



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN

EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA
YOĞUŞTURUCU VE BUHARLAŞTIRICININ
BOYUTLANDIRILMASI VE ÇEŞİTLİ
PARAMETRELERE GÖRE İNCELENMESİ

Makine Mühendisliği ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2015



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA
YOĞUŞTURUCU VE BUHARLAŞTIRICININ
BOYUTLANDIRILMASI VE ÇEŞİTLİ
PARAMETRELERE GÖRE İNCELENMESİ**

Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

**OSMANIYE
OCAK – 2015**

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı 12MMB005 no’lu öğrencisi Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN tarafından Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL danışmanlığında hazırlanan “Ejektörlü Otobüs Klimalarında Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcının Boyutlandırılması ve Çeşitli Parametrelere Göre İncelenmesi” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL

.....

Yrd. Doç. Dr. Ertuğrul CİHAN

.....

Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN

.....

.....

.....

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

Doç. Dr. Abdullah Ali GÜRTEN

Enstitü Müdürü

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.

Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN

Üniversitesi : **Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi**
Enstitüsü : **Fen Bilimleri Enstitüsü**
Ana Bilim Dalı : **Makine MÜHENDİSLİĞİ**
Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL**
Tez Türü : **Yüksek Lisans**
Tarihi : **Ocak– 2015**

Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN

**EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA YOĞUŞTURUCU VE
BUHARLAŞTIRICININ BOYUTLANDIRILMASI VE ÇEŞİTLİ
PARAMETRELERE GÖRE İNCELENMESİ**

ÖZET

Klima sistemleri günümüz otobüslerinin hemen hemen hepsinde mevcut olup, klima kompresörü de, motora bağlı bir kasnak tarafından tahrik edilmekte ve bu durum motora ek bir yük getirmektedir. Bu çalışmada; otobüslerde kullanılan mevcut buhar sıkıştırıcı klasik soğutma sistemi ve bu sistemin ejektörlü hale getirilmesi ile oluşturulan yeni sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları belirlenmiş ve çeşitli parametrelere göre değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, otobüs klima sisteminin ejektörlü hale getirilmesi ile soğutma etkinliğinde yaklaşık %15 oranında bir artış sağlanmaktadır. Bunun sonucu olarak da yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanında %5, buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanında ise %50 oranında azalma olabileceği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Yoğuşturucu, Buharlaştırıcı, COP

University : **Osmaniye Korkut Ata University**
Institute : **Institute of Natural and Applied Sciences**
Science Programme : **Mechanical ENGINEERING**
Supervisor : **Asst. Prof. Dr. Şaban ÜNAL**
Degree Awarded : **M.Sc.**
Date : **January – 2015**

Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN

**DIMENSIONING OF THE CONDENSER AND EVAPORATOR FOR THE
EJECTOR BUS AIR CONDITIONING SYSTEM AND INVESTIGATION
ACCORDING TO DIFFERENT PARAMETERS**

ABSTRACT

Air conditioning systems are available in almost all of today's buses, compressor is driven by a pulley which is connected to the engine and this situation brings extra load to the engine. In this study; a thermodynamic analyzes of the new system is done by turning classic vapor-compression refrigeration systems used today's buses into a new system with adding an ejector. We determined dimensions of the condensers and evaporators which are used in cooling systems with ejector and analyzed changes with regard to varies parameters. According to the obtained results by turning system into ejector used one there is nearly 15% increase at COP. Hence, It is determined there can be 5% decrease in the total heat transfer area of the condensers, 50% decrease in the total heat transfer area of the evaporator.

Key Words: Ejector, Condenser, Evaporator, COP

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 çalışmalarım süresince beni destekleyen eşim Özlem KÜÇÜKÇİRKİN'e, EES Paket programının kullanımında yardımcı olan sayın Arş.Gör. Mehmet Tahir ERDİNÇ' e 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.....	I
ABSTRACT.....	II
İTHAF SAYFASI	III
TEŞEKKÜR.....	IV
İÇİNDEKİLER	V
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VI
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	VIII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MALZEME VE YÖNTEM	18
3.1. Otobüslerde Kullanılan Klasik Soğutma Sistemi.....	18
3.2. Otobüsler İçin Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi	20
3.3. Otobüsler İçin Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi Temel Elemanları	23
3.3.1. Kompresör.....	23
3.3.2. Yoğuşturucu	26
3.3.3. Buharlaştırıcı	28
3.3.4. Genleşme Valfi	29
3.3.5. Ejektör.....	29
3.3.6. Soğutucu Akışkan	30
3.4. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi.....	32
3.5. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Boyutlarının Belirlenmesi	35
3.5.1. Yoğuşturucu Boyutlarının Belirlenmesi.....	35
3.5.2. Buharlaştırıcı Boyutlarının Belirlenmesi.....	42
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	46
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR	61
ÖZGEÇMİŞ	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Trenlerde yolcu kompartımanlarının soğutulmasında kullanılan ejektörlü soğutma sistemi	3
Şekil 2.2. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması.....	4
Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı ve ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu	6
Şekil 2.4. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması.....	7
Şekil 2.5. Ejektör cfd analiz yöntemi ile elde edilen sonuçlar	9
Şekil 2.6. Güneş enerji ile çalışan buhar jetli soğutma sistemi.....	10
Şekil 2.7. Mekanik pompa yerine termal pompa kullanılan ejektörlü soğutma sistemi	13
Şekil 2.8. Klasik soğutma sisteminde ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması	15
Şekil 3.1. Otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi.....	18
Şekil 3.2. R134a kullanılan klasik soğutma sistemi P-h diyagramı.....	19
Şekil 3.3. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi.....	20
Şekil 3.4. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı	21
Şekil 3.5. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi p-h diyagramı	22
Şekil 3.6. Otobüslerde kullanılan klima ve temel elemanları	23
Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör örneği	24
Şekil 3.8. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör detayı.....	25
Şekil 3.9. Otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucu örneği.....	26
Şekil 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcı örneği	28
Şekil 3.11. Otobüs klimalarında kullanılan genişleme valfi örneği	29
Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği	30
Şekil 3.13. Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimi.....	37
Şekil 3.14. Hava soğutmalı kanatçıklı yoğuşturucu.....	39
Şekil 3.15. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimi.....	44
Şekil 4.1. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının soğutma yükü ile değişimi	46
Şekil 4.2. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi	47
Şekil 4.3. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının 1. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.	48

Şekil 4.4. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının 2. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	49
Şekil 4.5. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının dış hava sıcaklığı ile değişimi	49
Şekil 4.6. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının yoğuşturucudaki hava hızı ile değişimi	50
Şekil 4.7. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının kanatçık arası mesafe ile değişimi	51
Şekil 4.8. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının kanatçık kalınlığı ile değişimi	51
Şekil 4.9. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının boru sıra sayısı ile değişimi ..	52
Şekil 4.10. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının soğutma yükü ile değişimi	53
Şekil 4.11. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi	53
Şekil 4.12. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının 1. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	54
Şekil 4.13. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının 2. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	55
Şekil 4.14. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşturucu hava hızı ile değişimi	56
Şekil 4.15. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşturucu hava hızı ile değişimi	56
Şekil 4.16. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının kanatçık arası mesafe ile değişimi	57
Şekil 4.17. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının kanatçık kalınlığı ile değişimi	58
Şekil 4.18. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının boru sıra sayısı ile değişimi	58

SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simge</u>	<u>Adı</u>	<u>Birim</u>
A	Toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
A _b	Çıplak boru yüzey alanı	(m ²)
A _c	Hava geçiş alanı	(m ²)
A _{buh(1)}	Birinci buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
A _{buh(2)}	İkinci buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
A _{buh(1-2)}	Birinci ve ikinci buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
A _{buh-yoğ}	Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
A _{db}	Isı transferi dik bakış yüzey alanı	(m ²)
A _{db,buh(1)}	Birinci buharlaştırıcı ısı tranfer dik bakış yüzey alanı	(m ²)
A _{db,buh(2)}	İkinci buharlaştırıcı ısı tranfer dik bakış yüzey alanı	(m ²)
A _f	Kanatçık yüzey alanı	(m ²)
A _i	Isı transferi iç alanı	(m ²)
A _m	Boru ortalama yüzey alanı	(m ²)
A _o	Isı transferi dış alanı	(m ²)
A _{yoğ}	Yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanı	(m ²)
B	Düşey yönde borular arası mesafe	(mm)
C	Yatay yönde borular arası mesafe	(mm)
COP _{art}	Soğutma etkinliği artış oranı	(-)
COP _e	Ejektörlü sistem soğutma etkinliği	(-)
COP _k	Klasik sistem soğutma etkinliği	(-)
C _{ph}	Hava özgül ısısı	(kJ/kg-K)
D	Kanatçık arası mesafe	(mm)
D _h	Hidrolik çap	(m)
d _i	Boru iç çapı	(mm)
d _o	Boru dış çapı	(mm)

h	Konveksiyonla ısı transferi katsayısı	(W/m^2K)
h_1	(1) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_2	(2) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_3	(3) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_4	(4) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_5	(5) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_6	(6) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_7	(7) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
h_8	(8) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
k_w	Boru ısı iletim katsayısı	(W/m^2K)
M_a	Soğutucu akışkan mol kütlesi	$(kg/kmol)$
\dot{m}	Birim kesit alandaki soğutucu akışkan debisi	(kg/m^2s)
\dot{m}_h	Hava debisi	(kg/s)
\dot{m}_r	Soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_T	Toplam soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_g	Sekiz noktasında birim kesit alanındaki debi	(kg/m^2s)
$N_{b,s}$	Boru sıra sayısı	$(-)$
Pr	Prandtl sayısı	$(-)$
Pr_f	Sıvı haldeki soğutucu akışkan prandtl sayısı	$(-)$
\dot{q}	Isı akım şiddeti	(W/m^2)
\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)
r_i	Boru iç yarıçapı	(m)
r_o	Boru dış yarıçapı	(m)
Re	Reynolds sayısı	$(-)$
Re_f	Sıvı fazdaki akışkanın Reynolds sayısı	$(-)$
Re_m	Çift fazlı akışta karışımın Reynolds sayısı	$(-)$
$R''_{f,o}$	Dış taraftaki kirlenme faktörü	$(-)$
$R''_{f,i}$	Boru iç yüzeyindeki kirlenme faktörü	$(-)$
t	Kanatçık kalınlığı	(mm)

$T_{buh(1)}$	1. buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
$T_{buh(2)}$	2. buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
$T_{h,g}$	Yoğuşturucu girişte dış hava sıcaklığı	(°C)
$T_{h,ç}$	Yoğuşturucu çıkışta hava sıcaklığı	(°C)
T_y	Yoğuşma sıcaklığı	(°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı	(W/m ² K)
$V_{h,max}$	Havanın kanatçıklar arasındaki hızı	(m/s)
V_{yog}	Yoğuşturucudaki hava hızı	(m/s)
X	Kuruluk derecesi	(-)
ΔT_m	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı	(°C)
ΔX	Boru et kalınlığı	(m)
ν_h	Havanın kinematik viskozitesi	(m ² /s)
η_d	Difüzör verimi	(-)
η_f	Kanatçık verimi	(-)
η_l	Lüle verimi	(-)
η_m	Karışım bölgesi verimi	(-)
μ	Dinamik viskozite	(Pa · s)
ρ_g	Buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğunluğu	(kg/m ³)
ρ_h	Hava yoğunluğu	(kg/m ³)
ρ_ℓ	Sıvı fazdaki soğutucu akışkan yoğunluğu	(kg/m ³)

1. GİRİŞ

Soğutma, insanoğlu için geçmişten günümüze vazgeçilmez bir ihtiyaç olmuştur. Soğutma sistemleri başta konutlar, işyerleri, sanayi ve taşıtlar olma üzere hemen hemen her alanda karşımıza çıkmaktadır.

Soğutma sistemlerinde sağlanacak bir iyileştirme, çok geniş bir sahayı ilgilendirir. Araştırmacılar halen bu alanda birçok çalışma yapmaktadır. Bu araştırmalardan biri de sistemdeki tersinmezliği artıran genleşme valfindeki kısılma kayıplarını azaltma yönündedir. Bu amaçla, genleşme valfi yerine ejektör kullanılması öngörülmektedir. Böylece genleşme valfinden kaybolan için geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azaltılacaktır. Bu ise sistemin soğutma etkinlik katsayısını (COP) yükseltici bir etki yapacaktır. Bu sistemlere “Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemleri” adı verilmektedir.

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar 1900’l yılların başından bu yana araştırmacıların ilgi alanı olmuştur. Konu hakkında literatürde birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların büyük bir çoğunluğu teorik çalışmalardır. Deneysel çalışmaların da hemen hemen tamamı laboratuvar ortamında yapılmıştır. Bu konuda ticari bir ürün sadece Denso firması tarafından geliştirilmiştir. Denso firması otomobiller ve ticari kamyonetlerin kasalarının soğutulması amacıyla ejektörlü soğutma sistemlerini ticari hale getirdiğini 2004 yılında açıklamasına rağmen, sistem henüz yaygın olarak kullanılmamaktadır.

Klima sistemleri günümüz otobüslerinin hemen hemen hepsinde mevcuttur. Klima sisteminin ana elemanlarından olan kompresör de, motora bağlı bir kasnak tarafından tahrik edilmekte olup, bu durum motora ek bir yük getirmekte ve dolayısı ile yakıt tüketimini artırmaktadır. Klimaların etkinliğinin arttırılması sonucu sistemde kullanılan elemanların boyutlarının küçültülmesi ve yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir.

Yapılan çalışmalara göre mevcut klima sisteminin ejektörlü hale getirilmesi ile soğutma etkinliğinde yaklaşık %15 oranında bir artış sağlanabilmektedir. Bu sayede sistemde daha küçük kapasiteli kompresör kullanma imkânı doğacaktır ve motordan çekilen gücün daha az olması sağlanacaktır. Motordan çekilen gücün düşük olması aynı zamanda yakıt tkretiminin azalması demektir. Sonuçta ejektörlü otobüs klima sistemi sayesinde belirli bir yakıt tasarrufu sağlanmış olacaktır.

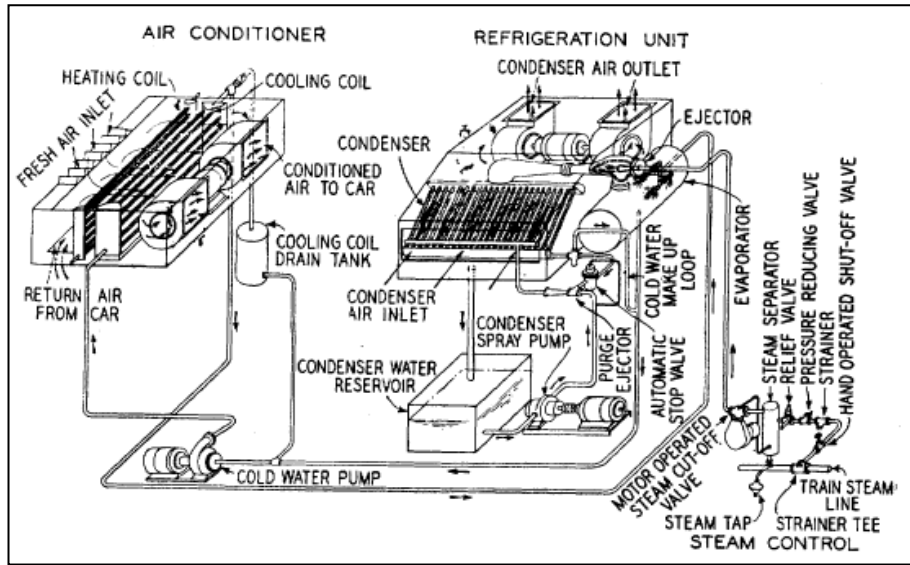
Otobslerdeki bir diğer önemli problem de aracın ağırlığıdır. Aracın ağırlığında yapılacak en küçük hafifletmenin dahi önemi vardır. Zira otobüslerin ağırlığı konusunda da bağlayıcı standartlar mevcuttur. Örneğin bir otobüsün yüklü ağırlığı 18 ton'dan fazla olamaz ve ayrıca arka aksa gelen yük 11,5 ton'dan fazla olamaz. Bir otobüsün boş ağırlığı ne kadar hafif olursa, yolcu ve bagaj kapasitesi bakımından daha avantajlı konuma gelmektedir. Yolcu kapasitesin 1 veya 2 adet fazla olması, bagaj kapasitesinin rakiplere göre daha iyi olması, o otobüsün pazar payını önemli derece etkilemektedir.

Ejektörlü otobüs kliması soğutma etkinliğinde yapılacak %15'lik bir artış sayesinde, klimanın yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör gibi elemanlarının daha küçük boyutlarda seçilmesi sağlanabilecektir. Söz konusu elemanların boyutlarının küçülmesi ile de klimanın toplam ağırlığında bir hafifleme olacaktır. Aracın toplam ağırlığındaki azalma ise, yine yakıt tkretiminin azalmasını sağlayacaktır. Klimada kullanılan yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör gibi elemanların boyutlarının küçülmesi ile klimaların maliyetlerinde de dşs sağlama imkânı doğacaktır.

Bu çalışmada, otobüs klimalarının soğutma etkinliğinde artış sağlamak amacıyla, klima sisteminin ejektörlü hale getirilmesi için gerekli çevrim hesapları yapılmış, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları belirlenmiş ve çeşitli parametrelere göre incelenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Ejektörlü soğutma sistemleri 1900'ü yılların başında geliştirilmeye başlanmıştır. Ashley [1] tarafından, tren yolcu kompartımanlarının soğutulmasında su buharı ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiştir. Sistem teorik modelleme yanında pratik olarak da bir vagon üzerinde uygulanmış ve test edilmiştir. Bu sisteme ait şematik diyagram Şekil 2.1'de verilmiştir.

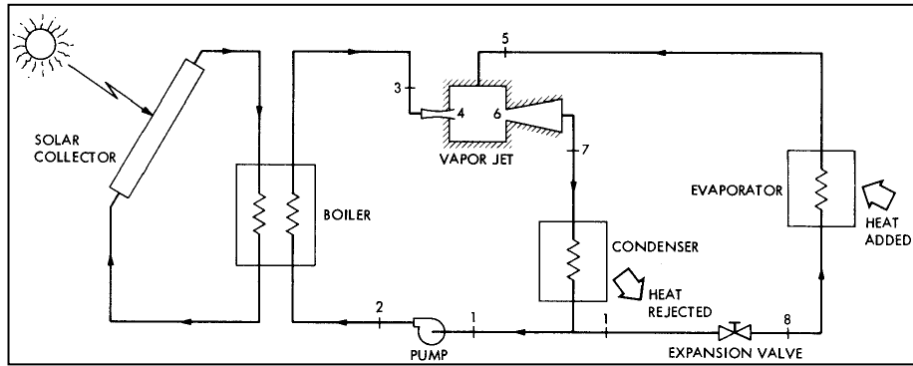


Şekil 2.1. Trenlerde yolcu kompartımanlarının soğutulmasında kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

Ejektörler üzerine Keenan ve ark. tarafından yapılan çalışmalar bu alanda yapılan diğer çalışmalar için bir başvuru kaynağı niteliğindedir [2, 3]. Bu çalışmalarda akışkan olarak hava kullanılan bir ejektörün matematiksel modeli çıkarılmış, hava ideal gaz olarak ele alınmış ve karışım bölgesinin sabit kesit alana sahip olduğu varsayılmıştır. Elde edilen teorik sonuçlar aynı zamanda deneysel olarak da kıyaslanmıştır. Diğer taraftan ejektörlerde tek boyutlu akış varsayımı ile bir analiz yapılmıştır. Söz konusu çalışmada birinci ve ikinci akışın sabit basınç altında ve karışım bölgesinin sabit kesit alana sahip olduğu kabul edilmiştir. Analitik ve deneysel olarak elde edilen sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca ejektör tasarımı için bir metot sunulmuştur.

Ejektörlü soğutma sistemlerini genel olarak buhar jet sistemleri ve freon türü soğutucu akışkan kullanan sistemler olarak gruplandırabiliriz. Literatürde yer alan buhar jet sistemi üzerine yapılan çalışmalardan birçoğu incelenmiş ve içerikleri hakkında genel bilgiler aşağıda verilmiştir. Mains [4] buhar ejektörlerinin kimya tesislerinde ne şekilde uygulanabileceği üzerinde durmuşlar ve ilk yatırım maliyetlerinin bu sistemi kurmada önemli bir faktör olduğunu vurgulamışlardır.

Lansing ve Chai [5] tarafından, güneş enerjisi destekli bir ejektörlü soğutma sisteminin, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak performans analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir sistem için sayısal değerler verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre sistemin performansının absorpsiyonlu sistemler ile ve Rankine çevrimine göre çalışan turbo kompresörlü sistemler ile karşılaştırılabileceği sonucuna varılmıştır. Bu çalışmaya ait şematik resim Şekil 2.2’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.2. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması

Sokolov [6] düşük dereceli veya atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesi amacıyla klasik ve geliştirilmiş ejektörlü soğutma çevrimlerinin adaptasyonu üzerinde durmuşlardır. Bu mekanik ve termal enerji kaynakları kombinasyonunun bize çok farklı uygulama alanları sunabileceği belirtilmiş, sistemin çalışma ilkeleri, optimizasyonu, beklenen performansı gibi konular ele alınmıştır.

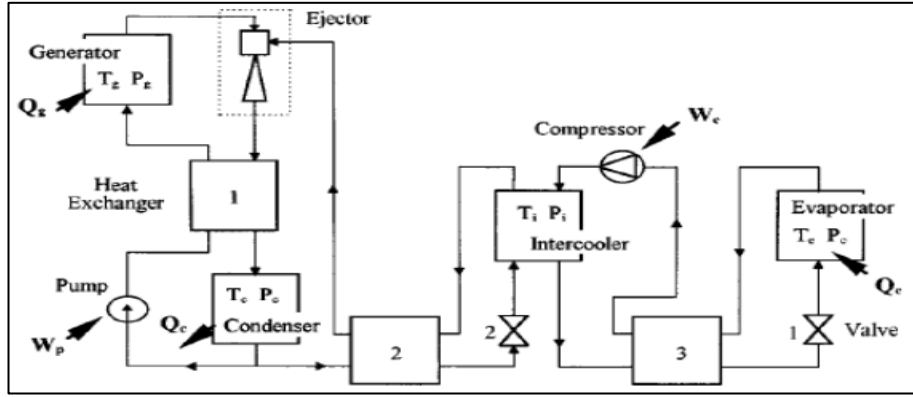
Ünal [7] tarafından gerçekleştirilen yüksek lisans tez çalışmasında da soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir ejektörlü soğutma sistemi teorik olarak incelenmiş,

sistemin en önemli parçası olan ejektördeki akış süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada sistemin soğutma etkinliği 0,3 civarında hesaplanmış ve böyle bir sistemin ancak atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesinde etkin bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca Yılmaz ve Ünal [8] tarafından yapılan çalışmada da ejektörlü soğutma sistemlerinde lüle ve difüzör verimlerinin sistem performansı üzerine etkileri araştırılmış, sistemin soğutma etkinliğinin, difüzör veriminden daha çok lüle verimi ile değiştiği görülmüştür.

Liaw ve Chang [9] tarafından, ejektörlü soğutma sistemleri termodinamiğin ikinci yasasına göre analiz edilmiştir. Çalışma şartlarının COP değerlerini önemli derecede etkilediği, buharlaştırıcı sıcaklığının, lüle ve difüzör verimlerinin ve kazan sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı, fakat yoğunlaştırıcı sıcaklığın yükselmesi ile de COP değerinin azaldığı vurgulanmıştır. En büyük ekserji kayıplarının ejektör, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıda olduğu belirlenmiştir. Eames ve ark. [10] ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak su kullanılması durumunda COP değerinin 0,5 olabileceği belirtilmiş, atık ısı değerlendirmede bu sistemin kullanılmasının uygun olacağı görülmüştür.

Sun [11] tarafından yapılan çalışmada değişken geometriye sahip ejektörlü soğutma sistemlerinin performans analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak yine burada da su kullanıldığı varsayılmıştır. Süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak sistemin performansı hesaplanmıştır. Sun [12] tarafından yapılan bir diğer çalışmada buhar ejektörlü soğutma sistemlerinin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C'den 15°C'ye kadar, kazan sıcaklığı 95°C'den 135°C'ye kadar, yoğunlaştırıcı sıcaklığı da 20°C'den 34°C'ye kadar değiştirilmiştir. Kazan sıcaklığı artırıldıkça kütle oranının önce arttığı, daha sonra ise düşme eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Sabit buharlaştırıcı ve kazan sıcaklığında kütle oranının, kritik noktanın altındaki yoğunlaştırıcı sıcaklığına bağlı olmadığı, kritik yoğunlaştırıcı sıcaklığından sonra kütle oranının aniden sıfıra düştüğü görülmüştür.

Sun [13] buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile ejektörlü soğutma çevriminin birlikte çalıştığı yeni bir soğutma çevrimini tanıtmıştır. Buradaki temel amaç yoğuşturucu sıcaklığını düşürerek kompresöre verilen işi azaltmak ve dolayısı ile COP değerini artırmaktır. Elde edilen COP değerlerinin absorpsiyonlu sistemlere göre çok daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Sistemin şematik diyagramı Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı ve ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu

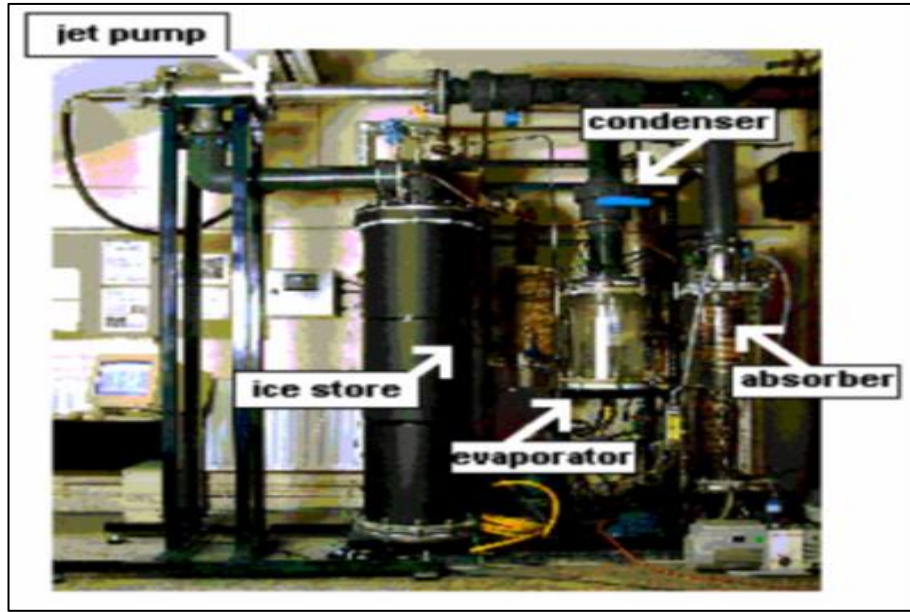
Aly ve ark. [14] tarafından yapılan çalışmada ise buhar jet ejektörleri için bir bilgisayar simülasyon programı tanıtılmıştır. Kazan basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığı, ejektör basıncı gibi parametrelerin kütle oranı üzerindeki etkileri incelenmiş, deneysel sonuçlar ile ampirik eşitliklerden elde edilen değerlerin uyum içinde olduğu görülmüştür.

Göktun ve Bayülken [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin kombine olarak çalıştırılması durumu incelenmiş ve bu durumda yüksek etkinlik değerlerine ulaşılabileceği sonucuna varılmıştır.

Huang ve ark. [16] yaptıkları çalışmada, üç farklı güneş kolektörü kullanarak ejektörlü soğutma sistemi için en uygun kolektörü belirlemeye çalışmışlardır. Sistem maliyeti de dikkate alındığında en uygun kolektörün düz seçici yüzeye sahip klasik güneş kolektörlerinin en uygun çözüm olduğu sonucuna varılmıştır.

Dessouky ve ark. [17] tarafından buhar jet ejektörü tasarımı için yarı ampirik bir model önerilmiştir. Önerilen model ile literatürde verilen değerler karşılaştırılmış ve sonuçların büyük bir uyum içinde olduğu belirtilmiştir.

Eames ve Caeiro [18] tarafından ejektörlü soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin birlikte çalışması durumu incelenmiş ve sistemin buz depolama işinde kullanılabilmesi için teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu şekilde bir uygulama ile atık ısı geri kazanımı sağlanacağı vurgulanmış, laboratuvar ölçeğinde bir sistem kurulmuş ve deneyler yapılmıştır. Kurulan deney düzeneğine ait bir fotoğraf Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması

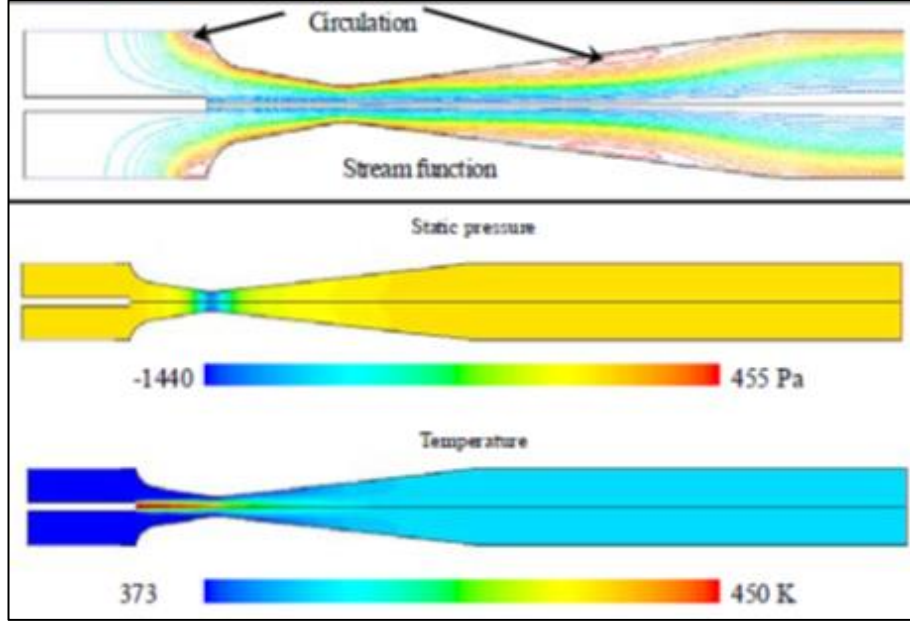
Chunnanond ve Aphornratana [19] tarafından ejektörlü buhar soğutma sisteminin performansı üzerine bir çalışma yapılmıştır. 3 kW soğutma kapasitesi olan bir ejektörlü soğutma sistemi kurulmuş, ejektör boyunca statik basınç değerleri ölçülmüş ve grafik olarak sunulmuştur. Ejektörlü soğutma sisteminin performansını etkileyen iki ana parametrenin akışkan kütle oranı ve karışım bölgesi basıncı olduğu sonucuna varılmıştır.

Özalp [20] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise, Türkiye'nin farklı bölgelerinden 12 şehir seçilmiş ve bu şehirlerin 2000 yılından bu yana güneşlenme şiddeti ve güneşlenme süresi verileri kullanılarak bir analiz yapılmıştır. Bu meteorolojik veriler yardımıyla, maksimum performans katsayısı (COP_{max}) şartlarında, su/amonyak akışkan çiftinin kullanıldığı bir ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemi (EASS) için gerekli optimum kolektör yüzey alanı ve sistemin yıl boyunca kullanılabilmesini sağlayan yardımcı ısıtıcılar için gerekli minimum enerji miktarı hesaplanmıştır. Seçilen şehirler için ısı kazanım faktörünün (HGF) tüm mevsimlerde 2,47 ile 2,91 arasında olduğu görülmüştür. 2,91'lik maksimum HGF'nin, Haziran ayında Kuşadası'nda olduğu belirlenmiştir. Ev tipi ısıtma/soğutma uygulamaları için güneş enerjisi kullanımında Türkiye'nin yüksek potansiyele sahip olduğu sonucuna varılmıştır.

Khattab [21] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise sebze ve meyve soğutmasında kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin optimum tasarım şartları üzerinde durulmuştur. Çalışmada Kahire bölgesine ait iklim verileri kullanılmış, ejektörlü buhar soğutma sisteminde kullanılacak güneş enerjisi panellerinin boyutları da ayrıca belirlenmiştir. Buna göre 1 tonluk bir taze sebze soğutması için 42 m^2 ile 45 m^2 yüzey alana sahip güneş panellerine ihtiyaç olduğu sonucuna varılmıştır. Meyer [22] tarafından ise bir buhar jet ejektörlü soğutma sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Atık ısı kaynaklarının bu sistem ile değerlendirilebileceği vurgulanmıştır.

Utomo ve ark. [23] buhar jet ejektörlerini CFD yöntemi ile analiz etmişler ve karışım bölgesi giriş açısı ile sistem performansının değişimini incelemişlerdir. Buna göre karışım bölgesi giriş açısının optimum $0,5$ derece olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Varga ve ark. [24] ise güneş enerjisi destekli, soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir ejektörlü soğutma sistemini teorik olarak modellemişler ve ayrıca çeşitli çalışma şartlarına göre ejektör boyutlarını belirlemişlerdir. Li ve ark. [25] tarafından yapılan bu çalışmada da, buhar jet ejektörlerinin performansının artırabilmesi amacıyla CFD analiz yöntemi kullanılarak optimum ejektör geometrisi üzerine bir analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuş, daha önceki çalışmalarda olduğu gibi lüle pozisyonunun ejektör performansı üzerinde

önemli bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada elde edilen, basınç ve sıcaklık dağılımını gösteren bir sonuç Şekil 2.5'te görüldüğü gibidir.



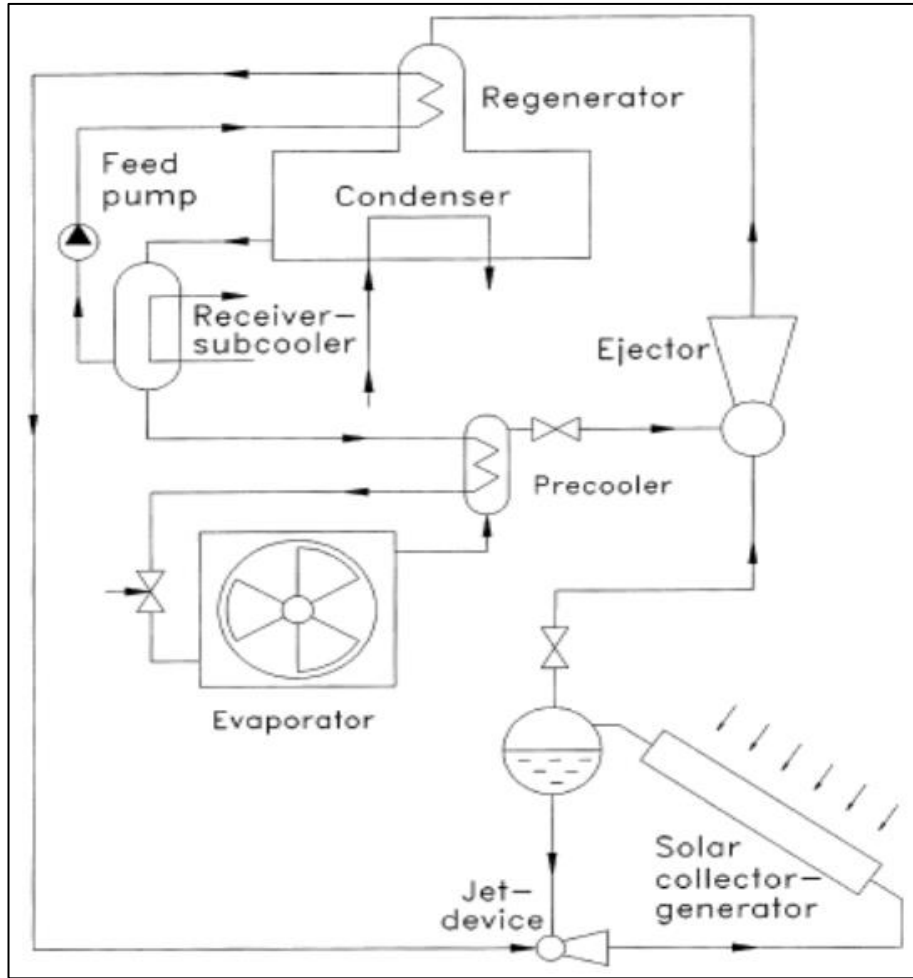
Şekil 2.5. Ejektör CFD analiz yöntemi ile elde edilen sonuçlar

Freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili, literatürde yer alan çalışmalar da incelenmiş olup, freon türü akışkanlarla yapılan çalışmaların daha çok teorik olduğu görülmüştür. Freon türü akışkanları sıvı halde iken yüksek basınca çıkaracak uygun bir pompa temin etmek henüz mümkün değildir. Elde edilen pompalar sanayi tipi pompalar olduğu için, evlerde, otomobillerde veya ticari araçlarda kullanılabilecek boyutlardaki bir klima sistemini ticari hale getirme olanağı görülmemiştir. Freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı varsayılan, literatürdeki bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Hsu [26] tarafından, ejektörlü ısı pompalarının etkinliği analitik olarak incelenmiştir. Mevcut ejektör tasarım yöntemleri kullanılarak ejektörün optimum boyutları belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmada R11, R113 ve R114 soğutucu akışkanları için hesaplamalar yapılmıştır. Menegay ve Kornhauser [27] yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine ejektör ilavesi ile performans artışını incelemişlerdir.

Soğutucu akışkan olarak R12 kullanılan sistemde yaklaşık %10 civarında bir iyileşme sağlandığı belirtilmiştir.

Huang ve ark. [28] tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada ise, soğutucu akışkan olarak R141b kullanılan ve güneş enerjisi desteği ile çalışan bir ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiş ve deneysel olarak incelenmiştir. Kazan sıcaklığı 90°C, yoğuşturucu sıcaklığı 28°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı 8°C iken COP değeri 0,5 olarak elde edilmiştir. Güneş enerjisi kolektörlerinin de verimi dikkate alındığında sistemin toplam etkinliği 0,22 olarak belirlenmiştir. Bu çalışmaya ait şematik diyagram aşağıda Şekil 2.6'da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.6. Güneş enerjisi ile çalışan buhar jetli soğutma sistemi

Huang ve ark. tarafından ejektör performans hesabı için tek boyutlu akış kabulü ile bir analiz yapılmıştır. Analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla 11 farklı ejektör ile R141b akışkanı kullanılarak deneysel çalışma yapılmıştır. Test sonuçları kullanılarak hesaplamalardaki etkinlik katsayısı için ampirik formüller önerilmiştir. Ampirik eşitliklere göre elde edilen kütle oranı ile analitik olarak elde edilen değerler arasında yaklaşık %10'luk bir fark olduğu belirlenmiştir [29,30].

Ersoy ve Yapıcı [31] güneş enerjisi kaynağını kullanan ejektörlü soğutma sisteminin performansı araştırmışlardır. Ejektörlü sistemin kalbi olarak düşünülen ejektör, sabit alan modeline uygun olarak seçilmiştir. Ejektör analizinde lüle, difüzör ve karışım bölgesi kayıpları da dikkate alınmış ve soğutucu akışkan olarak R123 seçilmiştir. Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin optimum performans katsayısı belirlenmiş ve grafik olarak sunulmuştur. Yapılan çalışmaya göre 3,5 kW'lık bir soğutma için 15 m²lik bir kolektör alanı gerektiği belirlenmiştir.

Ouzzane ve Aidoun [32] yaptıkları çalışmada ise soğutma çevrimlerindeki ejektörler için bir matematiksel model ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Akışın tek boyutlu ve sıkıştırılabilir olduğu kabulü yapılmış ve soğutucu akışkan özellikleri REFPROP programından alınmıştır. Çeşitli parametrelerin sistem performansını ne şekilde etkilediği incelenmiş ve sonuçları grafikler halinde verilmiştir. Buna göre lüle pozisyonunun önemli bir parametre olduğu, karışım bölgesi uzunluğunun da sistem performansında etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Hernandez ve ark. [33] tarafından mekanik kompresörlü bir soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin birlikte çalışması durumu ele alınmıştır. Söz konusu hibrit sistemde soğutucu akışkan olarak R142b ve R134a kullanılmıştır. Sistem performansı 0,48 olarak belirlenmiş ve söz konusu hibrit sistemde akışkan seçiminin önemi vurgulanmıştır.

Al-Ansary [34] tarafından yapılan çalışmada, ejektörlü soğutma ve ısıtma sistemlerinin performansını artırma yolları incelenmiş, ejektördeki tek boyutlu ve tek fazlı akış varsayımı yerine, tek boyutlu ve iki fazlı akış kabulü ile matematiksel

model oluşturulmuştur. Çalışmada kütle oranı ve ejektör giriş basınçlarının sistem performansı üzerinde en önemli parametreler olduğu belirtilmiş, ejektörlü sistemlerin çalışma prensiplerinin anlaşılabilmesi için bu konu üzerinde daha çok çalışma yapılabileceği vurgulanmıştır.

Selvaraju ve Mani [35] ejektörlü soğutma sisteminde çevre dostu soğutucu akışkanlar kullanılması durumundaki sistem performansını artırmak için çalışmalar yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a, R152a, R290, R600a ve R717 seçilmiştir. Analizler tek boyutlu akış varsayımı üzerine oturtulmuştur.

Shen ve ark. [36] tarafından yapılan çalışmada gaz-sıvı ejektörlerinin güneş enerjili bir soğutma sisteminde ne şekilde kullanılabileceği açıklanmıştır. Sistemde iki adet ejektör kullanılmaktadır. Birincisi buharlaştırıcıdan gelen gaz halindeki akışkanı yoğuşturucu basıncına çıkarmak için, diğeri de yoğusturucudan gelen sıvı akışkanı güneş enerjisi sistemine yani kazana pompalamak amacıyla kullanılmaktadır. Sistemde su ve diğeri soğutucu akışkanlar kullanılması durumuna göre analizler yapılmış ve toplam sistem performansının akışkan türüne göre 0,04 ile 0,26 arasında değiştiği belirlenmiştir.

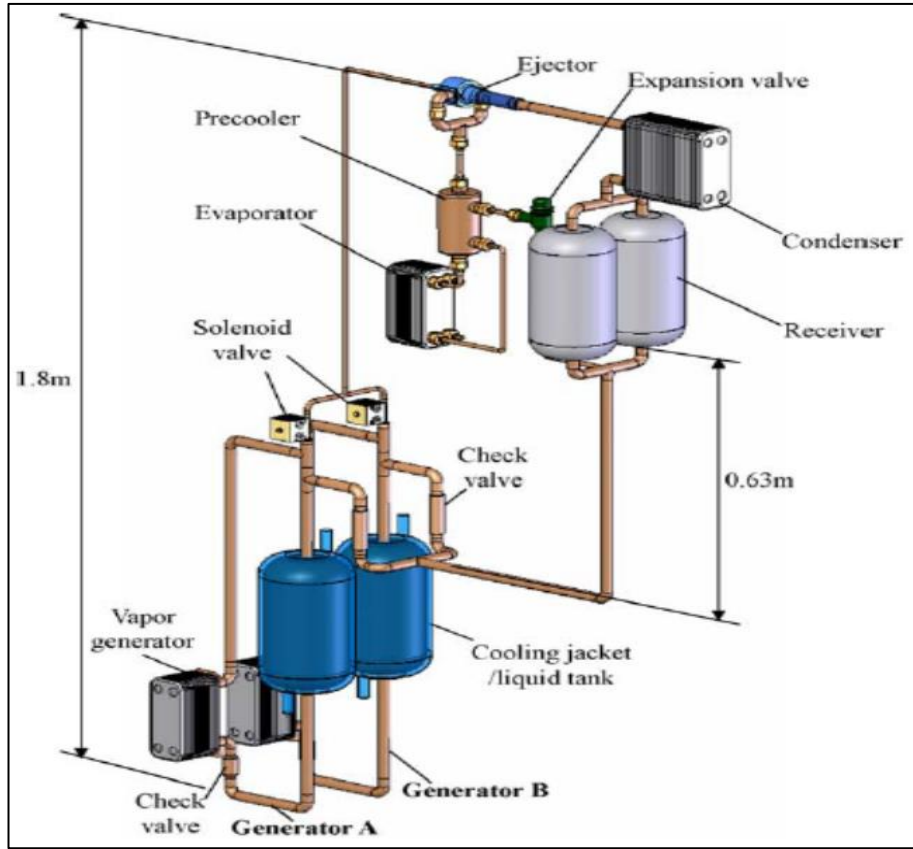
Rusly ve ark. [37] tarafından yapılan çalışmada ise, çeşitli ejektör modelleri ejektördeki akış dinamiğini incelemek amacıyla sonlu hacimler metodu kullanılarak modellenmiştir. Çalışmada ejektör meme pozisyonunun çok önemli bir parametre olduğu görülmüştür.

Watanawanavet [38] yüksek verimli ejektör geometrisinin optimizasyonu üzerine bir çalışma sunmuştur. Çalışmada lüle çap oranları değiştirilmiş, ayrıca farklı Mach sayılarında analizler yapılmıştır. Oluşturulan matematiksel model Fluent Computational Fluid Dynamics (CFD) yazılımı ile çözülmüştür. Optimum lüle çap oranı ve uzunluğu, optimum basınç değerlerinin belirlenmesine çalışılmıştır.

Yapıcı ve Ersoy [39] yaptıkları çalışmada, sabit kesit alanlı ejektöre sahip soğutma sisteminin performans karakteristiklerini teorik olarak incelemiştir. Çalışmada

akışkan olarak R123 seçilmiş, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki değişimlerin sistemin performansına etkisinin kazan sıcaklığına göre daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Huang ve ark. [40] tarafından yapılan bu çalışmada da ejektörlü soğutma sisteminde pompa yerine termal pompa vazifesi gören kazan kullanılarak bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş, yapılan testlere göre sistem performansı 0,218 ve soğutma kapasitesi de 0,786kW olarak belirlenmiştir. Sistemde herhangi bir hareketli parçanın olmaması sistemin büyük bir avantajı olduğu vurgulanmıştır. Söz konusu sisteme ait bir görünüş Şekil 2.7’de verilmiştir.



Şekil 2.7. Mekanik pompa yerine termal pompa kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

Bergander [41] tarafından ise klasik soğutma çevrimine ejektör ilavesi ile performansının artırılması hedeflenmiştir. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan bir ejektöre girmekte, burada soğutucu akışkan yoğuşmakta ve aynı zamanda difüzör

vasıtası ile sıkıştırılmaktadır. Bu sayede kompresörün sıkıştırma işi azalmaktadır. Teorik sonuçlara göre sistem performansının %38 arttığı, R22 ile yapılan testlerde de sistem performansında %16'lık bir iyileşme sağlandığı belirtilmektedir.

Dahmani ve ark. [42] R134a ile çalışan ejektörlü soğutma sisteminin performans değişimini çeşitli parametreler için incelemişlerdir. Isı değiştirgeci iletim katsayısının ve kütle oranının artması ile sistem performansının arttığı belirlenmiştir.

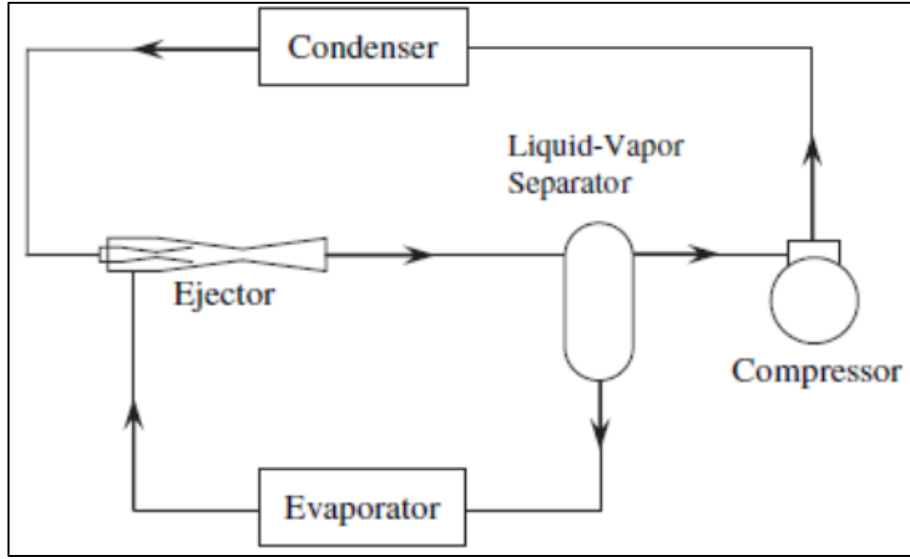
Vidala ve ark. [43] tarafından yapılan çalışmada ise güneş enerjisi destekli ejektörlü soğutma sistemi performansının saatlik değişimi incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş ve Brezilya için meteorolojik veriler kullanılmıştır. Atık ısı kaynaklarının soğutma amacıyla değerlendirilmesinde ejektörlü sistemlerin kullanılabileceği vurgulanmıştır. Richter ve ark. [44] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, Kyoto protokolü gereği otomotiv klimalarında R134a yerine CO₂ kullanılması durumu için bir ejektörlü soğutma sistemi analiz edilmiş ve bir simülasyon programı geliştirilmiştir.

Pridasawas ve Lundqvist [45] yaptıkları çalışmada güneş enerjisi destekli bir ejektörlü soğutma sistemini R600a soğutucu akışkanı için analiz etmişlerdir. Çalışmada sistem performansının 0,48 olduğu belirtilmiştir.

Nehdi ve ark. [46] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da, yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan bir ejektöre girmekte ve ejektör soğutucu akışkanın genleşmesini sağlamaktadır. Ejektör aynı zamanda buharlaştırıcıdan gelen gaz halindeki soğutucu akışkanın da basıncını artırmaktadır. Çalışmada çeşitli soğutucu akışkanlar için sistem performansı incelenmiş, en uygun soğutucu akışkanın R141b olduğu sonucuna varılmıştır.

Yapıcı ve Yetişen [47] tarafından ejektörlü soğutma sistemi kurulmuş ve R11 ile deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada sistem performansı 0,25 olarak belirlenmiştir. Zha ve ark. [48] CO₂ ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi için ejektör boyutlarının parametrik olarak belirlenmesi için matematiksel bir model

oluşturmuşlardır. Chaiwongsa ve Wongwises [49] tarafından yapılan çalışmada da ejektör iki fazlı genleşme valfi olarak kullanılmış, tasarlanan sistem üzerinde deneysel çalışmalar yapılmış ve çeşitli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmaya ait şematik diyagram da Şekil 2.8’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.8. Klasik soğutma sisteminde ejektörün genleşme valfi olarak kullanılması

Yu ve ark. [50] ise klasik soğutma çevrimine bir ejektör ilave etmişlerdir. Bu sayede kompresör sıkıştırma oranı artırılmış ve sistem performansında %19,1’lik bir artış sağlandığı belirtilmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R23/R134a karışımı kullanılmıştır. Scott ve ark. [51] yaptıkları çalışmada soğutma çevriminde kullanılan süpersonik ejektörleri CFD analiz yöntemi ile incelemişler, çeşitli parametrelerin sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılmıştır.

Yapıcı ve ark. tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda, soğutucu akışkan olarak R123 kullanılan ejektörlü bir soğutma istemi üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Burada elde edilen sonuçlara göre de sistem performansı belirlenmiştir. Buna göre kazan sıcaklığının 98°C, buharlaştırıcı sıcaklığının ise 10°C olması ve yoğuşurucu basıncının 129kPa olması durumunda sistem performansının 0,39 olacağı belirtilmiştir [52, 53].

Chaiwongsa ve Wongwises [54] ise R134a kullanılan bir soğutma sisteminde ejektörü genleşme valfi olarak kullanmışlar ve elde ettikleri sonuçları bu çalışmada sunmuşlardır. Hui-fan ve ark. [55] soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ejektörlü bir soğutma sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kazan sıcaklıklarının sistem performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır.

Zhu ve ark. [56] tarafından yapılan çalışmada da ejektör performansını etkileyen en önemli iki geometrik parametre olan lüle çıkış ucu pozisyonu ve karışım bölgesi giriş açısına ait optimum değerlerin belirlenmesine çalışılmıştır. 95 farklı ejektör ile değişik çalışma şartları altında birçok deney yapılmış, elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Bergander ve ark. [57] ejektörde iki fazlı bir akış yaratarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanı ilave sıkıştırma ile daha yüksek basınca çıkarmak suretiyle sistem performansını artırmaya yönelik bir analiz yapmışlardır. Deneysel çalışma sonucunda çok yüksek basınçlara dayanıklı ejektör olması gerektiği görülmüştür.

Kairouani ve ark. [58] ise soğutma sisteminde birden fazla buharlaştırıcı ve ejektör kullanılmasını önermişlerdir. Kademeli sıkıştırma sayesinde sistemin performansının artırılacağı belirtilmiştir. Bergander ve ark. [59] tarafından sunulan bir diğer çalışmada da klasik soğutma çevrimine ejektör ilave edilmiş ve ejektörün ikinci bir kompresör görevi yaptığı varsayımı ile teorik bir analiz yapılmıştır.

Omi ve Dijkstra [60] Denso firması bünyesinde gerçekleştirdikleri çalışma ile otomobil klima sistemlerine ejektör uygulamasını ilk olarak ticari hale getirmişlerdir. Denso firması tarafından yapılan bu çalışmaya göre otomobil klimalarında, klasik soğutma sistemine ejektör ilave edilmesi sonucunda, klima kompresörünün motordan çektiği güçte dış ortam sıcaklığına bağlı olarak %11 ile %24 arasında bir iyileşme sağlanabilmektedir.

Huang ve ark. [61] tarafından yapılan çalışmada, R22 ile çalışan bir soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin birlikte çalışması durumunda elde edilen avantajlar üzerinde durulmuştur. Sistemde R22 ile çalışan klasik sisteme ait yoğuşturucu sıcaklığının ejektörlü sistem yardımıyla 12,6°C ile 7,3°C civarında düşürüldüğü, buna bağlı olarak da kompresöre verilen enerjiden %81,2 ile %34,5 oranında tasarruf sağlandığı belirtilmiştir.

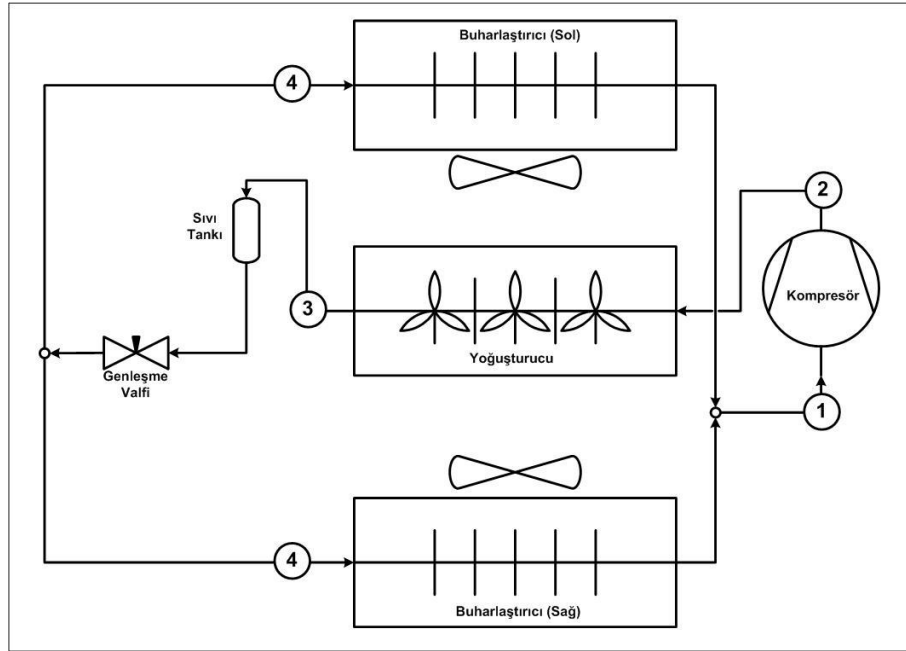
Sarkar [62] tarafından yapılan bu çalışmada da ejektör bir genişleme valfi olarak kullanılmıştır. Amonyak, propan ve izobütan için teorik analiz sonuçlarına göre sistemin soğutma performansında amonyak, propan ve izobütan için sırasıyla %21,6, %17,9, %11,9'luk artış sağlandığı belirlenmiştir. Guangming ve ark. [63] tarafından yayınlanan bu çalışmada soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan ejektörlü soğutma sisteminde teorik ve deneysel sonuçlar verilmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar halen yaygın bir şekilde devam etmektedir. Ejektörlerin soğutma sistemlerinde henüz ticari olarak kullanımı yok denecek kadar azdır. Yapılan literatür araştırmasında otobüs klimaları ile ilgili hiçbir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu konu geliştirmeye açık bir alan olarak görülmektedir.

3. MALZEME ve YÖNTEM

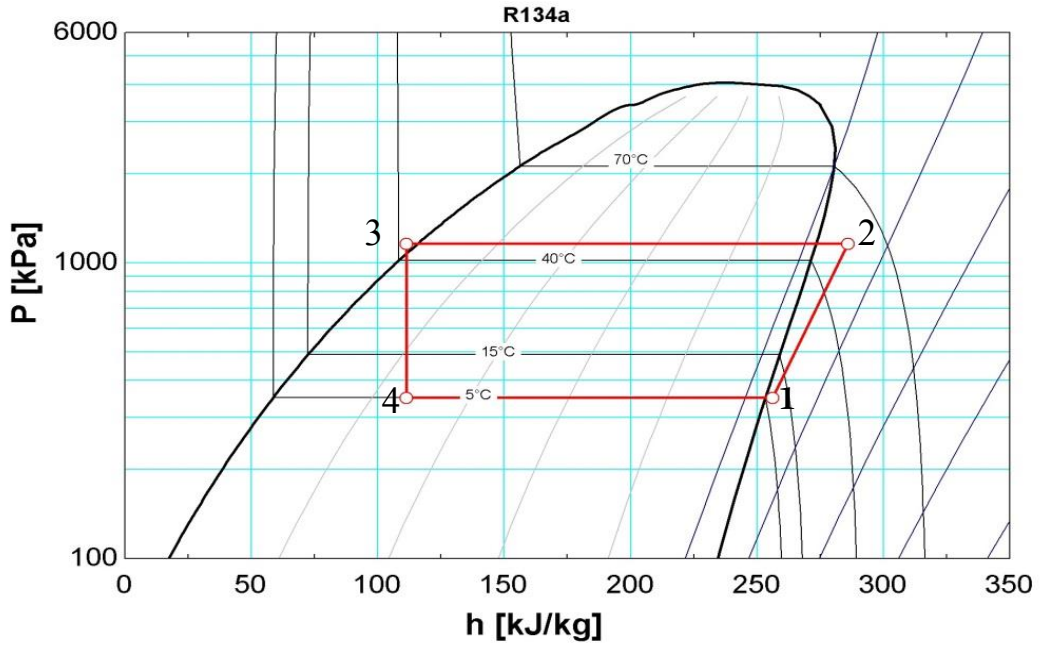
3.1. Otobüslerde Kullanılan Klasik Soğutma Sistemi

Otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Burada buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre girmekte, daha sonra soğutucu akışkan, yoğuşma sıcaklığına göre belirli bir basınca kadar kompresör tarafından sıkıştırılmaktadır. Kızgın buhar halinde yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkmaktadır. Daha sonra ise genişleme valfinden geçen soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına kadar düşürülmekte, soğutulacak ortamdan çekilen ısı ile soğutucu akışkan tekrar buharlaştırılarak kompresöre girmektedir.



Şekil 3.1. Otobüslerde Kullanılan Klasik Soğutma Sistemi

İdeal bir soğutma çevriminde, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, genişleme valfindeki durum değişiminin adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki grup donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında bir ısı geçişinin olmadığı kabul edilir. Bu çevrime ait P-h diyagramı Şekil 3.2’de verilmiştir.

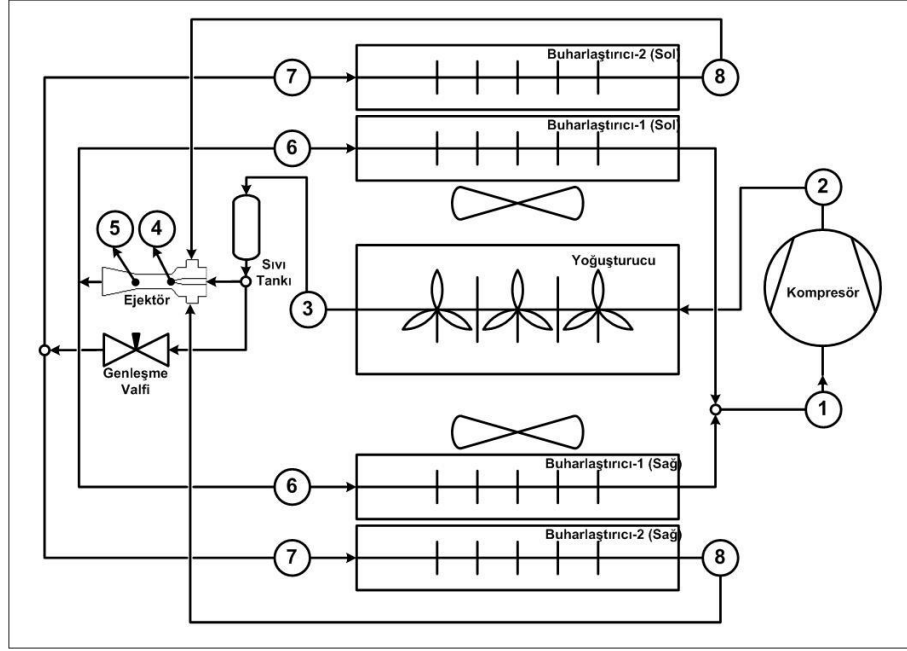


Şekil 3.2. R134a kullanılan klasik soğutma sistemi P-h diyagramı

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 genişleme valfine girer. Basıncı düşürülen soğutucu akışkanın sıcaklığı da düşer ve (4) noktasında genişleme valfinden çıkar. Soğutucu akışkan aynı zamanda (4) noktasında buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın (1) şartlarında kızgın buhar elde edilmesine kadar devam eder.

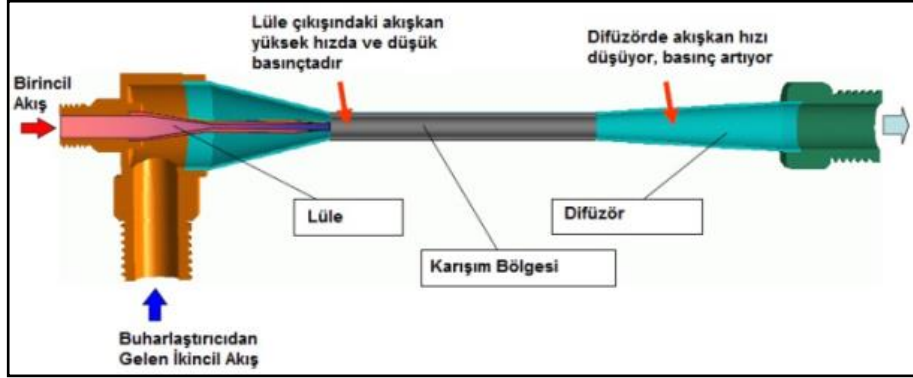
3.2. Otobüsler İçin Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi

Ejektörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Sistemde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğurturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genişleme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir.



Şekil 3.3. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısını Şekil 3.4'te görüldüğü gibi lüle, karışım bölgesi ve difüzör olarak üç ana bölgeye ayırabiliriz. Çok yüksek basınçta lüleye giren bir akışkan lüle çıkışında ses üstü hızlara ulaşabilmekte ve dolayısı ile karışım bölgesinde buharlaştırıcı basıncından daha düşük basınç oluşmasını sağlamaktadır. Oluşan düşük basınç sayesinde de buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan emilmektedir. Lüleden gelen akışkan birincil akışkan ve buharlaştırıcıdan emilen akışkan da ikincil akışkan olarak tanımlanır. Söz konusu birincil ve ikincil akışkan karışım bölgesinde karıştıktan sonra bir difüzöre girer, ses üstü hıza sahip olan akışkanın hızı düşürülerek basıncı artırılır.

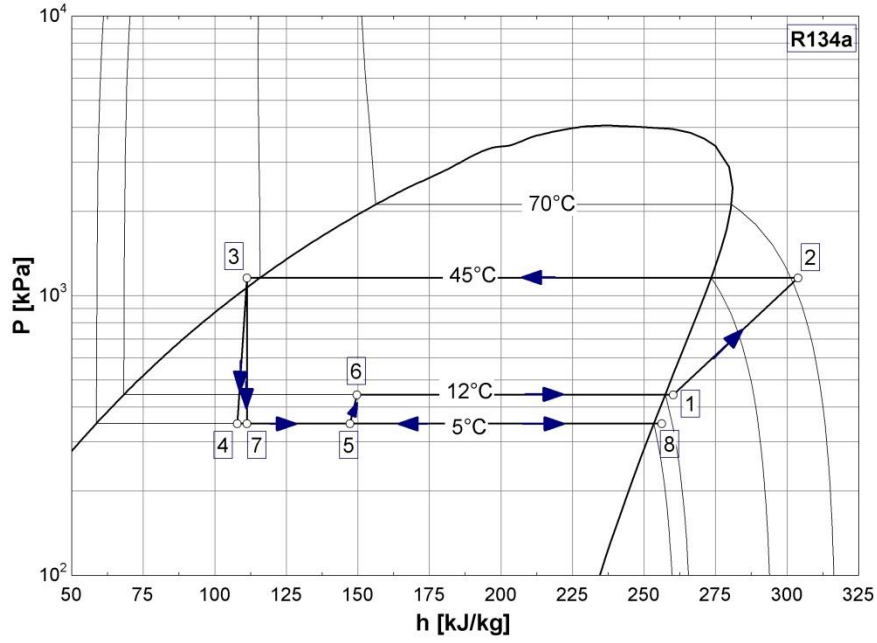


Şekil 3.4.Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı

Ejektörler genellikle buhar jetli soğutma sistemlerinde kullanılmıştır. Ancak söz konusu sistemlerin soğutma etkinlikleri 0,3 civarındadır. Soğutucu akışkanın da su olması nedeniyle, buharlaştırıcı sıcaklığını 0°C 'nin altına düşürme imkânı olmadığından, sistemin çalışma şartları belirli sınırlar arasında kalmaktadır. Buhar jet sistemlerinin etkinliğinin düşük olması nedeniyle bu tür soğutma sistemleri ancak atık ısı değerlendirilmede kullanılabilir. Bunun dışında freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemleri de tasarlanmıştır. Bu sistemlerin dezavantajı da freon türü soğutucu akışkanları çok yüksek basınçlara çıkarabilecek uygun boyutta pompa bulunamamasıdır. Temini mümkün olan freon pompaları sanayi tipinde olup çok büyük kapasiteli pompalardır. Dolayısı ile söz konusu soğutma sistemleri de ancak sanayi tipi soğutma sistemlerinde kullanılabilir.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ve freon pompasına gerek duyulmayan ejektörlü soğutma sistemi incelenecektir. Otobüsler için geliştirilecek olan ejektörlü soğutma sisteminde, ejektör bir tür genişleme vanası görevi yapacak, aynı zamanda soğutucu akışkanın basıncını belirli bir miktar artırarak kompresöre verilen işi azaltacaktır.

Şekil 3.3'te görülen ejektörlü otobüs kliması sistemine ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı Şekil 3.5'te görüldüğü gibidir.



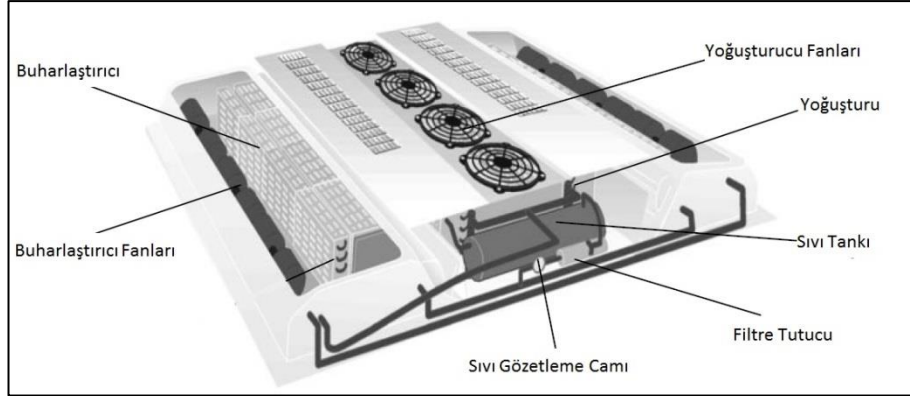
Şekil 3.5. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı

Bu sistemde, kızgın buhar halinde kompresöre giren soğutucu akışkanın basıncı artırılarak soğutucu akışkan sıcaklığının yoğuşma sıcaklığına ulaşması sağlanır. Soğutucu akışkan, üzerindeki ısı yükünü dış ortama atmak için kompresörden sonra yoğuşturucuya girer ve burada belirlenen yoğuşma sıcaklığında yoğuşarak doymuş sıvı haline gelir. Daha sonra bu akışkan bir sıvı deposunda toplanır. Sıvı deposundan çıkan, yüksek basınç altındaki soğutucu akışkanın bir bölümü ejektöre, geri kalanı da genişleme valfine girer. Sistemde kullanılan buharlaştırıcı iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Ejektörden çıkan akışkan buharlaştırıcının birinci bölümüne, genişleme valfinden çıkan soğutucu ise buharlaştırıcının ikinci bölümüne girer. Ejektör dikkate alınmadığı durumda sistem klasik soğutma sistemi olarak düşünülebilir. Burada ise yüksek basınç altında ejektöre giren soğutucu akışkan lüle çıkışında ses üstü hıza ulaşır ve genişleme valfinden basıncı düşürülen ve buharlaştırıcıdan kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkanı da emerek ejektörün karışım bölgesine girer. Lüleden gelen akışkan birincil akışkan, buharlaştırıcıdan gelen akışkan ise ikincil akışkan olarak tanımlanmaktadır. Birincil ve ikincil akışkan karışım bölgesinde karıştıktan sonra ejektörün difüzör kısmında basıncı artırılır. Difüzörden ıslak buhar halinde çıkan akışkan buharlaştırıcının birinci bölümüne 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.

3.3. Otobüsler İçin Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi Temel Elemanları

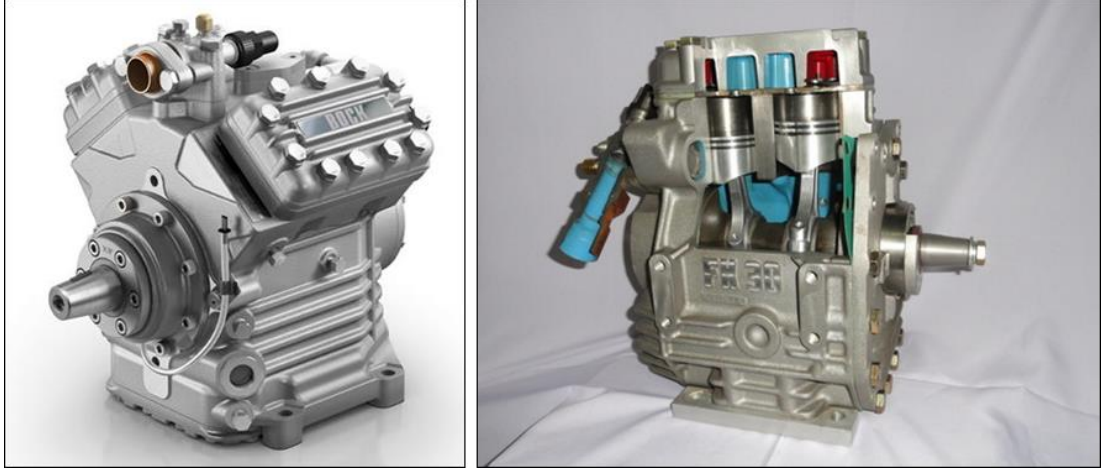
Otobüsler için ejektörlü klima sisteminde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genişleme valfi, sıvı deposu ve soğutucu akışkan olarak sıralanabilir. Şekil 3.6'da otobüslerde kullanılan mevcut klimalara ait bir resim ve bu klimalarda kullanılan bazı temel elemanlar gösterilmiştir. Bu elemanlara ait bilgiler de aşağıdaki bölümlerde verilmiştir.



Şekil 3.6. Otobüslerde kullanılan klima ve temel elemanları

3.3.1. Kompresör

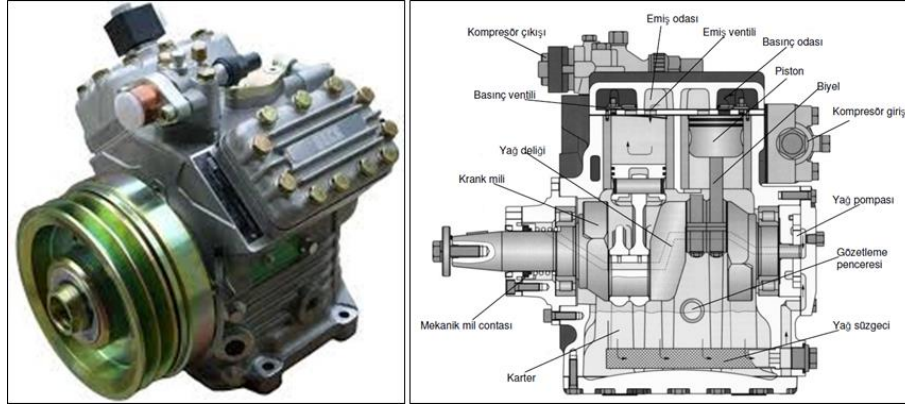
Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin en önemli elemanı olan kompresör, buharlaştırıcı basıncındaki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçtaki yoğuşturucuya gönderen bir ekipmandır. Soğutma sisteminin özelliklerine göre çeşitli tiplerde kompresörler (Şekil 3.7) geliştirilmiştir.



Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör örneği

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

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi otobüs klima kompresörü üzerinde araç motorundan tahrik alacak şekilde tasarlanmış elektro-manyetik kavrama özelliğine sahip kasnak bulunur. Kasnak hareketini araç motorun şaftından kayış kasnak tertibatı ile alır. Kompresör gövdesi alüminyum alaşımdan yapılmıştır. Manyetik kavrama ile araç motorundan hareket alan krank şaft ve şaftta bağlı pistonlar sıkıştırma işini gerçekleştirir. Kompresör kapasitesi piston hacmi, piston sayısı ve devir sayısına bağlı olarak değişir. Kompresörde yağlama çok önemli olup krank şafta bağlı yağ pompası ile gerçekleştirilir. Kompresörlerin genel yapısı kapasite kontrolü yapmaya uygundur. Kapasite regülatörü ile piston sayısına bağlı olarak % 33 ile 66 arasında kapasite kontrolü yapılabilir. Şaft çıkışında sızdırmazlık sağlayan mekanik conta bulunur. Sızdırmazlık sağlayan bu mekanik contanın bastığı yüzey çok hassas işlenmiştir. Bir tamir veya servis işi sırasında bu yüzeye parmakla bile dokunmak burada korozyona neden olacağından yüzeyin bozulmasına ve neticesinde soğutucu akışkanı sızdırmasına neden olacaktır



Şekil 3.8. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör detayı

Otobüs klima kompresörleri çok aşırı miktarda dış koşulların etkisi altındadır. Araç içindeki yaklaşık -40°C ile $+120^{\circ}\text{C}$ arasındaki ortam sıcaklıklarının ve 500 ile 3.500 d/d arasındaki devir sayılarının yanı sıra, çok sık açma/kapama çevrimlerinden dolayı büyük bir yük altındadırlar.

Otobüs klima sistemlerinde kullanılan kompresörlerden beklenen başlıca özellikler şunlardır:

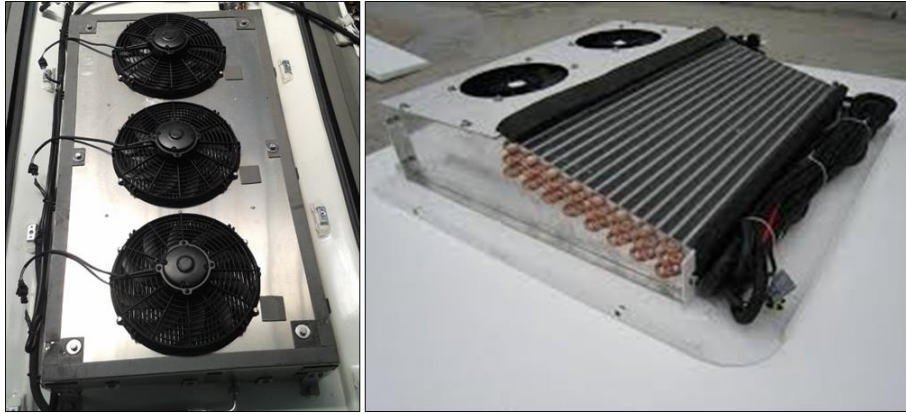
- Küçük devir sayılarında büyük soğutma gücü (rölanti koşulu)
- Küçük ve hafif olması, buna rağmen büyük hacimler sevk edilebilmesi
- Eşit dağılımlı tork eğrisi, düşük kalkış momentleri, düşük pulsasyonlu ve sessiz çalışması
- Yaklaşık 3.500 d/d'ya kadar dayanıklı olması
- Yüksek ortam sıcaklıklarından (120°C 'ye kadar) etkilenmemesi
- Emilen soğutucu akışkan sıvısından (sıvı darbeleri) etkilenmemesi
- Gücünün kademesiz olarak ayarlanabilmesi ve dışarıdan kumanda edilebilmesi
- Ucuz ve uzun ömürlü olması
- Motordan çektiği gücün düşük olması ve bununla birlikte verim katsayısının yüksek olması
- Silindir kapağında geri yoğunlaşan soğutucu akışkandan etkilenmemesi

Bu taleplerin kısmen birbiriyle çelişmesinden dolayı hiçbir kompresör türü bu maddelerin hepsini karşılayamaz. Bir pistonlu kompresör rölanti koşullarında (rölanti

devri 700 - 800 d/d) spiral kompresöre göre daha yüksek soğutma gücü sağlar. Buna karşın bir spiral kompresör yüksek devirlerde çalıştırılabilir, iyi bir hacimsel verim davranışına sahiptir, görece daha dengeli bir tork dağılımına sahiptir ve buharlaşmamış soğutma maddesi sıvısından etkilenmez. Soğutma gücünün rölantide büyük olması, büyük bir soğutucu akışkan akımı gerektirir; bu da ancak silindir hacmi büyük olan bir kompresör veya yüksek devir sayılarıyla elde edilebilir. Ya büyük hacimli kompresör yüksek devirlerde boyut olarak büyük gelir ya da aktarma oranı yüksekse, aşırı devirle çalışır ve sağlamlığı tehlikeye girer. Genel olarak kompresör seçimi daima istenen hedeflerin birçoğundan taviz verilmesidir.

3.3.2. Yoğuşturucu

Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısıyı dış ortama atan elemanlara yoğuşturucu denir. Soğutucu akışkan yoğuşturucu serpantinlerinden geçerken gaz halinden sıvı hale dönüşür. Şekil 3.9'da otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucuya ait bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.9. 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. Farklı malzemeler ısı transferi için farklı özelliklere sahiptirler. Bu yüzden bir tasarımcı, doğru malzeme seçerek verilen kapasitedeki bir yoğuşturucunun boyutlarını değiştirebilir. Isı transferi kabiliyeti daha iyi bir malzeme ile daha küçük boyutlarda yoğuşturucu imal edebilir.

Tasarımcı aynı zamanda yoğuşturucu kapasitesini, yoğuşturucu yüzeyi ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alanı miktarını kontrol ederek değiştirebilir. Bu işlemi yoğuşturucu yüzey alanını ve yüzey üzerinden akan yoğuşma ortamının akış miktarını değiştirerek yapar. Yoğuşturucudaki sıvı-soğutucu akışkan seviyesi de soğutucu akışkan buharı ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alan miktarını etkiler. Yoğuşma ortamı ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkı arttığı zaman, ısı transfer miktarı ve buna bağlı olarak yoğuşturucu kapasitesi de artar. Genellikle hiçbiri bu sıcaklık farkını kontrol edemez, fakat sıcaklık farkı büyük olursa problem oluşur. Yoğuşturucu kapasitesini kontrol etmek için yoğuşma yüzey miktarını ve hava akış debisini değiştirecek cihazlar elde edilebilir.

Yoğuşturucunun temizliği de önemli bir faktördür. Yoğuşturucudaki kir, yoğuşturucu üzerinde bir yalıtım tabakası oluşturur ve yoğuşturucu yüzeyi ile yoğuşma ortamı arasındaki ısı transfer miktarını azaltır. Kir, yoğuşturucunun üzerindeki hava akışını da engelleyerek, ısı transfer miktarını azaltır.

3.3.3. 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 3.10'da görüldüğü 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 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcı örneği

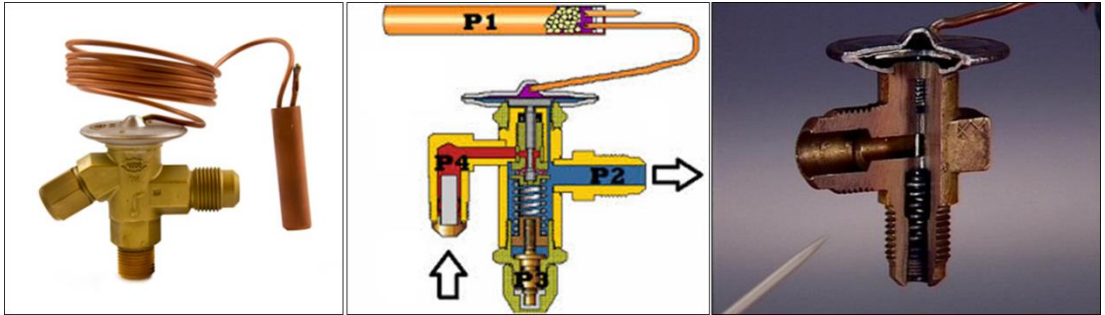
Soğutucu akışkanın beslemesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipi bulunmaktadır. Buharlaştırıcıların tasarımı genel olarak yoğuşturuculardan çok farklı değildir. Önemli iki farkı, soğutucu akışkanın geçtiği boruların içinde yoğuşma yerine kaynama olması ve çalışma basıncının yoğuşturuculara göre daha düşük olmasıdır. Soğutucu akışkan sıvı fazdan gaz fazına geçerken hacmi oldukça artar, bu yüzden boru içi akışlarda çıkış hızları çok artabilir. Bu problem gövde boru tipi

buharlaştırıcılarda çıkış borusu sayısı giriş borusu sayısına göre daha fazla yapılarak çözülebilir.

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.

3.3.4. Genleşme Valfi

Genleşme valfi, yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, istenen buharlaşma basıncına düşürmeye yarayan elemandır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Genleşme valfi olarak küçük sistemlerde kılcal borular bu görevi yapmakla birlikte, otobüslerde Şekil 3.11’de örnek olarak verilen termostatik genleşme valfleri kullanılır. Genleşme valfinin kapasitesi, klima ünitesinin kapasitesine uygun olmalıdır. Küçük orifis çaplı valf kapasiteyi düşürebileceği gibi, büyük orifis çaplı valf taşmaya neden olabilir.

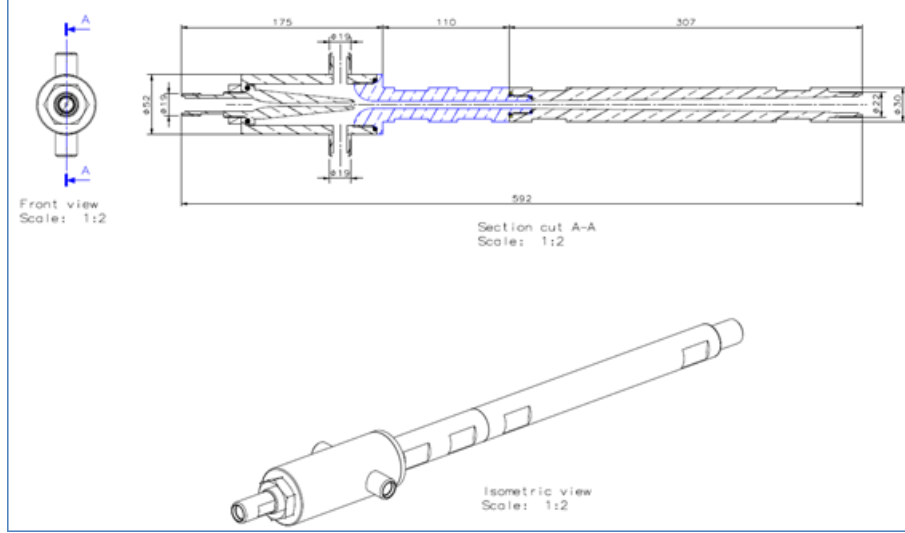


Şekil 3.11. Otobüs klimalarında kullanılan genleşme valfi örneği

3.3.5. Ejektör

Yoğuşturucudan gelen birincil akışkanın basınç ve sıcaklığını azaltıp hızını artırarak emme lülesinde vakum oluşturarak buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak gelen ikincil akışkanın emilmesini sağlayan dolayısıyla yüksek basınçlı bir akışkanın

enerjisini düşük basınçtaki diğer akışkana aktararak onun basıncını yükselten sistem elemanıdır. Ejektörler; vana, rotor ve piston gibi hareketli parçalara sahip olmadıkları için ucuzdurlar, işletmeleri kolaydır ve az bakım gerektirirler. Otobüs klimaları için tasarlan bir ejektör örneği Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği

3.3.6. Soğutucu Akışkan

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış verişini genellikle sıvı halden buhar haline (Soğutucu-Buharlaştırıcı devresinde) ve buhar halden sıvı haline (Yoğuşturucu devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum özellikle buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir. Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi, yani bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olamayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler şunlardır:

- Daha az bir enerji sarfı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme nakli kolay olmalıdır.
- Yağlama yağları ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Sistemden kaçması halinde kolay fark edilmeli ve saptanabilmelidir.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilirdir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, sabit olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.
- Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise alçak olmalıdır.

Önceleri araç soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak yalnızca R12 kullanılmaktaydı. 1974 yılında CFC'lerin dünya çevresindeki koruyucu ozon tabakasını tahrip ettikleri şüphesi doğdu. CFC-halon yasaklama kararnamesi bu sebepten dolayı yeni sistemlerde CFC kullanılmasını yasaklamaktadır. Bu durum R12 yerine yeni soğutucu akışkanların bulunmasını gerektirmiştir. Araç klimalarında mevcut durumda soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmaktadır. Araç

klimalarında R134a yerine CO₂ gibi doğal soğutucu akışkan kullanma çalışmaları devam etmekle birlikte henüz bu çalışmalar ticari hale gelmiş değildir.

R134a, termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve/veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolkalinglikolbazlı yağlarla kullanılmalıdır.

3.4. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi

Ejektörlü soğutma sistemine ait basınç-entalpi diyagramı Şekil 3.5'te verilmiştir. Bu sistemin analizini yaparken aşağıdaki kabuller izlenecektir.

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

Soğutucu akışkan kompresöre (1) noktasından kızgın buhar olarak girer ve (2) noktasından çıkar. Ejektörün üç ana bölümde ele alınacağı ve bunların lüle, difüzör ve karışım bölgesi olduğu kabul edilecektir. Bu çalışmada lüle, difüzör ve karışım bölgesi verimleri 0,9 olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklıklar bellidir ve kompresör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için kompresör izentropik veriminden faydalanılacaktır. Kompresör izentropik verimi aşağıda verilen denklem (3.1) den hesaplanabilir.

$$\eta_{comp,is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

İzentropik verim pistonlu kompresörler için ampirik bir ifade olan denklem (3.2) ile kullanılabilir. Bu denklemlerde tanımlanan P^* , kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_{comp,is} = [(0,275 + 0,0725 \cdot P^*)^{-10} + (0,925 - 0,05 \cdot P^*)^{-10}]^{-0,1} \quad (3.2)$$

$$P^* = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

Denklem (3.1)'de yer alan h_{2s} entalpisi, denklem (3.4)'te ifade edildiği gibi bu noktadaki entropi ve basınç değeri kullanılarak bulunabilir. Burada 2s noktasındaki entropinin (1) noktasındaki entropiye eşit olduğu dikkate alınmalıdır.

$$h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s}) \quad (3.4)$$

Buna göre denklem (3.1)'de verilen kompresör verim ifadesinden (2) noktasındaki entalpi değeri hesaplanabilir. Yoğuşturucuya (2) noktasında giren soğutucu akışkan (3) noktasında doymuş sıvı olarak çıkmakta ve bir sıvı tankında depolanmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığı verildiğinden (3) noktasına ait termodinamik özellikler bilinmektedir. Sıvı tankından sonra soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, geri kalanında genişleme valfine girmektedir.

Bilindiği gibi ejektör lüle, karışım bölgesi ve difüzör olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Şekil 3.5'te verilen P-h diyagramında (4) noktası lüle çıkışı ve karışım bölgesi girişini, (5) noktası karışım bölgesi çıkışı ve difüzör girişini, (6) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (3) ile (4) noktaları arasında denklem (3.5) te verilen enerji denklemi ve denklem (3.6)'da verilen lüle verim ifadesi kullanılarak (4) noktasındaki termodinamik özellikler hesaplanabilir. Kütle korunumu kanununa göre $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ alınması gerekir.

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_4 \frac{V_4^2}{2} \quad (3.5)$$

$$\eta_L = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.6)$$

Soğutucu akışkan genişleme valfine (3) noktasında girmekte ve (7) noktasında çıkmaktadır. Genleşme valfindeki basınç düşürme işleminin sabit entalpi değerinde gerçekleştiği varsayımı ile (7) noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$h_7 = h_3 \quad (3.7)$$

Karışım bölgesi çıkışı ve difüzör giriş noktası olarak tanımlanan (5) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise enerji ve momentum denklemleri kullanılarak aşağıda verilen denklem (3.8) ve denklem (3.9)'u yazmak mümkündür.

$$\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) + \omega \left(h_8 + \frac{V_8^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (3.8)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega) \cdot V_5^2}{V_4^2 + \omega \cdot V_8^2} \quad (3.9)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanın kütle oranını ifade eden ω , denklem (10) ile tanımlanmıştır.

$$\omega = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_3} \quad (3.10)$$

Difüzör çıkışındaki termodinamik özellikleri bulmak için denklem (3.11) ve denklem (3.12)'de verilen enerji ve difüzör izentropik verimi kullanılır.

$$h_5 + \frac{V_5^2}{2} = h_6 + \frac{V_6^2}{2} \quad (3.11)$$

$$\eta_d = \frac{h_{6,is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.12)$$

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 (3.13) ile tanımlanmıştır.

$$COP_k = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.13)$$

Ejektörlü soğutma sisteminin COP'si denklem (3.14) ile tanımlanmıştır.

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{b1} + \dot{Q}_{b2}}{\dot{W}} = \frac{\omega \cdot (h_8 - h_7) + (1 + \omega) \cdot (h_1 - h_6)}{(1 + \omega) \cdot (h_2 - h_1)} \quad (3.14)$$

Soğutma sistemindeki artış oranı denklem (3.15) ile tanımlanmıştır.

$$COP_{art} = \frac{(COP_e - COP_k)}{COP_k * 100} \quad (3.15)$$

3.5. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Boyutlarının Belirlenmesi

3.5.1. Yoğuşturucu Boyutlarının Belirlenmesi

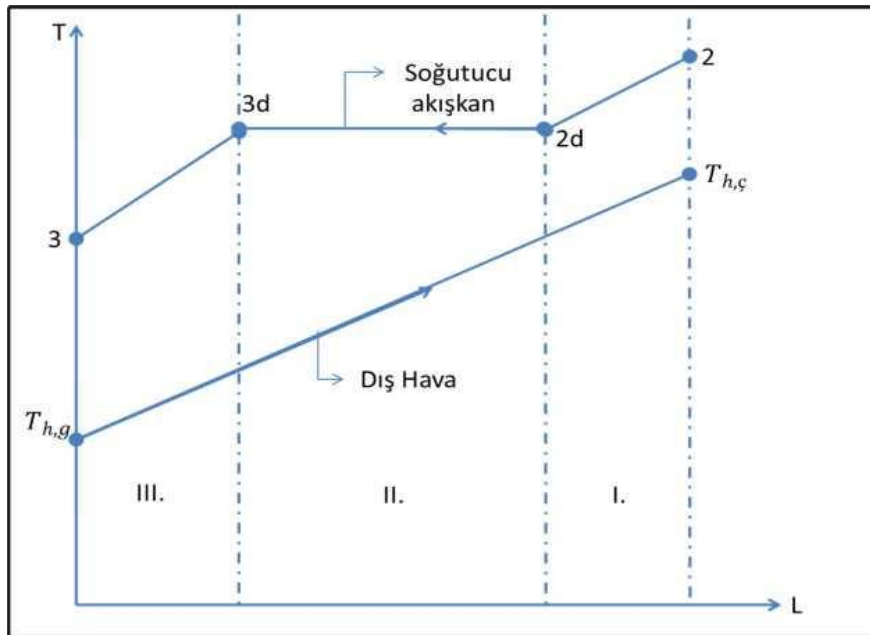
Mevcut durumda midibüslerde hava soğutmalı ısı eşanjörü kullanılmaktadır. Bu çalışmada, hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılan midibüs klimasının ejektörlü hale getirilmesi sonucu boyutlarının belirlenmesi aşağıda açıklanan yöntem ile hesaplanmıştır.

Yoğuşturucudan dış ortama atılan ısı miktarı Şekil 3.5'te verilen P-h diyagramına göre:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_T(h_2 - h_3) \quad (3.16)$$

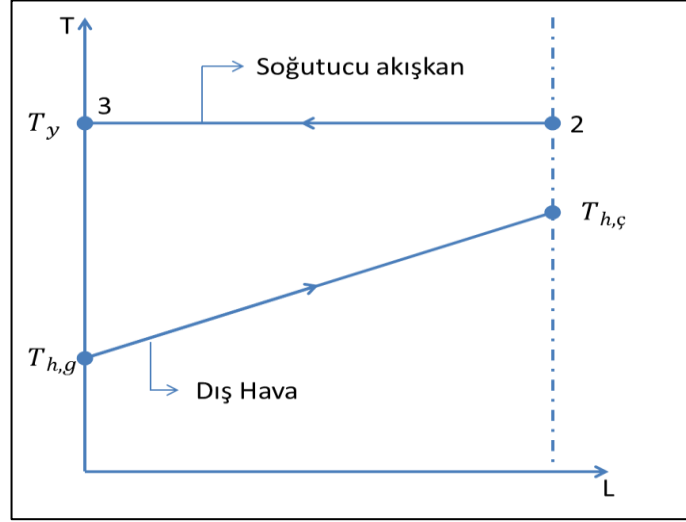
denkleminde bulunabilir.

Soğutucu akışkan yoğuşturucuya kızgın buhar olarak (2) noktasında girmekte, daha sonra (2d) noktasında doymuş buhar haline gelmektedir. Soğutucu akışkanın (2) ile (2d) noktaları arasındaki bölgeye I nolu bölge diyebiliriz. Daha sonra soğutucu akışkan II nolu bölgede sabit sıcaklıkta tamamen yoğuşmakta ve (3d) noktasına gelmekte ve ardından (3) noktasında aşırı soğutulmuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkmaktadır. (3d) ile (3) noktaları arası da III nolu bölge olarak tanımlanmıştır. Soğutucu akışkandan dış ortama yani havaya ısı transferi gerçekleşmekte ve dolayısı ile dış hava sıcaklığı yoğuşturucuya girişte $T_{h,g}$ iken yoğuşturucu çıkışında $T_{h,\phi}$ olmaktadır.



Şekil 3. Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimi

Deneysel verilerden elde edilen sonuçlara göre $h\Delta T$ çarpımı I, II, III nolu bölgelerde yaklaşık aynı olmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklık değişimi yaklaşık olarak aşağıda Şekil 3.13'te gösterildiği gibi kabul edilebilir.



Şekil 3.13. Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimi

Buna göre soğutucu akışkandan dış ortama transfer edilen ısı için

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_T(h_2 - h_3) = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,\ç} - T_{h,g}) \quad (3.17)$$

denklemini yazılabilir. Bu ısı transferini gerçekleştirecek olan yoğuşturucunun yüzey alanı için ise aşağıdaki denklem kullanılabilir.

$$\dot{Q}_y = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.18)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,\ç} - T_{h,g}}{\ln \frac{T_y - T_{h,g}}{T_y - T_{h,\ç}}} \quad (3.19)$$

Toplam ısı transfer katsayısı için ise :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_o} + \frac{\Delta X}{k_w \cdot A_m} + \frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_i} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} \quad (3.20)$$

denklemini kullanılabilir.

Dış taraftaki kirlenme faktörü $R''_{f,o}$ ihmal edilebilecek seviyede olduğundan bu terim hesaplamalarda dikkate alınmayabilir.

Ortalama boru yüzey alanı A_m için

$$A_m = \frac{A_o - A_i}{\ln \frac{A_o}{A_i}} \quad (3.21)$$

denklemini kullanılabilir. Sonuç olarak toplam ısı transfer katsayısı için aşağıdaki denklem elde edilir.

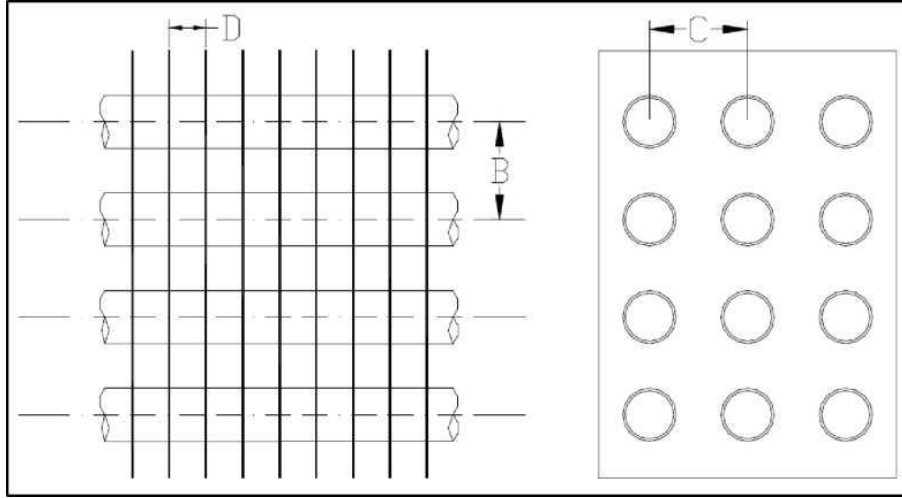
$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_o} + \frac{A}{A_i} \cdot \frac{r_i \left(\ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right)}{k_w} + \frac{A}{A_i h_i} + \frac{A}{A_i} R''_{f,i} \right]} \quad (3.22)$$

Buradaki A yüzey alanı

$$A = A_f + A_b \quad (3.23)$$

şeklinde kanatçık ve çıplak boru yüzey alanlarının toplamıdır.

Kanatçıklı borularda toplam ısı transfer yüzey alanının hesaplanması için kullanılan hava soğutmalı kanatçıklı yoğuşturucudan bir kesit Şekil 3.14'te görülmektedir.



Şekil 3.14. Hava soğutmalı kanatçıklı yoğuşturucu

Boru içinden geçen soğutucu akışkandan dış ortama ısı transferi gerçekleştirilmektedir. Isı transferi yoğuşturucuda kanatçıklar ve bunu dışında kalan çıplak boru yüzeyinden sağlanmaktadır. Bu alanlar hava akışına dik yüzeyin birim metrekaresi ve her bir boru sıra sayısına göre ifade edilir. Yani şekilde görülen yoğuşturucu yüksekliğinin ve genişliğinin 1 m olduğunu düşündüğümüzde A_f ve A_b 'nin birimi $m^2/(m^2 \text{ yüzey}) \cdot (\text{boru sıra sayısı})$ şeklinde olacaktır.

$$1 \text{ m yükseklikteki boru sayısı} = 1000/B$$

$$1 \text{ m genişlikteki aralık sayısı} = 1000/D$$

$$1 \text{ m genişlikteki kanatçık sayısı} = 1000/D$$

$$\text{Kanatçıklar arası mesafe} = D - t/1000$$

$$A_b = \frac{\pi d_o}{1000} \frac{1000}{D} \frac{1000}{B} \left(\frac{D-t}{1000} \right) \quad (3.24)$$

$$A_b = \frac{D-t}{1000} \pi d_o \left(\frac{m^2}{m^2 \text{ yüzey} \cdot \text{sıra sayısı}} \right) \quad (3.25)$$

$$A_f = \frac{1000}{D} 2 \left[\frac{C}{1000} - \frac{1000}{B} \frac{\pi}{4} \left[\frac{d_o}{1000} \right]^2 \right] \quad (3.26)$$

$$A_f = \frac{2}{D} \left[C - \frac{\pi d_o}{4B} \right] \left(\frac{m^2}{m^2 \text{ yüzey. sıra sayısı}} \right) \quad (3.27)$$

$$A_c = \frac{D-t}{D} \left[1 - \frac{d_o}{B} \right] \left(\frac{m^2}{m^2 \text{ yüzey. sıra sayısı}} \right) \quad (3.28)$$

$$A_i = \frac{\pi d_i}{B} \quad (3.29)$$

Kanatçıklı borularda dış taraftaki ısı transferi katsayısı hesabı için gerekli olan Nusselt sayısı denklem (3.30)'dan hesaplanabilir Kays and London [66].

$$Nu = 0,117 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.30)$$

denklemini kullanılabılır. Bu eşitlikteki Reynolds sayısı da

$$Re = \frac{V_{h,max} D_h}{v_h} \quad (3.31)$$

$$V_{h,max} = \frac{v_{h,g}}{A_c} \quad (3.32)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P} \quad (3.33)$$

$$P = \frac{A}{\frac{c}{1000}} \quad (3.34)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot c \cdot A_c}{1000 \cdot A} \quad (3.35)$$

Nusselt sayısının tanımından da dış taraftaki ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_0 = \frac{Nu \cdot k_h}{D_h} \quad (3.36)$$

Borunun iç tarafındaki ısı transfer katsayısı h_i 'nin hesaplanmasında Akers, Dean ve Crosser yaklaşımı [67] kullanılabilir. Buna göre iç taraftaki Nusset sayısı:

$$Nu = 0,0265 \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \quad (3.37)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada Re_m çift fazlı akışta karışımın Reynolds sayısıdır.

$$Re_m = Re_f \left[1 + \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_g}} \right] \quad (3.38)$$

$$h_i = \frac{Nu k_f}{D_i} \quad (3.39)$$

İç taraftaki kirlenme faktörü $R''_{f,i}$, R134a için literatürde önerilen değere göre 0,0009 alınmıştır.

Kanatçık verimi η_f de literatürde verilen değere göre sabit olarak alınabilir veya bu amaçla çıkarılmış olan eşitliklerden hesaplanabilir. Bu çalışmada kanatçık verimi 0,73 alınmıştır.

Yoğuşturucudan dışarı atılan ısı miktarı için verilen denklem (3.17)'ye göre toplam ısı transfer yüzey alanı hesaplanır. Bunun için önce logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. Hava çıkış sıcaklığı için bir kabul yapılarak ΔT_m hesaplanır ve daha sonra da buna göre ısı transfer yüzey alanı bulunur.

$$A_t = A_{db} \cdot N_{bs} \cdot A \quad (3.40)$$

Yoğuşturucudan geçen hava debisi de

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot A_{db} \cdot V_{h,g} \quad (3.41)$$

eşitliğinden hesaplanır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,\zeta} - T_{h,g}) \quad (3.42)$$

eşitliğinden de havanın çıkış sıcaklığı bulunabilir. Kabul edilen ve hesaplanan hava sıcaklığı arasındaki fark belirli bir değerden küçük oluncaya kadar iterasyona devam edilir ve bu şekilde yoğuşturucu yüzey alanı ve hava çıkış sıcaklığı belirlenmiş olur.

3.5.2. Buharlaştırıcı Boyutlarının Belirlenmesi

Bu çalışma kapsamında ele alınan ejektörlü soğutma sisteminde, klasik soğutma sisteminden farklı olarak iki ayrı basınçta çalışan iki adet buharlaştırıcı vardır.

Birinci buharlaştırıcının soğutma kapasitesi Şekil 3.5'te verilen P-h diyagramına göre

$$\dot{Q}_{b1} = \dot{m}_T(h_1 - h_6) \quad (3.43)$$

denkleminde, ikinci buharlaştırıcının soğutma kapasitesi ise

$$\dot{Q}_{b2} = \dot{m}_8(h_8 - h_7) \quad (3.44)$$

denkleminde hesaplanır.

Her iki buharlaştırıcı da hava soğutmalı kanatçıklı ısı eşanjörü olarak tasarlanacaktır. Yoğuşturucu tasarımında olduğu gibi toplam ısı transferi katsayısı denklem (3.22) yardımıyla hesaplanabilir. Buharlaştırıcıdaki toplam ısı transferi katsayısının hesabında, buharlaştırıcının iç tarafındaki konveksiyonla ısı transferi katsayısı h_i 'nin, her iki buharlaştırıcıya göre ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir. Bunun için boru

içinde zorlanmış konveksiyonla buharlaşma problemlerinin çözümünde kullanılan eşitliklerden faydalanılabilir.

Bu çalışmada h_i 'nin hesaplanmasında Güngör ve Winterton [68] verilen eşitlikler kullanılmıştır.

$$h_{bi} = E \cdot h_1 + S \cdot h_b \quad (3.45)$$

Burada h_1 , tek fazlı akıştaki ısı transferi katsayısı olup aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanabilir Yılmaz [69].

$$h_1 = \frac{k_l}{d_i} \left[42 + \left(0,023 * Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.46)$$

h_b ise durgun kaptaki buharlaşma problemlerinden hesaplanır. Burada h_b için aşağıda verilen eşitlik kullanılmıştır Yılmaz [69].

$$h_b = 55 * \frac{\dot{q}_3^{\frac{2}{3}} \cdot p^{*0,12}}{M_a^{0,5} (-\log P^*)^{0,55}} \quad (3.47)$$

$$P^* = \frac{P_{yoğusturucu}}{P_{kr}} \quad (3.48)$$

E ve S katsayıları için de deneysel verilere dayanılarak elde edilen aşağıdaki eşitlikler kullanılabilir.

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,1 \left[\frac{X}{1-X} \right]^{0,74} \cdot \left[\frac{q_l}{q_b} \right]^{0,41} \quad (3.49)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} * E^2 \cdot Re^{1,17}} \quad (3.50)$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{\dot{m} \cdot \Delta h} \quad (3.51)$$

$$Re = \frac{\dot{m} d_i}{\mu} \quad (3.52)$$

Böylece buharlaştırıcı için toplam ısı transfer katsayısı için gerekli veriler elde edilmiş olur.

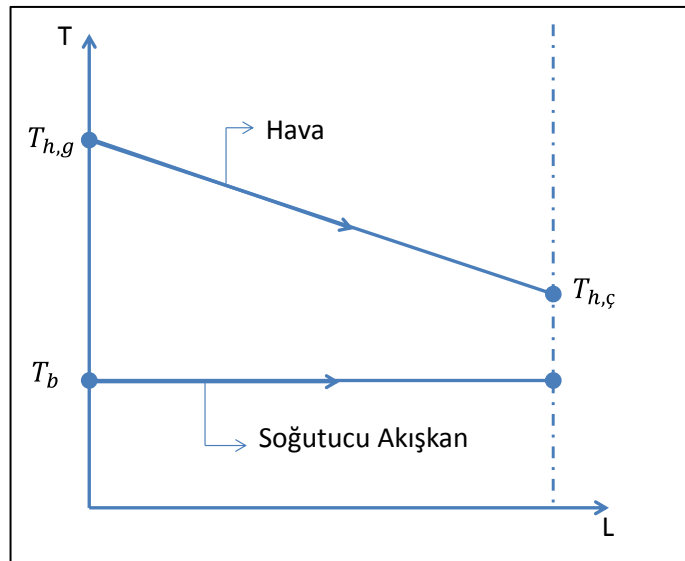
Buharlaştırıcıda transfer edilen ısı için

$$\dot{Q}_b = U \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,g} - T_{h,\zeta}) \quad (3.53)$$

eşitliği yazılabilir. Burada ΔT_m logaritmik ortalama sıcaklık farkı olup, yoğuşturucudakine benzer şekilde aşağıda verilen Şekil 3.15'e göre

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,g} - T_{h,\zeta}}{\ln \frac{T_{h,g} - T_b}{T_{h,\zeta} - T_b}} \quad (3.54)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.



Şekil 3.15. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimi

ΔT_m için önce hava çıkış sıcaklığı tahmin edilerek toplam ısı transfer yüzey alanı bulunur ve

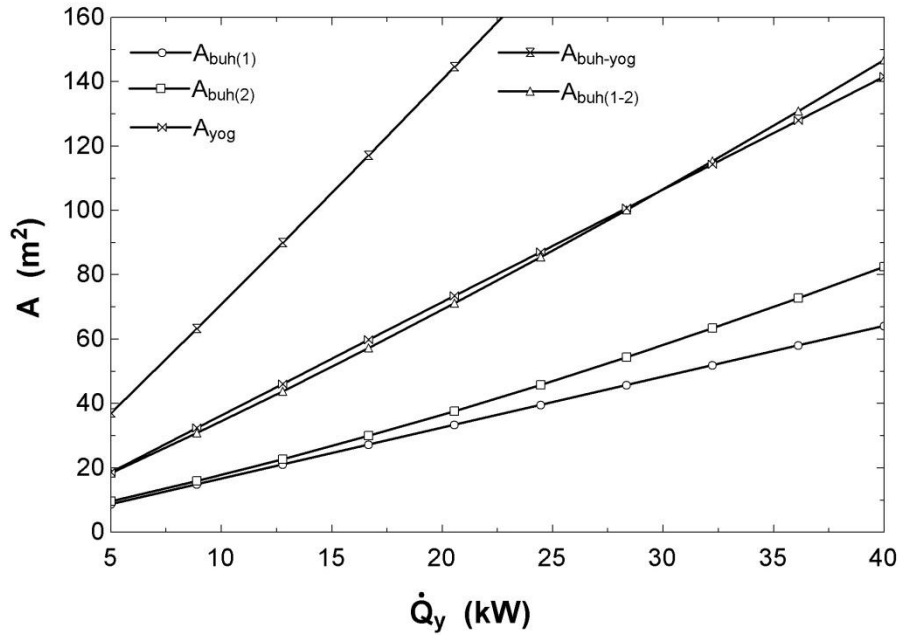
$$\dot{Q}_b = \dot{m}_h \cdot C_{Ph} \cdot (T_{h,g} - T_{h,\zeta}) \quad (3.55)$$

eşitliğinden hava çıkış sıcaklığı tekrar hesaplanır. Hesaplanan ve kabul edilen hava çıkış sıcaklığı arasındaki fark belirli bir değerden küçük oluncaya kadar iterasyona devam edilir. Böylece buharlaştırıcı için gerekli yüzey alanı ve buharlaştırıcıdan çıkan havanın sıcaklığı belirlenmiş olur. Her iki buharlaştırıcının boyutları da yukarıda açıklandığı gibi yapılabilir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Ejektör genleştiricili kompresörlü soğutma sistemi için Bölüm 3'te verilen matematiksel model Engineering Equation Solver (EES) yazılım programına aktarıldı. Farklı parametrelere göre sistemde kullanılan buharlaştırıcı ve yoğuşturucuların boyutlarındaki değişim araştırıldı.

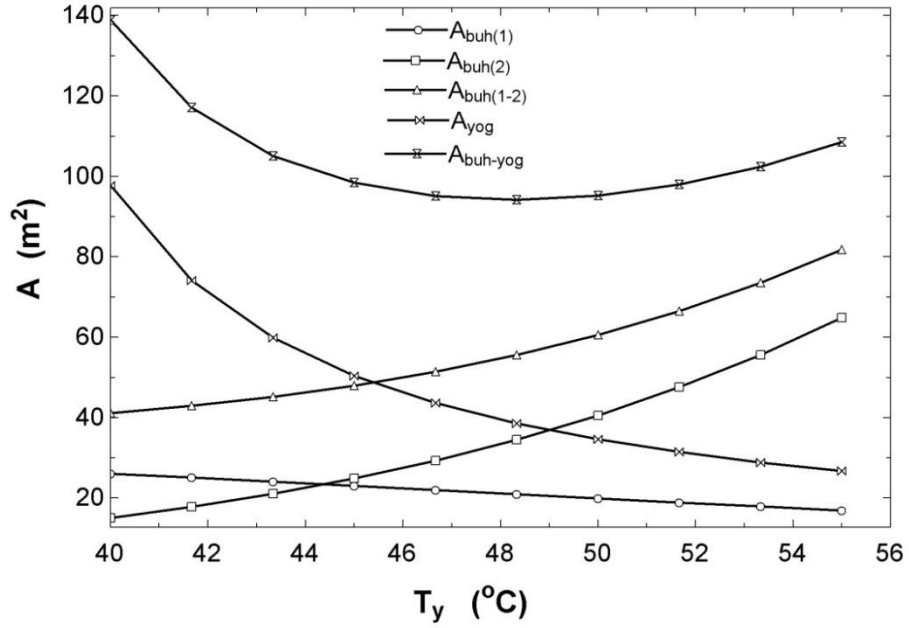
Şekil 4.1'de soğutma yükünün buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup soğutma yükünün 5-40 kW arasında olduğu durumda hem buharlaştırıcı hem de yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının önemli miktarda arttığı görülmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir.



Şekil 4.1. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının soğutma yükü ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

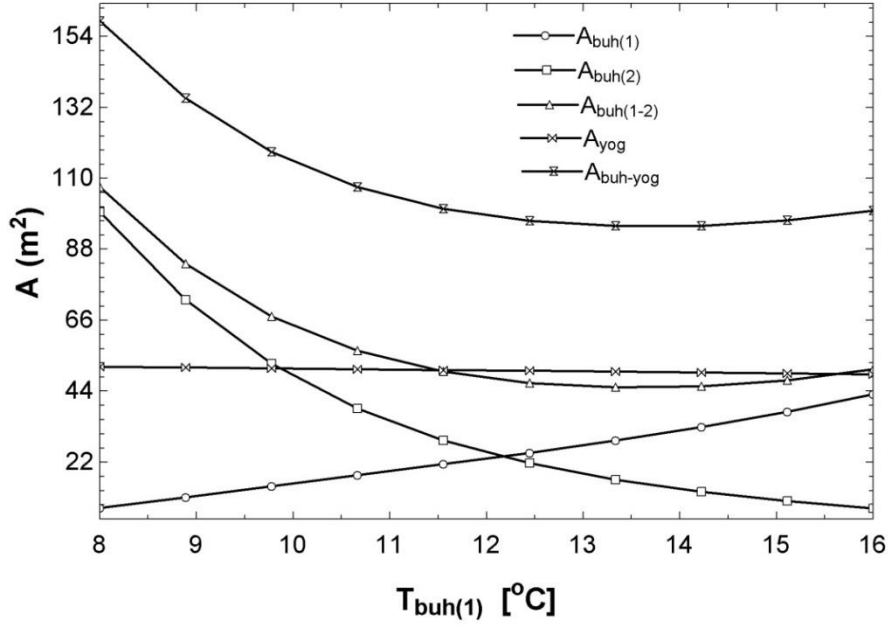
Şekil 4.2'de yoğuşma sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup yoğuşma sıcaklığının 40-56 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Fakat buharlaştırıcı (1-2) toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı, yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey

alanının azaldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının 46 °C'ye kadar azaldığı, daha sonraki sıcaklıklarda tekrar artışa geçtiği görülmektedir.



Şekil 4.2. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının yoğuşturma sıcaklığı ile değişimi ($T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

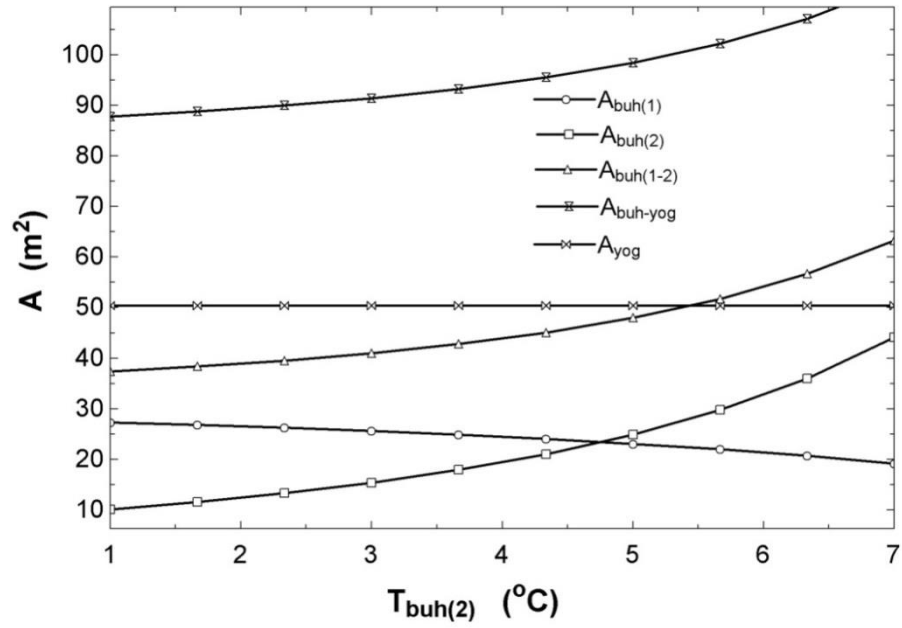
Şekil 4.3'te 1. buharlaştırıcı sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup 1. buharlaştırıcı sıcaklığının 8-16 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı, 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı görülmektedir. Fakat buharlaştırıcı (1-2) toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı, yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının değişmediği görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının 12 °C'ye kadar azaldığı, sonraki sıcaklık değerlerinde tekrar artışa geçtiği görülmektedir. Buna göre birinci buharlaştırıcı için optimum sıcaklığın 12 °C olduğu söylenebilir.



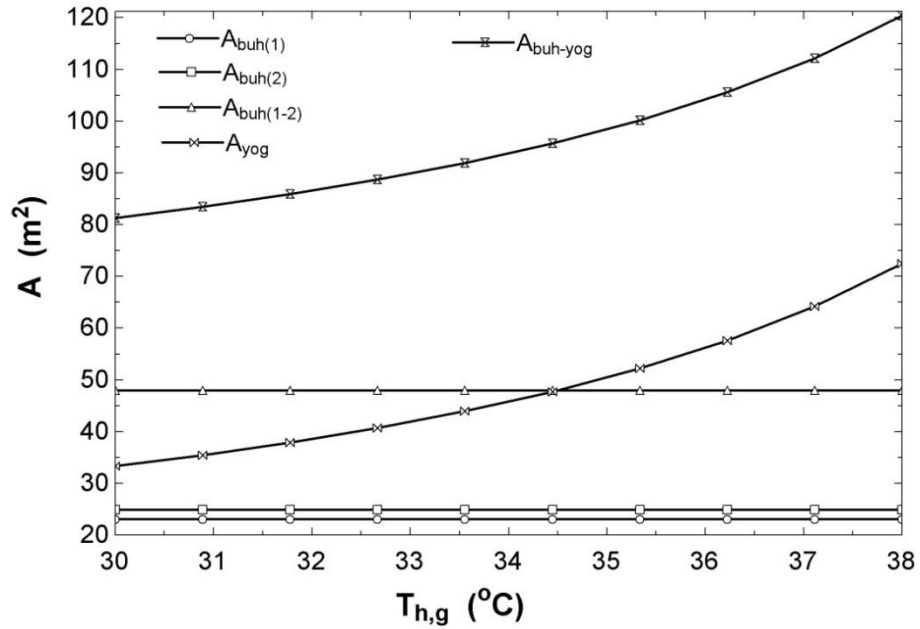
Şekil 4.3. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının 1. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.4'te 2. buharlaştırıcı sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup 2. buharlaştırıcı sıcaklığının 1-7 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı , 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Fakat buharlaştırıcı (1-2) toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı, yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının değişmediği görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının sıcaklık arttıkça arttığı görülmektedir.

Şekil 4.5'te dış hava sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup dış hava sıcaklığının 30-38 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ve 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının değişmediği görülmektedir. Yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir.



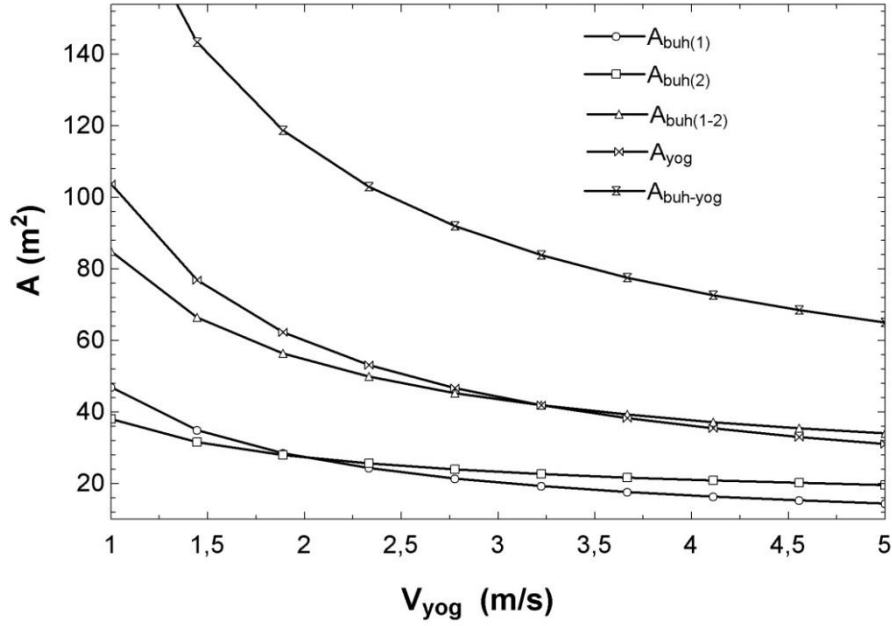
Şekil 4.4. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının 2. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)



Şekil 4.5. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının dış hava sıcaklığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.6'da yoğuşturucu hava hızının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup yoğuşturucu hava hızının 1-5 m/s

arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ve 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının değişmediği görülmektedir. Yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının hava hızı arttıkça azaldığı görülmektedir.

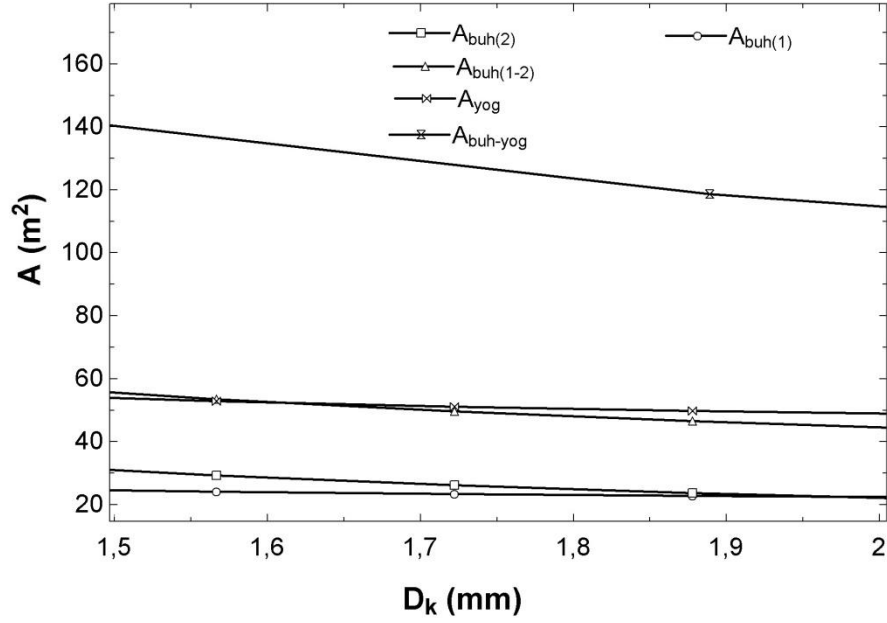


Şekil 4.6. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının yoğuşturucudaki hava hızı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

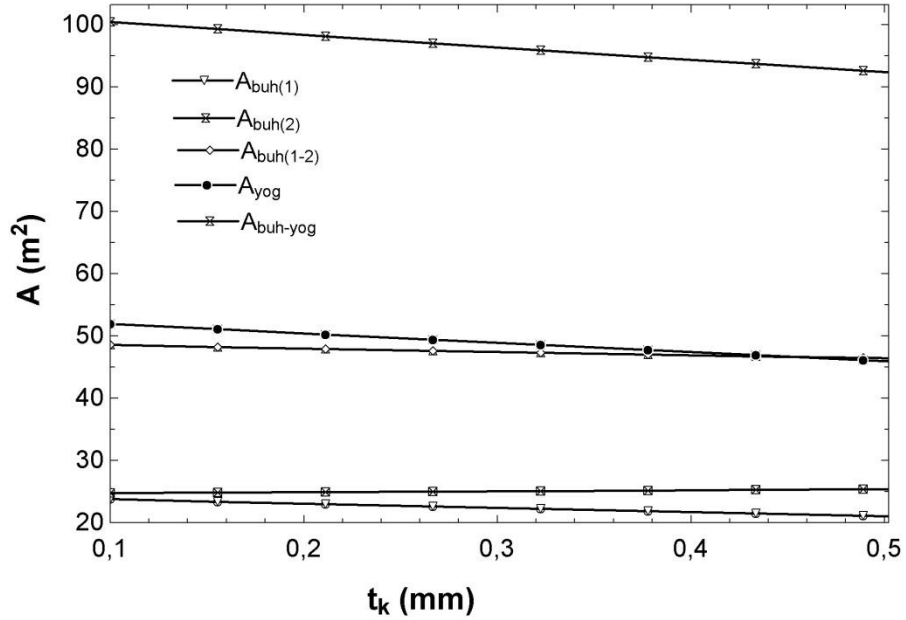
Şekil 4.7'de kanatçık arası mesafenin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup kanatçık arası mesafenin 1,5-2 mm arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının da azaldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının kanatçık kalınlığı arttıkça azaldığı görülmektedir.

Şekil 4.8'de kanatçık kalınlığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup 0,1-0,5 arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Kanatçık kalınlığı arttıkça yoğuşturucu

toplam ısı transfer yüzey alanı ve buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı görülmektedir.

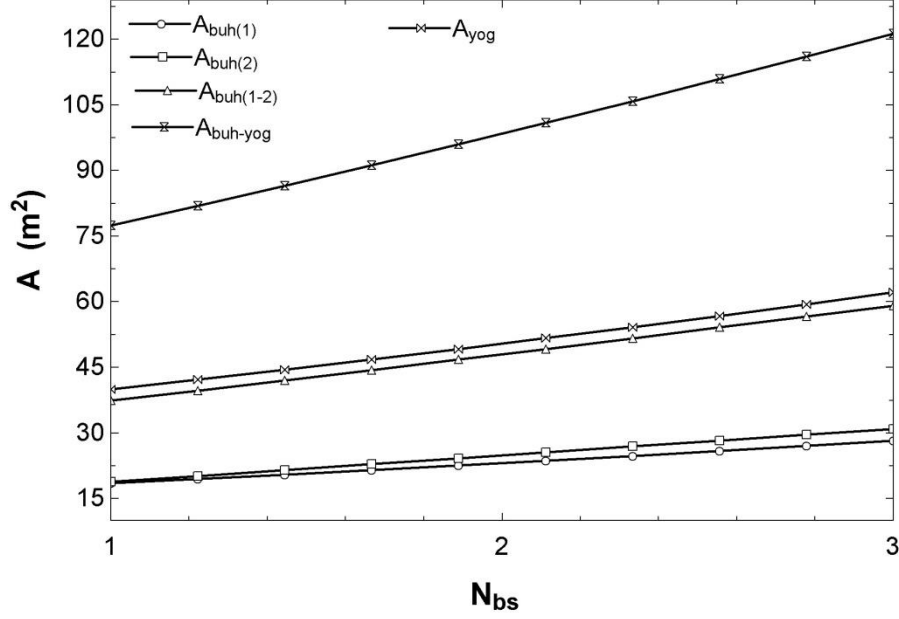


Şekil 4.7. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının kanatçık arası mesafe ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)



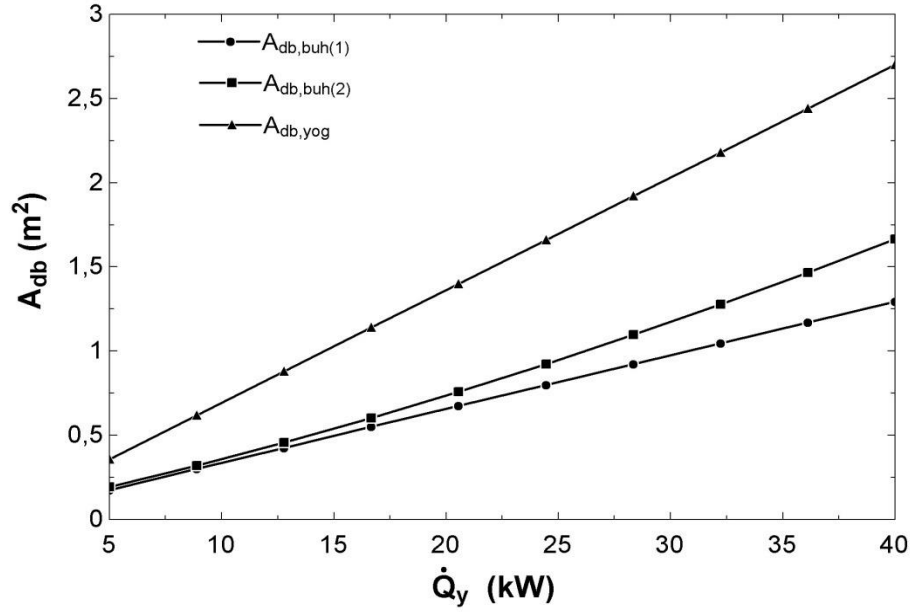
Şekil 4.8. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının kanatçık kalınlığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.9’da boru sıra sayısının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup boru sıra sayısının 1-3 arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı, 2. buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı-yoğuşturucu toplam ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir.



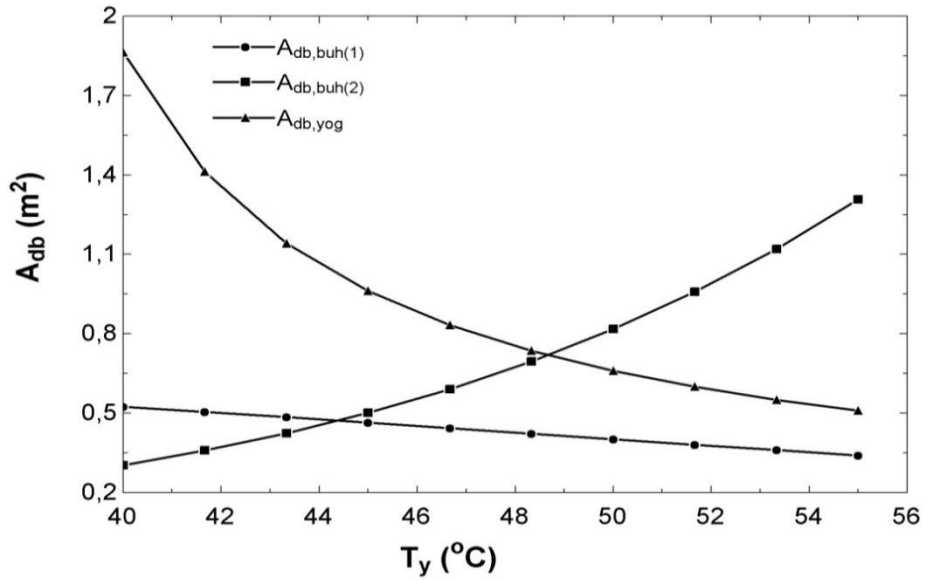
Şekil 4.9. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının boru sıra sayısı ile değişimi ($T_y = 45\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{buh(1)} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{buh(2)} = 12\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{h,g} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $V_{yog} = 2,5\text{ m/s}$, $D_k = 1,8\text{ mm}$, $t_k = 0,2$)

Şekil 4.10’da soğutma yükünün buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup soğutma yükünün 5-40 kW arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı, 2. buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı görülmektedir.



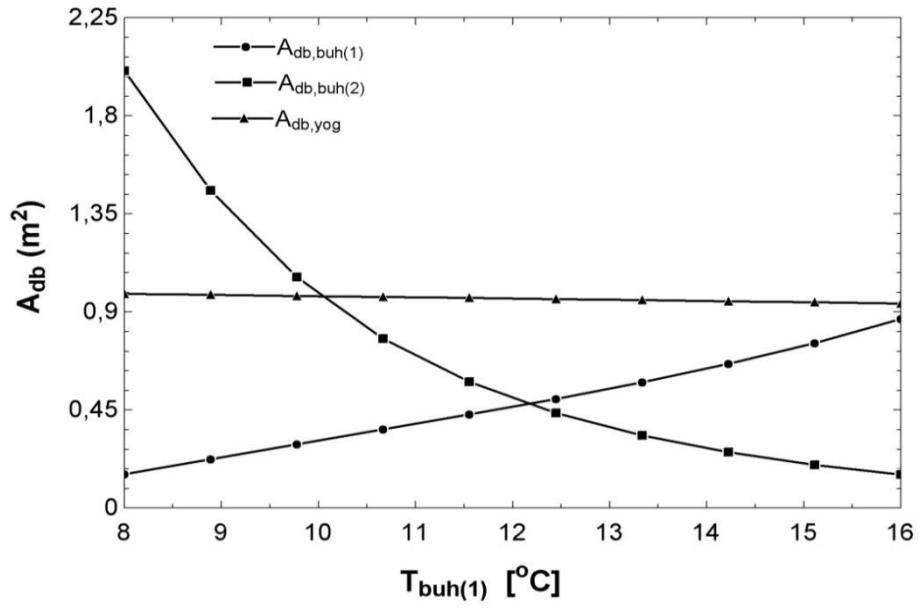
Şekil 4.10. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının soğutma yükü ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.11’de yoğuşma sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup yoğuşma sıcaklığının 40-56 °C arasında olduğu durumda 1. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı görülmektedir.



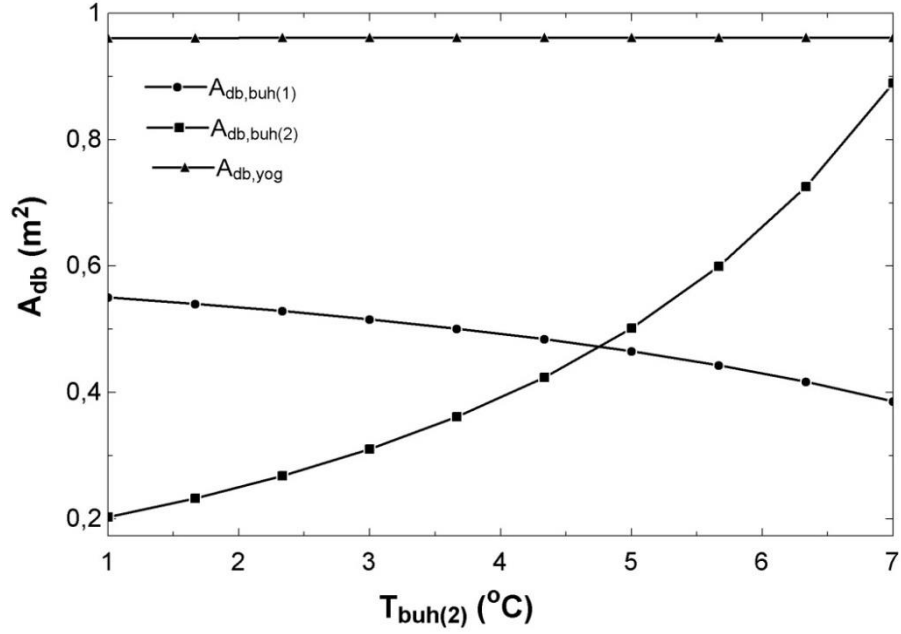
Şekil 4.11. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi ($T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.12’de 1. buharlaştırıcı sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup 1. buharlaştırıcı sıcaklığının 8-16 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı, 2. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı, yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının değişmediği görülmektedir.



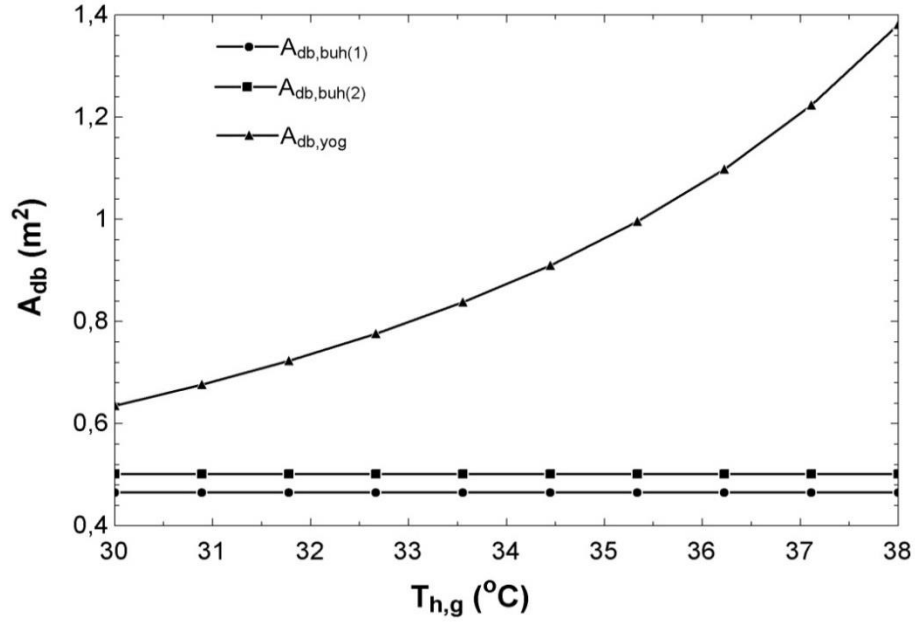
Şekil 4.12. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının 1. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.13’te 2. buharlaştırıcı sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup 2. buharlaştırıcı sıcaklığının 1-7 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı ısı transferdik bakış yüzey alanının arttığı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının değişmediği görülmektedir.



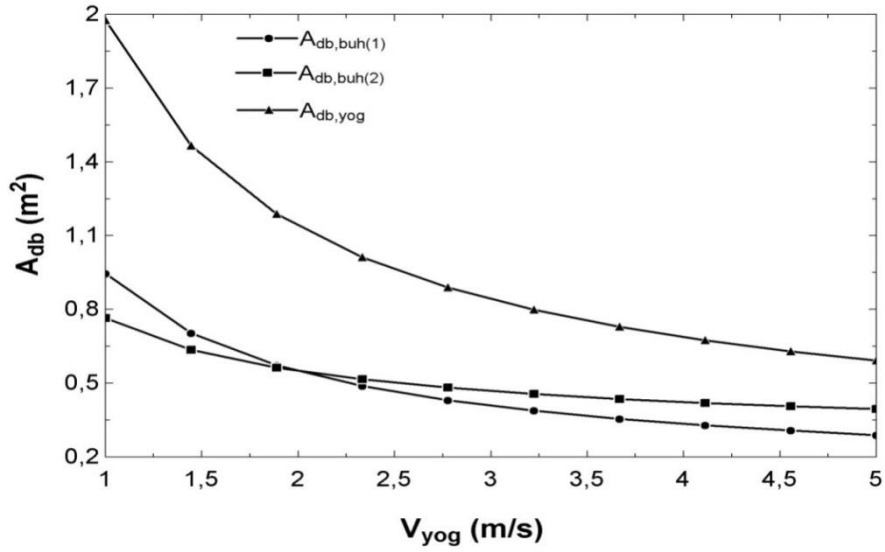
Şekil 4.13. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının 2. buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.14'te dış hava sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup dış hava sıcaklığının 30-38 °C arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı toplam ısı transfer dik bakış yüzey alanının ve 2. buharlaştırıcı toplam ısı transfer dik bakış yüzey alanının değişmediği, yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı görülmektedir.



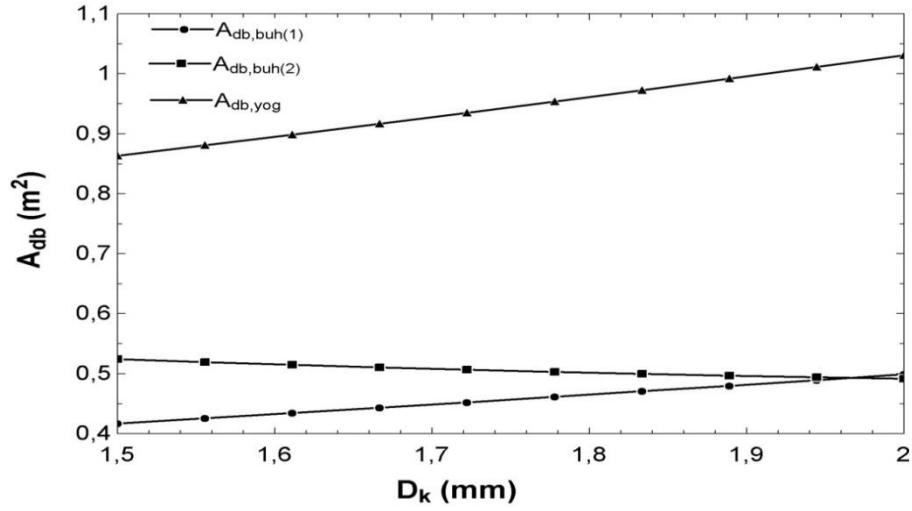
Şekil 4.14. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşturucu hava hızı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.15'te yoğuşturucu hava hızının buharlaştırıcı ve yoğuşturucusı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup yoğuşturucu hava hızının 1-5 m/s arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının, 2. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.15. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının yoğuşturucu hava hızı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$, $N_{bs} = 2$)

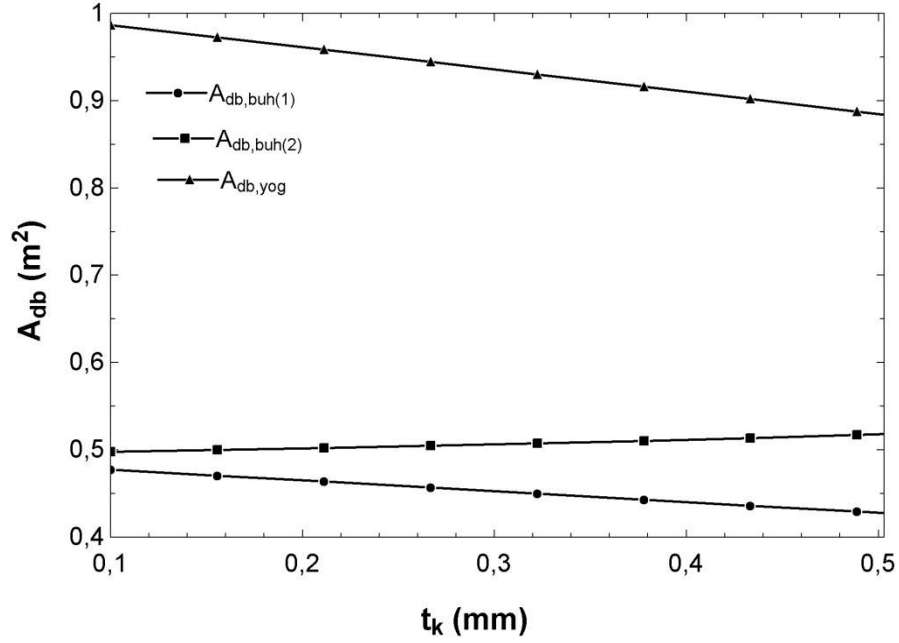
Şekil 4.16’da kanatçık arası mesafenin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup kanatçık arası mesafenin 1,5-2 mm arasında olduğu durumda 1. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı, 2. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı görülmektedir.



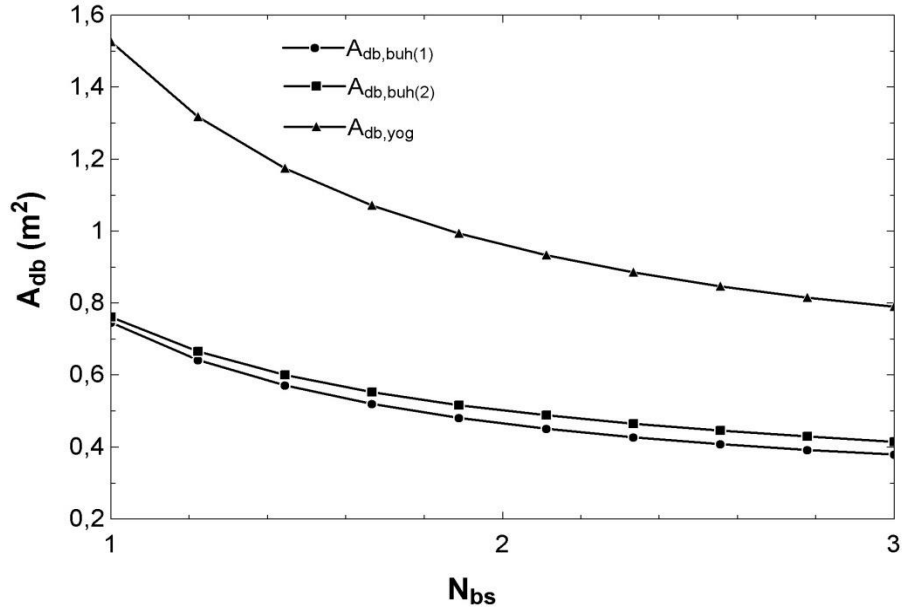
Şekil 4.16. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının kanatçık arası mesafe ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $t_k=0,2$, $N_{bs} = 2$)

Şekil 4.17’de kanatçık kalınlığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup kanatçık kalınlığının 0,1-0,5 mm arasında olduğu durumda 1. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı, 2. buharlaştırıcı ısı transfer dik bakış yüzey alanının arttığı görülmektedir.

Şekil 4.18’de boru sıra sayısının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup boru sıra sayısının 1-3 arasında olduğu durumda buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer dik bakış yüzey alanının azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.17. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının kanatçık kalınlığı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $N_{bs} = 2$)



Şekil 4.18. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dik bakış yüzey alanlarının boru sıra sayısı ile değişimi ($T_y = 45$ °C, $T_{buh(1)} = 5$ °C, $T_{buh(2)} = 12$ °C, $T_{h,g} = 35$ °C, $V_{yog} = 2,5$ m/s, $D_k = 1,8$ mm, $t_k = 0,2$)

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada ejektörlü otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcıların boyutlandırılması üzerine kuramsal bir çalışma yapılmıştır. Engineering Equation Solver (EES) programı ile model oluşturulmuş ve çeşitli parametrelerin boyutlandırmadaki etkileri ortaya konmuştur. Bu çalışmada ele alınan ejektörlü soğutma sistemi, mevcut klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde genişleme valfine ek olarak bir ejektör eklenmesi ile oluşan sistemdir. Otobüs klimalarında sistem performansının iyileştirmesinin yanında sistem ekipmanlarının boyutlarının küçük olması otobüs için avantaj sağlamaktadır. Bilinen buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde ejektör uygulaması sistemde kullanılan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu boyutlarını azaltmaktadır. Bu çalışmada da tasarlanan sistem üzerinde çeşitli parametrelerin boyutlandırma üzerine etkileri araştırılmıştır. İncelenen parametreler ve bu parametrelerin değişimleri ile elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Kapasite artışıyla toplam ısı transfer alanlarının arttığı görülmüştür. T_y ile dış hava sıcaklığı arasındaki 10-15 °C arasında yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanının en küçük değeri aldığı, farkın 10 °C'nin altında ve 15 °C'nin üstünde ise ısı transfer alanının arttığı görülmüştür.
- Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının 12 °C'ye kadar toplam ısı transfer alanının azaldığı 14 °C den sonra tekrar artış gösterdiği görülmüştür. Birinci buharlaştırıcı için optimum sıcaklık Akdeniz iklim koşullarına göre 12 °C olarak belirlenmiştir.
- Ejektörlü sistemle etkinlik katsayısında klasik sisteme göre % 15.6'lık bir artış olduğu görülmüştür.

- Yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanında %5'lik bir azalma sağlanırken buharlaştırıcı ısı transfer yüzey alanında %50'lik bir azalma olduğu görülmüştür.

Sistemde ejektör kullanımı ile klimaların kompresörlerindeki iyileşme ve sistemde kullanılan elemanların boyutlarının küçültülmesi sayesinde yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Ashley, C.M., Steam ejector system for car conditioning, *Electrical Engineering*, 1934, 406-410.
- [2] Keenan, J.H., Neumann, E.P., A simple air ejector, *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, vol.64, 1942, pp.A75-A84.
- [3] Keenan, J.H., Neumann, E.P., Lustwerk, F., An investigation of ejector design by analysis and experiment, *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, 1950, pp.299-309.
- [4] Mains, W.D., Richenberg, R.E., Steam Jet Ejectors in Pilot and Production Plants, *Chemical Engineering Process*, March 1967, pp.1-5.
- [5] Lansing, F.L., Chai, V.W., A thermodynamic analysis of a solar-powered jet refrigeration system, *DSN Progress Report*, 1977, pp.209-217.
- [6] Sokolov, M., Hershgal, D., Compression enhanced ejector refrigeration cycle for low-grade heat utilization, CH2781-3/89/ IEEE, 1989, pp.2543-2548.
- [7] Ünal, Ş., (1991), Jetli soğutma sistemlerinin teorik olarak modellenmesi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 111 syf.
- [8] Yılmaz, T., Ünal, Ş., (1991), Ejektörlü soğutma sistemlerinde lüle ve difüzör verimlerinin sistem üzerindeki etkileri, *Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, Vol.6/2, pp.115-126.
- [9] Liaw, S.P., Chang, Y.H., Second law analysis on ejection cooling system, *Journal of Marine Science and Technology*, vol.1, pp.23-29, 1993.
- [10] Eames, I.W., Aphornratana, S., Sun, D.W., The jet-pump cycle-a low cost refrigerator option powered by waste heat, 1995.
- [11] Sun, D.W., Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy* Vol. 21, No. 10, pp.919-929, 1996.
- [12] Sun, D.W., Experimental Investigation of the Performance Characteristics of a Steam Jet Refrigeration System, *Energy Sources*, 1997, pp.349-367.
- [13] Sun, D.W., Evaluation of a combined ejector vapour-compression refrigeration system, *Int. J. Energy Res.*, 22, pp.333-342, 1998.
- [14] Aly, N.H., Karameldin, A., Shamloul, M.M., Modelling and simulation of steam jet ejectors, *Desalination* 123, pp.1-8, 1999.

- [15] Göktun, S., Bayülken, A., Optimum performance of a heat engine-driven combined vapour compression absorption ejector heat pump, *Int. J. Energy Res.*24, pp.655-664, 2000.
- [16] Huang, B.J., Petrenko, V.A., Samofatov, I.Y., Shchetinina, N.A., Collector selection for solar ejector cooling system, *Solar Energy* Vol. 71, No. 4, pp. 269–274, 2001.
- [17] Dessouky, H.E., Ettouney, H., Alatiqi, I., Nuwaibit, G.Al., Evaluation of steam jet ejectors, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 41, pp.551–561, 2002.
- [18] Eames, I.W., Caeiro, J., Absorption Refrigeration with Thermal (Ice) Storage, *International Energy Agency Report*, pp.1-40, 2002.
- [19] Chunnanond, K., Aphornratana, S., An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: The analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering*, vol.24, pp.311-322, 2004.
- [20] Özalp, M., Türkiye’de ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde güneş enerjisinden faydalanılması, *Teknoloji*, Cilt 7, Sayı 2, pp.297-309, 2004.
- [21] Khattab, N.M., Optimum design conditions of farm refrigerator driven by solar steam-jet system, *International Journal of Sustainable Energy*, Vol. 24, No. 1, pp.1–17, 2005.
- [22] Meyer, A.J., Steam jet ejector cooling powered by low grade waste or solar heat, Thesis of MscEng in Mechanical Engineering Stellenbosch University, December 2006.
- [23] Utomo, T., Ji, M., Kim, P., Jeon, H., Chung, H., CFD Analysis on the Influence of Converging Duct Angle on the Steam Ejector Performance, *EngOpt 2008 - International Conference on Engineering Optimization*, Rio de Janeiro, Brazil, 01 - 05 June 2008.
- [24] Varga, S., Oliveira, A.C., Diaconu, B., Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, Vol.4, pp.2–8, 2009.
- [25] Li, X., Wang, T., Day, B., Improving the performance of a thermal compressor in a steam evaporator via CFD analysis, *ASME International*

Mechanical Engineering Congress & Exposition Lake Buena Vista, Florida, 13-19 November 2009.

- [26] Hsu, C.T., Investigation of an ejector heat pump by analytical methods, ORNL/CON-144, Dist. Category UC-95d, 1984, pp.1-62.
- [27] Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, IEEE, 1996, pp.702-706.
- [28] Huang, B.J., Chang, J.M., Petrenko, V.A., Zhuk, K.B., A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, Solar Energy Vol. 64, Nos 4–6, pp. 223–226, 1998.
- [29] Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., A 1-D analysis of ejector performance, International Journal of Refrigeration 22, pp.354–364, 1999.
- [30] Huang, B.J., Chang, J.M., Empirical correlation for ejector design, International Journal of Refrigeration 22, pp.379–388, 1999.
- [31] Ersoy, H.K., Yapıcı, R., Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının araştırılması, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003, pp.33-38.
- [32] Ouzzane, M., Aidoun, Z., Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp.2337–2351, 2003.
- [33] Hernandez, J.I., Dorantes, R. J., Best, R., Estrada, C.A., The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b, Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.1765-1783, 2004.
- [34] Al-Ansary, H.A.M., Investigation and improvement of ejector-driven heating and refrigerating systems, Phd. Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
- [35] Selvaraju, A., Mani, A., Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.827–838, 2004.
- [36] Shen, S., Qu, X., Zhang, B., Riffat, S., Gillott, M., Study of a gas–liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system, Applied Thermal Engineering, Vol.25, pp.2891–2902, 2005.

- [37] Rusly, E., Aye, L., Charters, W.W.S., Ooi, A., CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration*, Vol.28, pp.1092–1101, 2005.
- [38] Watanawanavet, S., Optimization of a high-efficiency jet ejector by computational fluid dynamics software, Master of Science, Texas A&M University, 2005.
- [39] Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp.3117–3135, 2005.
- [40] Huang, B.J., Hu, S.S., Lee, S.H., Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect, *International Journal of Refrigeration*, Vol.29, pp.476–484, 2006.
- [41] Bergander, M.J., Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 17-20, 2006.
- [42] Dahmani, A., Aidoun, Z., Galanis, N., On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, *On the Performance of Ejector Refrigeration Systems*, pp.124-128, 2006.
- [43] Vidala, H., Colle, S., Pereira, G.S., Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol.26, pp.663–672, 2006.
- [44] Richter, C., Tischendorf, C., Fiorenzano, R., Cavalcante, P., Tegethoff, W., Köhler, J., Using Modelica as a Design Tool for an Ejector Test Bench, *Modelica 2006*, September 4th – 5th, pp.501-508.
- [45] Pridasawas, W., Lundqvist, P., A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* Vol. 30, pp.840-850, 2007.
- [46] Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M., Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander, *Int. J. Energy Res.*, Vol.31, pp.364–375, 2007.

- [47] Yapıcı, R., Yetişen, C.C., Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp.1560–1568, 2007.
- [48] Zha, S., Jakobsen, A., Hafner, A., Neksa, P., Design and parametric investigation on ejector for R-744 transcritical system, *International Congress of Refrigeration 2007*, Beijing.
- [49] 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*, Vol.30, pp.601-608, 2007.
- [50] Yu, J., Zhao, H., Li, Y., Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement, *International Journal of Refrigeration*, Vol.31, pp.279-286, 2008.
- [51] Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O., Ouzzane, M., CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Applications, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 14-17, 2008.
- [52] Yapıcı, R., Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, Vol.49, pp.953–961, 2008.
- [53] Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoğlu, A., Halkacı, H.S., Yiğit, O., Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, Vol.31, pp.1183-1189, 2008.
- [54] Chaiwongsa, P., Wongwises, S., Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, Vol.28, pp.467–477, 2008.
- [55] Hui-fan, Z., Xiao-wei, F., An-gui, L., Experimental Investigation on HFC134a Ejector Refrigeration System, *Industrial Electronics and Applications 4th IEEE Conference*, 25-27 May 2009, pp.2168 – 2171.
- [56] Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., Li, Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol.29, pp.898–905, 2009.

- [57] Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Wojciechowski, J., Application of two-phase ejector as second stage compressor in refrigeration cycles, 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Krakow, Poland, 28 June-03 July 2009.
- [58] Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., Bouaziz, N., Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement, International Journal of Refrigeration, Vol.32, pp.1173-1185, 2009.
- [59] Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Improvement of refrigeration cycle efficiency by means of two-phase ejector as second stage compressor, International Seminar on ejector/jetpump technology and application, Louvain-la-Neuve, Belgium, Paper No. 23, September 7-9, 2009.
- [60] Omi, S., Dijkstra, S., Passenger Vehicle Air Conditioning System Using an Ejector, Denso, IAA 2009.
- [61] Huang, B.J., Wu, J.H., Wang, J.H., Hsu, H.Y., Development of Hybrid Solar-assisted Cooling/Heating System, Global Conference on Renewables and Energy Efficiency for Desert Regions (GCREEDER 2009)Energy Conversion and Management, Vol.51, pp.1643-1650, 2010.
- [62] Sarkar, J., Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants, Int. J. Energy Res., Vol.34, pp.84-94, 2010.
- [63] Guangming, C., Xiaoxiao, X., Shuang, L., Lixia, L., Liming, T., An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector, International Journal of Refrigeration, Vol.33, pp.915-921, 2010.
- [64] Ünal, Ş., Yılmaz, T., Cihan, E., Büyükalaca, O., Otobüsler için ejektörlü klima sistemi, ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 09-12 Eylül 2013, SAMSUN.
- [65] Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B., Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pumps, International Journal of Refrigeration, Vol.20, pp.308-318, 1997.
- [66] Kays W. M. and London A. L., Compact Heat Exchangers, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Company,(1955) .

- [67] Akers, W. W., Dean, H. A. and Crosser, O., "Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes," Chem. Eng. Prog. 54, pp. 89-90, 1958.
- [68] Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986,"A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, Int. J. Heat Mass Transfer, 29, pp. 351-358.
- [69] Yilmaz, T., Konveksiyonla Isı Transferinde Teori ve Uygulama, Ç.Ü. Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No:19, 1993, Adana, Türkiye.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet KÜÇÜKÇİRKİN
Doğum Tarihi : 31.01.1980
E-posta Adresi : akucukcirkin@osmaniye.edu.tr

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen	Kadirli Anadolu Lisesi	1999
Lisans	Makine Mühendisliği	Gazi Üniversitesi	2005
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2015

İş Tecrübesi:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Subay	Kara Kuvvetleri Komutanlığı	2006–2009
Mühendis	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2009