



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsmail GÜNDÜ

ISI POMPASINDA EJEKTÖR YARDIMI İLE ISITMA
KAPASİTESİ VE ETKİNLİĞİNİN ARTIRILMASI

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2018

T.C.
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ISI POMPASINDA EJEKTÖR YARDIMI İLE ISITMA KAPASİTESİ VE
ETKİNLİĞİNİN ARTIRILMASI

İsmail GÜNDÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

OSMANİYE
AĞUSTOS – 2018

TEZ ONAYI

ISI POMPASINDA EJEKTÖR YARDIMI İLE ISITMA KAPASİTESİ VE ETKİNLİĞİNİN ARTIRILMASI

İsmail GÜNDÜ tarafından Dr. Öğr. Üyesi Ertuğrul CİHAN danışmanlığında
Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği**
Anabilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri
tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ertuğrul CİHAN
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

Üye: Doç. Dr. Hasan DEMİR
Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

Üye: Dr. Öğr. Üyesi KERİMCAN ÇELEBİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, ÇÜ, Ceyhan Müh. Fak.

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve /..... sayılı kararı ile
onaylanmıştır.

Doç. Dr. Coşkun ÖZALP
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Bu Çalışma O.K.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir.

Proje No: OKÜBAP-2017-PT3-020

*Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak
göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine
tabidir.*

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

İsmail GÜNDÜ



ÖZET

ISI POMPASINDA EJEKTÖR YARDIMI İLE ISITMA KAPASİTESİ VE ETKİNLİĞİNİN ARTIRILMASI

İsmail GÜNDÜ

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ertuğrul CİHAN

Ağustos 2018, 48 sayfa

Bu çalışmada, bilinen ve mahal ısıtmasında yaygın olarak kullanılan ters Carnot prensibine göre çalışan buhar sıkıştırırmalı klasik bir ısı pompasına ilave edilen bir sıvı pompası ve ejektör ilavesi ile ısıtma kapasitesi ve ısıtma etkinliğinin artırılması araştırılmıştır. Hesaplamalarda tek ve çift ejektör ile çalışan iki farklı sistem modellenmiştir. Sıvı pompası ile akışkan basıncı artırılırken ejektör kompresör çıkış basıncını alt seviyelerde tutmakta böylece kompresörün klasik sisteme göre harcadığı enerjiyi azaltabilmektedir. Böylece ısıtma etkinlik katsayısı artmakta olup, ısıtma kapasitesi ve etkinliğin artırılması ile daha az enerji harcayan ve klasik sistemlere göre cihaz boyutlarının küçülmesinden dolayı maliyet avantajının da sağlanması gerçekleştirilebilecektir.

Anahtar Kelimeler: Isı Pompası, ejektör, çift fazlı ejektör, ısıtma kapasitesi.

ABSTRACT

HEATING CAPACITY AND EFFICIENCY INCREASING WITH EJECTOR ASSEMBLY IN HEAT PUMP

İsmail GÜNDÜ

M.Sc., Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Ertuğrul CİHAN

August 2018, 48 pages

In this study, effect of heating capacity and heating efficiency were investigated with the help of a liquid pump and an ejector added to a conventional condensing heat pump operating according to the inverse Carnot principle commonly used in room heating. Two different systems working with single and double ejectors are modeled in the calculations. With the fluid pump increasing the fluid pressure, the ejector keeps the compressor outlet pressure at the lower levels, thus reducing the compressor's energy consumption compared to the conventional system. Thus, the heating efficiency coefficient is increased, the heating capacity and the efficiency can be increased, so that the cost advantage can be realized by using less energy and reducing the size of the device according to the conventional systems.

Key Words: Heat Pump, Ejector, Double Phase Ejector, Heating Capacity.



Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez alışmamın yürütölmesini üstlenen, alışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ertuğrul CİHAN'a teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bölümdeki çalışmalarım süresince beni destekleyen diğer bölüm hocalarıma, Arş. Gör. Barış KAVASOĞULLARI ve Arş. Gör. Mehmet Tahir ERDİNÇ'e teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen aileme de ayrıca teşekkür ederim.

Bu alışma OKÜBAP-2017-PT3-020 proje numarası ile O.K.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir. Adı geçen kurum ve kuruluşlarımıza teşekkür ederiz.

İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İTHAF SAYFASI.....	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	11
3.1. Isı Pompaları.....	11
3.2. Ejektörlü Soğutma Sistemleri ve Ejektör Yapısı.....	12
3.3. Buhar Sıkıştırırmalı Klasik Isı Pompasının Çalışma Prensibi.....	15
3.3.1. Kompresör.....	18
3.3.2. Yoğuşturucu (Kondenser).....	19
3.3.3. Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	20
3.3.4. Genleşme Vanası.....	22
3.4. Ejektörlü Isı Pompası Sistemi.....	23
3.4.1. Ejektör.....	23
3.5. R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Isı Pompası Sistemi.....	26
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	333
4.1. Tek Ejektörlü Uygulama.....	33
4.2. Çift Ejektörlü Uygulama.....	38

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	44
KAYNAKLAR	45
ÖZGEÇMİŞ	49



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 Bir ejektörün tasarım elemanları.....	13
Şekil 3.2 Bir ejektörün iç geometrisi boyunca oluşan basınç – hız değişimleri ve ejektör içindeki akış karakteristikleri	14
Şekil 3.3 Ters Carnot prensibine göre çalışan klasik bir ısı pompasının şematik resmi ve akış diyagramı.	16
Şekil 3.4 Çevrimin basınç entalpi diagramında çevrim noktaları	17
Şekil 3.5 Klasik ısı pompasının temel elemanları	18
Şekil 3.6 Çeşitli amaçlarla kullanılan kompresör çeşitleri.....	19
Şekil 3.7 Isı pompasında kullanılan yoğuşturucu örnekleri.....	19
Şekil 3.8 Piyasada kullanılan buharlaştırıcı örneği	21
Şekil 3.9 Piyasada kullanılan genleşme vana örnekleri	22
Şekil 3.10 Genleşme vanası örneği	22
Şekil 3.11 Ejektörlü ısı pompası sistemi şematik resmi.....	24
Şekil 3.12 Örnek ejektör teknik resmi.....	23
Şekil 3.13 Ejektörlü ısı pompası basınç-entalpi diyagramı.....	25
Şekil 4.1 Isıtma oranının yoğuşturucu basıncı ile değişimi.	33
Şekil 4.2 Pompa debisinin ısıtma oranı üzerindeki etkisi.	34
Şekil 4.3 Karışım oranının (ω) ısıtma oranına etkisi.	34
Şekil 4.4 Pompa debisi ile kondenser yüklerinin değişimi.	35
Şekil 4.5 Pompa debisinin değişiminin evaporatör yükleri üzerine etkisinin karşılaştırılması.	35
Şekil 4.6 Pompa debisi ile çıkış basıncının değişimi.	36
Şekil 4.7 Pompa debisinin değişimi ile kondenser ve evaporatör yüklerinin klasik ve ejektörlü sistemlerdeki etkisinin karşılaştırılması.....	36
Şekil 4.8 Pompa debisinin değişiminin ısıtma oranı ve soğutma COP oranının üzerindeki etkisinin karşılaştırılması.....	36
Şekil 4.9 Çift ejektörlü ısı pompası şematik resmi.....	36
Şekil 4.10. Pompa örneği ve performans grafiği (Model No: MSF37(L))	39
Şekil 4.11 Basınç oranı ile soğutma COP 'nin değişimi.....	40
Şekil 4.12 Basınç oranı ile ısıtma COP 'lerin karşılaştırılması.....	40

Şekil 4.13 Basınç oranının değişimi ile ısıtma ve soğutma COP oranlarının karşılaştırılması.	41
Şekil 4.14 Pompa basınç oranı ile pompa gücünün değişimi.....	41
Şekil 4.15 Basınç oranının artması ile soğutma COP 'lerinin karşılaştırılması.....	42
Şekil 4.16 Basınç oranının değişimi ile ısıtma yüklerinin karşılaştırılması.....	42
Şekil 4.17 Basınç oranının değişimi ile soğutma oranının değişimi.....	43
Şekil 4.18 Basınç oranının değişimi ile ısıtma oranının değişimi.....	43



SİMGELER ve KISALTMALAR

<u>Simge</u>	<u>Adı</u>	<u>Birim</u>
COP*	Soğutma etkinliği artış oranı	(-)
COP _{ejektör}	Ejektörlü sistem soğutma etkinliği	(-)
COP _{klasik}	Klasik sistem soğutma etkinliği	(-)
e	Klasik sistem	(-)
h	Entalpi	(J/kg)
h ₁	(1) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₂	(2) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₃	(3) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₄	(4) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₅	(5) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₆	(6) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₇	(7) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
h ₈	(8) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(J/kg)
1	ısıtma	(-)
\dot{m}_r	Soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_T	Toplam soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_3	(3) noktasındaki soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_8	(8) noktasındaki soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
oran	Önerilen yeni sistem değerlerinin klasik sistem değerlerine oranı	(-)
P	Basınç	(Pa)
P*	Kompresör sıkıştırma oranı	(-)
s	soğutma	(-)

\dot{Q}_y	Yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı miktarı	(W)
\dot{Q}_b	Buharlaştırıcı soğutma kapasitesi	(W)
T_{buh}	Buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_{yog}	Yoğuşturucu sıcaklığı	(°C)
y	Ejektörlü önerilen yeni sistem	(-)
ω	Karışım oranı	(-)
$\eta_{komp,iz}$	Kompresör izentropik verimi	(-)
η_d	Difüzör verimi	(-)
η_L	Lüle verimi	(-)
η_m	Karışım bölgesi verimi	(-)

1. GİRİŞ

Çevreye olan hassasiyetin önem arz etmesi ile beraber yenilenebilir enerji çeşitlerinin piyasada kullanımına daha çok rastlanmaya başlamıştır. Bundan dolayı ısı pompalarının kullanımı tekrar önem kazanmıştır. Isı pompalarının '70' li senelerdeki ilk rağbet görmesinin uzun sürmemesi ve bu rağbetin sönmesine sebebiyet veren önceki yöntemlerin yetersiz kalmasına bu yüzyılda hal çaresi bulunmuştur. Günümüzde ısı pompaları sayesinde bulunduğu ortama zarar vermeyen çevreyi koruyan, sağlıklı ve hesaplı ısıtma tertipleri üretilmektedir.

Mühendislik uygulamalarında karşımıza çıkan hayati uygulamalardan olan ısıtma ve soğutmada kullanılan binlerce usul incelenmiş ve sayısız usul uygulamaya çalışılmış olup bu usullerde gaye her daim daha güzel ve verimi yüksek mekanizmalar bulmak olmuştur. Hali hazırdaki enerji kaynaklarındaki eksikliklerden dolayı yapılan çalışmaların usulü değişmiş ve üretilen bütün mekanizmalarda alternatif enerji kaynaklarının kullanımı ve üretimini kapsayacak bir şekilde modernleşmiştir. Buradaki en belirgin şekilde görülen alternatif enerji güneş, jeotermal, su, toprak ve hava kaynakları olarak sıralanabilir. Bu günlerde kullanımı her alanda karşımıza çıkan sistemlerden bir tanesi de ısı pompalarıdır.

Mahallerin ısıtılma mekanizmalarının tercih edilmesinde değişik etkenler belirleyici unsur olmaktadır. Bu etkenlere örnek olarak, mahallin kullanım maksadı, mahaldeki kısımların kullanılma vakitleri ve süreleri, hali hazırdaki kullanılabilen yakacak çeşitleri, projenin maliyeti vb. durumlar bulunmaktadır. Isıtma yöntemi, maliyeti düşürme ve çevreye verilen etki açısından her bina için ideal çözümü elde edebilmek maksadıyla farklı ısıtma mekanizmaları göz önüne bulundurulmalı ve bunlar titiz bir şekilde değerlendirilmelidir. Genel anlamda, birbirine benzer binalar için farklı ısıtma seçenekleri geçerli olabilir. Misal olarak konutlarda bireysel ve merkezi ısıtma mekanizmalarından biri tercih edilebilir.

Seçim yaptığımızda dikkat edilmesi gereken, ısıtma mekanizmasının sadece ilk ekonomik çıktısı ya da işletme masrafları değil, bu unsurlarla beraber amortisman masraflarının ve diğer maliyetlerin de dikkate alınmasıyla oluşan toplam maliyettir.

Bu sebeplerle, inşaat projelerinin ideal olan en başında ısıtma mekanizması tercihi dikkate alınmalı ve bu aşamada alanında kendini geliştirmiş mekanik tesisat mühendisine başvurulmalıdır. Mahallerde tüketilen enerjinin büyük bir bölümü ısıtma ve sıcak su elde etmeye ayrıldığı için, özellikle enerji israfı bakımından düşünülecek olursa seçilecek sistem konusunda bir an önce harekete geçmek önem arz etmektedir. Aynı zamanda, mimari projede öngörülen bina ısı izolasyonu da ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyetini ve işletme giderlerini oldukça etkileyen bir faktördür.

Mahal ısıtmasında yaygın olarak kullanılan ters Carnot prensibine göre çalışan buhar sıkıştırma klasik bir ısı pompasına ilave edilen bir sıvı pompası ve ejektör ile ısıtma kapasitesi ve etkinliği artırılması amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır. Bu sayede ısı pompasında, ısıtma kapasitesi ve etkinliğinin artırılması ile cihaz boyutlarının küçülmesi dolayısıyla maliyet avantajı da sağlanmış olur.

Binalarda kullanılan ısı pompaları için en uygun ısı kaynaklarının sahip olması gereken özellikler:

- Isıtma dönemi süresince yüksek ve kararlı sıcaklığı veriyor olmalı,
- Piyasada yaygın ve bulması kolay olmalı,
- Kirlenici ve aşındırıcı (korozif) etkisi olmamalı,
- Termofiziksel özellikleri uygun olmalı,
- Yatırım ve işletme maliyetleri düşük olmalıdır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

20. asrın başından beri ejektör kullanımı ile ilgili çalışmalar aralıksız olarak devam etmektedir. Yapılan çalışmaların başında gelen su buharı ile çalışan jetli ejektör mekanizmaları suyun yüksek basınca tabi tutularak buharlaşması esasına göre çalışmaktaydı. Sonraki senelerde mekanik kompresörün işlemlere dahil edilmesi ile birlikte buhar sıkıştırımlı ejektörlü soğutma çevrimleri hava ve freon gazları da işin içine katılarak çalışmalar şekillenmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemleri, ejektör uygulama şekline bağlı olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinden daha yüksek COP değerine sahip olabilmekle beraber, yine ejektör uygulama şekline bağlı olarak düşük COP değerlerine karşın atık enerji geri kazanımı sağlayabilmektedirler. Ejektörlü soğutma sistemleri 1860'lı yılların itibaren bilinmektedir. 19. yüz yılda trenlerin frenleme sistemlerinde vakum üretimi için kullanılmışlardır. Bununla birlikte güç istasyonlarında, kondenserde yoğunlaşmayan gazların uzaklaştırılması için yaygın olarak kullanılmaktadırlar. 1930'lu yıllarda, trenlerde ve binalarda iklimlendirme amacı ile uygulanmışlardır [1]. Bu sistemlerin ilk yayımlaşma etkisi 1930'lu yıllardan itibaren başlamış [2] ve sonraki dönemlerde, birbiri ile aynı olan sistemlere göre yüksek performansa sahip olması, az yer tutması ve çalıştırılmasının kolaylığı, mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerini ön plana çıkarmıştır [3]. Enerjinin yüksek maliyeti ve enerji kaynaklarının giderek azalması nedeniyle ejektörlü soğutma sistemleri tekrar gündeme gelmiş ve araştırmacıların dikkatine girmiştir [4]. Buhar sıkıştırma esaslı iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında, güneş enerjisi tahrikli ejektörlü soğutma sistemleri, ofis için gün ışığında iklimlendirme sağlamak amacıyla kullanıldığında elektrik enerjisinin %75'den daha fazlasını muhafaza ettiğini ortaya koymuşlardır. Soğuk depolamada güneş enerjili ejektörlü soğutma sistemi uygulamasının çevre ve iktisadi avantajları hakkında inceleme yapılmış; geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin, 1 kWh soğutma etkisi üretimi için 0,585 kg miktarında (CO₂) karbondioksitin atmosfere salınmasına neden olduğu ve ayrıca 1 kWh soğutma durumu için maliyetin ejektörlü sistemde 0,016 Euro/kWh ve geleneksel soğutma sisteminde 0,178 Euro/kWh olduğu belirlenmiştir. J. Deng ve ark. [5] kritik geçişli CO₂ ejektör genişleme çevriminin soğutma çıkışını ve COP' sini sistemin detaylı bir termodinamik modeline dayanarak

analiz etmişlerdir. Daha sonra ejektör genişleme çevrimi performansı, geleneksel bir buhar sıkıştırıcı ve iç ısı eşanjörlü sistem çevrimleri ile karşılaştırılmıştır. Analizler sonucunda kritik geçişli CO₂ ejektör genişleme çevrimi ile yapılan bu deneysel çalışma ile sistem performansında %25 iyileştirme sağlanabildiği gösterilmiştir. Z. Huifan ve F. Xiaowei [6]; yaptıkları çalışmada güneş tahrikli ejektörlü soğutma sisteminin enerji verimlilik oranını en yüksek 3,94 olarak okunmuştur. Güneş tahrikli ejektörlü soğutma sistemleri, iklimlendirme sistemleri için avantajlı olduğu kadar uygulamada da mümkün olduğunu ortaya koymuşlardır. Küçük ölçekli bir buhar jet ejektör sisteminin deneysel düzeneğini tasarlayıp test etmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda güneş tahrikli bir buhar-jet iklimlendirme sisteminin, geleneksel buhar sıkıştırıcı iklimlendirmelerle karşılaştırıldığında uygulanabilirlik yönünden hem pratik hem de ekonomik bir yol olduğu fark edilmiştir. R744 küçük kapasiteli bir ısı pompasını optimum enjektör geometrisi elde etmek için deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Bu çalışma kapsamında karıştırıcının çeşitli çap ve uzunlukları ve yayıcı için çeşitli ayrılma açısını içeren değişik enjektör konfigürasyonları oluşturmuştur. İlk olarak ölçülendirilmiş bir enjektör modeli enjektör geometrisinin optimizasyonu için kullanılmıştır. Deneysel çalışma ve nümerik simülasyon üzerine temellendirilen enjektör, yayıcı ayırma açısı ve mikser çap ve uzunluk parametrelerine bağlı olarak denenmiştir. Bu çalışmada ejektöre sahip R744 sistemi genişlemeyi iyileştirmek amacıyla COP iyileştirmek için önemli derecede potansiyel olduğu görülmüştür. Geleneksel genişleme valfine sahip sisteme göre COP'daki maksimum artış %8 üzerinde bulunmuştur.

Ejektör kullanılarak yapılan en eski teorik çalışma modelleyen Keenan ve Neumann [7] in beraber yaptıkları çalışmada havanın akışkan yerine kullanıldığı bir ejektörün matematiksel tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda, kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri üzerinde çalışılmış ancak karışım bölgesi modeli için yazarlar deneyle bulunmuş olan sabitleri kullanmışlardır. Sonra Keenan ve ark. [8] karışım bölgesi için iki yöntem geliştirmişler ve yapılan deney sonuçlarına göre sabit basınç ejektörünün daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir. Sonraki yıllarda yapılan çalışmalar da ejektör modelleri ve performans optimizasyonları üzerine yöneldiği görülmüştür [9-10].

Ersoy ve Yapıcı [11], sabit alan modeline göre yaptıkları ejektör analizinde, lüle, karışım bölgesi ve difüzör kayıplarını da dikkate almışlar ve sistemin optimum performans katsayısını belirlemişlerdir. Soğutma çevrimlerindeki ejektörler için, akışı tek boyutlu kabul edip matematiksel bir model ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Çeşitli değişkenler sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiş ve buldukları sonuçları grafiklerle sunmuşlardır. Çalışmalarında, lülenin ejektör içerisindeki konumunun mühim olduğuna ve karışım ortamının mesafesinin de mekanizmanın etkinliği üzerinde etkisinin olduğu sonucunu göstermişlerdir.

Nagakawa ve ark. [12] soğutucu akışkan olarak R744 kullanarak yaptıkları deney çalışmasında karışım bölgesi uzunluğunun sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Optimum karışım bölgesi uzunluğunun kullanılması ve iç ısı değiştiricisi kullanılması durumunda, klasik transkritik soğutma sistemine göre soğutma etkinliğinin %26 artacağını gözlemlemişlerdir.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde ekserji yıkımı hakkında çalışmalar da bulunmaktadır. Yari [13], soğutucu akışkan olarak R134a kullandığı çalışmasında ikinci kanun verimini incelemiş, normal soğutma sisteminin ejektörlü soğutma sistemine göre %24 daha fazla ekserji yıkımına neden olduğunu, ikinci kanun veriminin ise %16 daha düşük olduğunu bildirmiştir. Ersoy ve Bilir [14] ise ikinci kanun veriminin, ejektör lülesi ve difüzörün izentropik verimlerine bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Ünal, Ş., Yılmaz, T., [15], soğutucu akışkan olarak R134a'yı kullanarak yaptıkları termodinamik analizde, otobüsler için ejektörlü klima sistemini analiz etmişler; hem sabit alan hem sabit basınç olarak tasarlanan çift fazlı ejektörün kullanıldığı sistemde soğutma etkinliği artışı, tasarım parametrelerine bağlı olarak %15 civarında olduğunu göstermişlerdir.

Uğur A., Ünal, Ş.' in [16] yaptığı; ejektörlü otobüs klimalarında ejektör boyutlarının çeşitli parametrelere göre belirlenmesi adıyla yaptıkları bu çalışmada; otobüslerde kullanılan mevcut buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve iki fazlı ejektör ile iki buharlaştırıcı kullanılarak oluşturulan yeni çevrimin termodinamik analizini yapmışlar. Ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün boyutları belirlenerek

çeşitli parametrelere göre değişimlerini incelemişler. Elde edilen sonuçlara göre, otobüs klima sistemine ejektör eklenmesiyle sistemin soğutma etkinliğinin yaklaşık %15 oranında artacağı, 32kW soğutma kapasitesine sahip bir otobüs klimasında, Akdeniz Bölgesi iklim şartları dikkate alınarak belirlenen çalışma şartlarına göre toplam ejektör uzunluğu yaklaşık 793 mm olarak hesaplamışlar. Ejektör toplam uzunluğunun hesaplanmasında en etkili parametrelerin ise lüle, karışım bölgesi ve difüzör verimleri ile yoğuşturucu ve birinci buharlaştırıcı sıcaklıklarının olduğu kanısına varmışlardır.

Kutlu Ç, Ünal Ş. [17]; R134a ve R744 ile çalışan otobüs klimalarında iki fazlı ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması durumunda sistemin çeşitli parametrelere göre analizini yapmışlar. Günümüzde otobüslerin birçoğunda klima sistemleri mevcuttur. Otobüs klima sistemlerinde kullanılan kompresör, otobüs motoruna bağlı bir kasnak ile tahrik edilmektedir. Ancak bu durumun motora fazladan bir yük getirdiğini ve yakıt tüketimini arttırdığını tespit etmişler. Otobüslerdeki klimaların soğutma etkinliklerinin artırılması ile sistemde yakıt tüketiminin azalacağını ön görmüşler. Klima etkinliğinin artırılmasına yönelik çalışmalardan biri olan genişleme valfi yerine iki fazlı ejektörün kullanılması işlemidir. Böylece genişleme valfinde kaybolan işin geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azalacak ve böylelikle sistemin soğutma etkinliği (COP) artacaktır. Kutlu ve Ünal yaptıkları bu çalışmada, günümüzde taşıt iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan R134a ile çalışan ve klasik çevrimden farklı olarak genişleme valfi yerine iki fazlı ejektör kullanılan sistemin çeşitli parametrelere göre analizini yapmışlar. Ayrıca, son dönemde küresel ısınma ile belirtilen kaygıların artmasıyla, yapay soğutucu akışkanların küresel ısınmaya sebep oldukları bilindiğinden, taşıt iklimlendirme sistemlerinin yapay soğutucu akışkanlar yerine R744 (CO₂) gibi doğal soğutucu akışkanların kullanılmasına dönüşün başlamasından dolayı, R744 ile çalışan ve klasik çevrimden farklı olarak genişleme valfi yerine iki fazlı ejektör kullanılan sisteminde çeşitli parametrelere göre analizini yapmışlar.

Güler L., Demircioğlu M. [18]; mikro akış ve kimya mühendisliği yaklaşımları kullanılarak Comsol Multiphysics ile mikro ejektör tasarımı üzerine çalışma yapmışlar. Mikro ejektörler genel olarak biyomedikal, soğutma, mikro pompa, mikro

propulsiyon ve mikro yanma sistemlerinde kullanılmaktadır. Ejektörler, özel yapılarına bağlı olarak, süpersonik akış, tıkanma, şok etkileşimler, iki akışının türbülans karışımı ve iki fazlı akış oluşturmaları gibi durumlara yol açması sonucu karmaşık bir akışa sahiptir. Seçilen ya da varsayılan tasarım parametreleri temel ölçeklendirme teoremine yüksek derecede bağlı olduğundan, mikro ejektörlerde aktarım durumu mikro proses mühendisliği açısından belirgin bir öneme sahiptir. Temel ölçeklendirme yasası, makro sistemlere karşı mikro sistemlerde yüzey kuvvetlerinin baskın hale gelerek hacim kuvvetlerinin büyük ölçüde önemsiz hale geçmesini detaylı bir şekilde anlatır.

Enerji ihtiyacının karşılanması ve yüksek enerji giderlerinin azaltılması insanoğlu için her geçen gün daha da önemli bir hal almaktadır. Buna paralel olarak artan bilimsel araştırmalar her gün yeni teknik ve çözümler sunmaya çalışmaktadır. Enerji sarfiyatının büyük bir bölümünün sebebi olan soğutma teknolojileri alanında da enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik ciddi çalışmalar yapılmaktadır. Konvansiyonel soğutma sistemleri yerine geçebileceği düşünülen ejektörlü soğutma sistemleri de araştırmacıların dikkatini çeken ve üzerine çok çeşitli araştırmaların yapıldığı bir alandır. “Farklı soğutucu akışkanlar kullanan ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi” adı altında yaptıkları çalışmada sabit alan modeli ile oluşturulan ve farklı soğutucu akışkanlar kullanan bir ejektörlü soğutma sisteminin teorik performans analizini yapmışlar. Ejektörün kompresör yerine kullanılmasının düşünüldüğü mevcut sistemde termodinamik özellikleri birbirinden farklı iki soğutucu akışkan ile çalıştırmışlar. Sistemin teorik analizini MATLAB® programı ile entegre şekilde çalışan SIMULINK® modelleme programı kullanılarak yapmışlar. Birbirine alternatif olabilecek akışkanların termodinamik özelliklerine ait tüm verileri programa işlemişler. Hazırladıkları programın bu verileri kullanarak, farklı durum ve şartlara göre istenen değerleri simüle etmesini sağlamışlar. Bu sayede alternatif akışkanların farklı çalışma şartlarında sistemin performans katsayısı (coefficient of performance-COP) üzerine etkilerini incelemişler, elde edilen bulguları, tablo ve grafikler şeklinde sunmuşlar.

Yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalar dikkate alındığında ülkemizde gün geçtikçe arttığı görülmektedir. Ejektörü

kullanan soğutma sistemleri ise güneş enerjisi, jeotermal enerji gibi ısı enerjisi kaynaklarını ve suyu çalışma akışkanı olarak kullanması açısından dikkat çekmektedir. Bu nedenle ejektörlü sistemler, çevreyle dost sistemler olarak kabul edilmektedir. Ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarlanmasında optimizasyon koşulları teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su tercih edilen ejektörlü soğutma sisteminde, Termodinamiğin I. ve II. yasa analizleri ejektör teorisine uygun şekilde yapılmıştır. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, sıcaklık, basınç, kütsel debi ve hız gibi termodinamik özelliklerini hesaplamışlar. Ayrıca sistemin ekserji analizini yaparak her bir sistem elemanındaki ekserji kayıplarını hesaplamışlar. Ejektörün boğaz bölgesinde gerçekleşen şok olayının teorik olarak elde edilmesini sağlayan rayleigh ve fanno eğrilerinin kesişimini, iterasyon yaparak elde etmişler. Burada optimum değer elde ederek ejektör boyutlandırması gerçekleştirmişler.

Hamza T., Aydoğan Ö. [19]; Ejektörlü soğutma çevrimine sahip ev tipi bir buzdolabının tasarımı ve üretimi üzerine teorik ve deneysel çalışma gerçekleştirmişler. Bu amaçla, ilk aşamada iki fazlı ejektörün termodinamik incelemesi gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçlar ile birincil lülesi yakınsak tipte ve birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan iki ejektör geometrisi oluşturmuşlar. Bu iki ejektör geometrisi için yapılan testlerde, birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörden emişin olduğu, birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektörde ise emişin olmadığını görmüşler. Bunun üzerine sonraki çalışmalarda birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör üzerinde yoğunlaşmışlar ve bu amaçla birincil lülesi yakınsak tipte olan 6 farklı ejektör geometrisi üretmişler. Birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörler için yapılan testler sonucunda, çok az miktarda da olsa hemen hemen tüm ejektörlerde emiş olduğu, buna karşın kabin içerisinde istenilen düzeylerde soğuma etkisine ulaşamadığı görülmüştür.

Bilir N. ve ark. [20] “Soğutma çevriminde genleşme işi geri kazanımı için ejektörün kullanılabilirliğinin deneysel araştırılması” isimli çalışmalarında R134a akışkanlı klasik soğutma sisteminde genleşme işi geri kazanımı için, genleşme valfi yerine ejektörün genleştirici olarak kullanılabilirliğini deneysel olarak araştırmışlar. Karışma odası giriş kesatine göre ileri ve geri hareket edebilen primer lüleli ejektör tasarlanarak

primer lüenin optimum konum araştırmasını yapmışlar. Aynı dış ortam şartlarında ve aynı soğutma kapasitesinde klasik ve ejektörlü sistemin soğutma performans katsayısı ve ekserji verimini karşılaştırmışlar. Ayrıca, tahrik lülesi boğaz çapının sistem performansı üzerine etkisini incelemişler. Araştırılan çalışma sahasında, evaporatördeki basınç düşüşünün evaporatör girişinde akışkanın kuruluk derecesine bağlı olarak, ejektörlü sistemde yok denecek kadar az iken klasik sistemde 133,7 kPa'a kadar ulaştığını tespit etmişler. Klasik sisteme göre ejektör genleştiricili sistemin COP'u %5 ila %14,2 arasında, ekserji verimi ise %6,6 ila %11,2 arasında daha yüksek elde edildiğini görmüşler. Ejektör veriminin çalışma şartına bağlı olarak %14 ila %42 arasında değiştiğini bulmuşlar. Araştırılan sahada, sistem performansını maksimum yapan bir optimum tahrik lülesi çapı elde etmişler. Ayrıca araştırılan deney şartlarında, ejektörlü sistemde karışma odası girişine göre primer lüle konumunun COP üzerine etkisinin $\pm\%1$ 'den daha az olduğunu belirlemişler.

Alternatif çalışma akışkanları ile çalışan ejektörlü- absorpsiyonlu soğutma sisteminin yapay sinir ağları kullanılarak termodinamik analizi absorpsiyonlu soğutma sistemleri için literatürden farklı olarak üç temel fonksiyon içermektedir. Sistemde ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu/soğurucu akışkan çiftleri (metanol/LiBr, metanol/LiCl) kullanmışlar, literatürde kondenser girişine yerleştirilen ejektör bu çalışmada absorber girişine konulmuş ve böylece sistem üç basınç seviyesinde çalıştırılarak sistemin performans değerlerini arttırmaya çalışmışlar, kullanılan akışkan çiftlerinin termodinamik özellikleri karmaşık diferansiyel denklemler içerdiğinden sistemin termodinamik simülasyonu zordur. Bu durumu kolaylaştırmak için termodinamik özelliklerin belirlenmesinde Yapay Sinir Ağları (YSA) kullanmışlar. Elde edilen sonuçlara göre düşük ayırıcı sıcaklıklarında sistemin performans katsayısında (COP) %49, ekserji performansında (ECOP) %49 iyileşme sağlamış ve dolaşım oranında (f) %57 azalma sağlayarak sistemin boyutlarını küçültmüş ve maliyeti düşürmüşler.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde R410A soğutucu akışkan kullanımının sistem performansına etkisi araştırılmışlar. Ejektör genleştiricili kompresörlü soğutma sistemi matematiksel olarak geliştirilerek Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı yardımıyla sekiz farklı soğutucu akışkan kullanılarak farklı kondenser ve

evaporatör sıcaklıkları için uygulamışlar ve sistemin soğutma kapasitesi, kütleli debi oranlarını elde etmişler. Elde edilen bulguları grafikleştirerek sekiz farklı soğutucu akışkanını karşılaştırmalı olarak incelemişler. Ayrıca R410A soğutucu akışkanının kütleli debi oranına bağılı olarak soğutma kapasitesi değerlerinin R22 soğutucu akışkanına yakın, kütleli debi oranına bağılı çalışma aralığının ise R22 soğutucu akışkanına göre daha geniş olduğunu gözlemlemişler. Kyoto ve Montreal Protokollerine göre çevreye yaptığı olumsuz etkileri nedeniyle üretimi durdurulan ve 2020 yılından itibaren de kullanımı yasaklanacak olan R22 soğutucu akışkanını yerine R410A'nın kullanımının ejektörlü soğutma sistemlerinde iyi bir alternatif olabileceğini göstermişler.



3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde, buhar sıkıştırırmalı klasik bir ısı pompasının çalışma sistemi anlatılıp, klasik bir ısı pompasına ilave edilen bir sıvı pompası ve ejektör eklenmesi ile analizleri yapılacaktır. Ayrıca ısı pompası sisteminin temel elemanları tanıtılıp, sistemin çalışma prensipleri açıklanacaktır. Isı pompasına ilave edilen bir sıvı pompası ve ejektör eklenmesi ile ısıtma kapasitesi ve etkinliğinin artırılması amacının yerine gelip gelmediği gözlenecektir. Isı pompasında, ısıtma kapasitesi ve etkinliğin artırılması ile cihaz boyutlarının küçülmesi dolayısıyla maliyet avantajı sağlanmaya çalışılacaktır.

3.1. Isı Pompaları

Isı pompaları; doğada mevcut olan ancak sıcaklığı düşük olduğu için kullanamadığımız enerjinin sıcaklığını yükselterek faydalanmamızı sağlayan cihazlardır. Isı pompaları bu işlemi klimalardaki gibi soğutma çevrimi sayesinde gerçekleştirmektedir. Yani sistemde kompresör ve soğutucu akışkan devresi mevcuttur. Hava, su ve toprak doğada bulunan ve bedava olan yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Bu enerji kaynaklarından en kolay bulunanı havadır. Bu sebeple günümüzde ısı pompalarında en fazla hava kaynaklı ısı pompaları tercih edilmektedir.

Isı pompaları düşük derecedeki ısı kaynağından aldığı ısı enerjisini yüksek derecedeki ısı kaynağına ileten sistemlerdir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı düşük derecedeki bir ortamdan kendiliğinden yüksek derecedeki bir ortama akmaz. Isı akışını sağlamak için sisteme enerji verilmesi gerekir. Isı pompaları da bu enerjiyi elde edebilmek için elektrik enerjisinden (mekanik ısı pompaları) veya ısı enerjisinden (termal ısı pompaları) yararlanırlar.

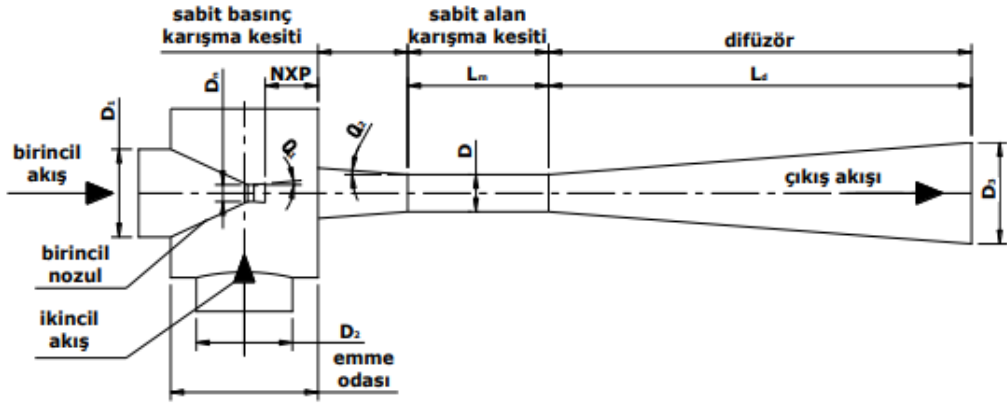
Hava kaynaklı ısı pompaları, dış ortam havasındaki ısıyı çekerek yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanır. Sistem soğutucu akışkan içeren kapalı bir devreden meydana gelir. Buharlaştırma, sıkıştırma, yoğuşma ve genişleme adımlarından oluşan, termodinamik bir döngü oluşturulur.

3.2. Ejektörlü Soğutma Sistemleri ve Ejektör Yapısı

Soğutma sistemlerinde ejektör Şekil 3.1’de olduğu gibi üç şekilde kullanılabilir. Birincisi; Şekil 3.1’de görülen ve özellikle fosil yakıt kaynaklarının tüketiminin artması ile ısı tahrikli soğutma sistemlerinde kompresörün bir alternatifi olarak yerine geçirilen ejektör uygulamasıdır. Bu tip bir uygulamada soğutma ve iklimlendirme çevrimleri içinde, ejektör, daha yüksek bir sıcaklıkta yoğuşmayı sağlayacak şekilde sürüklenen buharı daha yüksek basınçlara sıkıştırır. Üstelik ejektör sürüklenme prosesi, evaporatör tarafındaki düşük basıncı destekleyerek düşük sıcaklıkta buharlaşmaya izin verir. Sonuç olarak, soğutma ve iklimlendirme fonksiyonları için soğuk evaporatör akışkanı kullanılabilir. İkinci kullanım biçimi; buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde hem kompresör hem de soğutucu akışkan pompasının kullanıldığı bir ejektör uygulamasıdır. Isı transferi ünitelerindeki yoğuşmamış gazların uzaklaştırılması için ejektör sürüklenme prosesi, kondenser ya da evaporatör içerisinde bu gazların birikmesini engeller. Isı değiştirici ünitelerde yoğuşmamış gazların varlığı, ısı transferi verimliliğini düşürür ve bu gazların düşük ısı iletkenlikleri nedeniyle yoğuşma sıcaklığını artırır. Üstelik bu gazların varlığı, korozyon tepkimelerini ilerletir. Bu uygulama fikri henüz oldukça yeni olup, düşük ortam sıcaklık şartları altında suyun ısıtma yükünü iyileştirmek amacı ile buhar sıkıştırımlı ısı pompası çevriminde ejektörün yenilikçi bir uygulamadır. Soğutma çevrimi içinde ejektörün konumu, bir kompresör ve kondenser arasına yerleştirilmesi tasarımı da mevcuttur. Üçüncü tip uygulama; soğutma sistemlerinde sıkıştırma kaybı işlemini azaltmak amacı ile geleneksel genişleme valfine bir alternatif olarak ejektörlerin uygulanmasıdır [21]. Bununla birlikte iklimlendirme ve soğutma için, buhar sıkıştırımlı çevrim ünitelerinden daha düşük verimliliğe sahip olsa da, çevresel zarar için sorumlu tutulan soğutucuların (CFC’lerin ozon tabakasını inceltmeleri, HCFC’lerin ve HFC’lerin küresel ısınmaya etkisi ile çevresel olarak ısıl kirlenmeye neden olmaları) kullanılması ile ilgili etkili enerji verimliliğinin desteklenmesi ve geliştirilmesi kapsamında ejektör çevrimlerinin düşük seviyeli ısıyı kullanarak işletilmesi, çekiçliliklerini arttırmıştır [22]. Son çalışmalar, bir ejektör çevriminin geniş oranda ejektör tasarımına ve işletme şartlarına dayalı olan performansını ve davranışını açıklamaya odaklanmıştır. Çevre dostu soğutucu ekipmanları ile çevrim performansı;

uygun modifikasyonlar ile, boğulmayı ve diğer proses tersinmezliklerini içeren iç kayıpların azaltılması sağlandığı takdirde iyileştirilebilir [23].

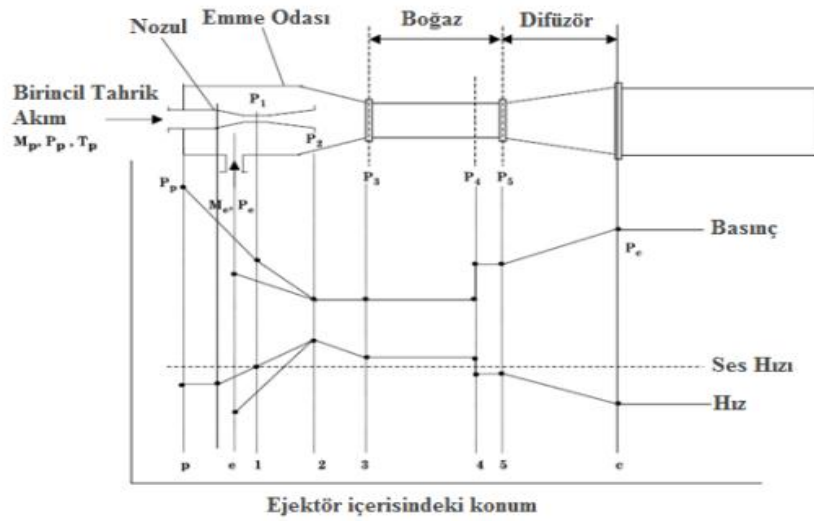
Soğutma sistemlerinde ses üstü ejektörler, çalışma akışkanını evaporatör basıncından kondenser basıncına pompalamak ve sıkıştırmak için normal bütün sistemlerde kullanılan birincil akışkan boyunca kullanılırlar. Bu sistemlerin işletme ve bakım maliyetleri, buhar sıkıştırmalı sistemlerle karşılaştırıldığında düşüktür [24]. Düşük basınçta ikincil akışkanın sürüklenmesi için yüksek hızlı bir jetin kinetik enerjisinin kullanımı prensibine dayanan tipik bir ses üstü ejektör Şekil 3.1’de gösterildiği gibi basit bir mekanik elemandır, hareketli parçalara sahip olmadığı için az bir bakıma ihtiyaç duyar ve uzun ömürlüdür. Normal olarak, bir buhar ejektörü prensipte 4 eleman içerir. Bunlar birincil bir yakınsak-ıraksak nozul içeren kesit, ikincil akış için bir emme kanalı, karışma amacıyla birincil ve ikincil akışkanlar için karışma kesiti son olarak alan ve difüzör kesitidir. Burada normalde karışım akımının enlemesine bir şoka uğrayacağı ve aniden eşzamanlı statik bir basınç artışının üretileceği sabit bir alan kesiti ve içinde, karışım akımının basıncının kondenser basıncına kadar ulaştığında yayılması amacıyla bir difüzör kesiti kullanılmaktadır (Şekil 3.1) [25].



Şekil 3.1. Bir ejektörün tasarım elemanları

Ses üstü ejektörler, farklı enerji seviyesinde iki akışkan akımının yeniden sıkıştırılması ve karışması olayını gerçekleştirir. Birincil akım iken, ikincil akımdır. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi, buhar-jet soğutucu ejektörü şu şekilde işletilir: Isı jeneratör tarafından ısı kaynağından absorbe edilir ve bu ısı, yüksek bir basınçta sıvı soğutkanın

buharlaşmasına sebep olur. Jeneratörde meydana getirilen yüksek basınçtaki ve sıcaklıktaki birincil akışkan, ses üstü hıza ulaşmak amacıyla yakınsak-ıraksak nozul (birincil nozul) boyunca akar. Akışkan nozul çıkış düzleminde, dolayısıyla birincil ve ikincil akımların birleştirildiği karışma odası doğrultusunda, çok düşük bir basınç bölgesi yaratmak için ses üstü hıza sahip bir şekilde yelpaze gibi yayılır [26]. Daha sonra düşük basınçtaki ve yüksek hızdaki birincil akım düşük basınçtaki ikincil akışkanı, sürüklenmeye sebep olan bir etki aracılığıyla evaporatörden karışma odası içine çeker ve karışma odası içinde ikincil akışkan birincil akım ile ivmelenir. Birleşik akım, karışma odası sonunda tamamen karışmış olarak toplanır ve akış hızı ses üstüdür. Sonra sabit kesit alanı içinde bir sıkıştırma etkisi meydana getirecek normal bir şok dalgası üretilir ve akış hızı ses altı değerine düşürülür. Daha sonra akışkanın sıkıştırılması, ses altı difüzör kesiti boyunca, birleşik akım akışı olarak gerçekleştirilir. Bu birleşik akımın kinetik enerjisi, birleşik buhar akımının kondensere beslendiği difüzör kesiti içinde basınç enerjisine dönüşür. En son olarak birleşik akım, ejektörün parçası olan difüzör içinde kararlı bir basınç sonrası ejektörü terk eder (Şekil 3.2) [27].



Şekil 3.2. Bir ejektörün iç geometrisi boyunca oluşan basınç – hız değişimleri ve ejektör içindeki akış karakteristikleri

3.3. Buhar Sıkıştırırmalı Klasik Isı Pompasının Çalışma Prensibi

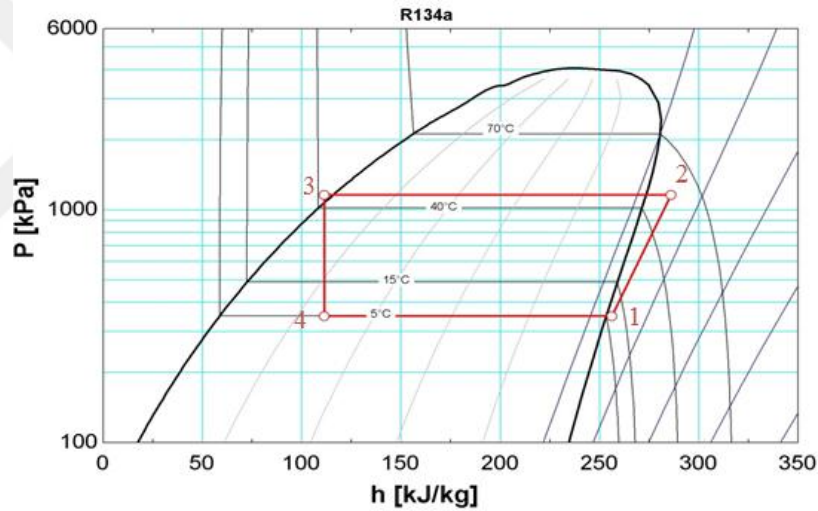
Klasik buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı sırasıyla Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Sistemin ana bölümleri kompresör, yoğuşturucu (kondenser), genleşme vanası ve buharlaştırıcıdır (evaporatör).

Sistemin çalışması ise şu şekilde gerçekleşir: Düşük basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar olarak buharlaştırıcıdan (A) noktasında çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girer. Kompresör tarafından sıkıştırılan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncı artar ve (B) noktasında kompresörden çıkar. Yüksek basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar halinde (B) noktasında kompresörden çıkan soğutucu akışkan, yoğuşturucuya girer ve burada önce doyma sıcaklığına kadar soğutulur, daha sonra ise sabit sıcaklıkta yoğuşturulur. Yüksek basınçta orta bir sıcaklıkta aşırı soğutulmuş sıvı olarak (C) noktasında yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit entalpide genişleme işleminin olduğu genleşme valfine girer. Basıncı düşürülen soğutucu akışkanın sıcaklığı da düşer ve (D) noktasında genleşme valfinden çıkar. Soğutucu akışkan aynı zamanda (D) noktasında buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın (A) şartlarında kızgın buhar elde edilmesine kadar devam eder.

edecektir. Şekil 5.1’de verilen ısı pompasının ısıtma etkinlik katsayısı Eşitlik 3.1’deki gibi tarif edilir.

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_{kon}}{W_{komp}} = \frac{(h_B - h_C)}{(h_B - h_A)} \quad (3.1)$$

Burada, Q_{kon} kondenserden ısıtılan ortama aktarılan ısı miktarı, W_{komp} ile kompresörün harcadığı güçtür. Isı pompasının etkinlik katsayısı ($COP_{ısıtma}$) her zaman birden büyük bir sayıdır. Bu nedenle, ısı pompalarında birim elektrik enerjisi harcamasında, rezistanslı ısıtma sistemlerine göre daha fazla ısı enerjisi elde etmek mümkündür. Şekil 3.4’ de bu çevrimin basınç entalpi diagramında çevrim noktaları görülebilir.



Şekil 3.4. Çevrimin basınç-entalpi diagramında gösterimi

Çevrim noktaları şu şekilde özetlenebilir;

A-B: Soğutucu akışkanın kompresöre girerek basıncı ve sıcaklığının artırılması

B-C: Kondenserde akışkanın yoğuşarak ortama ısı atılması ve sıcaklığının azalması

C-D: Genleşme valfinde akışkanın basıncının düşürülmesi

D-A: Evaporatörde akışkanın buharlaşarak ortamdan ısı çekilmesi

Isı pompası sistemindeki temel bölümleri kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası, buharlaştırıcıdır. Şekil 3.5’te ısı pompasında kullanılan bazı temel elemanlara ait bir

resim gösterilmiştir. Bu ısı pompası sistemlerinin elemanlarına ait bilgiler de aşağıdaki kısım verilmiştir[28].



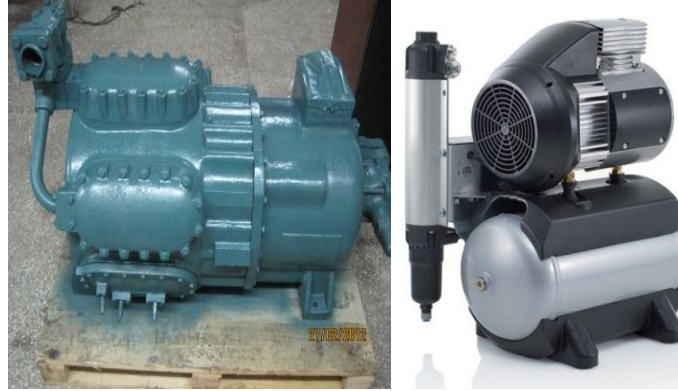
Şekil 3.5 Klasik ısı pompasının temel elemanları

3.3.1. Kompresör

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin en önemli bölümü olan kompresör, buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki soğutucu akışkanın basıncını artırıp yoğunlaştırıcıya gönderen bir ekipmandır. Kompresör, konstrüksiyon detayları kullanılan soğutucunun cinsine göre değişen ve temel gayesi, evaporatör basıncındaki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçtaki kondansere göndermek olan bir gaz pompasıdır [29]. Kompresörün mekanik ve volumetrik veriminin tesisin ekonomisi üzerinde etkisinin büyük olması dolayısıyla soğutma tesisinin cinsine ve büyüklüğüne göre çeşitli kompresörler geliştirilmiş olup başlıca 5 ana grupta toplanabilir [32].

- Pistonlu Kompresörler
- Rotatif Kompresörler
- Hermetik Kompresörler
- Vidalı Kompresörler
- Turbo Kompresörler

Isı pompası sisteminin özelliklerine göre çeşitli şekillerde kompresörler (Şekil 3.6) geliştirilmiştir.



Şekil 3.6. Çeşitli amaçlarla kullanılan kompresör çeşitleri

3.3.2. Yoğuşturucu

Isı pompası sistemlerinde soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan aldığı ısıyı ve kompresördeki sıkıştırma esnasında sisteme eklenen ısıyı dış ortama atan elemanlara yoğuşturucu denir. Soğutucu akışkan yoğuşturucu serpantinlerinden geçerken gaz halinden sıvı hale dönüşür. Şekil 3.7’de ısı pomasında kullanılan yoğuşturucuya ait bir örnek verilmiştir. Kondanserin bir soğutma sistemindeki görevi, kompresörle sıkıştırılmak suretiyle yüksek basınca çıkarılmış olan sıcak gazın soğutularak yoğuşturulmasıdır[34]. Bir soğutma sisteminde temelde evaporatörde çekilen ısı ile kompresör tarafından akışkana kazandırılan toplam ısı kondanserde dışarı atılır. Tüm kompresörlerin görevi aynı olmakla beraber bunların değişik tipleri vardır. Bunları başlıca üç gruba toplamak mümkündür:

- Su ile soğutulan kondanserler,
- Evaporatif kondanserler ve
- Havayla soğutulan kondanserlerdir.



Şekil 3.7. Isı pompasında kullanılan yoğuşturucu örnekleri

Yoğuşturucular ısı iletkenliği iyi olan bakır ve alüminyum gibi malzemelerden yapılır. Yoğuşturucu, yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkandan aldığı ısıyı daha düşük sıcaklıktaki dış ortama aktarır ve aktarılan bu ısı miktarına yoğuşturucu kapasitesi denir.

Hava soğutmalı yoğuşturucular olup, yoğuşturucunun ısı transfer kapasitesi birçok faktöre bağlıdır. Bu faktörler; dış alan, sıcaklık farkı (çevre-yoğuşturucu sıcaklığı arasındaki fark), zaman, hava hızı, kanat hatvesi, boru çapı, kanat alanı, ortam rutubeti, kanat temizliği ve hava temizliği olarak sıralanabilir. Belli ebatlardaki bir yoğuşturucu için, kapasiteye en çok etki eden faktörler hava hızı ve kanatçık aralığıdır. Yoğuşturucu imalatında kullanılan malzemelerin ısı transferi katsayılarının farklı olmasından dolayı tasarımcılar doğru ve uygun malzemeyi seçerek yoğuşturucunun boyutlarını değiştirebilirler.

Yoğuşturucunun temizliği de önemlidir. Zamanla yoğuşturucuda biriken kir hem ısı transferi katsayısını etkilemekte hem de havanın yoğuşturucu yüzey ile arasını tıkayıp ısı transfer edilen hava debisini azaltabilmektedir. Bu sebeplerden dolayı yoğuşturucunun temizliği önem arz etmektedir.

3.3.3. Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Bir soğutma sisteminde, soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı ile soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlayan elemanlara buharlaştırıcı denir. Buharlaştırıcının yapısı, soğutucu akışkanın çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulacak ortamdan çekilen ısının mümkün olduğunca düşük bir ısı transfer yüzey alanı ile yapacak ve

soğutucu akışkanın giriş ve çıkış noktalarındaki basınç farkını minimum düzeyde tutacak şekilde olmalıdır. Şekil 3.8’de buharlaştırıcı örnekleri görülmektedir.



Şekil 3.8. Piyasada kullanılan buharlaştırıcı örneği

Temelde bir ısı değiştirgeci olan buharlaştırıcılar, genişleme valfinde basıncı dūřürölmüř olan soğutucu akışkanı buharlaştırarak, çevre sıcaklığından daha dūřük sıcaklıktaki mahallerin elde edildiği kısımlardır [35]. Soęutucu akışkanın cinsine bağlı olarak çeşitli malzemelerden yapılmasıyla birlikte genelde yapımlarında bakır ve çelik borular kullanılır. Soęutulan ortamın hava, su veya hava su karışımı olmasına bağlı olarak çeşitli tipleri geliştirilmiş olup konstrüksiyon açısından iki sınıfta değerlendirilebilir:

- Hava Soğutulmasında kullanılan buharlaştırıcılar
- Sıvıların Soğutulmasında kullanılan buharlaştırıcılar

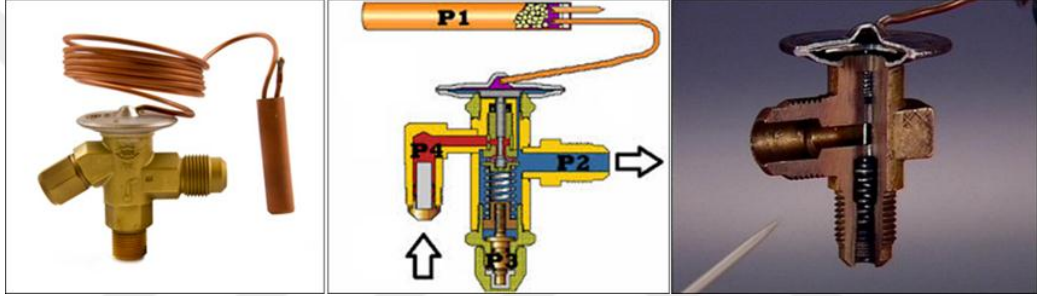
Birçok soğutma borusundan ve kanatçıklardan oluşur. Sıvı halde buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan soğutma borularının iç yüzeyine temas ettiğinde, dış ortamdan çekilen ısı sayesinde kaynar ve buharlaşır. Soęutucu akışkanlar çok dūřük sıcaklıklarda kaynamaya başladığından, buharlaştırıcının dış tarafındaki kanatçıklar arasından geçen hava soğur ve kullanılmak istenen mahale verilir. Bu işlem esnasında hava içindeki nem buharlaştırıcı petekleri üzerinde yoğuşur.

Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı transfer katsayısını etkileyen parametreler kanatçık aralığı, hava hızı, buharlaşma sıcaklığı, boru çapı ve kirlenme faktörüdür.

3.3.4. Genleşme Vanası

Genleşme vanası, soğutucu akışkanın basıncını yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemandır. Genleşme vanasında basınç düşüşü ideal şartlarda sabit entalpide gerçekleşir. Küçük sistemlerde genleşme vanası yerine kılcal borular kullanılır. Şekil 3.9’da genleşme vanaları görülmektedir.

Genleşme vanasının kapasitesi, kullanılacağı ünitesinin kapasitesine uygun olmalıdır. Küçük orifis çaplı vana kapasiteyi düşürebileceği gibi, büyük orifis çaplı vana taşmaya neden olabilir.



Şekil 3.9. Piyasa da ki genleşme vana örnekleri

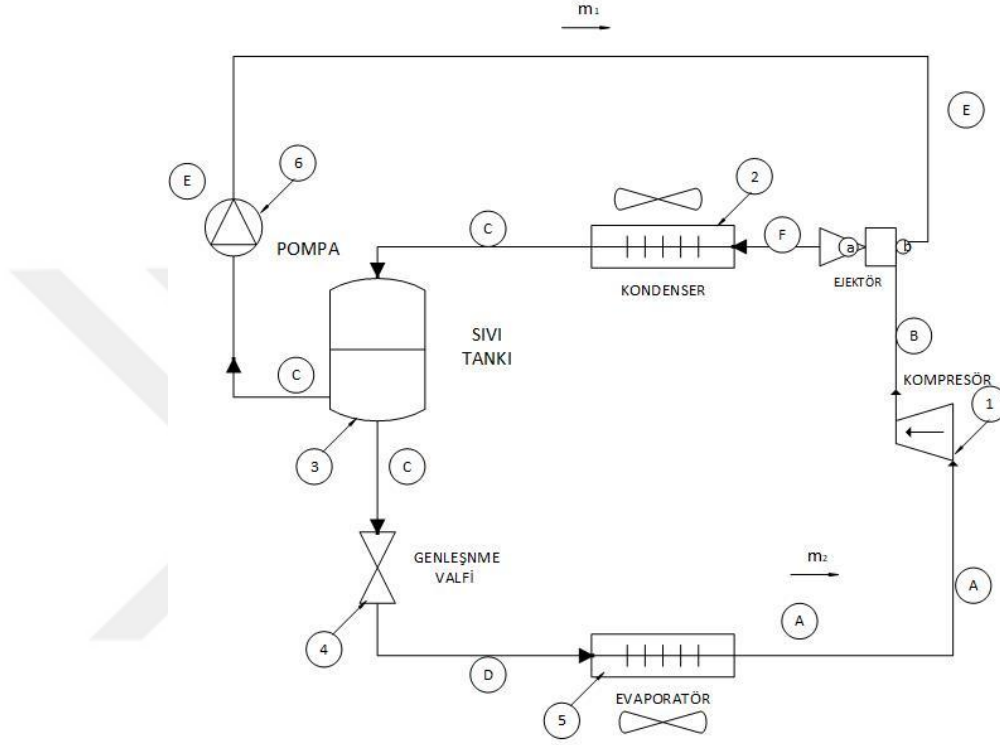
Genleşme valfi, yoğuşturucudan basıncı artmış bir şekilde çıkan soğutucu akışkanı, istenilen buharlaştırıcı basıncına indirme işlemi yapan kısma elemanıdır. İdeal şartlarda genleşme valfinde gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Genleşme valfi olarak küçük sistemlerde kılcal borular bu görevi yapmakla birlikte, daha büyük sistemlerde el ayar valfi, otomatik genleşme valfi ve termik genleşme valfi gibi elemanlar kullanılmaktadır. Elektronik genleşme vana örneği (Şekil 3.10) görülmektedir [28].



Şekil 3.10. Genleşme vanası örneği [28]

3.4. Ejektörlü Isı Pompası Sistemi

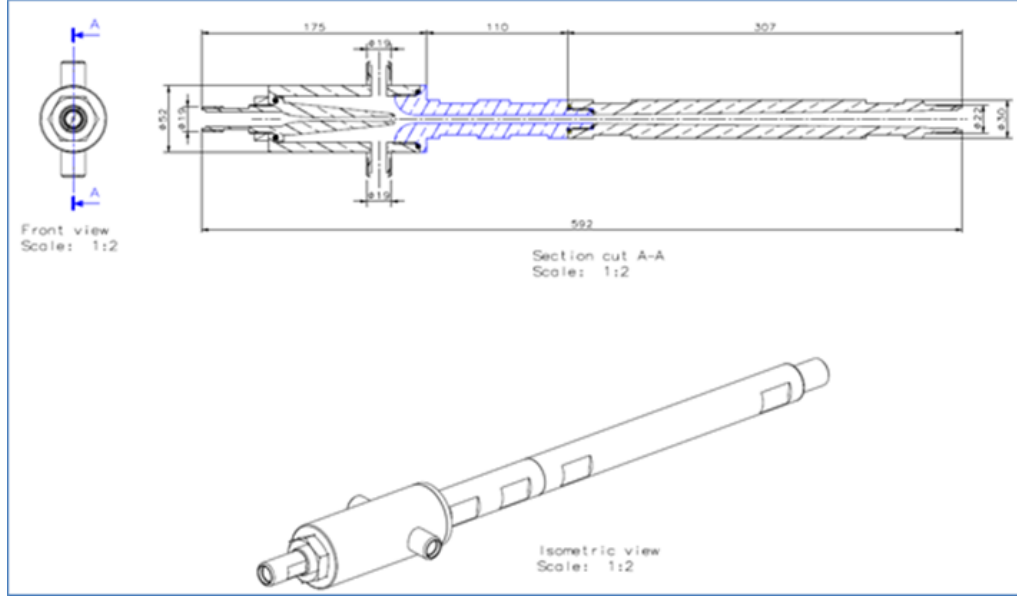
Bilinen ve mahal ısıtmasında yaygın olarak kullanılan ters Carnot prensibine göre çalışan buhar sıkıştırırmalı klasik bir ısı pompasına ilave edilen bir ejektör ile ısıtma kapasitesi ve etkinliğinin artırılması için Şekil 3.11’ te verilen ejektörlü ısı pompası şeması uygulaması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.11 Ejektörlü ısı pompası sistemi şematik resmi.

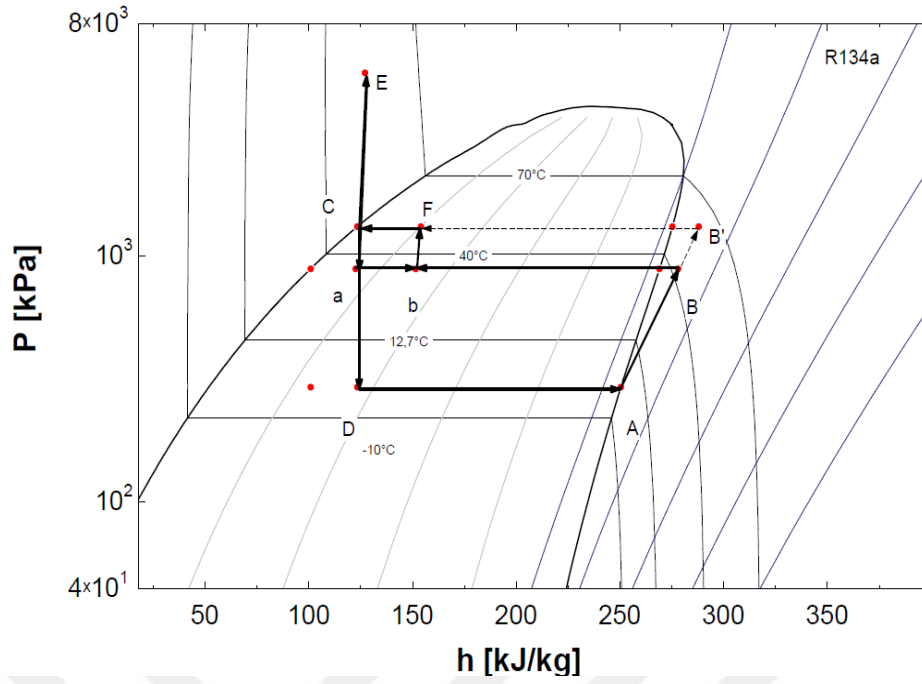
3.4.1. Ejektör

Yoğuşturucudan gelen birincil akışkanın basınç ve sıcaklığını azaltıp hızını arttıran, buharlaştırıcıdan gelen ikincil akışkanın emilmesini sağlayan ve dolayısıyla yüksek basınçlı bir akışkanın enerjisini düşük basınçtaki diğer akışkana aktararak onun basıncını yükselten sistem elemanıdır. Ejektör örneği Şekil 3.12’de verilmiştir [17].



Şekil 3.12. Örnek ejektör teknik resmi. [17]

Ejektör, bilindiği gibi ventüri prensibine göre çalışan ve vakum üreten cihazlardır. Yeni sistemin çalışması şu şekilde özetlenebilir: Kondenserden sıvı halde çıkan akışkan sıvı deposunda (3) toplanmaktadır. Sıvı tankına bağlanan bir sıvı pompası (6) yardımı ile akışkanın basıncı arttırılmaktadır. Yüksek basınçtaki sıvı fazda soğutucu akışkan (örneğin, R134a) ejektörü beslemekte ve ejektör içinde (a) vakum bölgesi oluşturmaktadır. Bu esnada kompresörden basıncı artırılmış gaz ile birleşmekte ve diffüzör yardımı ile basıncı daha yüksek bir seviyeye çıkarılmaktadır. Ejektör yüksek basınçtaki akışkanın enerjisini kullanarak bir nevi ilave bir kompresör gibi davranmaktadır. Şekil 3.11'te ejektörlü ısı pompası basınç-entalpi diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.13 Ejektörlü ısı pompası basınç-entalpi diyagramı

Sıvı pompası çalışmaz iken çevrim A-B'-C-D-A yolunu izlemektedir. Bu klasik ısı pompası çevrimidir. Ancak sıvı pompası çalışmaya başladığında ejektör vakum yaratacağından kompresörün soğutucu gazı (B) basıncına kadar basmasına gerek kalmayacak ve kompresörün harcadığı güç miktarı düşecektir. Kompresörden geçen debi miktarı m_1 dersek, kompresördeki güç azalması aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\Delta W = \dot{m}_1 * (h_B - h_{B'}) \quad (3.2)$$

Diğer bir deyişle ejektöre yüksek basınçta (E) sıvı akışkan girmekte ve kompresör çıkışındaki (B) akışkan ile karışmakta (emilmekte) ve basıncı yükselttilerek ejektörden (F) çıkmaktadır. Islak buhar bölgesinde çıkan akışkan kondensere girerek yoğuşmakta ve sıvı olarak (C) terk etmektedir. Yeni durumda çevrim A-B-F-C-D-A yolunu izlemektedir. Bu çevrim noktaları Şekil 3.13'te görülmektedir.

Kompresörden geçen soğutucu akışkan debisi m_2 , sıvı pompasının bastığı akışkan debisi m_1 dersek, ejektörlü ısı pompasının ısıtma etkinlik katsayısı eşitlik (3.3)'teki gibidir.

$$\begin{aligned}
COP_{\text{ısıtma,yeni}} &= \frac{\dot{Q}_{kon}}{W_{komp} + W_{pomp}} \\
&= \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_F - h_C)}{(\dot{m}_2) * (h_B - h_A) + (\dot{m}_1) * (h_E - h_C)}
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Çevrimdeki kütle oranları $\alpha = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$ şeklinde tarif ettiğimizde ısıtma etkinlik katsayısı (COP) yeniden düzenlendiğinde eşitlik (3.4) elde edilir.

$$COP_{l,y} = \frac{(1 + \alpha) * (h_F - h_C)}{(h_B - h_A) + \alpha * (h_E - h_C)} \tag{3.4}$$

Yukarıdaki formülden görüleceği üzere α debi oranı arttıkça sistemin ısıtma kapasitesi ve COP_l değeri de artmaktadır. Pompanın harcadığı güç miktarı kompresöre göre karşılaştırıldığında oldukça düşük olacağı bilinmektedir. Önerilen bu sistem ile klasik ısı pompasına ejektör ilave edilmesi ile ısı pompasının kapasitesi ve ısıtma etkinliğinde artış sağlanmıştır.

3.5. R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Isı Pompası Sistemi

Ejektörlü ısı pompası sisteminin P-h diyagramı Şekil 3.13’de verilmiştir. Bu sistemin termodinamik analizi aşağıdaki kabuller altında yapılacaktır.

1. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, aşırı soğuma ve kızgınlık sıcaklıkları bilinmektedir.
2. Lüle ve difüzörün izentropik verimleri bilinmektedir.
3. Ejektör karışım bölgesinin verimi bilinmektedir.
4. Ejektörde karışım sabit basınç ve sabit kesit alanda oluşmaktadır.
5. Genleşme vanalarında sabit entalpi kabul edilecektir.
6. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilecektir.

Bu çalışmada lülenin ve difüzörün izentropik verimleri ve karışım bölgesinin verimi 0,9 olarak alınmıştır. Soğutucu akışkan kompresöre (1) noktasından kızgın buhar olarak girer ve (2) noktasından çıkacaktır. Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklıklar bellidir ve kompresör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için kompresör izentropik

veriminden faydalanılacaktır. Kompresör izentropik verimi aşağıda verilen denklem (3.5) den hesaplanmıştır.

$$\eta_{komp,iz} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.5)$$

İzentropik verim pistonlu kompresörler için ampirik bir ifade olan denklem (3.6) ile kullanılabilir. Bu denklemlerde tanımlanan P^* , kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir [44].

$$\eta_{komp,iz} = 0,874 - 0,0135 * P^* \quad (3.6)$$

$$P^* = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.7)$$

Denklem (3.5)'deki h_{2s} değeri, denklem (3.8)'da gösterildiği gibi o noktadaki entropi ve basınç değeri kullanılarak bulunur.

$$h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s}) \quad (3.8)$$

Buna göre denklem (3.5)'deki kompresör verimi ifadesinden (2) noktasındaki entalpi değeri hesaplanabilir. Yoğuşturucuya (2) noktasından giren soğutucu akışkan (3) noktasından çıkmakta ve bir sıvı tankında depolanmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığı bilindiğinden (3) noktasının termodinamik özellikleri bilinmektedir. Sıvı tankından sonra soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, kalan kısmı da genişleme vanasına girmektedir.

Şekil 3.13'te verilmiş olan basınç-entalpi diyagramında (6) noktası lüle çıkışını ve karışım bölgesi girişini, (7) noktası karışım bölgesi çıkışını ve difüzöre girişi, (8) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (5) ile (6) noktalarının arasında denklem (3.7)'de verilen enerji denklemi ve denklem (3.10)'de verilen lülenin izentropik verim ifadesini kullanılarak (6) noktasındaki termodinamik özellikler bulunabilir. Kütle korunumu kanununa göre $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ alınması gerekir.

$$\dot{m}_5 * h_5 * 1000 = \dot{m}_6 * h_6 * 1000 + \dot{m}_6 * \frac{V_6^2}{2} \quad (3.9)$$

$$\eta_L = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.10)$$

Soğutucu akışkan genleşme vanasına (5) noktasından girmektedir ve (7) noktasından çıkmaktadır. Genleşme vanasındaki basıncın düşürülmeme işleminin adyabatik gerçekleştiği varsayımı ile (8) noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$h_8 = h_{13} \quad (3.11)$$

Karışım bölgesinin çıkışı ve difüzörün giriş noktası olarak tanımlanmış olan (5) noktasına ait termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise enerji ve momentum denklemlerini kullanarak aşağıda verilen denklem (3.12), (3.13) ve denklem (3.14)'i yazmak mümkündür.

$$V_4 = \sqrt{2 * 1000 * (h_3 - h_4)} \quad (3.12)$$

$$V_5 = \sqrt{\eta_{mix}} * \left[\frac{V_4}{1 + \omega} \right] \quad (3.13)$$

$$h_5 = \left(\frac{h_3 + \omega * h_2}{1 + \omega} \right) - \left(\frac{V_5^2}{2000} \right) \quad (3.14)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanlarının kütle oranını ifade eden ω denklem (3.15) ile tanımlanmıştır.

$$\omega = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \quad (3.15)$$

Difüzör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için denklem (3.16)'te verilen enerji ve difüzör izentropik verimi kullanılır.

$$\eta_d = \frac{h_{8,s} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (3.16)$$

Pistonlu kompresörlerde yağın kompresöre geri dönmesini sağlamak amacıyla soğutucu akışkan hızının 5 – 7 m/s olması önerilmektedir [44]. Bu çalışmada difüzör çıkışındaki soğutucu akışkanın hızı 5 m/s alınmıştır.

Klasik sitemde kompresörün çektiği güç denklem (3.17)'deki gibi m_2 kütesinin kompresörün giriş/çıkış entalpi farkı ile çarpımı sonucunda bulunur.

$$W_{kom,e} = \dot{m}_2 * (h_9 - h_1) \quad (3.17)$$

Ejektörlü yeni sitemde kompresörün çektiği güç denklem (3.18)'deki gibi m_{2y} kütesinin kompresörün giriş/çıkış entalpi farkı ile çarpımı sonucunda bulunur.

$$W_{kom,y} = \dot{m}_{2y} * (h_2 - h_1) \quad (3.18)$$

Denklem (3.19)'da pompanın çekeceği gücün hesaplaması verilmektedir.

$$W_{pompa} = \dot{m}_3 * \left(\frac{h_3 - h_{13}}{\eta_{pompa}} \right) \quad (3.19)$$

Klasik sistemde kondenser ve evaporatörün çektiği yükler denklem (3.20) ve denklem (3.21) de verilen formüllerle hesaplanmaktadır.

$$Q_{kon,e} = \dot{m}_2 * (h_9 - h_{13}) \quad (3.20)$$

$$Q_{eva,e} = \dot{m}_2 * (h_1 - h_8) \quad (3.21)$$

Ejektörlü sistemdeki kondenser ve evaporatörün çektiği yükler denklem (3.22) ve denklem (3.23) de verilen formüllerle hesaplanmaktadır.

$$Q_{kon,y} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_3) * (h_6 - h_{13}) \quad (3.22)$$

$$Q_{eva,y} = \dot{m}_{2y} * (h_1 - h_{15}) \quad (3.23)$$

Ejektörlü sistemdeki kondenserin çektiği ısının klasik sistemdeki kondenserin çektiği yüke oranı denklem (3.24)' te; ejektörlü sistemdeki evaporatörün çektiği ısının klasik sistemdeki evaporatörün çektiği yüke oranı da denklem (3.25)' te verilmiştir.

$$Oran_{kon} = \frac{\dot{Q}_{kon,y}}{\dot{Q}_{kon,e}} \quad (3.24)$$

$$Oran_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva,y}}{\dot{Q}_{eva,e}} \quad (3.25)$$

Klasik sistemdeki kompresörün çektiği gücün ejektörlü sistemdeki kompresörün çektiği güce oranı denklem (3.26)'teki gibi hesaplanmaktadır.

$$W_{kom,oran} = \frac{W_{kom,e}}{W_{kom,y}} \quad (3.26)$$

Isıtma oranı, kompresörün çektiği yüklerin oranının kondenserin çektiği yüklerin oranlarının çarpımı sonucunda denklem (3.27)'teki gibi hesaplanır.

$$Oran_{Isıtma} = W_{kom,oran} * Oran_{kon} \quad (3.27)$$

Denklem (3.28)'da klasik sistemde evaporatörün çektiği yükün kompresörün çektiği yüke oranı soğutma COP 'sini vermektedir.

$$COP_{s,e} = \frac{\dot{Q}_{eva,e}}{W_{kom,e}} \quad (3.28)$$

Ejektörlü sistemin soğutma COP'si denklem (3.29)'de verilen formülle hesaplanmaktadır.

$$COP_{s,y} = \frac{\dot{Q}_{eva,y}}{W_{pompa} + W_{kom,y}} \quad (3.29)$$

Denklem (3.30)'da klasik sistemde kondenserin çektiği yükün kompresörün çektiği yüke oranı ısıtma COP 'sini vermektedir.

$$COP_{t,e} = \frac{\dot{Q}_{kon,e}}{W_{kom,e}} \quad (3.30)$$

Ejektörlü sistemin ısıtma COP 'si denklem (3.31)'de verilen formülle hesaplanmaktadır.

$$COP_{t,y} = \frac{\dot{Q}_{kon,y}}{W_{pompa} + W_{komp,y}} \quad (3.31)$$

Denklem (3.32)'da kompresörün çektiği yük oranı ile ejektörlü sistemdeki evaporatörün çektiği yüklerin oranının çarpımı soğutma COP oranını vermektedir.

$$Oran_{s,COP} = W_{kom,oran} * Oran_{eva} \quad (3.32)$$

Klasik soğutma sisteminin COP 'si denklem (3.33) ile tanımlanmıştır.

$$COP_{klasik} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.33)$$

Ejektörlü ısı pompası sisteminin COP 'si denklem (3.34) ile tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} COP_{t,y} &= \frac{\dot{Q}_{kon,e}}{W_{komp,y} + W_{pomp}} \\ &= \frac{(\dot{m}_2 + \dot{m}_3) * (h_6 - h_{13})}{(\dot{m}_{2y}) \cdot (h_2 - h_1) + \left[\dot{m}_3 * \left(\frac{h_3 - h_{13}}{\eta_{pompa}} \right) \right]} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Isı pompasının etkinliğindeki artış oranı denklem (3.35) ile tanımlanmıştır.

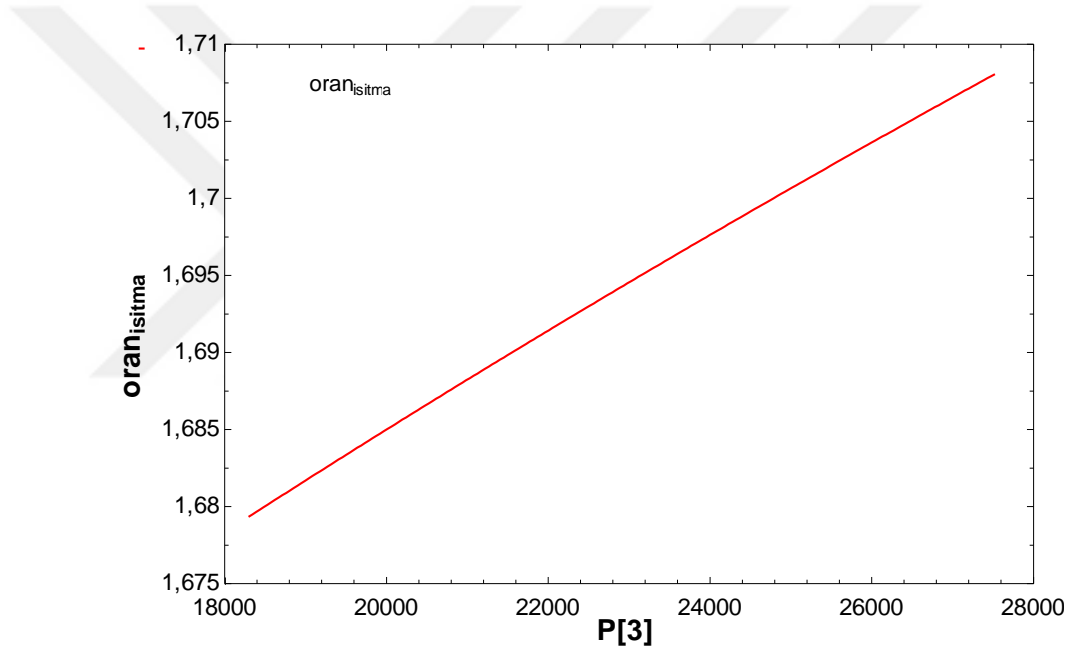
$$COP^* = \frac{(COP_{t,y} - COP_{t,e})}{COP_{t,e}} * 100 \quad (3.35)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Tek Ejektörlü Uygulama

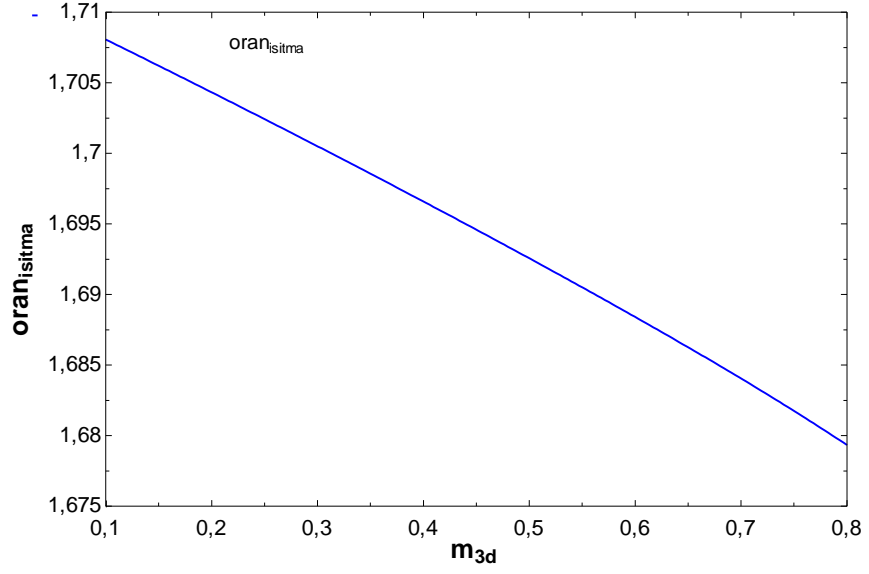
Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili matematiksel model, Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı ile çözülmüştür. R134a soğutucu akışkanı kullanılarak ejektörlü soğutma sisteminin değişen parametrelere göre analizleri yapılmıştır.

Şekil 4.1’de Yoğuşturucu basıncının değişimine bağlı olarak ısıtma oranının değişimi görülmektedir. Pompa çıkış basıncı artış oranına bağlı olarak ısıtma oranının da arttığı görülmektedir.



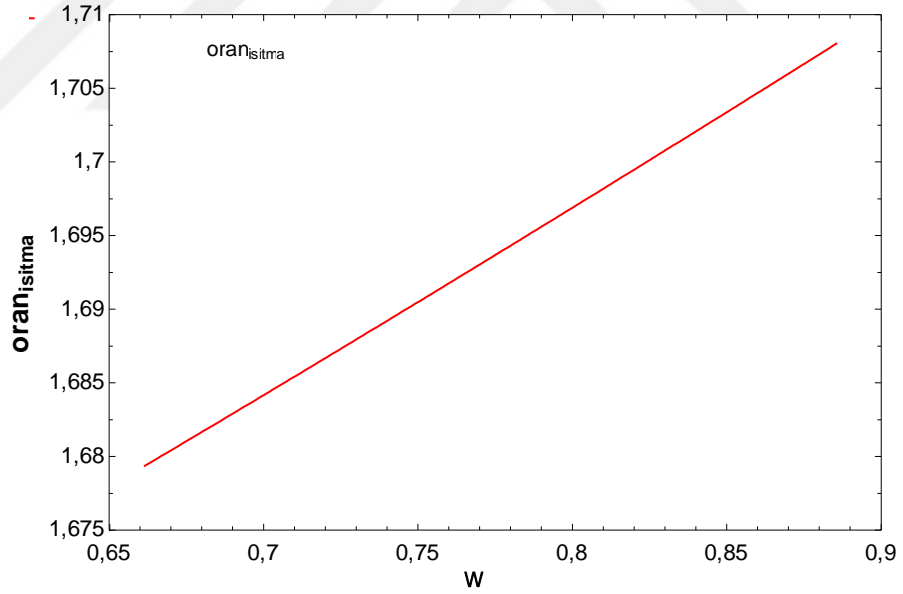
Şekil 4.1. Isıtma oranının yoğuşturucu basıncı(kPa) ile değişimi.

Kütlesel debinin ısıtma oranı üzerindeki etkisi Şekil 4.2’de görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus kütle debisinin artmasına bağlı olarak ısıtma oranının düştüğü görülmektedir.

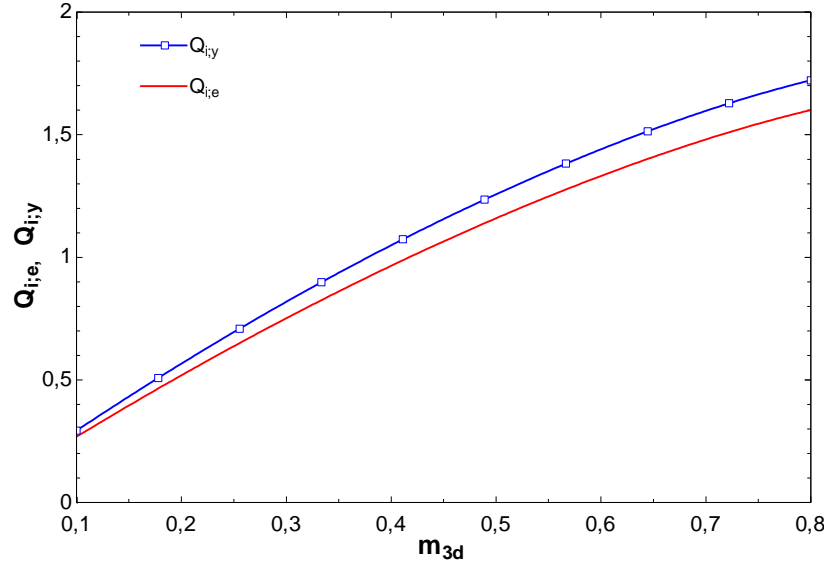


Şekil 4.2. Pompa debisinin (lt/dk) ısıtma oranı üzerindeki etkisi.

Şekil 4.3'te ise karışım oranıyla ısıtma oranının değişimi görülmektedir. Karışım oranı 1'e yaklaştığında sıcaklık oranında lineer bir artış gözlemlenmektedir.

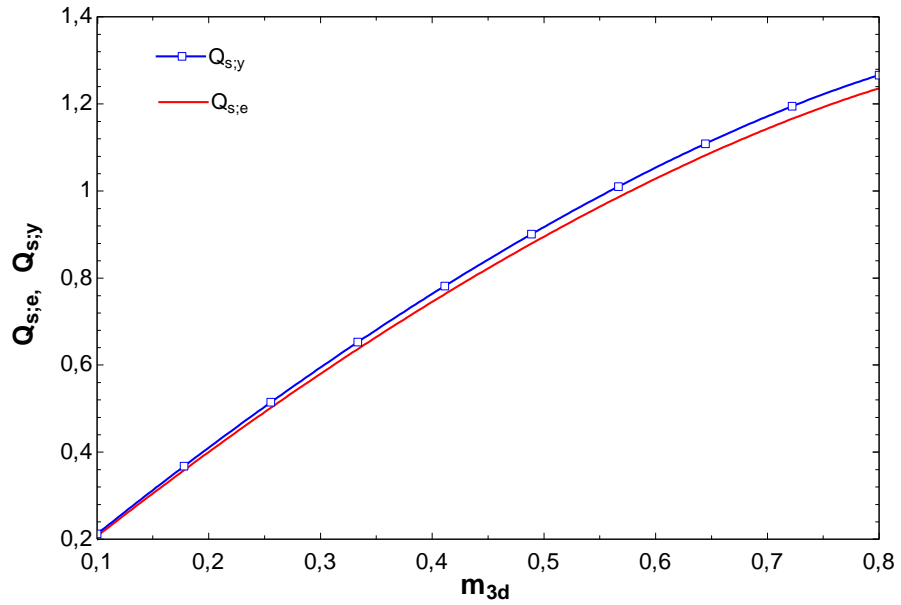


Şekil 4.3. Karışım oranının (ω) ısıtma oranına etkisi.



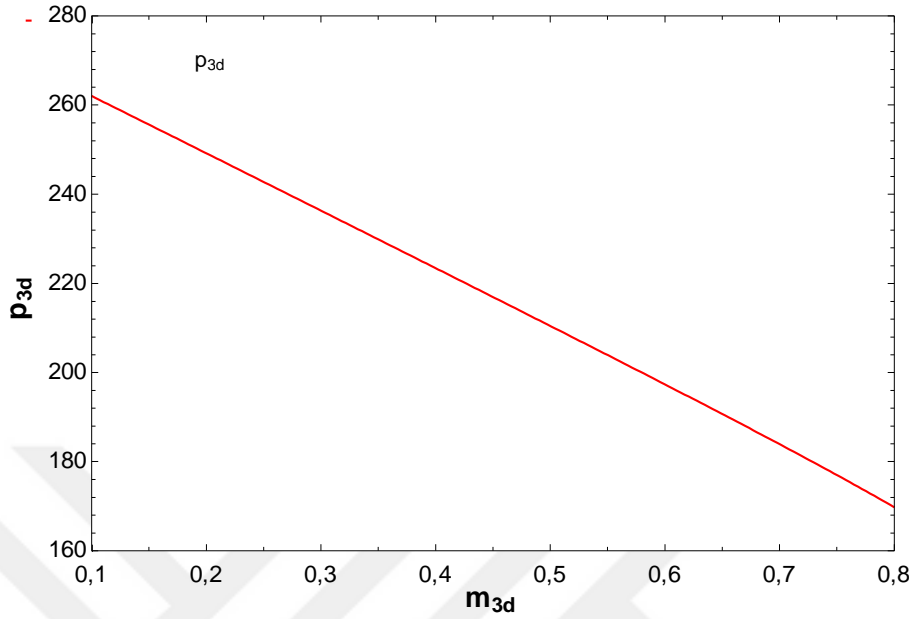
Şekil 4.4. Pompa debisi ile kondenser yüklerinin değişimi.

Sistemde kütle değişiminin sistemdeki kondenser ve evaporatör yükleri üzerindeki etkisi Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla Şekil 4.4'te ve Şekil 4.5'da çizilen grafiklerde gösterilmiştir. Genel anlamda pompa debisi arttığında kondenser ve evaporatör yüklerinin artış gösterdiği şekillerde görülmektedir.



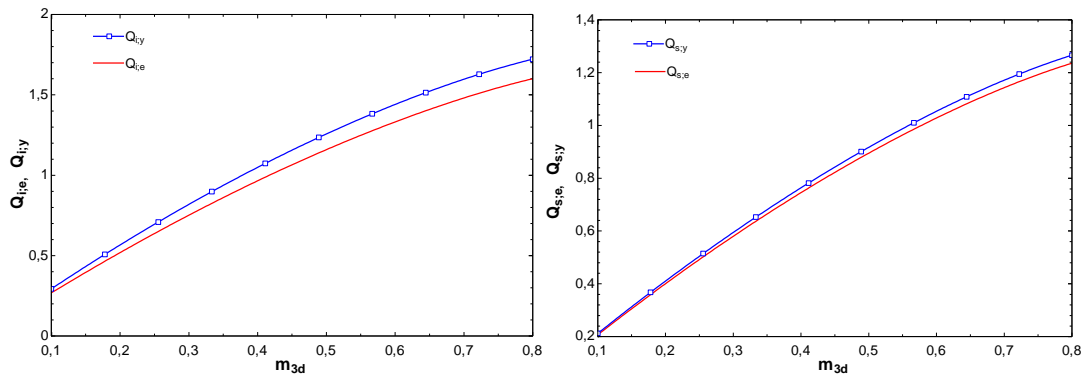
Şekil 4.5. Pompa debisinin değişiminin evaporatör yükleri üzerine etkisinin karşılaştırılması.

Pompa debisi ile çıkış basıncının değişimi şekil 4.6’da gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi pompa debi oranının artması çıkış basıncının azalmasına neden olmaktadır.



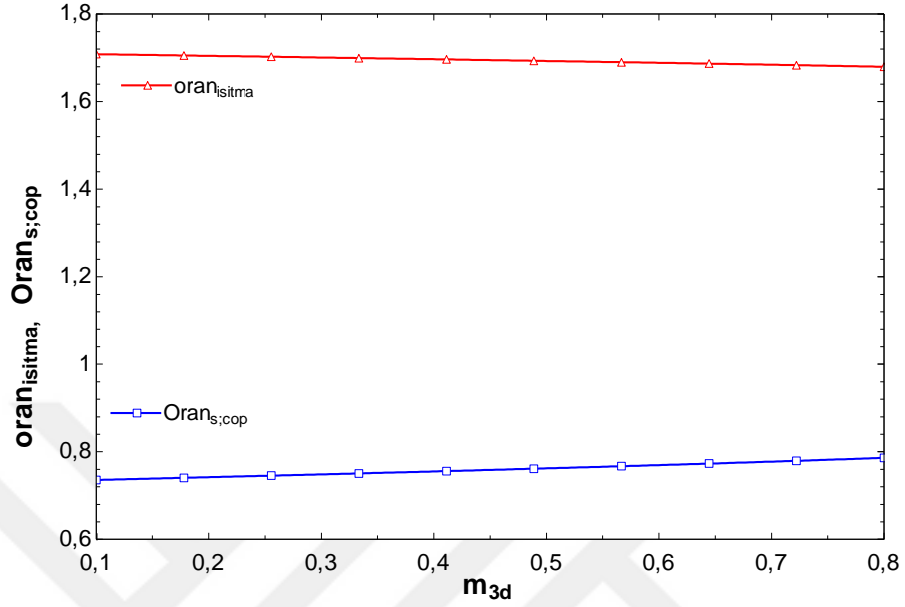
Şekil 4.6. Pompa debisi (lt/dk) ile çıkış basıncının (bar) değişimi.

Şekil 4.7’de ise Pompa debisi ile evaporatörün ortamdan aldığı ısıların ve kondenserde atılan ısıların değişimleri gösterilmiştir. Yeni durumlarda pompa oranıyla sözü geçen parametrelerin arttığı tespit edilmiştir.



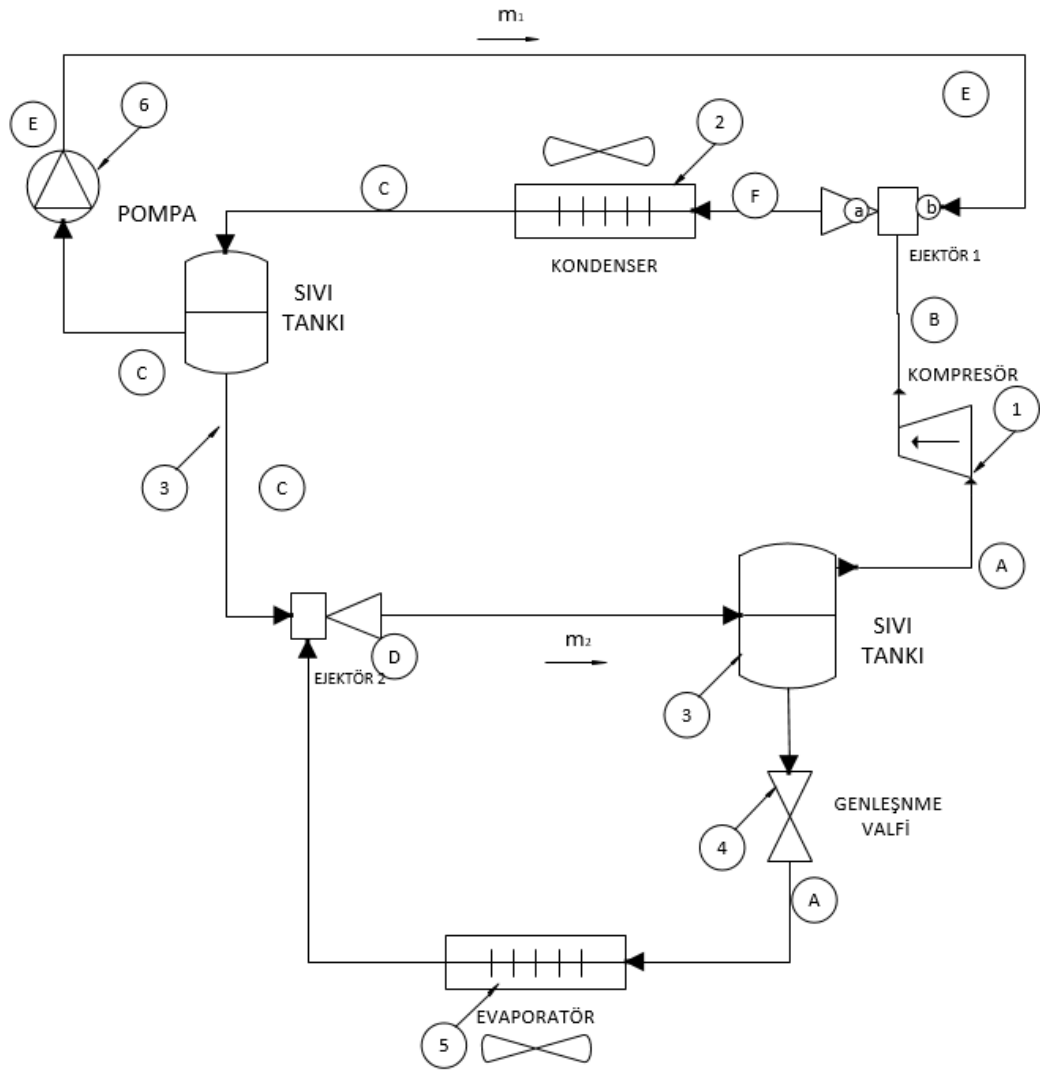
Şekil 4.7. Pompa debisinin değişimi ile kondenser ve evaporatör yüklerinin klasik ve ejektörlü sistemlerdeki etkisinin karşılaştırılması.

Şekil 4.8’de ise Pompa debisinin oranıyla ısıtma oranı ve soğutma COP oranının değişimi gösterilmiştir. Grafikten de görülebileceği gibi pompa debi oranının artmasıyla ısıtma oranı azalırken soğutma COP oranı artmaktadır.



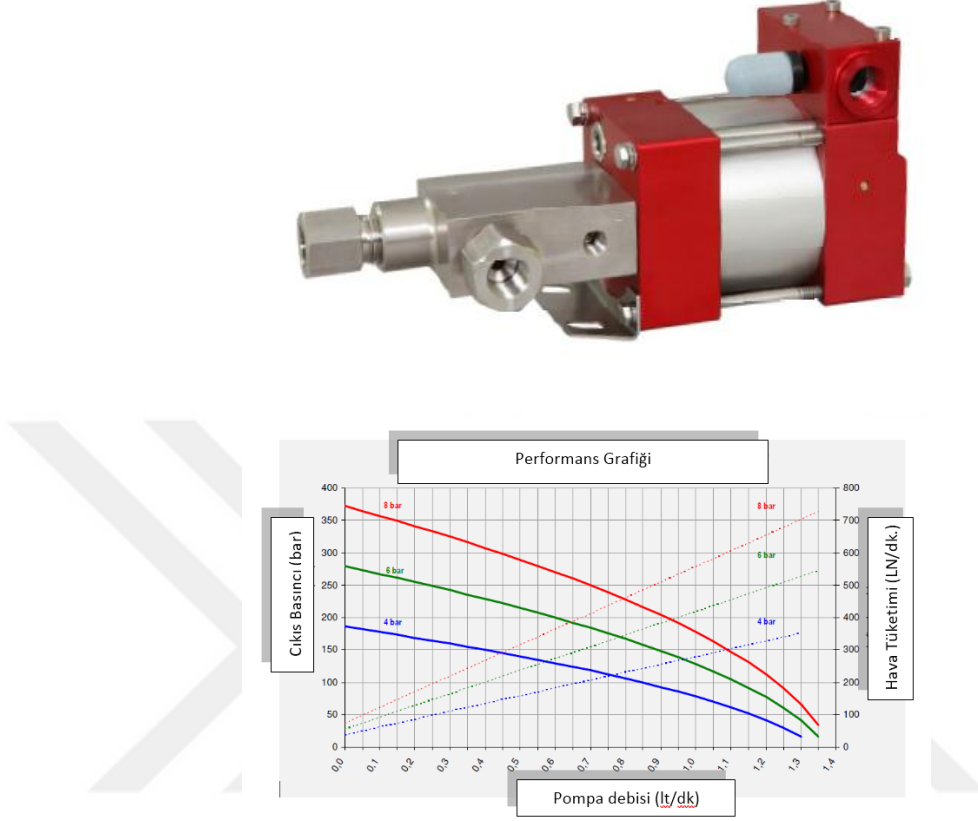
Şekil 4.8. Pompa debisinin değişiminin ısıtma oranı ve soğutma COP Oranının üzerindeki etkisinin karşılaştırılması.

4.2. Çift Ejektörlü Uygulama



Şekil 4.9. Çift ejektörlü ısı pompası şematik resmi.

Şekil 4.10’da Piyasada yaygın olarak kullanılan pompa resmi ve pompanın performans grafiği görülmektedir.

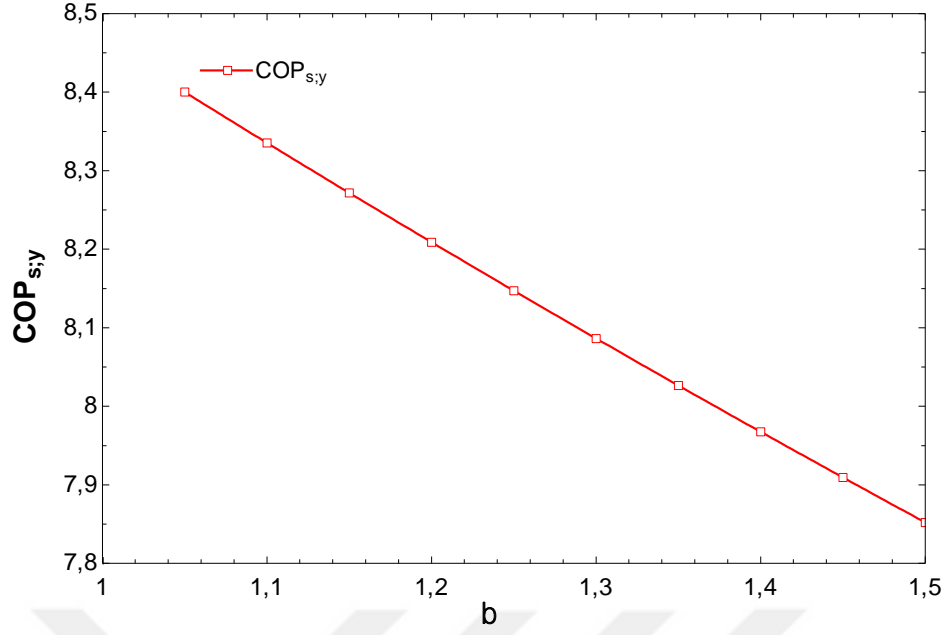


Şekil 4.10. Pompa örneği ve performans grafiği (Model No: MSF37(L))

Pompanın çıkış ve giriş basınç oranları denklem (4.1)’ de ki gibi tarif edilmiştir. Hesaplamalarda tüm karşılaştırmalar pompa basınç oranları kullanılarak yapılmıştır.

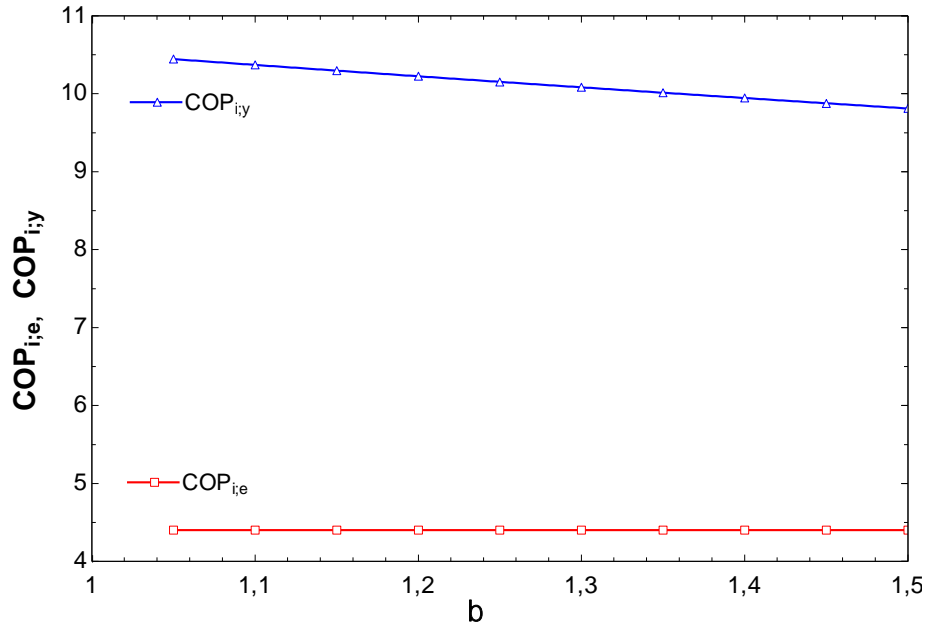
$$\beta = \frac{P_{\text{çıkış}}}{P_{\text{giriş}}} = \frac{P_{\text{çıkış}}}{P_{\text{kon}}} \quad (4.1)$$

Basınç oranıyla soğutma COP ’sinin değişimi şekil 4.11’da gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi basınç oranının artması soğutma COP ‘sinin azalmasına sebebiyet vermektedir.



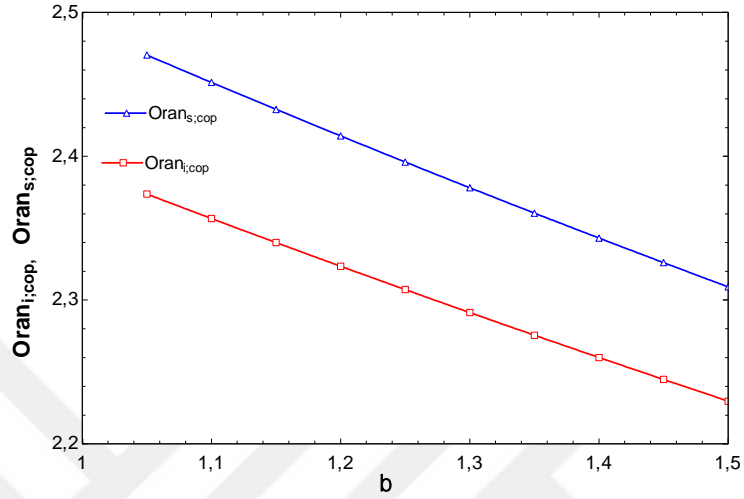
Şekil 4.11. Basınç oranı ile soğutma COP 'sinin değişimi

Şekil 4.12'de Basınç oranının değişimi ile kondenser COP'lerin değişimi gösterilmiştir. Grafikte basınç oranının artması ile eski durumda değişim göstermeyen COP 'nin ikinci ejektörün ilave edilmesi ile artış gösteriyor. Fakat bu artış gösteren yeni COP 'nin de basınç oranının artması ile az da olsa bir azalma gösterdiği şekilden anlaşılmaktadır.



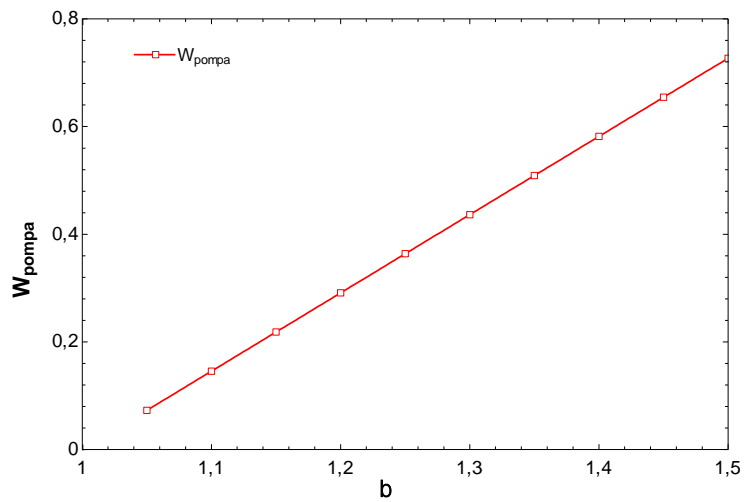
Şekil 4.12. Basınç oranı ile ısıtma COP 'lerinin karşılaştırılması

Basınç oranının değişimi ile ısıtma ve soğutma COP oranlarının değişimi Şekil 4.13’da görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi basınç oranının artması kondenser ve evaporatör COP ’lerinin beraber orantılı bir Şekilde azalmasına sebebiyet vermektedir. Evaporatör COP oranı da kondenser COP oranından daha yüksek çıkmaktadır.



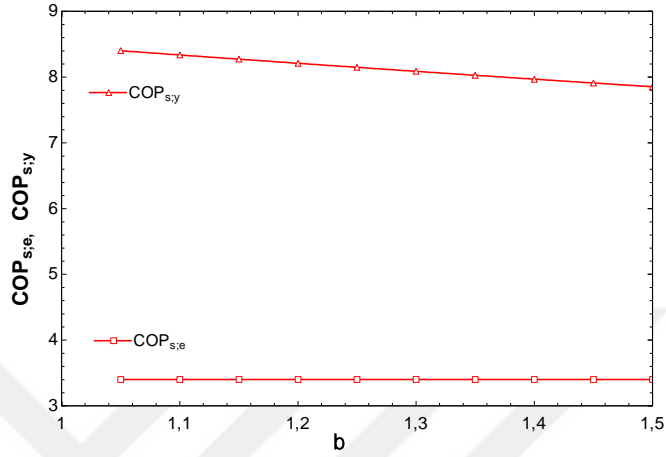
Şekil 4.13. Basınç oranının değişimi ile ısıtma ve soğutma COP oranlarının karşılaştırılması.

Şekil 4.14’de Basınç oranının artması sonucu pompa gücünün (kW) değişimi görülmektedir. Basınç oranının artması sonucu Pompa gücünün 6-7 kat arttığı Şekilde görülmektedir. Değişimin lineer bir Şekilde arttığı Şekilden görülmektedir.



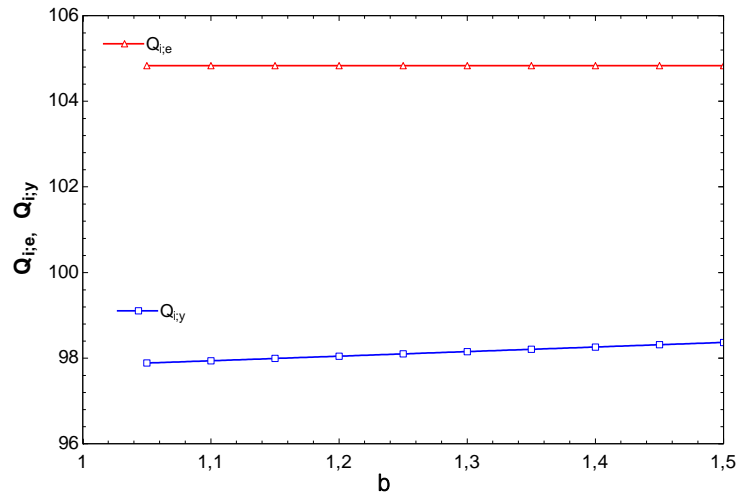
Şekil 4.14. Pompa basınç oranı ile pompa gücünün değişimi.

Pompa basınç oranının artması ile soğutma COP 'lerinin karşılaştırılması Şekil 4.15'te verilen grafikte görülmektedir. Klasik sistemde evaporatör COP değeri basınç oranının artması ile değişmezken; Ejektörlü yeni sistemde klasik sisteme göre evaporatör COP oranı 2-3 kat artmaktadır. Ejektörlü bu sistemde de soğutma COP değeri basınç oranının artması ile biraz düşüş göstermektedir.



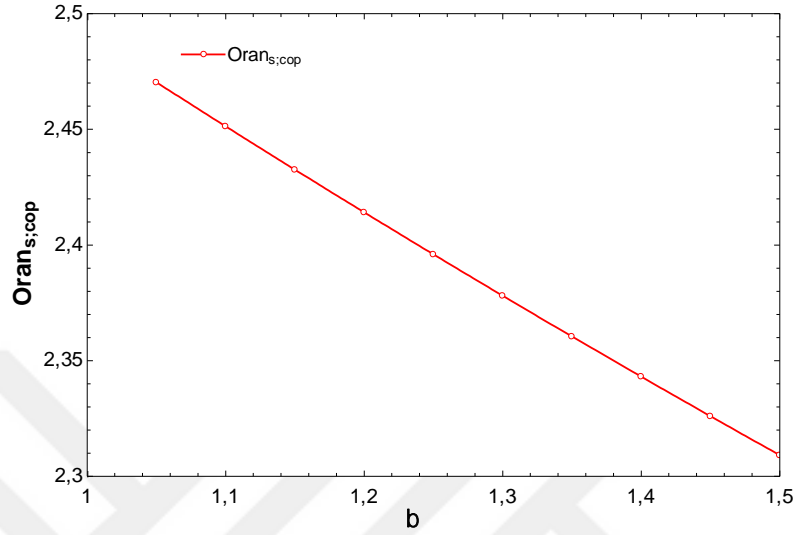
Şekil 4.15. Basınç oranının artması ile soğutma COP'lerinin karşılaştırılması

Şekil 4.16'da Basınç oranının değişimi ile ısıtma yüklerinin karşılaştırılması görülmektedir. Klasik sistemde ısıtma değeri basınç oranının artması ile değişmezken; Ejektörlü yeni sistemde klasik sisteme göre ısıtma oranı düşüş göstermektedir. Ejektörlü bu yeni sistemde ısıtma değeri basınç oranının artması ile biraz artış göstermektedir.



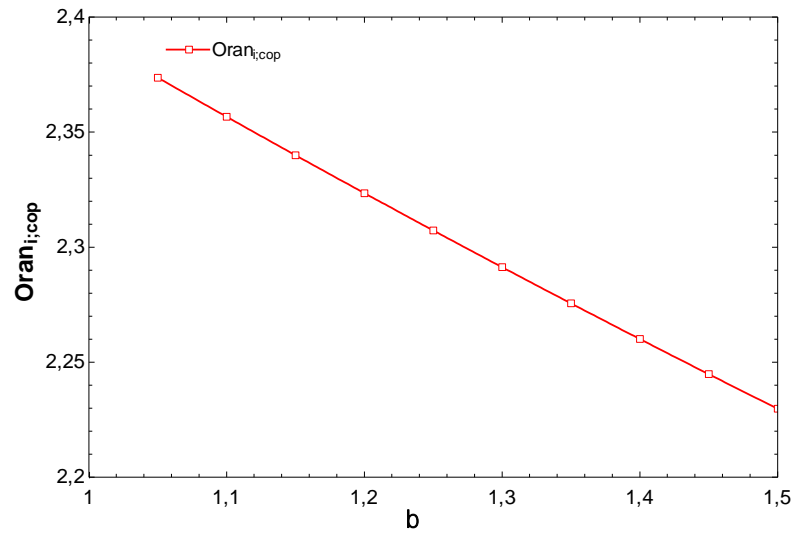
Şekil 4.16. Basınç oranının değişimi ile ısıtma yüklerinin karşılaştırılması

Basınç oranının değişimi ile soğutma oranının değişimi şekil 4.17' deki grafikte verilmektedir. Soęutma oranı, basınç oranın artması ile lineer bir dūřuř gōstermektedir.



şekil 4.17. Basınç oranının değişimi ile soğutma oranının değişimi.

Basınç oranının değişimi ile ısıtma oranının değişimi şekil 4.18' deki grafikte verilmektedir. Isıtma oranı da basıncın artması ile soğutma oranının gōsterdięi dūřuř gibi lineer bir dūřuř gōstermektedir.



şekil 4.18. Basınç oranının değişimi ile ısıtma oranının değişimi.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Mahal ısıtmasında yaygın olarak kullanılan ters Carnot prensibine göre çalışan buhar sıkıştırırmalı klasik bir ısı pompasına ilave edilen bir sıvı pompası ve ejektör yardımı ile ısıtma kapasitesi ve ısıtma etkinliğinin artırılması araştırıldı. R134a soğutucu akışkanı kullanılarak ejektörlü soğutma sisteminin değişen parametrelere göre ilgili matematiksel model, Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı ile çözülüp ve analizleri yapıldı. Hesaplamalarda tek ve çift ejektör ile çalışan iki farklı sistem modellenerek her iki durumdaki değişimler birbiri ile karşılaştırıldı. İncelenen parametreler ve bu parametrelerin değişimleri ile elde edilen bulgular aşağıdaki gibi sayılmaktadır.

- Sıvı pompası ile akışkan basıncı artırılırken ejektör kompresör çıkış basıncını alt seviyelerde tutmakta böylece kompresörün klasik sisteme göre harcadığı enerji azalmaktadır.
- Isıtma etkinlik katsayısı artmakta olup, ısıtma kapasitesi ve etkinliğin artırılması ile daha az enerji harcayan ve klasik sistemlere göre cihaz boyutlarının küçülmesi sayesinde maliyet avantajının da sağlanması gerçekleştirileceği görülmektedir.
- Pompa debisinin değişimi ejektörlü yeni sistemlerde evaporatör (soğutma) ve kondenser (ısıtma) yüklerinin klasik (eski) sisteme göre artış gösterdiği tespit edilmiştir.
- Soğutma COP oranı ısıtma COP oranına göre daha yüksek çıkmaktadır.
- Soğutma COP'leri klasik sisteme göre ejektörlü yeni sistemde 2-3 kat artış göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Kornhauser AA, The use of an ejector as a refrigerant expander. proceedings of USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, USA, 1990.
- [2] Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, IEEE, 702-706, 1996.
- [3] Domanski PA, Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, Nistir-5606, National Institute of Standards and Technology, 1995.
- [4] Ersoy, H.K., Yapıcı, R., Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının araştırılması, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, Mersin, 33-38, 20-21 Haziran 2003.
- [5] Deng, J., Jiang, P., Lu, T., Lu, W., Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. Applied Thermal Engineering, 27(2), 381–388, 2007.
- [6] Hui-fan, Z., Xiao-wei, F., An-gui, L., Experimental investigation on HFC134a ejector refrigeration system, industrial electronics and applications 4th IEEE conference, 2168 – 2171, 25-27 May 2009.
- [7] Keenan, J.H., Neumann, E.P., A Simple air ejector, journal of applied mechanics, Trans. ASME, 75-84, 1942.
- [8] Keenan, J.H., Neumann, E.P., Lustwerk, F., An investigation of ejector design by analysis and experiment, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, 299-309, 1950.
- [9] Chunnanond, K., Aphornratana, S., Ejectors: Applications in refrigeration technology. Renewable Sustainable Energy Reviews, 8(2), 129–155, 2004.
- [10] He, S., Li, Y., Wang, RZ., Progress of mathematical modeling on ejectors, Renewable Sustainable Energy Reviews, 13(8), 1760-1780, 2009.
- [11] 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(18), 3117–3135, 2005.

- [12] Nakagawa, M., Marasigan, A.R., Matsukawa, T., Kurashina, A., Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger. *Int. J. Refrigeration* 34, 1604-1613, 2011.
- [13] Yari, M., Exergetic analysis of the vapor compression refrigeration cycle using ejector as an expander. *International Journal Exergy*, 5, 326–340, 2008.
- [14] Yapıcı, R., ve ark. Experimental determination of the optimum performance of ejector-refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1183-1189, 2008.
- [15] Ünal, Ş., Yılmaz, T., Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses. *Appl. Therm. Eng.*, 79, 108-116, 2015.
- [16] Uğur A., Ünal, Ş. Ejektörlü otobüs klimalarında ejektör boyutlarının çeşitli parametrelere göre belirlenmesi, OKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Şubat-2016, Osmaniye.
- [17] Kutlu Ç., Ünal Ş., R134a ve R744 ile çalışan otobüs klimalarında iki fazlı ejektörün genleşme valfi olarak kullanılması durumunda sistemin çeşitli parametrelere göre analizi, OKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ağustos 2015, Osmaniye.
- [18] Güler L., Demircioğlu M. Design of micro ejector with comsol multiphysics / Comsol multiphysics ile mikro ejektör tasarımı Ege Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı
- [19] Taş H., Özdamar A., Ejektörlü soğutma çevrimine sahip ev tipi bir buzdolabının tasarımı ve üretimi / Designing and manufacturing of a domestic refrigerator which has an ejector refrigeration cycle Ege Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- [20] Bilir N., Çift fazlı sabit alanlı ejektör kullanarak buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin etkinliğinin iyileştirilmesi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Konya, 64, 2009.
- [21] Zha, S., Jakobsen, A., Hafner, A., Neksa, P., Design and parametric investigation on ejector for R-744 transcritical system, *International Congress of Refrigeration*, Beijing, 2007.

- [22] Chaiwongsa, P., Wongwiset, S., Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, *International Journal of Refrigeration*, 30(4), 601-608, 2007.
- [23] Kornhauser AA, The use of an ejector as a refrigerant expander. Proceedings of USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, USA, 1990.
- [24] Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, *IEEE*, 702-706, 1996.
- [25] Domanski PA, Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, Nistir-5606, National Institute of Standards and Technology, 1995.
- [26] Ouzzane, M., Aidoun, Z., Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, *Applied Thermal Engineering*, 23(18), 2337–2351, 2003.
- [27] Li, D., Groll, E.A., Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector expansion device. *Int. J. Refrigeration* 28, 766-773, 2005.
- [28] Özcan, H.G., Otobüs iç ortamının soğutulmasını sağlayan mobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan olarak yapay soğutkan r-134a yerine doğal soğutkan karbondioksit kullanımı, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir*, 120, 2012.
- [29] Ş.Ünal, T.Yılmaz, E.Cihan, O.Büyükalaca, Otobüsler için ejektörlü klima sistemi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'13), pp.868-874, 9-12 Eylül 2013, Samsun.
- [30] Omi, S., Dijkstra, S., Passenger Vehicle Air Conditioning System Using an Ejector, Denso, IAA 2009.
- [31] Lee, J.S., Kim, M.S., Kim, M.S., Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector. *Int. J. Refrigeration* 34, 1614-1625, 2011.
- [32] Ersoy, H.K., Bilir, N., The influence of ejector component efficiencies on performance of ejector expander refrigeration cycle and exergy analysis. *International Journal Exergy*, 7, 425–438, 2010.
- [33] Ahammed, E., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M., Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector. *Int. J. Refrigeration*, 45, 177-188, 2014.

- [34] Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., Erbil, S., R744 (CO₂) soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO₂) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 397-410, 13-16 Nisan, İzmir, 2011.
- [35] Onat, A., İmal, M., İnan, A., Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar, KSU Journal of Science and Engineering, 7(1), 2004.
- [36] ASHRAE Handbook: Fundamentals, chapter 29, 2013.
- [37] Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W., Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, progress in energy and combustion science, 30, 119-174, 2004.



ÖZGEÇMİŞ

1. Adı Soyadı: İsmail GÜNDÜ

2. Doğum Tarihi: 15.11.1985

3. Ünvanı: Makine Mühendisi

4. Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen Bilimleri	Adana Merkez Teknik Anadolu Lisesi	2003
Lisans	Yapı Ressamlığı Öğretmenliği	Fırat Üniversitesi	2009
Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2015