



Araştırma Makalesi

Journal of Innovative Engineering and Natural Science

(Yenilikçi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Dergisi)

journal homepage: <https://jiens.org>

R515A soğutucu akışkanlı tek kompresör ve iki buharlaştırıcılı deneysel soğutma sisteminde ejektör sürüklenme oranının ve yoğuşma sıcaklığının performans parametrelerine etkisinin incelenmesi

Ümit Işkan^a, Gizem Çetin^a, Mahmut Cüneyt Kahraman^a ve Mehmet Direk^{a*}

^aEnerji Sistemleri Mühendisliği, Yalova Üniversitesi, Yalova, 77200, Türkiye.

MAKELE BİLGİSİ

Makale Geçmişi:

Geliş 10 Kasım 2022

Düzeltilme 12 Kasım 2022

Kabul 28 Ocak 2023

Çevrimiçi mevcut

Anahtar Kelimeler:

R515A

COP

Ejektör

Evaporatör

Kondenser

ÖZET

Bu çalışmada, R515A soğutucu akışkanlı, tek kompresör ve farklı sıcaklıklarda çalışabilen iki buharlaştırıcı kullanılan deneysel soğutma sisteminde ejektör sürüklenme oranının (ER) ve kondenser sıcaklığının performans parametrelerine etkisi araştırılmıştır. İki evaporatörlü çalışan sistemlerde, basınç dengesini sağlamak için sisteme bir genişleme cihazı ve bir karışım odasının eklenmesi gerekmektedir. Ejektör bu iki ekipman yerine tercih edilebilir ve ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayabilir. Laboratuvar ölçeğinde kurulan deneysel soğutma sistemi ejektörlü ve iki evaporatörlü olarak tasarlanmıştır. Ayrıca her evaporatör öncesinde, gerektiğinde by-pass olabilecek şekilde termostatik genişleme vanaları (TXV) konulmuştur. Sürüklenme oranına göre yapılan deneylerde; sürüklenme oranının 0,2'de 0,8'e artmasıyla toplam soğutma kapasitesinin ve COP değerinin sırasıyla %18 ve %15 azaldığı görülmüştür. Evaporatör#1 ve evaporatör#2'nin soğutma kapasitesinin birbirine en yakın olduğu sürüklenme oranı, 0,5-0,6 aralığı olduğu tespit edilmiştir. Bu aralığın sabit olarak alındığı ve kondenser sıcaklığının değişimiyle yapılan deneylerde; kondenser sıcaklığı 28 °C' den 43 °C' ye yükseldiğinde toplam soğutma kapasitesinin %11 arttığı, COP değerinin ise %23 azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak ejektörün iki evaporatörlü sistemlerde kullanılmasıyla klasik iki evaporatörlü sistemlere göre performansının iyileştiği görülmüştür.

2023 JIENS Tüm hakları saklıdır.

Investigation of ejector entrainment ratio and condenser temperature effect on performance parameters of the experimental refrigeration system using dual evaporators and a single compressor with R515A refrigerant

ARTICLE INFO

Article history:

Received 10 Nov 2022

Received in revised form 12 Dec 2022

Accepted 28 Jan 2023

Available online

Keywords:

R515A

COP

Ejector

Evaporator

Condenser

ABSTRACT

In this paper, the effects of ejector entrainment ratio (ER) and condenser temperature on performance parameters such as COP, cooling capacity, etc. were investigated in an experimental refrigeration system using a single compressor with R515A refrigerant and two evaporators that can operate at different temperatures. An extra expansion valve and mixing chamber are necessary to ensure pressure balance in the two evaporator refrigeration systems. Alternatively, the ejector can be utilized instead of these two pieces of equipment and can provide the required cooling capacity. The experimental test system has two evaporators at two different evaporation temperatures and an expansion valve before each evaporator. First tests were carried out by altering the ER and it was observed that when ER increased from 0.2 to 0.8, the total cooling capacity and COP values dropped by 18% and 15%, respectively. When ER value was adjusted to range of 0.5-0.6, the cooling capacities of the two evaporators were closest to each other. Second tests were carried out by changing the condenser temperature but with a constant ER value (between 0.5-0.6); the results showed that as the condenser temperature increased from 28 °C to 43 °C, the total cooling capacity increased by 11% and the COP value dropped by 23%.

2023 JIENS All rights reserved.

I. GİRİŞ

Günümüzde, binalarda, hastanelerde ve endüstride soğutma sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yaygın kullanımından dolayı enerji tüketiminde büyük bir payı vardır [1, 2]. Enerji sarfiyatını azaltmak ve sistemin verimliliğini ve COP değerini arttırmaya yönelik farklı çalışmalar yapılmaktadır [3-5]. Bu çalışmalardan bir tanesi de buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine (BSSS) ejektör eklenmesidir. Soğutma sistemlerinde ejektör kullanılarak kısılma cihazlarından kaynaklanan tersinmezlikleri azaltılması hedeflenmektedir [6, 7]. Yapılan teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda ejektörlü soğutma sistemlerinin BSSS'ye göre daha yüksek COP değerlerine ulaştığı görülmüştür [7, 13].

Sumeru ve ark. 2014'te yaptıkları çalışmada ejektör bulunan bir iç mekân klimasını deney sistemi olarak kullanmışlar ve yaptıkları çalışma sonucunda ejektörlü sistemin COP değerinin BSSS'ye göre %4-14 aralığında arttığını tespit etmişlerdir [14]. Ejektörlü soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan, ejektörden sıvı-buhar fazında çıkarak separatöre girer. Separatör sıvıyı ve buharı ayıran sistem elemanıdır ve separatörün düşük verimle çalışması ejektörlü sistemlerin COP değerini etkilemektedir [15, 16]. Bu nedenle, ejektörlü soğutma sistemlerinde separatör yerine ikinci bir evaporatör kullanılabilir. Yapılan birçok teorik ve deneysel çalışmada, ejektör sonrasında kullanılan ikinci evaporatörün soğutma kapasitesini ve COP değerini artırdığı gözlemlenmiştir [16-19].

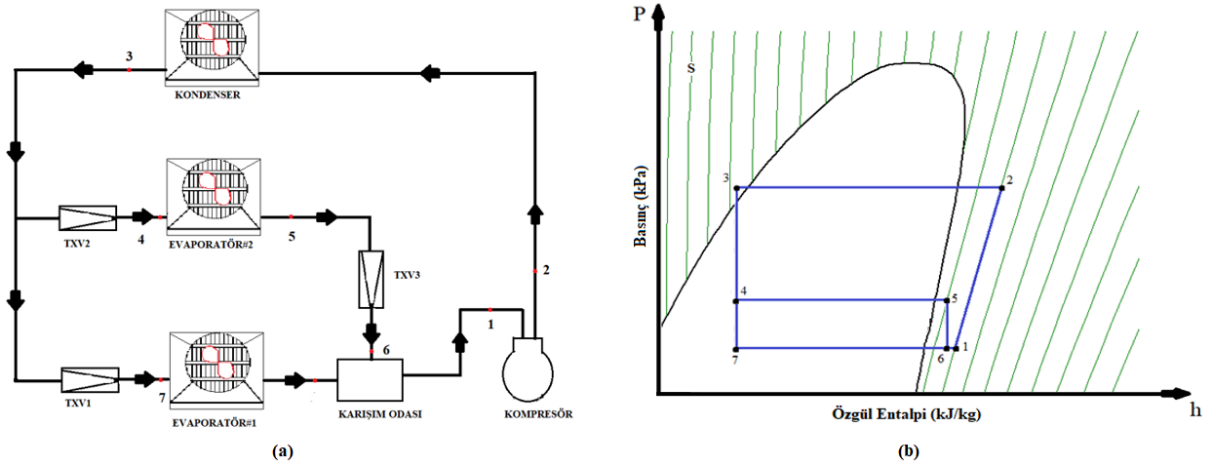
Direk ve ark. 2022'de yaptıkları deneysel bir çalışmada R134a soğutucu akışkanını kullanarak iki evaporatörlü ve ejektörlü soğutma sisteminde, ER değişimi ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. Sabit kondenser sıcaklığında yaptıkları deneylerde, ER azaldıkça evaporatörlerdeki toplam soğutma kapasitesinin %11 oranında arttığını belirlemişlerdir [20]. Başka bir çalışmada, İşkan ve Direk (2022) R134a'ya alternatif, düşük küresel ısınma faktörüne (GWP) sahip beş farklı soğutucu akışkanı kullanarak iki evaporatörlü ejektörlü bir soğutma sisteminde ER ve kondenser sıcaklığına bağlı deneyler yapmışlardır. ER oranı 0,1'den 0,9'a artırıldığında, R516A soğutucu akışkanının R134a'ya göre %2 daha düşük soğutma kapasitesi sunduğunu, diğer taraftan COP değerinde %7 artış tespit etmişlerdir [21]. Ejektör kullanılan soğutma sistemlerinde R134a'ya alternatif soğutucu akışkanların araştırıldığı başka bir çalışmada, kompresör devri 1750 rpm olduğunda, COP değerinin R134a'ya en yakın soğutucu akışkanın R516A olduğu belirlenmiştir [21, 23].

İki evaporatörlü soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan kondenser çıkışında ayrılır ve farklı basınçlarda çalışan evaporatörlerde buharlaşır. Basınç farklılıklarından dolayı, yüksek basınç evaporatöründen sonra genişleme vanasının ve karışım odasının kullanılması gerekmektedir. İki evaporatörlü sistemlerde, genişleme vanası ve karışım odası yerine ejektör kullanılabilir. Ejektör kullanıldığında evaporatörlerin buharlaşma sıcaklıkları birbirlerine yaklaşmaktadır [19, 24]. Ancak ejektör çıkışında kullanılan ikinci bir genişleme vanası, ejektör çıkışında kullanılan evaporatörden daha düşük buharlaşma sıcaklığında çalışabilir [19]. İşkan ve Direk 2022'de yaptıkları çalışmada, R134a ve R456A kullanarak iki evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemini test etmişlerdir. Yaptıkları çalışma ile ER oranının 0,4 ve 0,8 olduğu aralıkta, soğutma sisteminin daha etkin çalışabileceğini kanıtlamışlardır [25].

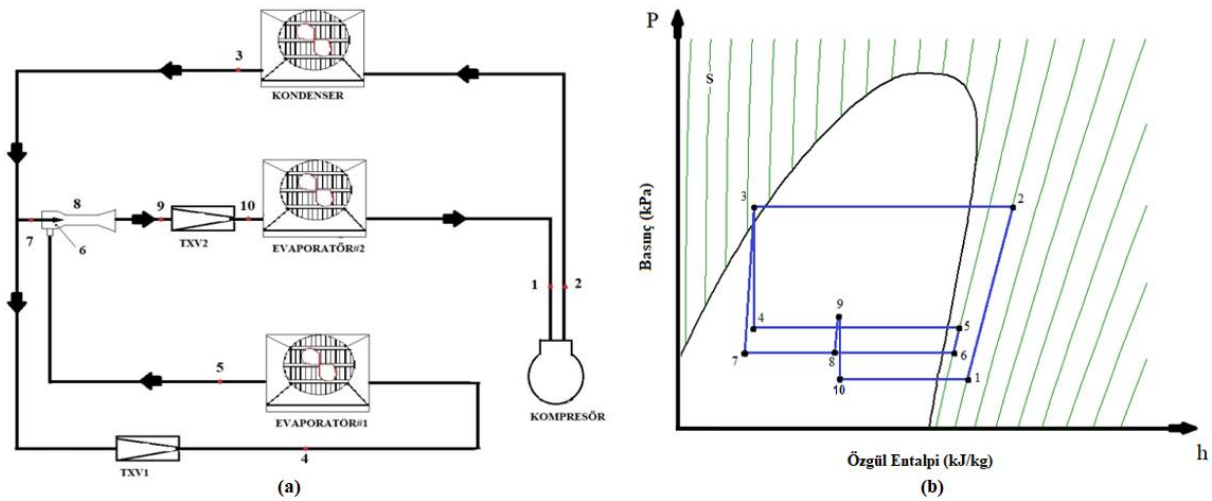
Bu çalışmada, ejektör destekli iki evaporatörlü bir soğutma sisteminde R134a (GWP=1300) yerine düşük GWP'li R515A (GWP= 387) soğutucu akışkan test edilmiş ve bulunan sonuçlar analiz edilmiştir. Ayrıca sistem R515A ile çalıştırıldığında, ER oranının ve kondenser sıcaklığının değişiminin performans parametrelerine olan etkisi irdelenmiştir.

II. DENEYSEL METOT

Şekil 1a ve Şekil 1b’de iki evaporatörlü bir soğutma sisteminin elemanları ve sisteme ait basınç-entalpi diyagramı sırasıyla verilmiştir. Şekil 2a ve Şekil 2b’de ise ejektör kullanılan iki evaporatörlü soğutma sisteminin elemanları ve basınç-entalpi diyagramı verilmiştir. Deneylerde, Tablo 1’de özellikleri belirtilen R515A soğutucu akışkanı kullanılmıştır.



Şekil 1. İki evaporatörlü soğutma sistemi (a) Sistem elemanları (b) Sistemin basınç-entalpi diyagramı

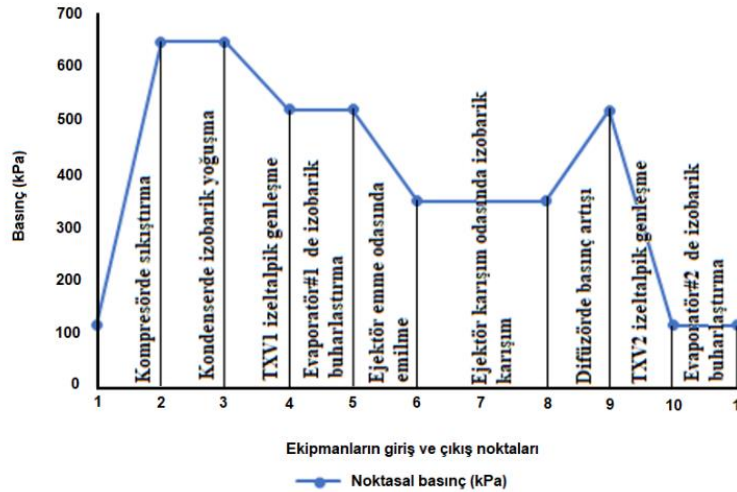


Şekil 2. Ejektörlü İki evaporatörlü soğutma sistemi (a) Sistem elemanları (b) Sistemin basınç-entalpi diyagramı

Tablo 1. R515A soğutucu akışkanının termo-fiziksel özellikleri

Soğutucu akışkanın özellikleri	R515A
Kütleli karışım oranları	% 88 R1234ze(E) / % 12 R227ea
Buharlaşma gizli-ısı (kJ/kg)	159,76
Buhar yoğunluğu (25°C) (kg/m ³)	13,93
Kritik sıcaklık (°C)	108,65
ASHRAE güvenlik sınıfı	A1
ODP	0
GWP	387

Şekil 2a'da gösterilen deneysel düzende, kondenserde yoğuşan sıvı fazdaki soğutucu akışkan iki yola ayrılmıştır. Birinci akış, kütleli debimetreden geçerek ejektörün birinci girişinden girer, ejektörün birinci girişinin sonunda bir nozul bulunmaktadır. Bu nozuldaki daralmaya bağlı olarak akışkanın hızı artar, basıncı azalır ve akışkan ejektörün emme odasına girer. Bu akış izantropik olarak varsayılmaktadır. İkinci akış ise, TXV#1'den geçerek izentalpik olarak kısılır, evaporatör#1 girişinden önce basıncı düşürülür ve evaporatör#1'de ilk buharlaşma gerçekleşir. Buradan daha düşük basınca sahip olan emme odasına, ejektörün ikinci girişinden vakum etkisi ile çekilir ve ejektörün birinci girişinden gelen soğutucu ile karışır. Evaporatör#1, yüksek buharlaşma sıcaklığında çalışan evaporatördür. Emme odasında karışan akışlar, sabit basınç altında karışım odasına itilirler. Yüksek hıza sahip sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkan, genişleyen bir yapıya sahip olan difüzörde yavaşladığı için basıncı artar. Bunun sonucunda yoğuşma basıncından daha düşük, evaporatör#1'deki buharlaşma basıncından daha yüksek basınca sahip sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan oluşur. Difüzörü terk eden sıvı-buhar karışımındaki soğutucu akışkan, TXV#2'de tekrardan izentalpik olarak kısılır ve basıncı düşer. Evaporatör#2, düşük buharlaşma sıcaklığında çalışan evaporatördür. Evaporatör#2'den çıkan buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresöre girer ve burada basınçlandırılarak kondensere gönderilir ve çevrim tamamlanmış olur. İki farklı buharlaşma sıcaklığına sahip evaporatörlü ejektör destekli soğutma çevriminin basınç-entalpi grafiği Şekil 2b'de verilmiştir. Şekil 3'te ise deney ekipmanlarının numaralarına göre basınç değişimlerinin grafiği verilmiştir.

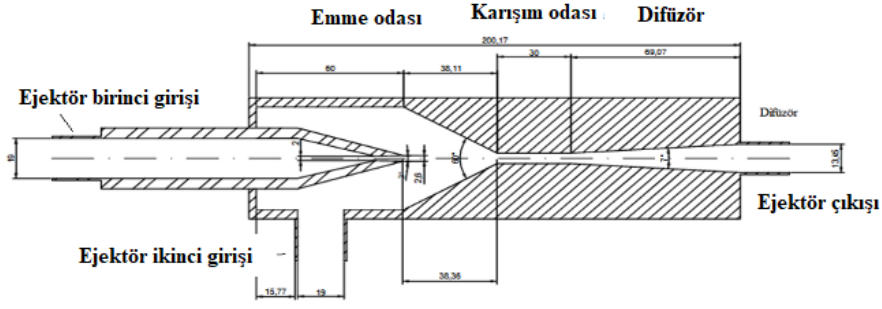


Şekil 3. Deney ekipmanlarındaki basınç değişimi

Deney sisteminde kullanılan sistem ekipmanlarının özellikleri Tablo 2'de verilmiştir. Kullanılan sabit basınçlı ejektörün 2D çizimi ve farklı kısımları Şekil 4'te gösterilmiş ve geometrik özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 2. Deneysel sistemde kullanılan ekipmanların özellikleri

Ekipman	Tipi	Özellikler
Kondenser	Hava soğutmalı	9,9 m ² , Genel Isı transferi oranı:52 W m ⁻² K ⁻¹
Kompresör	Hermetik, değişken frekanslı	Danfoss MTZ 022-4 380-400 V , 50 Hz, 2900 rpm
TXV	Değişken orifisli dıştan dengelemeli	Danfoss 068Z3386 TEN 2
Evaporatör#1	Hava soğutmalı	6,6 m ² , Genel Isı transferi oranı: 48 W m ⁻² K ⁻¹
Evaporatör#2	Plakalı ısı değiştiricisi	Plaka sayısı:24, ısı transfer alanı:0,5 m ²



Şekil 4. Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün 2D çizimi

Tablo 3. Ejektörün özellikleri

Ejektörün bölümü	Ölçüsü
Nozul boğaz çapı (mm)	2
Nozul çıkış çapı (mm)	2,6
Nozul yakınsama bölümü açısı (°)	30
Nozul iraksama bölümü açısı (°)	3
Difüzör açısı (°)	7
Karışım odası uzunluğu (mm)	30
Karışım odası çapı (mm)	6

III. TERMODİNAMİK ANALİZ

Sistem performans parametrelerinin elde edilebilmesi amacıyla, deneylerden elde edilen verilere termodinamiğin birinci kanunu uygulanmış ve kompresör gücünü hesaplamak için Eş.1 ve Eş.2, kondenser kapasitesini hesaplamak için Eş.3 ve Eş.4, Evaporatör#1 soğutma kapasitesini hesaplamak için Eş.5, Evaporatör#1'den geçen soğutucu akışkanın kütleli debisini hesaplamak için Eş.6, Evaporatör#2 soğutma kapasitesini hesaplamak için Eş.7, toplam soğutma kapasitesini hesaplamak için Eş.8, COP'un hesaplanması için Eş.9 ve ER değerinin hesaplanması için Eş.10 denklemleri elde edilmiştir.

Kompresör gücü;

$$\dot{W}_{komp} = (h_2 - h_1)\dot{m}_{10} \quad (1)$$

$$x = \left(\frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} \right) + h_1 \quad (2)$$

Kondenser kapasitesi;

$$\dot{Q}_{kond} = (h_2 - h_3)\dot{m}_{10} \quad (3)$$

$$h_4 = h_3, h_9 = h_{10} \quad (4)$$

Evaporatör#1 soğutma kapasitesi;

$$\bar{Q}_{evap\#1} = (h_5 - h_4)\dot{m}_4 \quad (5)$$

Evaporatör#1'den geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{10} - \dot{m}_7 \quad (6)$$

Evaporatör#2 soğutma kapasitesi;

$$\bar{Q}_{evap\#2} = (h_1 - h_{10})\dot{m}_{10} \quad (7)$$

Toplam soğutma kapasitesi;

$$\bar{Q}_{evap,toplam} = \bar{Q}_{evap\#1} + \bar{Q}_{evap\#2} \quad (8)$$

COP'nin hesaplanması;

$$COP = \frac{\bar{Q}_{evap,toplam}}{W_{komp}} \quad (9)$$

ER değerinin hesaplanması;

$$ER = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{10}} \quad (10)$$

Testlerde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve hassasiyet değerleri Tablo 4'te verilmiştir. Ölçüm cihazlarının doğruluk oranlarından yola çıkarak hesaplanan belirsizlik değerleri evaporatör#1, evaporatör#2, W_{komp} ve COP için sırasıyla %0,7, %0,5, %0,2 ve %4,7 olarak bulunmuştur.

Tablo 4. Sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçülen değer	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
Sıcaklık	K-tip termokupl	-100 – 1370 °C	± %0,8
Basınç	Elektronik Manifold	-1 – 60 bar	± %0,5
Hava akış hızı	Anemometre	0 – 30 m s ⁻¹	±%2
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debi ölçer	0 – 5 kg s ⁻¹	±%0,1
Su debisi	Elektromanyetik debimetre	0 – 1 m ³ s ⁻¹	±%0,3

IV. BULGULAR VE TARTIŞMA

Deney sisteminde testler iki farklı parametrenin değiştirilmesi ile yapılmıştır. Bunlar ER değeri (I. Deneyler) ve kondenser sıcaklığıdır (II. Deneyler). Testler sırasında sistem sürekli rejime gelince, ölçüm cihazlarından sıcaklık, basınç ve kütleli debi değerleri okunmuştur. Testler üç kez tekrarlanmış ve okunan verilerin ortalama değerleri

alınarak, termodinamik hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda ER değeri ve kondenser sıcaklığına bağlı performans parametreleri belirlenmiştir. Deneyleerde sabit tutulan değerler Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Testlerde sabit tutulan değerler

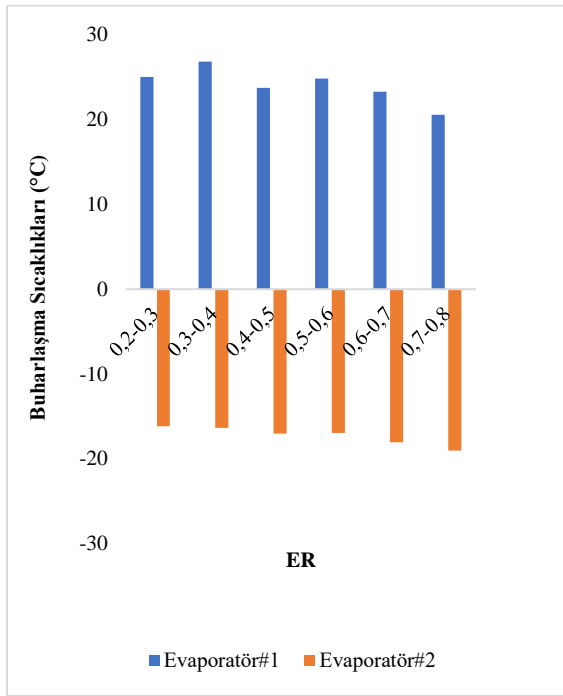
Deneyleerde sabit tutulan değerler	I. Deneyleer	II. Deneyleer
ER	Değişken	0,5-0,6
Kondenser sıcaklığı	32 °C	Değişken
Evaporatör#1 hava hızı	1,1 m s ⁻¹	1,1 m s ⁻¹
Evaporatör#2 su deposu	25 °C	25 °C
Evaporatör#2 su debisi	0,256 kg s ⁻¹	0,256 kg s ⁻¹
Ortam sıcaklığı	25 °C	25 °C
Kompresör izentropik verimi	%70	%70
Kompresör Frekansı	50 Hz	50 Hz

4.1 ER değerinin değişimine bağlı performans göstergeleri

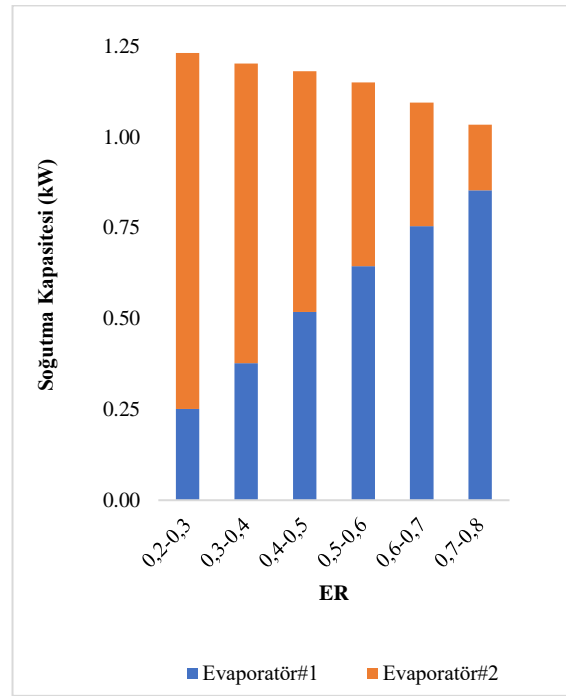
İlk olarak, ER oranının değişiminin performans göstergelerine etkisini incelemek için testler gerçekleştirilmiştir. Testler sırasında ER oranları 0,2-0,8 aralığında değiştirilirken, kondenser sıcaklığı 32 °C'de sabit tutulmuştur. Deneyleer sonucunda ER değerine bağlı performans parametresi grafikleri, Şekil 5a ve Şekil 5f'de gösterilmiştir.

Şekil 5a'da ER değerlerine bağlı olarak evaporatör#1 ve evaporatör#2'nin buharlaşma sıcaklıkları değişimleri verilmiştir. Düşük basınçta çalışma şartlarına sahip evaporatör#2'nin buharlaşma sıcaklıkları -10 °C - -20 °C aralığında değişmektedir. ER değerlerine bağlı maksimum ve minimum buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark evaporatör#1 için 7 °C, evaporatör#2 için 3 °C olmuştur. Şekil 5b'de ER değerlerine bağlı evaporatör#1 ve evaporatör#2'nin soğutma kapasiteleri ayrıca toplam soğutma kapasitelerinin değişimleri verilmiştir. Şekil incelendiğinde ER değeri arttıkça, toplam soğutma kapasitesinin ve evaporatör#2 soğutma kapasitesinin azaldığı, evaporatör#1'in soğutma kapasitesinin ise arttığı görülmektedir. Bunun temel sebebi ER değeri arttıkça evaporatör#2'in kütleli debi değerinin azalmasıdır. Şekil 5c'de ER değerlerine bağlı kompresör giriş basınçları verilmiştir. Şekil 5c incelendiğinde ejektörün sistem üzerindeki etkisiyle kompresör giriş basınçlarında artış gözlemlenmiştir. ER'nin azalmasıyla kompresör giriş basıncın arttığı görülmüştür. Örneğin ER oranı 0,7-0,8 aralığından 0,2-0,3 aralığına düştüğünde, kompresör giriş basıncı yaklaşık olarak %13 artmıştır. Şekil 5d'de ER değerlerine bağlı kompresör gücü verilmiştir. ER değeri arttıkça, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değeri azalmıştır. Bunun temel sebebi, ER oranı arttıkça evaporatör#1'den geçen soğutucu akışkanın kütleli debisinin artmasıdır. Kütleli debi arttıkça, karışım odasında gaz fazındaki düşük yoğunluklu soğutucu akışkanın miktarı artmış olacaktır. Bu da iki fazlı soğutucu akışkanın yoğunluğunun azalmasına ve buna bağlı olarak kütleli debi değerinin azalmasına sebep olmaktadır. Eş.1'de gösterildiği gibi kütleli debi azaldığında kompresör gücü de azalacaktır. Şekil 5e'de ER değerlerine bağlı olarak COP değeri verilmiştir. ER oranı arttıkça, COP değerinin azaldığı görülmüştür. Örneğin ER oranı 0,2-0,3 aralığından 0,7-0,8 aralığına yükseldiğinde, COP değeri %12 oranında azalmıştır. Şekil 1b ve Şekil 1c beraber incelendiğinde, kompresör gücü azaldıkça COP değerinin artması beklense de toplam soğutma miktarının azalması COP'de azalmaya neden olmuştur. Şekil 5f'de ER değerlerine bağlı soğutucu akışkanın TXV#2 çıkışındaki kuruluk derecesi verilmiştir. Grafik incelendiğinde ER değerleri arttıkça, kuruluk derecesinin arttığı görülmektedir. Bu beklenen bir durumdur, çünkü ER oranı arttıkça evaporatör#1'den ejektöre çekilen gaz fazındaki soğutucu akışkanın miktarı artmaktadır. Gaz fazındaki soğutucu

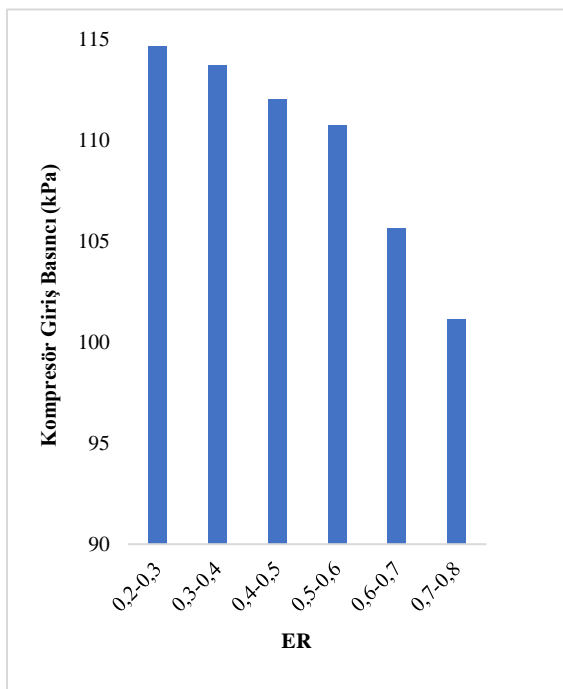
akışkan miktarının artmasının sonucunda, difüzör çıkışındaki kuruluk derecesi değeri de artmaktadır. TXV#2 izentalpik olarak çalıştığında, düşük basınç evaporatörünün girişindeki soğutucu akışkan kuruluk derecesi ER oranı ile artmaktadır. 0,7 ER değerinden daha yüksek ER değerlerinde ise evaporatör#2'nin girişindeki soğutucu akışkanın tamamen gaz fazında olduğu görülmüştür. Bu durum ER oranının 0,7 üzerinde olması durumunda, sistemin verimli çalışmayacağını göstermektedir.



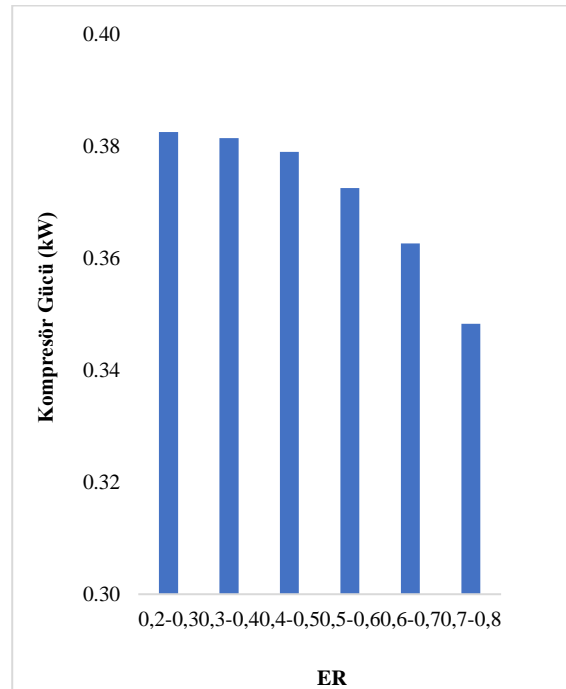
(a)



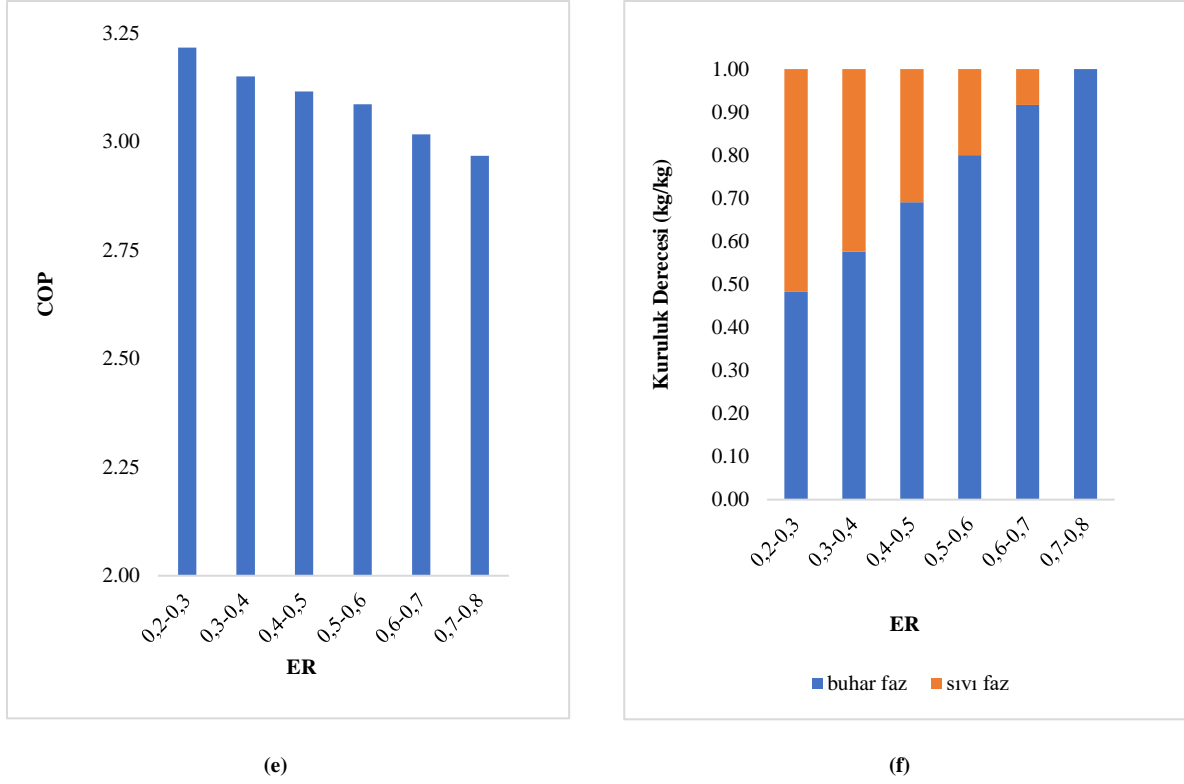
(b)



(c)



(d)



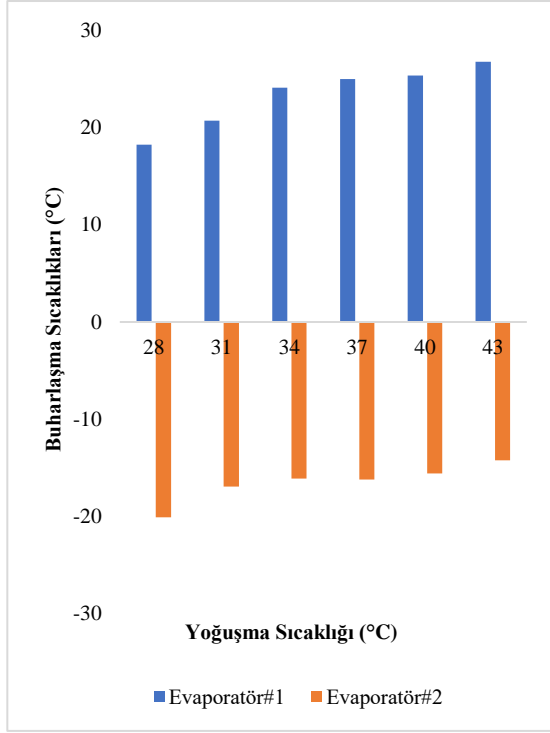
Şekil 5. ER değerine bağlı sonuçlar (a) Buharlaşma sıcaklıkları (b) Soğutma kapasitesi (c) Kompresör giriş basıncı (d) Kompresör gücü (e) COP (f) Kuruluk derecesi

4.2 Kondenser sıcaklığına bağlı sonuçlar

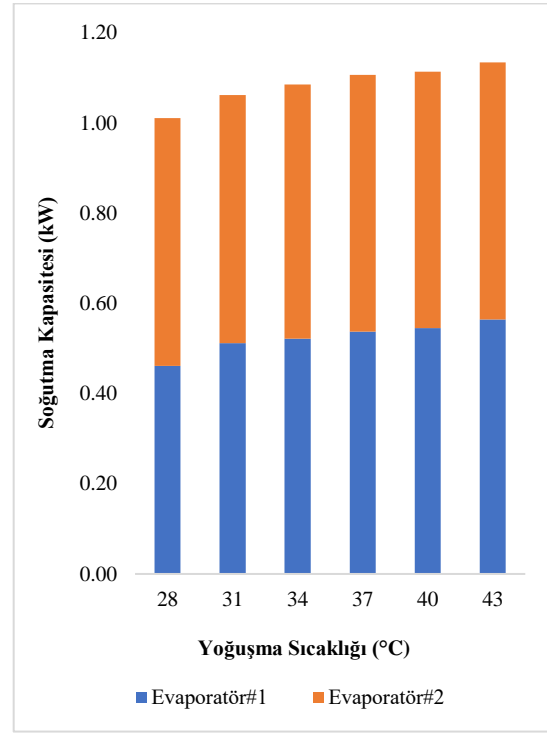
İki evaporatörün soğutma kapasitelerinin birbirine en yakın olduğu ER aralığı 0,5-0,6 olduğundan, ER değeri bu aralıkta sabit tutularak, kondenser sıcaklığı deneyleri yapılmıştır. Deneylerde kondenser sıcaklığı 28 °C'den 43 °C'ye 3 °C aralıklarla yükseltilmiş ve Şekil 6a ve Şekil 6f aralığındaki sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 6a'da kondenser sıcaklığına bağlı evaporatörlerin buharlaşma sıcaklıkları verilmiştir. Buharlaşma sıcaklıklarının her iki evaporatör içinde kondenser sıcaklığı ile arttığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi, kondenser sıcaklığı ile artan yoğunlaşma sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncı değerleridir. Şekil 6b, kondenser sıcaklığına bağlı evaporatör#1, evaporatör#2 soğutma kapasiteleri ile toplam soğutma kapasitesinin değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, toplam soğutma kapasitesi artmaktadır. Örneğin, kondenser sıcaklığı 28 °C'den 43 °C'ye yükseldiğinde toplam soğutma kapasitesi %16 artmıştır. Bunun temel sebebi, artan buharlaşma sıcaklıkları ile artan gizli ısı değerleridir. Şekil 6c'de kondenser sıcaklığına bağlı kompresör giriş basınçlarının değişimleri gösterilmektedir. Kondenser sıcaklıkları arttıkça, kompresör giriş basınçları artmaktadır. Bunun nedeni, kompresör çıkış basınçları artarken, sıkıştırma oranının sabit kalmış olmasıdır. Şekil 6d'de kondenser sıcaklıklarına bağlı kompresör gücünün değişimi verilmiştir. Kondenser sıcaklıkları arttıkça kompresör gücü artmaktadır. Örneğin, kondenser sıcaklığı 28 °C'den 43 °C'ye yükseldiğinde, kompresör gücü yaklaşık olarak 0,14 kW artmıştır. Bunun temel sebebi, kondenser sıcaklıkları ile kütleli debi değerinin artmasıdır. Kondenser sıcaklıklarına bağlı COP değişimini gösteren Şekil 6e, Şekil 6b ve Şekil 6d'deki veriler kullanılarak oluşturulmuştur. Kondenser sıcaklıkları arttıkça, COP değeri azalmaktadır. Bunun temel sebebi ise artan soğutma

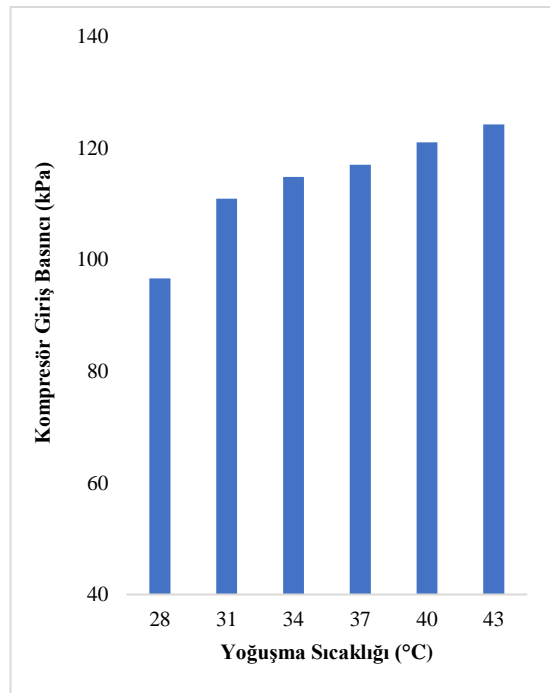
kapasitelerine rağmen daha yüksek oranda artan kompresör güçleridir. Şekil 6f'de kondenser sıcaklığına bağlı evaporatör#2 girişindeki kuruluk derecesi değerinin değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde, kondenser sıcaklığına bağlı değişim olmadığı görülmüştür. Buradan TXV#2 çıkışındaki kuruluk derecesinin kondenser sıcaklığına bağlı olmadığı sonucu çıkarılabilir.



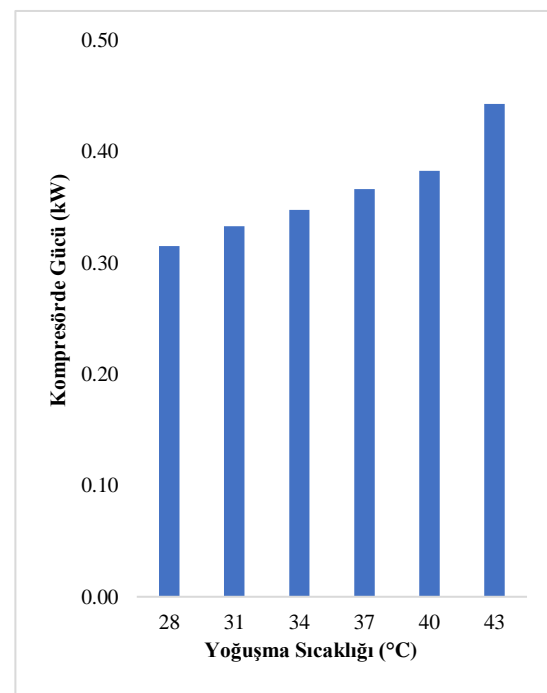
(a)



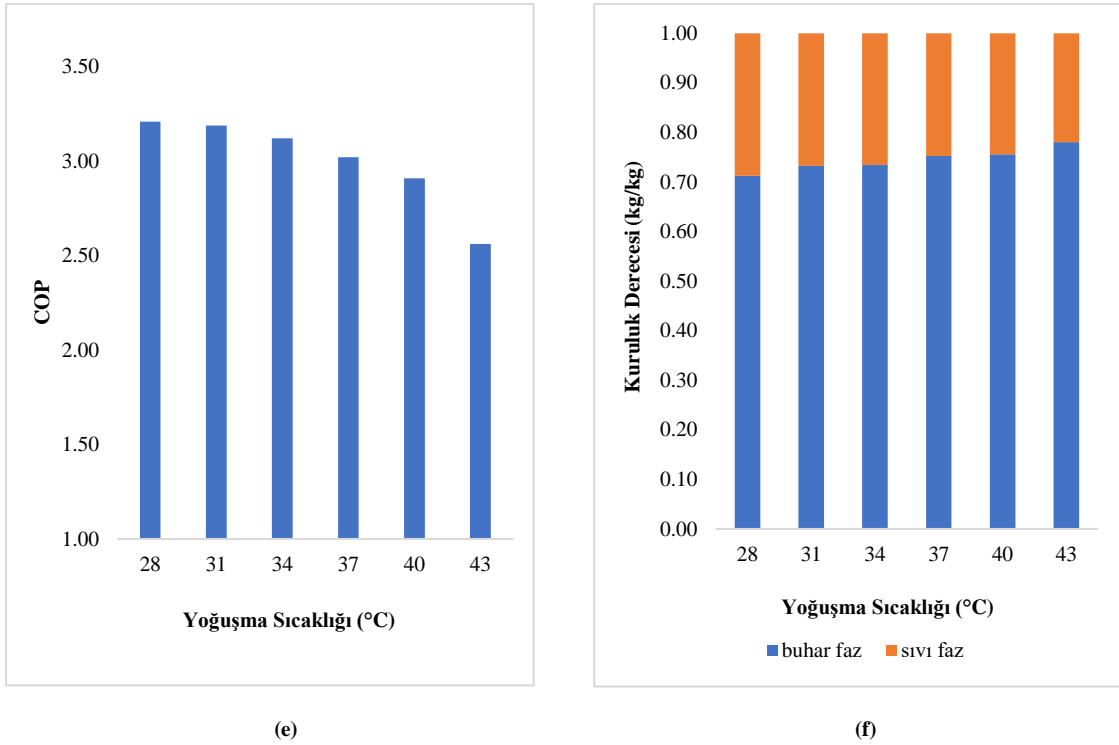
(b)



(c)



(d)



Şekil 6. Yoğuşma sıcaklığına bağlı (a) Buharlaştırma sıcaklığı (b) Soğutma kapasitesi (c) Kompresör giriş basıncı (d) Kompresörde gücü (e) COP (f) Kuruluk derecesi

IV. SONUÇLAR

İki farklı buharlaşma sıcaklığına sahip iki farklı evaporatör kullanılan sistemlerde, evaporatörlerin birim kütle başına düşen soğutma kapasitelerinin, genel olarak aynı ya da yakın olması istenir. Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R515A kullanılan deneysel iki evaporatörlü soğutma sisteminde ejektörün etkisi araştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, ejektörün ER oranının, evaporatörlerin soğutma kapasitelerini doğrudan etkileyen bir faktör olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, yoğuşma sıcaklığının değiştirilmesi ile evaporatör#1 ve evaporatör#2'den istenilen farklı buharlaşma sıcaklıkları elde edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- ER oranının değişimi, evaporatörlerin soğutma kapasitelerini önemli ölçüde etkilemektedir.
- ER oranı 0,7'nin üstünde olduğu durumlarda, evaporatör#2 girişinde sadece buhar fazında soğutucu akışkan bulunduğu için, 0,7 üzerindeki ER değerleri kullanılmamalıdır.
- ER oranları azaldıkça, COP değeri artmaktadır.
- ER oranının 0,5-0,6 aralığında olması durumunda, evaporatör birbirine yakın soğutma kapasitesi değerleri sağlamaktadır.
- Kondenser sıcaklığı arttıkça, soğutma kapasiteleri artmaktadır.
- 40 °C'nin üzerindeki yoğuşma sıcaklıklarında, kompresör güçleri daha fazla arttığı için COP değerindeki azalma oranı artmıştır.

Bu çalışma ile ejektörün, farklı buharlaşma sıcaklıklarında çalışan iki evaporatörlü tek kompresörlü sistemlerde kullanılabildiği ve düşük buharlaşma sıcaklıkları sağlayabildiği kanıtlanmıştır. Gelecek çalışmalarda, düşük GWP

değerine sahip farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak aynı testler gerçekleştirilmeli ve soğutucu akışkanların performans parametreleri kıyaslanmalıdır.

TEŞEKKÜR

Yazarlar desteklerinden dolayı Yalova Üniversitesine Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon birimine teşekkürlerini sunar. Proje No. 2020/YL/0006 ve 2019/AP/0013.

KAYNAKLAR

- [1] Dupont JL, Domanski P, Lebrun P, and Ziegler F (2009) 38th Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy, 38th IIR Informatory note.
- [2] Park KJ, Seo T, Jung D (2007) Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. *Appl Energy* 84:10, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.05.002>
- [3] Direk M, Kelesoglu A, Akin A (2017) Drop-in performance analysis and effect of ihx for an automotive air conditioning system with R1234yf as a replacement of R134a. *Strojnicki Vestnik/Journal of Mechanical Engineering* 63:5. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2016.4247>
- [4] Direk M, Soylu E (2018) The effect of internal heat exchanger using R1234ze(E) as an alternative refrigerant in a mobile air-conditioning system. *Journal of Mechanical Engineering* 64:2. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2017.5093>
- [5] Disawas S, Wongwises S (2004) Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 27:6. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002>
- [6] Jeon Y, Kim D, Jung J, Jang DS, and Y. Kim Y (2018) Comparative performance evaluation of conventional and condenser outlet split ejector-based domestic refrigerator-freezers using R600a. *Energy* <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.007>
- [7] Lawrence N, Elbel S (2014) Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. *International Journal of Refrigeration* 38:1. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.08.009>
- [8] Yu J, Zhao H, Li Y (2008) Application of an ejector in aut cascade refrigeration cycle for the performance improvement. *International Journal of Refrigeration* 31:2. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.008>
- [9] Elbel S, Hrnjak P (2008) Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration* 31:3. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>
- [10] Zhou M, Wang X, Yu J, (2013) Theoretical study on a novel dual-nozzle ejector enhanced refrigeration cycle for household refrigerator-freezers. *Energy Convers Manag.* <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.028>
- [11] Boumaraf L, Haberschill P, Lallemand A (2014) Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf. *Energy Econ.* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.021>
- [12] Li H, Cao F, Bu X, Wang L, Wang X (2014) Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. *Appl Energy* <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>
- [13] Molés, F, Navarro-Esbrí J, Peris B, Mota-Babiloni A, Barragán-Cervera Á (2014) Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids. *International Journal of Refrigeration* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.025>
- [14] Sumeru K, Sulaimon S, Nasution H, Ani FN (2014) Numerical and experimental study of an ejector as an expansion device in split-type air conditioner for energy savings. *Energy Build.* <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.04.043>
- [15] Lawrence N, Elbel S (2013) Experimental and analytical investigation of two-phase ejector air-conditioning cycles using low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. *SAE Technical Papers* <https://doi.org/10.4271/2013-01-1495>
- [16] Lawrence N, Elbel S (2016) Experimental investigation on the effect of evaporator design and application of work recovery on the performance of two-phase ejector liquid recirculation cycles with R410A. *Appl Therm Eng.* <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.079>

- [17] Boccardi G, Botticella F, Lillo G, Mastrullo R, Mauro AW, Trinchieri R (2017) Étude expérimentale sur la performance d'une pompe à chaleur au CO₂ transcritique équipée d'un système d'expansion multi-éjecteur. *International Journal of Refrigeration* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.06.013>
- [18] Kim S, Jeon Y, Chung HJ, Kim Y (2018) Performance optimization of an R410A air-conditioner with a dual evaporator ejector cycle based on cooling seasonal performance factor. *Appl Therm Eng.* <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.012>
- [19] Liu J, Liu Y, Yu J,(2021) Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO₂ refrigeration cycle for supermarket application. *International Journal of Refrigeration* 131:109-118. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2021.06.010>
- [20] Direk M, İşkan Ü, Tunçal C, Mert MS, Yüksel F (2022) An experimental investigation of ejector employed a dual-evaporator vapor compression refrigeration system under various entrainment ratios using R134a as the refrigerant. *Sustainable Energy Technologies and Assessment* 52, 102293. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2022.102293>
- [21] İşkan Ü, Direk M (2022) Experimental performance evaluation of the dual-evaporator ejector refrigeration system using environmentally friendly refrigerants of R1234ze(E), ND, R515a, R456a, and R516a as a replacement for R134a. *J Clean Prod* 352, 131612. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2022.131612>
- [22] İşkan Ü, Üğüdü B, Kahraman MC, Direk M, Tunçal C (2022) Evaluation of the impact of the temperature and mass flow rate of the water, utilized in the R516A refrigeration system with dual evaporator and ejector, on the performance parameters. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 44(3):7316–7329. <https://doi.org/10.1080/15567036.2022.2108526>
- [23] İşkan Ü, Direk M, Koyunoğlu C, Yüksel F (2021) Volumetric Efficiency Evaluation of the Use of Refrigerants R445a, R515a, R456a, ND, and R516a with Low GWP Instead of R134a. *Journal of the Institute of Science and Technology* 11(1):500–511. <https://doi.org/10.21597/JIST.734720>
- [24] Ünal Ş, Erdiñ T, Kutlu Ç (2016) Çift buharlaştırıcılı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* 31(4):1039–1047. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.278459>
- [25] İşkan Ü, Direk M. (2022) Evaluation of the effects of entrainment ratios on the performance parameters of a refrigeration machine having dual evaporator ejector system with R134a and R456A. *Thermal Science and Engineering Progress* 33, 101345. <https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2022.101345>

