



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **SABİT ALANDA VE SABİT BASINÇTA KARIŞIMLI EJEKTÖR MODELLERİNİN PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ**

**AYŞE UĞURCAN ATMACA  
AYTUNÇ EREK  
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**

**ORHAN EKREN  
EGE ÜNİVERSİTESİ**

# SABİT ALANDA VE SABİT BASINÇTA KARIŞIMLI EJEKTÖR MODELLERİNİN PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

*Performance Evaluations of the Constant-Area and Constant-Pressure Mixing Ejector Models*

**Ayşe Uğurcan ATMACA**  
**Aytunç EREK**  
**Orhan EKREN**

## ÖZET

Soğutucu akışkanlarla ilgili çevresel düzenlemelerin gereklilikleri ve yüksek performans hedefleri soğutma ve iklimlendirme sistemlerindeki yenilikler için bir itici güç olmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yaygın olarak üstünde çalışılan performans artırma yöntemlerinden biri de çevrime *ejektör* eklenmesidir. Ejektörün buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimindeki uygulamaları yenilenebilir enerji veya atık ısıdan faydalanan harici ısı kaynaklı ejektörlü sistemler ve genleşme vanasındaki kısılma kayıplarını azaltan ejektör genleştiricili sistemler olmak üzere iki temel başlık altında sınıflandırılabilir. Bu çalışmanın konusu genleşme vanası yerine ejektör kullanarak kısılma kayıplarını azaltmayı amaçlayan ejektör genleştiricili soğutma sistemleridir. Çeyrek yüzyılı aşkın bir süredir ejektörler, soğutma sistemlerinde kısılma kayıplarını azaltarak performans katsayısını iyileştirmek için artan bir ilgi ile çalışılmaktadır. Bu bildirideki temel amaç sabit alanda ve sabit basınçta karışım olmak üzere iki farklı teoriye dayandırılan ejektör modellerinin ejektör genleştiricili soğutma çevriminde performans kıyaslamasını yapabilmektir. Literatürde karışım teorilerinin karşılaştırmaları ile ilgili olarak çeşitli uygulamalar için modeller oluşturulmuş ve yorumlanmıştır. Bildiri kapsamında literatürdeki mevcut yorumlar bir araya getirilmiş, hangi varsayımlar çerçevesinde ortaya konduğu belirlenmiş ve ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminde kullanılacak olan iki fazlı ejektör için geçerliliği tartışılmıştır. Bu amaçları gerçekleştirebilmek için öncelikle sabit basınçta ve sabit alanda karışım teorilerine göre ejektör genleştiricili soğutma çevrimi Matlab® ortamında modellenmiştir ve bu modeller kullanılarak farklı düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerine sahip soğutucu akışkanlar için performans katsayısı (COP) karşılaştırmaları yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri için REFPROP veritabanı kullanılmıştır. Ayrıca hem sabit basınçta karışım hem de sabit alanda karışım ejektörlü çevrim modellerinde kritik bir parametre olan sekonder lüledeki (ikincil lüledeki) karışım öncesi akışkan basınçlarının toplam performans üzerindeki etkisi ve sebepleri tartışılmıştır. Bu basınçların belirlenmesi ile ilgili olarak literatürde kullanılan varsayımlar ortaya konulmuş ve modellerde kullanılmak üzere aralarından bir seçim yapılmıştır. Sistem performansını hesaplayabilmek için kurulan termodinamik modeller özellikle belirli tasarım parametrelerinin etkilerinin gözlemlenebilmesi açısından oldukça kısıtlayıcı olsa da kapsamlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerine sağlayacağı zemin açısından önem taşımaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Ejektör, Performans katsayısı (COP), Ejektör genleştiricili soğutma çevrimi, Yeni nesil soğutucu akışkan, Küresel ısınma potansiyeli (GWP).

## ABSTRACT

Environmental regulations regarding the refrigerants and high performance targets are the driving force for the innovations in the refrigeration and air conditioning systems. One of the performance improvement methods in the vapor compression refrigeration cycle is the implementation of the ejector. Applications of the ejectors in the vapor compression refrigeration cycle are categorized mainly into two groups as heat driven refrigeration cycles utilizing renewable or low-grade energy sources and ejector expansion refrigeration cycles decreasing the throttling losses in the expansion

valve. The subject of this study is ejector expansion refrigeration cycle utilizing ejector instead of the expansion valve to decrease the throttling losses. More than a quarter century, ejectors have been studied in the refrigeration systems with an increasing popularity to decrease the throttling losses thereby improving the performance. Main objective of this paper is making the performance comparison of the ejector expansion refrigeration cycles utilizing ejector models based on the constant-area and constant-pressure mixing theories. There are various studies and comments concerned with the comparison of these two ejector mixing theories in the literature. These comments have been gathered together, the assumptions of the models yielding those comments have been defined, and the validity of them for the two-phase ejector to be used in the ejector expansion refrigeration cycle has been discussed within the content of this research. To accomplish these targets, ejector expansion refrigeration cycle has been modelled according to the constant-area and constant-pressure mixing theories using Matlab® and coefficient of performance (COP) comparisons have been made for the refrigerants having low global warming potential (GWP) values via these constructed thermodynamic models. REFPROP database has been used for the thermodynamic properties of the refrigerants. By the way, the effects of the pressure of the primary and the secondary refrigerants in the suction nozzle (secondary nozzle) before mixing which is a critical parameter for both constant-area and constant-pressure mixing ejectors on the overall performance have been discussed and the main reasons have been focused. The assumptions used in the literature to define the pressure of the primary and secondary fluid before mixing have been displayed and evaluated according to the selection of the approach utilised in the established models. Although the thermodynamic models built for the performance calculation of the cycles provide limited results in terms of evaluating the effects of the design parameters, they are of great value to create a basis for the comprehensive computational fluid dynamics (CFD) analyses.

**Key Words:** Ejector, Coefficient of performance (COP), Ejector expansion refrigeration cycle, New generation refrigerant, Global warming potential (GWP).

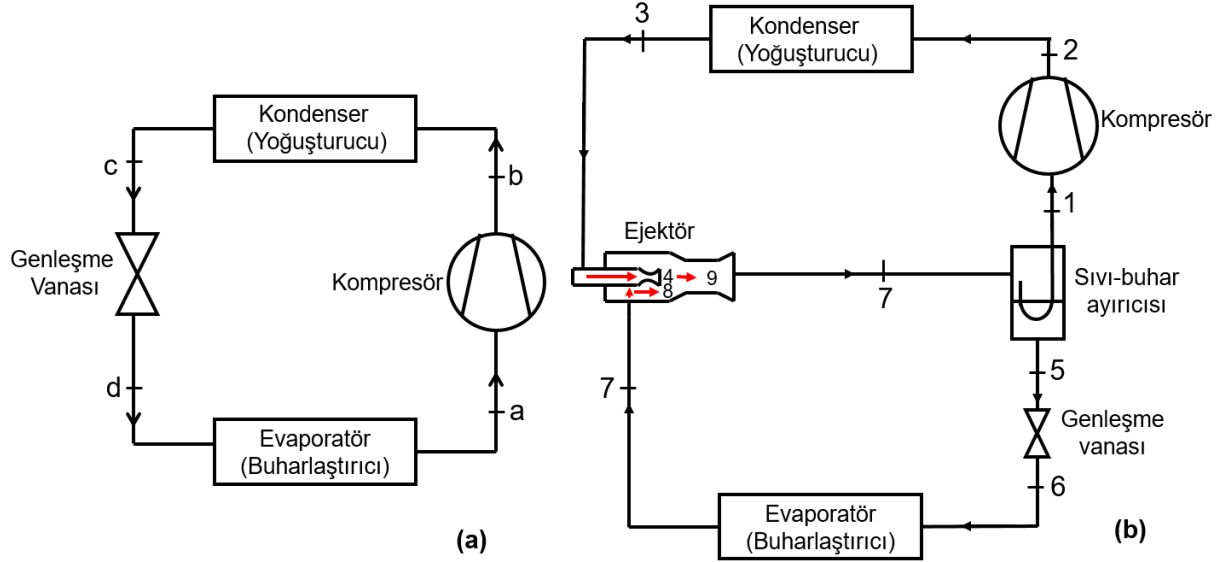
## 1. GİRİŞ

Ejektörün çalışma prensibi yüksek basınçtaki bir akışkanın iç ve akış enerjisinin kinetik enerjiye dönüştürülerek momentum transferi ile düşük basınçtaki ikinci bir akışkanın basıncında artış meydana getirilmesine dayanır. Ejektörün buhar sıkıştırıcı bir soğutma çevrimindeki uygulamaları Leblanc tarafından 1910 yılında öne sürülen yenilenebilir enerji veya atık ısıdan faydalanan harici ısı kaynaklı ejektörlü sistemler ve Gay tarafından 1931 yılında önerilen genleşme vanasındaki kısılma kayıplarını azaltan ejektör genleştiricili sistemler olmak üzere iki temel başlık altında sınıflandırılabilir [1]. Bu çalışmada ikinci grup olan ejektör genleştiricili soğutma sistemleri ele alınacaktır. Şekil 1’de buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi (BSSÇ) (a) ve ejektör genleştiricili soğutma çevrimi (EGSÇ) karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir. Çalışma boyunca buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi klasik veya geleneksel çevrim olarak da ifade edilecektir.

BSSÇ’deki kayıplardan bir tanesi genleşme vanasındaki kısılma işleminden kaynaklanmaktadır ve akışkandan akışkana farklılık göstermektedir. Genleşme vanası yerine türbin gibi bir çeşit iş üretebilen bir aparat eklenmesi sonucunda buradaki sabit entalpili prosesin sabit entropili hale dönüştürülerek sistemin performans katsayısının arttırılabileceği bilinen bir gerçektir. Sabit entropili proses ile amaçlanan evaporatöre giren soğutucu akışkanın entalpisini düşürmek ve kompresöre giren akışkanın basıncını arttırmaktır. Herhangi bir iş üreten aparat maliyette artış meydana getireceği gibi aynı zamanda iki-fazlı akışta deformasyona maruz kalacaktır. Üretim ve bakım maliyetlerinin düşük olması, hareketli parçasının olmaması, kimyasal maddelerle ve çok fazlı akış koşullarında zarar görmeden çalışabilmesi gibi özellikleri ejektörleri birçok uygulamada olduğu gibi soğutma konusunda da avantajlı kılmaktadır.

Ejektörün termodinamik modellerinde daha detaylı anlatılacağı üzere ejektördeki karışım işleminin gerçekleştiği yere göre sabit alanda ve sabit basınçta karışım olmak üzere iki çeşit ejektör teorisi bulunmaktadır. Sabit alanda karışım ejektörde birincil ve ikincil akışkanlar sabit alanlı bir bölümde basınç değişimi eşliğinde karışırken sabit basınçta karışım ejektörde iki akışkan değişken alanlı bir

bölümde sabit basınçta karışırlar. Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanlar ile ejektörden çıkan akışkan karışımının bulunduğu faza göre ejektörler sınıflandırılabilir [1]. Ejektör genişletirici bir soğutma çevriminde birincil akışkanı sıvı, ikincil akışkanı buhar fazında ve karışım akışkanı sıvı-buhar fazında olan çift fazlı bir ejektör modeli üstünde çalışılacaktır.



**Şekil 1.** Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (a) ve ejektör genişletirici soğutma çevrimi (b) şematik gösterimi.

Şekil 1’de geleneksel çevrim ile kıyaslamalı olarak verildiği üzere ejektörlü çevrimde kondenserdan çıkan yüksek basınçtaki akışkan ejektörün birincil (primer) akışkanı olarak, evaporatörden gelen düşük basınçtaki ikincil (sekonder) akışkanın basıncının artmasını sağlar. Ejektörden çıkan akışkanın basıncı buharlaştırıcı ve yoğusturucu basınçları arasında bulunacak şekilde artırılmış olur. Sıvı-buhar ayırıcısına giren iki fazlı akışın sıvı kısmı evaporatöre dönerken buhar kısmı kompresöre girer. İkincil akış döngüsündeki kısılma işlemi ilerleyen kısımlardaki P-h diyagramlarında gösterileceği üzere küçük bir basınç farkı aralığında olmaktadır ve oldukça düşük bir kayıp meydana getirmektedir. Bu çevrimin 1966 yılında patenti alınmıştır. Daha sonraki gelişmeleri çevrimin kontrolü ile ilgili 1972 yılında alınan iki patent izlemiştir. O tarihten 1990 yılına kadar bu konuda ilk çalışma Kornhauser tarafından ejektörün termodinamik modellenmesi ile ilgili olarak yapılmıştır [2]. 1990 yılında Kornhauser’in sabit basınçta karışımli ejektör teorisine göre kurduğu termodinamik modelden bu yana ejektör genişletirici soğutma çevrimi artan bir ilgi ve merak ile çalışılmaktadır. Ejektöre olan ilginin bu denli artmasında 1980’lerin sonunda karbondioksitli (CO<sub>2</sub> veya R744) transkritik çevrimin verimlilik iyileştirmesinde kısılma kayıplarına yoğunlaşılması da etkili olmuştur [1].

Son yıllardaki çevresel düzenlemelerden, motorlu taşıtların iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutkanları kapsayan yönergenin [3] ve soğutma sistemlerinde kullanılan soğutkanlarla ilişkin florlu gazlar (F-gaz) yönetmeliğinin [4] soğutucu akışkanların küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerlerine getirdiği kısıtlamalar sonucunda, kullanılabilecek çevre dostu bazı akışkanların performans katsayıları aynı yönetmeliklerle kullanım dışı bırakılan geleneksel soğutkanlara göre düşük kalmaktadır. Özellikle hidrofloroolefin (HFO) grubuna mensup R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının, yaygın kullanımı olan ancak F-gaz yönetmeliği ile kullanım dışı bırakılan R134a ile kıyaslandığında düşük performans sergiledikleri ortaya konmuştur ve bu akışkanların kullanımı söz konusu olduğunda çevrime ejektör eklenmesi gibi bir iyileştirmeye ihtiyaç duyulmaktadır [5]. Bir ejektörün performansı kullanılan akışkana bağlıdır ve sistemle ilgili tasarım ve çalışma parametrelerine yönelik herhangi bir optimizasyon ancak kullanılan akışkan üstünden yapılabilir. Bu çalışmadaki performans değerlendirmeleri gündemdeki yönetmelikler açısından çevre dostu olarak nitelendirilen akışkanlar kullanılarak yapılacaktır.

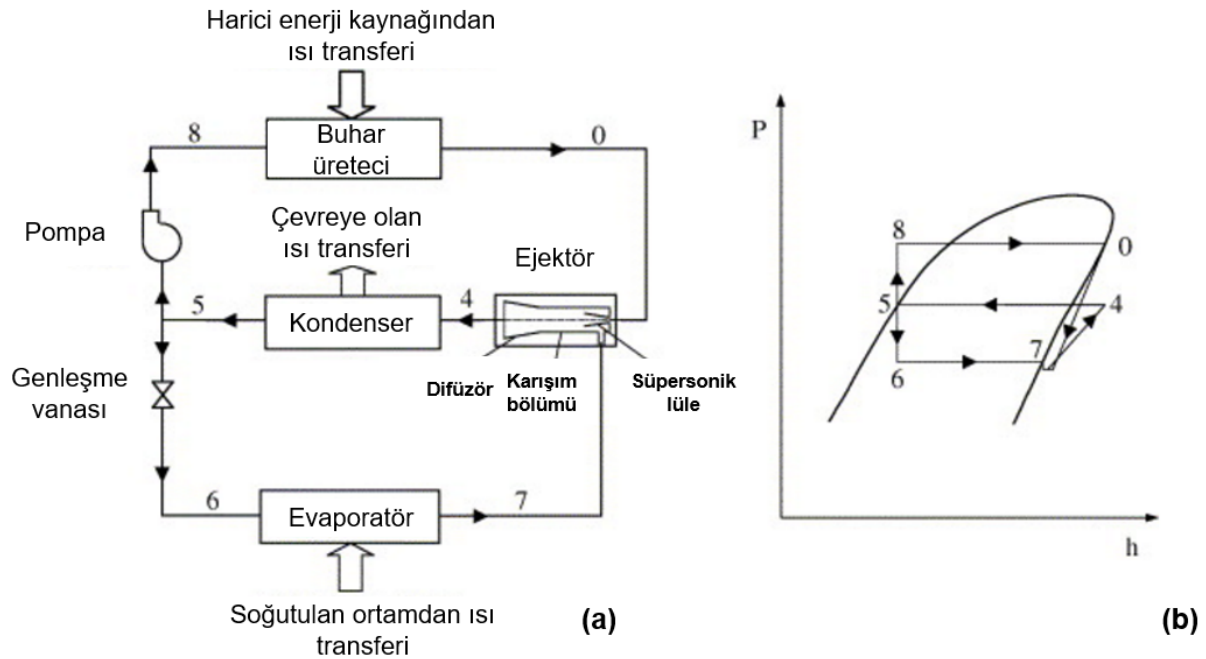
Ejektör genişletirici sistemlerle ilgili birçok sayısal ve deneysel analizleri kıyaslayarak biraraya getiren derleme çalışmalar bulunmaktadır [1, 6, 7, 8, 9]. Bu araştırma ejektörün termodinamik modelleri üstüne bir kıyaslamayı hedef aldığı için literatürdeki çalışmalar termodinamik modeller kapsamında sunulacaktır. Kornhauser (1990) [2] sabit basınçta karışım teorisine göre bir model ortaya koymuştur

ve R11, R12 ve R22 gibi soğutucu akışkanların performansını kıyaslamıştır. Karışım basıncı olarak öncelikle buharlaştırıcı basıncı seçilmiştir ve daha düşük basınçlar performans açısından değerlendirilmiştir. Yapılan analizlerden, belirli çalışma koşullarında ve ejektör kısımlarının verimlilik değerlerinde buharlaştırıcı basıncından düşük bir optimum karışım basıncında maksimum ejektör ve çevrim performansının elde edildiği görülmüştür. Li ve Groll (2005) [10] termodinamik modellerini sabit alanda karışım teorisine göre oluşturmuşlardır ve soğutucu akışkan olarak R744 ( $\text{CO}_2$ ) üstünde incelemeler yapmışlardır. Termodinamik modelin çözümünde sabit olarak belirlenen ikincil ve birincil akışkan debi oranı ile ejektör çıkışındaki iki fazlı akış için hesaplanan kurulum derecesi arasındaki tutarlılığı çevrimin kontrolü üstünden sağlayabilmek için ejektör genleştiricili soğutma çevriminde bir takım değişiklikler yapmışlardır. Sabit alanlı bölüm öncesindeki iki akışkanın basıncının belirlenmesinde evaporatörden gelen akışkanın basıncında 10, 30 ve 50 kPa'lık basınç düşümleri olduğu varsayımları üstünde ayrı ayrı çalışılmış ve her bir basınç düşümüne denk gelen karışım bölgesi giriş basıncının performans etkisi incelenmiştir. Bilir ve Ersoy (2009) [11] Li ve Groll'un modelini kullanarak (2005) [10] R134a soğutkanı için analizler yapmışlardır. Nehdi vd. (2007) [12] kurdukları termodinamik model ile geometrik parametrelerin performans üstünde önemli bir etkisi olduğunu farklı akışkanları kullanarak yaptıkları analizlerle göstermişlerdir. Termodinamik modeller genel olarak incelendiğinde ejektör genleştiricili bir sistem için Li ve Groll'un (2005) [10] sabit alanda karışımli ejektör için ortaya koyduğu sıfır boyutlu model ile Kornhauser'in (1990) [2] sabit basınçta karışım prosesini açıklayan ejektör modeli yaygın olarak analizlerde kullanılmaktadır ve çeşitli eklemelerle günümüzdeki birçok sayısal ve deneysel çalışmaya pratik yaklaşımları ile yol göstermektedirler. Lawrence (2012) [13] Kornhauser'in modelini çalışmalarında kullanmıştır ve sabit basınçta karışım için yapılması gereken akışkan basınçları varsayımını Kornhauser [2] ile aynı doğrultuda ancak bir eşitlik ile daha net bir biçimde ifade etmiştir.

Bu çalışmada Li ve Groll'un [10] sabit alanda karışımli ejektör modeli ile Kornhauser'in [2] sabit basınçta karışımli ejektör için ortaya koyduğu model kullanılarak termodinamik analizler yapılmıştır ve her iki ejektör teorisi sistem performansı açısından kıyaslanmıştır. Literatürde benzer kıyaslamalar bulunmaktadır. Bunlardan ilki Keenan vd. (1950) [14] tarafından sabit basınçta karışıma dayanan ejektörün daha iyi performans sergilediği ancak sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki uyumun en iyi sabit alanda karışım modelinde gözlemlendiği şeklinde ortaya konmuştur. Bu çalışmada tek fazlı akış için termodinamik modeller elde edilmiştir ve analiz akışkanı olarak seçilen hava ideal gaz varsayımı ile değerlendirmeye alınmıştır. Ayrıca performans karşılaştırması bir soğutma çevrimi üstünden değil birim birincil akışkan debisi için ikincil akışkanın izantropik sıkıştırma işi referans alınarak yapılmıştır. Soğutma çevrimlerindeki performansla yönelik bir teorik model karşılaştırma çalışması Yapıcı ve Ersoy (2005) [15] tarafından ısı kaynaklı ejektörlü soğutma sistemi üzerinden ortaya konmuştur. Yapıcı ve Ersoy (2005) [15] sabit alanda karışımli ejektör modeli için elde ettikleri sonuçları Sun ve Eames'in (1996) [16] sabit basınçta karışımli ejektör analizi ile kıyaslamışlardır. Her iki çalışmada da harici ısı kaynaklı ejektörlü çevrimin çalışmasını açıklayan termodinamik modeller tek fazlı akış için kurulmuştur ve karşılaştırmalar R123 soğutkanını için elde edilmiştir. Optimum COP ve alan oranlarında çalışan bir sistem incelendiğinde sabit alanda karışımli ejektörlü çevrimin daha iyi performans sergilediği, ancak aynı alan oranlarında çalıştırıldığında sabit basınçta karışımli ejektörün üstün geldiği sonucuna varılmıştır.

Harici ısı kaynaklı ejektörlü bir çevrimdeki ejektör Şekil 2'de görüldüğü üzere tek fazlı akışa göre modellenebilir, fakat ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminde termodinamik modeller iki fazlı akışa göre oluşturulmalıdır. Çalışma koşulları ve kullanılan soğutucu akışkan sıfır boyutlu bir termodinamik modelde ejektör ile ilgili performansı belirleyen en önemli iki parametredir. Ejektör genleştiricili bir sistemde hangi ejektör teorisinin daha iyi performans göstereceği ancak iki fazlı akış için kurulan termodinamik modeller üstünden belirlenebilir.

Bu çalışmada amaç iki karışım teorisi için de Matlab® ortamında kurulan termodinamik modelleri kıyaslayarak performans değerlendirmesi yapmak ve sabit alanda karışımli ejektör için karışım bölümünden önceki akışkan basınçları varsayımı ile sabit basınçta karışımli ejektörün karışım basıncının tahmin edilmesine denk gelen aynı yaklaşımın kurulan termodinamik modeller üstünden performansa etkisini incelemektir. Soğutucu akışkanların özellikleri için REFPROP [17] veritabanı kullanılmıştır.



**Şekil 2.** Harici ısı kaynaklı ejektörlü soğutma çevrimi **(a)** ve P-h diyagramı **(b)** [15].

## 2. AKIŞKANLARIN BELİRLENMESİ

## 2.1. Çevresel Yönetmelikler

Çevresel yönetmelik ve yönergelerce [3, 4] soğutma uygulamalarına göre belirlenen kritik GWP değerleri ve bu değerlere göre soğutkanların devredışı bırakılma tarihleri incelendiğinde yeni nesil soğutucu akışkanlara geçiş sürecinin içerisinde olduğu anlaşılmaktadır. Tablo 1’de görüldüğü üzere GWP değeri 150’nin üzerinde olan hiçbir soğutkan 1 Ocak 2015 tarihi itibari ile ev tipi buzdolapları ve doncurucularda kullanılamazken, motorlu taşıtların iklimlendirme sistemleri için bu tarih 1 Ocak 2017’dir.

**Tablo 1.** Soğutma uygulamalarına ve GWP değerlerine göre soğutkanların kullanım dışı bırakılma tarihleri [3, 4].

| Soğutma Uygulamaları ve Sınır GWP Değerleri                                                                                                              | Yasaklanma Tarihi  |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Araçların klima sistemlerinde kullanılan GWP değeri <b>150</b> ve üzerinde olan soğutucu akışkanlar                                                      | <b>1 Ocak 2017</b> |
| Ev tipi buzdolapları ve dondurucularda kullanılan GWP değeri <b>150</b> ve üzerinde olan HFC'ler                                                         | <b>1 Ocak 2015</b> |
| Ticari amaçlarla kullanılan buzdolapları ve soğutucularda kullanılan GWP değeri <b>2500</b> ve üzerinde olan HFC'ler                                     | 1 Ocak 2020        |
| Ticari amaçlarla kullanılan buzdolapları ve soğutucularda kullanılan GWP değeri <b>150</b> ve üzerinde olan HFC'ler                                      | 1 Ocak 2022        |
| Taşınabilir klimalarda (odalar arasında) kullanılan GWP değeri <b>150</b> ve üzerinde olan HFC'ler                                                       | 1 Ocak 2020        |
| 3 kg'dan az florlu sera gazı içeren tekli split klima sistemlerinde kullanılan GWP değeri <b>750</b> ve üzerinde olan HFC'ler                            | 1 Ocak 2025        |
| 40 kW ve üstünde kapasiteye sahip ticari amaçlı kullanılan çoklu merkezi soğutma sistemlerinde kullanılan GWP değeri <b>150</b> ve üzerinde olan HFC'ler | 1 Ocak 2022        |

Tablo 2’de 2030 yılı itibari ile HFC kullanımının, 2015 yılındaki kullanım miktarının %21’ne düşmesinin hedeflendiği görülmektedir.

**Tablo 2.** İzin verilen maksimum HFC kullanım miktarını hesaplayabilmek için yıllara göre belirlenmiş yüzdesel değerler [4].

| Yıllar      | İzin verilen HFC yüzdesel değerleri |
|-------------|-------------------------------------|
| 2015        | 100%                                |
| 2016-17     | 93%                                 |
| 2018-20     | 63%                                 |
| 2021-23     | 45%                                 |
| 2024-26     | 31%                                 |
| 2027-29     | 24%                                 |
| <b>2030</b> | <b>21%</b>                          |

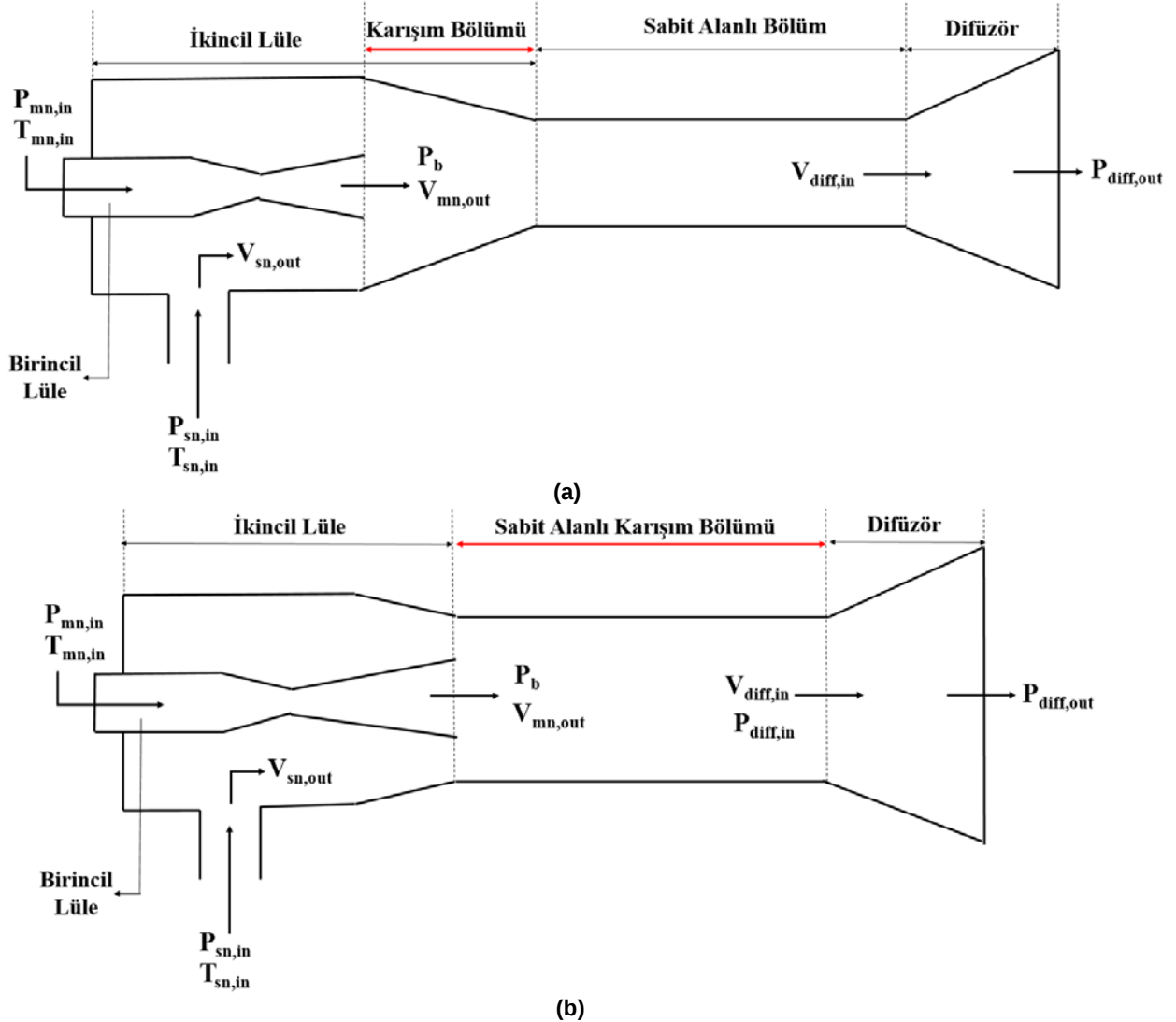
**Tablo 3.** İnceleme için seçilen düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkan grubu (a:[19]; b:[20], c:[21], d:[22], e: [4], f: [17]).

| Soğutucu Akışkanlar | ASHRAE Güvenlik Sınıfı <sup>a,b,c,d</sup> |                                                  | GWP Değeri <sup>a,e</sup> | ODP Değeri <sup>a,b,d</sup> | Kritik Basınç (MPa) <sup>f</sup> | Kritik Sıcaklık (°C) <sup>f</sup> | Normal Kaynama Noktası (°C) <sup>f</sup> |
|---------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------------|
| R134a               | A1                                        | Alev yayılması yok                               | 1430                      | 0                           | 4.06                             | 101.06                            | -26.07                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R600a               | A3                                        | Yüksek alevlenebilirlik                          | 3                         | 0                           | 3.63                             | 134.66                            | -11.75                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R717                | B2L                                       | Düşük alevlenebilirlik (Max. Yanma hızı≤10 cm/s) | 0                         | 0                           | 11.33                            | 132.25                            | -33.33                                   |
|                     |                                           | Yüksek zehirlilik                                |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R290                | A3                                        | Yüksek alevlenebilirlik                          | 3                         | 0                           | 4.25                             | 96.74                             | -42.11                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R1270               | A3                                        | Yüksek alevlenebilirlik                          | 2                         | 0                           | 4,56                             | 91,06                             | -47,62                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R32                 | A2                                        | Düşük alevlenebilirlik                           | 675                       | 0                           | 5.78                             | 78.11                             | -51.65                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R152a               | A2                                        | Düşük alevlenebilirlik                           | 124                       | 0                           | 4.52                             | 113.26                            | -24.02                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R161                | A3                                        | Yüksek alevlenebilirlik                          | 12                        | 0                           | 5.01                             | 102.1                             | -37.55                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R1234yf             | A2L                                       | Düşük alevlenebilirlik (Max. Yanma hızı≤10 cm/s) | 4                         | 0                           | 3.38                             | 94.7                              | -29.45                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| R1234ze(E)          | A2L                                       | Düşük alevlenebilirlik (Max. Yanma hızı≤10 cm/s) | 7                         | 0                           | 3.63                             | 109.36                            | -18.97                                   |
|                     |                                           | Düşük zehirlilik                                 |                           |                             |                                  |                                   |                                          |
| RE143a              | -                                         | Flor atomları/(Flor+Hidrojen) atomları oranı 0.5 | 756                       | 0                           | 3.64                             | 104.77                            | -23.58                                   |
|                     |                                           | Yüksek zehirlilik                                |                           |                             |                                  |                                   |                                          |

## 2.2. Soğutucu Akışkan Seçimi

Çalışma kapsamında incelenecek akışkanlar Tablo 3'te gösterildiği üzere düşük GWP değerine sahip soğutkanlardan seçilmiştir. Genel bir karşılaştırma yapabilmek için düşük GWP'li HFC'lerden (R32, R152a, vb.), doğal soğutucu akışkanlardan (R600a, R717, vb.), florlu eter ve alkollerden (RE143a), yeni nesil HFO'lardan (R1234yf, R1234ze(E)) seçilerek söz konusu tablo oluşturulmuştur.

Atmaca vd. (2016) [18] tarafından bahsedilen soğutucu akışkanlar üstüne yapılan ön enerji analizleri ile belirli çalışma koşulları için COP değerleri hesaplanmıştır ve en düşük performansın R1234yf tarafından sergilendiği ortaya konmuştur. En yüksek performans değerleri ise R152a, R600a, R717 ve R161 soğutucu akışkanları için hesaplanmıştır. Ancak hem güvenlik sınıfı hem de çevre dostu özellikleri düşünüldüğünde R1234yf ve R1234ze(E) soğutkanları ön plana çıkmaktadır. Literatür tarafından da belirtildiği üzere bu akışkanlar kullanılacaksa sistemde performans iyileştirmesi gerekmektedir. Bu bildiri Atmaca vd.'nin (2016) [18] alternatif soğutucu akışkanlar için enerji analizi çalışmasının bir devamı olarak, ortaya konulan COP değerlerinin sabit alanda ve sabit basınçta karışımli ejektörlü çevrimlerde ele alınan akışkanlar üstünden ne ölçüde iyileştirilebileceğine ışık tutacaktır. Bununla beraber sabit alanda karışımli ejektör modelinde karışım öncesi akışkan basınçları ile aynı parametrenin sabit basınçta karışımli ejektör modelindeki karşılığı olan karışım basıncının belirlenmesinde kullanılan varsayımlar için literatürdeki yaklaşımlar tartışılacaktır ve bunların içinden seçilen varsayımın sonuçlara etkisi üstünde durularak toplam çevrim performansı değerlendirilecektir.



Şekil 3. Sabit basınçta karışımli (a) ve sabit alanda karışımli ejektör (b) modelleri.

### 3. EJEKTÖRÜN TERMODİNAMİK MODELLENMESİ

Bir ejektör Şekil 3 (a) ve (b)'de detaylı bir şekilde gösterildiği üzere birincil lüle (primer lüle), ikincil lüle (sekonder lüle), sabit alanlı bölüm ve difüzör (yayıcı) olmak üzere dört temel bölümden oluşmaktadır. Kondenslerden gelen yüksek basınçlı soğutucu akışkan birincil lüleden geçerken hızı artar ve basıncı düşer. Böylece evaporatörden gelen düşük basınçtaki akışkanı ikincil lüleye doğru çeker. Termodinamik modeller oluşturulurken bu bölümde her iki akışkanın da eşit basınçta olduğu varsayımında bulunulacaktır. Söz konusu basıncın belirlenmesi termodinamik modeller açısından oldukça kritiktir. Ejektörün dayandığı teoriye göre iki akışkan arasında ya sabit alanlı bölümde ya da sabit basınçlı bölümde gerçekleşen karışım sonucu akışkanlar arasında momentum transferi gerçekleşir. Daha sonra difüzöre giren akışkan karışımının bir miktar da basıncı bu bölümde artırılmış olur ve sıvı kısmı evaporatöre, buhar kısmı kompresöre gönderilmek üzere sıvı-buhar ayırıcına girer. Böylece birincil ve ikincil akışkanlar döngülerini tamamlamış olurlar.

Bir ejektörün hangi teoriyi referans aldığı birincil lülenin ikincil lüle içindeki konumuna göre belirlenir. Şekil 3 (a)'da şematik gösterimi detaylı olarak verildiği üzere sabit basınçta karışımli ejektörlerde birincil lüle ikincil lülenin içinde konumlanmaktadır ve ikincil lülenin öyle bir geometrik yapısı bulunmaktadır ki bu bölümde sabit basınçta karışım gerçekleşmektedir.

Sabit alanda karışımli ejektörde ise birincil lülenin çıkışı sabit alanlı bölümün hemen girişinde yer almaktadır ve sabit alanlı bölümden önce akışkanlar arasında karışım olmadığı kabul edilmektedir. Karışımın tamamı sabit alanlı bölümde basınç artışı eşliğinde gerçekleşmektedir. Her iki teori için de kurulan termodinamik modellerde karışım öncesi her iki akışkanın da aynı basınçta olduğu kabul edilecektir ki bu ortak basınç sabit basınçta karışımli ejektörler için aynı zamanda karışım basıncına denk gelmektedir. Ancak gerçekte akışkanlar farklı basınçlarda sabit alanlı karışım bölümüne girmektedirler [23].

Matematik modellerde tanımlanan  $P_b$ , sabit basınçlı modelde akışkanların ikincil lüledeki ortak basınçları ve karışım işleminin gerçekleştiği sabit basınçtır. Aynı basınç değeri sabit alanlı modelde akışkanların sabit alanda karışmadan önceki ortak basınçlarına karşılık gelmektedir. Bu basınçların belirlenmesi için literatürde birçok yaklaşım bulunmaktadır. Çalışmalardan bazıları bu basıncı evaporatör basıncına eşit olarak değerlendirirken bazıları evaporatör basıncının altında herhangi bir basınç belirlemektedirler [23]. Termodinamik modellerin bazılarında ise sabit bir basınç düşümü değeri tanımlanmaktadır [10]. İlerleyen bölümlerde sebepleri üstünde daha detaylı durulacağı üzere en gerçekçi yaklaşım evaporatör basıncı üstünden bir düşüş belirlemektir. Çünkü sabit bir basınç düşümü değeri her akışkana uygulanamaz ve herhangi bir sabit değer belirlemek gerçeği yansıtmayabilir. Seçilen basınç düşümü değeri bir temele dayandırılmalıdır. Nasıl ki kısılma kayıpları seçilen akışkana göre farklılık göstermekte ve bunun sonucunda her akışkan belirli çalışma koşullarında farklı bir performans göstermekte ise basınç düşümü için de soğutkan tipine göre farklılıklar olacaktır. İkincil akışkanın ikincil lüleye çekilebilmesi için bu bölgede bir basınç düşümü olması şarttır; dolayısı ile  $P_b$  basıncını evaporatör basıncına eşit kabul etmek de doğru bir yaklaşım değildir. Bu çalışmada akışkandan akışkana farklılık göstermesi beklenen bir yaklaşım kullanılacaktır [13]. Bu yaklaşıma göre  $P_b$ , evaporatör sıcaklığının 5 K altındaki sıcaklığa denk gelen doyma basıncına göre belirlenir:

$$P_b = P_{sat}(T_e - 5K) \quad (1)$$

Bu çalışmada evaporatör sıcaklığının sırayla 5 K, 4 K, 3 K ve 2 K altına denk gelen doyma basınçlarına göre belirlenmiş  $P_b$  değerleri, her iki karışım teorisi için de sözkonusu akışkanların performansına etkisi açısından incelenmiştir. Aynı zamanda oluşacak basınç düşüm miktarlarının da akışkandan akışkana değiştiği bu varsayım altında vurgulanarak  $P_b$ 'nin sabit bir değer olarak modele eklenmesi veya buharlaştırıcı basıncına eşit alınmasının yanıltıcı bir yaklaşım olduğu ortaya konulmuştur.

Karışım bölümleri ile ilgili denklemler ve varsayımlar her iki termodinamik model için farklılık gösterse de birincil lüle, ikincil lüle ve difüzör ile ilgili basitleştirmeler ve denklemler ortaktır. Ejektör boyunca termodinamik ve mekanik dengenin kurulduğu esasına dayanan homojen denge modeli kabul edilmiştir. Kesit alanları boyunca hız ve kütleel debi değişmemektedir. Akışkanların ejektöre giriş ve

akışkan karışımının ejektörden çıkış hızı sıfır kabul edilmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda basınç düşümü olmamaktadır. Sistemden olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Difüzöre girmeden önce akışkan karışımı subsonik koşullarda bulunmaktadır. Sistemdeki tasarım ve çalışma parametrelerine göre değişkenlik gösterecek olan tersinmezlikler birincil lüle, ikincil lüle, difüzör ve kompresör için verimlilik değerleri ile modele dâhil edilmiştir. Evaporatör çıkışında akışkan kızgın buhar, kondenser çıkışında ise sıkıştırılmış sıvı fazındadır. Analizde kullanılan çalışma koşulları Tablo 4'te verildiği gibidir.

Giriş bölümünde de değinildiği üzere termodinamik modeller kurulurken Kornhauser'in (1990) sabit basınçta karışım modeli [2] ve Li ve Groll'un (2005) sabit alanda karışım modeli [10] kullanılmıştır. Termodinamik modeller kütle, enerji ve momentumun korunumu kanunları ejektör kısımlarına uygulanarak oluşturulmuştur. Birincil lüle, ikincil lüle, difüzör (yayıcı) denklemleri ortak olarak verilmiştir. Ancak karışım bölümü iki farklı teoriye dayandığı için ayrı ayrı sunulmuştur.

Her iki termodinamik modelde de ejektör için kritik bir parametre ve performans göstergesi olan ikincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı (kütlesel debi oranları), “w” yineleme yöntemi ile hesaplanmıştır. İlk hesap adımında w için bir değer varsayımında bulunulmuş, ilerleyen adımlarda ejektörün çıkışındaki akışkanın kurulum derecesi “r” kullanılarak gerçekte oluşabilecek kütlesel debi oranı hesaplanıp bir önceki “w” varsayımının yerine konmuştur. Varsayılan kütlesel debi oranı ile ejektör çıkışı için hesaplanan kütlesel debi oranı birbirine belirli bir hata oranı içerisinde yaklaşıncaya kadar yineleme işlemi devam ettirilmiştir.

$$w = \frac{1}{r} - 1 \quad (2)$$

### 3.1. Birincil Lüle

Birincil akışkan basıncı birincil lüleden geçerken kondenser basıncından  $P_b$  basıncına düşer ve akışkanın hızı artar. Akışkanın birincil lüleye giriş entalpisi ve entropisi kondenser basıncı ve kondenser çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı sıcaklığı kullanılarak bulunur.

$$P_{mn,in} = P_{sat}(T_{cond}) \quad (3)$$

$$h_{mn,in} = fcn(T_{mn,in}, P_{mn,in}) \quad (4)$$

$$s_{mn,in} = fcn(T_{mn,in}, P_{mn,in}) \quad (5)$$

Birincil lüledeki izantropik genişleme varsayımı kullanılarak lüle çıkışındaki gerçek akış koşulları belirlenir. Giriş entropisi ve  $P_b$  basıncı kullanılarak birincil akışkanın izantropik genişlemesine karşılık gelen çıkış entalpisi elde edilmiş olur.

$$s_{mn,out} = s_{mn,in} \quad (6)$$

$$h_{mn,out,isen} = fcn(s_{mn,out}, P_b) \quad (7)$$

Birincil lülenin verimlilik değeri kullanılarak gerçek çıkış entalpisi hesaplanır.

$$\eta_{mn} = \frac{h_{mn,out} - h_{mn,in}}{h_{mn,out,isen} - h_{mn,in}} \quad (8)$$

Genişleme prosesi için birincil lüleye enerjinin korunumu prensibi uygulanarak lülenin çıkışındaki akışkan hızı hesaplanır.

$$V_{mn,out} = \sqrt{2(h_{mn,in} - h_{mn,out})} \quad (9)$$

Lüle çıkışındaki gerçek entalpi değeri ve varsayılan çıkış basıncı  $P_b$  kullanılarak, çıkıştaki özgül hacim termodinamik fonksiyonlardan elde edilir.

$$v_{mn,out} = fcn(h_{mn,out}, P_b) \quad (10)$$

Kütlenin korunumu kullanılarak, birincil akışkanın lüle çıkışında kapladığı alanın ejektörden geçen birim toplam debi cinsinden ifadesi aşağıda verildiği gibidir.

$$a_{mn} = \frac{v_{mn,out}}{V_{mn,out} (1 + w)} \quad (11)$$

### 3.2. İkincil Lüle

Birincil lüle için oluşturulan, kütlenin ve enerjinin korunumu yasalarına dayanan denklem takımı ikincil lüle için de benzer bir şekilde elde edilmiştir.

$$P_{sn,in} = P_{sat}(T_e) \quad (12)$$

İkincil lüleye giriş özellikleri evaporatör basıncı ve evaporatör çıkışındaki kızgın buhar sıcaklığından bulunur.

$$s_{sn,in} = fcn(T_{sn,in}, P_{sn,in}) \quad (13)$$

$$h_{sn,in} = fcn(T_{sn,in}, P_{sn,in}) \quad (14)$$

İzantropik genileşme varsayımı ile beraber lülenin verimlilik değeri de hesaba katılarak ikincil lüle çıkışındaki gerçek entalpi hesaplanmış olur.

$$s_{sn,out} = s_{sn,in} \quad (15)$$

$$h_{sn,out,isen} = fcn(s_{sn,out}, P_b) \quad (16)$$

$$\eta_{sn} = \frac{h_{sn,out} - h_{sn,in}}{h_{sn,out,isen} - h_{sn,in}} \quad (17)$$

İkincil lüleye enerjinin korunumu prensibi uygulanarak lülenin çıkışındaki veya karışım öncesi akışkan hızı hesaplanır.

$$V_{sn,out} = \sqrt{2(h_{sn,in} - h_{sn,out})} \quad (18)$$

Lüle çıkışındaki gerçek entalpi değeri ve varsayımla belirlenen çıkış basıncı  $P_b$  kullanılarak, karışım öncesi özgül hacim termodinamik ilişkilerden bulunur.

$$v_{sn,out} = fcn(h_{sn,out}, P_b) \quad (19)$$

Kütlenin korunumu ile ikincil akışkanın lüle çıkışında kapladığı alanın ejektörden geçen birim toplam debi cinsinden ifadesi aşağıda verildiği gibidir.

$$a_{sn} = \frac{v_{sn,out}}{V_{sn,out} (1 + w)} \quad (20)$$

### 3.3. Karışım Bölümü

Karışım bölümü için yapılan varsayım farklı ejektör teorilerinin temelini oluşturmaktadır. Karışım prosesinin sabit basınçta veya sabit alanda gerçekleştiği durumlar için modele eklenecek denklemler aşağıda açıklanmıştır. Her iki teori için de karışım denklemleri dışında varsayımlar ve diğer kısım bağıntıları aynı şekilde değerlendirmeye alınmıştır.

#### 3.3.1. Sabit Basınçta Karışım Modeli

Sabit basınçta karışım bölümünden difüzöre geçişteki hız ve entalpi değerleri birincil ve ikincil lüleden çıkıştaki hızlar ve ejektöre girişteki entalpiler kullanılarak momentumun ve enerjinin korunumundan hesaplanır.

$$V_{diff,in} = rV_{mn,out} + (1-r)V_{sn,out} \quad (21)$$

$$h_{diff,in} = rh_{mn,in} + (1-r)h_{sn,in} - \frac{V_{diff,in}^2}{2} \quad (22)$$

#### 3.3.2. Sabit Alanda Karışım Modeli

Sabit alanda karışım bölümünden çıkışta oluşan basınç ve diğer termodinamik özellikleri hesaplayabilmek için de yineleme yöntemi kullanılmıştır. Öncelikle sabit alanda karışım bölümü için bir çıkış basıncı varsayımında bulunulmuş, daha sonra momentumun korunumu sabit alanlı bölüme uygulanarak varsayılan basınç için çıkış hızı hesaplanmıştır.

$$V_{mix,out} = P_b(a_{mn} + a_{sn}) + (1/(1+w))V_{mn,out} + (w/(1+w))V_{sn,out} - P_{mix,out}(a_{mn} + a_{sn}) \quad (23)$$

Birincil ve ikincil akışkan karışımının karışım bölümündeki çıkış entalpisi enerjinin korunumu ile elde edilir.

$$h_{mix,out} = \frac{h_{mn,in} + wh_{sn,in} - \left(\frac{V_{mix,out}^2}{2}\right)}{(1+w)} \quad (24)$$

Sabit alanda karışım bölümünün çıkış entalpisi ve çıkış basınç varsayımı kullanarak akışkanın özgül hacmi bulunur.

$$v_{mix,out} = fcn(h_{mix,out}, P_{mix,out}) \quad (25)$$

Son adım olarak kütle korunumu kanununun sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Kütle korunumu ile elde edilen çıkış hızı, Denklem (23)'ten sabit alanlı bölüm için yapılan çıkış basıncı varsayımı kullanılarak hesaplanan çıkış hızı ile kıyaslanır ve ikisi arasındaki fark belli bir hata değerinin altına düşüncüye kadar yineleme işlemine devam edilir. Kütle korunumundan elde edilen hız bilgisi Denklem (23)'te yerine konularak hesaplanan çıkış basıncı ile bir sonraki yineleme işlemi için çıkış basıncı varsayımı elde edilmiş olur.

$$\frac{(a_{mn} + a_{sn})V_{mix,out}}{v_{mix,out}} = 1 \quad (26)$$

### 3.4. Difüzör

Difüzör bölümü için de hesaplamalar her iki ejektör modeli için ortak olarak verilecektir. Karışım bölümünün çıkış entropisi, çıkış entalpisi ve basıncı kullanılarak belirlenir.

$$s_{mix,out} = fcn(h_{mix,out}, P_{mix,out}) \quad (27)$$

İzantropik difüzör entropisi giriş ve çıkışta sabit kalır.

$$s_{diff,out} = s_{mix,out} \quad (28)$$

Difüzör çıkışındaki gerçek entalpi enerjinin korunumu uygulanarak hesaplanır.

$$h_{diff,out} = \frac{h_{mn,in} + wh_{sn,in}}{1 + w} \quad (29)$$

Girdilerde varsayımla kabul edilen difüzör kısım verimliliği kullanılarak izantropik akış koşullarındaki çıkış entalpisi hesaplanır.

$$\eta_{diff} = \frac{h_{diff,out,isen} - h_{mix}}{h_{diff,out} - h_{mix}} \quad (30)$$

İzantropik koşullardaki çıkış entalpi ve entropi değerlerinden çıkış basıncı belirlenir.

$$P_{diff,out} = fcn(h_{diff,out,isen}, s_{diff,out}) \quad (31)$$

Difüzör çıkışındaki iki fazlı akışın kuruluk derecesi belirlenirken Li ve Groll (2005) [10] çıkış basıncı ile izantropik çıkış entalpisini kullanırken Kornhauser (1990) [2] modelinde gerçek entalpiyi referans almıştır. Bu çalışmada da her iki model için kuruluk derecesi gerçek entalpiye göre belirlenmiştir.

$$r = fcn(P_{diff,out}, h_{diff,out}) \quad (32)$$

### 3.5. BSSÇ ve EGSÇ için COP Değerlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde öncelikle difüzör çıkışından itibaren EGSÇ ve daha sonra BSSÇ için COP tanımlamaları yapılarak performans iyileştirmesi COP oranlarını ifade eden “R” katsayısı ile gösterilecektir. Bu kısma kadar ejektörlü bir çevrimin en temel parçası olan ejektörün termodinamik modeli ilgili korunum denklemleri kapsamında ortaya konmuştur. Ejektörden çıkan soğutkanın sıvı-buhar ayırıcısına girmesi ile bütünleşik çevrim modeline geçiş yapılır.

Sıvı-buhar ayırıcısından kompresöre gönderilen buhar fazındaki soğutkanın ve evaporatöre gönderilen sıvı fazındaki akışkanın entalpisi termodinamik özellik ilişkilerinden bulunur.

$$h_{f,s} = fcn(P_{diff,out}, r = 0) \quad (33)$$

$$h_{g,s} = fcn(P_{diff,out}, r = 1) \quad (34)$$

Ejektörlü çevrimde separatör basıncı ile evaporatör basıncı arasında fark bulunacağı için bu bölümde küçük miktarda bir basınç düşümü sağlaması gereken genleşme vanasına ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 1 (b)’de ejektörlü çevrimin “5” ve “6” noktaları arasında kullanılan genleşme vanasının gerek sabit alanda gerekse sabit basınçta karışımli ejektörde meydana getirdiği kayıplar Şekil 4 (a) ve (b)’deki P-h diyagramlarında aynı noktalarla gösterilerek söz konusu kayıpların klasik çevrimdeki “c” ve “d” noktalarına karşılık gelen kısımla kayıplarına nazaran ne kadar küçük mertebede kaldığı vurgulanmaktadır.

Genleşme vanasında sabit entalpili proses gerçekleşeceği için çıkış entalpisi giriş entalpisine eşit olacaktır. Evaporatörden çıkış entalpisi ikincil akışkanın ejektöre giriş entalpisine eşit olarak modele

eklenmiş ve buradan kompresörden geçen birim primer akışkan debisi için soğutma kapasitesi hesaplanmıştır.

$$h_{e,in} = h_{f,s} \quad (35)$$

$$h_{e,out} = h_{sn,in} \quad (36)$$

$$\dot{Q}_e = w(h_{e,in} - h_{e,out}) \quad (37)$$

Kompresöre giren soğutkanın entalpisi, sıvı-buhar ayırıcıdan çıkan separatör basıncındaki doymuş buharın entalpisine eşittir. Kompresörden çıkan soğutkanın gerçek entalpisi kompresörün izantropik verimliliği kullanılarak hesaplanır.

$$h_{comp,in} = h_{g,s} \quad (38)$$

$$s_{comp,in} = fcn(P_{diff,out}, r = 1) \quad (39)$$

$$s_{comp,in} = s_{comp,out} \quad (40)$$

$$h_{comp,out,isen} = fcn(P_{cond}, s_{comp,out}) \quad (41)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{comp,out,isen} - h_{comp,in}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (42)$$

Kompresörden geçen birim primer akışkan debisi için kompresör işi ve sistemin etkinlik katsayısı aşağıda verildiği gibidir.

$$\dot{W}_{comp} = (h_{comp,out} - h_{comp,in}) \quad (43)$$

$$COP_n = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}} \quad (44)$$

Klasik soğutma çevrimi için benzer bir analiz yapılarak COP hesabı yapılır.

$$h_{e,in}^b = h_{mn,in} \quad (45)$$

$$h_{e,out}^b = h_{sn,in} \quad (46)$$

$$\dot{Q}_e^b = h_{e,in}^b - h_{e,out}^b \quad (47)$$

$$h_{comp,in}^b = h_{sn,in} \quad (48)$$

$$s_{comp,in}^b = fcn(P_{sn,in}, T_{sn,in}) \quad (49)$$

$$s_{comp,in}^b = s_{comp,out}^b \quad (50)$$

$$h_{comp,out,isen}^b = fcn(P_{cond}, s_{comp,out}^b) \quad (51)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{comp,out,isen}^b - h_{comp,in}^b}{h_{comp,out}^b - h_{comp,in}^b} \quad (52)$$

$$\dot{W}_{comp}^b = (\dot{h}_{comp,out}^b - \dot{h}_{comp,in}^b) \quad (53)$$

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e^b}{\dot{W}_{comp}^b} \quad (54)$$

İki çevrimin performans katsayıları oranı, “R” farklı soğutkanlar için ejektörlü çevrimin klasik çevrime üstünlüğünü kıyaslamada kullanılacaktır.

$$R = \frac{COP_n}{COP_c} \quad (55)$$

#### 4. BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu çalışmanın en temel amacı sabit alanda karışım ve sabit basınçta karışım ejektör teorilerinin sistem performansı açısından kıyaslanmasıdır. Literatürde iki ejektör teorisini kıyaslayan çalışmalar bulunmaktadır, ancak bunlar doğrudan genişletici olarak buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde kısımla kayıplarını azaltmak için genişleme vanası yerine kullanılan iki fazlı ejektör modeli üzerinden yapılmamıştır. Bu bildiri söz konusu kıyaslamayı iki fazlı ejektör modeli üstünden yapmakla kalmayacak aynı zamanda sabit basınçta ve sabit alanda karışım ejektörde ikincil lüledeki karışım öncesi akışkanların eşit kabul edilen basınçları için yapılan varsayımların performansa etkisini de değerlendirecektir. Bu ortak basınç varsayımı akışkanların bir araya geldiği bölümde yaşadıkları basınç düşümü sonucundaki son basınçlarını ifade etmektedir. Bu bölümdeki basınç düşümü ile ilgili olarak literatürde farklı yaklaşımlar bulunmakla beraber bu yaklaşımlardan bir tanesi seçilerek her iki modelde de ortak performans kıyaslaması açısından kullanılacaktır.

Seçilen varsayım etrafında aynı yaklaşım kullanılarak farklı basınç düşüm değerlerinin performansa etkisi karşılaştırılan akışkanlar üstünden ortaya konmuştur. Sonuçlar varsayımın her bir varyasyonu için buhar sıkıştırılmalı klasik soğutma çevriminin ve sabit alanda ve basınçta karışım ejektörlü çevrimlerin bire bir COP kıyaslamaları için verilmekle beraber aynı zamanda her iki teori için ejektörlü çevrim performans katsayılarının klasik çevrim performans katsayısına oranı, “R” değeri üstünden de yorumlanmıştır.

Sabit alanda ve basınçta karışım ejektörlerin performans değerlendirmesinde kullanılan analiz koşulları ile ilgili detaylar Tablo 4’te özetlenmiştir. Kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının belirlenmesinde ılık ve soğuk ortam sıcaklıklarından faydalanılmıştır. Kondenser sıcaklığı ılık ortam sıcaklığının 15 K üstü olarak, evaporatör sıcaklığı ise soğutulmak istenen ortam sıcaklığının 7 K altı olarak belirlenerek bir soğutma uygulaması senaryosu oluşturulmuştur. Kondenser çıkışındaki sıcaklık düşüşü ve evaporatör çıkışındaki sıcaklık artışı 3 K’lık bir sıcaklık farkına göre belirlenmiştir.

**Tablo 4.** Termodinamik modellerinde kullanılan analiz girdileri.

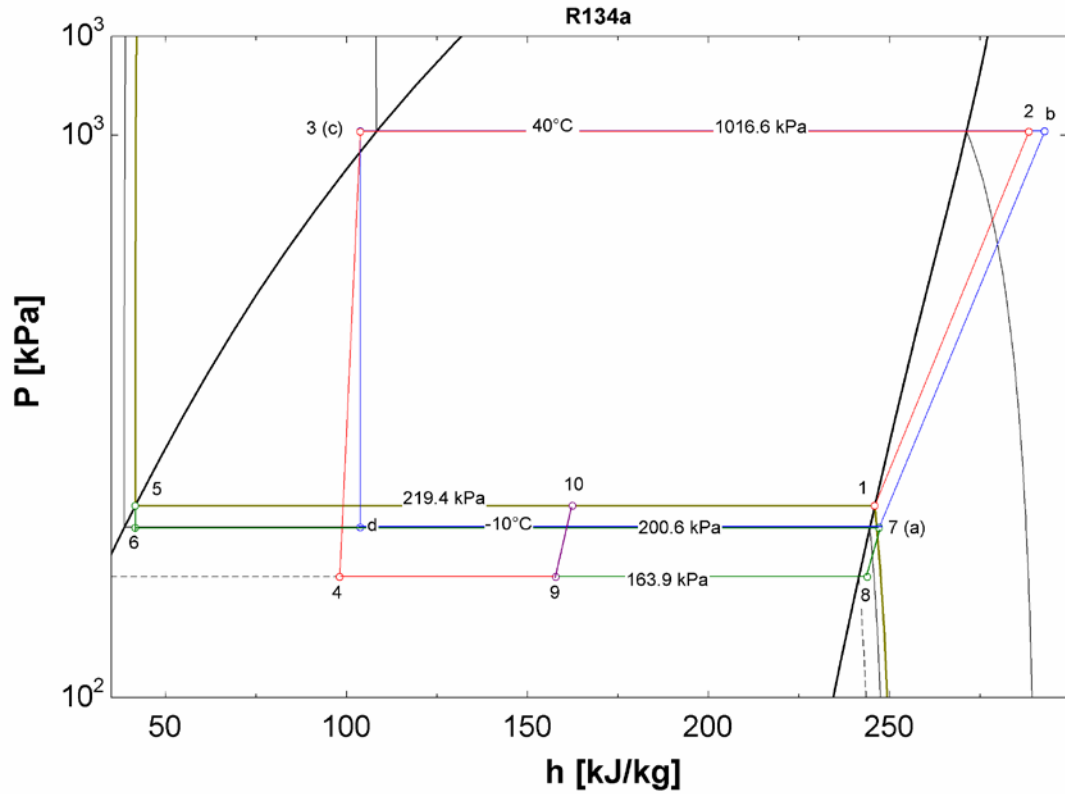
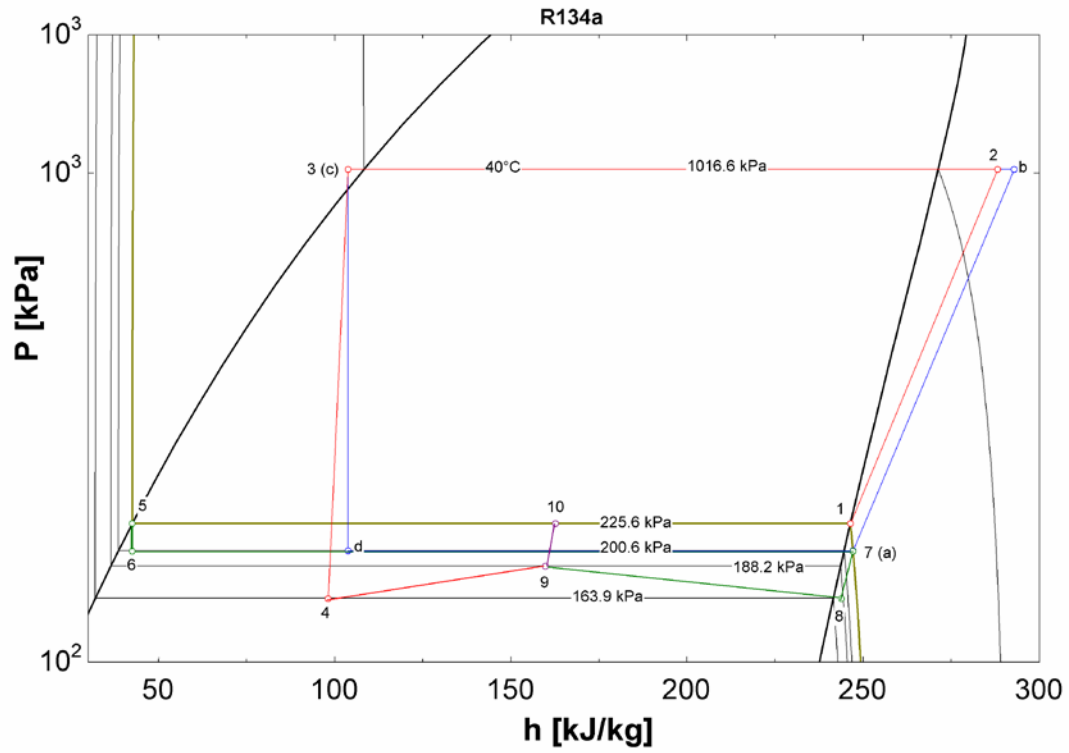
| Analiz Parametreleri                                          | Soğutma Uygulaması |
|---------------------------------------------------------------|--------------------|
| Ilık ortam sıcaklığı ( $T_H$ )                                | 25 °C              |
| Soğuk ortam sıcaklığı ( $T_L$ )                               | -3 °C              |
| Evaporatör sıcaklığı ( $T_e$ )                                | -10 °C             |
| Evaporatör çıkışı kızgın buhar sıcaklığı ( $T_{sn,in}$ )      | -7 °C              |
| Kondenser sıcaklığı ( $T_{cond}$ )                            | 40 °C              |
| Kondenser çıkışı sıkıştırılmış sıvı sıcaklığı ( $T_{mn,in}$ ) | 37 °C              |
| Kompresör verimliliği ( $\eta_{comp}$ )                       | 0.75               |
| Birincil lüle verimliliği ( $\eta_{mn}$ )                     | 0.8                |
| İkincil lüle verimliliği ( $\eta_{sn}$ )                      | 0.8                |
| Difüzör verimliliği ( $\eta_{diff}$ )                         | 0.75               |

Şekil 4 (a)'da sabit alanda karışımli, Şekil 4 (b)'de sabit basınçta karışımli ejektör çevrimlerinin döngüleri P-h diyagramında modelde kullanılan ve hesaplanılan gerçek değerler eşliğinde sunulmuştur. Şekil 4'teki P-h diyagramları Şekil 1'deki klasik çevrim ve ejektörlü çevrim ile aynı harflendirme ve numaralandırmaya sahiptir. Her iki ejektör modeli için de klasik çevrime kıyasla evaporatöre giren akışkanın entalpisinde meydana gelen düşüş böylece soğutma kapasitesindeki artış açık bir şekilde ortaya konmaktadır. Aynı zamanda kompresör işindeki düşüş de P-h diyagramlarından görülmektedir.

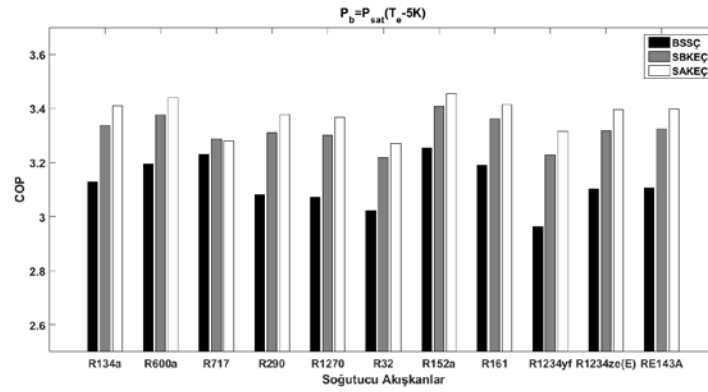
Şekil 5 (a-d)'de 11 farklı çevre dostu soğutucu akışkan için farklı basınç düşümü varsayımlarına göre klasik çevrimde, sabit alanda karışımli ve sabit basınçta karışımli ejektörlü çevrimlerde performans katsayılarının kıyaslaması yapılmaktadır. Buradan karışım basıncı için yapılan varsayımların sistem performansı üzerinde ne kadar etkili olduğu anlaşılmaktadır. En yüksek performans hemen hemen tüm koşullarda sabit alanda karışımli ejektörlü çevrimde elde edilmekle beraber ikincil lüle basıncındaki düşüş azaldıkça genel olarak akışkanların performanslarında iyileşme olduğu gözlenmiştir. Yapılan analizlerde R717'nin evaporatör sıcaklığının 5 K altına denk gelen doyma basıncındaki karışım basıncında hesaplanan sonuçları dışında sabit alanda karışımli ejektörler daha iyi performans sergilemektedir.

Şekil 6'da daha net görüleceği üzere sabit alanda karışımli modelde R1234yf'nin evaporatör sıcaklığının 2 K altına denk gelen doyma basıncındaki karışım prosesinde sistem performansı düşmektedir. Burada literatür tarafında sıkça vurgulanan optimum basınç düşümünde elde edilebilecek optimum COP kavramının hatırlatılması faydalı olacaktır. Bu çalışmada amaç optimum basınç düşümünü belirlemek veya optimum basınç düşümünde analizler yapmak değil sistem performansını ortak çalışma koşullarında iki ejektör teorisi için de ortaya koyabilmek ve karışım bölümü öncesi akışkanların basıncının (sabit basınçta karışımli ejektör modelinde aynı zamanda karışım basıncı) belirlenmesinde kullanılacak varsayımın sistem performansına etkisini her iki ejektör teorisi için de inceleyebilmektir. Düşük bir buharlaştırıcı sıcaklığı seçildiği için optimum karışım basıncı üstünden kıyaslama yapılmak istenseydi benzer COP değerleri elde edileceğinden dolayı kıyaslama açısından çok belirleyici sonuçlar alınamayacaktı [15].

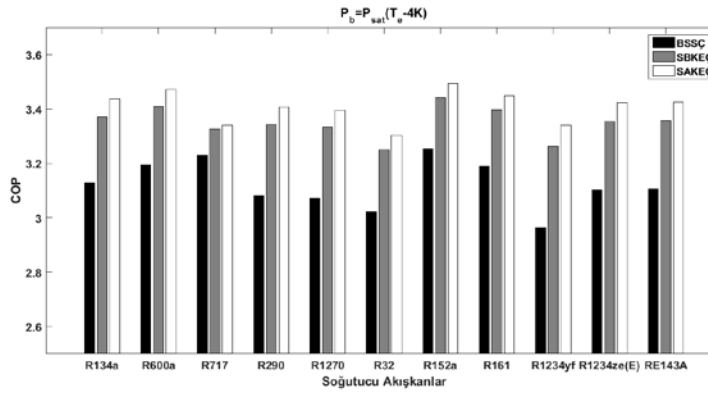
Hangi karışım teorisi olursa olsun, optimum COP ve alan oranı (sabit alanlı bölümün kesit alanının birincil lülenin çıkış alanına oranı) ile sonuçlanan bir basınç düşümü değeri olacaktır. Farklı çalışma koşullarındaki optimum COP ve alan oranları kıyaslamaları bu çalışmanın devamı niteliğinde potansiyel soğutkanlar için incelenecektir.



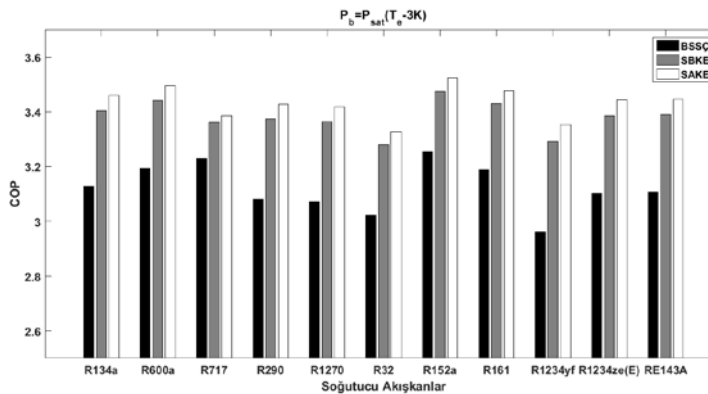
**Şekil 4.** R134a soğutucu akışkanı için sabit alanda karışimli (a) ve sabit basınçta karışimli (b) ejektörlü çevrimlerin P-h diyagramı.



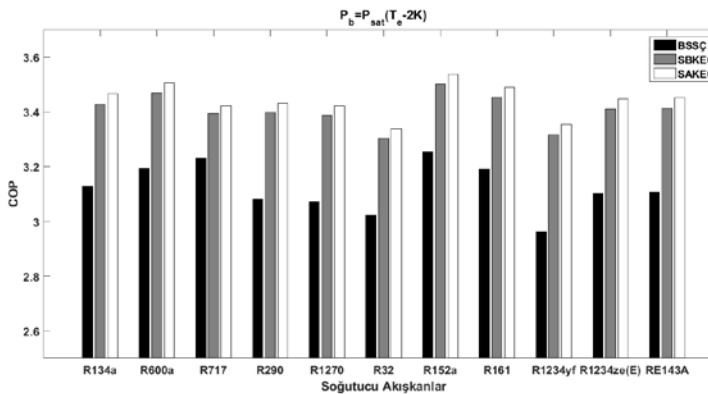
(a)



(b)



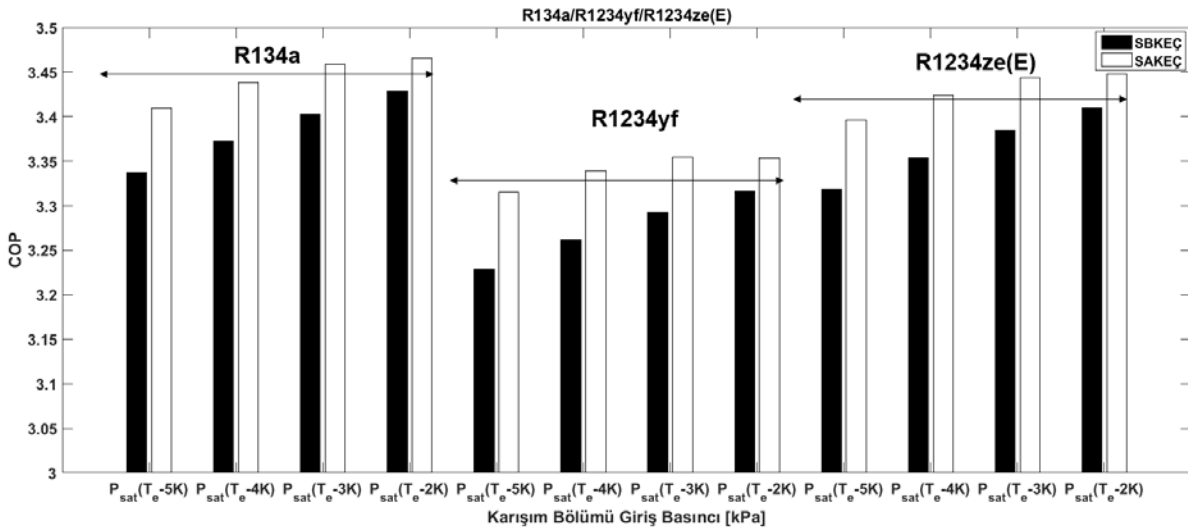
(c)



(d)

**Şekil 5.** Sabit alanda karışimli ejektörlü çevrim (SAKEÇ), sabit basınçta karışimli ejektörlü çevrim (SBKEÇ), ve buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi (BSSÇ) için farklı basınç düşümü yaklaşımlarının performansa etkisi.

Şekil 6, Şekil 5'te sunulan verileri varsayımlar açısından sıralı bir şekilde birkaç akışkan için bir araya getirmektedir. Söz konusu gösterime R134a'nın eklenmesinin sebebi kullanım dışı bırakılma sürecini yaşamasına karşın yakın zamanın en yaygın kullanılan soğutkanlarından biri olmasıdır. R1234yf ve R1234ze(E)'nin seçilme sebebi ise çevre dostu ve güvenli olmalarının yanında kısılma kayıplarının fazlalığından dolayı ejektörlü bir sistemde ciddi bir iyileşme potansiyeli göstermeleridir. Sabit alanda karışımli ejektör modelinde R1234yf'nin performansında belli bir basınç düşümünden sonra düşüş görülmüştür. Bunun sebebi optimum basıncın geçilmiş olmasıdır. Optimum basınç geçildikten sonra basıncın düşürülmeye devam edilmesi COP de azalma meydana getirecektir. Optimum basınç her iki akışkanın birbirine yakın hızlarla karşılaştığı böylece karışım kayıplarının düşük olduğu basınca karşılık gelmektedir [2]. Ancak sabit basınçta karışım performans değerlerine bakıldığında karışım basıncındaki düşüşün R1234yf için performans artışına katkı sağladığı görülmektedir. Bu da aynı soğutkan için sabit basınçta karışım modelinde henüz optimum basınç düşümüne ulaşılmadığını göstermektedir.

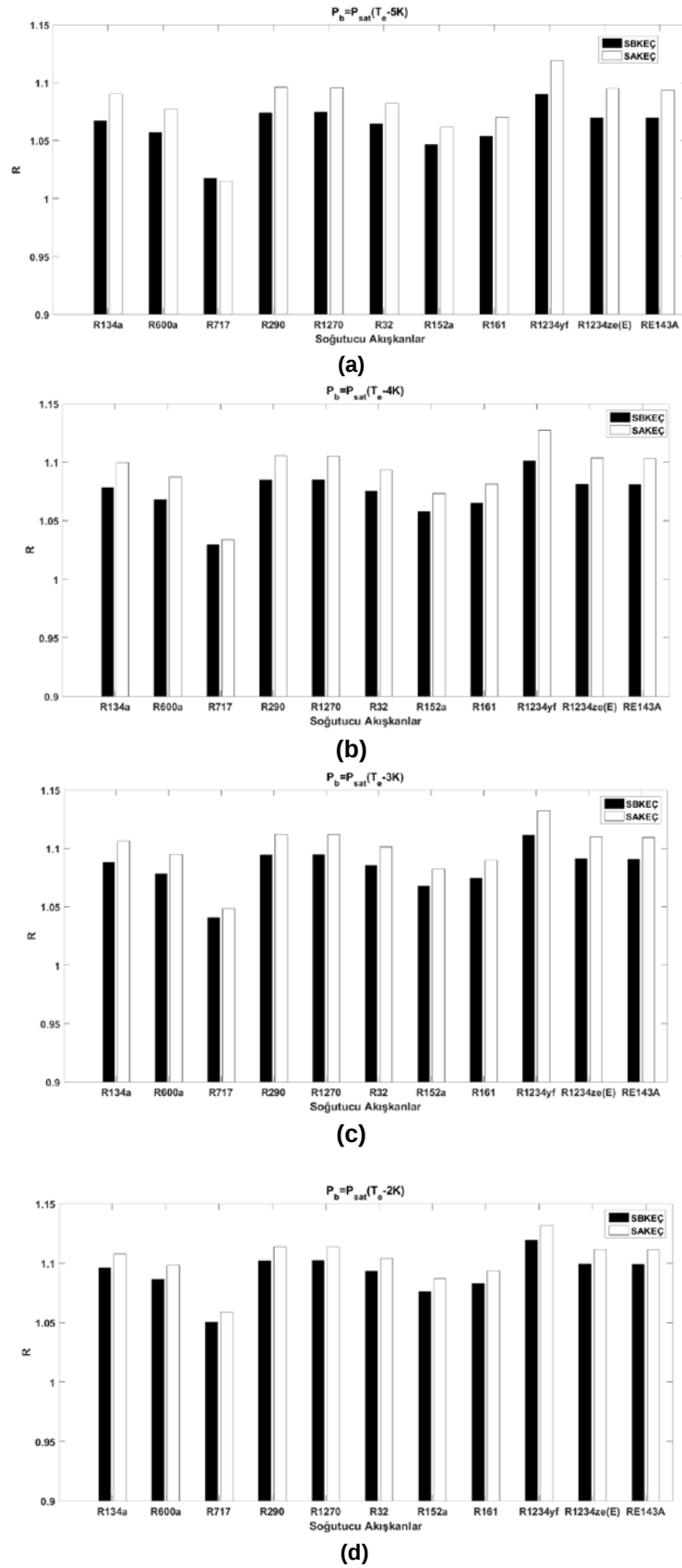


Şekil 6. R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutkanları için karışım basıncının her iki ejektör modelindeki etkileri.

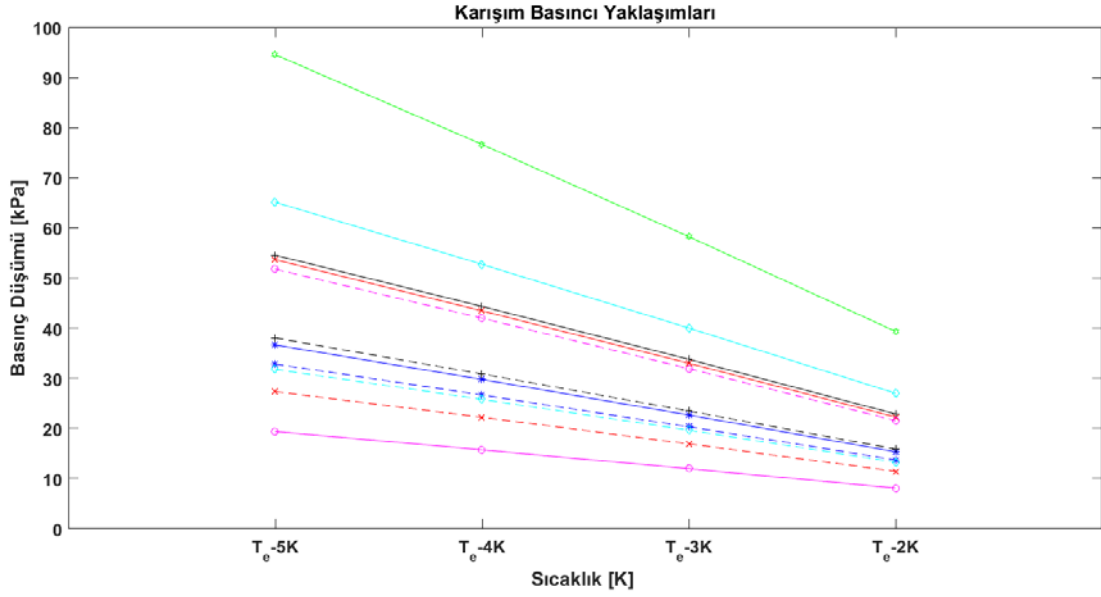
Klasik çevrim ve sabit basınçta ve sabit alanda karışım teorilerine dayanan ejektör genişletirici çevrimlerin birebir COP değerleri üstünden kıyaslamalarına bakıldığında R1234yf'nin çevredostu ve güvenli bir soğutkan olmasına karşın belirtilen çalışma koşulunda diğer alternatiflere kıyasla en düşük performansı sergilediği görülmektedir. Buna karşın Şekil 7 (a-d)'deki farklı varsayımlarda farklı ejektör teorileri için aynı çalışma koşulunda en iyi iyileşme oranı bu soğutkan için elde edilmiştir. Farklı basınç düşümü yaklaşımları ile farklı performans değerleri elde edilmektedir. En yüksek iyileşme oranı tüm incelenen basınç düşümü yaklaşımları için R1234yf soğutkanı için elde edilmiştir.

Şekil 8 ise daha önceden bahsedilen, evaporatörden gelen akışkan ve birincil lüleden çıkan akışkan için ikincil lüleye giriş bölümünde sabit bir basınç düşüşüne dayanan varsayımın gerçeğe yakın sonuçlar üretmeye engel olmasının kanıtı olarak sunulmuştur. Evaporatörden gelen soğutkan çeşidine ve çalışma koşullarına göre ikincil lülede bir basınç düşümü olmaktadır ve bu durum yukarıdaki sonuçlardan da anlaşılacağı üzere performans üzerinde oldukça etkilidir. Buradan anlaşılmaktadır ki bahsedilen basınç düşümü modele ne kadar doğru bir yaklaşımla eklenirse sonuçlar o kadar gerçeğe yakın olacaktır.

Karışım öncesi akışkan basınçlarının belirlenmesinde kullanılan basınç düşümü varsayımı için sabit bir değer belirlenmesi yanıltıcı olacaktır. Nasıl kısılma prosesi akışkanın karakteristik özelliklerine bağlı olarak bir kayıp yaratıyorsa evaporatörden ikincil lüleye geçişteki basınç düşümü de akışkanın tipine bağlı ve değişken bir şekilde belirlenmelidir. Şekil 8'de seçilen akışkan tipine ve yaklaşıma göre basınç düşümündeki değişimler sayısal değerlerle gösterilmiştir.



**Şekil 7.** Sabit alanda karışımli ejektörlü çevrim (SAKEÇ) ve sabit basınçta karışımli ejektörlü çevrim (SBKEÇ) için klasik çevrime göre farklı basınç düşümü yaklaşımlarının performans iyileştirme oranları.



Şekil 8. Akışkan çeşidine göre farklı yaklaşımlar altında basınç düşümlerinin incelenmesi.

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminin farklı ejektör teorilerine göre yeni nesil çevre dostu bir grup soğutucu akışkan kullanılarak performans değerlendirmesi yapılmıştır. Literatürdeki termodinamik model kıyaslamaları üstünde durularak bu tip bir kıyaslamaların da özellikle yeni nesil soğutucu akışkan analizleri açısından önemi vurgulanmıştır. Aynı zamanda ikinci lüledeki, akışkanların karışım öncesi ortak basıncı için farklı varsayımlar incelenerek performansa etkisi araştırılmıştır. Sabit alanda karışimli ejektörün, ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminde sabit basınçta karışimli ejektöre göre daha iyi performans sergilediği sonucuna varılmıştır. Ancak bu çalışmada optimum basınç düşümü ve optimum COP üstünden kıyaslama yapılmamıştır.

Planlanan karşılaştırmaya en yakın çalışma bir soğutma çevrimi için Yapıcı ve Ersoy (2005) [15] tarafından yapılmıştır. R123 akışkanını kullanılarak harici ısı kaynaklı ejektörlü soğutma çevriminde sabit alanlı ejektör kullanılarak elde edilen optimum COP ve alan oranı değerleri, literatürdeki Sun ve Eames (1996) [16] tarafından aynı akışkanın sabit basınçta karışimli ejektörlü çevrim için ortaya konmuş değerleriyle kıyaslanmıştır. Harici ısı kaynaklı ejektörlü soğutma çevrimi için aynı çalışma koşullarında sabit alanda karışım modeli ile elde edilen optimum COP ve alan oranının sabit basınçta karışimli ejektör teorisine göre ortaya konmuş değerlerden daha büyük olduğu sonucuna varılmıştır. Isı üretici sıcaklığının 80 °C, evaporatör sıcaklığının 5 °C olduğu çalışma koşullarında aynı alan oranı için sabit basınçta karışimli ejektör daha düşük kondenser sıcaklığının yaratılması koşulu ile sabit alanlı ejektöre göre daha iyi sonuçlar sergilemiştir. Ayrıca bu çalışmadan elde edilen bir diğer sonuç ise düşük buharlaştırıcı ve yüksek yoğunlaştırıcı sıcaklıklarında her iki karışım teorisinin de birbirine yakın performans sergilemesidir.

Bu sonuçlar oldukça faydalı olmakla beraber soğutma sistemlerinin farklılığından dolayı harici ısı kaynaklı bir soğutma çevrimi her iki akışkanın ideal gaz olarak varsayıldığı tek fazlı akışa göre modellenebilir. Ancak ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminde birincil akışkan sıvı, ikincil akışkan buhar fazındadır ve yayıcıdan çıkan akışkan çift fazlıdır. Bu durumda iki çevrim aynı model ile değerlendirilemez. Model kurulumlarında önemli farklılıklar bulunmaktadır. Yapıcı ve Ersoy (2005) [15] tarafından ortaya konan karşılaştırma her ne kadar fikir verse de iki fazlı akış modeli üstünden yapılacak bir kıyaslama gerekmektedir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar oluşması muhtemel farklı basınç düşümü varsayımları kapsamında sunulmaktadır performans açısından kritik bir parametre üstünde

durulmuştur. Sonuçlar birebir COP değerleri ve COP değerlerinin klasik çevrimle kıyaslamaları üstünden ayrı ayrı verilmiştir.

Tek fazlı akışa göre oluşturulmuş ejektör modeli gibi iki fazlı akışa göre kurulan modelde de farklı soğutkanlar üstünden yapılan analizler, sabit alanda karışimli ejektörlerin daha iyi performans sergilediğini göstermektedir. Optimum basınç varsayımı ile karışım kayıplarının yok denecek kadar az olduğu çalışma koşulları oluşturulabilir ve ulaşılabilecek maksimum performans değerleri ortaya konabilir. Literatürdeki kıyaslamalar optimum COP üstünden yapılsa da evaporatör sıcaklığının 5 K altına denk gelen doyma basıncındaki karışım bölümü öncesi akışkan basınçları (ikincil lüleye girişteki akışkan basınçları) her iki termodinamik model için de karşılaştırma amacıyla kullanılabilir makul bir yaklaşımdır.

## 5. PLANLANAN ÇALIŞMALAR

Termodinamik modeller sistem performansının belirlenmesinde temel sonuçlar elde etmek için faydalı bir şekilde kullanılabilir; ancak kullanılan akışkan ve çalışma koşulları değişirse sistemdeki tersinmezlikler doğrudan değişir. Bu sebeple en başta sabit değerler olarak tanımlanan ejektör kısım verimlilikleri yanıltıcı olmaktadır. Aynı zamanda kompresör için de sabit bir izantropik verim kullanılamaz. Kompresörün giriş basıncı artacağı için aynı zamanda verimi de artacaktır. Sistem modelindeki varsayımlarımızın ciddi bir hata getirisi olacaktır. Bu sebeple termodinamik modeller her ne kadar ön sonuçların elde edilmesinde kullanılsa da ejektör tasarımı aşamasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerine ihtiyaç duyulacaktır. İlerleyen çalışmalarımızda termodinamik modellerden belirli öngörüler elde edildikten sonra çalışmalara kapsamlı HAD analizleri ile devam edilecektir. Farklı soğutucu akışkanların farklı çalışma koşullarındaki optimum performans değerleri ve ejektörün termodinamik modellerle belirlenebilecek optimum geometrik özellikleri üstünde durularak kapsamlı analizler yapılması planlanmaktadır.

### Kısaltmalar

|       |                                           |
|-------|-------------------------------------------|
| GWP   | Küresel ısınma potansiyeli                |
| ODP   | Ozon tabakasına zarar verme potansiyeli   |
| COP   | Performans katsayısı                      |
| BSSÇ  | Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi        |
| EGSÇ  | Ejektör genişleticili soğutma çevrimi     |
| HFO   | Hidrofloroolefin                          |
| HFC   | Hidroflorokarbon                          |
| SAKEÇ | Sabit alanda karışimli ejektörlü çevrim   |
| SBKEÇ | Sabit basınçta karışimli ejektörlü çevrim |

### Semboller

|           |                                                                                                                                                                                                  |
|-----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $w$       | İkincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı ( $\dot{m}_s / \dot{m}_p$ )                                                                                                            |
| $\dot{m}$ | Kütleli debi [kg/s]                                                                                                                                                                              |
| $T$       | Sıcaklık [K]                                                                                                                                                                                     |
| $P$       | Basınç [kPa]                                                                                                                                                                                     |
| $f_{cn}$  | Fonksiyon/Termodinamik ilişki                                                                                                                                                                    |
| $h$       | Entalpi (kJ/kg)                                                                                                                                                                                  |
| $s$       | Entropi (kJ/kg.K)                                                                                                                                                                                |
| $r$       | Birincil akışkanın kütleli debisinin toplam debiye oranı veya kuruluk derecesi                                                                                                                   |
| $P_b$     | Birincil ve ikincil akışkanların ikincil lüledeki basınçları (Teorik modellerde karışım bölümü öncesi akışkanların ortak basıncı, sabit basınçta karışım modelinde aynı zamanda karışım basıncı) |

|           |                                                                                        |
|-----------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| $a$       | Akışkanın kapladığı alanın ejektörden geçen toplam kütleli debiye oranı ( $m^2.s/kg$ ) |
| $R$       | Ejektörlü çevrim performans katsayısının klasik çevrim performans katsayısına oranı    |
| $\dot{Q}$ | Isı kapasitesi [W]                                                                     |
| $\dot{W}$ | Kompresör işi [W]                                                                      |

**Alt İndisler**

|        |                                 |
|--------|---------------------------------|
| $p$    | Birincil akışkan                |
| $s$    | İkincil akışkan                 |
| $sat$  | Doyma noktası                   |
| $e$    | Evaporatör                      |
| $in$   | Giriş                           |
| $out$  | Çıkış                           |
| $mn$   | Birincil lüle                   |
| $sn$   | İkincil lüle                    |
| $f, s$ | Separatörden çıkan doymuş sıvı  |
| $g, s$ | Separatörden çıkan doymuş buhar |
| $diff$ | Difüzör                         |
| $isen$ | İzentropik                      |
| $comp$ | Kompresör                       |
| $mix$  | Karışım bölümü                  |
| $n$    | Ejektörlü çevrim                |
| $c$    | Klasik çevrim                   |

**Üst İndisler**

|     |               |
|-----|---------------|
| $b$ | Klasik çevrim |
|-----|---------------|

**KAYNAKLAR**

- [1] Elbel, S., Hrnjak, P., “Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications” in: Paper at the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2008.
- [2] Kornhauser, A.A., “The use of an ejector as a refrigerant expander” in: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 1990.
- [3] DIRECTIVE 2006/40/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Off. J. Eur. Union, 2006.
- [4] REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union, 2014.
- [5] Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A., Barragán-Cervera, A., “Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids”, International Journal of Refrigeration 44, 141-150, 2014.
- [6] Sarkar, J., “Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems-A review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 6647–6659, 2012.

- [7] Sumeru, K., Nasution, H., Ani, F.N., “A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 16, 4927-4937, 2012.
- [8] Elbel, S., “Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbondioxide air-conditioning applications”, *International Journal of Refrigeration* 34, 1545–1561, 2011.
- [9] Elbel, S., Lawrence, N., “Review of recent developments in advanced ejector technology”, *International Journal of Refrigeration* 62, 1-18, 2016.
- [10] Li, D.Q., Groll, E.A., “Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device”, *International Journal of Refrigeration* 28, 766-773, 2005.
- [11] Bilir, N., Ersoy, H.K., “Performance improvement of the vapor compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector”, *Int. J. Energy Res.* 33, 469-480, 2009.
- [12] Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M., “Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander”, *Int. J. Energy Res.* 31, 364-375, 2007.
- [13] Lawrence, N., “Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants”, in: *Mechanical Engineering, Vol. Master of Science, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, Illinois*, 2012.
- [14] Keenan, J.H., Neumann, E.P., Lustwerk, F., “An investigation of ejector design by analysis and experiment”, *ASME J Appl Mech*, 299-309, 1950.
- [15] Yapıcı, R., Ersoy, H.K., “Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model”, *Energy Conversion and Management* 46, 3117-3135, 2005.
- [16] Sun, D.-W., Eames, I.W., “Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles”, *International Journal of Energy Research* 20, 871-885, 1996.
- [17] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. 2013. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- [18] Atmaca, A.U., Erek, A., Ekren, O., “Performance analyses of environmentally friendly low-GWP refrigerants”, *International Conference on Thermophysical and Mechanical Properties of Advanced Materials. THERMAM 2016*, 1-3 September 2016, İzmir, Türkiye.
- [19] The Linde Group, 2016. [URL adresi; [http://www.linde-gas.com/tr/products\\_and\\_supply/refrigerants/index.html](http://www.linde-gas.com/tr/products_and_supply/refrigerants/index.html) (Ziyaret tarihi; 10.08.2016)].
- [20] Wu, Y., Liang, X., Tu, X., Zhuang, R. 2012. “Study of R161 Refrigerant for Residential Air-conditioning Applications” in: *Paper at the International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, USA.
- [21] ANSI/ASHRAE Standard 34-2010 ASHRAE, 2010. Designation and Safety Classification of Refrigerants. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- [22] Bivens, D.B., Minor, B.H. 1998. “Fluoroethers and other next generation fluids”, *International Journal of Refrigeration* 21, 567–576.
- [23] Wang, F., Li, D.Y., Zhou, Y., “Analysis for the ejector used as expansion valve in vapor compression refrigeration cycle”, *Applied Thermal Engineering* 96, 576–582, 2016.

## ÖZGEÇMİŞ

### Ayşe Uğurcan ATMACA

1988 yılı İzmir doğumludur. 2011 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2011-2013 yılları arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik programında yüksek lisansını tamamlamıştır. 2011-2014 yılları arasında Bosch Termoteknik Isıtma ve Klima Sanayi Ticaret Anonim Şirketi'nde Ürün Geliştirme Mühendisi olarak çalışmıştır. 2014 yılından beri aynı üniversite, enstitü ve programda başladığı doktora eğitimine devam etmektedir. Aynı zamanda 2014 yılından beri araştırma görevlisi olarak atandığı Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'nda çalışmaktadır. Araştırma konularını ısı sistemlerin modellenmesi ve deneysel doğrulanması, parçacık görüntülemeli hız ölçümü yöntemi, ejektörlü soğutma sistemleri, sayısal ısı geçişi oluşturmaktadır.

### Aytunç EREK

1966 yılı İzmir doğumludur. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik ABD'den 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında doktora derecelerini almıştır. 2014 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Prof. Dr. olarak görev almaktadır. Sayısal akışkanlar mekaniği, faz değişimli ısı transferi uygulamaları, katı modelleme ve ısı analiz konularında çalışmaktadır.

### Orhan EKREN

1976 yılı İzmir doğumlu olan Orhan Ekren, lisans eğitimini Dokuz Eylül Üniversitesi(DEÜ) Makina Mühendisliği bölümünde 1999 yılında, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) Enerji Mühendisliği'nde 2003 yılında, doktorasını ise DEÜ Makina Mühendisliği bölümü Termodinamik anabilim dalında 2009 yılında tamamlamıştır. 2000-2003 yılları arasında İYTE makina mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2005 yılından buyana Ege Üniversitesi'nde çalışan Dr. Ekren, 2008 ve 2011 yıllarında akademik çalışmalar için, Amerika Birleşik Devletleri'nde iki farklı üniversitede Makina Mühendisliği bölümünde ziyaretçi araştırmacı olarak bulunmuştur. 2014 yılından buyana Ege Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Doçent olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; yenilenebilir enerji kaynakları, hibrid enerji sistemlerinin optimum boyutlandırılması, soğutma sistemlerinde enerji verimliliği, ısı pompası sistemleri, alternatif soğutma yöntemleri yer almaktadır.