



Kahramanmaraş Sütçü İmam University Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 29.07.2022
Kabul Tarihi : 19.08.2022

Received Date : 29.07.2022
Accepted Date : 19.08.2022

İKİ BUHARLAŞTIRICILI KARBONDİOKSİT (CO_2) - AMONYAK (NH_3) KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMUM TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF TWO-EVAPORATOR CARBON DIOXIDE (CO_2) – AMMONIA (NH_3) CASCADE COOLING SYSTEM AND DETERMINATION OF OPTIMUM DESIGN PARAMETERS

Muhammet Nasıf KURU^{1*} (ORCID: 0000-0002-5941-1221)
Mehmet Tahir ERDİNÇ² (ORCID: 0000-0003-2201-2937)

¹Tarsus Üniversitesi, Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Mersin, Türkiye
²Tarsus Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Mersin, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Muhammet Nasıf KURU, mnasifkuru@tarsus.edu.tr

ÖZET

Günümüzde, aşı muhafazası, hızlı dondurma sistemleri, dondurulmuş gıdaların depolanması gibi nedenlerden dolayı düşük sıcaklıkta verimli bir şekilde çalışan soğutma sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Tek kademeli soğutma sistemlerinin kullanılması, enerji verimliliği açısından ekonomik değildir ve bu nedenle iki kademeli veya kaskad sistemler düşük sıcaklık eldesinin istendiği soğutma uygulamalarında tercih edilirler. Ayrıca, iki farklı düşük sıcaklığa sahip iki buharlaştırıcı soğutma sistemleri de birçok uygulamada tercih edilmektedir. Bu çalışmada, kaskad soğutma sisteminde iki buharlaştırıcı kullanımı durumunda termodinamik analiz yapılmıştır ve optimum tasarım parametreleri, kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığı (T_{MY}) ve soğutmadaki performans katsayısı (COP) açısından belirlenmiştir. Kaskad soğutma sisteminde, küresel ısınmaya ve ozon tabakasının incelmeye neden olan yapay soğutucu akışkanların yerine doğal soğutucu akışkanlardan, karbondioksit (CO_2) düşük sıcaklık çevriminde ve amonyak (NH_3) yüksek sıcaklık çevriminde kullanılmıştır. Soğutma kapasitesi her iki buharlaştırıcı için sabit olarak kabul edilmiştir. Tasarım parametreleri olarak, birinci ve ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{b1}, T_{b2}), yoğuşturucu sıcaklığı (T_y) ve kaskad yoğuşturucudaki sıcaklık farkı (ΔT) ele alınmıştır ve sırasıyla -35 °C ile -45 °C, -45 °C ile -55 °C, 35 °C ile 45 °C, 3 °C ile 5 °C değerleri için çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre COP değerinin buharlaştırıcı sıcaklığına büyük oranda bağlı olduğu ve çalışılan aralıklarda COP değerinin 2,566'ya ulaşabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: İki buharlaştırıcı, kaskad soğutma sistemi, karbondioksit, amonyak

ABSTRACT

Today, effective cooling systems at low temperatures are required for purposes such as vaccine preservation, fast freezing systems, and frozen food storage. For low temperature cooling applications, cascade systems are recommended for energy efficiency. Moreover, two evaporators with two different low temperatures are preferred in many applications. In this work, thermodynamic analysis is performed with two evaporators in the cascade cooling system and the optimum design parameters are determined in terms of the condenser temperature (T_{MY}) in the cascade condenser and the coefficient of performance (COP). Natural refrigerants are utilized instead of artificial refrigerants, which cause global warming and ozone layer depletion; carbon dioxide (CO_2) and ammonia (NH_3) are used in the low and high temperature cycles, respectively. The cooling capacity is constant for both evaporators. The design parameters are first and second evaporator temperatures (T_{b1}, T_{b2}), condenser temperature (T_y) and temperature difference (ΔT) at the cascade condenser, which have values of -35 °C and -45 °C, -45 °C and -55 °C,

ToCite: KURU, M. N., & ERDİNÇ, M. T., (2022). İKİ BUHARLAŞTIRICILI KARBONDİOKSİT (CO_2) - AMONYAK (NH_3) KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMUM TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 25(4), 655-669.

35 °C and 45 °C, 3 °C and 5 °C respectively. It is seen that the *COP* value is highly dependent on the evaporator temperature and the *COP* value can reach 2.566 in the working ranges.

Keywords: Two-evaporator, cascade cooling system, carbon dioxide, ammonia

GİRİŞ

Soğutma uygulamalarında, düşük sıcaklık eldesinin istendiği durumlarda tek kademeli soğutma sistemini kullanmak sistem verimi açısından ekonomik değildir. Bu nedenle, düşük sıcaklık istenen uygulamalarda iki-kademeli soğutma sistemi veya kaskad soğutma sistemi kullanılabilir. İki-kademeli soğutma sisteminde yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerinde aynı akışkan kullanılırken, kaskad soğutma sistemlerinde farklı akışkanlar kullanılabilir ve iki-kademeli soğutma sistemine göre daha düşük sıcaklıklara erişilebilir (Yamankaradeniz vd., 2018).

Lee vd. (2006) kaskad soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak, karbondioksit (CO_2) ve amonyak (NH_3) kullanımını termodinamik olarak incelemiştir. Sabit soğutma kapasitesinde, kaskad yoğunlaştırıcunun optimum yoğunlaştırıcı sıcaklığını sistemin maksimum performans katsayısı ve minimum ekserji yıkımında elde etmişlerdir. Tasarım parametreleri olarak, buharlaştırıcı sıcaklığı (T_b), yoğunlaştırıcı sıcaklığı (T_y) ve kaskad yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık farkı (ΔT) ele alınmıştır ve bu değerler sırasıyla -45 °C ile -55 °C, 35 °C ile 45 °C, 3 °C ile 5 °C aralığında değişmektedir. $T_b = -50$ °C, $T_y = 35$ °C, ve $\Delta T = 5$ °C olduğunda kaskad yoğunlaştırıcunun optimum sıcaklığını -15 °C olarak elde etmişlerdir. Bu durumda *COP* değeri 1,15 olmaktadır. Aminyavari vd. (2014) CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminde, ekserjetik verimlilik ve toplam maliyet oranının amaç fonksiyonu olduğu çok amaçlı optimizasyon çalışmasını yapmışlardır. Sonuç olarak, soğutma kapasitesi 50 kW iken optimum tasarımın ekserjetik verim değerinin %45,89 ve toplam maliyet oranının 0,01099 US\$/s olduğunu bulmuşlardır. Dopazo vd. (2009) CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminde, tasarım parametrelerinin sistemin *COP* ve ekserjetik verimi üzerine etkisini teorik olarak incelemiştir. CO_2 'in buharlaşma ve kaskad yoğunlaştırıcıdaki yoğunlaşma sıcaklıkları, NH_3 'ın yoğunlaşma sıcaklığı ve kaskad yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık farkı (ΔT) tasarım parametreleri olarak belirlenmiştir ve bu değerler sırasıyla -55 °C ile -30 °C, -25 °C ile 5 °C, 25 °C ile 50 °C, 3 °C ile 6 °C aralıklarında değişmektedir. Sonuç olarak, NH_3 'ın yoğunlaşma sıcaklığı ve kaskad yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık farkının artması, yaklaşık olarak *COP*'de %45 ve ekserjetik verimde %9 azalmaya neden olmuştur. Ayrıca, Dopazo ve Fernández-Seara (2011) CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminin prototipi dondurma işlemi için deneysel olarak incelemiştir. Dokandari vd. (2014) CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminde, düşük ve yüksek sıcaklık çevrimlerinde ejektör kullanımını termodinamik olarak incelemiştir ve maksimum *COP* / ikinci yasa verimi değerini dört tasarım parametresine (CO_2 'in buharlaşma sıcaklığı, NH_3 'ın yoğunlaşma sıcaklığı, CO_2 'in kaskad yoğunlaştırıcıdaki yoğunlaşma sıcaklığı, kaskad yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık farkı) bağlı olarak optimize etmişlerdir. Ejektör kullanımı ile, *COP* ve ikinci yasa verimliliği yaklaşık olarak %7 ve %5 artmaktadır. Ayrıca, ejektör kullanımı ile sistemin ekserji yıkımı %8 azalmıştır.

Rezayan ve Behbahaninia (2011) CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminde optimum tasarım parametrelerini belirlemek için termoekonomik optimizasyon çalışmasını yapmışlardır, ayrıca sistemdeki bileşenlere ait ekserji analizleri de yapılmıştır. NH_3 'ın yoğunlaşma sıcaklığı, CO_2 'in buharlaşma ve kaskad yoğunlaştırıcıdaki yoğunlaşma sıcaklıkları, kaskad yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık farkı tasarım parametreleri olarak çalışılırken, soğutma kapasitesi, ortam sıcaklığı ve soğuk oda sıcaklığı kısıt olarak verilmiştir. Amaç fonksiyonu ise, sistemin toplam yıllık maliyeti olarak belirlenmiştir. Yıllık maliyet ilk tasarıma göre %9,34 azaltılmıştır, en düşük ve en yüksek ekserji yıkımları yoğunlaştırıcı ve kısıtma vanasında %33,49 ve %5,2 olarak elde edilmiştir. Yılmaz ve Selbaş (2019) düşük sıcaklık tarafında CO_2 'in yüksek sıcaklık tarafında ise HFE 7000, R134a, R152a, R32, R1234yf, ve R365mfc'nin kullanıldığı kaskad soğutma sisteminde termodinamik analizi yapmışlardır. En yüksek *COP* değeri olarak 1,835 değerini CO_2 ve R365mfc'nin kullanıldığı durumda elde etmişlerdir.

İki buharlaştırıcı sistemler birçok soğutma uygulamasında tercih edilmektedir. Erdinc vd. (2021) iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip, soğutucu akışkan olarak CO_2 'in kullanıldığı transkritik soğutma sisteminde iç ısı değiştiricisi kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda; buharlaştırıcı sıcaklıklarının ve gaz soğutucu çıkış basıncının sistemin verimi üzerine etkisini incelemiştir. Sonuç olarak, birinci ve ikinci buharlaştırıcılardaki buharlaşma sıcaklığının 0 °C ve -5 °C olduğu durumda, iç ısı değiştiricili sistemde optimum gaz soğutucu basıncı %2,8 kadar azalmıştır ve sistemin *COP*'si %5,6 artmıştır. Ayrıca, soğutma yükünün sabit kabul edildiği durumda, iç ısı değiştiricili sistem soğutucu akışkan debisinin %23,9 azalmasına neden olmuştur. Yataganbaba vd. (2015), Kutlu vd.

(2017), Ünal vd. (2016), Mohammadi ve Powell (2021) soğutma sistemlerinde iki buharlaştırıcı olması durumunu termodinamik olarak incelemiştir.

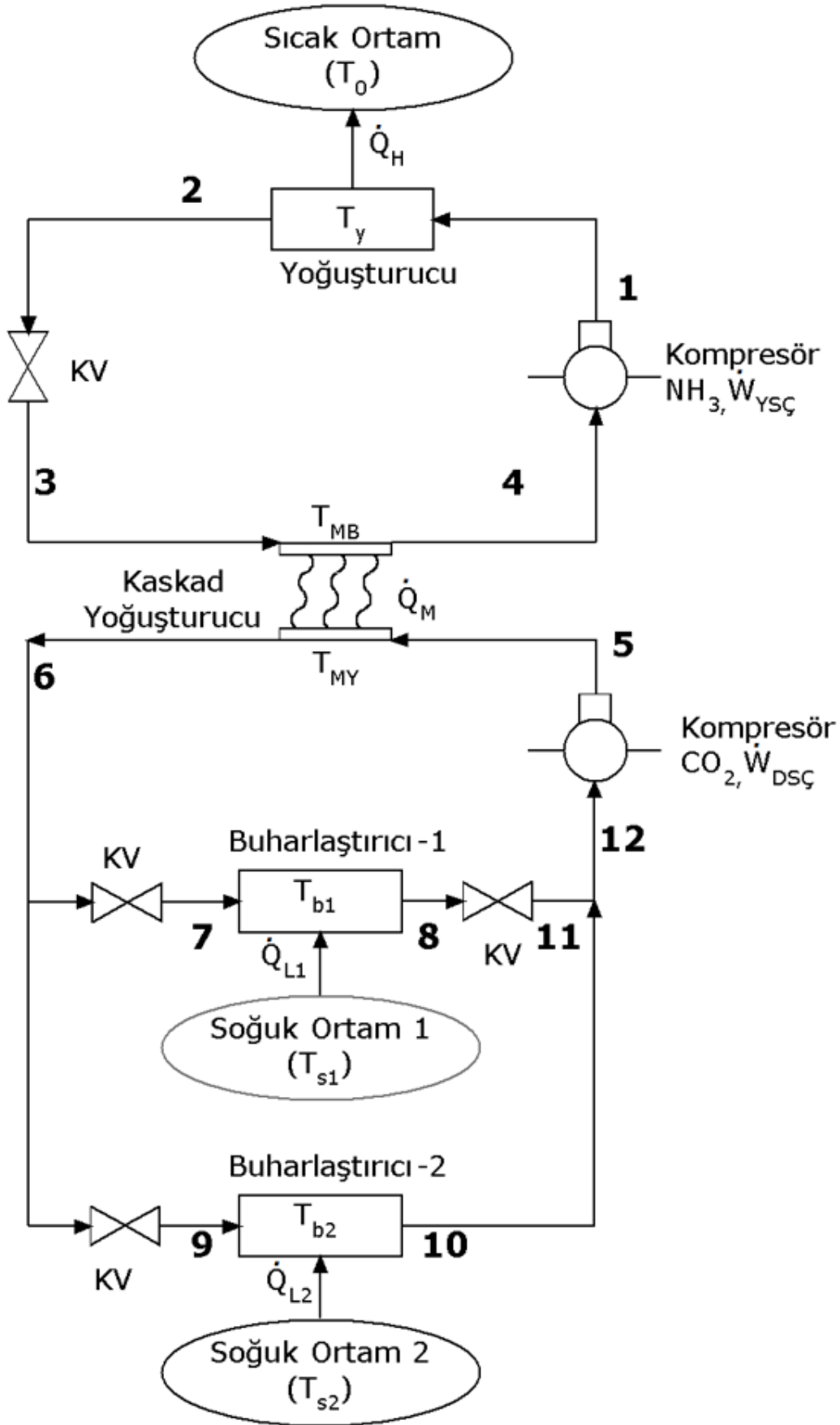
Bu çalışmada, iki farklı sıcaklık istenen ortamlar için iki buharlaştırıcı CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sisteminin termodinamik analiz yapılmış olup, optimum tasarım parametreleri, soğutmadaki performans katsayısı ve kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığı açısından belirlenmiştir.

MATERYAL VE METOT

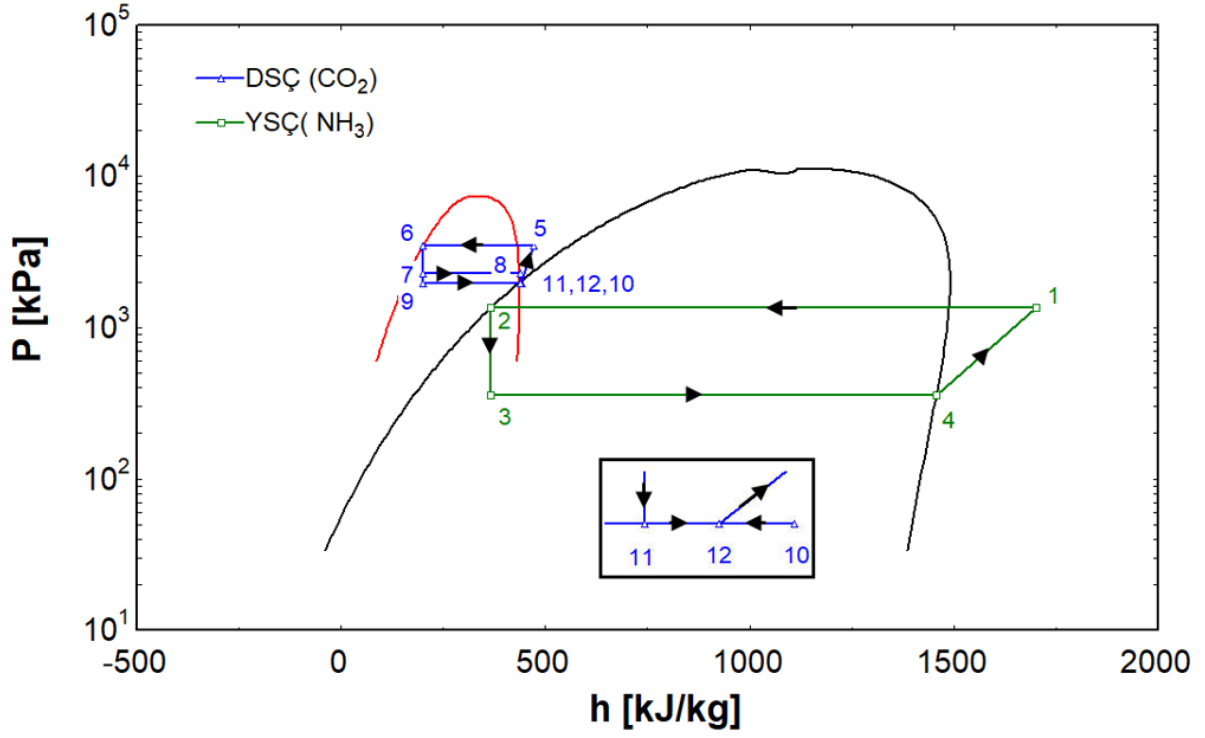
İki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip CO_2 / NH_3 iki buharlaştırıcı kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 1’de verilmiştir. Bu sistem, iki ayrı soğutma çevriminden oluşmaktadır: (1) soğutucu akışkan olarak NH_3 ’in kullanıldığı yüksek sıcaklık çevrimi (YSC) (2) soğutucu akışkan olarak CO_2 ’in kullanıldığı düşük sıcaklık çevrimi (DSC). Çevrimlerin temel elemanları; YSC ve DSC’nin kompresörleri, YSC’nin yoğuşturucusu, DSC’nin iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip buharlaştırıcıları, kısılma vanaları ve kaskad yoğuşturucusudur. İki çevrim birbirine iki soğutucu akışkan arasında ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan kaskad yoğuşturucu ile bağlanmaktadır. Kaskad yoğuşturucu, YSC’nin buharlaştırıcısı, DSC’nin yoğuşturucusu olarak davranmaktadır.

Şekil 1’de gösterilen CO_2 / NH_3 iki buharlaştırıcı kaskad soğutma sistemine ait (a) basınç-entalpi (b) sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 2’de verilmiştir. DSC’de kullanılan CO_2 soğutucu akışkanının buharlaşma sıcaklıkları YSC’de kullanılan NH_3 ’in buharlaşma sıcaklığından daha düşüktür, bu nedenle NH_3 çevrimi yüksek sıcaklık çevrimi diye adlandırılmaktadır. DSC’de iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip buharlaştırıcılar kullanılarak iki farklı soğuk ortam elde edilmektedir.

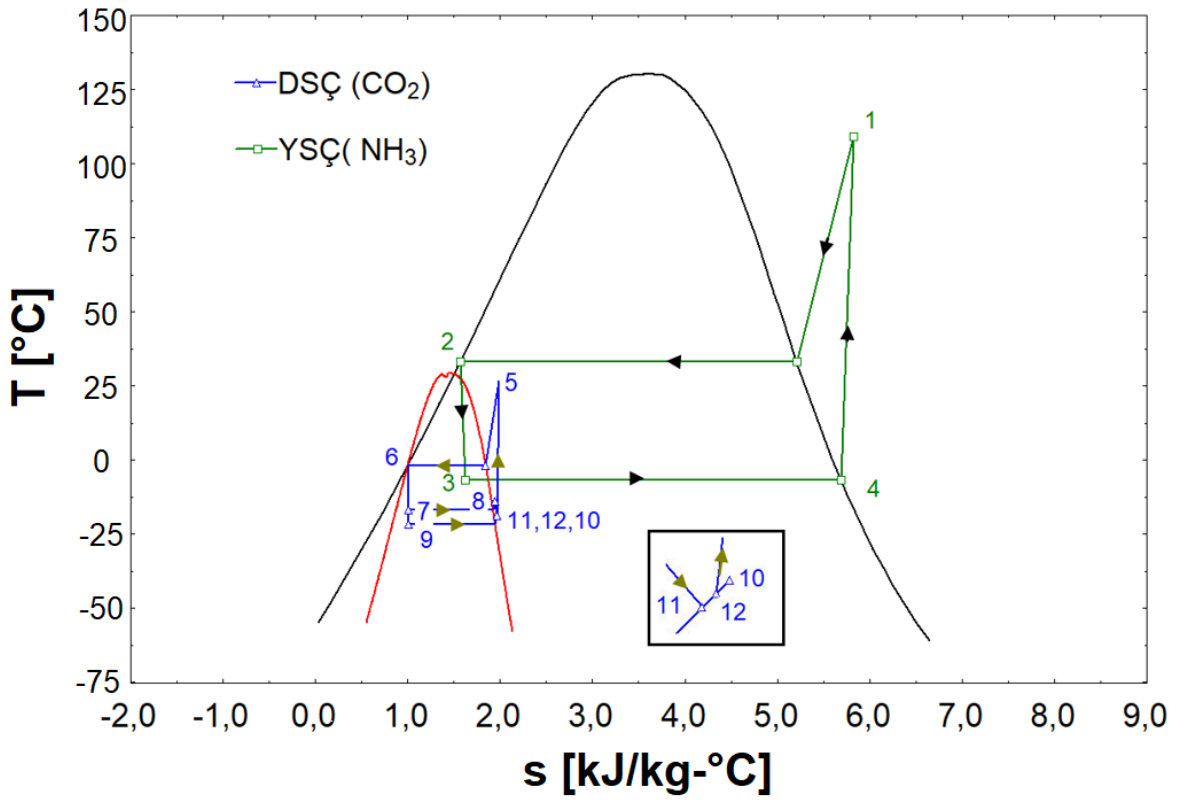
Şekil 1’de gösterilen kaskad soğutma sisteminde, YSC’nin T_y sıcaklığındaki yoğuşturucusu ile T_0 sıcaklığındaki sıcak ortama \dot{Q}_H ısı atılmaktadır. DSC çevriminde ise iki farklı soğuk ortam sıcaklığını (T_{s1} ve T_{s2}) sağlamak için buharlaştırıcı sıcaklıklarının (T_{b1} ve T_{b2}) oldukları soğuk ortamlardan \dot{Q}_{L1} ve \dot{Q}_{L2} ısıları çekilmektedir. YSC ve DSC’de bu ısıları çekmek için harcanan kompresör işleri \dot{W}_H ve \dot{W}_L ’dir. Kaskad yoğuşturucuda YSC’deki buharlaştırıcı sıcaklığı T_{MB} , DSC’deki yoğuşturucu sıcaklığı ise T_{MY} ile gösterilmektedir, sıcaklık farkı $\Delta T = T_{MY} - T_{MB}$ ’dir (Lee vd., 2006).



Şekil 1. $\text{CO}_2 / \text{NH}_3$ İki Buharlaştırıcılı Kaskad Soğutma Sistemi



(a)



(b)

Şekil 2. CO_2 / NH_3 İki Buharlaştırıcılı Kaskad Soğutma Sistemine ait a. Basınç-Entalpi b. Sıcaklık-Entropi Diyagramları

TERMODİNAMİK ANALİZ

Termodinamik hesaplamalarda, tasarım parametreleri, birinci ve ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{b1} ve T_{b2}), yoğuşturucu sıcaklığı (T_y) ve kaskad yoğuşturucudaki sıcaklık farkı (ΔT) olarak belirlenmiştir ve bu parametreler sırasıyla -55 °C ile -45 °C, -30 °C ile -20 °C, 35 °C ile 45 °C, 3 °C ile 5 °C aralığında değişmektedir. Soğutma kapasiteleri (\dot{Q}_{L1} ve \dot{Q}_{L2}) sabit, dışarıya atılan ısı miktarı (\dot{Q}_H) ve kompresör güçleri ($\dot{W}_{YŞÇ}$ ve $\dot{W}_{DŞÇ}$) değişmektedir. Sıcak ortam ($T_0 = 25$ °C) sabit olarak kabul edilmiştir.

CO_2 / NH_3 iki buharlaştırıcılı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizlerinde aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Sistemdeki tüm bileşenlerin kararlı durumda olduğu kabul edilmiştir.
- Sistem bileşenlerindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Sistemdeki boruların ve bağlantı elemanlarının çok iyi yalıtıldığı ve dışarıya ısı geçişinin olmadığı varsayılmıştır. Ayrıca borulardaki ve bağlantı elemanlarındaki basınç kaybı ihmal edilmiştir.
- Kompresörler, kısımla vanaları, kaskad yoğuşturucudaki hal değişimleri adyabatiktir.
- Kompresörler izentropik değildir, izentropik verim girişi ve çıkışı basınçlarına bağlı olarak hesaplanmıştır. Her bir kompresörün birleştirilmiş mekanik verimi, $\eta_{mekanik}$ 0.93 olarak kabul edilmiştir (Lee vd., 2006).
- Soğutucu akışkanlar yoğuşturucu çıkışında doymuş sıvı olarak, buharlaştırıcı çıkışında ise 3 °C aşırı kızdırılmaktadır.
- Dış ortam sıcaklığı $T_0 = 25$ °C olarak kabul edilmiştir ve bu değer aynı zamanda sıcak ortam sıcaklığıdır.

Termodinamik analizler Engineering Equation Solver (EES) programı (2020) kullanılarak yapılmıştır ve gerekli denklemler aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Soğuk Ortam 1 için soğutma yükü (\dot{Q}_{L1}), 7-8 noktaları arasındaki entalpi farkının birinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{L1} ile çarpımından elde edilmiştir.

$$\dot{Q}_{L1} = \dot{m}_{L1} * (h_8 - h_7) \quad (1)$$

Soğuk Ortam 2 için ise soğutma yükü (\dot{Q}_{L2}), 9-10 noktaları arasındaki entalpi farkının ikinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{L2} ile çarpımından elde edilir.

$$\dot{Q}_{L2} = \dot{m}_{L2} * (h_{10} - h_9) \quad (2)$$

Buharlaştırıcıların çıkışında karışım bölgesinde, enerji dengesi yazılarak, kompresör giriş entalpisi (h_{12}) elde edilmektedir.

$$\dot{m}_{L1} h_{11} + \dot{m}_{L2} h_{10} = \dot{m}_L h_{12} \quad (3)$$

İki buharlaştırıcıya ait kütleli debi değerleri bilinmektedir ve toplam debi

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{L1} + \dot{m}_{L2} \quad (4)$$

şeklinde bulunur. Birinci ve ikinci buharlaştırıcıdan geçen kütle debileri arasında

$$\dot{m}_{L2} = w * \dot{m}_{L1} \quad (5)$$

ilişkisi yazılabilir, w debi oranıdır. YŞÇ ve DŞÇ için enerji dengesi uygulanırsa, kompresör tarafından harcanan güç değerleri elde edilir.

$$\dot{W}_{YŞÇ} = \frac{\dot{m}_H * (h_{1S} - h_4)}{\eta_{komp,YŞÇ} \eta_{mekanik}} = \frac{\dot{m}_H * (h_1 - h_4)}{\eta_{mekanik}} \quad (6)$$

$$\dot{W}_{DŞÇ} = \frac{\dot{m}_L * (h_{5S} - h_{12})}{\eta_{komp,DŞÇ} \eta_{mekanik}} = \frac{\dot{m}_L * (h_5 - h_{12})}{\eta_{mekanik}} \quad (7)$$

DSC ve YSC'ye ait kompresörlerin izentropik verimleri, giriş ve çıkış basınçlarının oranına göre aşağıdaki gibi hesaplanır (Stoecker, 1998):

$$\eta_{komp,DSC} = 0,00476 * \left(\frac{P_5}{P_{12}}\right)^2 - 0,09238 * \left(\frac{P_5}{P_{12}}\right) + 0,89810 \quad (8)$$

$$\eta_{komp,YSC} = -0,00097 * \left(\frac{P_1}{P_4}\right)^2 - 0,01026 * \left(\frac{P_1}{P_4}\right) + 0,83955 \quad (9)$$

Kısılma vanalarında sabit entalpide hal değişimi gerçekleştiğinden:

$$h_2 = h_3 \quad ; \quad h_6 = h_7 \quad ; \quad h_6 = h_9 \quad ; \quad h_8 = h_{11} \quad (10)$$

YSC için enerji dengesinden;

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H * (h_1 - h_2) \quad (11)$$

Kaskad yoğuşturucuda DSC'nden YSC'ne ısı geçişi olmaktadır ve enerji dengesinden;

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_H * (h_4 - h_3) = \dot{m}_L * (h_5 - h_6) \quad (12)$$

Tüm sistem kontrol hacmi olarak ele alınıp termodinamiğin birinci yasası uygulanırsa, YSC'nin yoğuşturucusundan dışarı atılan ısı bulunur.

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{L1} + \dot{Q}_{L2} + \dot{W}_{YSC} + \dot{W}_{DSC} \quad (13)$$

CO_2 / NH_3 iki buharlaştırıcı kaskad soğutma sisteminin birinci yasa verimi, COP buharlaştırıcıdaki ısı transferinin kompresör işine oranı olarak tanımlanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{L1} + \dot{Q}_{L2}}{\dot{W}_{YSC} + \dot{W}_{DSC}} \quad (14)$$

Ayrıca basınçlar için aşağıdaki eşitlik yazılmıştır:

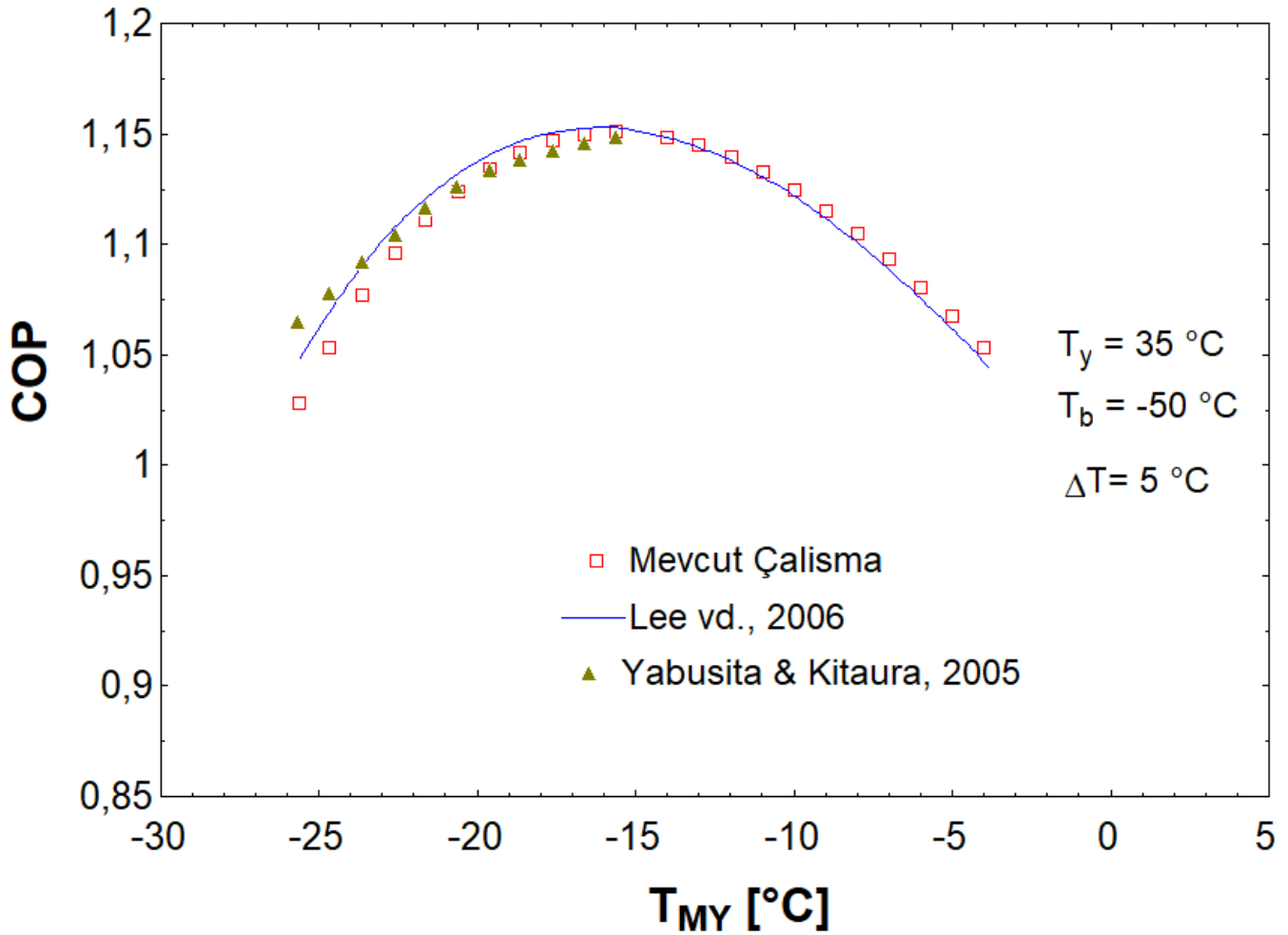
$$P_1 = P_2, \quad P_3 = P_4, \quad P_5 = P_6, \quad P_7 = P_8, \quad P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{12} \quad (15)$$

DOĞRULAMA

Bu çalışmada, açık literatürde iki buharlaştırıcı CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sistemine ait çalışma verilerine rastlanmadığından tek buharlaştırıcı CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sistemine ait veriler doğrulamada kullanılmıştır. Yabusita ve Kitaura'nın (2005) deneysel verileri ve Lee vd.'nin (2006) teorik çalışma sonuçları ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Aşağıda belirtilen Lee vd.'nin (2006) çalışma verileri doğrulama çalışmasında kullanılmıştır:

$$T_0 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad T_y = 35 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad T_b = -50 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \Delta T = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Mevcut çalışmada geliştirilen modele ait sonuçların literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması Şekil 3'te sunulmuştur. Burada kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığının T_{MY} sistemin verimi COP ile değişimi verilmiştir. Elde edilen sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmektedir, dolayısıyla doğrulanan model iki buharlaştırıcı CO_2 / NH_3 kaskad soğutma sistemi içinde uygulanacaktır.

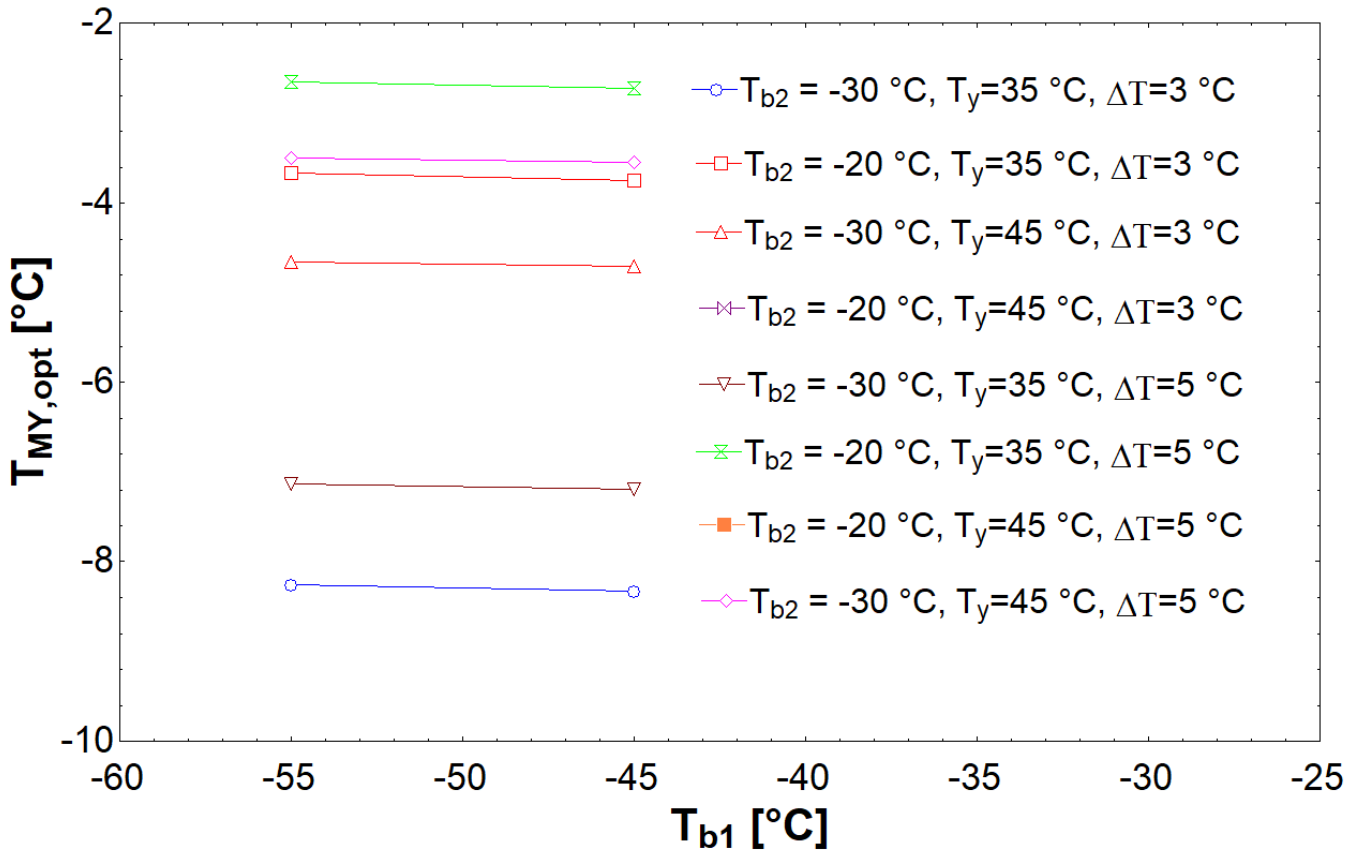


Şekil 3. Mevcut Çalışma ve Literatürdeki Çalışmaların Karşılaştırılması (T_{MY} vs. COP)

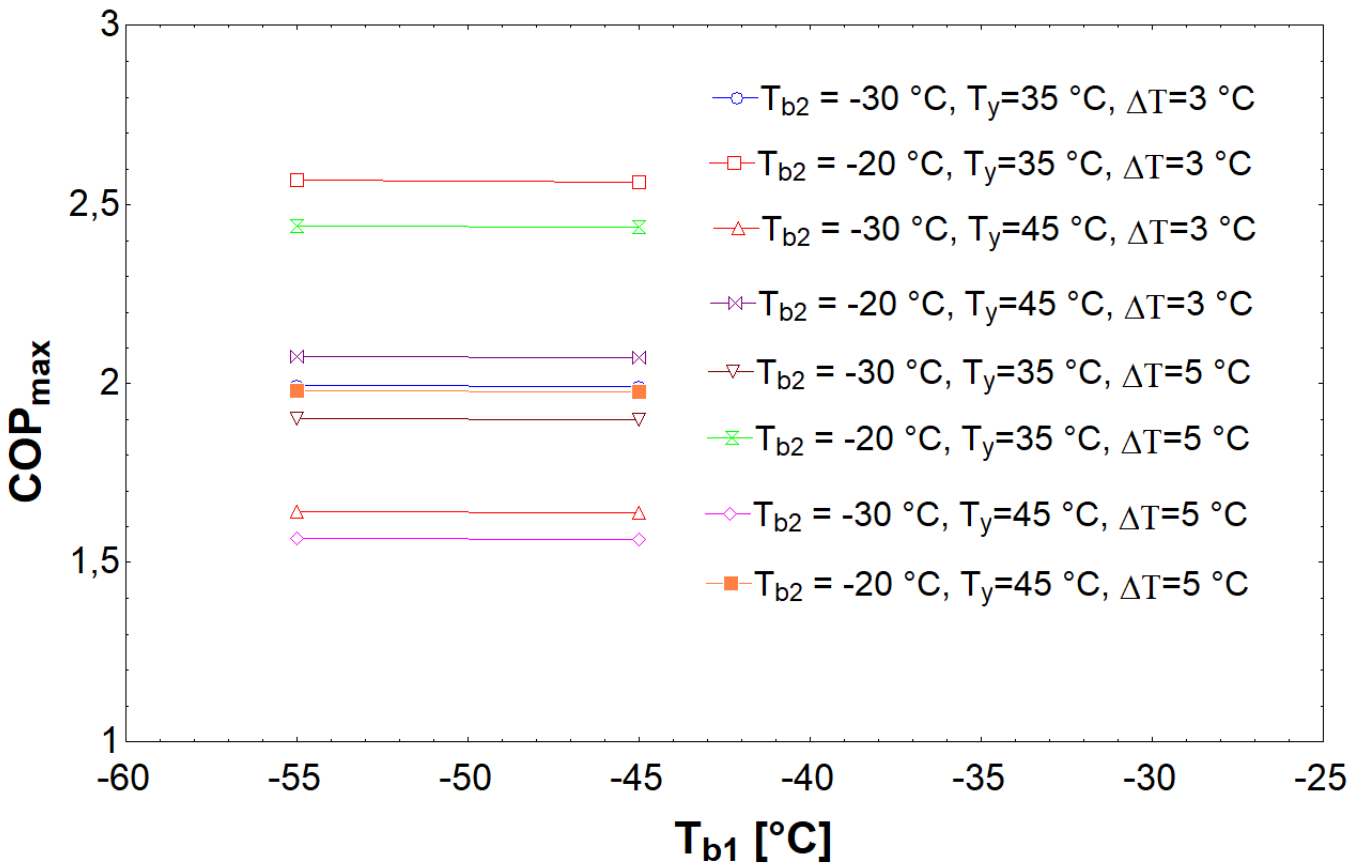
SONUÇLAR

Bu bölümde, CO_2 / NH_3 iki buharlaştırıcılı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi çeşitli tasarım parametreleri için (T_{b1} , T_{b2} , T_y ve ΔT) yapılmıştır. Her bir tasarım noktası için, optimum kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığı ($T_{MY,opt}$) ve bu değere karşı gelen maksimum COP değeri (COP_{max}) elde edilerek, tablo ve şekiller kullanılarak karşılaştırılmıştır. Optimum değerler, EES programının optimizasyon modülü kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmanın son kısmında ise, her bir tasarım noktası için T_{MY} 'nin -18 ile 8 aralığında değiştiği durumda COP değerinin değişimi gösterilmiştir.

Şekil 4'te T_{b1} vs. $T_{MY,opt}$ değişimi ve Şekil 5'te T_{b1} vs. COP_{max} değişimi farklı T_{b2} , T_y ve ΔT değerleri için gösterilmektedir. T_{b1} 'in artması ile $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} çok az miktarda değişmektedir. $T_{MY,opt}$ en düşük değeri -8,32 °C; T_{b1} 'nin en yüksek değerinde -45 °C olarak, T_{b2} , T_y ve ΔT 'nin en düşük değerlerinde -20 °C, 35 °C ve 3 °C olarak elde edilmiştir. Burada aynı T_{b1} , T_y ve ΔT değerleri için T_{b2} değeri arttıkça COP_{max} kompresörün basınç oranı azaldığı için artmaktadır. T_{b2} , T_{b1} ve ΔT değerlerinin sabit kalması durumunda da T_y değeri arttıkça COP_{max} değeri beklendiği gibi düşmektedir. Kaskad yoğuşturucusundaki sıcaklık farkının azalması da COP_{max} değerinin artmasına katkı sağlamaktadır. Bu tasarım noktasında, elde edilen COP_{max} değeri 1,991'dir.

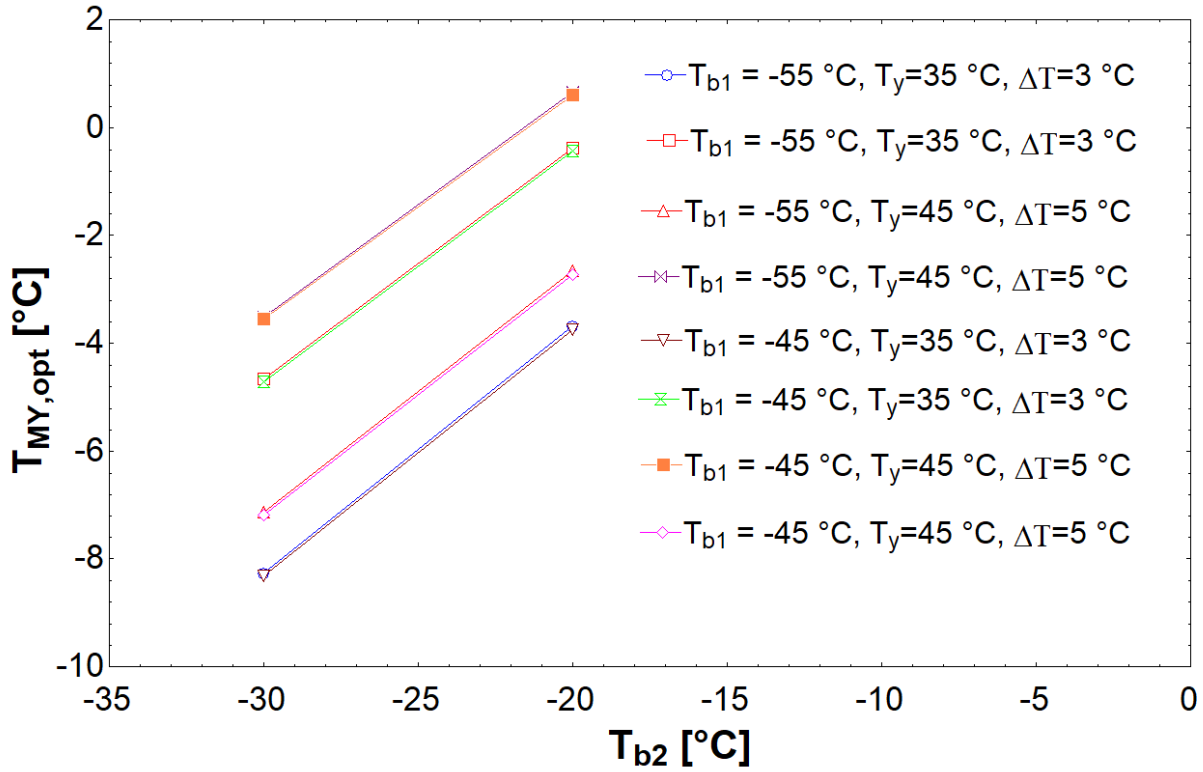


Şekil 4. T_{b1} 'in Farklı T_{b2} , T_y ve ΔT Değerleri için $T_{MY,opt}$ 'a Etkisi

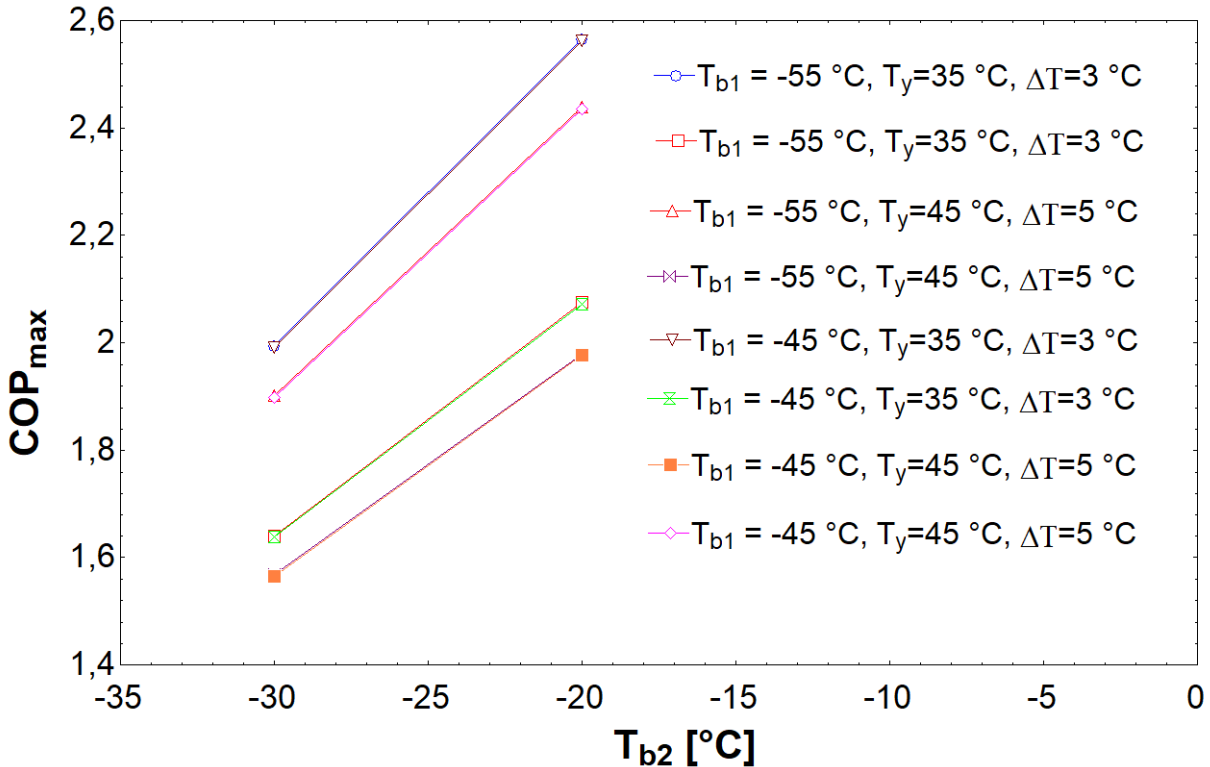


Şekil 5. T_{b1} 'in farklı T_{b2} , T_y ve ΔT Değerleri için COP_{max} 'a Etkisi

Şekil 6 ve Şekil 7’de T_{b2} ’nin $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} ile değişimleri farklı T_{b1} , T_y ve ΔT değerleri için verilmiştir. T_{b2} ’in artması ile $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} önemli miktarda artmaktadır. Bu grafiklerde de T_{b1} sıcaklığının $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} üzerinde çok fazla etkili olmadığı görülmüştür. T_{b1} , T_y ve ΔT ’nin -55 °C, 35 °C ve 3 °C olduğu durumda COP_{max} için en yüksek artış değeri %28,7 olarak $T_{MY,opt} = -3,68$ °C değeri için elde edilmiştir.

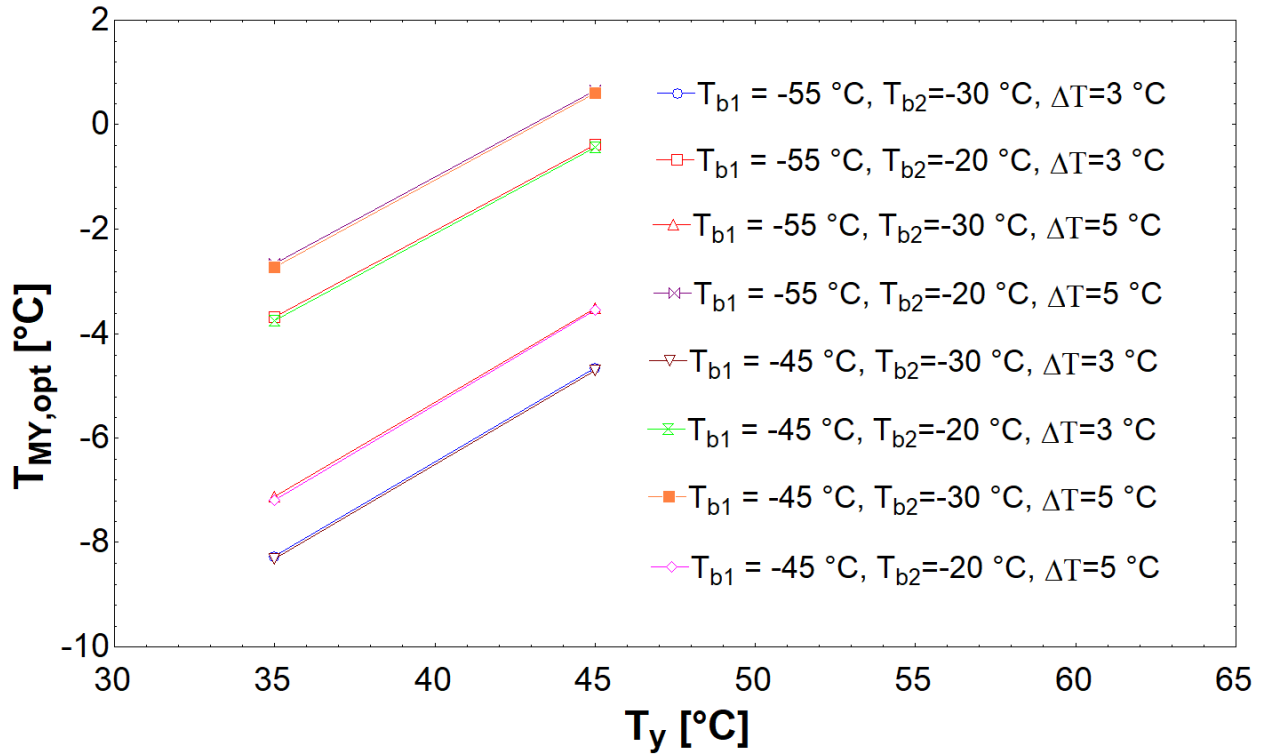


Şekil 6. T_{b2} ’in Farklı T_{b1} , T_y ve ΔT Değerleri için $T_{MY,opt}$ ’a Etkisi

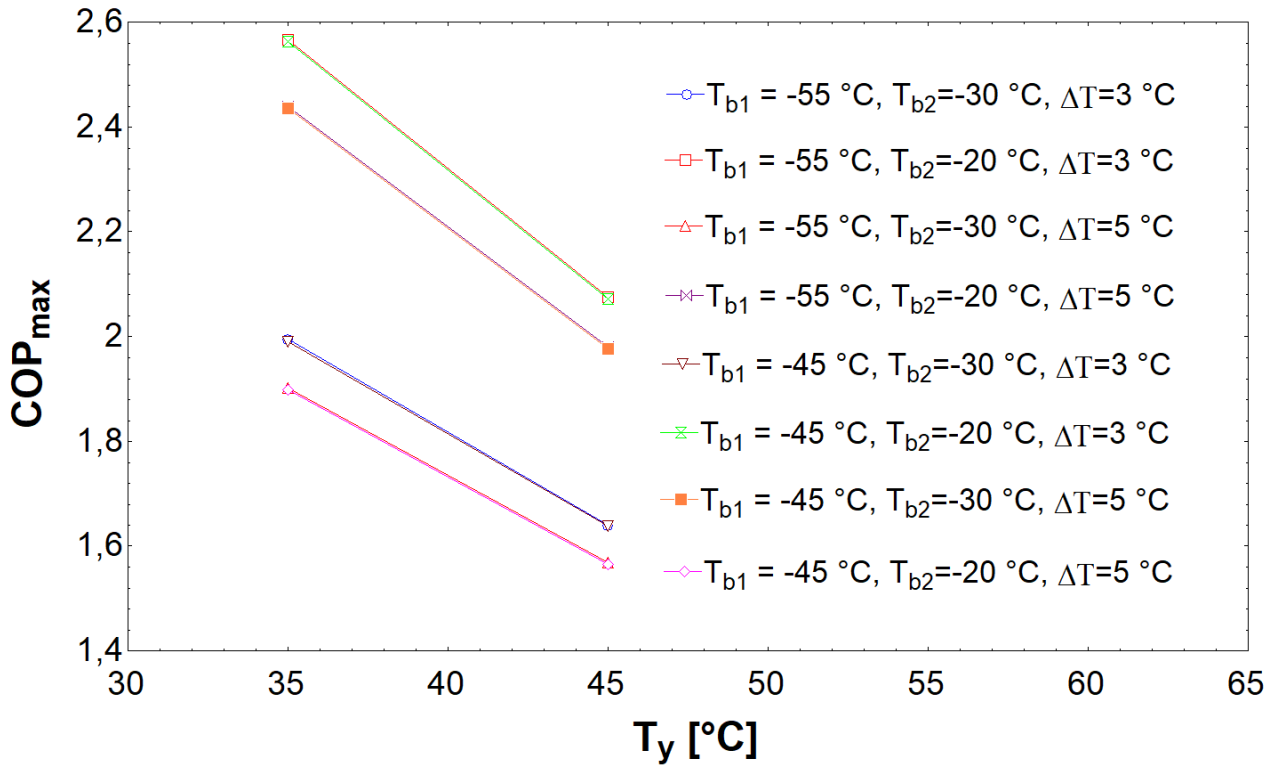


Şekil 7. T_{b2} ’in Farklı T_{b1} , T_y ve ΔT Değerleri için COP_{max} ’a Etkisi

Şekil 8 ve Şekil 9'da T_y 'nin $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} 'a etkisi gösterilmektedir, T_y 'nin artması ile COP_{max} değerleri azalırken $T_{MY,opt}$ değerleri artmaktadır. T_y 'nin artması ile birlikte kompresörlerin tükettiği güçler artmaktadır, dolayısıyla COP_{max} azalmaktadır.



Şekil 8. T_y 'nin Farklı T_{b1} , T_{b2} ve ΔT Değerleri için $T_{MY,opt}$ 'a Etkisi



Şekil 9. T_y 'nin Farklı T_{b1} , T_{b2} ve ΔT Değerleri için COP_{max} 'a Etkisi

Çalışılan tasarım parametrelerine ait (T_{b1} , T_{b2} , T_y ve ΔT) optimum kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığı ($T_{MY,opt}$) ve bu değerlere karşı gelen maksimum COP değerleri (COP_{max}) Tablo 1’de listelenmiştir.

Tablo 1. Çalışılan Tasarım Parametrelerine ait (T_{b1} , T_{b2} , T_y , ΔT) Kaskad Yoğuşturucudaki Optimum Yoğuşturucu Sıcaklığı ($T_{MY,opt}$) ve Bu Değerlere Karşı Gelen COP_{max} Değerleri

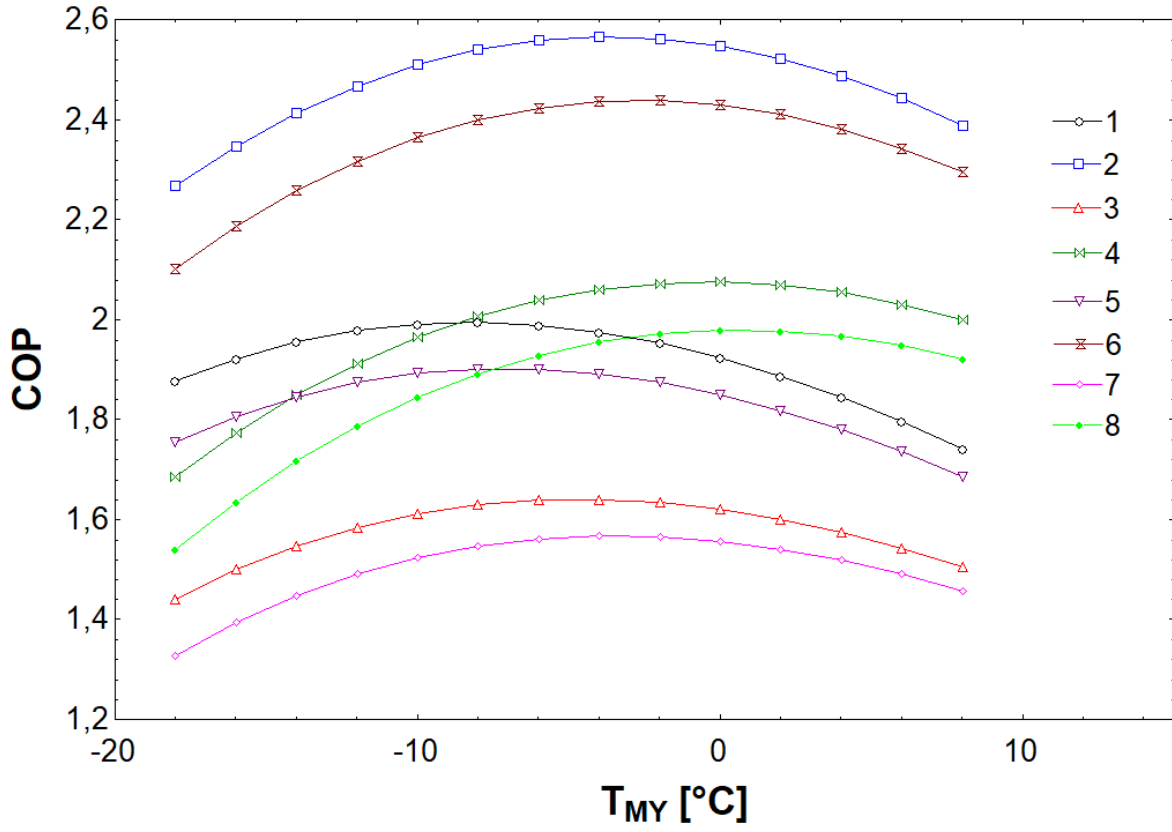
No	T_{b1} °C	T_{b2} °C	T_y °C	ΔT °C	$T_{MY,opt}$ °C	COP_{max}
1	-55	-30	35	3	-8,26	1,994
2		-20	35	3	-3,68	2,566
3		-30	45	3	-4,66	1,640
4		-20	45	3	-0,378	2,075
5		-30	35	5	-7,13	1,901
6		-20	35	5	-2,66	2,438
7		-30	45	5	-3,51	1,568
8		-20	45	5	0,66	1,979
9		-30	35	3	-8,32	1,991
10		-20	35	3	-3,75	2,562
11	-45	-30	45	3	-4,71	1,637
12		-20	45	3	-0,43	2,072
13		-30	35	5	-7,19	1,898
14		-20	35	5	-2,73	2,434
15		-30	45	5	-3,55	1,565
16		-20	45	5	0,61	1,976

Tablo 1’den anlaşıldığı üzere COP_{max} 2,566 olarak elde edilmiştir ve bu değerde $T_{MY,opt}$ -3,68’dir. Bu noktada, (T_{b1} , T_y ve ΔT)’nin çalışılan en düşük değerlerinde sırasıyla (-55 °C, 35 °C ve 3 °C) ve T_{b2} ’nin en yüksek değerinde 20 °C elde edilmiştir. Bu tasarıma ait çevrimdeki hal noktalarının termodinamik özellikleri Tablo 2’de verilmektedir.

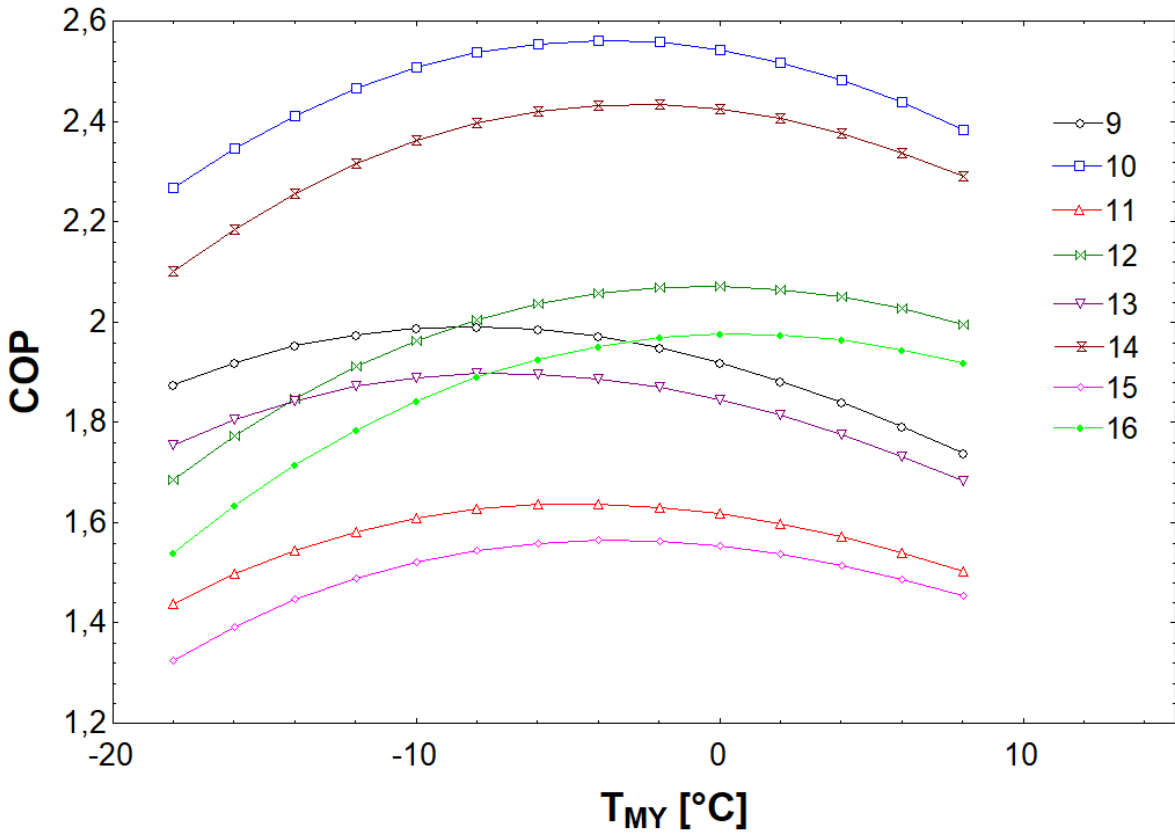
Tablo 2. COP_{max} En Yüksek Olarak Elde Edildiği Tasarıma ait Çevrimdeki Hal Noktalarının Termodinamik Özellikleri

Hal Noktası	h [kJ/kg]	P [kPa]	s [kJ/kg-°C]	T [°C]
1	1713	1351	5,86	116,1
2	366,1	1351	1,567	35
3	366,1	332,2	1,625	-6,68
4	1455	332,2	5,71	-6,68
5	462	3158	1,97	16,65
6	191,2	3158	0,9687	-3,68
7	191,2	554	1,031	-55
8	433,7	554	2,142	-52
9	191,2	1970	0,9778	-20
10	440,7	1970	1,963	-17
11	433,7	1970	1,936	-20
12	437,2	1970	1,95	-19,79

Çalışılan tasarım noktaları için T_{MY} ’nin -18 ile 8 aralığında değiştiği durumda COP değerleri Şekil 10’da $T_{b1} = -55$ °C için ve Şekil 11’de $T_{b2} = -45$ °C için gösterilmiştir. Genel olarak, T_{MY} değerlerinin artması ile COP değerleri artmaktadır. En yüksek COP değerine ulaşıldıktan sonra, T_{MY} ’nin artması ile COP azalmaktadır. COP’nin en yüksek değerini veren T_{MY} sıcaklığı optimum değerdir.



Şekil 10. COP'nin T_{MY} ile Değişimi ($T_{b1} = -55$ °C)



Şekil 11. COP'nin T_{MY} ile Değişimi ($T_{b1} = -45$ °C)

TARTIŞMA

Bu çalışmada, kaskad soğutma sisteminde iki buharlaştırıcı kullanımı durumunda termodinamik analiz yapılmıştır ve optimum tasarım parametreleri, kaskad yoğuşturucudaki yoğuşturucu sıcaklığı (T_{MY}) ve soğutmadaki performans katsayısı açısından belirlenmiştir. Ayrıca, kaskad soğutma sisteminde, küresel ısınmaya ve ozon tabakasının incelmeye neden olan yapay soğutucu akışkanların yerine doğal soğutucu akışkanlardan, karbondioksit (CO_2) düşük sıcaklık çevriminde ve amonyak (NH_3) yüksek sıcaklık çevriminde kullanılmıştır. Soğutma kapasitesi her iki buharlaştırıcı için sabit olarak kabul edilmiştir. Tasarım parametreleri olarak, birinci ve ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{b1}, T_{b2}), yoğuşturucu sıcaklığı (T_y) ve kaskad yoğuşturucudaki sıcaklık farkı (ΔT) ele alınmıştır ve bunlar için sırasıyla -35 °C ile -45 °C, -45 °C ile -55 °C, 35 °C ile 45 °C, 3 °C ile 5 °C değerleri kullanılmıştır. Çalışma sonucunda aşağıdaki bulgular elde edilmiştir:

- Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı T_{b1} 'in artması ile $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} çok az miktarda değişmektedir.
- İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı T_{b2} 'in artması ile $T_{MY,opt}$ ve COP_{max} önemli miktarda artmaktadır.
- Yoğuşturucu sıcaklığı T_y 'nin artması ile COP_{max} değerleri azalırken $T_{MY,opt}$ değerleri artmaktadır.
- Kaskad yoğuşturucusundaki sıcaklık farkının ΔT azalmasıyla COP_{max} değeri artmaktadır.

İlerleyen çalışmalarda sistemin ekserji analizinin yapılması sistemdeki olası iyileştirmeler hakkında detaylı bilgiler verecektir. Ayrıca sistemin deneysel olarak incelenmesi teorik hesaplamaların doğrulanmasına büyük katkı sağlayacaktır.

SEMBOLLER

COP	performans katsayısı [-]
COP_{max}	maksimum performans katsayısı [-]
h	entalpi [kJ/kg]
\dot{m}_H	YSC'ndeki toplam kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_L	DSC'ndeki toplam kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_{L1}	birinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_{L2}	ikinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]
P	basınç [kPa]
\dot{Q}_H	YSC'ndeki ısı transferi [kW]
\dot{Q}_{L1}	buharlaştırıcı 1'den olan ısı transferi [kW]
\dot{Q}_{L2}	buharlaştırıcı 2'den olan ısı transferi [kW]
\dot{Q}_L	buharlaştırıcıların toplam ısı transferi [kW]
s	entropi [kJ/kg-°C]
T	sıcaklık [°C]
\dot{W}_{YSC}	YSC'deki kompresör işi [kW]
\dot{W}_{DSC}	DSC'deki kompresör işi [kW]
x	kuruluk derecesi [-]
$\eta_{mekanik}$	kompresörlerin mekanik verimi [-]
η_{komp}	kompresörün izentropik verimi [-]
DSC	Düşük sıcaklık çevrimi
YSC	Yüksek sıcaklık çevrimi
EES	Engineering Equation Solver

KAYNAKLAR

Aghazadeh Dokandari, Damoon, Alireza Setayesh Hagh, ve S. M. S. Mahmoudi. (2014). Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO_2/NH_3 cascade refrigeration cycles (novel CO_2/NH_3 cycle). *International Journal of Refrigeration* 46(94):26–36. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.012.

Alberto Dopazo, J., José Fernández-Seara, Jaime Sieres, ve Francisco J. Uhía. (2009). Theoretical analysis of a CO_2-NH_3 cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. *Applied Thermal Engineering* 29(8–9):1577–83. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006.

Aminyavari, Mehdi, Behzad Najafi, Ali Shirazi, ve Fabio Rinaldi. (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. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.075.

Engineering Equation Solver Academic Professional, (2020): V10.951. F-Chart Software.

Dopazo, J. Alberto, ve José Fernández-Seara. (2011). Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications. *International Journal of Refrigeration* 34(1):257–67. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.010.

Kutlu, Çağrı, Saban Ünal, M. Tahir Erdinç, ve Ertugrul Cihan. (2017). Energy and exergy analysis of bus refrigeration system using two-phase ejector with natural refrigerant R744. *International Journal of Exergy* 22(4):331–51. doi: 10.1504/IJEX.2017.083946.

Lee, Tzong Shing, Cheng Hao Liu, ve Tung Wei Chen. (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 29(7):1100–1108. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003.

Erdinç, Mehmet Tahir, M. Nasif Kuru, Çağrı Kutlu, Şaban Ünal. (2021). İki buharlaştırıcı Transkritik Soğutma Sisteminde İç Isı Değiştiricisi Kullanımının İncelenmesi. *ULIBTK'21 Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* 1833-1840. Gaziantep.

Mohammadi, Kasra, ve Kody M. Powell. (2021). Thermoeconomic evaluation and optimization of using different environmentally friendly refrigerant pairs for a dual-evaporator cascade refrigeration system. *Processes* 9(10). doi: 10.3390/pr9101855.

Yamankaradeniz, Recep, Nurettin Yamankaradeniz, Salih Çoşkun, Erhan Pulat, Ömer Kaynaklı. (2018). *Mühendisler İçin Termodinamiğin Esasları Cilt 2*. Dora Yayıncılık.

Rezayan, Omid, ve Ali Behbahaninia. (2011). Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *Energy* 36(2):888–95. doi: 10.1016/j.energy.2010.12.022.

Stoecker, W. F. 1998. *Industrial Refrigeration Handbook*.

T. Yabusita, T. Kitaura. (2005). CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration System (Technical Report). *Toyo Engineering Works, LTD*.

Ünal, Saban, Mehmet Tahir Erdinç, ve Çağrı Kutlu. (2016). Çift Buharlastırıcı Ve Ejektörlü Bir Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* 31(4):1039–47. doi: 10.17341/gazimmfd.278459.

Yataganbaba, Alptug, Ali Kilicarslan, ve Irfan Kurtbaş. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 60:26–37. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010.

Yilmaz, Fatih, ve Reşat Selbaş. (2019). Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade system for cooling and heating applications. *International Journal of Green Energy* 16(9):674–86. doi: 10.1080/15435075.2019.1618308.