) endeksine sahip olan CO₂, yüksek çalışma basıncı, düşük kritik sıcaklık ve düşük viskozite dahil olmak üzere kendine özgü termodinamik özellikleri nedeniyle, enerji açısından da büyük bir potansiyel sunmaktadır. Bununla birlikte, üçlü CO₂ noktası - 56°C olduğundan, - 85°C gibi düşük sıcaklıkların gerektiği çalışmalar için diğer soğutucu maddelerle (örneğin bir hidrokarbon) birlikte kullanılması gerekmektedir (Alhamid ve Syaka, 2010, da Silva vd., 2012, Messineo, 2012, Khanmohammadi vd., 2018).

Tablo 1. İlgili soğutucu akışkanların bazı fiziksel, çevresel ve güvenlik özellikleri

Soğutucu akışkan	Kritik basınç [Mpa]	Kritik sıcaklık [°C]	ODP	GWP
R744 (CO ₂)	7.37	31	0	1
R1234ze	3.63	109.4	0	7
R134a	4	101.1	0	1200
R152a	4.52	113.33	0	140
R717 (NH ₃)	11.3	132.25	0	0

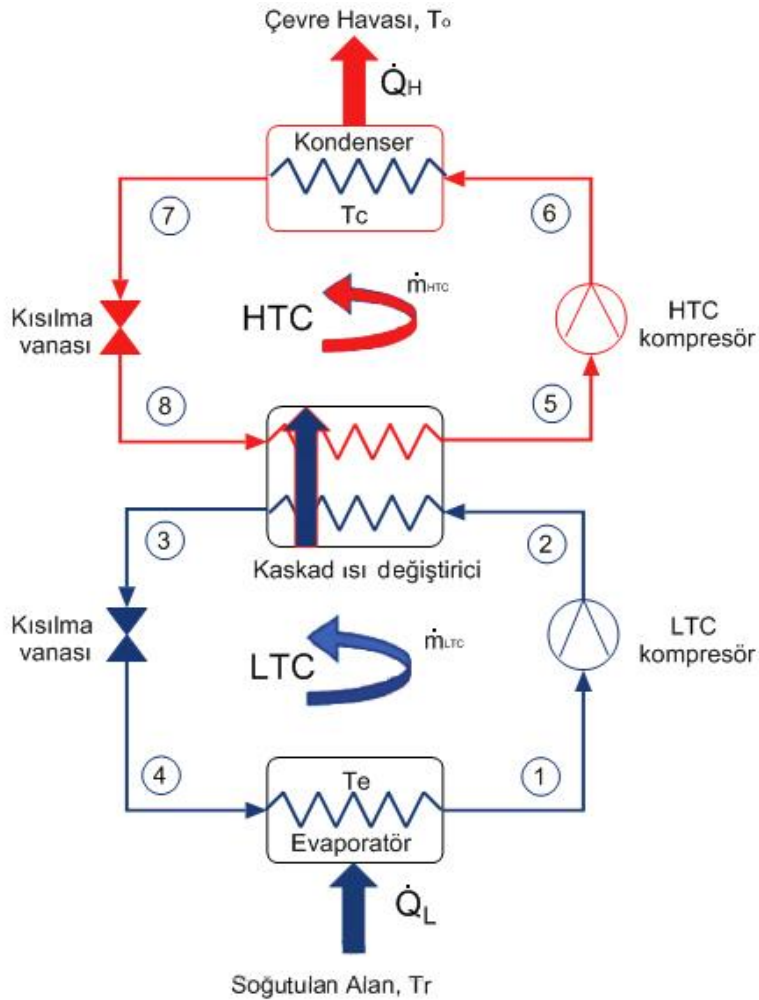
Kaynak: Llopis vd., 2015, Lizarte vd., 2017, Yılmaz ve Selbaş, 2017

Bu çalışmada düşük sıcaklık çevriminde soğutkan olarak CO₂ (R744)'in kullanıldığı, yüksek sıcaklık çevriminde soğutkan olarak R717 (NH₃), R1234ze, R134a ve R152a akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma sisteminde, çeşitli çalışma parametrelerinin soğutma performansı üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Seçilen soğutkanlar ve bazı özellikleri Tablo 1'de gösterilmektedir.

2. KASKAD BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK MODELLENMESİ

2.1. Sistem Modellemesi

Bu çalışmada farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı kaskad soğutma sistemleri modellenmiştir (Resim 1). Her soğutma sistemi bir kompresör, bir kondansatör, bir genleşme vanası ve bir buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. İki çevrim, düşük sıcaklık çevrimi (LTC) için bir buharlaştırıcı ve yüksek sıcaklık çevrimi (HTC) için bir yoğunlaştırıcı olarak işlev gören, bir ısı değiştirici vasıtasıyla birbirlerine bağlanmaktadır. LTC buharlaştırıcısı, \dot{Q}_L soğutma yükünü T_c buharlaşma sıcaklığında emer. HTC yoğunlaştırıcısı ise \dot{Q}_H ısı akışını T_c yoğuşma sıcaklığında T_o sıcaklığındaki ortama artmaktadır.



Şekil 1. Sisteminin şematik diyagramı

Kaskad sistemi farklı akışkan çiftleri kullanılarak dört farklı durumda modellenmiştir. Sistem 1, 2, 3 ve 4 sırasıyla, R744/R717, R744/R1234ze, R744/R134a ve R744/R152a akışkan çiftlerinin kullanıldığı kaskad soğutma çevrimlerini temsil etmektedir (Tablo 2).

Tablo 2. Kaskad soğutucu akışkan çiftleri

	LTC	HTC
Sistem 1	R744	R717
Sistem 2	R744	R1234ze
Sistem 3	R744	R134a
Sistem 4	R744	R152a

2.2. Enerji Analizi

Çevrim modellenirken sabit akışlı enerji ve kütle denge denklemleri kullanılmıştır. Hesaplamayı kolaylaştırmak için analiz aşağıdaki genel varsayımlara dayandırılarak yapılmıştır.

- Borulardaki, kompresördeki veya sistem bileşenlerindeki basınç ve ısı kayıpları/kazançları ihmal edilmiştir.
- Buharlaştırma ve yoğunlaşma işlemleri izobariktir.

Tablo 3. Termodinamik analiz parametreleri

Parametreler	Birim	Değer Aralığı
Kondenser sıcaklığı	°C	30 ile 50
Evaporatör sıcaklığı	°C	-45 ile -20
Soğutma kapasitesi	kW	15

Sistemdeki farklı akışkanların termodinamik özelliklerinin modellenmesi için Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılmıştır. Tablo 3’de her iki sistem için kullanılan temel giriş parametreleri verilmiştir. Genel kütle ve enerji denge deklemleri Eşitlik 1 ve 2’de verilmiştir. Sistemin termodinamik analizinde herbir bileşen için kullanılan özel denklemler Tablo 4’te listelenmiştir.

$$\sum_{giren} \dot{m} = \sum_{çıkan} \dot{m} \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{çıkan} \dot{m} h - \sum_{giren} \dot{m} h \quad (2)$$

LTC, HTC ve tüm sistemin soğutma performanslarını belirlerken aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır:

$$\text{LTC soğutma performansı: } COP_{LTC} = \frac{Q_{soğutma}}{\dot{W}_{k,LTC}} \quad (3)$$

$$\text{HTC soğutma performansı: } COP_{HTC} = \frac{Q_{soğutma}}{\dot{W}_{k,HTC}} \quad (4)$$

$$\text{Tüm sistem soğutma performansı: } COP_{SYS} = \frac{Q_{soğutma}}{\dot{W}_{k,HTC} + \dot{W}_{k,LTC}} \quad (5)$$

Tablo 4. Sistem bileşenleri için denge denklemleri

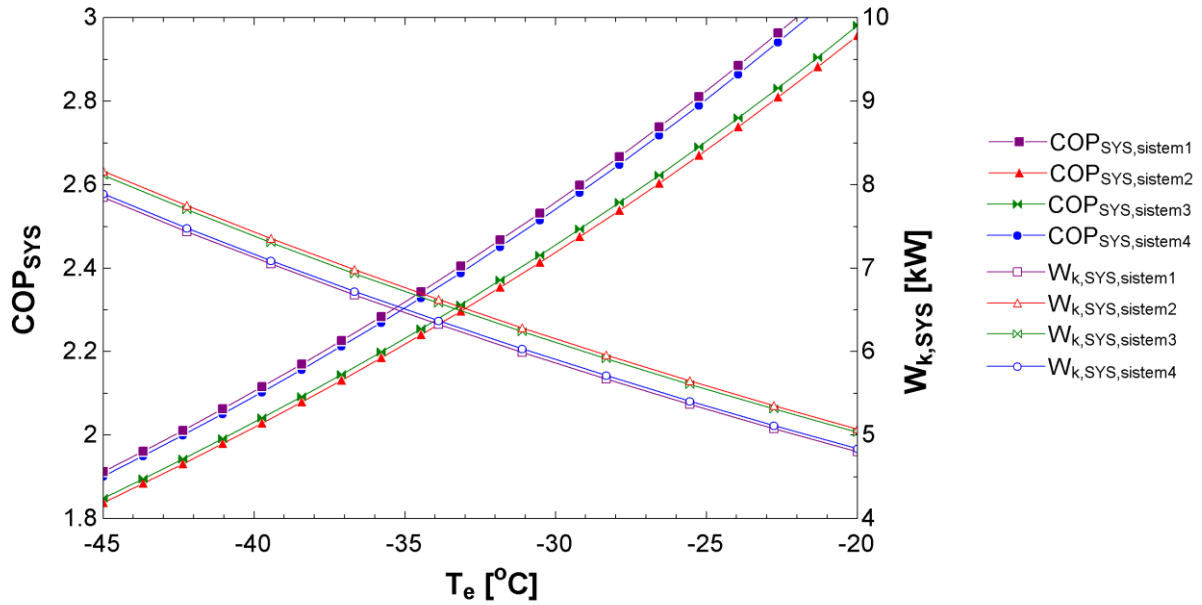
Değişkenler	Kütle	Kaskad enerji denklemleri
HTC kompresör	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{k,HTC} = \dot{m}_{HTC}(h_6 - h_5)$
LTC kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_{k,LTC} = \dot{m}_{LTC}(h_2 - h_1)$
Kondenser ısı transferi	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{HTC}(h_7 - h_6)$
Evaporatör ısı transferi	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_L = \dot{m}_{HTC}(h_1 - h_4)$
HTC ve LTC kısılma vanası	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$h_3 = h_4$ $h_7 = h_8$
Kaskad kondenseri	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_{LTC} * (h_3 - h_2) = \dot{m}_{HTC} * (h_5 - h_8)$

3. BULGULAR

Bu bölümde düşük sıcaklık çevriminde soğutkan olarak CO₂ (R744)'in kullanıldığı, yüksek sıcaklık çevriminde soğutkan olarak R717 (NH₃), R1234ze, R134a ve R152a akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevrimlerindeki kondenser ve evaporatör sıcaklığının değişiminin, soğutma sisteminin performansına etkisi teorik olarak incelenmiştir. Modelleme için EES programı kullanılmıştır.

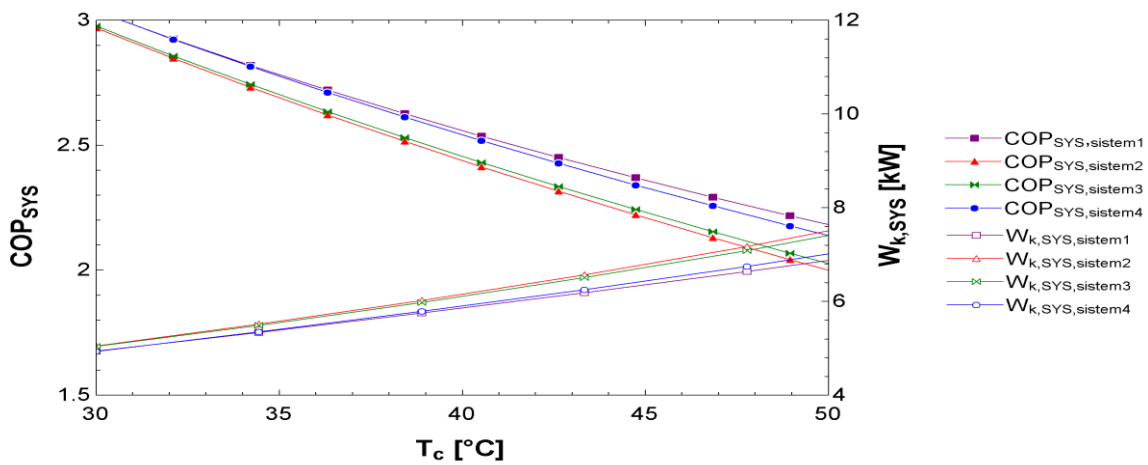
Evaporatör sıcaklığı (T_e), soğutma çevrimi performansı üzerinde olumlu etkisi olabilecek ana parametrelerden biridir. Şekil 2, farklı soğutkanlar için evaporatör sıcaklığının -45°C'den -20°C'ye artırılmasının sistemin soğutma performansı (COP_{SYS}) ve toplam iş girdisi ($\dot{W}_{k,SYS}$) üzerindeki etkisini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığının artışı, tüm sistemlerde kompresör gücünün azalmasına, dolayısıyla performans artışına neden olmaktadır. Evaporatör sıcaklığının -45'den -20'ye artırılması, sistem 1, 2, 3 ve 4 için sırasıyla, soğutma

performansında %63.4, %60.8, %61.2 ve %63'lük artışa ve kompresör gücünde %38.8, %37.8, %37.9 ve %38.6'lük düşüşe neden olmuştur.



Şekil 2. Evaporatör sıcaklığı değişiminin COP_{sys} ve $W_{k,sys}$ üzerindeki etkisi

Şekil 3, tüm sistemler için kondenser sıcaklığının soğutma performansı ve kompresör gücünün değişimine etkisini göstermektedir. Kondenser sıcaklığındaki artış, kompresör çıkış basıncındaki artış nedeniyle, kompresör gücünde artışa ve dolayısıyla soğutma performansında da düşüşe neden olmaktadır. Sıcaklığın 30°C'dan 50°C'e arttırılması, sistem 1, 2, 3 ve 4 için sırasıyla, %29.2, %34.1, %33.3 ve %30.8'lik soğutma performansı azalışına ve %38.4, %49.4, %47.4 ve %44.4'lik kompresör gücü artışına neden olmuştur.



Şekil 3. Kondenser sıcaklığı değişiminin COP_{sys} ve $W_{k,sys}$ üzerindeki etkisi

-20°C ile -45°C düşük buharlaşma sıcaklık aralığında ve 30°C ile 50°C yüksek yoğuşma sıcaklık aralıklarında olan aynı termodinamik parametreler için sistem 1, diğer sistemlere göre daha yüksek performans göstermiştir. İkinci en yüksek performans değerleri sistem 4’de elde edilirken, bunu sırasıyla sistem 3 ve sistem 2 izlemiştir. Sistem 4’ün soğutma performansı ve kompresör gücü değerleri, sistem 1’e yakinken; sistem 2 ve sistem 3’deki akışkan çiftlerinin değerleri de birbirine yakındır. Tablo 5’de çevrimde kullanılan soğutucu akışkanların düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık çevrimlerindeki soğutma performansı, kütle ve kompresör gücü değerleri sayısal olarak verilmiştir.

Tablo 5. Farklı soğutucu akışkanların yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerindeki performansları

($T_e=-30^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $Q_e=15\text{ kW}$)

	COP_{SYS}	COP_{HTC}	COP_{LTC}	\dot{m}_{HTC} [kg/s]	\dot{m}_{LTC} [kg/s]	$\dot{W}_{\text{k,HTC}}$ [kW]	$\dot{W}_{\text{k,LTC}}$ [kW]
Sistem 1	2.55	4.28	7.84	0.015	0.06	3.95	1.91
Sistem 2	2.43	3.98	7.84	0.14	0.06	4.24	1.91
Sistem 3	2.45	4.03	7.84	0.12	0.06	4.19	1.91
Sistem 4	2.54	4.23	7.84	0.07	0.06	3.99	1.91

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Farklı soğutkanlar kullanılarak modellenen dört farklı sistem için yapılan termodinamik analiz sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

- Evaporatör sıcaklığındaki 25°C’lik artış, %60-64 arası performans artışına neden olurken, kompresör gücünde ortalama %38’lik düşüğe neden olmuştur.
- Kondenser sıcaklığındaki 20°C’lik artış, tüm sistemin soğutma performansı değerinde %29 34 arasında düşüğe, kompresör gücünde ise %38-50 arasında artışa neden olmuştur.
- Evaporatör sıcaklığının değişiminin tüm sistem ve düşük sıcaklık çevrimlerindeki soğutma performansı üzerinde, yüksek sıcaklık çevrimine kıyasla çok daha etkili olduğu görülmüştür. Evaporatör sıcaklığı değişiminin kompresör gücü üzerindeki etkisi de benzer şekilde, en fazla düşük sıcaklık çevriminde, daha sonra sırasıyla tüm sistem

ve yüksek sıcaklık çevrimleri üzerinde olmuştur. Kondenser sıcaklığının değişiminin soğutma performansı ve kompresör gücü üzerindeki etkisi de evaporatör sıcaklığı değişiminde elde edilen sonuçlara benzerdir.

Sonuçlara göre, incelenen farklı kaskad sistemleri içerisinde, sahip olduğu düşük GWP ve yüksek soğutma performansı değerleri nedeniyle, düşük sıcaklık çevriminde CO₂ (R744) ve yüksek sıcaklık çevriminde NH₃ (R717) soğutkanlarının kullanıldığı sistem 1 kombinasyonu önerilmektedir.

KISALTMALAR

COP	Soğutma performansı
h	Entalpi, kJ/kg
\dot{m}	Kütle, kg/s
\dot{Q}_{cas}	Kaskad yoğuşturucusu ısı transferi, kW
\dot{Q}_H	Kondenser ısı transferi, kW
\dot{Q}_L	Soğutma yükü, kW
$\dot{Q}_{soğ}$	Soğutma kapasitesi, kW
T _c	Yoğuşma sıcaklığı, °C
T _e	Buharlaştırma sıcaklığı, °C
T _o	Ortam sıcaklığı, °C
T _r	Soğutulacak alan sıcaklığı, °C
\dot{W}_k	Kompresör gücü, kW

İndisler

LTC	Düşük sıcaklık çevrimi
HTC	Yüksek sıcaklık çevrimi
SYS	Tüm sistem çevrimi

REFERENCES / KAYNAKLAR

- Alhamid, M. I. & Syaka, D. R. (2010). Exergy and energy analysis of a cascade refrigeration system using R744+R170 for low temperature applications. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 10(6),1-8.
- Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A. & Rinaldi, F. (2014). Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 42-50.
- Başaran, A. & Özgener, L. (2013). Doğaya zararlı halokarbon soğutkanların çevresel etkileri ve alınan önlemler. *Engineer & The Machinery Magazine*, 54(640), 45-53.
- Boyaghchi, F. A. & Asgari, S. (2017). A comparative study on exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental assessments of two internal auto-cascade refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 122, 723-737.
- da Silva, A., Bandarra Filho, E. P. & Antunes, A. H. P. (2012). Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. *Applied Thermal Engineering*, 41, 30-35.
- Dopazo, J. A., Fernández-Seara, J., Sieres, J. & Uhiá, F. J. (2009). Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9), 1577-1583.
- EES. (2016). *Engineering Equation Solver, F-Chart Software*.
- Khanmohammadi, S., Goodarzi, M., Khanmohammadi, S. & Ganjehsarabi, H. (2018). Thermoeconomic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a modified transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 86-96.
- Lizarte, R., Palacios-Lorenzo, M. E. & Marcos, J. D. (2017). Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 127, 378-389.
- Llopis, R., Sánchez, D., Sanz-Kock, C., Cabello, R. & Torrella, E. (2015). Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems. *Applied Energy*, 138, 133-142.
- Mancuhan, E., Tunç, B., Yetkin, K. & Çelik, C. (2019). Comparative analysis of cascade refrigeration systems' performance and environmental impacts. *Journal of the Turkish Chemical Society Section B: Chemical Engineering*, 2(2), 97-108.
- Messineo, A. (2012). R744-R717 cascade refrigeration system: performance evaluation compared with a HFC two-stage system. *Energy Procedia*, 14, 56-65.
- Mishra, R. S. (2018). Thermodynamic analysis of two stages cascade refrigeration system using r-1234ze in high temperature circuit and r1234yf in low temperature circuit for replacing HFC (R-134a) refrigerant. *International Journal of Research in Engineering and Innovation*, 2(4), 364-373.
- Oruç, V., Devecioğlu, A. G. & Ender, S. (2018). Improvement of energy parameters using R442A and R453A in a refrigeration system operating with R404A. *Applied Thermal Engineering*, 129, 243-249.
- Parmar, G. G. & Kapadia, D. R. (2015). Thermodynamic analysis of cascade refrigeration system using a natural refrigerants for supermarket application. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 4(6), 1839-1846.
- Singh, S. & Dasgupta, M. S. (2016). Thermodynamic analysis of a low TEWI (R1234yf-R744) cascade system. *National Conference on Recent Trends in Mechanical Engineering*, India.

Yılmaz, B., Erdonmez, N., Sevindir, M. K. & Mancuhan, E. (2014). Thermodynamic analysis and optimization of cascade condensing temperature of a CO₂ (R744)/R404A cascade refrigeration system. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, ABD.

Yılmaz, F. & Selbaş, R. (2017). Energy and exergy analyses of CO₂/HFE7000 cascade cooling system. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21(3), 854-860.