



Çift buharlaştırıcı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi

Şaban Ünal *, Mehmet Tahir Erdiñç, Çağrı Kutlu

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 80000, Osmaniye, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- Çift buharlaştırıcı ejektörlü soğutma sistemi
- İki fazlı ejektörlü soğutma sisteminin ekserji analizi
- Çevre dostu soğutucu akışkanların ejektörlü soğutma sisteminde kullanımı

Makale Bilgileri

Geliş: 16.10.2015

Kabul: 05.01.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278459

Anahtar Kelimeler:

Ejektör, iki buharlaştırıcı,
soğutma etkinliği,
R1234yf,
ekserji analizi

ÖZET

Bu çalışmada, iki buharlaştırıcı buhar sıkıştırıcı klasik soğutma sisteminin ve bu sistemin ejektörlü hale getirilmesi ile oluşturulan yeni sistemin termodinamik analizi enerji ve momentum denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a ve bu soğutucu akışkana alternatif olarak geliştirilen R1234yf kullanılmıştır. Farklı yoğuşurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında ejektörlü soğutma sistemi etkinliğinin iki buharlaştırıcı soğutma sistemi etkinliğine göre artışı analiz edilmiştir. Ayrıca her bir sistemin ekserji analizi yapılmış olup sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Yapılan analizlerde ejektörlü soğutma sisteminde elde edilen soğutma etkinliğinin, iki buharlaştırıcı sistemin soğutma etkinliğinden R134a için %15 ve R1234yf için ise %17 civarında daha fazla olduğu görülmüştür.

Thermodynamic analysis of a refrigeration system with double evaporators and ejector

H I G H L I G H T S

- Double evaporator ejector cooling system
- Exergy analysis of two-phase ejector cooling system
- Use of environment friendly refrigerants in ejector cooling system

Article Info

Received: 16.10.2015

Accepted: 05.01.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278459

Keywords:

Ejektör,
double evaporator,
cooling effect,
R1234yf,
exergy analysis

ABSTRACT

In this study, theoretical investigations of double evaporator refrigeration system and with adding an ejector to the current system were carried out using energy and momentum equations. The relative increase in COP with respect to the conventional double evaporator refrigeration system was analyzed in terms of condenser and evaporator temperatures. Also exergy analyses of systems were examined and results were showed graphically. In the study, R134a and its potential substitute R1234yf were used. The analyses showed that COP improvements of the proposed system by using ejector as an expansion device were approximately 15% for R134a and about 17% for R1234yf, respectively.

* Sorumlu Yazar/Corresponding author: saban.unal@osmaniye.edu.tr / Tel: +90 328 827 1000 - 3454

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Soğutma, insanoğlu için vazgeçilmez bir ihtiyaçtır. Başta yiyecek ve içeceklerin korunması, konforlu yaşam ve ürünlerin daha sağlıklı muhafaza edilmesi amacıyla soğutma ve iklimlendirme alanlarında çalışmalar yapılmış ve uzun yıllardır da soğutma sistemleri kullanılmaktadır [1, 2]. Dünyada mevcut elektrik enerjisinin %10-15'i soğutma ve iklimlendirmeye harcanmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının azalması ve çevreyi korumak için çeşitli protokollerin imzalanması, araştırmacıları daha verimli soğutma sistemleri geliştirmeye ve daha çevreci soğutucu akışkanlar aramaya itmiştir [3, 4]. Özellikle araç iklimlendirme sistemlerinde çevreye zarar vermeyen akışkanların kullanılması konusunda daha hassas davranılmaktadır. Montreal protokolü ile kullanımı azaltılmaya başlanan R12 soğutucu akışkanı yerine, R134a'nın alternatif akışkan olarak kullanılması konusu ile ilgili çalışmalar mevcuttur [5]. Fakat 2006 yılında Avrupa Parlamentosunun aldığı kararla küresel ısınma potansiyeli referans değeri 150'nin üzerinde olan soğutucu akışkanların kullanımının kademeli olarak azaltılması gündeme gelince [6], R134a'ya alternatif akışkan arayışları hızlanmıştır. R134a ile benzer termodinamik özelliklere sahip, küresel ısınma potansiyeli referans değeri 4 ve ozon tabakası inceltme potansiyeli sıfır olan R1234yf, en önemli alternatif olarak görülmektedir [7]. Minor ve Spatz [8] R1234yf'yi, araç iklimlendirme sisteminde test etmişler, etkinlik katsayısının yaklaşık %4-8 arasında daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Zilio ve ark. [9], Jarall [10], Özgür ve ark. [11] tarafından yapılan çalışmalarda da benzer sonuçları görmek mümkündür. R1234yf'nin en önemli avantajı, mevcut klima sistemlerinde, hiçbir değişikliğe gidilmeden kullanılabilir olmasıdır. R134a'nın doyma basıncı ile R1234yf'nin doyma basıncı arasındaki uyum ise oldukça iyidir [12]. Bunun yanında düşük basınç ve yüksek verimlilik özellikleri R1234yf'yi araçların soğutulması uygulamalarında öne çıkarmaktadır [13]. R134a ve alternatififi olan R1234yf'nin genel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. R134a ve R1234yf'nin genel özelliklerinin karşılaştırılması
(Comparison of general properties of the R134a and R1234yf)[14].

Soğutucu Akışkan	R134a	R1234yf
Moleküler Ağırlığı (g/mol)	102,3	114
1 atm. Basıncıta Kaynama Noktası	-26°C	-29°C
Kritik Sıcaklık	101°C	95°C
Kritik Basınç	4059 kPa	3382 kPa
Ozon İnceltme Potansiyeli (ODP)	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	1430	4
Doğada Yok Olma Süresi	13 yıl	11 gün
Yanıcılık	Yanıcı değil	Orta derecede

Soğutma sistemlerinde performansın iyileştirilmesi konusunda da çalışmalar yapılmakta olup, bu çalışmalar çok geniş bir sahayı ilgilendirmektedir. Araştırmacıların üzerinde durduğu çalışmalardan biri de genişleme valfindeki

kısımla kayıplarını azaltmaktır. Bu amaçla, genişleme valfi yerine ejektör kullanılması ön görülmektedir. Böylece genişleme valfinden kaybolan işin belirli oranda geri dönüşümü sağlanacak ve bu sayede kompresörün harcayacağı iş azalacaktır. Böylelikle sistemin soğutma etkinliği (COP) artacaktır. Ejektörlü soğutma sistemiyle ilgili çalışmalar çok eskilere dayanır. Çift fazlı ejektörün klasik soğutma sisteminde genişleme valfi olarak kullanılması üzerine ilk çalışma Kornhauser [15] tarafından yapılmıştır. Kornhauser, çift fazlı ejektör kullanılan klasik buhar sıkıştırma soğutma sisteminde, çeşitli soğutucu akışkanlar için analizler yapmış ve soğutma etkinliğinde %21 oranında artış sağlanabileceğini göstermiştir. Disawas ve Wongwises [16, 17], çift fazlı ejektörlü buhar sıkıştırma sistemi inceleyip COP değerinin klasik soğutma sisteminden daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır. Kompresör giriş basıncını yükseltip COP değerini artırmayı amaçlayan çalışmalara göre soğutma etkinliğini %10 ile %30 arasında arttırmak mümkündür [18]. Lawrence ve Elbel [19], soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanarak deneysel çalışmalar yapmışlar ve ejektörlü soğutma sisteminin klasik çevrime göre etkinliğin daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Ejektörlü soğutma sistemlerinde ekserji yıkımı ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Yari [20], soğutucu akışkan olarak R134a kullandığı çalışmada ikinci kanun verimini incelemiş, normal soğutma sisteminin ejektörlü soğutma sistemine göre %24 daha fazla ekserji yıkımına sebep olduğunu, ikinci kanun veriminin ise %16 daha düşük olduğunu bildirmiştir. Bilir Sağ vd. [21], ejektör genişlemeli soğutma sisteminde ekserji veriminin klasik soğutma sistemine göre %6,6 ile %11,4 arasında daha fazla olduğunu bildirmişlerdir. Bu çalışmada, iki buharlaştırıcı soğutma sisteminin etkinliğini artırmak için birinci buharlaştırıcı önündeki genişleme vanası yerine ejektör kullanılması ve soğutucu akışkan olarak ise R134a yerine R1234yf kullanılması durumunda sistemin soğutma etkinliğindeki değişim ve her bir elemandaki ekserji yıkımları incelenecektir. Literatürde yer alan ejektörlü soğutma sistemlerinde genel olarak ya sabit alan ya sabit basınç ejektörü yaklaşımı ile termodinamik analizler yapılmıştır. Bu çalışmada ise hem sabit alan hem de sabit basınç ejektörü yaklaşımı ilk kez R1234yf soğutucu akışkanı için uygulanmıştır. Ayrıca çalışma şartlarının aynı olması amacıyla buharlaştırıcı ve yoğurturucu sıcaklıkları ve birinci buharlaştırıcı soğutucu akışkan debisi ejektörlü ve ejektörsüz durumlar için aynı değerlerde alınmıştır. Daha önce yapılan çalışmalarda da vurgulandığı gibi, buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde çift fazlı ejektör kullanılması durumunda, sistemin etkinliğinde önemli oranda artış sağlanabilmektedir. Ayrıca mevcut sistemlerde kullanılan R134a soğutucu akışkanı yerine de, çevreye daha az zarar veren R1234yf gibi soğutucu akışkanların alternatif olarak kullanılması gündemdedir. Dolayısı ile bu çalışmada ele alınan çift buharlaştırıcı ve ejektörlü buhar sıkıştırma soğutma sistemi, mevcut sistemlerde özellikle de otobüs gibi yüksek kapasiteli sistemlerde kullanılması durumunda sistem performansında artış sağlanmış ve çevreye verilen zarar azaltılmış olacaktır.

2. MATEMATİKSEL MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

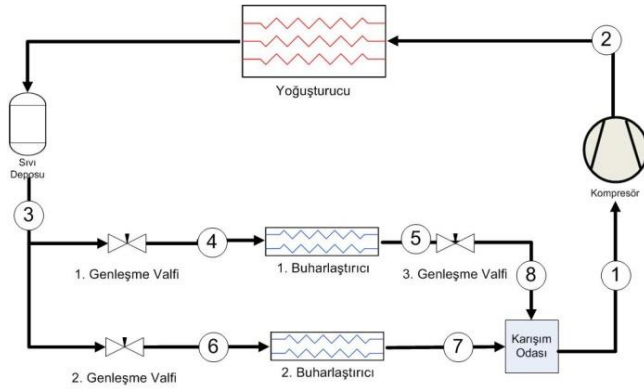
Buhar sıkıştırılmalı, iki buharlaştırıcı klasik ve ejektörlü soğutma sisteminin matematiksel modeli aşağıdaki genel kabullere göre yapılacaktır.

- Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları bilinmektedir.
- Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
- Genleşme valfindeki basınç düşümü sabit entalpide gerçekleşmektedir.
- Lüle ve difüzörün izentropik verimleri bilinmektedir.
- Ejektör karışım bölgesi verimi bilinmektedir.
- Ejektördeki karışım işlemi sabit basınç ve sabit kesit alanında gerçekleşmektedir.

2.1. İki Buharlaştırıcı Klasik Soğutma Sistemi Termodinamik Analizi

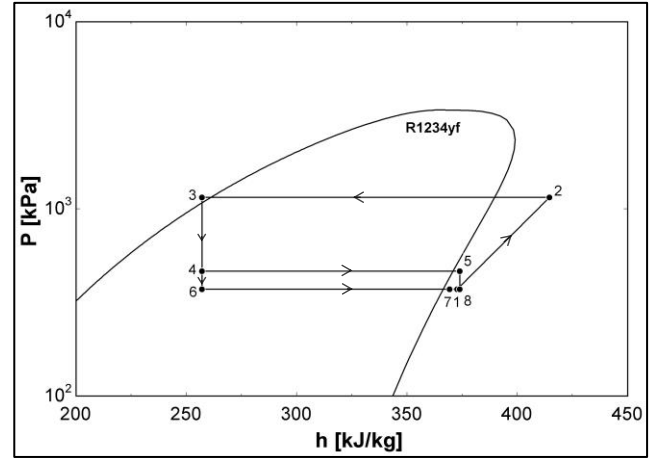
(Thermodynamic Analysis of Conventional Double Evaporator Refrigeration System)

İki buharlaştırıcı klasik soğutma sistemi şematik olarak Şekil 1’de gösterilmiştir. Sisteme ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı da Şekil 2’de görüldüğü gibidir. Sistemde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genleşme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir.



Şekil 1. İki buharlaştırıcı klasik soğutma sistemi
(Conventional double evaporator refrigeration system)

Yoğuşturucudan (3) noktasında aşırı soğutulmuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan sıvı deposunda toplanır. Yoğuşturucu sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklıkları, bilinen parametreler olarak kabul edildiğinden (3) noktasına ait termodinamik özellikler, bu değerlere bağlı olarak hesaplanabilir. Sıvı tankından sonra soğutucu akışkanın bir kısmı birinci genleşme valfine ve buradan da birinci buharlaştırıcıya, geri kalanı da ikinci genleşme valfine ve buradan da ikinci buharlaştırıcıya girmektedir. Genleşme valfindeki durum değişiminin sabit entalpide gerçekleştiği kabul edildiğinden (4) ve (6) noktalarındaki termodinamik özellikler de kolayca hesaplanabilir. Buharlaştırıcılardan çıkan soğutucu akışkanlar karışım odasında karıştıktan sonra (1) noktasında kompresöre kızgın buhar olarak girmektedir.



Şekil 2. İki buharlaştırıcı klasik soğutma sistemi P-h diyagramı
(P-h diagram of conventional double evaporator refrigeration system)

Buharlaştırıcı sıcaklıkları bilinen parametreler olarak kabul edildiğinden, kompresör giriş basıncı ikinci buharlaştırıcı sıcaklığına göre hesaplanır. Kompresör girişindeki diğer termodinamik özelliklerin belirlenebilmesi için Eş. 1’de verilen enerji denklemi kullanılabilir.

$$h_7 + \beta \cdot h_8 = (1 + \beta) \cdot h_1 \quad (1)$$

Birinci ve ikinci buharlaştırıcı çıkışındaki basınç ve sıcaklıklar bilindiğinden, Eş. 1’deki h_7 ve h_8 entalpi değerleri hesaplanabilir. Buradaki β ise Eş. 2’de ifade edildiği gibi birinci ve ikinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan kütleli debi oranını ifade etmektedir.

$$\beta = \dot{m}_7 / \dot{m}_8 \quad (2)$$

Ejektörlü soğutma sistemi ile kıyaslama yapabilmek için buharlaştırıcıların soğutma kapasitelerinin aynı olduğu kabul edilmiştir. Dolayısı ile β değeri ejektörlü sistemde kullanılan kütleli debi oranına (ω) eşit olacaktır ve Eş. 1’de bu parametre bilinen değer olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu durumda (1) noktasındaki entalpi ve diğer termodinamik özellikler hesaplanabilir. Kompresör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için ise kompresör izentropik veriminden faydalanılabilir. Kompresör izentropik verimi Eş. 3’te tanımlanmıştır.

$$\eta_{komp,iz} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Sistemde pistonlu kompresör kullanıldığı kabul edilmiştir. Pistonlu kompresörlerin izentropik verimi için, deneysel sonuçlara göre elde edilen Eş. 4’teki ampirik ifade kullanılabilir [22]. Bu eşitlikteki $P^* = P_2/P_1$ şeklinde kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_{komp,iz} = \left[\frac{(0,275 + 0,0725 \cdot P^*)^{-10}}{+(0,925 - 0,05 \cdot P^*)^{-10}} \right]^{-0,1} \quad (4)$$

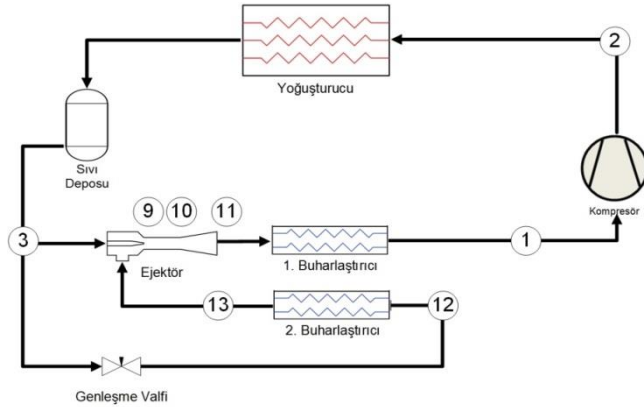
Eş. 3'te yer alan h_{2s} entalpisi, bu noktadaki basınç ve entropinin fonksiyonu olarak $h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s})$ şeklinde ifade edilebilir. Burada (2s) noktasındaki entropinin (1) noktasındaki entropiye eşit olduğu dikkate alınmalıdır. Buna göre Eş. 3'te verilen kompresör verim ifadesinden (2) noktasındaki entalpi değeri hesaplanabilir. Buhar sıkıştırılmalı, iki buharlaştırıcı klasik soğutma sistemi soğutma etkinliği Eş. 5 kullanılarak belirlenebilir.

$$COP_K = \frac{\dot{Q}_{kb1} + \dot{Q}_{kb2}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_5 - h_4) + \beta \cdot (h_7 - h_6)}{(1 + \beta) \cdot (h_2 - h_1)} \quad (5)$$

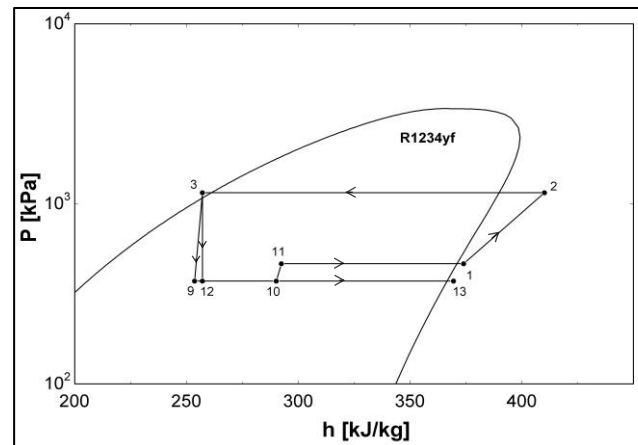
2.2. İki Buharlaştırıcı Ejektörlü Soğutma Sistemi Termodinamik Analizi

(Thermodynamic Analysis of Double Evaporator Refrigeration System with Ejector)

İki buharlaştırıcı ejektörlü soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3'te gösterilmiştir. Sisteme ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı da Şekil 4'te görüldüğü gibidir. Sistemde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genleşme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir.



Şekil 3. İki buharlaştırıcı ejektörlü soğutma sistemi (Double evaporator refrigeration system with ejector)



Şekil 4. İki buharlaştırıcı ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı (P-h diagram of double evaporator refrigeration system with ejector)

Bu çevrime ait termodinamik analizin detayları Ünal ve Yılmaz [22] tarafından verilmiştir. Buna göre soğutucu akışkan kompresöre (1) noktasında girmektedir. Kompresör girişindeki termodinamik özellikler, birinci buharlaştırıcı sıcaklığı ve birinci buharlaştırıcı için verilen aşırı kızdırma sıcaklığı kullanılarak bulunabilir. Kompresör çıkışındaki entalpinin hesaplanmasında ise yine Eş. 3'te verilen kompresör izentropik verim ifadesi kullanılabilir. Yoğuşturucu çıkışındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise bu noktaya ait basınç ve sıcaklık değerleri kullanılır. Sıvı deposundan sonra soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, geri kalanı da genleşme valfine girmektedir. Ejektör lüle, karışım bölgesi ve difüzör olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Şekil 4'te verilen P-h diyagramında (9) noktası lüle çıkışı ve karışım bölgesi girişini, (10) noktası karışım bölgesi çıkışı ve difüzör girişini, (11) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (3) ile (9) noktaları arasında Eş. 6'da verilen enerji denklemi ve Eş. 7'de verilen lüle verim ifadesi kullanılarak (9) noktasındaki termodinamik özellikler hesaplanabilir.

$$h_3 = h_9 + \frac{V_9^2}{2} \quad (6)$$

$$\eta_l = \frac{h_3 - h_9}{h_3 - h_{9s}} \quad (7)$$

Karışım bölgesi çıkışı ve difüzör giriş noktası olarak tanımlanan (10) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise, Eş. 8'de verilen enerji denklemi ve Eş. 9'da verilen karışım bölgesi verim ifadesi kullanılabilir.

$$\left(h_9 + \frac{V_9^2}{2}\right) + \omega \left(h_{13} + \frac{V_{13}^2}{2}\right) = (1 + \omega) \left(h_{10} + \frac{V_{10}^2}{2}\right) \quad (8)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega) \cdot V_{10}^2}{V_9^2 + \omega \cdot V_{13}^2} \quad (9)$$

Ejektörlü sistemde, ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanın kütle oranını ifade eden ω Eş. 10'da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$\omega = \dot{m}_{13} / \dot{m}_9 \quad (10)$$

Difüzör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için Eş. 11 ve Eş. 12'de verilen enerji denklemi ve difüzör izentropik verim ifadesi kullanılır.

$$h_{10} + \frac{V_{10}^2}{2} = h_{11} + \frac{V_{11}^2}{2} \quad (11)$$

$$\eta_d = \frac{h_{11s} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (12)$$

Ejektörlü soğutma sisteminin soğutma etkinliği Eş. 13 ile tanımlanmıştır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eb1} + \dot{Q}_{eb2}}{\dot{W}_{komp}} \quad (13)$$

$$= \frac{(1 + \omega) \cdot (h_1 - h_{11}) + \omega \cdot (h_{13} - h_{12})}{(1 + \omega) \cdot (h_2 - h_1)}$$

İki buharlaştırıcılı ejektörlü soğutma sistemi soğutma etkinliğinin, klasik iki buharlaştırıcılı sistemin soğutma etkinliğine göre yüzde artış oranı Eş. 14 ile bulunabilir.

$$COP^* = \frac{COP - COP_K}{COP_K} \cdot 100 \quad (14)$$

2.3. İki Buharlaştırıcılı Ejektörlü Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

(Exergy Analysis of Double Evaporator Refrigeration System with Ejector)

İki buharlaştırıcılı soğutma sistemine ejektör eklenme sebebi, genişleme vanasındaki tersinmezlikleri azaltmaktır. Genişleme vanasındaki ve sistemdeki toplam ekserji yıkımının hesaplanabilmesi için ekserji analizinin yapılması gerekmektedir. P-h diyagramındaki her bir noktanın ekserjileri Eş. 15 ile bulunur.

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i \cdot [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (15)$$

$T_0 = 27^\circ\text{C}$ olması durumunda her bir elemandaki ekserji kayıpları aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir. Ayrıca ekserji analizinde kullanılan T_{L1} ve T_{L2} sıcaklıkları ortam sıcaklığı olup pratik olarak buharlaştırıcı sıcaklığının 5°C fazlası olarak kabul edilmiştir. Kompresördeki ekserji kaybı için Eş. 16 verilmiştir.

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{komp} \quad (16)$$

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı da Eş.17'den hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{k,y} = \dot{m}_T \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{h_2 - h_3}{T_0} \right) - (s_2 - s_3) \right] \quad (17)$$

Birinci buharlaştırıcıda meydana gelen ekserji kaybı hesabı için eşitlikler klasik sistem için Eş. 18'de, ejektörlü sistem için Eş. 19'da verilmiştir.

$$\dot{E}x_{k,kb1} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{Q}_{kb1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{L1}} - 1 \right) \quad (18)$$

$$\dot{E}x_{k,eb1} = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_1 - \dot{Q}_{eb1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{L1}} - 1 \right) \quad (19)$$

İkinci buharlaştırıcıda meydana gelen ekserji kaybı hesabı için eşitlikler klasik sistem için Eş. 20'de, ejektörlü sistem için Eş. 21'de verilmiştir.

$$\dot{E}x_{k,kb2} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{Q}_{kb2} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{L2}} - 1 \right) \quad (20)$$

$$\dot{E}x_{k,eb2} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13} - \dot{Q}_{eb2} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{L2}} - 1 \right) \quad (21)$$

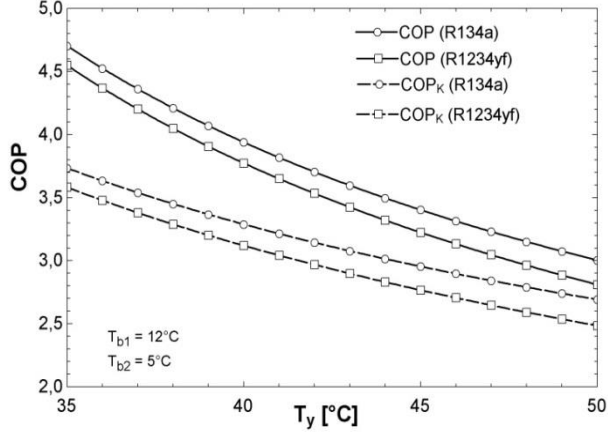
Genleşme valfleri, ejektör ve karışım odasında meydana gelen ekserji kayıpları için Eş. 22'de verilen genel ifade kullanılabilir.

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_g - \dot{E}x_c \quad (22)$$

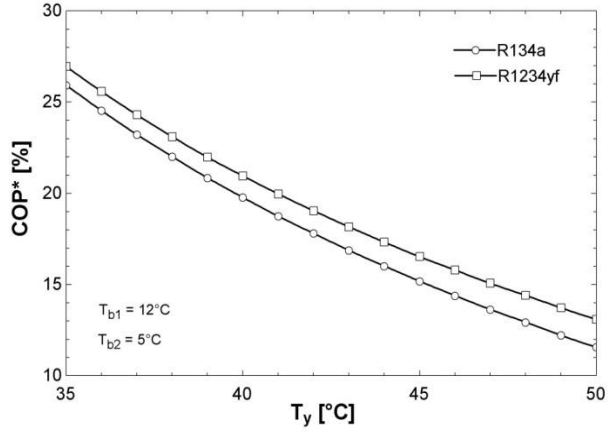
3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanılan ejektörlü klima sistemleri için yapılan termodinamik analizlere göre elde edilen soğutma etkinlikleri ve iki buharlaştırıcılı klasik soğutma sistemi etkinliğine göre artış oranları grafikler halinde verilmiştir. Hesaplamalarda lüle, karışım bölgesi ve difüzör verimleri 0,9, 0,8 ve 0,9 olarak alınmış, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ise 3°C alınmıştır. Akdeniz iklim koşulları dikkate alınarak birinci buharlaştırıcı sıcaklığı 10°C ile 15°C , ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı -3°C ile 8°C , yoğuşturucu sıcaklığı ise 35°C ile 50°C aralığında değiştirilerek hesaplamalar yapılmıştır. Klasik ve ejektörlü durumda elde edilen sonuçları karşılaştırmak için kütleli debi oranları β ve ω 'nın birbirine eşit olduğu, yani birinci ve ikinci buharlaştırıcı soğutma kapasitelerinin aynı olduğu kabul edilmiştir.

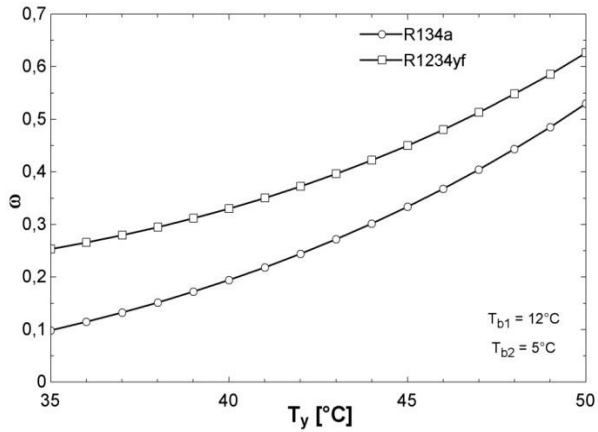
Klasik ve ejektörlü buhar sıkıştırıcı soğutma sistemlerine ait soğutma etkinliklerinin, yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5'te verilmiştir. Yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça soğutma etkinlikleri de, hem ejektörlü hem de klasik sistemde azalmaktadır. Ancak, ejektörlü sistemde hem R134a hem de R1234yf için COP değeri, klasik sisteme göre daha yüksektir. Ejektörlü ve klasik duruma göre COP artış oranı ise Şekil 6'da verilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça COP artış oranı azalmaktadır. Şekil 7'de ise kütleli debi oranının yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Buna göre, yoğuşturucu sıcaklığının artması soğutucu akışkan basıncının da artmasına neden olacaktır, dolayısıyla lüleden geçen yüksek basınçlı akışkan ikinci buharlaştırıcıdan daha fazla akışkan çekecek ve kütleli debi oranı artacaktır. Şekil 8'de verilen grafikte birinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile soğutma etkinliğinin değişimi verilmiştir. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı artınca kompresör sıkıştırma oranı azalacaktır ve kompresör daha az enerji tüketecektir böylece soğutma etkinliği artacaktır.



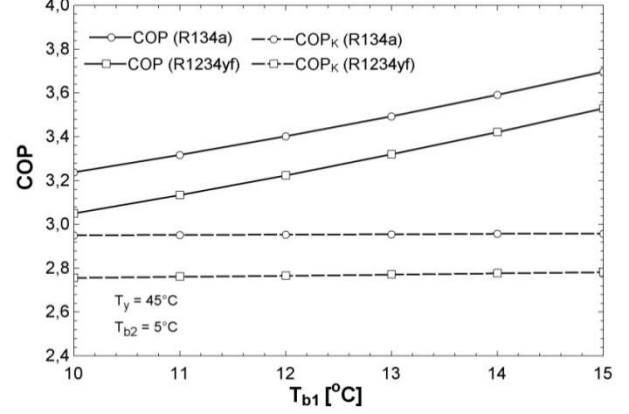
Şekil 5. Yoğuşturucu sıcaklığının soğutma etkinliği üzerine etkisi
(The effect of condenser temperature on coefficient of performance)



Şekil 6. Yoğuşturucu sıcaklığının soğutma etkinliği artış oranı üzerine etkisi
(The effect of condenser temperature on increase rate of coefficient of performance)

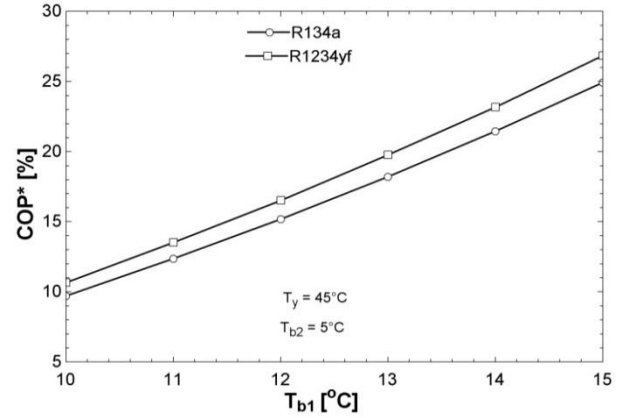


Şekil 7. Yoğuşturucu sıcaklığının kütleli debi oranı üzerine etkisi
(The effect of condenser temperature on entrainment ratio)



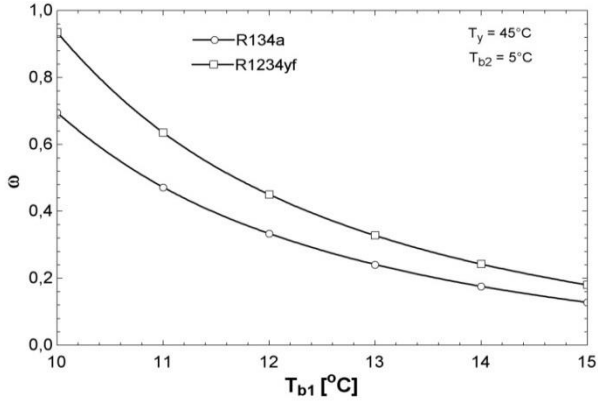
Şekil 8. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma etkinliği üzerine etkisi
(The effect of first evaporator temperature on coefficient of performance)

Soğutma etkinliğindeki artış oranı ise Şekil 9'da görüldüğü gibidir. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça hem R134a hem de R1234yf için soğutma etkinliği artış oranı %10 ile %25 arasında değişmektedir.

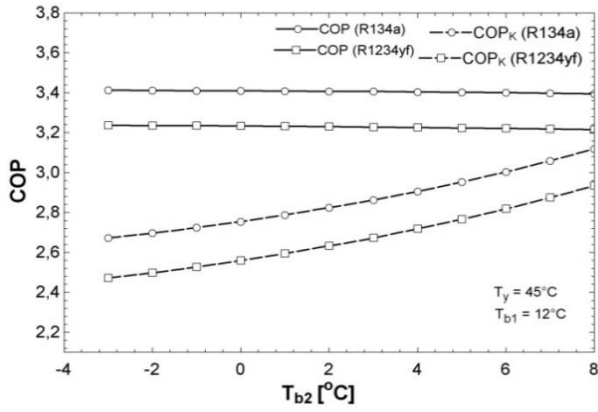


Şekil 9. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma etkinliği artış oranı üzerine etkisi
(The effect of first evaporator temperature on increase rate of coefficient of performance)

Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı artınca buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki basınç farkı azalacağından ejektörlü sistemde kütleli debi oranı R134a ve R1234yf kullanılan sistemlerde azalacaktır ve bu durum Şekil 10'da gösterilmiştir. Ejektörlü ve klasik sistemlerin ikinci buharlaştırıcı sıcaklığının değişimlerinin soğutma etkinliğine etkileri Şekil 11'de verilmiştir. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı artınca, klasik sistemin soğutma etkinliği artmakta fakat ejektörlü sistemin soğutma etkinliği çok az bir miktar azalmaktadır. Soğutma yükünün sabit olması ve ejektörlü sistemde kompresöre giren akışkanın basıncının ikinci buharlaştırıcıdan bağımsız olarak sabit kalması, kompresör işinin sadece akışkan debisine bağlı olmasını sağlamıştır. Ejektörlü sistemde akışkan debisi klasik sisteme göre çok az miktarda azaldığı için soğutma etkinliği ihmal edilecek kadar az değişmektedir.

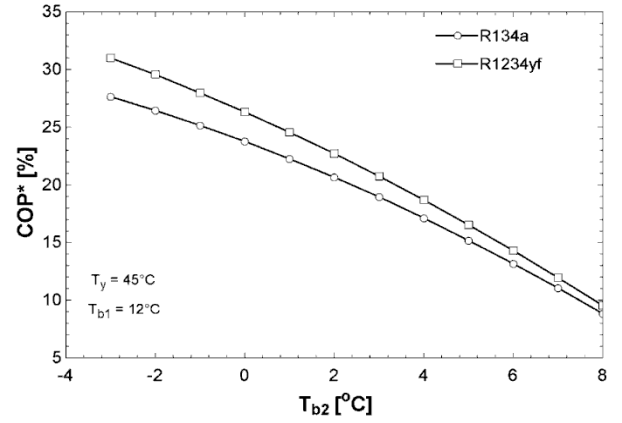


Şekil 10. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının kütleli debi oranı üzerine etkisi
(The effect of first evaporator temperature on entrainment ratio)

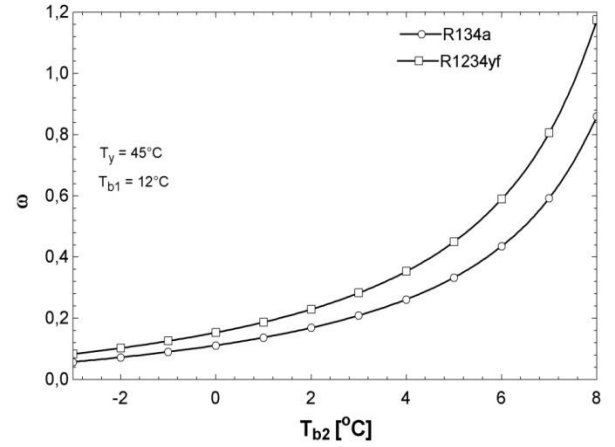


Şekil 11. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma etkinliği üzerine etkisi
(The effect of second evaporator temperature on coefficient of performance)

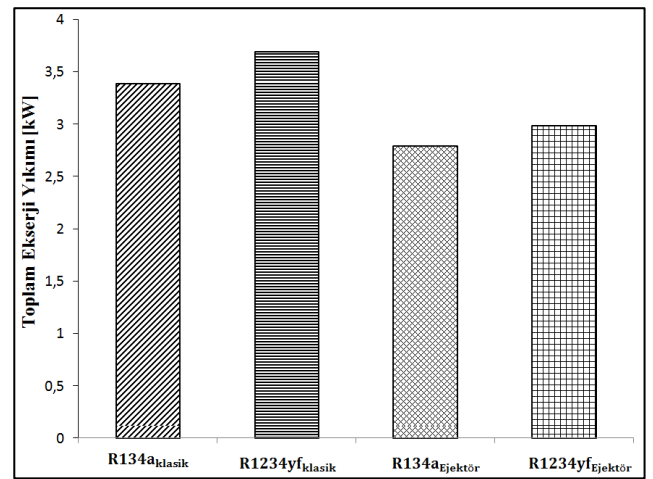
Şekil 12’de soğutma etkinliği artış oranının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla klasik sistemin soğutma etkinliğinin artması, ejektörlü sistemin soğutma etkinliğinin ise neredeyse aynı kalması sebebiyle etkinlik değerleri birbirine yaklaşmakta ve sonuç olarak artış oranı azalmaktadır. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının kütleli debiye etkisi ise Şekil 13’te gösterilmiş ve burada ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı birinci buharlaştırıcı sıcaklığına yaklaştığında kütleli debi oranı hızla arttığı görülmüştür. Şekil 14’te soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanılarak ejektörlü ve klasik sistemlerin toplam ekserji kayıpları gösterilmiştir. Burada beklenildiği gibi ejektörlü sistemin ekserji kayıplarının klasik sisteme göre daha az olduğu görülmektedir. Hem klasik hem de ejektörlü sistemde, soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan sistemlerin ekserji yıkımlarının R1234yf kullanılan sisteme göre daha az olduğu görülmektedir. Toplam ekserji kaybı, R134a’lı sistemin ejektörlü hale getirilmesi ile %17, R1234yf’li sistem için ise %19 oranında azalmaktadır ve bu azalmanın büyük bölümü genişleme vanasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 12. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma etkinliği artış oranı üzerine etkisi
(The effect of second evaporator temperature on increase rate of coefficient of performance)

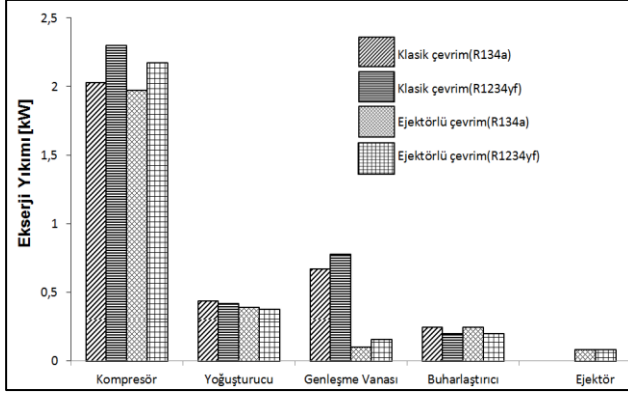


Şekil 13. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının kütleli debi oranı üzerine etkisi
(The effect of second evaporator temperature on entrainment ratio)



Şekil 14. Klasik ve ejektörlü soğutma sistemlerinin toplam ekserji yıkımları
(Total exergy destruction of conventional and ejector refrigeration systems)

Şekil 15'te soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanılarak ejektörlü ve klasik sistemlerin her bir temel elemanın ekserji kayıpları gösterilmiştir. Klasik sistemin elemanı olan karışım odasındaki ekserji kaybı neredeyse sıfır olduğu için şekilde gösterilmemiştir. Şekil 15'te en çok ekserji kaybının kompresörde olduğu görülmekte ve bu durum, çevrimlerde pistonlu tip kompresör kullanıldığı için izentropik veriminin düşük olması ile açıklanabilir. Bu grafikte ayrıca genişleme vanasındaki ekserji kayıplarının, sisteme ejektör eklenmesi ile büyük oranda azaldığı da açıkça görülmektedir.



Şekil 15. Temel elemanlardaki ekserji yıkımları (Exergy destructions of main components)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada R134a ve R1234yf kullanılan ejektörlü klima sistemi için termodinamik analizlere göre elde edilen soğutma etkinlikleri ve iki buharlaştırıcı klasik soğutma sistemi etkinliğine göre artışı incelenmiş ve ayrıca her bir sistemin ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir. R1234yf'nin ejektörlü klima sistemlerindeki etkinlik katsayısı R134a'lı sistemden daha düşüktür, fakat klasik çevrime göre artış miktarlarına baktığımızda R1234yf'nin artışı daha fazladır. Her iki soğutucu akışkanda da yoğusturucu ve birinci buharlaştırıcı sıcaklığı etkinlik değerini büyük oranda etkilemektedir. COP değeri kütleli debi oranı ile ters orantıdır. R134a soğutucu akışkanı kullanılan sistem için COP artış oranı %15, R1234yf kullanılan sistem için ise %17 civarındadır. R134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemin toplam ekserji kaybı daha azdır. Klasik sisteme ejektör eklenmesi ile genişleme vanasındaki ekserji kayıpları azaltılabilir. Toplam ekserji kaybı, R134a'lı sistemin ejektörlü hale getirilmesi ile %17, R1234yf'li sistem için ise %19 oranında azalmaktadır.

5. SİMGELER (SYMBOLS)

COP	Soğutma etkinliği, (-)
COP*	COP artış oranı, (%)
Ex	Ekserji, (W)
h	Entalpi (J/kg)
m	Kütleli debi, (kg/s)
P*	Kompresör sıkıştırma oranı, (-)
s	Entropi (J/kgK)

Q	Soğutma yükü, (W)
T	Sıcaklık, (°C)
W	Kompresör gücü, (W)
V	Akışkan hızı, (m/s)

Alt İndisler (Subscripts)

eb1	Ejektörlü sistem birinci buharlaştırıcı
eb2	Ejektörlü sistem ikinci buharlaştırıcı
kb1	Klasik sistem birinci buharlaştırıcı
kb2	Klasik sistem ikinci buharlaştırıcı
ç	Çıkan
d	Difüzör
g	Giren
H	Sıcak ortam
iz	İzentropik
K	Klasik sistem
k	Kayıp
komp	Kompresör
L	Soğuk ortam
l	Lüle
m	Karışım bölgesi
T	Toplam
y	Yoğusturucu
0	Referans

Yunan Harfleri (Greek Letters)

b	Klasik sistem için kütleli debi oranı, (-)
h	Verim, (-)
w	Ejektörlü sistem için kütleli debi oranı, (-)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Demir V., Gunhan T., Sencan S.A., Ekren O., Bilgen H., Erek, A., Experimental investigation of cooling performance of milk cooling tank with the vapor compressed and solar absorption (LiCl-H₂O) cooling system, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (1), 29-37, 2016.
- Aktaş M., Gönen E., Bay leaves drying in a humidity controlled heat pump dryer, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 29 (2), 433-441, 2014.
- Bolaji B.O., Huan Z., Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 18, 49-54, 2013.
- Park K.J., Seo T., Jung D., Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications, Applied Energy, 84 (10), 985-991, 2007.
- Esen D.Ö., Hoşöz M., Experimental performance analysis of an automobile air conditioning system using refrigerants R12 and R134a, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 21 (4), 703-709, 2006.
- Council Directive 2006/40/EC, Off. J. Eur. Communities, 17 May, 2006.
- Araz M., Güngör A., Hepbaşlı A., Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların

- soğutma uygulamalarındaki kullanımının değerlendirilmesi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir-Türkiye, 575-604, 17-20 Nisan, 2013.
8. Minor B., Spatz M., HFO-1234yf low GWP refrigerant update, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2349, 1-8, 14-17 July, 2008.
 9. Zilio C., Brown J.S., Schiochet G., Cavallini A., The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, Energy, 36 (10), 6110-6120, 2011.
 10. Jarall S., Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid, International Journal of Refrigeration, 35 (6), 1668-1677, 2012.
 11. Özgür A.E., Kabul A., Kizilkan Ö., Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R134a, International Journal of Low Carbon Technologies, 9 (1), 56-62, 2012.
 12. Özgür A.E., Theoretical investigation of vapor compression cooling cycle using HFO-1234yf and HFO-1234ze, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 28 (3), 465-472, 2013.
 13. Col D.D., Torresin D., Cavallini A., Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf, International Journal of Refrigeration, 33 (7), 1307-1318, 2010.
 14. Jarahnejad M., New low GWP synthetic refrigerants, Master of Science Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management Energy Technology, Division of Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Stockholm, 2012.
 15. Kornhauser A.A., The use of an ejector as a refrigerant expander, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 82, 10-19, 1990.
 16. Disawas S., Wongwises S., Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, International Journal of Refrigeration, 27 (6), 587-594, 2004.
 17. Wongwises S., Disawas S., Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (19-20), 4282-4286, 2005.
 18. Zhou M., Wang X., Yu J., Theoretical study on a novel dual-nozzle ejector enhanced refrigeration cycle for household refrigerator-freezers, Energy Conversion and Management, 73, 278-284, 2013.
 19. Lawrence N., Elbel S., Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, International Journal of Refrigeration, 38, 310-322, 2014.
 20. Yari M., Exergetic analysis of the vapor compression refrigeration cycle using ejector as an expander, International Journal Exergy, 5 (3), 326-40, 2008.
 21. Bilir Sağ N., Ersoy H.K., Hepbaşlı A., Halkacı H.S., Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities, Energy Conversion and Management, 90, 184-194, 2015.
 22. Ünal Ş., Yılmaz T., Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses, Applied Thermal Engineering, 79, 108-116, 2015.

