



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çağrı KUTLU

R134a VE R744 İLE ÇALIŞAN OTOBÜS KLİMALARINDA
İKİ FAZLI EJEKTÖRÜN GENLEŞME VALFİ OLARAK
KULLANILMASI DURUMUNDA SİSTEMİN ÇEŞİTLİ
PARAMETRELERE GÖRE ANALİZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2015

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

**R134a VE R744 İLE ÇALIŞAN OTOBÜS
KLİMALARINDA İKİ FAZLI EJEKTÖRÜN GENLEŞME
VALFİ OLARAK KULLANILMASI DURUMUNDA
SİSTEMİN ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE
ANALİZİ**

Çağrı KUTLU

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**OSMANIYE
AĞUSTOS – 2015**

TEZ ONAYI

R134a VE R744 İLE ÇALIŞAN OTOBÜS KLİMALARINDA İKİ FAZLI EJEKTÖRÜN GENLEŞME VALFİ OLARAK KULLANILMASI DURUMUNDA SİSTEMİN ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE ANALİZİ

Çağrı KUTLU tarafından Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL 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: Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

.....

Üye: Yrd. Doç. Dr. Ertuğrul CİHAN
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

.....

Üye: Doç. Dr. Mehmet BİLGİLİ
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.

Prof. Dr. Abdullah Ali GÜRTEN
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

.....

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

Proje No: OKÜBAP-2014-PT3-017

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.

Çağrı KUTLU

ÖZET

R134a VE R744 İLE ÇALIŞAN OTOBÜS KLİMALARINDA İKİ FAZLI EJEKTÖRÜN GENLEŞME VALFİ OLARAK KULLANILMASI DURUMUNDA SİSTEMİN ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE ANALİZİ

Çağrı KUTLU

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL

Ağustos 2015, 56 sayfa

Günümüzde otobüslerin hemen hemen hepsinde klima sistemleri mevcuttur. Otobüs klima sistemlerinde kullanılan kompresör, otobüs motoruna bağlı bir kasnak ile tahrik edilmektedir. Ancak bu durum motora fazladan bir yük getirmektedir ve yakıt tüketimini arttırmaktadır. Otobüslerdeki klimaların soğutma etkinliklerinin artırılması ile sistemde yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir. Klima etkinliğinin artırılmasına yönelik çalışmalardan birisi genleşme valfi yerine iki fazlı ejektörün kullanılmasıdır. Böylece genleşme valfinde kaybolan işin geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azalacak ve böylelikle sistemin soğutma etkinliği (COP) artacaktır. Bu çalışmada, günümüzde taşıt iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan R134a ile çalışan ve klasik çevrimden farklı olarak genleşme valfi yerine iki fazlı ejektör kullanılan sistemin çeşitli parametrelere göre analizi yapılacaktır. Ayrıca, son zamanlarda küresel ısınma ile ilgili kaygıların artması ile birlikte, yapay soğutucu akışkanların küresel ısınmaya neden oldukları bilindiğinden, taşıt iklimlendirme sistemlerinin yapay soğutucu akışkanlar yerine R744 (CO₂) gibi doğal soğutucu akışkanların kullanılmasına dönüşüm başlamasından dolayı, R744 ile çalışan ve klasik çevrimden farklı olarak genleşme valfi yerine iki fazlı ejektör kullanılan sisteminde çeşitli parametrelere göre analizi yapılacaktır.

Anahtar Kelimeler: Otobüs klima sistemi, çift fazlı ejektör, R744 (CO₂), R134a

ABSTRACT

THE ANALYSIS OF BUS REFRIGERATION SYSTEM WORKING WITH R134a AND R744 REFRIGERANTS ACCORDING TO DIFFERENT PARAMETERS IN CASE OF USING TWO-PHASE EJECTOR AS EXPANSION VALVE

Çağrı KUTLU

M.Sc., Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assist. Prof. Dr. Şaban ÜNAL

August 2015, 56 pages

Nearly in all of today's buses and midibuses, air-conditioning systems are available. Compressor of the air-conditioning system is driven by pulley connected to the engine shaft. Due to the extra load on the engine, fuel consumption is increased. As a result of increasing COP, it's possible to use smaller size of air conditioner elements and decrease of fuel consumption. COP of the air conditioning system can be increased by using two phase ejector. So expansion losses in expansion valve can be recovered and this yields decrease of compressor work, thus COP would be increased. In scope of this study, firstly, two-phase ejector refrigeration cycle operating with R134a is analyzed for the bus air conditioning with different parameters. In addition to this, increasing concerns about global warming and it's known that artificial refrigerants causes to this, natural refrigerants like R744 (CO₂), started to replace artificial refrigerants. So two-phase ejector refrigeration cycle operating with R744 is also analyzed for the bus air conditioning system.

Key Words: Bus air conditioning system, two-phase ejector, R744 (CO₂), R134a

Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL'a teşekkürlerimi sunarım.

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

Bu çalışma 112M167 no'lu TÜBİTAK projesi kapsamında yapılmış olup, proje TÜBİTAK, TEMSA ve SAFKAR tarafından desteklenmiştir. Adı geçen kurum ve kuruluşlarımıza teşekkür ederiz.

İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET	İ
ABSTRACT.....	İİ
İTHAF SAYFASI	İİ
TEŞEKKÜR.....	İV
İÇİNDEKİLER	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	Vİİ
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	Vİİİ
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	X
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
3. MALZEME VE YÖNTEM	7
3.1. Buhar Sıkıştırırmalı Klasik Soğutma Sistemi	7
3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi Temel Elemanları	9
3.2.1. Kompresör	9
3.2.2. Yoğuşturucu.....	12
3.2.3. Gaz Soğutucu	14
3.2.4. Buharlaştırıcı.....	15
3.2.5. Genleşme Vanası	16
3.2.6. Ejektör.....	17
3.3. Transkritik Soğutma Sistemi.....	17
3.4. Soğutucu Akışkanlar	18
3.4.1. Soğutucu Akışkan Olarak R744 (CO ₂) Kullanımı	19
3.4.2. R744'ün Özellikleri	20
3.4.3. Termodinamik Özellikleri.....	21
3.5. R744 Kullanılan Transkritik Soğutma Sistemi	23

3.6.	Ejektörlü Soğutma Sistemi.....	26
3.6.1.	Ejektörlü Transkritik Soğutma Sistemi.....	30
3.7.	Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi.....	32
3.7.1.	R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Soğutma Sistemi	32
3.7.2.	R744 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Transkritik Soğutma Sistemi	35
3.8.	Ejektörlü Klima Sistemi Ekserji Analizi.....	36
4.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	39
4.1.	R134a Soğutucu Akışkanının Kullanıldığı Sistemler	39
4.2.	R744 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Transkritik Sistemler	45
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	51
	KAYNAKLAR	52
	ÖZGEÇMİŞ	56

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri	21
Çizelge 3.2. Soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması	21
Çizelge 3.3. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri	23

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Klasik soğutma sistemi	8
Şekil 3.2. Otobüslerde kullanılan soğutma sistemi	8
Şekil 3.3. Otobüslerde kullanılan klima ve temel elemanları	9
Şekil 3.4. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör örneği	10
Şekil 3.5. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör detayı.....	11
Şekil 3.6. Otobüsler için CO ₂ soğutkanlı kompresör	12
Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucu örneği.....	13
Şekil 3.8. Gaz soğutucu	14
Şekil 3.9. Otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcı örneği	15
Şekil 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan genleşme vanası örneği	16
Şekil 3.11. Transkritik sistemlerde kullanılan genleşme vanası	16
Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği	17
Şekil 3.13. R744 faz diyagramı	22
Şekil 3.14. Klasik transkritik soğutma sistemi.....	24
Şekil 3.15. Gaz soğutucu basıncının COP değerine etkisi	26
Şekil 3.16. Gaz soğutucu basıncının COP değerine etkisi.....	26
Şekil 3.17. Tek buharlaştırıcılı ejektörlü soğutma sistemi.....	27
Şekil 3.18. Ejektörlü soğutma sistemi.....	28
Şekil 3.19. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi.....	28
Şekil 3.20. Ejektörün genel yapısı.....	29
Şekil 3.21. R134a kullanılan ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı	30
Şekil 3.22. Ejektörlü transkritik soğutma sistemi elemanları	31
Şekil 3.23. Ejektörlü transkritik soğutma sistemi P-h diyagramı.....	31
Şekil 4.1. Sistem COP'lerinin ve COP artış oranının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi...	39

Şekil 4.2. Aşırı soğutmanın sistem COP'leri üzerindeki etkisi.....	40
Şekil 4.3. Yoğuşma sıcaklığının karışım oranına etkisi.....	40
Şekil 4.4. COP'lerin ve COP artış oranının birinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	41
Şekil 4.5. Aşırı kızdırma sıcaklığının COP'lere etkisi.....	42
Şekil 4.6. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının karışım oranına etkisi.....	42
Şekil 4.7. COP'lerin ve COP artış oranının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.	43
Şekil 4.8. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının karışım oranına etkisi.....	43
Şekil 4.9. R134a kullanılan ejektörlü soğutma sistemindeki temel elemanların ekserji yıkımları	44
Şekil 4.10. Klasik ve ejektörlü sistemlerde temel elemanların ekserji yıkımları.....	44
Şekil 4.11. Gaz soğutucu basıncının COP değerlerine etkisi.....	45
Şekil 4.12. Gaz soğutucu basıncının karışım oranına etkisi	46
Şekil 4.13. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP değerlerine etkisi	47
Şekil 4.14. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının karışım oranına etkisi.....	47
Şekil 4.15. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının COP ve karışım oranına etkisi	48
Şekil 4.16. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının COP ve karışım oranına etkisi	49
Şekil 4.17. Transkritik ejektörlü sistemde temel elemanların ekserji yıkımları	49
Şekil 4.18. Klasik ve ejektörlü transkritik sistemlerde temel elemanların ekserji yıkımları	50

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	(-)
$E_{x,b,1}$	Birinci buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı	(W)
$E_{x,b,2}$	İkinci buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı	(W)
$E_{x,ej}$	Ejektördeki ekserji yıkımı	(W)
$E_{x,gs}$	Gaz soğutucudaki ekserji yıkımı	(W)
$E_{x,gv}$	Genleşme vanasındaki ekserji yıkımı	(W)
$E_{x,komp}$	Kompresördeki ekserji yıkımı	(W)
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)
\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)

P	Basınç	(Pa)
P_{opt}	Optimum gaz soğutucu basıncı	(Pa)
P^*	Kompresör sıkıştırma oranı	(-)
\dot{Q}_y	Yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı miktarı	(W)
\dot{Q}_{b1}	Birinci buharlaştırıcı soğutma kapasitesi	(W)
\dot{Q}_{b2}	İkinci buharlaştırıcı soğutma kapasitesi	(W)
T_{buh}	Buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_{buh1}	Birinci Buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_{buh2}	İkinci Buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_{gs}	Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı	(°C)
T_{yog}	Yoğuşturucu sıcaklığı	(°C)
T_3	Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı	(°C)
ω	Karışım oranı	(-)
$\eta_{komp,iz}$	Kompresör izentropik verimi	(-)
η_d	Difüzör verimi	(-)
η_L	Lüle verimi	(-)
η_m	Karışım bölgesi verimi	(-)

1. GİRİŞ

Günümüzde soğutma sistemleri, hem gıdaların saklanması hem de yaşam alanlarında konforun bir gereği olarak birçok alanda karşımıza çıkmaktadır. Mevcut enerji tüketiminin önemli bir bölümünün soğutmaya harcanması, araştırmacıları bu sistemlerdeki performansın artırılması yönünde çalışmalara itmiştir.

Soğutma sistemlerindeki performans artışını sağlamanın yollarından biri sistemdeki tersinmezliği artıran genişleme vanasındaki kısılma kayıplarının azaltılmasıdır. Bu amaçla, genişleme vanası yerine çift fazlı ejektör kullanılabilir ve böylece genişleme vanasında kaybolan enerjinin geri dönüşümü sağlanabilir. Bu sayede de kompresöre verilen iş azalacaktır. Sonuç olarak sistemin soğutma etkinliği (COP) artacaktır.

Soğutma sistemlerinin kullanım alanlarından biri de taşıt iklimlendirme sistemleridir. Günümüz taşıtlarının hemen hemen hepsinde konfor şartları gereği klima kullanılmaktadır. Taşıt klima sistemlerinde kullanılan kompresör, aracın motoruna bağlı bir kasnak ile tahrik edilmektedir. Ancak bu durum motora fazladan bir yük getirmektedir ve yakıt tüketimini arttırmaktadır. Ejektörlü soğutma sisteminin kullanılması ile birlikte artan soğutma etkinliğine bağlı olarak sistemdeki elemanların boyutlarında küçülme olması ve yakıt tüketiminin azaltılması beklenmektedir.

Bu çalışmada, otobüs klimalarında genişleme vanası yerine çift fazlı ejektör kullanılması durumu çeşitli parametrelere göre analiz edilmiştir. Mevcut otobüs klimalarında R134a soğutucu akışkan kullanıldığı için, R134a akışkanlı geleneksel klima sistemine ejektör eklenmesi ile soğutma etkinliğinde %15 civarında artış sağlamak mümkündür. Böylece sistemde daha küçük kapasiteye sahip bir kompresör kullanılabilir ve motordan daha az güç çekilmesi sağlanabilir. Otobüs motorundan çekilen gücün azalması ve sistem elemanlarının küçülmesi ile birlikte otobüs ağırlığının azalması ve aynı zamanda yakıt tasarrufu da beklenmektedir.

Bu tez çalışmasının bir diğer konusu, soğutucu akışkan R134a yerine doğal soğutucu akışkan R744 (CO₂) kullanılması durumunda ejektörlü soğutma sisteminin değişen parametrelere göre analizini yapmaktır. R744, soğutma sistemlerinde uzun yıllardan

beri kullanılmakta olan doğal bir soğutucu akışkandır. Zehirleyici ve yanıcı olmaması, yüksek hacimsel kapasitesi, iyi ısı iletim özellikleri ve ucuz olması R744 soğutucu akışkanının önemli avantajlarından. Ozon delme potansiyelinin sıfır olması ve küresel ısınma potansiyelinin çok düşük olması ise en önemli özelliğidir. Tarihsel gelişimine baktığımız zaman doğal ve çevreci olan bu akışkanın kullanımı yapay soğutucu akışkanların üretilmeye başlanmasıyla birlikte azalmıştır. Çünkü R744'ün tüm avantajlarına rağmen soğutma sistemlerinde R744'ün kritik sıcaklığı, genelde ısının atıldığı ortam sıcaklığından daha düşüktür. Bundan dolayı R744 kullanılan soğutma sistemlerinde transkritik çevrim yapılmaktadır. Diğer soğutucu akışkanlar CFC ve HCFC'lere göre, transkritik R744 çevrimi çok daha fazla ısı çekme ve ısı atma özelliğine sahiptir. Bu da buharlaşma ve yoğunlaşma basınç farkından kaynaklanmaktadır. Bu basınç farkı da genleşme vanasında daha fazla kısılma kaybı demektir ve sonuç olarak transkritik R744 çevriminin soğutma etkinliği, diğer yapay soğutkanların etkinliklerinden daha düşüktür. Düşük soğutma etkinliği sebebi ile de R744'lü soğutma sistemlerinin kullanımı giderek azalmıştır.

Son yıllarda küresel ısınma konusunda artan kaygılar sebebiyle atmosfere zarar vermeyen soğutucu akışkanların kullanılması ile ilgili yasal çalışmalar yapılmış ve doğal soğutucu akışkanlar tekrar popüler olmaya başlamıştır. Genleşme vanasındaki kayıpların azaltılması konusunda geliştirilen çift fazlı ejektörün transkritik R744 soğutma çevriminde kullanılması, soğutma etkinliği artış oranının diğer soğutucu akışkanlardaki artışa göre daha fazla olmasını sağlamaktadır. Çünkü diğer soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma çevrimlerine göre transkritik R744 soğutma çevriminde daha fazla kısılma kayıpları olmaktadır.

Bu çalışmada, otobüs klimalarında genleşme vanası yerine çift fazlı ejektör kullanılması, soğutucu akışkanın R134a olması durumunda, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı gibi parametrelerin değişimleri ile birlikte sistemin soğutma etkinliği ve ejektördeki karışım oranı değişimleri incelenmiştir. Ayrıca otobüs klimalarında R134a yerine doğal soğutucu akışkan R744 kullanılması durumunda, gaz soğutucu basıncı, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığı gibi parametrelerin sistemin soğutma etkinliğine ve ejektör karışım oranına etkileri incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Soğutma sistemlerinde ejektör kullanımı ile ilgili çalışmalar 20. asrın başından beri yapılmaktadır. İlk çalışmalar olan su buharı jetli ejektör sistemleri suyun yüksek vakum altında buharlaşması esasına göre çalışmaktaydı. İlerleyen yıllarda mekanik kompresörün kullanılması ile birlikte buhar sıkıştırımlı ejektörlü soğutma çevrimleri hava ve freon gazları kullanılarak çalışmalar devam etmiştir.

Ejektör üzerine ilk teorik model Keenan ve Neumann [1] tarafından yapılmış ve bu çalışmada akışkan olarak hava kullanılan bir ejektörün matematiksel modeli sunulmuştur. Bu modelde, kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri uygulanmış fakat yazarlar karışım bölgesi modeli için deneysel olarak bulunmuş olan sabitleri kullanmışlardır. Ardından Keenan ve ark. [2] karışım bölgesi için iki metot geliştirmişler ve deneysel sonuçlara göre sabit basınç ejektörünün daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir. Sonraki yıllarda yapılan çalışmalar da ejektör modelleri ve performans optimizasyonları üzerine odaklanıldığı görülmüştür [3-4].

Ejektör kullanarak buhar sıkıştırımlı sistemin performansını artırmaya yönelik sunulan ilk çalışma Kornhauser [5] tarafından yapılmıştır. Kornhauser soğutucu akışkan olarak R12 kullandığı çalışmasında, ejektör genişmeli sistemin termodinamik analizini yapmıştır. Sabit basınç karışım modelini kullandığı çalışmasında etkinlik artışının standart çevrime kıyasla %21 civarında olacağını bildirmiştir. Menegay ve Kornhauser [6], soğutucu akışkan olarak R12 kullandıkları deneysel çalışmalarında ise, sistem performansında %10 civarında bir iyileşme sağlandığını belirtmişlerdir. Domanski [7] ejektör genişmeli soğutma sisteminin performansının, ejektör verimi ile çok hassas bir şekilde değiştiğini ortaya koymuştur.

Ersoy ve Yapıcı [8], sabit alan modeline göre yaptıkları ejektör analizinde, lüle, karışım bölgesi ve difüzör kayıplarını da dikkate almışlar ve sistemin optimum performans katsayısını belirlemişlerdir. Ozzane ve Aidoun [9], soğutma çevrimlerindeki ejektörler için, akışı tek boyutlu kabul edip matematiksel bir model

ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Çeşitli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiş ve buldukları sonuçları grafikler ile sunmuşlardır. Çalışmalarında, lülenin ejektör içerisindeki pozisyonunun önemli olduğuna ve karışım bölgesinin uzunluğunun da sistemin performansı üzerinde etkisinin olduğu sonucunu göstermişlerdir.

Al-Ansary [10], ejektördeki tek boyutlu ve tek fazlı akış yerine, tek boyutlu ve çift fazlı akış kabulü ile bir model oluşturmuş, kütle oranı ve ejektör giriş basıncının sistem performansı üzerinde en etkili parametreler olduğunu bildirmiştir. Yapıcı ve Ersoy [11], soğutucu akışkan olarak R123 kullandıkları sistemin performans karakteristiklerini teorik olarak incelemiş ve yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının sistem performansına oldukça fazla etkileri olduğunu belirtmişlerdir.

Li ve Groll [12], transkritik karbondioksit çevrimine ejektör eklenmesi durumunda sistemin performansını araştırmışlardır. Sabit basınç ejektör modeline göre yaptıkları çalışmada, karışım oranının değişimi ve ejektör içindeki basınç düşümünün sistem performansı üzerindeki etkilerini sundukları çalışmalarında soğutma etkinliğindeki artışın %16'dan fazla olacağını bildirmişlerdir.

Dahmani ve ark. [13], R134a ile çalışan ejektörlü soğutma sisteminin performansını incelemişler ve ısı değiştirgeci ısı iletim katsayısı ve kütle oranının artmasının sistem performansını artırdığını belirlemişlerdir. Yapıcı ve ark. [14], ejektör geometrisi parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkilerinin incelemek için yaptıkları deneysel çalışmada, her bir ejektör alan oranı için optimum bir çalışma noktası olduğunu belirlemişlerdir. Zha ve ark. [15] CO₂ ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi için ejektör boyutlarını belirleyen bir model oluşturmuşlardır.

Chaiwongsa ve Wongwises [16] genleşme valfi yerine çift fazlı ejektörü kullanmış ve deneyler ile değişen parametrelerin sistem üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Huifan ve ark. [17] soğutucu akışkan olarak R134a kullandıkları deneysel çalışmalarında, buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kazan sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. He ve ark. [18], yaptıkları termodinamik analizde belirli karışım oranı ve emme bölümü basınç düşüşü değerlerine göre

soğutma etkinliğinin transkritik CO₂ çevriminde %16 civarında artacağını belirtmişlerdir.

Bilir [19] yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, çift fazlı sabit alanlı ejektör kullanılması durumunda, ejektördeki ikincil akışkanı emme bölgesindeki basınç düşüşünü sabit almayıp onu belirleyecek sayısal bir model oluşturmuştur. Maksimum sistem performansı için her çalışma şartında basınç düşüşünün hesaplanması gerektiğini göstermiştir.

Deng ve ark. [20] ejektörlü transkritik CO₂ soğutma sisteminin teorik analizini yapmışlar ve belirlenen çalışma şartları altında soğutma etkinliği artışının %22 civarında olacağını, bildirmişlerdir. Omi ve Dijikstra [21], yaptıkları çalışmada otomobil klima sistemlerine ilk defa ejektör uygulamasını yapmışlardır. Denso firmasının yaptığı bu çalışmada otomobil klimasına ejektör eklenmesi durumunda kompresörün motordan çektiği güçte dış hava şartlarına bağlı olarak %11 ile %24 arasında bir azalma olacağını bildirmişlerdir.

Lee ve ark. [22] tasarladıkları test düzeneğinde tam dengeye girmemiş akış şartlarını dikkate alarak ses hızı ve maksimum kütle akışını incelemişler, değişen lüle çaplarının sisteme etkilerine bakarak optimum ejektör boyutlarını belirlemeye çalışmışlardır.

Nagakawa ve ark. [23] soğutucu akışkan olarak R744 kullanarak yaptıkları deneysel çalışmada, 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 ile ilgili çalışmalar da mevcuttur. Yari [24], soğutucu akışkan olarak R134a kullandığı çalışmasında ikinci kanun verimini incelemiş, normal soğutma sisteminin ejektörlü soğutma sistemine göre %24 daha fazla ekserji yıkımına sebep olduğunu, ikinci kanun veriminin ise %16 daha düşük

olduğunu bildirmiştir. Ersoy ve Bilir [25] ise ikinci kanun veriminin, ejektör lülesi ve difüzörün isentropik verimlerine bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Soğutucu akışkan olarak R744 kullanılan iki fazlı ejektörlü soğutma sistemlerinin termodinamik tasarımı ve simülasyonu son olarak Ahammed ve ark. [26] tarafından yapılmış olup lüle ve difüzör verimlerinin %85 olması durumunda soğutma etkinliğinin artış oranının yaklaşık %21 olduğunu bildirmişlerdir.

Son olarak Ünal ve Yılmaz [27], 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 artışını, tasarım parametrelerine bağlı olarak %15 civarında olduğunu göstermişlerdir.

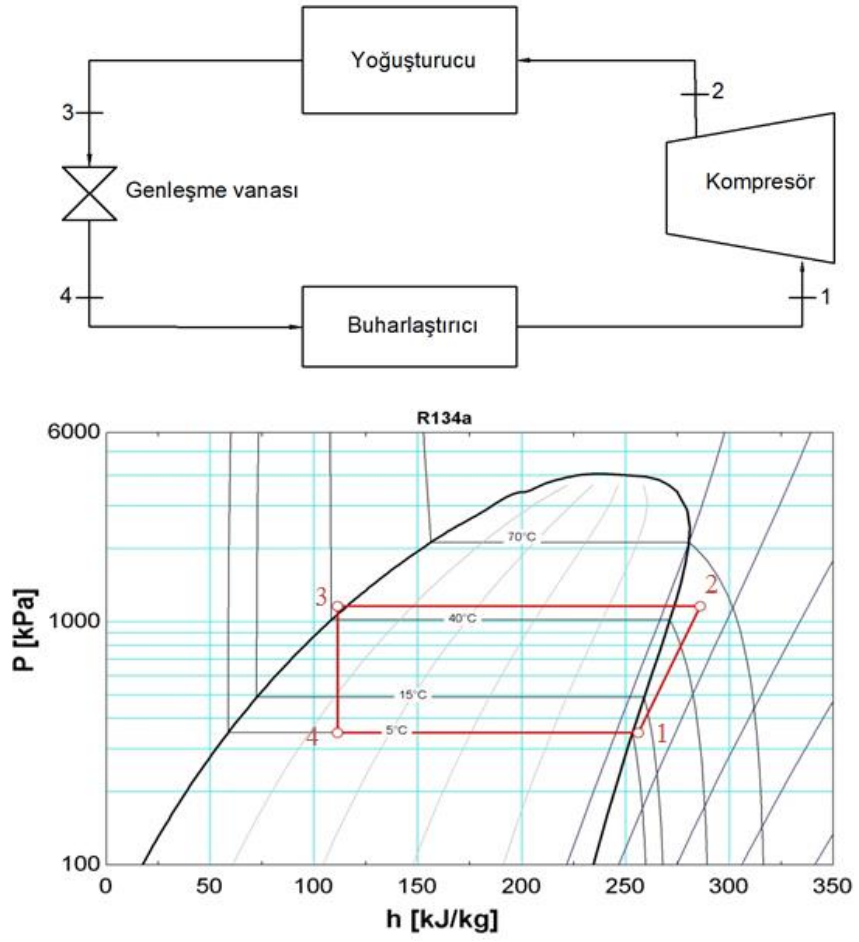
3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde, buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin çalışma sistemi anlatılıp, mevcut otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi ve sisteme çift fazlı ejektör eklenmesi ile analizleri yapılacaktır. Ayrıca ejektörlü soğutma sisteminin temel elemanları tanıtılıp, sistemin çalışma prensipleri açıklanacaktır. Alternatif olarak kullanılması düşünülen R744 soğutucu akışkanının da tüm özellikleri hakkında bilgiler verilip transkritik soğutma sisteminin çalışması açıklanacaktır. R134a ve R744 soğutucu akışkanları kullanılan her iki sistemin de termodinamik ve ekserji analizleri için gerekli eşitlikler verilecektir.

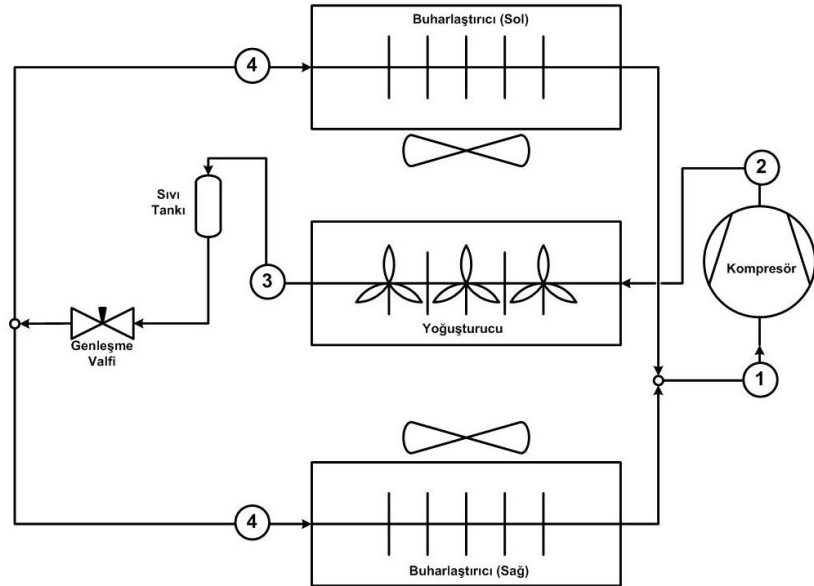
3.1. Buhar Sıkıştırırmalı Klasik Soğutma Sistemi

Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi şematik gösterimi ve P-h diyagramı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi ise Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Sistemin temel elemanları kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası ve buharlaştırıcıdır.

Sistemin çalışması ise şu şekilde gerçekleşir: Düşük basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar olarak buharlaştırıcıdan (1) noktasında çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girer. Kompresör tarafından sıkıştırılan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncı artar ve (2) noktasında kompresörden çıkar. Yüksek basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar halinde (2) 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 (3) noktasında yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit entalpide genişleme işleminin olduğu genleşme valfine girer. Basıncı düşürülen soğutucu akışkanın sıcaklığı da düşer ve (4) noktasında genleşme valfinden çıkar. Soğutucu akışkan aynı zamanda (4) noktasında buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın (1) şartlarında kızgın buhar elde edilmesine kadar devam eder.



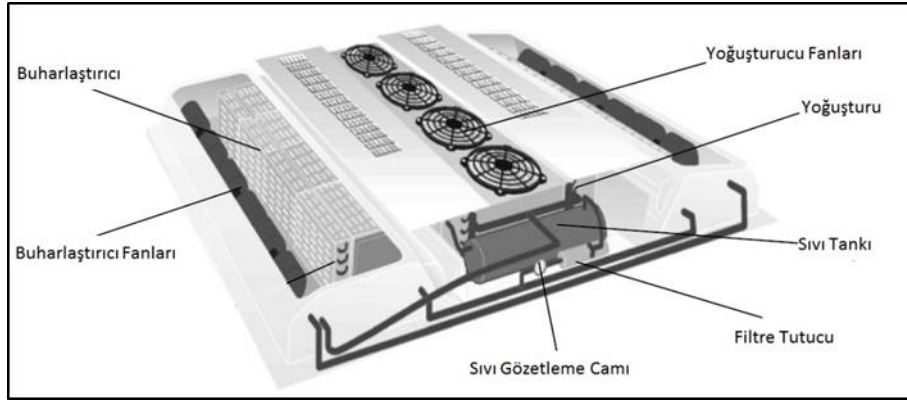
Şekil 3.1. Klasik soğutma sistemi



Şekil 3.2. Otobüslerde kullanılan soğutma sistemi

3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi Temel Elemanları

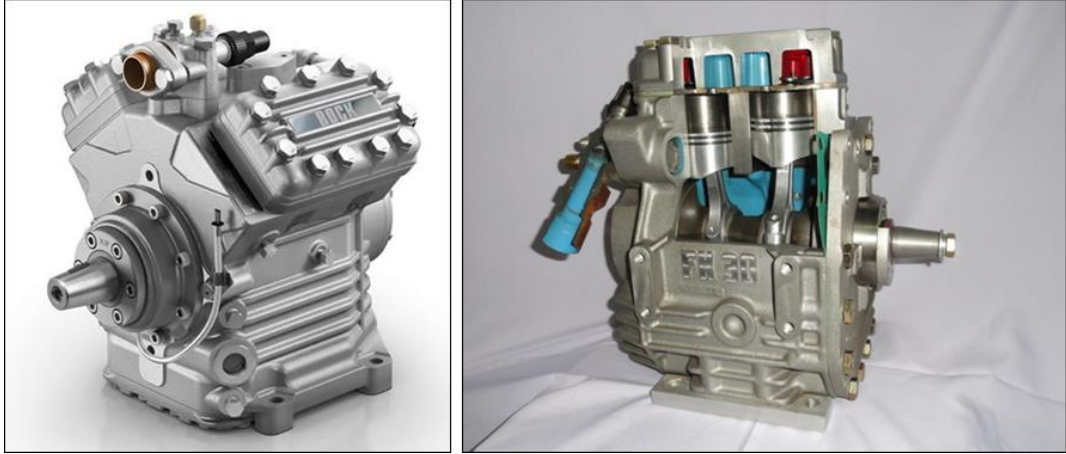
Otobüsler için ejektörlü klima sistemindeki ana elemanlar kompresör, yoğuşturucu, genişleme vanası, buharlaştırıcı ve ejektördür. Şekil 3.3'te otobüslerde kullanılan mevcut klimalara ait bir resim ve bu klimalarda kullanılan bazı temel elemanlar gösterilmiştir. Mevcut otobüs klimalarında soğutucu akışkan olarak R134a kullanıldığı için klima elemanları içerisinde yoğuşturucu bulunmaktadır. R744 kullanılacak olan soğutma sisteminde ise yoğuşturucu yerine gaz soğutucu bulunacak ve sıvı deposu bulunmayacaktır. Bu soğutma sistemlerinin elemanlarına ait bilgiler de aşağıdaki bölümlerde verilmiştir.



Şekil 3.3. Otobüslerde kullanılan klima ve temel elemanları

3.2.1. Kompresör

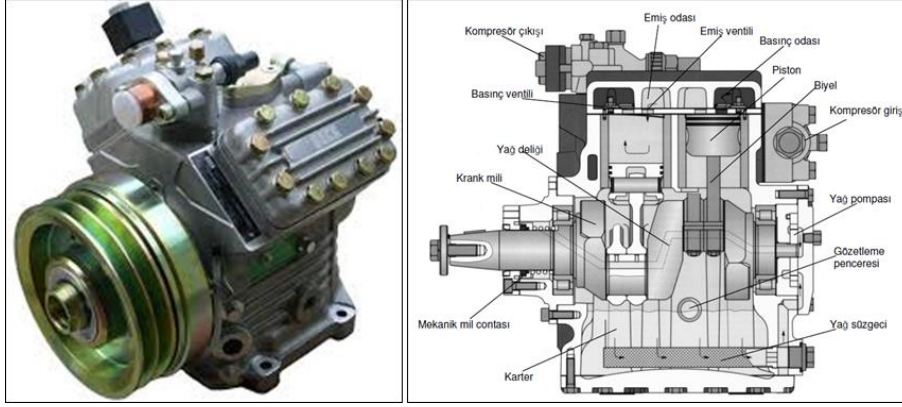
Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin en önemli elemanı olan kompresör, buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki soğutucu akışkanın basıncını arttırıp yoğuşturucuya gönderen bir ekipmandır. Soğutma sisteminin özelliklerine göre çeşitli tiplerde kompresörler (Şekil 3.4) geliştirilmiştir.



Şekil 3.4. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör örneği

Otobüs klimalarında soğutma yükünün $\sim 30-40$ kW civarında olması nedeniyle kullanılan kompresörler de büyük olmaktadır. Bu nedenle otobüslerde genellikle V-tip pistonlu kompresörler kullanılmaktadır.

Şekil 3.5’de görüldüğü gibi otobüs klima kompresörü üzerinde araç motoru tarafından tahrik edilecek şekilde tasarlanmış elektro-manyetik kavrama özelliği olan bir kasnak bulunur. Kasnağın hareketi, araç motorunun şaftından kayış kasnak elemanları ile sağlanır. Kompresörün gövdesi genellikle alüminyum alaşımdan imal edilir. Manyetik kavrama ile araç motorundan hareket alan krank şaft ve şaftta bağlı pistonlar sıkıştırma işini gerçekleştirir. Kompresörün kapasitesi devir sayısına, piston sayısına ve piston hacmine bağlı olarak değişmektedir. Kompresörlerde yağlama çok önemlidir ve yağlama işlemi krank şafta bağlı olan yağ pompası ile yapılır. Genel yapıları sebebiyle kompresörlerde kapasite kontrolü yapılabilir. Kompresör şaftının çıkışında sızdırmazlık sağlaması amacıyla mekanik bir conta bulunmaktadır. Sızdırmazlık sağlayan bu mekanik contanın bastığı yüzey çok hassas işlenmiştir. Tamir veya servis işlemi sırasında bu yüzeyin zarar görmesi hatta parmak ile dokunulması bile yüzeyde korozyona sebep olacağından, o yüzeyin bozulmasına ve soğutucu akışkanı sızdırmasına sebep olacaktır.



Şekil 3.5. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör detayı

Otobüs klima kompresörleri aşırı miktarda dış koşulların etkisi altındadır. Otobüs içindeki değişen ortam sıcaklıklarının ve değişken devir sayılarının yanında, çok sık açma/kapama çevrimlerinin olmasından dolayı otobüs kompresörleri büyük bir yük altında çalışmaktadırlar.

Otobüs klima sistemlerinde kullanılan kompresörlerden beklenen özellikler şunlardır:

- Düşük devirde bile yüksek soğutma kapasitesi,
- Küçük ve hafif olması, fakat çok miktarda hacimi sevk edilebilmesi,
- Düşük kalkış momentleri, eşit dağılımlı tork eğrisi, düşük pulsasyonlu ve sessiz çalışması,
- 3.500 devir/dakikaya kadar dayanıklı olabilmesi,
- Yüksek ortam sıcaklıklarında aynı performansta çalışabilmesi,
- Gücünün kademesiz olarak ayarlanabilmesi ve dışarıdan kumanda edilebilmesi,
- Uzun ömürlü ve ucuz olması,
- Silindir kapağında yoğuşan soğutucu akışkandan etkilenmemesi.

Bu özelliklerin bazılarının birbirleriyle çelişmesinden dolayı hiçbir kompresör türü bu özelliklerin hepsini aynı anda karşılayamaz. Pistonlu kompresörler rölanti devrinde (700-800 devir/dakika) spiral kompresörlere göre daha yüksek soğutma gücü sağlarlar. Buna karşılık spiral kompresörler yüksek devirlerde çalıştırılabilirler, daha iyi bir hacimsel verim karakterine sahiptirler, daha dengeli bir tork dağılımına sahiptirler ve buharlaşmamış soğutucu akışkandan etkilenmezler. Soğutma kapasitesinin rölanti durumunda büyük olması, soğutucu akışkanın debisinin büyük olmasını gerektirir; bu da ancak kompresörün silindir hacminin büyük olmasıyla

yada devir sayısının çok olmasıyla mümkündür. Kompresör seçiminde genel olarak istenilen özelliklerin bazılarında taviz verilir.

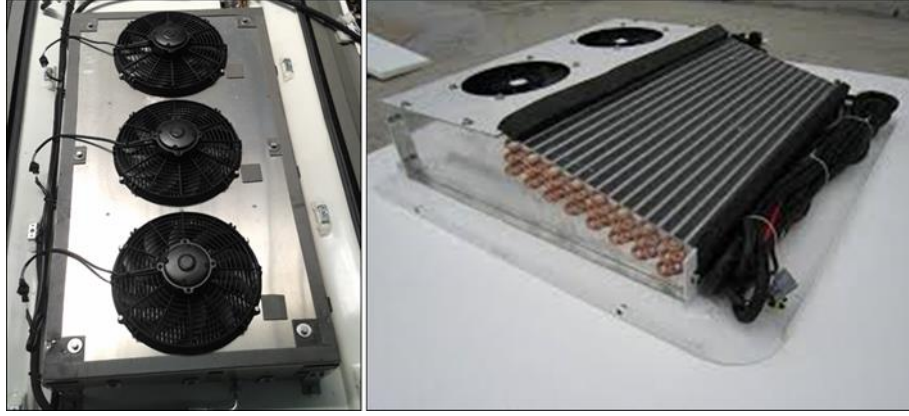
R744 soğutucu akışkanının kullanılacağı sistemlerde ise kompresörün çalışma basıncı çok daha yüksek olduğundan, bu kompresörlerden yüksek basınç dayanımı olması beklenmektedir. Otobüsler gibi yüksek soğutma kapasitesine sahip araçlar için geliştirilmiş ticari bir ürün piyasada bulunmamaktadır. Yalnız GEA Bock firmasının geliştirdiği FK40 modeli, R134a kullanılan kompresörlere benzer standartlarda üretilmiş olup sadece özel projeler için mevcuttur. Şekil 3.6'da gösterilen kompresör 140 bar'a kadar çalışma basıncına sahiptir [28].



Şekil 3.6. Otobüsler için CO₂ soğutkanlı kompresör [28]

3.2.2. Yoğuşturucu

Soğutma 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 otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucuya ait bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucu örneği

Otobüs klimalarında yoğuşturucu genellikle aracın tavanında yer alır. Kompresörden yoğuşturucuya gelen tahliye hatlarına titreşim giderici elemanlarla bağlantı yapılır. 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.

Otobüslerde kullanılan yoğuşturucular 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 fazla 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.

3.2.3. Gaz Soğutucu

R744 kullanılan soğutma çevrimlerinde, kompresör çıkışında soğutucu akışkan transkritik bölgeye geçtiği için sistem ısısını atarken iki fazlı bir yoğuşma meydana gelmez. Bu sebepten, transkritik soğutma sistemlerinde yoğuşturucu yerine soğutucu akışkanın sıcaklığını düşüren gaz soğutucu kullanılır. Gaz soğutucu örneği Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Gaz soğutucu [29]

Hava soğutmalı olması düşünülen gaz soğutucunun ısı transfer kapasitesi, hava soğutmalı yoğuşturucularda olduğu gibi bazı faktörlere bağlıdır. Bu faktörler; dış alan sıcaklık farkı, zaman, hava hızı, kanat hatvesi, boru çapı, kanat alanı, ortam rutubeti, kanat temizliği ve hava temizliği gibi faktörlerdir. Gaz soğutucu tasarımındaki temel farklılık çalışma basıncının R134a yoğuşturucusuna göre çok fazla olmasıdır. Çalışma basıncının fazla olması, boru et kalınlığının daha fazla olmasına ya da bakır yerine çelik boruların kullanılmasını gerektirmektedir. Gaz soğutucu çıkışındaki akışkan sıcaklığı, soğutma performansını önemli ölçüde etkilediği için gaz soğutucu çok efektif bir şekilde çalışmalıdır. Gaz soğutucunun efektifliğinin sağlanması için tasarımda karşılaşılan en büyük zorluk ise; kritik üstü bölgede gazın termodinamik özelliklerinin özellikle, özgül ısısı ve ısı iletim katsayısının bazı bölgelerde hızlı değişim göstermesidir. Hacimsel hesap yöntemlerinde ortalama olarak alınan gazın fiziksel özellikleri hata oranını artırmaktadır [29].

3.2.4. Buharlaştırıcı

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 3.9’da görüldüğu gibi otobüs klimasında kullanılan buharlaştırıcılar, klima fanlarının arkasında yer almaktadır. 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. Soğutucu akışkanlar çok düşük sıcaklıklarda kaynamaya başladığından, buharlaştırıcının dış tarafındaki kanatçıklar arasından geçen hava soğur, buharlaştırıcı fanları vasıtasıyla ile yolcu bölmesine gönderilir. Bu işlem esnasında hava içindeki nem buharlaştırıcı petekleri üzerinde yoğuşur.



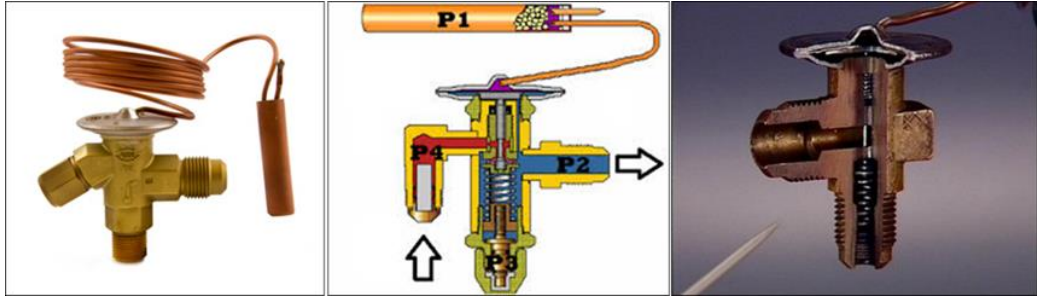
şekil 3.9. Otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcı örneği

Kullanım amacına göre değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipleri vardır. Buharlaştırıcıların tasarımı genel olarak yoğuşturuculardan farklı değildir. Önemli olan iki fark, soğutucu akışkanın geçtiği boruların içinde yoğuşma olmayıp kaynama gerçekteşmesi ve çalıştığı basıncın yoğuşturuculara göre kısmen daha az olmasıdır. Soğutucu akışkan sıvı fazdan gaz fazına geçerken hacmi artar, bu sebepten dolayı boru içi akışlarda çıkış hızı çok artabilir. Bu problemin çözümlü ise gövde boru tipi buharlaştırıcılardaki çıkış borusu sayısını giriş borusu sayısına göre fazla yapmaktır.

Otobüs klimalarında kullanılan hava soğutmalı buharlaştırıcıların kapasitesi çeşitli faktörlere bağlıdır. Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı transfer katsayısına etki eden parametreler kanatçık aralığı, hava hızı, buharlaşma sıcaklığı, boru çapı ve kirlenme faktörüdür.

3.2.5. 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. Otobüslerde Şekil 3.10’da örnek olarak verilen termostatik genleşme vanaları kullanılır. Genleşme vanasının kapasitesi, klima ünitesinin kapasitesine uygun olmalıdır. Küçük orifis çaplı vana kapasiteyi düşürebileceği gibi, büyük orifis çaplı vana taşmaya neden olabilir.



Şekil 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan genleşme vanası örneği

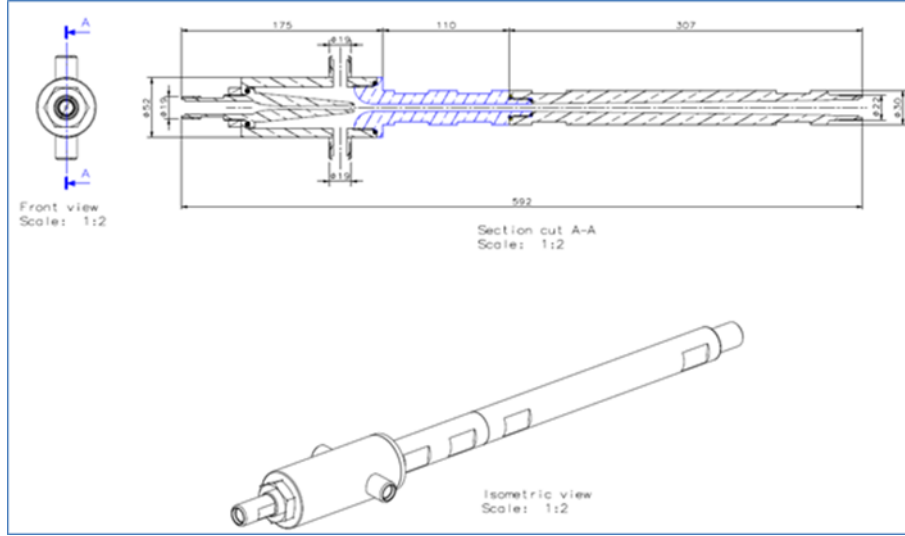
R744 kullanılan soğutma sistemlerinde ise genleşme vanası klasik sistemlerdeki genleşme vanalarından farklıdır. Geleneksel soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan genleşme vanasına sıvı halde girerken R744 soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerde transkritik bölgeden girmektedir. Bu sebeple transkritik soğutma sistemlerinde elektronik genleşme vanaları (Şekil 3.11) kullanılmaktadır. [30]



Şekil 3.11. Transkritik sistemlerde kullanılan genleşme vanası [30]

3.2.6. 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. Otobüs klimaları için tasarlan bir ejektör örneği Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği

3.3. Transkritik Soğutma Sistemi

Soğutma çevrimde, yüksek basınç hattındaki akışkan basıncının, akışkanın kritik basınç değerini geçmesi durumunda gerçekleşen çevrime transkritik soğutma çevrimi denilmektedir. Soğutma çevriminin transkritik (kritik üstü) veya subkritik (kritik altı) olması durumu soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır. Bu sebeple, transkritik R744 soğutma çevrimi tanıtılmadan önce soğutucu akışkanlar ile bazı bilgilerin verilmesi gerekir.

3.4. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, soğutma çevrimlerinde soğutulacak ortamdaki ısının alınıp başka bir ortama taşınmasında ara madde olarak kullanılırlar. Bu ısı alma verme işlemini yapar iken de genellikle sıvı halden buhar haline veya buhar halden sıvı haline geçerler. Buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde bu hal değişimi durumları özellikle geçerlidir. Soğutucu akışkanların istenilen bazı kimyasal ve fiziksel özelliklerinin olmaları istenir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişebileceği gibi her zaman da bu istenilen özelliklerin hepsinin sağlanması mümkün olmayabilir. Genel olarak soğutucu akışkanların sahip olması istenilen özellikleri şunlardır:

- Daha az miktarda enerji harcayarak daha çok soğutma kapasitesi elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanların buharlaşma ısıları yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıdaki basınç yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma basıncı yüksek olmamalıdır.
- Yüzey gerilimi az ve viskozitesi ise düşük olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme doldurulması kolay olmalıdır.
- Yağlama yağları ile reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- Soğutma sisteminde nemin bulunması halinde reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, zararlı etkiler yapmamalıdır ve kaçak halinde kolay fark edilmeli ve saptanabilmelidir.
- Sistemden kaçması ve havaya karışması durumunda civardaki çevreye zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilirdir.
- Havaya karıştığı zaman yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- Elektriksel özellikleri, hermetik ve yarı-hermetik tipteki kompresörler için uygun olmalıdır.
- Bulunması kolay ve ucuz olmalıdır.

- Termodinamik özellikleri kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalıdır.

Soğutucu akışkanın sistemden kaçması durumunda çevreye zarar vermemesi istenilen özelliklerden birisidir. Atmosferdeki soğutucu akışkan emisyonunun da etkili kaynağı ise taşıt iklimlendirme sistemleridir.

Önceleri taşıt soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak yalnızca R12 kullanılmaktaydı. 1970'li yıllarda, kamoyunda CFC'lerin ozon tabakasını tahrip ettikleri şüphesi oluştu. CFC-halon yasağı yönetmeliği yeni sistemlerde CFC kullanılmasını yasakladı. Bu durum R12 yerine yeni soğutucu akışkanların bulunmasını gerektirmiştir. Araç klimalarında mevcut durumda soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmaktadır. R134a, termodinamik ve fiziksel özellikleri bakımından R12'ye en yakın soğutucu akışkandır. Araç soğutmalarında ve ev tipi soğutma sistemleri için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temin edilmesi kolaydır. Düşük basınç farklarında kompresör verimi ve COP değeri R12 ile çok yakındır. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır.

Tüm bu özelliklerinin yanında küresel ısınma konusunda artan kaygılardan dolayı yapılan anlaşmalar gereği, küresel ısınma potansiyelinin istenen referans değerinden yüksek olması sebebiyle, R134a'nın zamanla kullanımdan kalkması beklenmektedir. R134a'ya alternatif olarak geliştirilmeye çalışılan yapay akışkanların dışında çevre dostu doğal akışkan R744'nın performansının iyileştirilmesi üzerinde yapılan çalışmalar da devam etmektedir bu tezin konusu da R744 kullanılan sistemin ejektörlü hale getirilerek performansının artırılmasıdır.

3.4.1. Soğutucu Akışkan Olarak R744 (CO₂) Kullanımı

Eski bir soğutucu akışkan olan R744, 20. yüzyılın yarısına kadar özellikle denizcilik uygulamalarında olmak üzere pek çok alanda en yaygın kullanılan soğutucu akışkandır. R744 soğutucu akışkan olarak ilk kez 1850 yılında gündeme gelmiştir. Fakat ilk R744'lü soğutma sisteminin yapılması 1860'lı yıllarda gerçekleşmiştir. 1950'li yıllara kadar soğutma sistemlerinde CO₂ yaygın olarak kullanılmıştır.

1930'lu yıllarda yapay soğutucu akışkanların bulunması ile birlikte R744 kullanımı azalmaya başlamıştır. Özellikle R12 soğutucu akışkanının keşfedilmesiyle birlikte R744 yavaş yavaş kullanım dışında kalmaya başlamıştır. Bu yapay soğutucu akışkanların ozon tabakasını deldikleri ve küresel ısınmaya sebep oldukları tespit edilmiştir. 1974 yılında Malina Rowland teorisi ortaya atılmış ardından ozon tabakasının delinmesi tartışılmaya başlanmış ve sonrasında teorinin ispatlanması kamuoyunu ozon tabakası delinmesi konusunda daha hassas hale getirmiştir [31]. 20. yüzyılın sonlarına gelindiğinde CFC'lerdeki kısıtlamalardan dolayı yeni arayışlara girilmiş ve CO₂ ve NH₃ gibi eski, doğal soğutucu akışkanlar tekrar gündeme gelmiştir. 1990 yılında Lorentzen'in yayınladığı transkritik R744 çevrimiyle bu eski soğutucu akışkan tekrar popülerleşmeye başlamıştır.

3.4.2. R744'ün Özellikleri

R744 kokusuzdur ve yanıcı değildir. Hem buharlaşma basıncı hem de hacimsel soğutma kapasitesi diğer yapay soğutucu akışkanlara göre (CFC, HCFC, HFC) 3 ile 10 kat kadar daha fazladır. Kritik sıcaklığı 31°C ve kritik basıncı 7,38 MPa'dır. Yüksek basınç tarafının doyma sıcaklığı değeri 31°C'den fazla olduğu zaman çevrim transkritik çevrim olarak adlandırılır. Süperkritik bölgede sıcaklık ve basınç birbirinden bağımsız olduğundan optimum çalışma koşullarına göre ayarlanması gerekir.

R744'ün ozon tüketme potansiyeli (ODP) sıfırdır ve küresel ısınma potansiyeli değeri (GWP) çok düşüktür. Çizelge 3.1'de soğutucu akışkanların çevresel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri [32]

Soğutucu akışkan	Soğutucu akışkan sınıfı	ODP	GWP
R 11	CFC	1	4750
R 12	CFC	0,82	10900
R 22	HCFC	0,040	1790
R 134a	HFC	0	1300
R 410A	HFC	0	2100
R 404A	HFC	0	3700
R744 (CO ₂)	Doğal Akışkan	0	1
R717 (NH ₃)	Doğal Akışkan	0	<1

R744'ün zehirsiz olduğunun bilinmesine rağmen, havadaki yoğunluğuna bağlı olarak insanlar üzerinde bazı etkileri vardır. Havadaki CO₂ derişimi hacimce % 2-3 arasında iken solunumda hızlanma ve hafif bir baş ağrısı hissedilir. Acil Yaşam ve Sağlık Tehlikesi (IDLH) CO₂ için havadaki değeri %4 olarak karar verilmiş, %10 olması durumunda ölümcül olduğu belirtilmiştir. Pratikte kabul edilen, havadaki %5 CO₂ oranı uygun bir değerdir [33]. Sonuç olarak bu değere göre tasarımlar yapılmalıdır. Çizelge 3.2'de soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması verilmektedir.

Çizelge 3.2. Soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması [34]

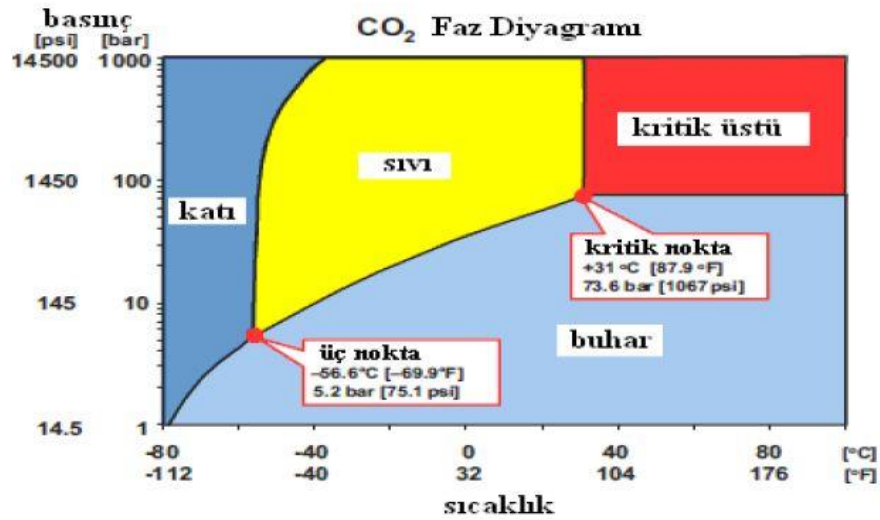
Soğutucu Akışkan	R11	R12	R22	R134a	R410A	R404A	R744	R717
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	2

3.4.3. Termodinamik Özellikleri

Pek çok araştırmacı R744 soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri ile ilgili denklemler çıkarmış, çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanılarak termodinamik özelliklere ulaşılmıştır.

R744 soğutucu akışkanının en göze çarpan özelliği kritik nokta sıcaklığının düşük olması (31,06 °C) ve kritik basıncının yüksek olmasıdır (73,8 bar). R744'ün sahip olduğu bir diğer sınırlayıcı etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca diğer akışkanlarla karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C'de 22545 kJ/m³) oldukça yüksektir [35].

R744 faz diyagramından görüleceği üzere iki fazında denge halinde bulunduğu üç ayrı durum mevcuttur. Bunlar Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumlarıdır. Atmosfer basıncında altında R744 yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı fazda bulunması mümkün değildir. Basıncın 5,3 bar ve sıcaklığın -56,6 °C'de olduğu durumda ise R744'ün üç hali de dengededir. 31,1 °C'de R744 kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir . R744'ün faz diyagramı, Şekil 3.13'te verilmektedir.



Şekil 3.13. R744 Faz diyagramı [29]

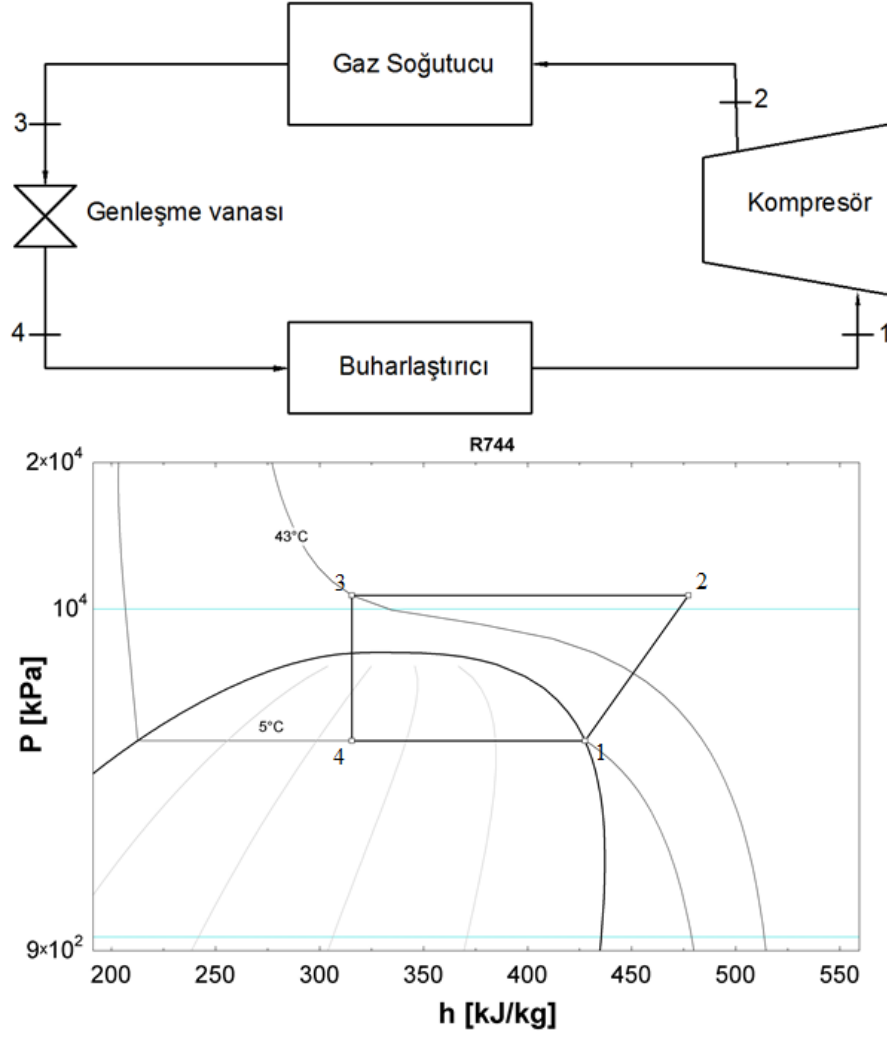
Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi R744, diğer soğutucu akışkanlara göre daha düşük viskozitesi, yüksek hacimsel kapasitesi, yüksek ısı kapasitesi, yüksek ısıl iletkenlik ve yüksek buhar yoğunluğuna sahiptir.

Çizelge 3.3. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri [35]

Soğutucu akışkan	T_{kritik} (°C)	P_{kritik} (bar)	Sıvı faz yoğunluğu (kg/m ³)	Gaz faz yoğunluğu (kg/m ³)	Isıl Kapasite (kJ/kg. K)	Isı iletim katsayısı (W/m.K)	Dinamik viskozite (kg/m.s)
R11	198	44,1	1536,9	2,36	0,85	0,09	0,0005
R12	112	42,2	1400,1	17,185	0,93	0,62	0,00025
R22	96,2	49,9	1285,7	20,41	1,16	0,09	0,00022
R134a	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	0,09	0,00027
R410A	72,13	49,3	1175	28,82	1,5	0,1	0,00016
R404A	72	37,3	1154,8	29,91	1,3	0,07	0,00018
R744	31	73,7	934,26	94,148	2,5	0,11	0,000101
R717	132,3	113,3	640,28	3,31	4,41	0,56	0,000172

3.5. R744 Kullanılan Transkritik Soğutma Sistemi

Transkritik soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3.14'te gösterilmektedir. Transkritik soğutma sisteminin temel elemanları kompresör, gaz soğutucu, genleşme vanası ve buharlaştırıcıdır. Transkritik sistemde yoğuşturucu yerine gaz soğutucu kullanılmaktadır. Klasik buhar sıkıştırımalı soğutma sisteminde yoğuşma sıcaklığına denk gelen doyma basıncına kadar soğutucu akışkan sıkıştırılırken, R744'ün kritik sıcaklığının 31,98 °C olması ve akdeniz iklimi görülen yerlerde, soğutucu akışkandan ısının dış ortama etkin şekilde atılabilmesi için kritik sıcaklığın üzerine çıkmak gerekmektedir. Bu sebeple kompresör soğutucu akışkanı, sıcaklığa bakılmadan uygun bir basınca kadar sıkıştırılmaktadır. Kompresörden çıkan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, gaz soğutucuya girer ve transkritik bölgede yoğuşma gerçekleşmeksizin sıcaklığı düşerek ısısını dış ortama atar. Gaz soğutucu çıkışında akışkan genleşme vanasına girer. Soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına indirildikten sonra, buharlaştırıcıda ortamdan ısı çekerek kızgın buhar haline gelir ve yeniden kompresöre girer.



Şekil 3.14. Klasik transkritik soğutma sistemi

İdeal bir transkritik soğutma çevriminde klasik çevrimdeki gibi buharlaştırıcı ve gaz soğutucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, genleşme vanasındaki durum değişiminin sabit entalpide olduğu, bu elemanlar arasında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımları ile çevre arasında herhangi bir ısı transferinin olmadığı kabul edilmiştir.

Buharlaştırıcıdan kızgın buhar halinde (1) noktasında kompresöre giren soğutucu akışkan (2) noktasında basıncı ve sıcaklığı artmış olarak yine kızgın buhar halinde çıkar. Kompresörden çıktıktan sonra gaz soğutucuya giren soğutucu akışkan burada sabit basınçta dış ortama ısı vererek (3) noktasından sıcaklığı azalmış bir şekilde çıkar. Gaz soğutucudan çıkışta genleşme vanasına giren akışkan sabit entalpide basıncı ve sıcaklığı düşerek (4) noktasından genleşme vanasından çıkar. Sıcaklığı

düşürülmüş, basıncı buharlaştırıcı basıncına indirilmiş olan akışkan buharlaştırıcıdan geçerken soğutulacak ortamdan ısı çekerek sabit basınçta kızgın buhar haline gelir ve tekrar (1) noktasından kompresöre girer.

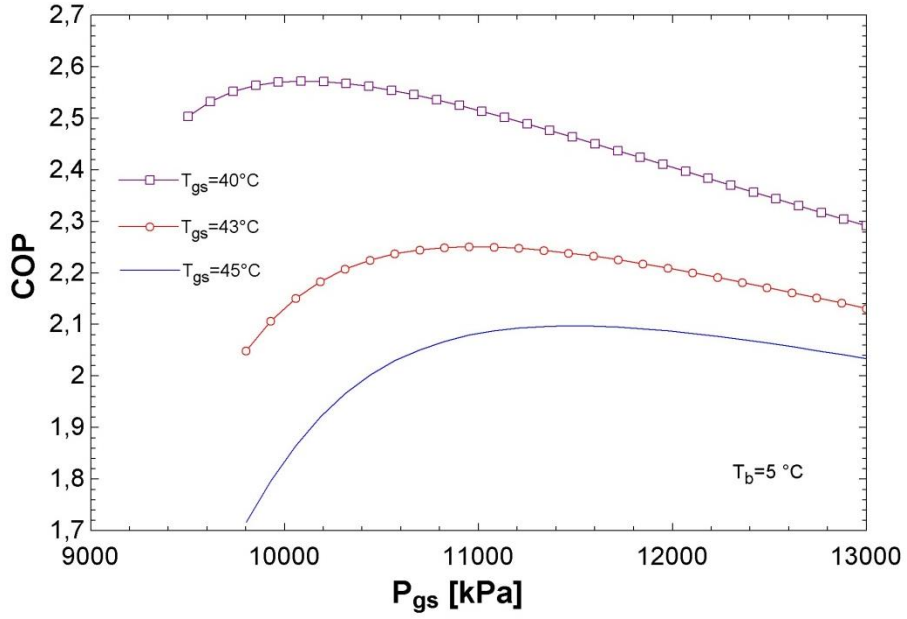
Transkritik R744 çevrimlerinin etkinliği, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve basıncıyla doğrudan bağlantılıdır. Bu çevrimlerin enerji verimleri belirli bir optimum basınç değerinde maksimuma ulaşır. Aynı zamanda bu optimum değer, çalışma parametrelerine göre de değişkenlik gösterir [36]. Liao ve ark. [37] 2000 yılında yaptıkları çalışmalarında optimum gaz soğutucu basıncı için Eşitlik (3.1)'deki ampirik ifadeyi sunmuşlardır.

$$P_{opt} = (2,7780 - 0,0157 \cdot T_{buh}) \cdot T_3 + (0,381 \cdot T_{buh} - 9,34) \quad (3.1)$$

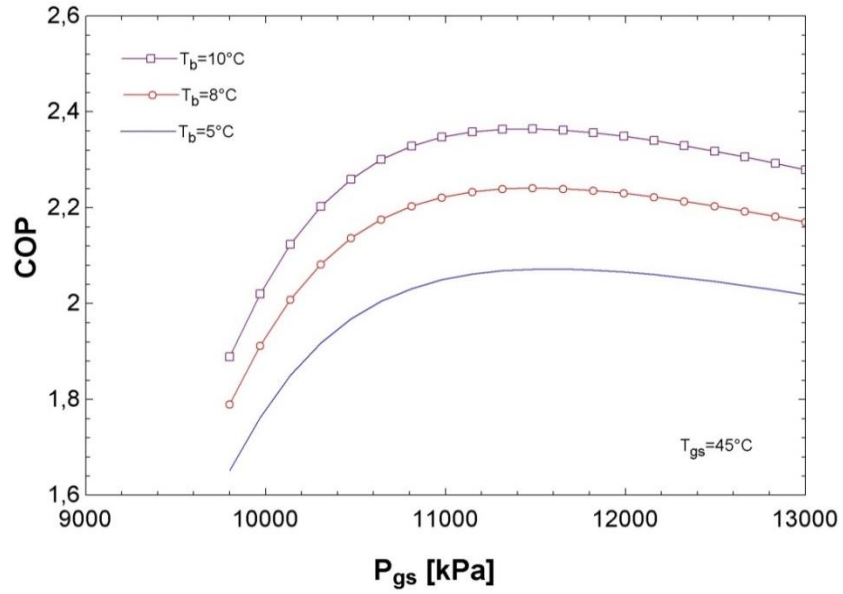
Burada T_{buh} soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı T_3 ise soğutucu akışkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığıdır. Optimum gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile ilgili daha hassas sonuçları 2009 yılında Özgür ve ark. [38] çıkarmış olduğu eşitlik vermektedir;

$$P_{opt} = 283,5689 - 0,10102T_{buh} - 20,2585T_3 + 0,59476(T_3)^2 - 0,00504(T_3)^3 \quad (3.2)$$

Klasik bir R744 transkritik soğutma sisteminde gaz soğutucu basıncının değişiminin sistem soğutma etkinliğine olan etkisi Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla Şekil 3.15'te ve Şekil 3.16'da çizilen grafiklerde gösterilmiştir. Genel anlamda gaz soğutucu basıncı arttığında COP'nin azalmasına rağmen optimum bir basınç değerinde maksimum değere geldiği görülmektedir. Şekil 3.15'den çıkarılan bir diğer sonuç ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisidir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ortam şartlarına da bağlı olmasının yanında gaz soğutucunun etkili bir soğutma yapacak şekilde tasarlanmasının önemi büyüktür.



Şekil 3.15. Gaz soğutucu basıncının COP değerine etkisi

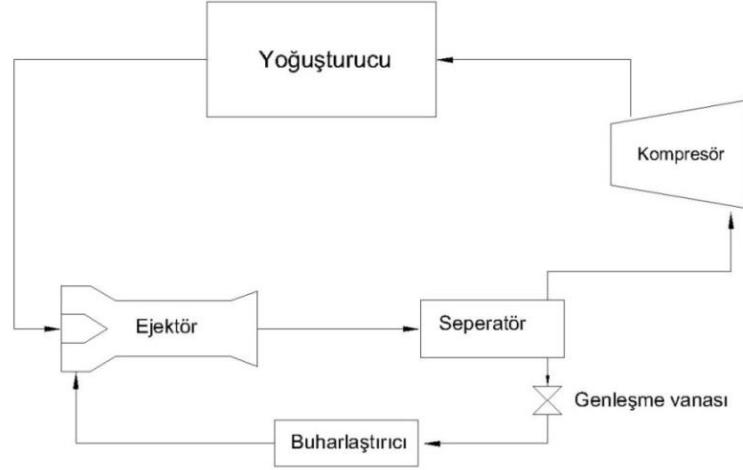


Şekil 3.16. Gaz soğutucu basıncının COP değerine etkisi

3.6. Ejektörlü Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin performansını artırmak için yapılan çalışmalardan birisi de sisteme bir çift fazlı ejektör eklemektir. Böylece genleşme vanasında kaybolan işin bir kısmının geri dönüşümü sağlanarak sistem performansının artırılması amaçlanmaktadır.

Literatürde üzerine birçok çalışma yapılmış olan tek buharlaştırıcılı ejektörlü soğutma sistemi Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Sistem elemanları; kompresör, yoğuşturucu, ejektör, genişleme vanası, buharlaştırıcı ve seperatördür.

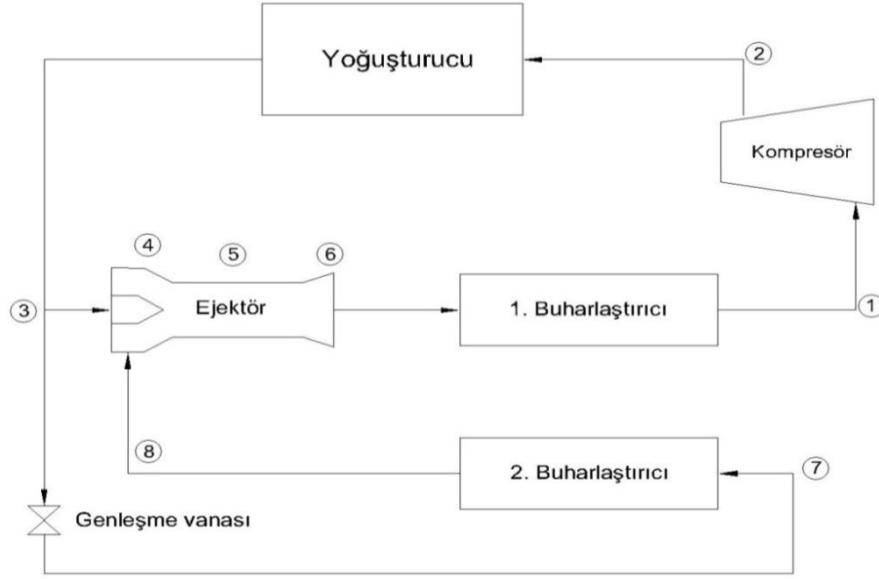


Şekil 3.17. Tek buharlaştırıcılı ejektörlü soğutma sistemi

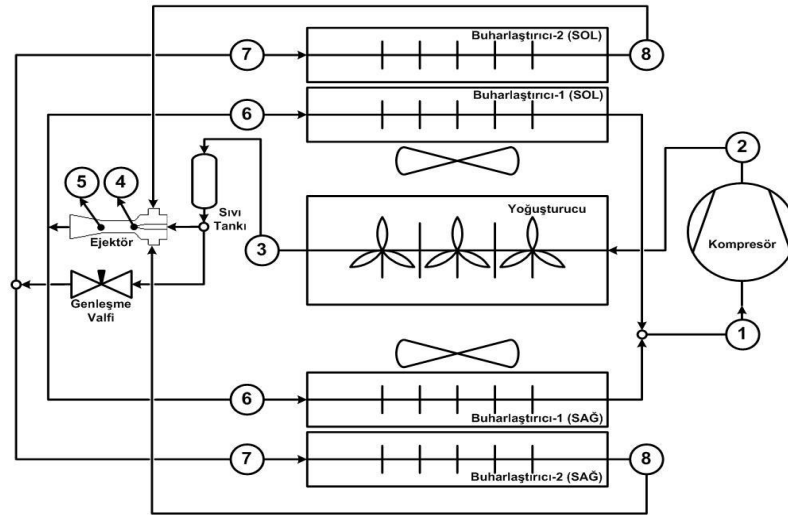
Bu sistemde kompresörden yoğuşma basıncında çıkan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, yoğuşturucuya girmekte ve doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı halindeki yüksek basınçlı soğutucu akışkan, ejektörün lülesine birincil akış olarak girmekte, basıncı hıza dönüşerek ses hızının üzerine çıkacak kadar artmaktadır. Buharlaştırıcıdan gelen doymuş buhar halindeki ikincil akışkan ise birincil akışkan ile karışım bölgesinde karışmaktadır, difüzörde ise, akışkanın hızı düşerken basıncı artar ve bir kuruluk derecesinde ejektörü terk edip seperatöre girer. Seperatörde kuruluk derecesiyle orantılı olarak doymuş buhar ve doymuş sıvı olarak ayrışır. Doymuş sıvı halindeki akışkan genişleme vanasına ardından da buharlaştırıcıya girer. Doymuş buhar ise kompresöre girer ve çevrim tamamlanır.

Tek buharlaştırıcılı ejektörlü soğutma sisteminde, soğutucu akışkan çevriminin sürekli devam edebilmesi için ejektör çıkışındaki kuruluk derecesinin ejektör karışım oranıyla ilgili olan süreklilik denklemini sağlaması gerekmektedir [12,39]. Pratikte bunun kontrolü oldukça zordur ve bu sebepten dolayı seperatör çıkışında kompresöre giden doymuş buharın bir kısmı sürekliliği sağlamak için çekilmiş olan by pass hattı ile genişleme vanasından geçirilip buharlaştırıcıya yönlendirilir [12].

Bu çalışmada ise iki buharlaştırıcısı olan ejektörlü soğutma sistemi incelenecektir. Şekil 3.18’de bu sistem şematik olarak gösterilmiştir. Ejektörlü klima sisteminin otobüsler için kullanılması durumunda ise sistem şematik olarak Şekil 3.19’da gösterilmiştir. Ünal ve Yılmaz [27], yaptıkları çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, ejektörde sabit basınç sabit alan modelini kullanmışlardır. Bu çalışmada da aynı model kullanılacaktır.



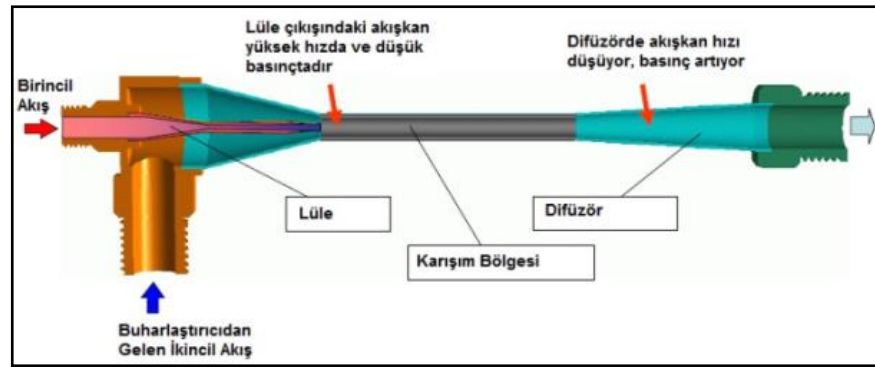
Şekil 3.18. Ejektörlü soğutma sistemi



Şekil 3.19. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a ve R744 kullanılan ejektörlü soğutma sistemleri incelenmiştir. Otobüsler için geliştirilecek olan ejektörlü soğutma sisteminde, ejektör genişleme vanası gibi görevi yapacak, aynı zamanda soğutucu akışkanın basıncını da bir miktar artırarak kompresöre verilen işi azaltacaktır.

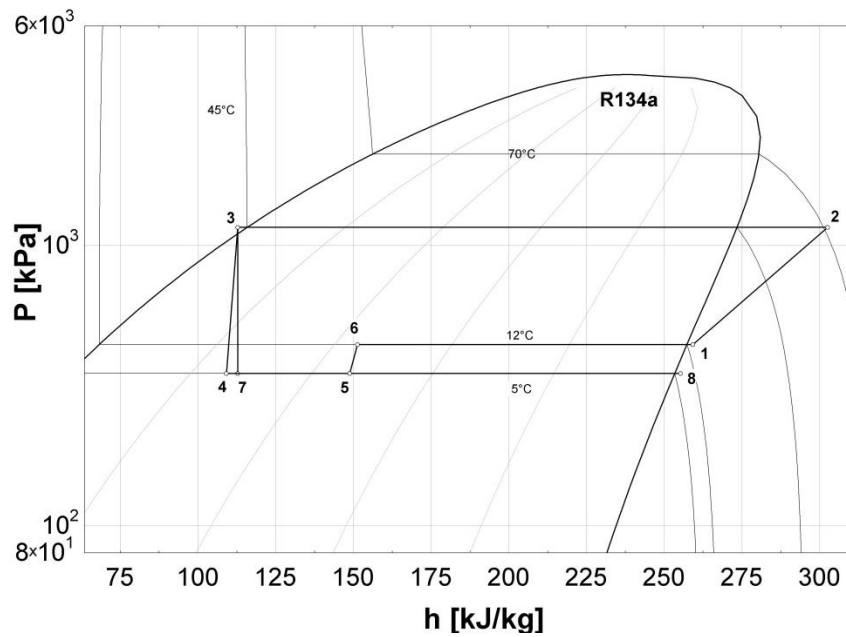
Çalışmada kullanılan ejektör modelinin genel yapısı Şekil 3.20’de gösterilmiştir. Ejektör lüle, difüzör ve karışım bölgesi olarak üç ana bölgeye ayrılır. Lüle, yüksek basıncındaki soğutucu akışkanı lüle çıkışında ses üstü hıza ulaştırır, bu ses üstü hızdaki akışkan buharlaştırıcıdan gelen akışkanı da sürükleyerek karışım bölgesine girmektedir. Lüleden gelen akışkana birincil akışkan ve buharlaştırıcıdan gelen akışkana da ikincil akışkan denilmektedir. Birincil ve ikincil akışkanlar karışım bölgesinde karıştıktan sonra akışkan difüzöre girerler, difüzörde akışkanın hızı düşürülerek basıncı artırılır.



Şekil 3.20. Ejektörün genel yapısı

Şekil 3.18’de görülen ejektörlü R134a kullanılan otobüs kliması sistemine ait P-h diyagramı Şekil 3.21’de gösterilmiştir. Bu sistemde, kızgın buhar halinde kompresöre giren soğutucu akışkanın basıncı artırılarak, yoğuşma sıcaklığının doyma basıncına ulaşması sağlanır. Soğutucu akışkan, kompresörden sonra yoğuşturucuya girer ve burada belirlenen yoğuşma sıcaklığında dışarı ısı atarken yoğuşarak doymuş sıvı haline gelir. Daha sonra bu akışkan bir sıvı deposunda toplanır. Sıvı deposundan çıkan, yüksek basınç altındaki soğutucu akışkanın bir bölümü ejektöre, kalan miktarı da genişleme vanasına girer. Ejektörden çıkan akışkan birinci buharlaştırıcıya, genişleme vanasından çıkan soğutucu akışkan ise ikinci buharlaştırıcıya girer. Yüksek basınç altında ejektöre giren soğutucu akışkan lüle çıkışında ses üstü hıza ulaşır ve

genleşme vanasında basıncı düşürülen ve buharlaştırıcıdan buhar halinde çıkan soğutucu akışkanı da emerek ejektörün karışım bölgesine girer. Karışım bölgesinden tam karışma gerçekleşmesinden sonra soğutucu akışkanın basıncının artması için difüzöre girer. Difüzörden ıslak buhar halinde çıkan akışkan birinci buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan tekrar kompresöre girerek çevrimini tamamlamış olur. Klasik soğutma çevrimine göre soğutucu akışkan (8) noktasında kompresöre girmesi gerekir iken, ejektör sayesinde kompresöre giriş (1) noktasında, yani daha yüksek basınçta olmaktadır. Bunun sonucu olarak da kompresöre verilen iş klasik soğutma sistemi çevrimine göre daha düşük olmaktadır.

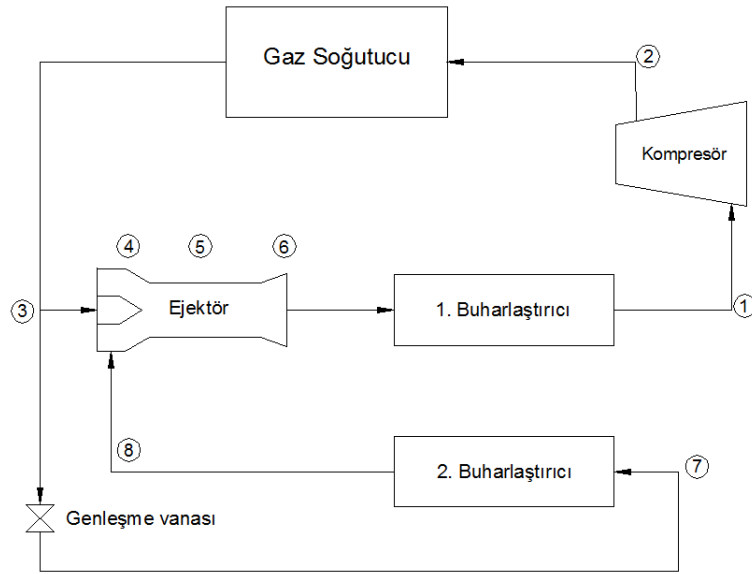


Şekil 3.21. R134a kullanılan ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı

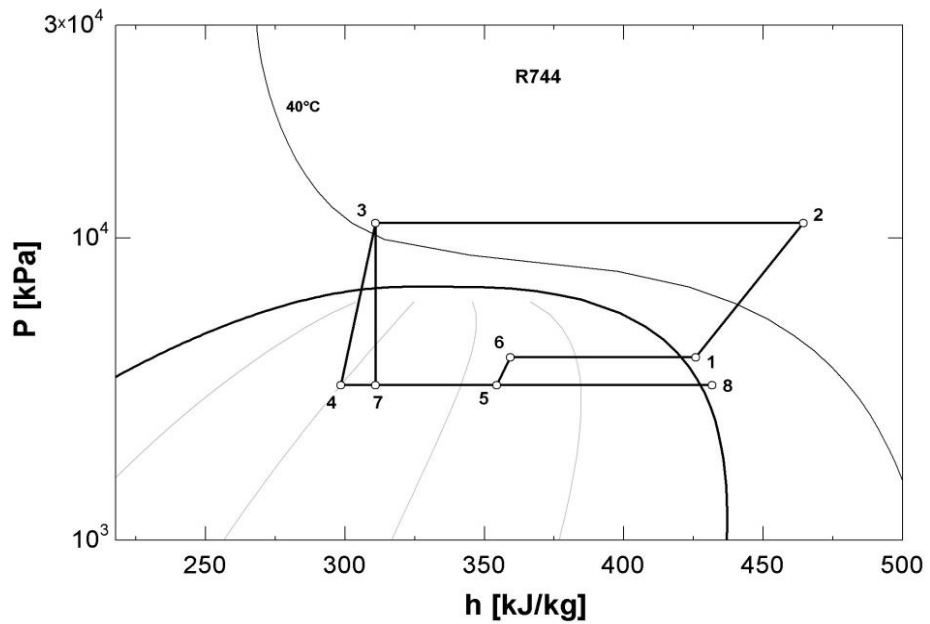
3.6.1. Ejektörlü Transkritik Soğutma Sistemi

Ejektörlü transkritik soğutma sisteminin temel elemanları; kompresör, gaz soğutucu, ejektör, genleşme vanası ve buharlaştırıcılardan oluşmaktadır. Sistem şematik olarak Şekil 3.22’de gösterilmiştir. Sisteme ait P-h diyagramı ise Şekil 3.23’te gösterilmiştir. Bu sistemde kompresörde basıncı artırılmış olan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde gaz soğutucuya girmektedir. Transkritik bölgede gaz soğutucu tarafından soğutucu akışkanın ısısı alınmaktadır ve akışkan, sıcaklığı düşmüş olarak gaz soğutucudan çıkmaktadır. Yüksek basınç altındaki soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, kalan kısmı da genleşme vanasına girer. Genleşme vanasına girmiş olan

soğutucu akışkan basıncı ve sıcaklığı düşmüş halde ikinci buharlaştırıcıya girer ve doymuş buhar olarak çıkar. Yüksek basınç altında gaz soğutucudan çıkıp ejektöre giren soğutucu akışkan ise lüle çıkışında ses üstü hıza ulaşır ve ikinci buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkan soğutucu akışkanı da emerek ejektörün karışım bölgesine girer. Difüzörden ıslak buhar halinde çıkan akışkan birinci buharlaştırıcıya girer. Doymuş buhar halinde birinci buharlaştırıcıdan çıkan akışkan tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlamış olur.



Şekil 3.22. Ejektörlü transkritik soğutma sistemi elemanları



Şekil 3.23. Ejektörlü transkritik soğutma sistemi P-h diyagramı

3.7. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi

3.7.1. R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Soğutma Sistemi

Ejektörlü soğutma sisteminin P-h diyagramı Şekil 3.21’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 (3.1) den hesaplanmıştır.

$$\eta_{komp,iz} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

İzentropik verim pistonlu kompresörler için ampirik bir ifade olan denklem (3.4) ile kullanılabilir. Bu denklemlerde tanımlanan P^* , kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_{komp,iz} = [(0,275 + 0,0725 \cdot P^*)^{-10} + (0,925 - 0,05 \cdot P^*)^{-10}]^{-0,1} \quad (3.4)$$

$$P^* = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.5)$$

Denklem (3.1)'deki h_{2s} değeri, denklem (3.6)'da gösterildiği gibi o noktadaki entropi ve basınç değeri kullanılarak bulunur.

$$h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s}) \quad (3.6)$$

Buna göre denklem (3.3)'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 3.5'te verilmiş olan basınç-entalpi diyagramında (4) noktası lüle çıkışını ve karışım bölgesi girişini, (5) noktası karışım bölgesi çıkışını ve difüzöre girişi, (6) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (3) ile (4) noktalarının arasında denklem (3.7)'de verilen enerji denklemi ve denklem (3.8)'de verilen lülenin izentropik verim ifadesini kullanılarak (4) noktasındaki termodinamik özellikler bulunabilir. Kütle korunumu kanununa göre $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ alınması gerekir.

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_4 \frac{V_4^2}{2} \quad (3.7)$$

$$\eta_L = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.8)$$

Soğutucu akışkan genişleme vanasına (3) noktasından girmektedir ve (7) noktasından çıkmaktadır. Genişleme vanasındaki basıncın düşürülme işleminin adyabatik gerçekleştiği varsayımı ile (7) noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$h_7 = h_3 \quad (3.9)$$

Karışım bölgesinin çıkışı ve difüzörün giriş noktası olarak tanımlanmış olan (5) noktasına aiti termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise enerji ve momentum denklemlerini kullanarak aşağıda verilen denklem (3.10) ve denklem (3.11)'i yazmak mümkündür.

$$\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2}\right) + \omega \left(h_8 + \frac{V_8^2}{2}\right) = (1 + \omega) \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2}\right) \quad (3.10)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega) \cdot V_5^2}{V_4^2 + \omega \cdot V_8^2} \quad (3.11)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanlarının kütle oranını ifade eden ω , denklem (3.12) ile tanımlanmıştır.

$$\omega = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_3} \quad (3.12)$$

Difüzör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için denklem (3.13) ve denklem (3.14)'te verilen enerji ve difüzör izentropik verimi kullanılır.

$$h_5 + \frac{V_5^2}{2} = h_6 + \frac{V_6^2}{2} \quad (3.13)$$

$$\eta_d = \frac{h_{6,s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.14)$$

Pistonlu kompresörlerde yağın kompresöre geri dönmesini sağlamak amacıyla soğutucu akışkan hızının 5 – 7 m/s olması önerilmektedir. Bu çalışmada difüzör çıkışındaki soğutucu akışkanın hızı 15 m/s alınmıştır.

Klasik soğutma sisteminin COP'si denklem (3.15) ile tanımlanmıştır.

$$COP_{klasik} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.15)$$

Ejektörlü soğutma sisteminin COP'si denklem (3.16) ile tanımlanmıştır.

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{b1} + \dot{Q}_{b2}}{\dot{W}} = \frac{\omega \cdot (h_8 - h_7) + (1 + \omega) \cdot (h_1 - h_6)}{(1 + \omega) \cdot (h_2 - h_1)} \quad (3.16)$$

Soğutma etkinliğindeki artış oranı denklem (3.17) ile tanımlanmıştır.

$$COP^* = \frac{(COP_e - COP_k)}{COP_k} \cdot 100 \quad (3.17)$$

3.7.2. R744 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Ejektörlü Transkritik Soğutma Sistemi

Ejektörlü transkritik soğutma sistemine ait P-h diyagramı Şekil 3.13'te verilmiştir. Sistemin analizi için yapılan kabuller, R134a kullanılan sistemin kabulleri ile hemen hemen aynı olup, yalnızca yoğuşturucu yerine kullanılan gaz soğutucunun basıncı ve akışkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının bilindiği kabul edilmekte ve ona göre termodinamik analiz yapılmaktadır.

Soğutucu akışkan kompresöre (1) noktasından kızgın buhar olarak girer ve (2) noktasından çıkar. Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklık belli olduğundan kompresör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için kompresör izentropik verimi kullanılabilir. Kompresör izentropik verimi ifadesi denklem (3.3)'te verilmiştir.

R744 araç klimaları için izentropik verim değeri ise Holloway ve ark. [40] tarafından yapılan deneysel çalışmadan alınmıştır. Kompresör verimi ifadelerinden (2) noktasına ait entalpi değeri hesaplanabilir. Gaz soğutucuya (2) noktasından giren soğutucu akışkan (3) noktasından sıcaklığı azalmış olarak çıkar. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve basıncı bilindiğinden (3) noktasına ait özellikler bilinmektedir. Gaz soğutucu çıkışında soğutucu akışkanın bir kısmı genişleme vanasına bir kısmı ise ejektöre girmektedir.

R134a'lı sistemde kullanılan ejektör modeli burada da kullanılmaktadır ve Şekil 3.13'teki P-h diyagramında görülen (4) noktası lüle çıkışı, (5) noktası karışım bölgesi çıkışı ve (6) noktası ise difüzör çıkışını göstermektedir. Ejektör için kullanılan enerji denklemleri ve izentropik verim ifadeleri (3.7 - 3.10) denklemlerinde verilmiştir. Karışım bölgesi için momentumun korunumu göz önüne alındığında denklem (3.18) kullanılabilir.

$$P_4 \cdot A_4 + \eta_m \cdot \rho_4 \cdot A_4 \cdot V_4^2 + P_8(A_8) + \eta_m \rho_8(A_8) V_8^2 = P_5 \cdot A_5 + \rho_5 \cdot A_5 \cdot V_5^2 \quad (3.18)$$

Difüzör çıkışındaki özellikler, ejektörsüz transkritik soğutma sisteminin soğutma etkinliği ve soğutma etkinliği artış oranı (3.12 - 3.17) denklemleri kullanılarak bulunur.

3.8. Ejektörlü Klima Sistemi Ekserji Analizi

Soğutma sisteminde ejektör kullanılmasının asıl amacı sistemdeki tersinmezliği azaltmaktır. Bu nedenle soğutma sisteminde çift fazlı ejektör kullanıldığında, her bir elemandaki ve sistemdeki toplam tersinmezlik miktarlarının ne kadar azaldığı ekserji analizi ile belirlenebilir. Ejektörlü soğutma sisteminde ekserji analizi yapılırken sadece fiziksel ekserji dikkate alınır. Fiziksel ekserji ise bir maddenin sadece çevreyle ısı etkileşimde olduğu düşünüldüğünde, bulunduğu ilk durumdan çevresiyle ısı ve mekanik dengeye (T_0 ve P_0 şartlarına) gelmesi esnasında üretilebilecek maksimum iş miktarıdır [41]. Bu çevrimlerde ekserjinin diğer türleri olan kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjiler yoktur.

Ejektörlü soğutma sistemindeki her bir elemanın ekserji yıkımı aşağıda verilen eşitlikler ile hesaplanmıştır. "0" ile gösterilen referans değeri için $T_0 = 27^\circ\text{C}$ alınmıştır.

Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının hesaplanması için (3.19), (3.20), ve (3.21) denklemleri verilmiştir. Denklem (3.19)'dan soğutucu akışkanın kompresöre girerken sahip olduğu ekserji, denklem (3.20)'den ise kompresörden çıktığında sahip

olduğu ekserji hesaplanabilir. Denklem (3.21) ise kompresörde meydana gelen ekserji yıkımını vermektedir.

$$E_{x,1} = \dot{m}_T \cdot [(h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0)] \quad (3.19)$$

$$E_{x,2} = \dot{m}_T \cdot [(h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0)] \quad (3.20)$$

$$E_{x,komp} = E_{x,1} - E_{x,2} + W_{komp} \quad (3.21)$$

Gaz soğutucuda meydana gelen ekserji yıkımının hesaplanabilmesi için denklem (3.23) verilmiştir. Denklem (3.22)'de ise gaz soğutucu çıkışındaki sahip olunan ekserji verilmiştir.

$$E_{x,3} = \dot{m}_T \cdot [(h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0)] \quad (3.22)$$

$$E_{x,gs} = \dot{m}_T \cdot T_0 \cdot \left(\frac{h_2 - h_3}{T_H} - (s_2 - s_3) \right) \quad (3.23)$$

Yoğuşturucudaki ekserji yıkımı için denklem (3.24) verilmiştir.

$$E_{x,yog} = \dot{m}_T \cdot T_0 \cdot \left(\frac{h_2 - h_3}{T_H} - (s_2 - s_3) \right) \quad (3.24)$$

Birinci buharlaştırıcı, ejektörlü soğutma sisteminde, ejektör çıkışına yerleştirilmiş olan buharlaştırıcıya denildiğinden, P-h diyagramında (6) noktası birinci buharlaştırıcıya giriş noktasıdır ve birinci buharlaştırıcıya girişte sahip olunan ekserji miktarı denklem (3.25)'ten bulunur. Birinci buharlaştırıcıda meydana gelen ekserji yıkımının denklemi (3.26)'da verilmiştir.

$$E_{x,6} = \dot{m}_T \cdot [(h_6 - h_0) - T_0 \cdot (s_6 - s_0)] \quad (3.25)$$

$$E_{x,b,1} = E_{x,6} - E_{x,1} - \dot{Q}_{b,1} \left(\frac{T_0}{T_{L,1}} - 1 \right) \quad (3.26)$$

İkinci buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı için denklem (3.27) ve (3.28) ikinci buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserjilerini, denklem (3.29) ise ikinci buharlaştırıcıdaki yıkımı vermektedir.

$$E_{x,7} = \dot{m}_8 \cdot [(h_7 - h_0) - T_0 \cdot (s_7 - s_0)] \quad (3.27)$$

$$E_{x,8} = \dot{m}_8 \cdot [(h_8 - h_0) - T_0 \cdot (s_8 - s_0)] \quad (3.28)$$

$$E_{x,b,2} = E_{x,7} - E_{x,8} - \dot{Q}_{b,2} \left(\frac{T_0}{T_{L,2}} - 1 \right) \quad (3.29)$$

Soğutucu akışkan ejektöre iki noktadan girdiği için her iki noktanın da ekserjileri bulunur ve ejektör çıkışındaki ekserji değeriyle denklem (3.31) kullanılarak ejektörün yapmış olduğu ekserji yıkımı bulunur.

$$E_{x,3,e} = \dot{m}_3 \cdot [(h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0)] \quad (3.30)$$

$$E_{x,ej} = E_{x,3,e} + E_{x,8} - E_{x,6} \quad (3.31)$$

Genleşme vanasındaki ekserji yıkımı hesabı için genleşme vanasına girişteki ve çıkıştaki ekserjiler bulunup denklem (3.33)'te yerine konulup bulunabilir.

$$E_{x,3,g} = \dot{m}_8 \cdot [(h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0)] \quad (3.32)$$

$$E_{x,gv} = E_{x,3,g} - E_{x,7} \quad (3.33)$$

Sistemdeki toplam ekserji yıkımı ise denklem (3.34)'te gösterildiği gibi her bir elemandaki ekserji yıkımlarının toplanması ile bulunur.

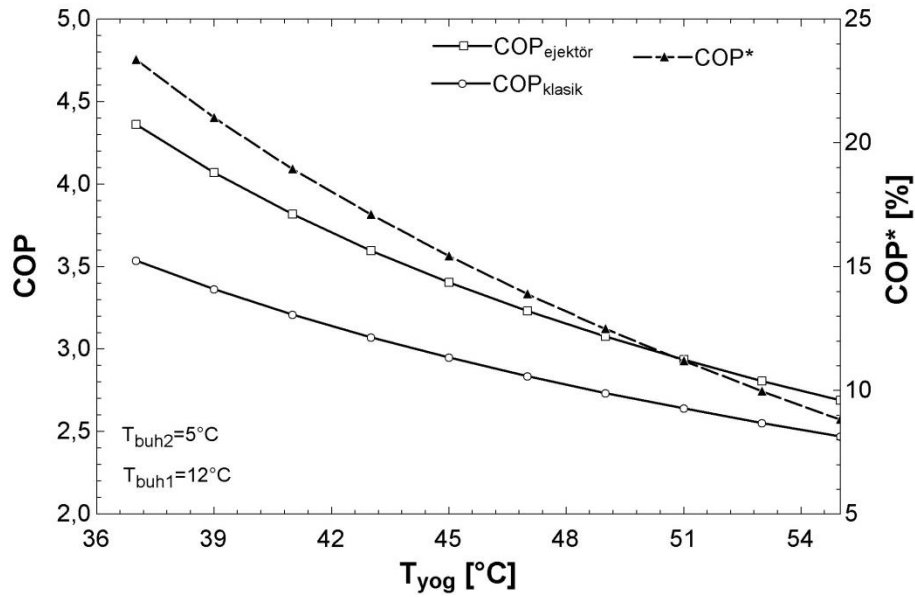
$$E_{x,top} = E_{x,komp} + E_{x,kon} + E_{x,gv} + E_{x,ej} + E_{x,b,1} + E_{x,b,2} \quad (3.34)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili matematiksel model, Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı ile çözülmüştür. R134a ve R744 soğutucu akışkanları kullanılarak ejektörlü soğutma sisteminin değişen parametrelere göre analizleri yapılmıştır.

4.1. R134a Soğutucu Akışkanının Kullanıldığı Sistemler

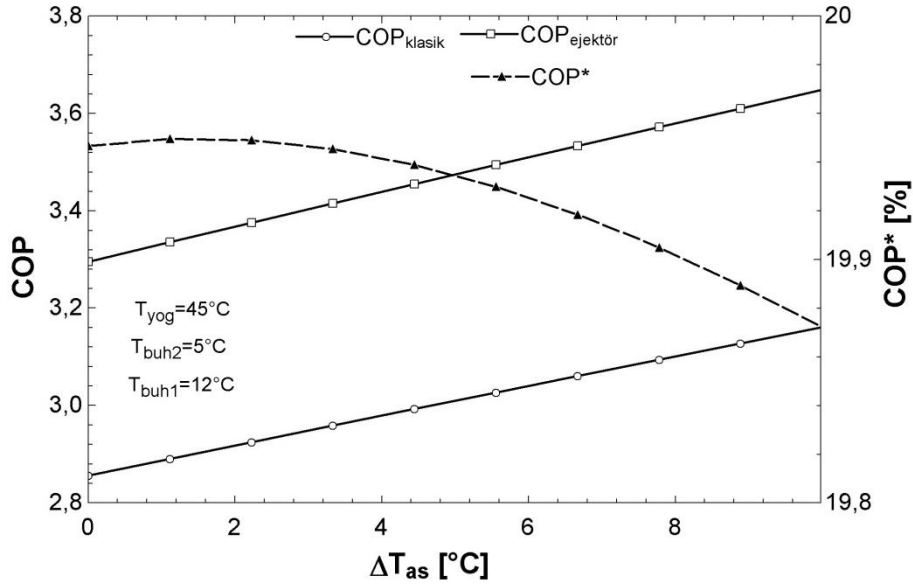
Yapılan analizlerde, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları 3°C alınmıştır. Şekil 4.1'de klasik ve ejektörlü sistemlerin soğutma etkinliklerinin ve etkinlik artış oranlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Yoğuşma sıcaklığı arttığı zaman yoğuşma basıncı da artacağından, kompresörün yaptığı iş artacaktır ve şekilde görüldüğü üzere hem ejektörlü sistemde hem de klasik sistemde soğutma etkinliği değerleri azalmaktadır.



Şekil 4.1. Sistem COP'lerinin ve COP artış oranının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

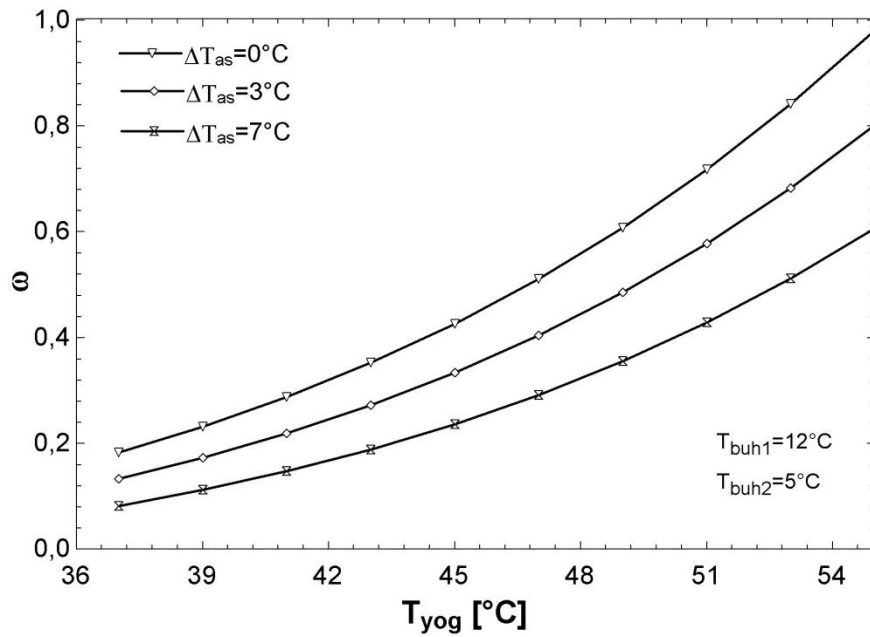
Şekil 4.2, aşırı soğutma sıcaklığının ejektörlü ve klasik sistemlerin soğutma etkinliği üzerindeki etkisini göstermektedir. Sistemde yapılacak aşırı soğutma şekilde görüldüğü gibi her iki sistemin etkinliğini artırmaktadır. Soğutma etkinliği artışları

hemen hemen birbirlerine paralel olduğu için soğutma etkinliği artış oranı da yok sayılacak kadar az değişmektedir.



Şekil 4.2. Aşırı soğutmanın sistem COP'leri üzerindeki etkisi

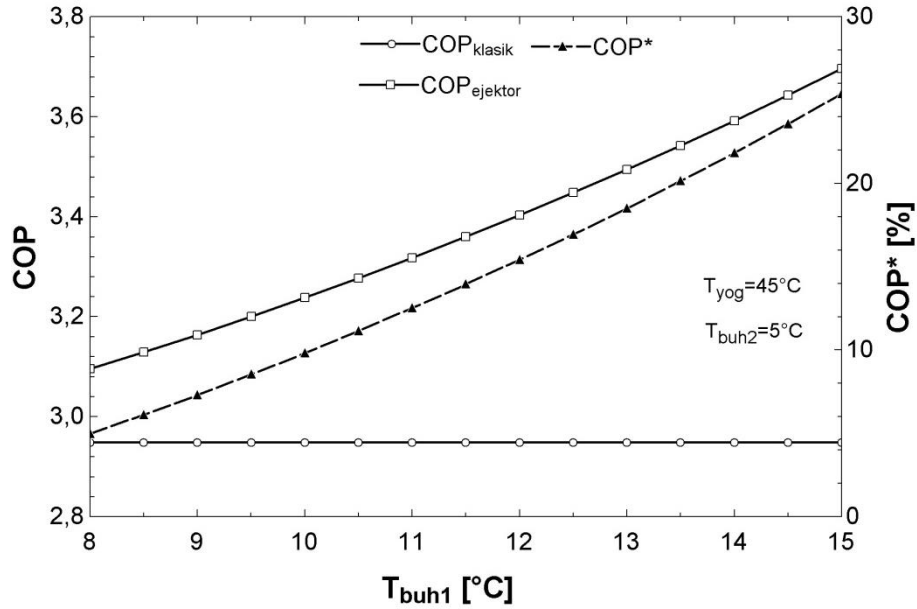
Şekil 4.3'te yoğuşma sıcaklığı değişiminin karışım oranı üzerindeki etkisi görülmektedir. Yoğuşma sıcaklığı arttığında ejektörün lülesine giren akışkanın basıncı ve entalpisi daha fazla olacağından lüle çıkışında daha fazla hıza ulaşacak ve ikinci buharlaştırıcıdan daha fazla soğutucu akışkan çekerek karışım oranını artıracaktır.



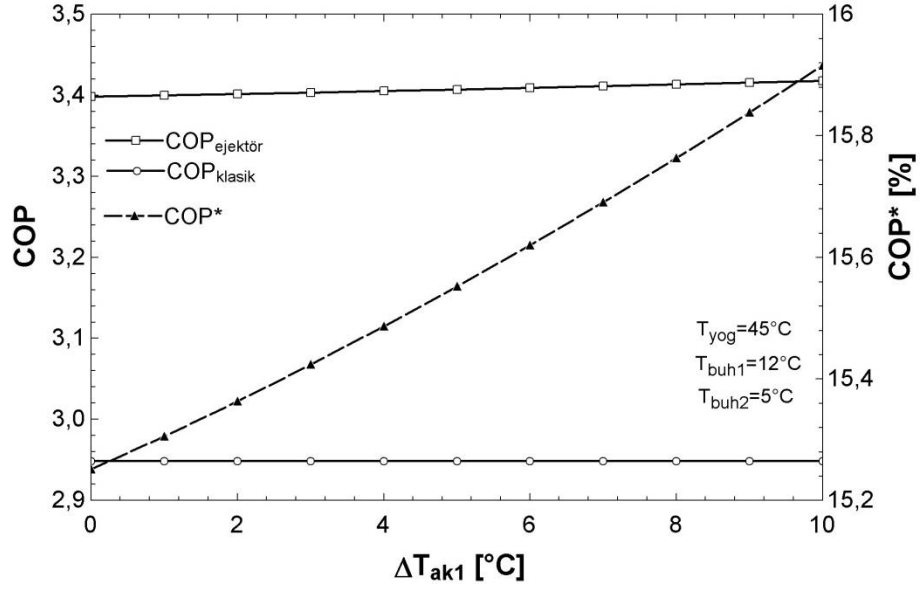
Şekil 4.3. Yoğuşma sıcaklığının karışım oranına etkisi

Şekil 4.4'te birinci buharlaştırıcı sıcaklığının değişiminin, klasik ve ejektörlü sistemler üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Birinci buharlaştırıcı klasik soğutma sisteminde bulunmadığı için, sıcaklık değişimi klasik sistemin COP'sine bir etkisi yoktur. Ejektörlü soğutma sisteminde ise birinci buharlaştırıcı sıcaklığı soğutucu akışkanın kompresöre giriş basıncını belirlediğinden COP üzerinde etkilidir. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında o sıcaklıktaki doyma basıncı da artacağından soğutucu akışkan kompresöre daha yüksek basınçta girecektir, kompresörün sıkıştırma oranı azalacağından soğutma etkinliği artmaktadır. Şekil 4.5'te ise birinci buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırma değerinin COP'ler üzerindeki çok az olduğu görülmektedir.

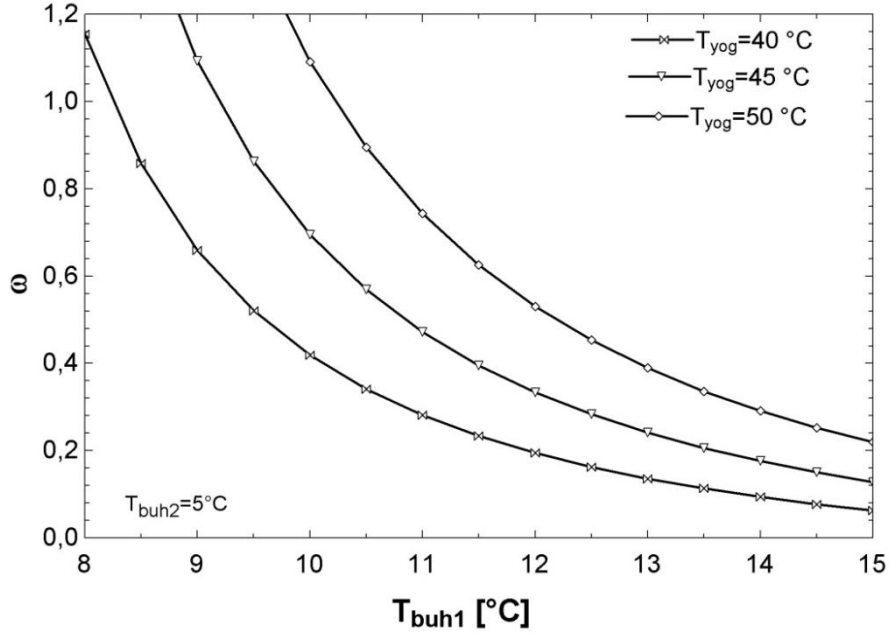
Şekil 4.6'da birinci buharlaştırıcı sıcaklığı değişiminin karışım oranına etkisi görülmektedir. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla birlikte basıncı da artmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın basıncı ejektör lülesi tarafından birinci buharlaştırıcı basıncına kadar düşürülüp, o basınç ve enerji hıza dönüştüğünden akışkanın hızı daha az olacak ve daha az akışkan çekecektir.



Şekil 4.4. COP'lerin ve COP artış oranının birinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi



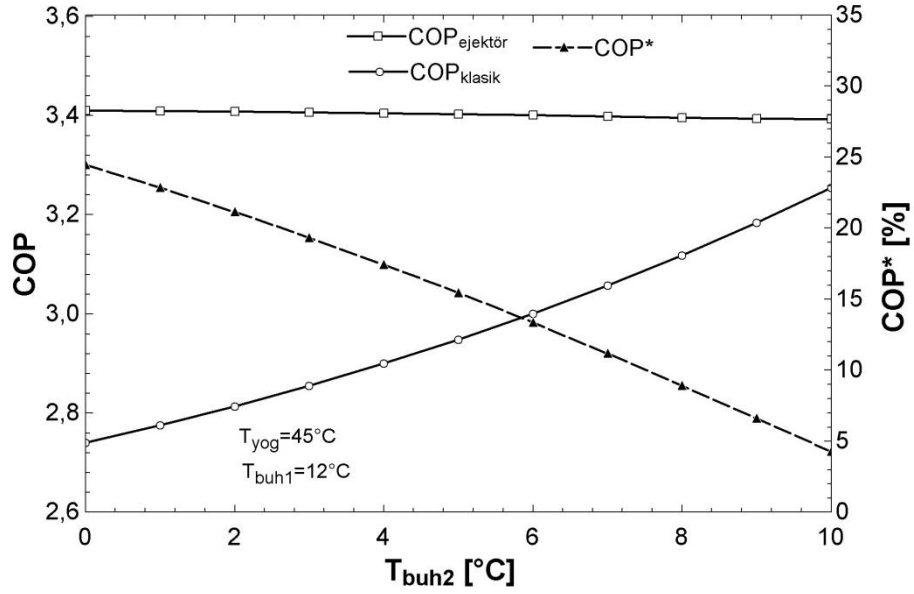
Şekil 4.5. Aşırı kızdırma sıcaklığının COP'lere etkisi



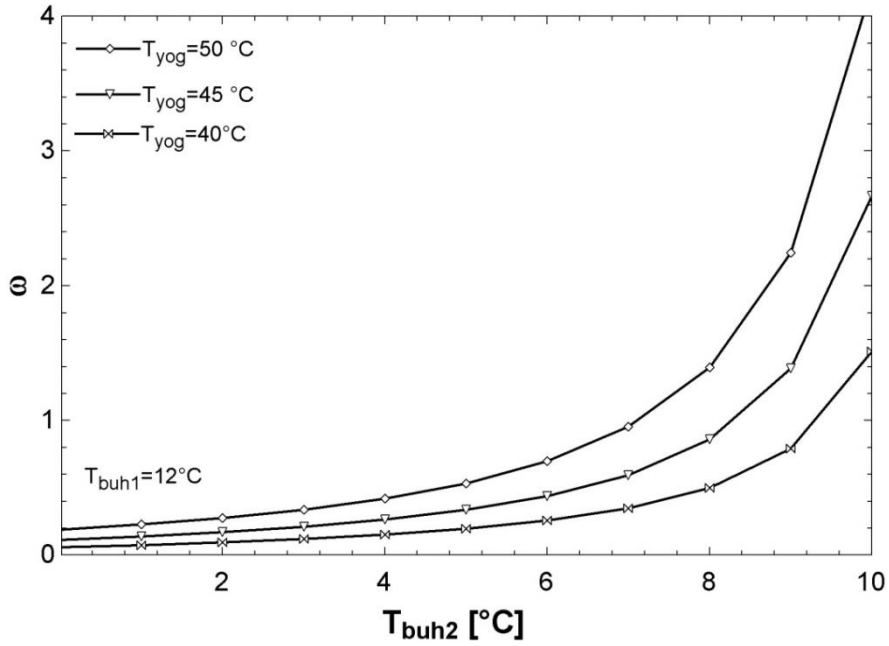
Şekil 4.6. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının karışım oranına etkisi

Şekil 4.7'de ikinci buharlaştırıcı sıcaklığının ejektörlü ve ejektörsüz sistemler üzerindeki etkileri gösterilmiştir. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı artınca klasik soğutma sisteminin COP'si artmaktadır, çünkü kompresörün yaptığı iş azalmaktadır. Ejektörlü sistemde ise kompresöre giriş basıncı birinci buharlaştırıcı ile ilgili olduğundan sistem COP'sine etkisi çok azdır. Şekil 4.8'de ise ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça karışım oranının arttığı görülmektedir. Ejektör lülesi çıkışında, akışkan ikinci

buharlaştırıcıdan çekildiği için ikinci buharlaştırıcı basıncı artınca daha fazla akışkan çekilecektir.



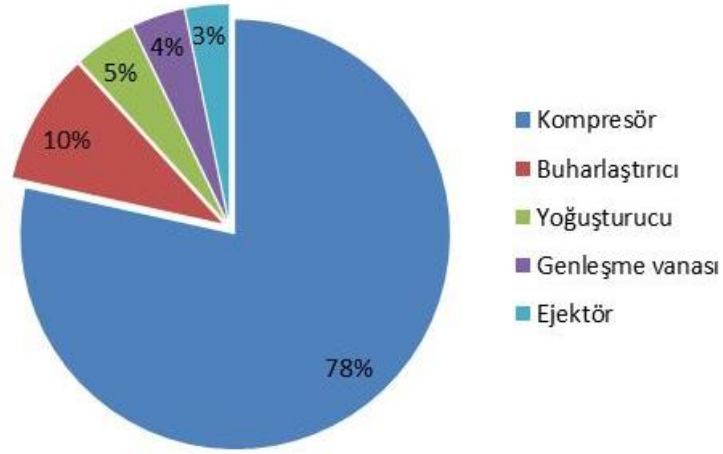
Şekil 4.7. COP'lerin ve COP artış oranının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi



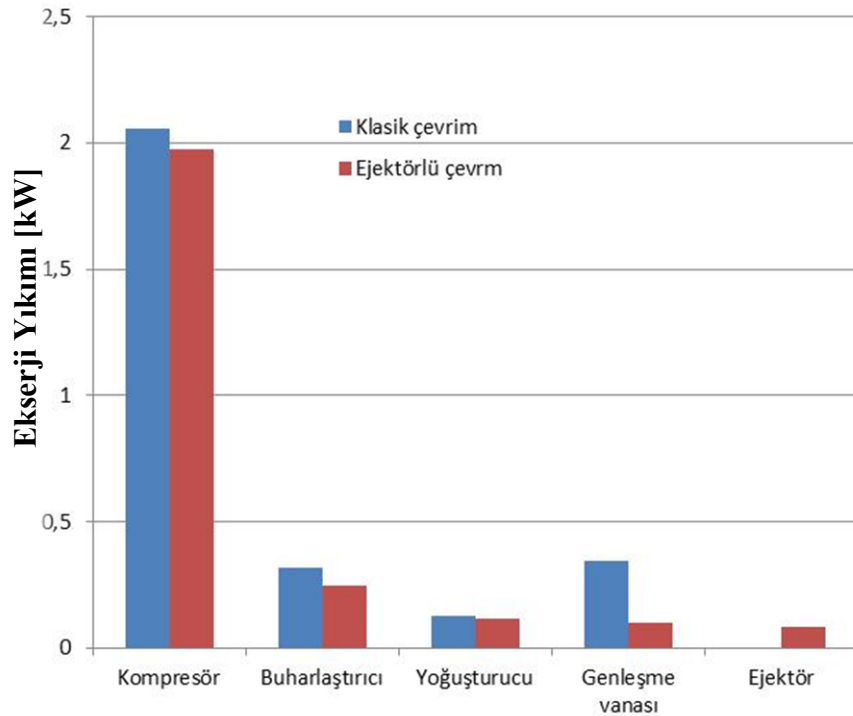
Şekil 4.8. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının karışım oranına etkisi

Şekil 4.9'da soğutma kapasitesi 14 kW olan, soğutucu akışkan olarak da R134a kullanılan ejektörlü otobüs klimalarındaki temel elemanların ekserji yıkımları görülmektedir. 2,5 kW civarında olan toplam ekserji yıkımının %78'i kompresör

tarafından gerçekleştirilmektedir. Bunun sebebi ise otobüs klimalarındaki kompresör izentropik verimlerinin %50 civarında olmasıdır. Şekil 4.10'da ejektörlü ve ejektörsüz klasik sistemlerin temel elemanlarındaki ekserji yıkımları karşılaştırılmıştır. Klasik sisteme ejektör eklenmesi ile başta genişleme vanası olmak üzere tüm elemanlardaki ekserji yıkımları azalmıştır.



Şekil 4.9. R134a kullanılan ejektörlü soğutma sistemindeki temel elemanların ekserji yıkımları

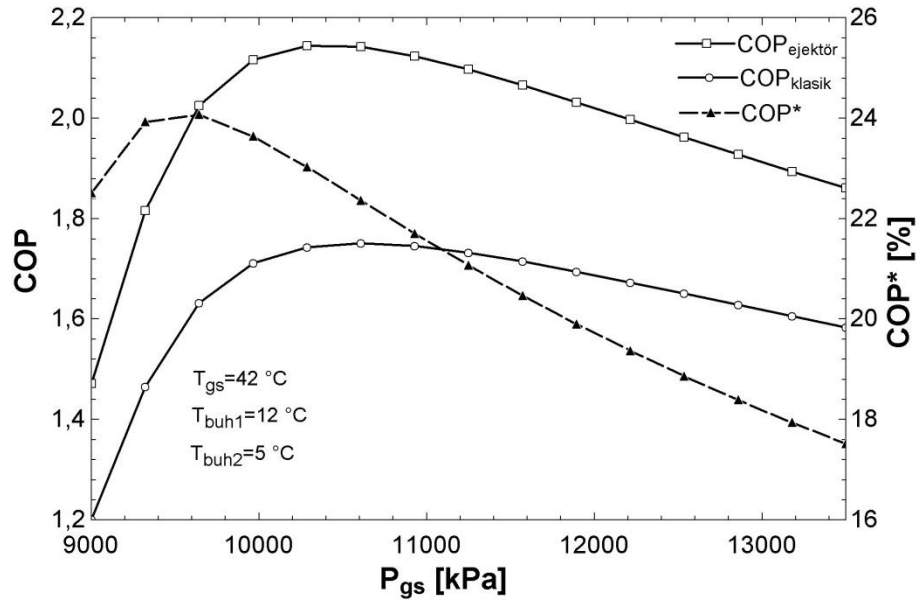


Şekil 4.10. Klasik ve ejektörlü sistemlerde temel elemanların ekserji yıkımları

4.2. R744 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Transkritik Sistemler

R744 soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan analizlerde, buharlaştırıcı çıkışında aşırı kızdırma sıcaklıkları 3°C kabul edilmiştir. Transkritik sistemlerde yoğuşma gerçekleşmediği için yoğuşma sıcaklığı yerine, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı kullanılacaktır, aşırı soğutma varmış gibi düşünülerek gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 42 °C olarak kabul edilmiştir.

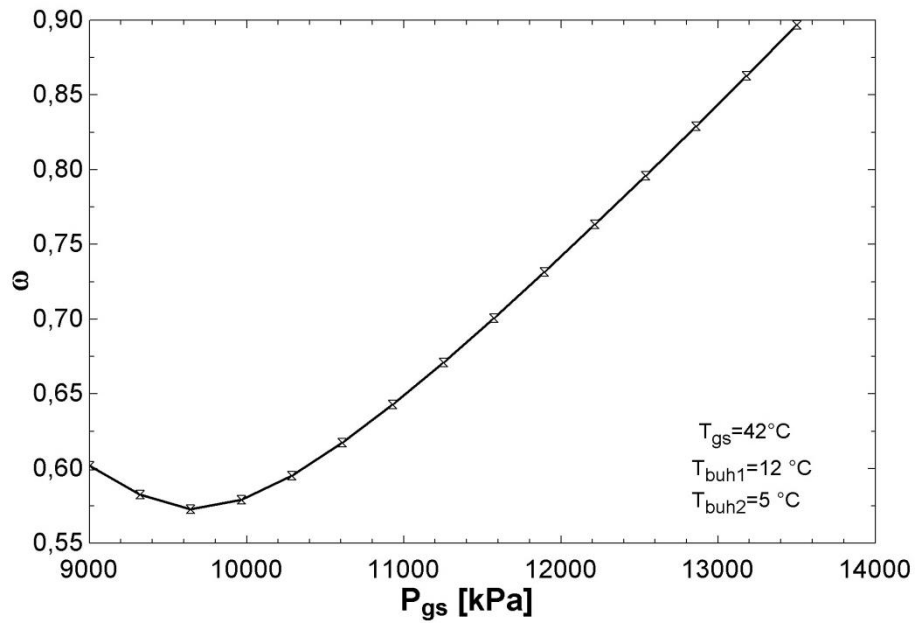
Şekil 4.11’de gaz soğutucu basıncının ejektörlü ve ejektörsüz sistemlerin COP’lerine etkisi gösterilmiştir. R744 soğutucu akışkanının termodinamik özelliklerinden dolayı gaz soğutucu basıncı arttıkça COP ejektörlü ve ejektörsüz sistemler için artmakta ve bir optimum değerden sonra azalmaktadır.



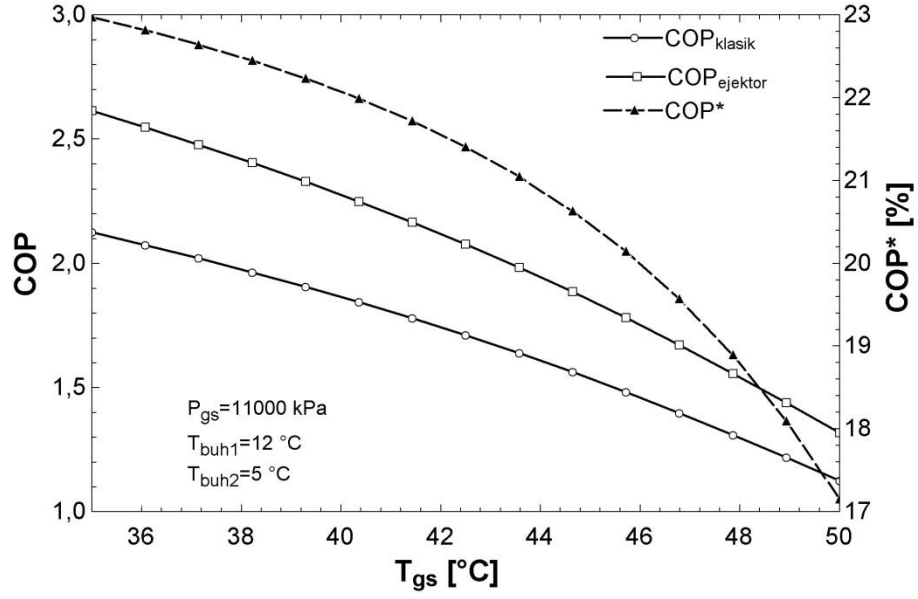
Şekil 4.11. Gaz soğutucu basıncının COP değerlerine etkisi

Ejektör karışım oranının gaz soğutucu basıncı ile değişimi Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Gaz soğutucu basıncı arttıkça ejektör lülesi çıkışındaki akışkan hızı artmakta ve ikinci buharlaştırıcıdan daha fazla akışkan çekmektedir, böylece karışım oranı artmaktadır. Grafikte görülen karışım oranındaki azalma R744’ün termodinamik özelliklerine bağlı olarak transkritik bölgedeki entalpi değişiminin çok fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

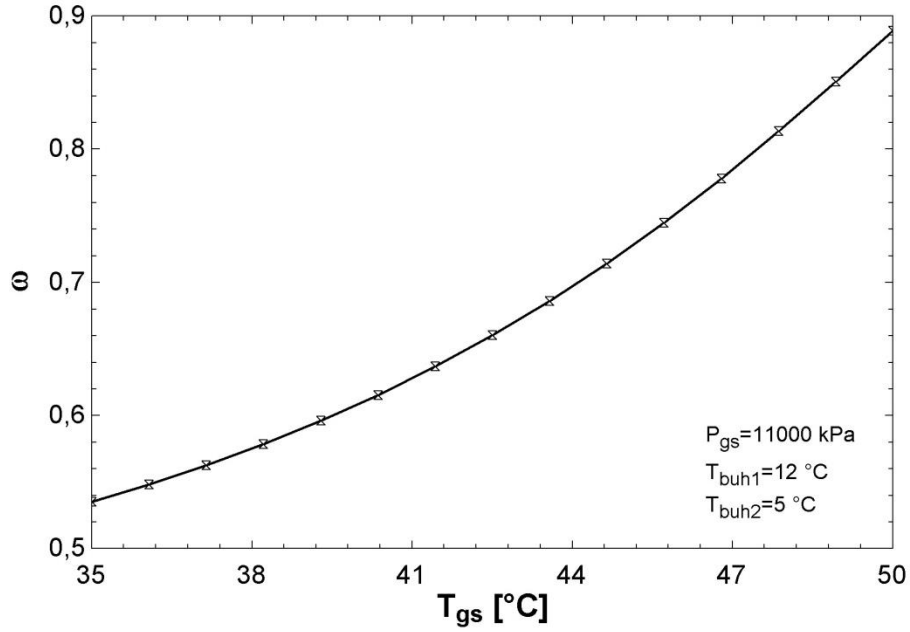
Şekil 4.13’de gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ejektörlü ve klasik transkritik soğutma sistemlerinin COP değerlerine etkisi gösterilmiştir. Sabit basınçta gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttığı zaman R744 akışkanının termodinamik özelliğine bağlı olarak buharlaştırıcıda meydana gelen entalpi değişimi azalacaktır. Kompresör yükü basınç değişmediği için aynı kalacağından ejektörlü ve klasik transkritik sistemlerde COP değeri azalacaktır. Sabit basınçta gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttığında, akışkanın entalpisi de artacaktır. Ejektörde lüle çıkışında akışkan hızı da artacağından ikinci buharlaştırıcıdan daha fazla akışkan çekecektir. Şekil 4.14’de görüldüğü gibi gaz soğutucu çıkış sıcaklığı artınca ejektörde karışım oranı artacaktır.



Şekil 4.12. Gaz soğutucu basıncının karışım oranına etkisi



Şekil 4.13. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP değerlerine etkisi

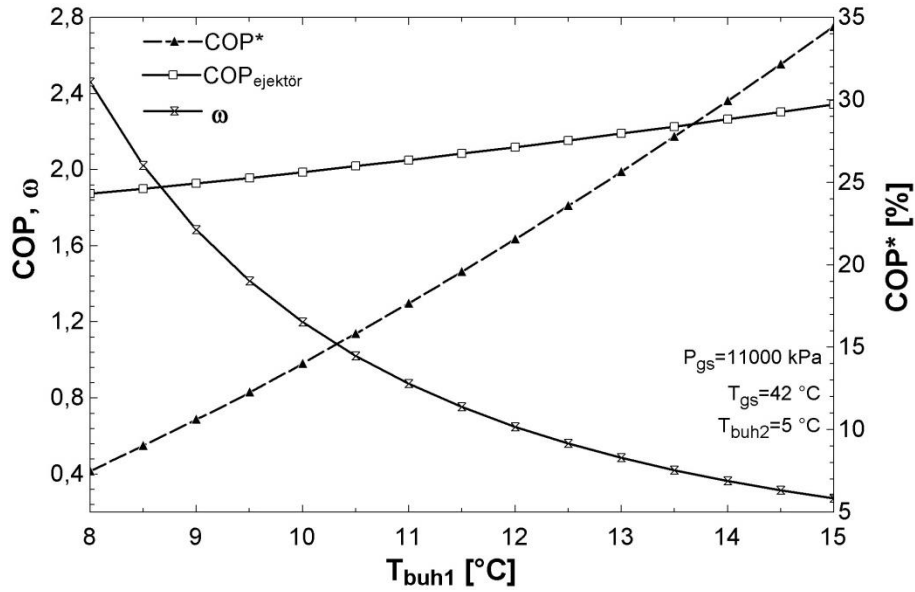


Şekil 4.14. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının karışım oranına etkisi

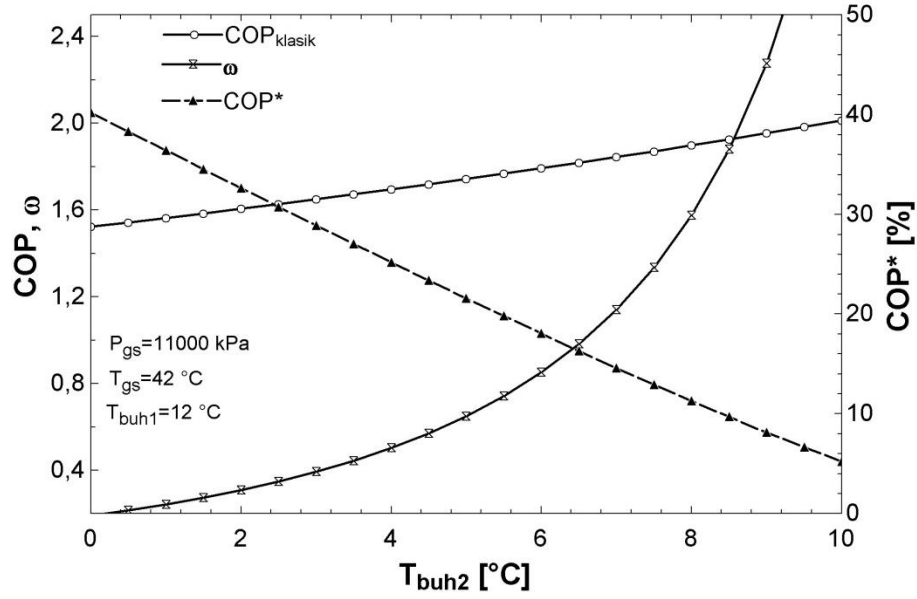
Şekil 4.15 birinci buharlaştırıcı sıcaklığının değişiminin ejektörlü transkritik sistemin COP değerine, karışım oranına ve COP artış oranına etkisi verilmiştir. Klasik sistemde birinci buharlaştırıcı olmadığından sıcaklık değişiminin COP'ye etkisi yoktur. Ejektörlü sistemde ise birinci buharlaştırıcıdan çıkan akışkan kompresöre girdiği için, buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında kompresöre giren akışkan basıncı artacağından kompresör işi azalacaktır. Kompresör işinin azalması sistemin soğutma etkinliğini artıracaktır. Klasik sistemin soğutma etkinliği sabit olduğundan COP artış

oranı da sürekli artacaktır. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı artarken ikinci buharlaştırıcı sıcaklığının sabit kalması da ejektördeki karışım oranının azalmasına sebep olmaktadır.

İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının artmasının klasik sistemdeki soğutma etkinliğine, karışım oranına ve COP artış oranına etkisi Şekil 4.16'da verilmiştir. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kompresörün yaptığı iş azalacağından klasik sistemde COP artmaktadır. Ejektörlü sistemde ise ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı kompresör işine doğrudan etki etmeyip sadece karışım oranını değiştirdiğinden, kompresörün iş yaptığı akışkan debisinin bir miktar azalmasına bağlı olarak çok az bir COP artışı olmaktadır. Klasik sistemin artışı ejektörlü sisteme göre çok fazla olduğundan artış oranı da birinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte azalmaktadır. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında ejektör tarafından çekilecek olan akışkanın basıncı da artacak, ejektör daha fazla akışkan çekerek karışım oranı artacaktır.

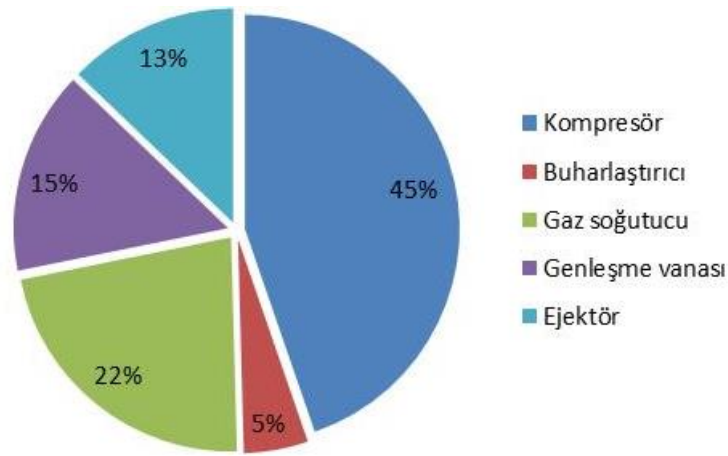


Şekil 4.15. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının COP ve karışım oranına etkisi

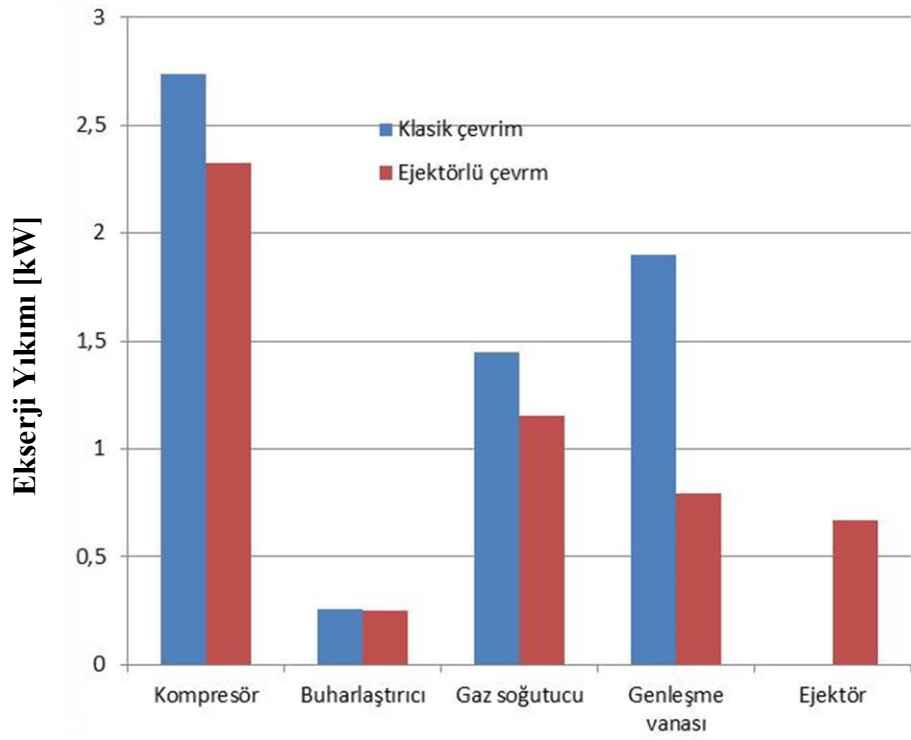


Şekil 4.16. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının COP ve karışım oranına etkisi

Şekil 4.17 ejektörlü transkritik soğutma sisteminin elemanlarının ekserji yıkımlarını göstermektedir. Toplam soğutma kapasitesinin 14 kW kabul edildiği otobüs soğutma sisteminde en fazla ekserji yıkımı kompresörde meydana gelmektedir. Toplam ekserji yıkımının 5,2 kW olduğu sistemde kompresör toplam yıkımın %45'ini gerçekleştirmektedir. Bunun da sebebi otobüs klimalarındaki kompresör izentropik veriminin düşük olmasıdır. Şekil 4.18'de ise ekserji yıkımları ejektörlü ve klasik transkritik çevrimler için karşılaştırılmıştır. Sisteme ejektör eklenmesi ile birlikte amaçlanmış olan genişleme vanasındaki ekserji yıkımı yarıya inmiş, ayrıca diğer elemanlarda da ekserji yıkımı azalmıştır.



Şekil 4.17. Transkritik ejektörlü sistemde temel elemanların ekserji yıkımları



Şekil 4.18. Klasik ve ejektörlü transkritik sistemlerde temel elemanların ekserji yıkımları

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Otobüs soğutma sistemlerindeki genişleme vanasındaki kısılma kayıplarını düşürmek ve kompresör işini azaltmak için sistemde genişleme vanası yerine çift fazlı ejektör kullanımı araştırıldı. Mevcut otobüs klimalarında kullanılan R134a'lı klasik sistemin ejektörlü hale getirilmesi durumu ve R134a yerine doğal soğutkan R744 kullanılması durumları değişen parametrelere göre teorik olarak incelendi. Çalışmada enerji, süreklilik, momentum ve ekserji denklemleri Engineering Equation Solver (EES) programı ile çözümlenip, çeşitli parametrelerin sistem performansına etkileri ortaya konmuştur. Ayrıca her bir temel elemanın ekserji yıkımları hesaplandı ve klasik buhar sıkıştırımlı sistemdeki elemanlar ile karşılaştırıldı. İncelenen parametreler ve bu parametrelerin değişimleri ile elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Akdeniz iklim özelliklerinin görüldüğü yerlerde klasik buhar sıkıştırımlı sisteme ejektör eklenmesi ile R134a kullanılan otobüs klimalarında %15, R744 kullanılan otobüs klimalarında %21 civarında soğutma etkinliğinde artış olacağı görülmüştür.
- R744 soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerde buharlaştırıcı ve gaz soğutucu arasındaki basınç farkı, R134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerinkinden daha fazla olduğu için toplam ekserji yıkımı, transkritik sistemlerde daha fazladır.
- Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine ejektör eklendiğinde başta genişleme vanası olmak üzere, her bir temel elemanın sebep olduğu ekserji yıkımı azalmaktadır.

Sistemde ejektör kullanımı ile klimaların kompresörlerindeki iyileşme sayesinde yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Keenan, J.H., Neumann, E.P., A Simple Air Ejector, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, vol.64, 75-84, 1942.
- [2] 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.
- [3] Chunnanond, K., Aphornratana, S., Ejectors: Applications in refrigeration technology. Renewable Sustainable Energy Reviews, 8(2), 129–155, 2004.
- [4] He, S., Li, Y., Wang, R.Z., Progress of mathematical modeling on ejectors, Renewable Sustainable Energy Reviews, 13(8), 1760-1780, 2009.
- [5] Kornhauser AA, The use of an ejector as a refrigerant expander. Proceedings of USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, USA, 1990.
- [6] Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, IEEE, 702-706, 1996.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] Ouzzane, M., Aidoun, Z., Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, Applied Thermal Engineering, 23(18), 2337–2351, 2003.
- [10] Al-Ansary, H.A.M., Investigation and improvement of ejector-driven heating and refrigerating systems, Phd. Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
- [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] Li, D., Groll, E.A., Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector expansion device. Int. J. Refrigeration 28, 766-773, 2005.

- [13] Dahmani, A., Aidoun, Z., Galanis, N., On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, Recent Advances in Energy & Environment, 124-128, 2006.
- [14] Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoğlu, A.K., Halkacı, H.S., Yiğit, O., 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] 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.
- [16] Chaiwongsa, P., Wongwises, 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.
- [17] 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.
- [18] He, S., Li, Y., Wang, R.Z., Progress of mathematical modeling on ejectors. Renew. Sustain. Energy Rev. 13(8), 1760-1780, 2009.
- [19] Bilir, N., Çift fazlı sabit alanlı ejektör kullanarak buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin etkinliğinin iyileştirilmesi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Konya, 64, 2009.
- [20] 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.
- [21] Omi, S., Dijkstra, S., Passenger Vehicle Air Conditioning System Using an Ejector, Denso, IAA 2009.
- [22] 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.

- [23] 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.
- [24] Yari, M., Exergetic analysis of the vapor compression refrigeration cycle using ejector as an expander. *International Journal Exergy*, 5, 326–340, 2008.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] Ünal, Ş., Yılmaz, T., Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses. *Appl. Therm. Eng.*, 79, 108-116, 2015.
- [28] Catalogue Mobile Applications, GEA Refrigeration Technologies, 08/2011
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] ASHRAE Handbook: Fundamentals, chapter 29, 2013.
- [33] 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.
- [34] “International Institute of Refrigeration” Erişim adresi: http://www.iifir.org/userfiles/file/webfiles/summaries/Refrigerant_classification_EN.pdf Erişim tarihi: 09.07.2015.

- [35] Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O., NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division (Software) 2007.
- [36] Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., Second Law Analysis of Two-Stage Compression Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle, *Int. J. of Energy Research*, 32, 1202-1209, 2008.
- [37] Liao, S., M., Zhao, T., S., Jakobsen, A., A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures In Transcritical Carbon Dioxide Cycles, *Applied Thermal Engineering*, 20, 831-841, 2000.
- [38] Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., Akdağ, A.E., Kritik nokta üstü çevrimli CO₂ soğutma sistemlerinde optimum gaz soğutucu basıncı: yeni bir korelasyon, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29(2), 23-28, 2009.
- [39] Sarkar, J. Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle, *Energy*, 33, 1399-1406, 2008.
- [40] Holloway, S., Horton, W.T., Groll, E.A., Sherman, D., Albertin, M., Experimental performance of a prototype carbon dioxide compressor, *International Compressor Engineering Conference*, 2037, Purdue, 2010.
- [41] Kotas, T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, London: Butterworths. 1985.

ÖZGEÇMİŞ

1. **Adı Soyadı** : Çağrı KUTLU
2. **Doğum Tarihi** : 31.08.1988
3. **Ünvanı** : Araştırma Görevlisi
4. **Öğrenim Durumu** :

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen Bilimleri	İMKB Adana Anadolu Öğretmen Lisesi	2006
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2013

5. Akademik Ünvanlar:

Görevi	Bölümü	Kurumu	Yıl
Araştırma Görevlisi	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2013 –

6. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler:

- Ç., Kutlu, Ş., Ünal, M.T., Erdinç, Thermodynamic Analysis of Bi-evaporator Ejector Refrigeration Cycle Using R744 As Natural Refrigerant, International Conference On Advances In Mechanical Engineering Istanbul 2015 - ICAME'15, 13-15 May 2015, 408-413.

7. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler:

- Ş., Ünal, Ç., Kutlu, M.T., Erdinç, Buhar Sıkıştırılmalı Ejektörlü Soğutma Sisteminde Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Boyutlarının Belirlenmesi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir, 933-946
- M.T., Erdinç, Ç., Kutlu, Ş., Ünal, R-1234yf Soğutucu Akışkanının Termodinamik Özellikleri İçin Basit Eşitlikler, İKSES'14 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu Ve Sergisi, Bildiriler Kitabı, 23-25 EKİM 2014, BALIKESİR, 375-384.
- Ç., Kutlu, M.T., Erdinç, Ş., Ünal, R-1234yf Soğutucu Akışkanının Fiziksel Özellikleri İçin Basit Eşitlikler, İKSES'14 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu Ve Sergisi, Bildiriler Kitabı, 23-25 EKİM 2014, BALIKESİR, 403-410.