



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uğur ACAR

EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA
EJEKTÖR BOYUTLARININ ÇEŞİTLİ
PARAMETRELERE GÖRE BELİRLENMESİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2016

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

**EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA
EJEKTÖR BOYUTLARININ
ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE BELİRLENMESİ**

Uğur ACAR

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

**OSMANIYE
ŞUBAT – 2016**

TEZ ONAYI

EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA EJEKTÖR BOYUTLARININ ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE BELİRLENMESİ

Uğur ACAR tarafından Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Ana Bilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

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

Üye: Yrd. Doç. Dr. Kerimcan ÇELEBİ
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Adana BTÜ

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

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

Not: 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.

Uğur ACAR

ÖZET

EJEKTÖRLÜ OTOBÜS KLİMALARINDA EJEKTÖR BOYUTLARININ ÇEŞİTLİ PARAMETRELERE GÖRE BELİRLENMESİ

Uğur ACAR
Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL

Şubat 2016, 81 sayfa

Ejektörlü soğutma sistemleri uzun yıllardır araştırmacılar tarafından incelenmekte olan bir alandır. Bu çalışmada; otobüslerde kullanılan mevcut buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi ve iki fazlı ejektör ile iki buharlaştırıcı kullanılarak oluşturulan yeni çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün boyutları belirlenerek çeşitli parametrelere göre değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, otobüs klima sistemine ejektör eklenmesiyle sistemin soğutma etkinliğinin yaklaşık %15 oranında artacağı görülmüştür. 32kW soğutma kapasitesine sahip bir otobüs klimasında, Akdeniz iklim şartları dikkate alınarak belirlenen çalışma şartlarına göre toplam ejektör uzunluğu yaklaşık 793mm olarak hesaplanmıştır. Ejektör toplam uzunluğunun hesaplanmasında en etkili parametrelerin ise lüle, karışım bölgesi ve difüzör verimleri ile yoğuşturucu ve birinci buharlaştırıcı sıcaklıklarının olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çift Fazlı Ejektör, Klima, Otobüs, Soğutma, COP

ABSTRACT

DETERMINATION OF THE EJECTOR DIMENSIONS USED IN BUS AIR CONDITIONING SYSTEMS ACCORDING TO VARIOUS PARAMETERS

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

February 2016, 81 pages

Ejector cooling systems is an area that is being investigated by researchers for many years. In this study; thermodynamic analysis of current vapor compression refrigeration cycle used in buses and new vapor compression refrigeration cycle with two phase ejector and two evaporators is made. Dimensions of ejector used in ejector refrigeration cycle are determined and changes in dimensions are investigated according to various parameters. Air conditioning systems which are used in buses have increased cooling efficiency about 15 percent just by adding two phase ejector into the system according to the obtained results. The total length of the ejector according to operating conditions determined by considering Mediterranean climate zone is estimated to be approximately 793mm in a bus air conditioning system which has 32kW cooling capacity. It also has been seen that nozzle, mixing section and diffuser efficiencies, condenser and primary evaporator temperatures are the most effective parameters in calculation of the total length of the ejector.

Key Words: Two Phase Ejector, Air Conditioner, Bus, Refrigeration, COP

Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince engin deneyimi ve bilgi birikimiyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL'a teşekkürlerimi arz ederim.

Ayrıca çalışmalarım süresince beni destekleyen eşim Rumeysa ACAR, EES Paket programının kullanımında yardımcı olan sayın Arş. Gör. Mehmet Tahir ERDİNÇ ile Arş. Gör. Çağrı KUTLU'ya 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.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	24
3.1. Otobüslerde Kullanılan Klasik Soğutma Sistemi.....	24
3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi.....	26
3.3. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi Temel Elemanları.....	29
3.3.1 Kompresör.....	30
3.3.2 Yoğuşturucu.....	32
3.3.3 Buharlaştırıcı.....	33
3.3.4 Genleşme Valfi.....	35
3.3.5 Ejektör.....	35
3.3.6 Soğutucu Akışkan.....	37
3.4. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi.....	37
3.5. Ejektör Boyutlarının Belirlenmesi.....	40
3.5.1 Lüle Boyutlarının Belirlenmesi.....	40
3.5.2 Karışım Bölgesi Boyutlarının Belirlenmesi.....	44
3.5.3 Difüzör Boyutlarının Belirlenmesi.....	45
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	49
4.1 Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi.....	49
4.2 Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi.....	51
4.2.1 Birinci Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre İnceleme.....	51
4.2.2 İkinci Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre İnceleme.....	53
4.3 Aşırı Soğutma Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi.....	56

4.4	Aşırı Isıtma Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi	58
4.5	Verimlere Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi	60
4.5.1	Lüle Verimine Göre İnceleme.....	60
4.5.2	Karışım Bölgesi Verimine Göre İnceleme	62
4.5.3	Difüzör Verimine Göre İnceleme.....	64
4.6	Yüzey Pürüzlülüğüne Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi.....	66
4.7	Kütleli Debi Oranına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi	67
4.8	Soğutma Yüküne Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi.....	70
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	72
	KAYNAKLAR	74
	ÖZGEÇMİŞ	81

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Henri Giffard'ın 1864 yılındaki ejektör dizaynı	3
Şekil 2.2. Maurice Leblanc'ın1923 yılındaki patentli dizaynı	4
Şekil 2.3. Keenan'ın sabit alanlı ejektör dizaynı.....	4
Şekil 2.4. Eames'in jet soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi	5
Şekil 2.5. Zhu'nun ejektör modeli.....	6
Şekil 2.6. Yapıcı'nın ejektör modeli	6
Şekil 2.7. Cizungu'nun soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi	8
Şekil 2.8. Rusly'nin soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi.....	9
Şekil 2.9. CFD analiz yöntemi ile Li tarafından elde edilen sonuçlar	10
Şekil 2.10. Gould'un teorik ejektörlü soğutma çevrimi şematik gösterimi	11
Şekil 2.11. Huang'ın solar enerjili ejektörlü soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	12
Şekil 2.12. Güneş enerjisi destekli soğutma sisteminde ejektör uygulaması.....	13
Şekil 2.13. Buhar sıkıştırılmalı ve ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu	15
Şekil 2.14. Termal pompa kullanılan ejektörlü soğutma sistemi.....	18
Şekil 2.15. Klasik soğutma sisteminde ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması	19
Şekil 2.16. Jaruwongwittaya ve Chen'nin ejektörlü otobüs kliması şematik gösterimi.....	21
Şekil 2.17. Elbel'in R744 soğutucu akışkan kullandığı ejektörlü soğutma çevrimi gösterimi.....	22
Şekil 3.1. Otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi.....	24
Şekil 3.2. Klasik soğutma sistemi P-h diyagramı	25
Şekil 3.3. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi	26
Şekil 3.4. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı	27
Şekil 3.5. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı.....	28
Şekil 3.6. Otobüslerde kullanılan klima sistemi ve temel elemanları	29
Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan bir kompresör örneği	30
Şekil 3.8. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör tahrik detayı.....	31
Şekil 3.9. Otobüs klimalarında kullanılan bir yoğuşturucu örneği	33
Şekil 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan bir buharlaştırıcı örneği	34

Şekil 3.11. Otobüs klimalarında kullanılan genleşme valfi örneği	35
Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği	36
Şekil 3.13. Ejektör şematik gösterimi	40
Şekil 4.1. Ejektör uzunluklarının yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi	49
Şekil 4.2. Ejektör çaplarının yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi.....	50
Şekil 4.3. Soğutma etkinliğinin yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi.....	51
Şekil 4.4. Ejektör uzunluklarının birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi.....	52
Şekil 4.5. Ejektör çaplarının birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi.....	52
Şekil 4.6. Soğutma etkinliğinin birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi	53
Şekil 4.7. Ejektör uzunluklarının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi.....	54
Şekil 4.8. Ejektör çaplarının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi	55
Şekil 4.9. Soğutma etkinliğinin ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi	55
Şekil 4.10. Ejektör uzunluklarının aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi.....	56
Şekil 4.11. Ejektör çaplarının aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi	57
Şekil 4.12. Soğutma etkinliğinin aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi	57
Şekil 4.13. Ejektör uzunluklarının birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi	58
Şekil 4.14. Ejektör çaplarının birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi	59
Şekil 4.15. Soğutma etkinliğinin birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi	59
Şekil 4.16. Ejektör uzunluklarının lüle verimiyle değişimi	60
Şekil 4.17. Ejektör çaplarının lüle verimiyle değişimi.....	61
Şekil 4.18. Soğutma etkinliğinin lüle verimiyle değişimi.....	61
Şekil 4.19. Ejektör uzunluklarının karışım bölgesi verimiyle değişimi.....	63
Şekil 4.20. Ejektör çaplarının karışım bölgesi verimiyle değişimi	63
Şekil 4.21. Soğutma etkinliğinin karışım bölgesi verimiyle değişimi	64
Şekil 4.22. Ejektör uzunluklarının difüzör verimiyle değişimi.....	65
Şekil 4.23. Ejektör çaplarının difüzör verimiyle değişimi	65
Şekil 4.24. Soğutma etkinliğinin difüzör verimiyle değişimi	66
Şekil 4.25. Ejektör uzunluklarının pürüzlülük ile değişimi	67
Şekil 4.26. Ejektör uzunluklarının kütleli debi oranı ile değişimi	68

Şekil 4.27. Ejektör çaplarının kütleli debi oranı ile değişimi	68
Şekil 4.28. Ejektör çaplarının kütleli debi oranı ile değişimi	69
Şekil 4.29. Soğutma etkinliğinin kütleli debi oranı ile değişimi.....	70
Şekil 4.30. Ejektör uzunluklarının soğutma yükü ile değişimi	71
Şekil 4.31. Ejektör çaplarının soğutma yükü ile değişimi	71

SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simge</u>	<u>Adı</u>	<u>Birim</u>
COP	Soğutma etkinliği	(-)
d_i	(i) noktasındaki ejektör çapı	(mm)
h_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan entalpisi	(kJ/kg)
\dot{m}_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
P_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan basıncı	(kPa)
\dot{Q}	Soğutma yükü	(kW)
Re_m	Karışımın Reynolds sayısı	(-)
Re_l	Sıvı haldeki akışkan Reynolds sayısı	(-)
Re_v	Buhar haldeki akışkan Reynolds sayısı	(-)
s_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan entropisi	(°C)
T_{b1}	1. buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_{b2}	2. buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
T_y	Yoğuşturucu sıcaklığı	(°C)
T_{sc}	Aşırı soğutma sıcaklığı	(°C)
T_{sh}	Aşırı ısıtma sıcaklığı	(°C)
N	Adım sayısı	(-)
x	Kuruluk derecesi	(-)
v_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan hızı	(m/s)
ν_l	Akışkanın sıvı halde kinematik viskozitesi	(m ² /s)
ν_v	Akışkanın buhar halde kinematik viskozitesi	(m ² /s)
$\eta_{c,is}$	Kompresör izentropik verimi	(-)
η_n	Lüle verimi	(-)
η_m	Karışım bölgesi verimi	(-)
η_d	Difüzör verimi	(-)
ω	Kütleli debi oranı	(-)
ε	Yüzey pürüzlülük katsayısı	(-)
μ	Dinamik viskozite	(Pa · s)
ρ_i	(i) noktasındaki soğutucu akışkan yoğunluğu	(kg/m ³)

1. GİRİŞ

Soğutma, bir ortamdaki ısının diğer bir ortama transfer edilmesi ile o ortamın sıcaklığının düşürülmesi işlemidir. Bu bağlamda soğutma işlemi konutlardan taşıtlara, gıda endüstrisinden nükleer tesislere kadar birçok alanda varlığını göstermektedir.

İnsanoğlunun var oluşundan beri çeşitli yöntemlerle soğutma çalışmaları hep yapıla gelmiştir. Çinliler tarafından donmuş göllerin buzlarının kırılıp geniş kuyulara atılıp yazın kullanmak üzere muhafaza edilerek soğutma işlemi yapıldığı bilinmektedir. Eski Romalılar ve Yunanlılar yer altı mahzenlerinde sıkışmış karı, toprak ve otlarla sararak, örterek muhafaza etmişlerdi. Hintliler ve Mısırlılar toprakta açılan ve derin olmayan çukurlara suyu doldurarak gece boyunca buharlaşmaya terk eder ve böylelikle suyun soğuması hatta donması temin edilirdi. Günümüzde ise soğutma yerini çok daha karmaşık sistemlere bırakmıştır. Dünyamızın gittikçe artan nüfusu, enerji tüketen cihazların çokluğu, büyüyen sanayi tesisleri enerji ihtiyacını oldukça arttırmış ve enerji tüketen sistemlerde sağlanabilecek küçük bir iyileştirme dahi hayati önem arz etmeye başlamıştır.

Soğutma alanında enerji tüketimini azaltarak daha verimli bir şekilde kullanmak amacıyla yapılan araştırmalardan biri de, sistemdeki tersinmezliği arttıran genleşme valfindeki kısılma kayıplarını azaltmaya çalışmaktır. Bu sebepten dolayı genleşme valfi yerine ejektör kullanılması öngörülmektedir. Genleşme valfinde kaybedilen iş tekrar kazanılarak kompresörün harcamış olduğu iş azalacak ve sistemin soğutma etkinlik katsayısı artacaktır. Bu sistemlere “Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemleri” adı verilmektedir.

Hem ısıtma hem soğutma amacıyla klima sistemleri günümüz otobüslerinin neredeyse tamamında bulunmaktadır. Sistemin ana elemanlarından olan kompresör ise gücünü aracın motorundan almaktadır. Bu durum ise yakıt tüketimini artırmaktadır. Araştırmalar gösteriyor ki mevcut klima sistemlerinin ejektörlü klima sistemine dönüştürülmesiyle soğutma etkinliğinde yaklaşık %15 oranında artış sağlanabilmektedir. Bunun neticesinde ise daha küçük kapasitede kompresörlerin

kullanılması mümkün olacak, bu ise motordan daha az güç çekilerek yakıt ekonomisine katkı sağlanacaktır.

Otobüslerdeki yakıt tüketiminde aracın ağırlığı da önemli bir faktördür. Aracın ağırlığını azaltabilecek her türlü çalışma çok önemlidir. Otobüs klima sisteminde ejektör kullanılarak meydana gelen soğutma etkinliğindeki iyileşme sonucunda, sisteminin daha küçük boyutlarda yoğunlaştırıcılar, buharlaştırıcılar ve kompresörler kullanabilmesi mümkün kılınabilecektir. Boyutlarda sağlanan bu küçülme klima komponentlerinin ağırlıklarında ve dolayısıyla otobüsün toplam ağırlığında azalmaya sebep olacaktır. Bu durum aynı zamanda yakıt tüketiminin düşürülmesini de sağlayacaktır ve küçük boyutlardaki klima komponentleri daha az maliyete temin edilebilecektir.

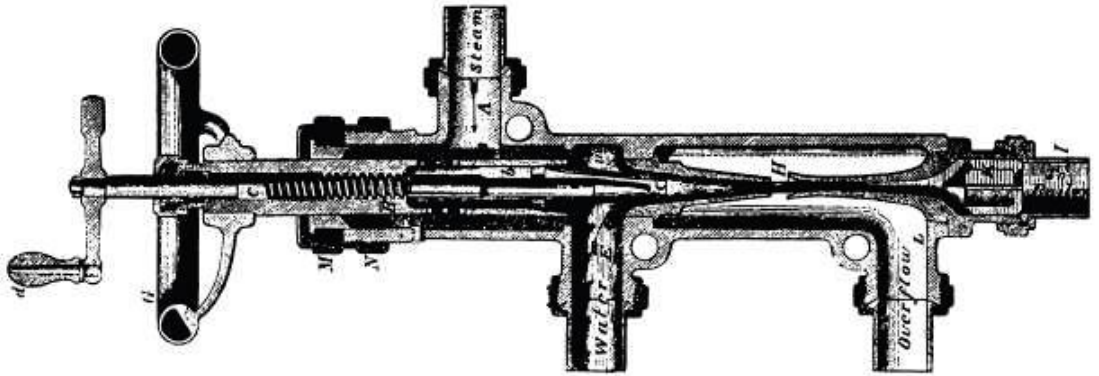
Araştırmacılar 1900'li yılların başlarından beri ejektörlü soğutma sistemleriyle ilgili çalışmalar yapmış olup konu hakkında literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Denso firması ise otomobiller ve ticari kamyonetlerin kasalarının soğutulması için ejektörlü soğutma sistemlerini ticari hale getirdiğini 2004 yılında açıklamıştır. 2012 yılında da otomobil klimalarında kullanıldığını belirtmiştir. Ancak sistem henüz yaygın olarak kullanılmamaktadır.

Bu çalışmada, otobüslerde kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde soğutma etkinliğinde artış sağlamak amacıyla kullanılan iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimi hesapları yapılmıştır. Ejektörlü soğutma çevrimi hesaplarından elde edilen sonuçlara göre de sistemde kullanılacak iki fazlı ejektörün boyutları analitik ve nümerik yöntemlerle belirlenerek, ejektör boyutlarının çeşitli parametrelere göre değişimi incelenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Ejektörler çok uzun zamandır üzerinde çalışılan bir konudur. Ejektörlü soğutma sistemleri, freon türü soğutucu akışkan kullanan sistemler ve buhar jet sistemleri olarak gruplandırılabilirler. Ejektörler soğutma çevrimlerinde genleşme valfi yerine kullanılması veya atık ısıdan yararlanarak tasarlanan soğutma sistemlerinde kullanılması gibi durumlarda çeşitli matematiksel modellerle ifade edilen çalışmalar yapılmıştır. Literatürdeki buhar jetli soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş olup konuyla alakalı genel bilgiler aşağıda verilmektedir.

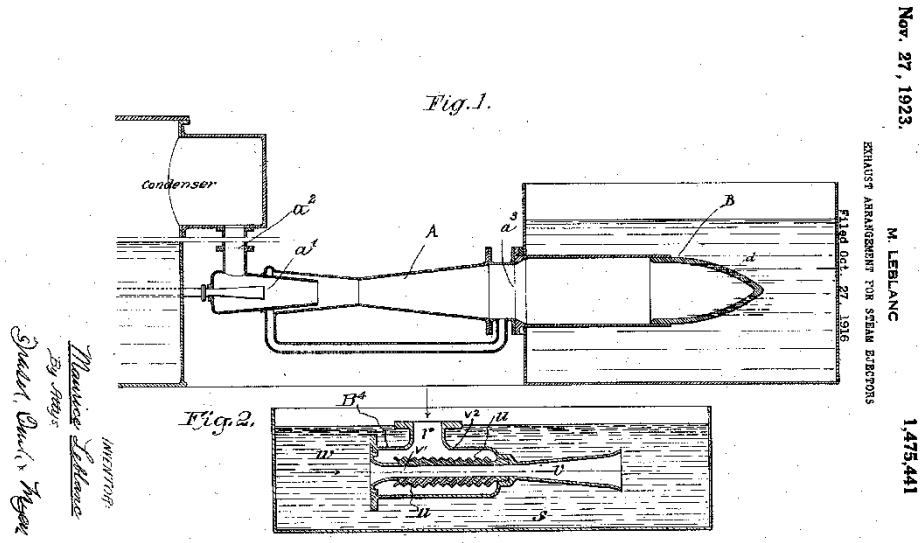
Ejektör kavramı ilk defa 1858 yılında Henry Giffard'ın yoğuşmalı tip ejektörü buhar makinelerinde kullanmak üzere icadı ile karşımıza çıkmaktadır. Giffard'ın buluşunun arka planında buharlı lokomotiflerin kazanına su beslemesini mekanik bir pompa olmadan yapma arzusu yatmaktaydı. Giffard'ın icat ettiği ejektörün lüle kısmı yakınsak tipte bir lüle idi. 1869 yılında ise Schau isimli bir mühendis tarafından yakınsak-ıraksak tipte lüle daha fazla emiş etkisi yaratmak üzere ilk defa kullanıldı. Giffard'ın birincil akış oranını kontrol etmek üzere modifiye ettiği ejektör modeli Şekil 2.1'de görülmektedir. Kranakis, Giffard'ın bu çalışmasının detaylı bir şekilde açıklamasını 1982'de vermiştir [1].



Şekil 2.1. Henri Giffard'ın 1864 yılındaki ejektör dizaynı

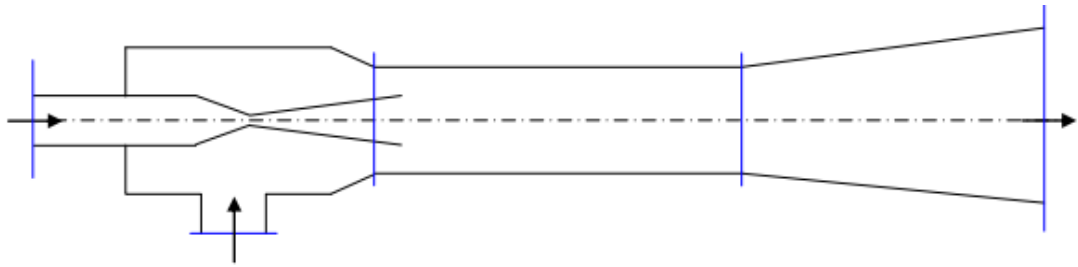
1901'de Sir Charles Parsons'ın buhar makinesinin kondeserindeki havayı ejektörün vakum yeteneğinden faydalanarak çekmek için kullanmasıyla ejektörler çok geniş kullanım alanı buldu [2].

Fransız Mühendis Maurice Leblanc 1910 yılında ilk buhar jet soğutma sistemini tasarladı [3]. Şekil 2.2’de bu dizayn görülmektedir.



Şekil 2.2. Maurice Leblanc’ın1923 yılındaki patentli dizaynı

1946 yılında tek boyutlu akış modeli ile tanımlanan ve süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile matematiksel model oluşturan Keenan ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmalar ejektör dizaynı alanında önemli bir kaynaktır. Tek boyutlu modelde sabit alan veya sabit basınçta karışım olduğu varsayılarak ısı ve sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir. Akışkanın ise ideal gaz olarak davrandığı kabul edilmiştir. Bu yaklaşım Şekil 2.3’te de görüldüğü gibi tüm karışım bölgesi için sabit kesit alanı olduğunu kabul eder.

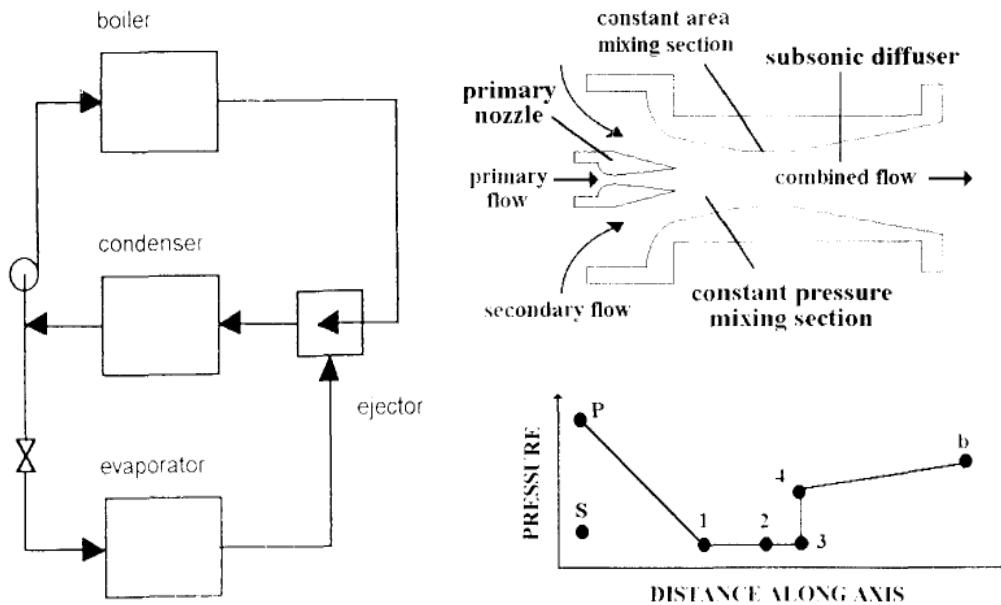


Şekil 2.3. Keenan’ın sabit alanlı ejektör dizaynı

Bunun ardından sabit basınç dizaynı konsepti 1950’de Keenan ve arkadaşları tarafından sunulmuştur. Bu yöntem bugünlerde kullanılan ve deneysel verilerle örtüşen bir metottur [4].

Keenan'ın dizaynı 1977 yılında Munday ve Bagster tarafından modifiye edildi. Teoriye göre lüleden gelen birincil akış karışım bölgesine ilk girdiğinde ikincil akışla karışmayarak yakınsak bir geometriye bürünüyor. Bu geometri ikincil akışın bir noktada sonik hıza çıkmasını sağlayacak şekilde yakınsak bir lüle gibi davranıyor. Daha sonra iki akış da sabit basınçta karışıyor. Bu teoride şok dalgaları sabit alanın sonunda oluşarak, akış süpersonik hızdan subsonik hıza karışım bölgesinde düşüyor [5].

Eames, 1995 yılında küçük ölçekte bir buhar jet soğutma çevrimi üzerinde çalışmış ve lüle, karışım bölgesi ve difüzör ile alakalı tersinmezlikleri de içeren Şekil 2.4'te görülen bir model ortaya koymuştur [6].

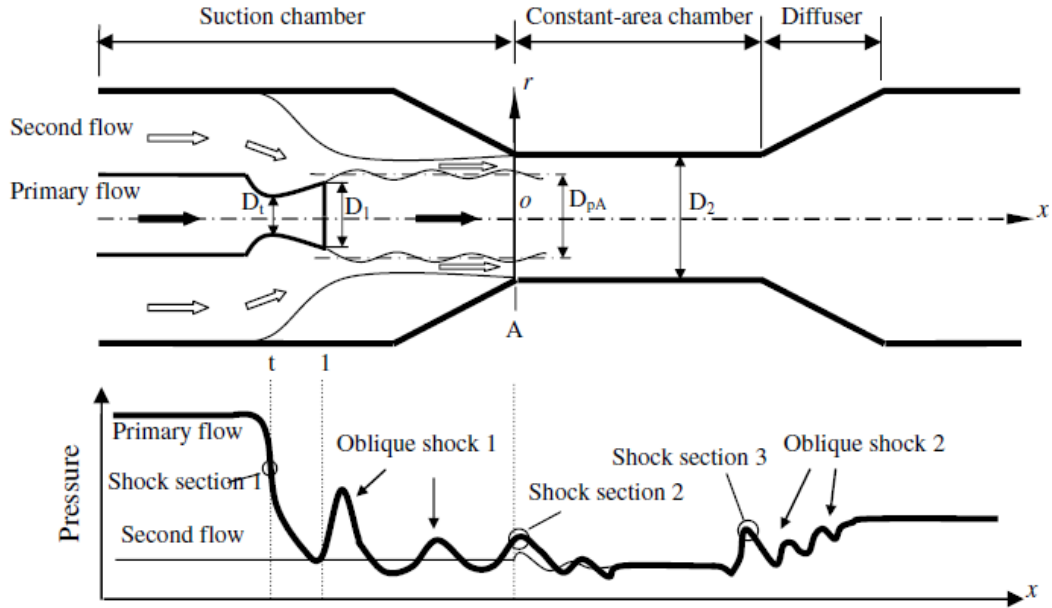


Şekil 2.4. Eames'in jet soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi

Sabit basınçta karışım prosesine dayalı olan Eames'in modeli ikincil akıştaki şoku hesaba katmamıştı. Bunu da hesaba katan Huang, iki akışın karışımını sabit basınç ile sabit kesit alanı içerisinde gerçekleştiğini varsayarak tek boyutlu kritik modeli ortaya koydu. Bu model R141b soğutucu akışkanı kullanılarak 11 farklı ejektör ile deneysel olarak doğrulandı [7].

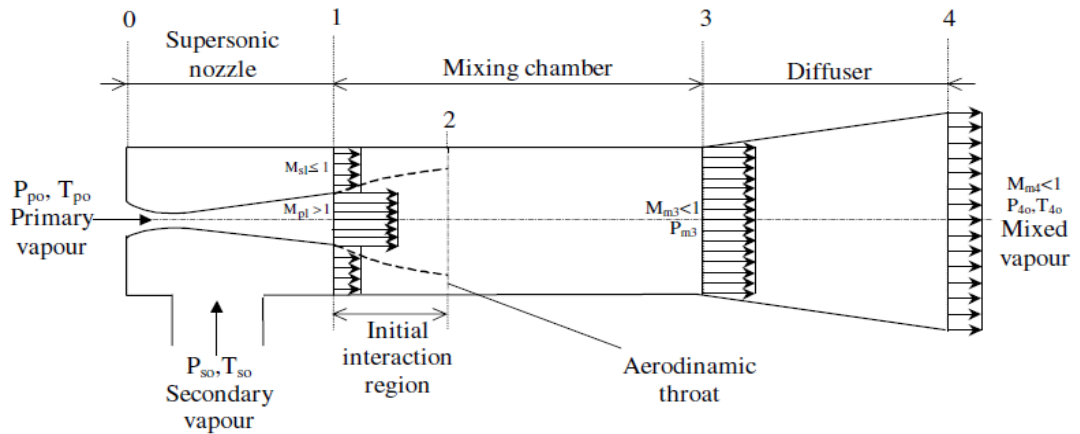
Bu modeli basitleştirmek ve ejektörlü soğutma sisteminin performansını hesaplamak için daha fazla modeller tasarlandı [8]. Zhu, ejektör sisteminin optimizasyonu ve

gerçek zamanlı bir kontrol için tek boyutlu akışa göre Şekil 2.5'te görülen bir ejektör modeli tasarladı [9].



Şekil 2.5. Zhu'nun ejektör modeli

Karışım bölgesinde ejektör performansı ile ilgili daha hassas tahminler yürütülebilmesi için Yapıcı ve Ersoy sabit alanda karışım prosesine dayanan bir model tasarladı. Soğutucu akışkan olarak R123 kullanılan çalışmada, sistemin performansına, kazan sıcaklığına göre buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarındaki değişimlerin etkisinin daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Benzer modeller ile çalışma şartlarına göre kıyas edildiğinde Sun ve Eames'in modeline göre Yapıcı'nın modeli daha yüksek COP değerlerine sahiptir. Şekil 2.6'da Yapıcı'ya ait ejektör modeli görünmektedir [10].



Şekil 2.6. Yapıcı'nın ejektör modeli

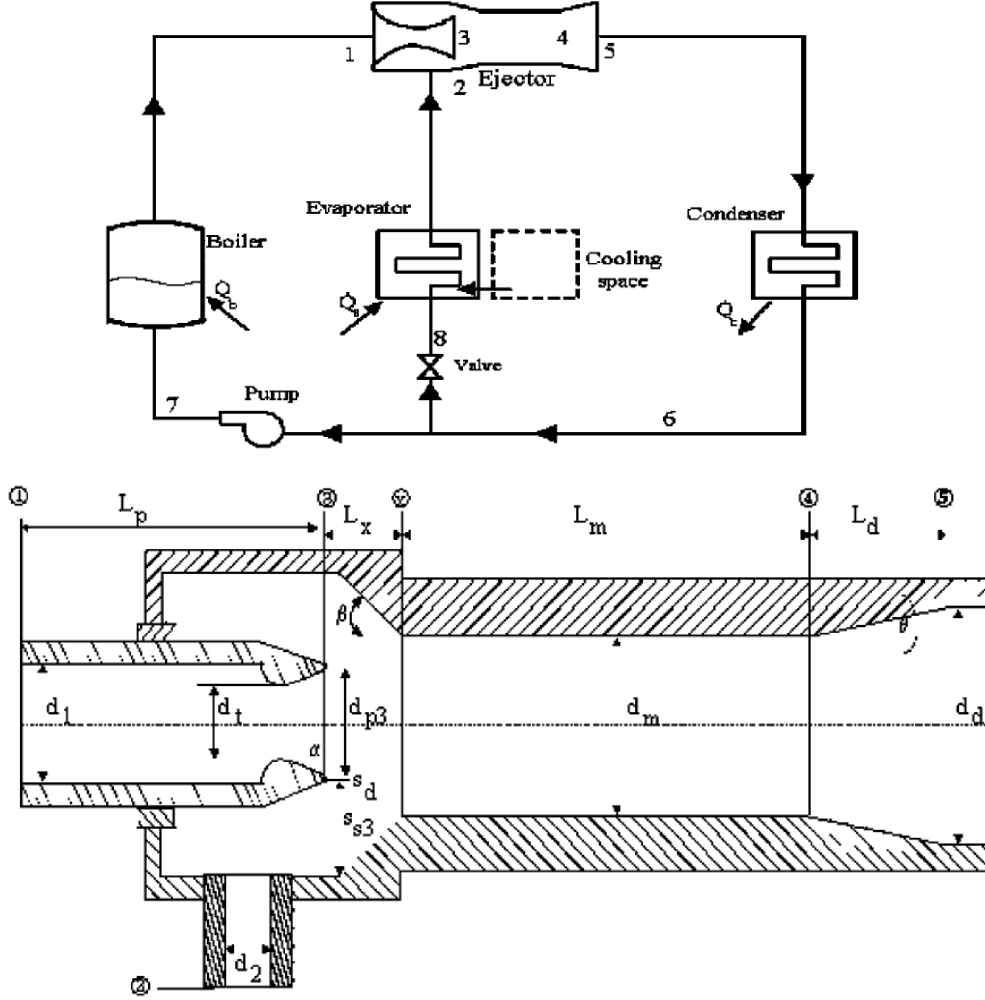
R134a'ya göre özel ve çeşitli çalışma koşullarına göre ejektörün performansını tahmin edebilmek için Khalil matematik bir model geliştirmiştir. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki mevcut modele ait sonuçlar literatürdeki deneysel veriler ile ortalama %6 hata ile uyushmaktadır [11].

Sabit alanlı tek boyutlu akış modeli, süpersonik rejim, geçiş rejimi ve karışık rejim gibi çeşitli çalışma rejimlerine göre matematiksel denklemlerle ifade edilen bir ejektör modeli son zamanlarda Elakhdar tarafından geliştirilmiştir [12].

Sherif tarafından çift fazlı birincil akışın aynı kimyasal kompozisyona sahip ikincil akışın tetiklendiği uygun bir model geliştirilmiştir. Model sıkışma, genişleme ve karışmadan dolayı faz değişimlerini izentropik homojen genişleme ve sıkışmaya göre analiz etmiştir [13].

Cizungu yine çift fazlı akış için, verilen ısıl sınır şartlarına göre optimum ejektör boyutlarını hesaplayabilen veya verilen ejektör geometrisine göre optimum ısıl şartları hesaplayabilen bir termodinamik model geliştirmiştir. Şekil 2.7'de çevrimin ve ejektörün şematik gösterimi verilmiştir [14].

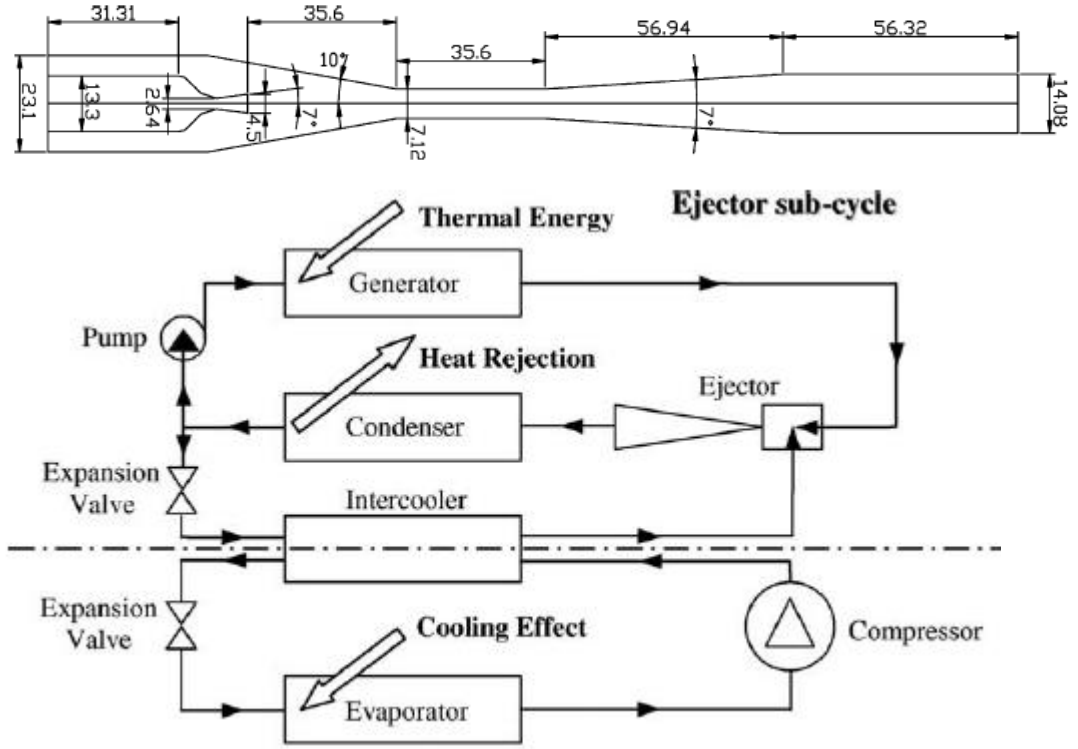
Ünal tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı bir ejektörlü soğutma sistemi teorik olarak incelenmiştir. Sisteminde kullanılan ejektördeki akış ise süreklilik, enerji ve momentum denklemleriyle incelenmiş ve sistemin soğutma etkinlik katsayısının 0,3 civarında olacağı hesaplanmıştır. Bu şekilde bir sistemin ise ancak atık ısı kaynaklarının değerlendirilebileceği durumlarda etkin olarak kullanılabilceği neticesi çıkartılmıştır [15]. Ayrıca Yılmaz ve Ünal tarafından lüle ve difüzör verimlerinin sistemin performansı üzerine etkileri, yapılan diğer bir çalışmayla incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda sistemin soğutma etkinliğinin, difüzör verimine kıyasla lüle verimi ile daha çok değiştiği görülmüştür [16].



Şekil 2.7. Cizungu'nun soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi

Varga ve arkadaşları suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ve güneş enerjisi destekli bir ejektörlü soğutma sisteminin teorik modellemesini yaparak değişik çalışma koşulları altında ejektör boyutlarını belirlemiştir [17].

Ejektördeki akışın fiziğini simüle eden Computational Fluid Dynamics (CFD) paket programı ile yapılan modellemeler de literatürde bulunmaktadır. Rusly R141b akışkanını kullanarak CFD programı ile yaptığı analizlerle ejektör geometrisinin sistem performansı üzerine etkilerini araştırmıştır. Yaptığı model ile literatürdeki çalışmaları karşılaştırdığında benzer sonuçlar bulmuş olup çeşitli çalışma koşullarına göre optimum alan oranlarını (sabit karışım kesit alanı/lüle boğaz alanı) elde etmiştir [18].



Şekil 2.8. Rusly'nin soğutma çevrimi ve ejektörün şematik gösterimi

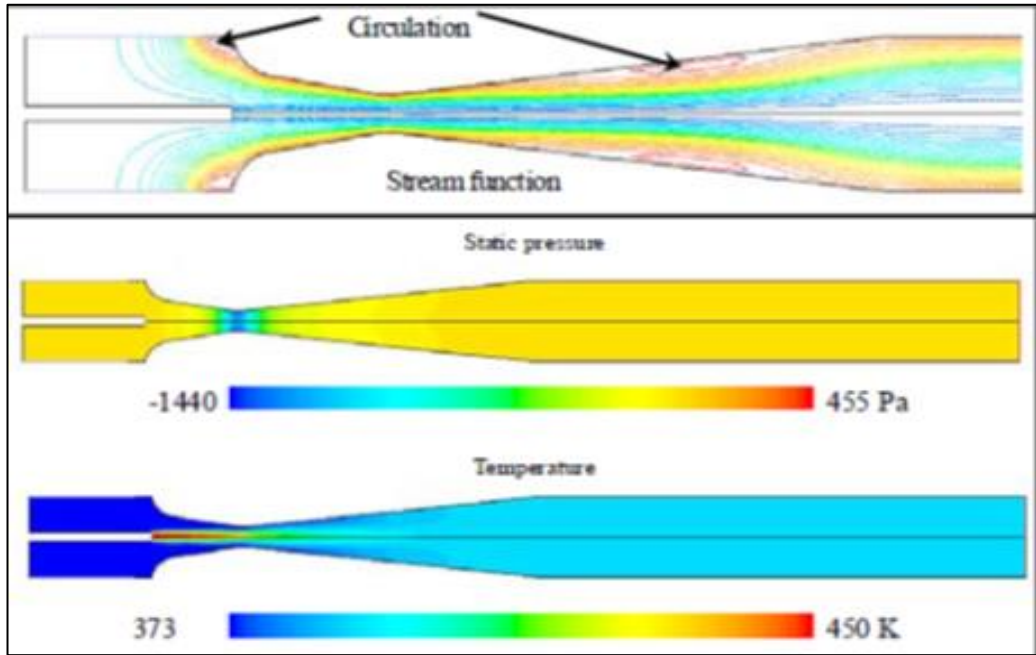
Ejektördeki türbülans etkilerini standart k-epsilon türbülans modeli kullanarak Scoot tarafından modellenmiştir [19].

Daha sonra bu CFD sonuçları R245fa akışkanı kullanılarak deneysel bir çalışmayla Scoot tarafından doğrulanmıştır. Ouzzane ve Aidoun tarafından teorik olarak geliştirilen tek boyutlu model ile karşılaştırıldığında CFD sonuçları %16'dan az farkla tek boyutlu modelden daha uyumlu sonuçlar vermiştir [20].

Utomo ve arkadaşları CFD yöntemiyle bir buhar jet ejektörleri analiz etmiş ve sistem performansını karışım bölgesine giriş açısına göre incelemiştir. Yapılan çalışmaya göre karışım bölgesi giriş açısı için optimum değer 0,5 derece olması gerektiği belirtilmiştir [21].

Li ve arkadaşlarınınca yapılan bir çalışmada ise, buhar jet ejektörlerinin performansını arttırmak için optimum ejektör geometrisiyle ilgili CFD yöntemi kullanılarak bir analiz yapılmış ve ejektörün performansı üzerinde lülenin pozisyonunun önemli bir

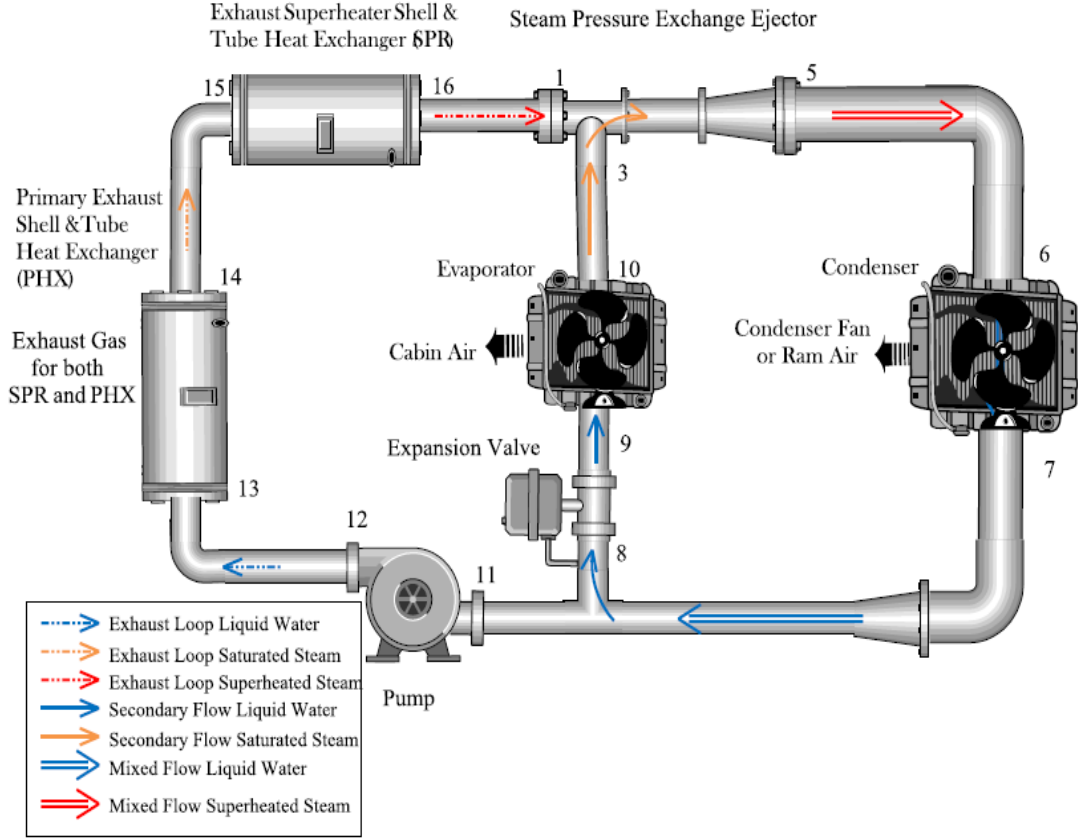
parametre olduğu sonucu çıkarılmıştır. Şekil 2.9'te bu çalışmaya ilişkin basınç ve sıcaklık dağılımını gösteren bir sonuç verilmiştir [22].



Şekil 2.9. CFD analiz yöntemi ile Li tarafından elde edilen sonuçlar

Gould, otomobil klima sistemine bir ejektör ilave ederek sistemin teorik olarak analizini yapmıştır. Isı kaynağı olarak motorun atık ısını kullanılmıştır. Geleneksel R134a klima sistemi ile ejektörlü klima sistemi rölantide ve 50mph hızda mukayese edilmiştir. Sonuçlar ejektörlü sistemin klasik sistemden %68 daha az enerji harcadığını göstermiştir. Sistem COP değerinde ise 2,5 ile 5,5 kat arasında bir artış olduğu anlaşılmıştır. Ancak çalışma sadece teorik olarak yapılmış olup deneysel bir çalışma yapılmamıştır. Şekil 2.10'da sistemin şematik gösterimi görülmektedir [23].

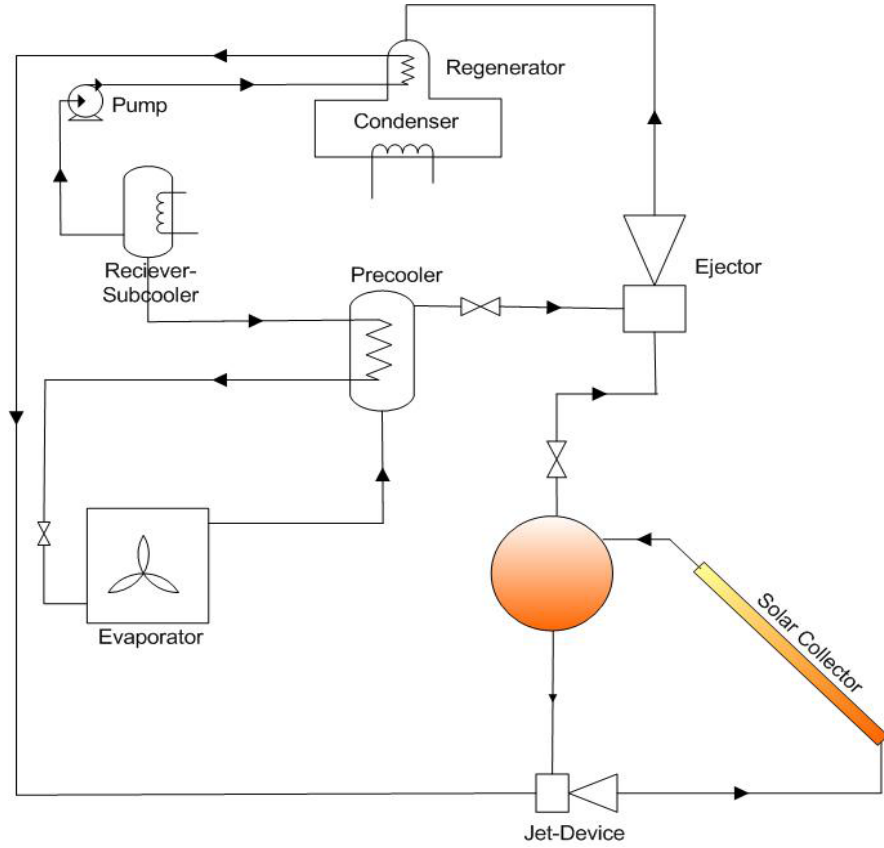
Power kimya endüstrisinde tehlikeli ve yanabilen maddelerin pompalanması için ejektörlerin kullanımına değinmiştir [24]. Mains ve arkadaşları buhar ejektörlerinin kimya tesislerinde ne şekilde uygulanabileceğine dair çalışmalar yapmışlar ve belirtilen sistemin kurulması için ilk yatırım maliyetinin önemli bir faktör olduğunu belirtmişlerdir [25].



Şekil 2.10. Gould'un teorik ejektörlü soğutma çevrimi şematik gösterimi

Al-Khalidy, solar tahrikli ejektörlü soğutma sisteminin teorik ve deneysel araştırmasını yapmıştır. Beş akışkan (R717, R12, R11, R113 ve R114) teorik olarak karşılaştırılmış olup en uygun R113 olduğuna karar verip deneysel çalışmasını yapmıştır. 87°C kaynak sıcaklığı, 43°C yoğuşturucu sıcaklığı ve 10°C buharlaştırıcı sıcaklığında COP değeri 0,256 olarak hesaplanmıştır [26].

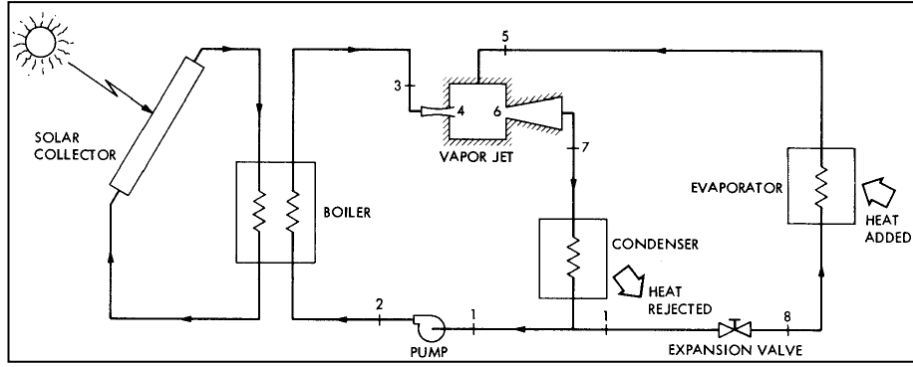
Huang ve arkadaşları R141b akışkanı kullanarak tasarladığı solar ejektörlü soğutma sistemi 95°C kaynak sıcaklığı, 10°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve solar radyasyon oranı 700W/m²'de COP değerini yaklaşık 0,22 olarak hesaplamıştır. Şekil 2.11'de çalışmanın şematik gösterim verilmiştir [27].



Şekil 2.11. Huang'ın solar enerjili ejektörlü soğutma çevrimi şematik gösterimi

Huang ve arkadaşları en uygun güneş kolektörünü belirlemek için üç farklı kolektör kullanarak ejektörlü soğutma sistemi üzerine çalışmışlar ve düz seçici yüzeye sahip güneş kolektörlerinin, yatırım maliyetinin de dikkate alındığında en uygun çözüm olduğunu belirtmişlerdir [28].

Lansing ve Chai tarafından, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak güneş enerjisi destekli ve suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı bir ejektörlü soğutma sistemi analiz edilmiştir. Sonuçlara bakıldığında bu sistemin performansının Rankine çevrimine göre çalışan sistemler ile ve absorpsiyonlu sistemler ile karşılaştırılabileceği sonucuna varılmıştır. Şekil 2.12'de sistemin şematik resim verilmiştir [29].



Şekil 2.12. Güneş enerjisi destekli soğutma sisteminde ejektör uygulaması

Khatab tarafından ejektörlü soğutma sisteminin optimum tasarım parametrelerini araştıran bir çalışma yapılmıştır. Sebze ve meyve soğutması için düşünülen sistemin Kahire bölgesine ait iklim koşullarında çalıştığı varsayılarak, sistemde kullanılacak güneş enerjisi panellerinin boyutları belirlenmiştir. 42 m^2 ile 45 m^2 yüzey alana sahip güneş kollektörlerinin 1 tonluk taze sebze soğutması için gereken ihtiyacı karşılayacağı sonucuna varılmıştır [30].

Huang ile arkadaşları tarafından ejektör performansını hesap etmek amacıyla akışın tek boyutlu olduğu kabul edilerek bir analiz yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak R141b'nin kullanıldığı 11 farklı ejektör ile deneysel olarak çalışılmıştır. Analitik bulunan değerlerle ampirik eşitliklere göre elde edilen kütle oranı arasında %10'a yakın bir fark bulunduğunu belirtmişlerdir [31,32].

Sokolov, atık ısı bulunan sistemlerin yada düşük dereceli ısı kaynaklarının bulunduğu sistemlerin değerlendirilmesi için klasik soğutma çevrimi ve ejektörlü soğutma çevrimlerinin adaptasyonuna ilişkin çalışmalar yapmıştır. Mekanik ve termal enerji kaynakları kombinasyonunun çeşitli uygulama alanları bulabileceğini belirterek bu gibi sistemlerin çalışma prensipleri, optimizasyonu gibi konulara değinmiştir [33].

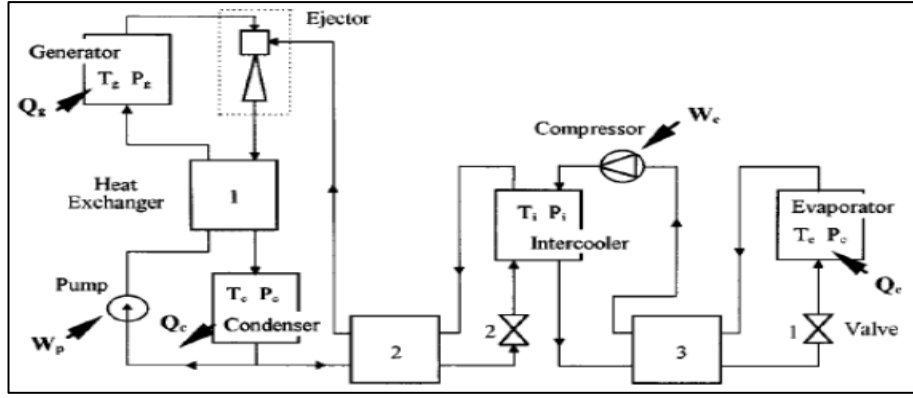
Liaw ve Chang ejektörlü soğutma sistemlerini termodinamiğin ikinci yasasına göre analiz etmişlerdir. Sistemin COP değerinin çalışma şartları tarafından oldukça etkilendiğini belirtmişlerdir. Lüle verimi, difüzör verimi, buharlaştırıcı ve kazan sıcaklıklarının artmasının COP değerini artırıcı, yoğuşurucu sıcaklığının artmasının

ise COP değerinin azaltıcı etki yaptığı vurgulanmıştır. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve ejektörde ise en fazla ekserji kayıplarının olduğu belirlenmiştir [34].

Eames ve arkadaşları deneysel olarak ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını incelemişlerdir. Suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemde COP değerinin 0,5 olacağı belirtilerek bu sistemin atık ısının değerlendirilebilme imkânı olan sistemlerde uygun olacağı vurgulanmıştır [35].

Sun tarafından yapılan çalışmada suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ve değişik geometrilere sahip ejektörlü soğutma sistemi analiz edilmiştir. 5kW'lık soğutma kapasitesine sahip bir sistemin kütleli debisi, kütle oranı ve ejektör geometrisi gibi bilgilerine yer vermiştir. [36]. Sun tarafından yapılan başka bir çalışmada ise buhar ejektörlü soğutma sistemi deneysel olarak incelenmiştir. Yoğuşturucu sıcaklığı 20°C ile 34°C arasında, buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C ile 15°C arasında, kazan sıcaklığı ise 95°C ile 135°C arasında değiştirilerek sistemin performansı incelenmiştir. Kazan sıcaklığının artması kütle oranını belli bir noktaya kadar arttırıp daha sonra düşürdüğü, yoğuşturucu sıcaklığının arttırılmasıyla ise kütle oranının aniden yükseldiği belirtilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak optimum işletme koşulları hakkında bilgiler verilmiştir [37].

Sun buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile ejektörlü soğutma çevriminin birlikte çalıştığı yeni bir soğutma çevrimini tanıtmıştır. Elde edilen COP değerlerinin klasik sisteme göre daha yüksek olduğunu belirterek atık ısının kullanılması ve çift soğutucu akışkan kullanılması durumunda sistem performansının daha da yükselbileceğini belirtmişlerdir. şekil 2.13'te bu sistemin şematik gösterimi verilmiştir [38].



Şekil 2.13. Buhar sıkıştırımlı ve ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu

Aly ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılarak buhar jet ejektörleri için bir model geliştirilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı, kazan ve ejektör basıncı gibi parametrelerin kütle oranına etkileri incelenmiş olup deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarla ampirik eşitliklerden elde edilen sonuçların uyumlu belirtilmiştir [39].

Bayülken ve Göktun tarafından ejektörlü soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma sistemi ile birlikte olarak çalıştırılması durumu incelenmiş ve yüksek COP değerleri elde edileceği belirtilmiştir. [40].

Hsu, R11, R113 ve R114 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı ejektörlü ısı pompalarını analitik olarak incelemiş ve ejektörün optimum boyutlarını belirlenmeye çalışmıştır [41]. Menegay ve Kornhauser, R12 soğutucu akışkanı kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine ejektör ilave ederek sistem performansında yaklaşık %10 oranında bir iyileşme sağlandığını belirtmişlerdir [42].

Ersoy ve Yapıcı tarafından yapılan çalışmada soğutucu akışkan olarak R123'ün kullanıldığı ve güneş enerjisi destekli ejektörlü soğutma sisteminin performansı araştırılmıştır. Sabit alan modeline uygun olarak seçilen ejektör analizinde lüle, karışım bölgesi ve difüzördeki kayıplar da hesaba katılarak sisteminin optimum performans katsayısı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre soğutma kapasitesi 3,5 kW olan bir sistem için 15 m²'lik bir kolektör alanı gerektiği belirlenmiştir [43].

Ouzzane ve Aidoun, tek boyutlu sıkıştırılabilir akış modeli kabulü ile ejektörlü soğutma çevrimlerindeki ejektörler için bir matematiksel model ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Sistem performansının değişik parametreler ile nasıl değiştiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre lüle pozisyonunun ve karışım bölgesi uzunluğunun sistem performansında etkile parametreler olduğu sonucuna varılmıştır [44].

Hernandez ve arkadaşları tarafından R142b ve R134a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı mekanik kompresörlü bir soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu incelenmiştir. İncelenen hibrit sistemin performansının 0,48 olduğu belirtilerek sistemdeki akışkan seçiminin önemi vurgulanmıştır [45].

Al-Ansary, ejektörlü soğutma sistemlerinin performansının artırılmasına yönelik yolları incelenmiştir. Ejektördeki akışın tek boyutlu ve iki fazlı olduğunu kabul ederek matematiksel bir model oluşturmuştur. Sistem performansı üzerine etki eden parametrelerden en önemlilerinin kütle oranı ve ejektör giriş basınçları olduğu vurgulamıştır [46].

Selvaraju ve Mani ejektörlü soğutma sisteminin performansını artırmak için çeşitli soğutucu akışkanlar kullanarak tek boyutlu akış modeline göre çalışmalar yapmışlardır. Yapılan analizlerde R134a, R152a, R290, R600a ve R717 soğutucu akışkanları seçilmiştir. [47].

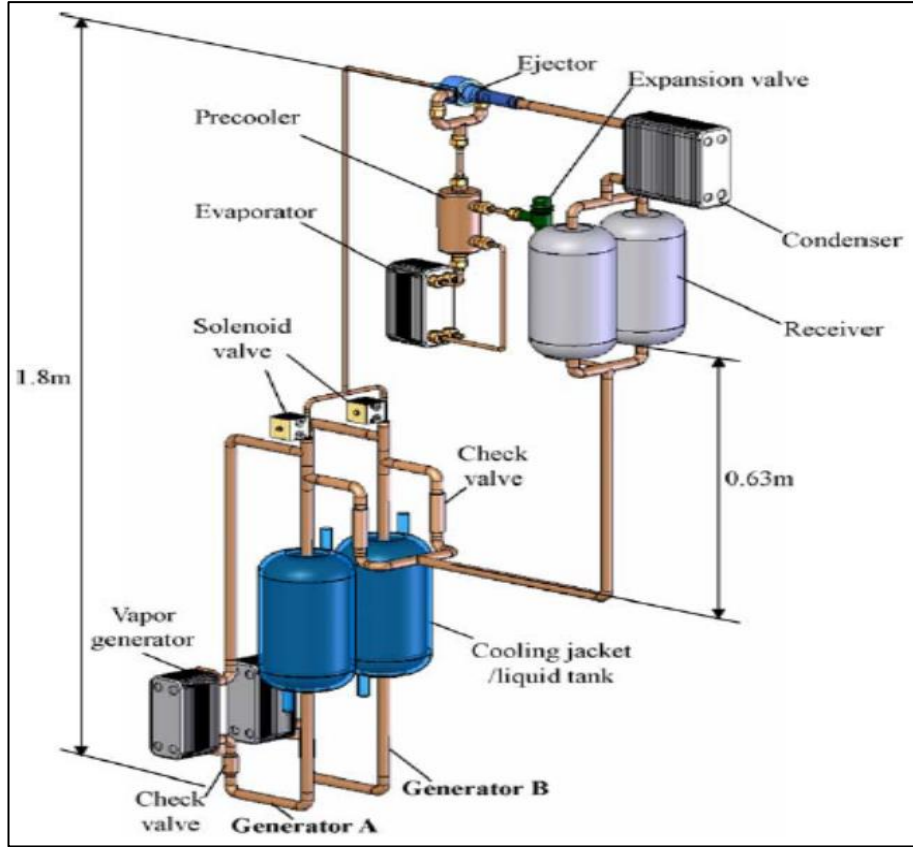
Shen ve arkadaşları güneş enerjili bir soğutma sisteminde gaz-sıvı ejektörlerinin nasıl kullanılabileceği konusunda bir çalışma yapmışlardır. Sistemde iki adet ejektör kullanılmış olup birinci ejektör buharlaştırıcıdan gelen gaz haldeki akışkanın yoğuşturucu basıncına çıkartılması için, ikinci ejektör ise yoğuşturucudan gelen sıvı haldeki akışkanın güneş enerjisi sistemine pompalanması için kullanılmaktadır. Sistemde, aralarında suyun da bulunduğu çeşitli soğutucu akışkanların kullanıldığı durumlara göre analizler yapılmış ve sistem performansının 0,04 ile 0,26 arasında değiştiği belirlenmiştir [48].

Rusly ve arkadaşları sonlu hacimler tekniği kullanarak çeşitli ejektör modelleri için akış dinamiğini incelenmiştir. Lüle pozisyonunun çok önemli bir dizayn parametresi olduğu ve CFD sonuçlarının deneysel verilerle doğrulandığı belirtilmiştir [49].

Watanawanavet ejektör geometrisinin optimizasyonu ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Lüle çap oranları değiştirilerek ve farklı Mach sayıları için analizler yapılarak optimum lüle çap oranı ve uzunluğu, optimum basınç değerleri belirlenmeye çalışılmıştır [50].

Yapıcı ve Ersoy, soğutucu akışkan olarak R123'ün kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemini teorik olarak incelemiştir. Kazan sıcaklığına göre buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarındaki değişimin sistem performansına etkisinin daha fazla olduğu vurgulamışlardır [51].

Huang ve arkadaşları soğutucu akışkan olarak R141b'nin kullanıldığı ve termal pompa vazifesi gören kazan kullanılarak bir ejektörlü soğutma sistemin tasarlamışlardır. Test sonuçlarına göre sistem performansının 0,218 olduğu ve soğutma kapasitesinin de 0,786kW olduğu belirtilmiş ve sistemde hareketli parçanın olmamasının bir avantaj olduğu vurgulanmıştır. Şekil 2.15'de bahsedilen sistemin şematik görünüşü verilmiştir [52].



Şekil 2.14. Mekanik pompa yerine termal pompa kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

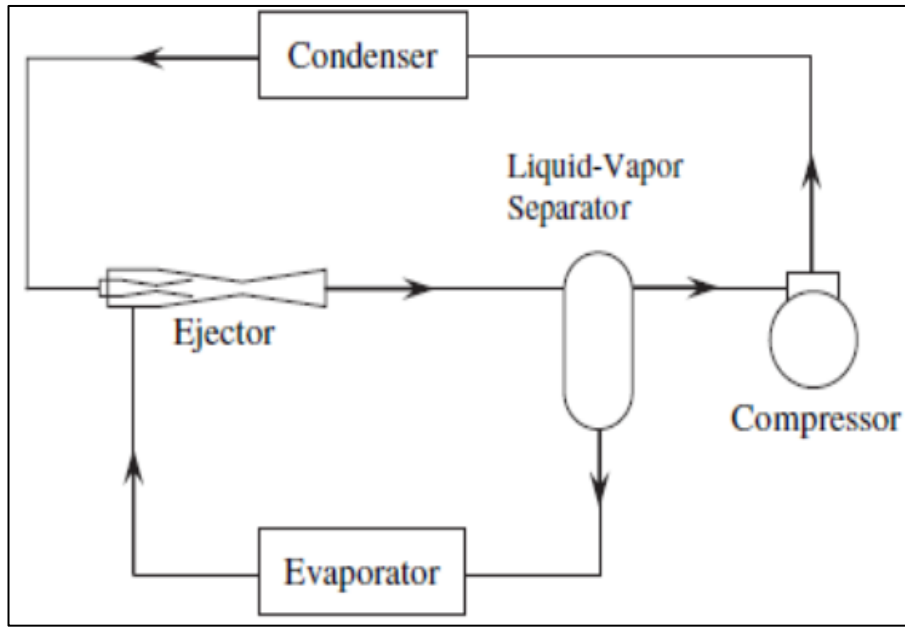
Bergander, sistem performansını arttırmak amacıyla klasik soğutma çevrimine ejektör ilave edilen bir çalışma yapmıştır. Ejektör, kompresörden sonra sisteme monte edilmiş ve bir miktar sıkıştırma işlemi de ejektörde gerçekleştirilmiştir. Böylece kompresöre gelen yük azaltılmış ve teorik olarak %38 oranında sistem performansında iyileşme olmuştur. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı deneysel çalışmalarda sistem performansının %16 oranında arttığı belirtilmiştir [53].

Dahmani ve arkadaşları ejektörlü soğutma sisteminin performansını farklı parametrelere göre incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Sistem performansını arttıran parametrelerin kütle oranı ve ısı eşanjörünün ısı iletim katsayısı olduğu vurgulanmıştır [54].

Pridasawas ve Lundqvist soğutucu akışkan olarak R600a kullanılan bir ejektörlü soğutma sisteminin performansını analiz yapmışlardır. Güneş enerjisi destekli sistemin performansını 0,48 olarak belirtilmiştir [55].

Nehdi ve arkadaşları kütle, momentum ve enerji denklemleri kullanarak tasarladıkları ejektörlü soğutma sisteminde ejektörü genişleme valfi yerine kullanarak kısılma kayıplarını azaltmayı hedeflemişlerdir. Ejektörün dizaynında geometrik parametrelerin sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu vurgulamışlar soğutucu akışkan olarak R141b seçilmesi durumunda, sistem performansında klasik soğutma sistemine göre %22 oranında artış olacağı belirtilmiştir [56].

Chaiwongsa ve Wongwises, tasarladıkları ejektörlü soğutma sisteminde iki fazlı ejektörü genişleme valfi olarak kullanarak ejektördeki kısılma kayıplarının sistem performansı, kütle oranı gibi parametreler üzerindeki etkilerini araştırmak üzere deneysel çalışmalar yapmışlardır. Şekil 2.16'da üç farklı ejektör kullanılarak yapılan bu çalışmaya ait şematik gösterim verilmiştir [57].



Şekil 2.15. Klasik soğutma sisteminde ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması

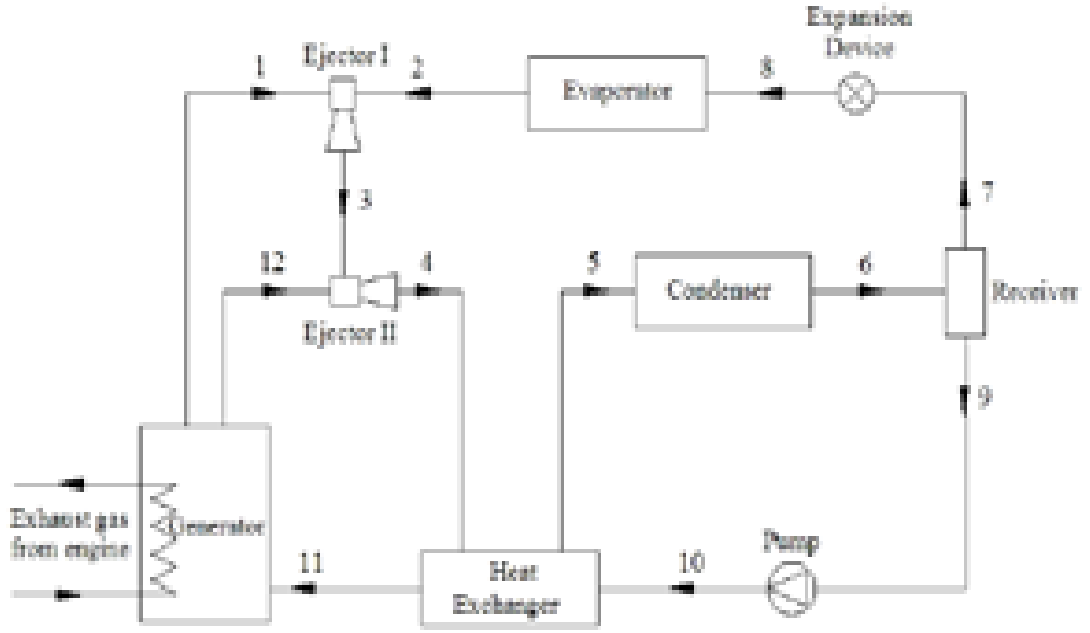
Yu ve arkadaşları ise soğutucu akışkan olarak R23/R134a karışımının kullanıldığı klasik bir soğutma çevrimine ejektör ilave ederek kompresörün sıkıştırma için harcadığı enerjiyi azaltarak sistem performansında %19,1 oranında artış sağlamışlardır. [58].

Yapıcı ve arkadaşları R123 kullanılan ejektörlü soğutma sistemi üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kazan sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı gibi parametrelerin belirli değerlerde olması halinde sistem performansının 0,39 olacağını belirtmişlerdir [59, 60].

Chaiwongsa ve Wongwisese ejektörün genişleme valfi olarak kullanıldığı bir soğutma sisteminde R134a soğutucu akışkanı kullanılarak sistem performansı üzerine elde edilen sonuçları bu çalışmada sunmuşlardır [61]. Hui-fan ve arkadaşları ise ejektörlü bir soğutma sistemini deneysel olarak inceleyerek yoğuşturucu sıcaklığı, kazan sıcaklığı gibi parametrelerin sistem performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır [62].

Zhu ile arkadaşları ejektörlü bir soğutma sisteminde ejektöre ait iki parametrenin sistem performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bu parametrelerden birincisi lüle çıkış ucu pozisyonu ve ikincisi ise karışım bölgesi giriş açısıdır. Farklı çalışma koşulları ve 95 farklı ejektörle 210 adet deneysel sonuç elde edilmiş ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur [63].

Jaruwongwittaya ve Chen otobüslerde kullanılmak üzere tasarlanan, soğutucu akışkan olarak su kullanılan ve egzoz ısısından yararlanarak teorik olarak modellediği ejektörlü otobüs klimasının COP değerinin 0,29 ile 0,89 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Şekil 2.17' bu çalışmaya ait sistemin şematik gösterimi verilmiştir [64].

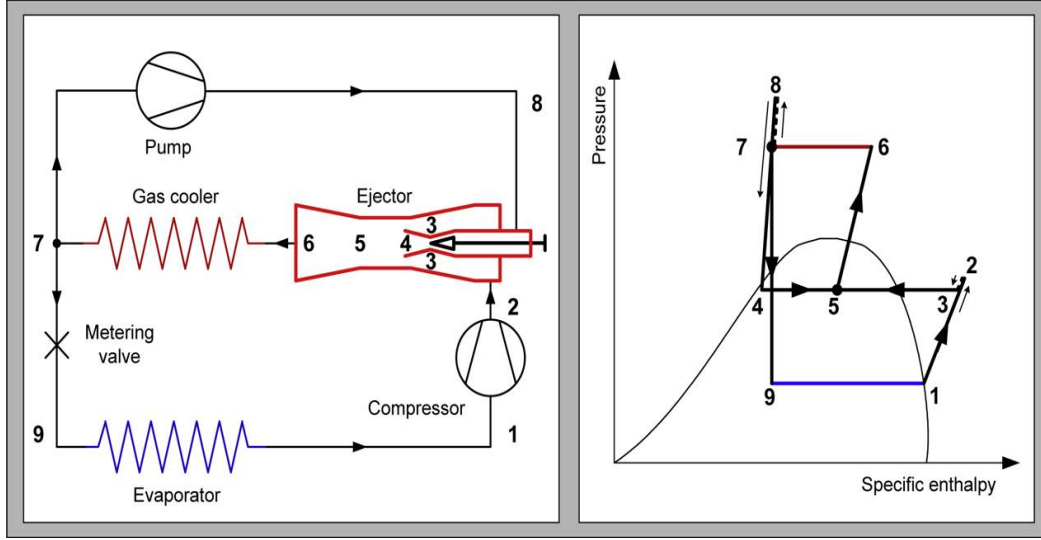


Şekil 2.16. Jaruwongwittaya ve Chen'nin ejektörlü otobüs kliması şematik gösterimi

Sağ ve arkadaşları tarafından ejektörün genişleme valfi yerine kullanıldığı deneysel çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmış ve genişleme valfli klasik soğutma sistemine göre COP değerinin %7,34 ile %12,87 arasında daha fazla olacağı belirtilmiştir [65].

Reddick ve arkadaşları ejektörün genişleme valfi yerine kullanıldığı ve soğutucu akışkan olarak ise yine R134a'nın kullanıldığı bir soğutma sisteminde COP değerinin klasik sisteme göre %11 daha fazla olacağını belirtmişlerdir [66].

Elbel, R744 (karbondioksit) soğutucu akışkanı kullanarak çift fazlı ejektörlü soğutma çevrimi için deneysel çalışmalar yapmıştır. Klasik genişleme valfli sisteme göre ejektörlü sistemde COP ve soğutma kapasitesinde sırasıyla %7 ve %8 oranında artış olduğunu belirtmiştir. Elbel'in çalışmasındaki sistemin şematik gösterimi şekil 2.18'deki gibidir [67].



Şekil 2.17. Elbel'in R744 soğutucu akışkan kullandığı ejektörlü soğutma çevrimi

Lawrence ve Elbel R134a ve R1234yf akışkanlarını kullanarak yaptığı ejektörlü soğutma çevriminin deneysel çalışmalarında sistemin COP değerinde sırasıyla %5 ve %6 artış olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ejektörlü soğutma sistemini termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre analiz etmişlerdir [68,69].

Ameur ve arkadaşları tarafından çift fazlı ejektör için matematiksel bir model önerilmiştir. Bu model ile deneysel veriler karşılaştırıldığında sonuçların örtüştüğü belirtilmiştir [70].

Smolka ve arkadaşları tarafından R744 soğutucu akışkanı için tasarlanan bir ejektörün CFD analizi yapılmış ve basınç dağılımının deneysel verilerle örtüştüğü belirtilmiştir [84]. Yine Smolka ve arkadaşları tarafından R744 soğutucu akışkanı için tasarlanan bir çift fazlı ejektörün karışım bölgesi optimizasyonu üzerine CFD analizi yapılmış ve optimize edilen yeni ejektörün %2 daha verimli olduğunu belirtmiştir [71].

Brodie 2012 yılında SAE'de (Otomotiv Mühendisleri Birliği) yayınlanan bir makalesinde otomobillerin klima sistemlerinde ejektörün ticari olarak kullanıldığını belirtti. Kompresörde harcanan işte ise %25 azalış olduğunu belirtmiştir [72,73].

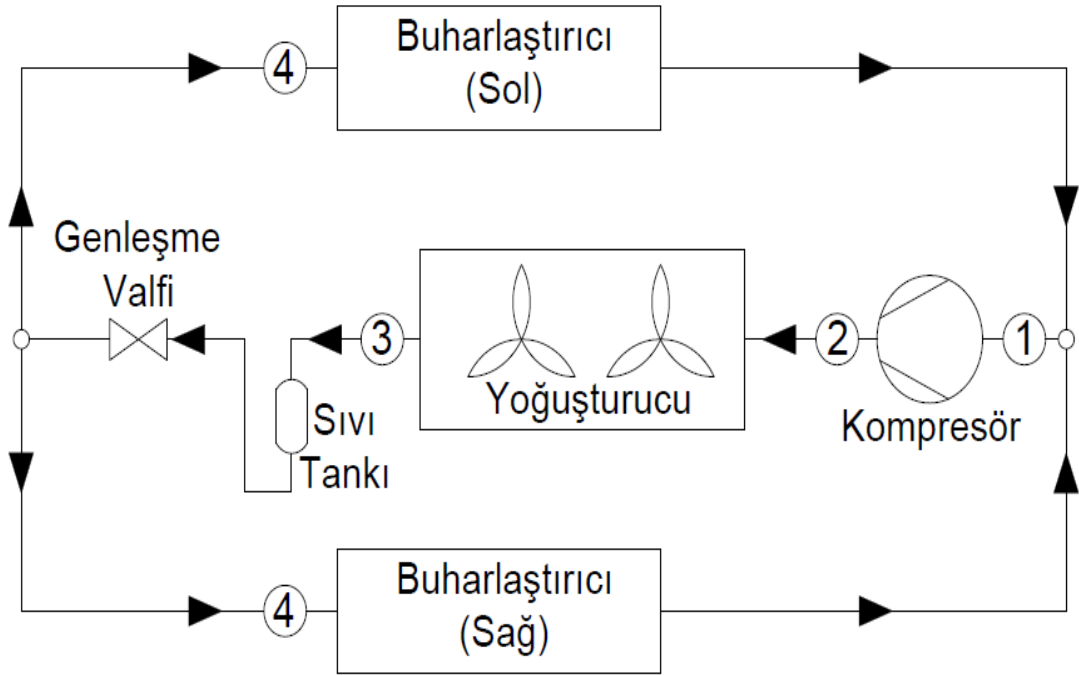
Ünal tarafından yapılan çalışmada çift fazlı ejektörlü soğutma çevrimi R134a kullanılarak teorik olarak modellenmiş ve deneysel olarak test edilmiştir. Deney verilerine göre klasik sisteme göre ejektörlü sistemin COP değerinin %8 arttığı belirtilmiştir [74].

Ejektör kullanılarak değişik şekillerde dizayn edilen soğutma sistemlerine ilişkin çalışmalar literatürde yaygın olarak sürmektedir. Bu sistemlerin ticari olarak kullanımı ise kısıtlı sayıdadır ve sistem tam olarak anlatılmamıştır. Ejektörlü otobüs klimalarına ilişkin çalışmalar ise literatürde yok denecek kadar az olması bakımından konu, gelişime açık bir çalışma alanı olarak değerlendirilmektedir.

3. MALZEME ve YÖNTEM

3.1. Otobüslerde Kullanılan Klasik Soğutma Sistemi

Şekil 3.1’de otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi gösterilmiştir. Buradaki buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi kompresör, yoğuşturucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcı olmak üzere dört ana elemandan oluşmuştur. Kompresörde sıkıştırılan ve basıncı artan soğutucu akışkan kızgın buhar fazında yoğuşturucuya girmektedir. Yoğuşturucuya giren akışkan çevreye ısı vererek sıvı olarak yoğuşturucudan çıkmaktadır. Daha sonra genişleme valfine gelen soğutucu akışkan buharlaştırıcı basıncına kadar kısılarak ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girmektedir. Buharlaştırıcıdaki akışkan çevre sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta olduğu için ortamdaki ısı çekerek ortamı soğutur ve soğutucu akışkan tekrar buharlaşarak kompresöre girer. Böylece çevrim daimi olarak devam eder.

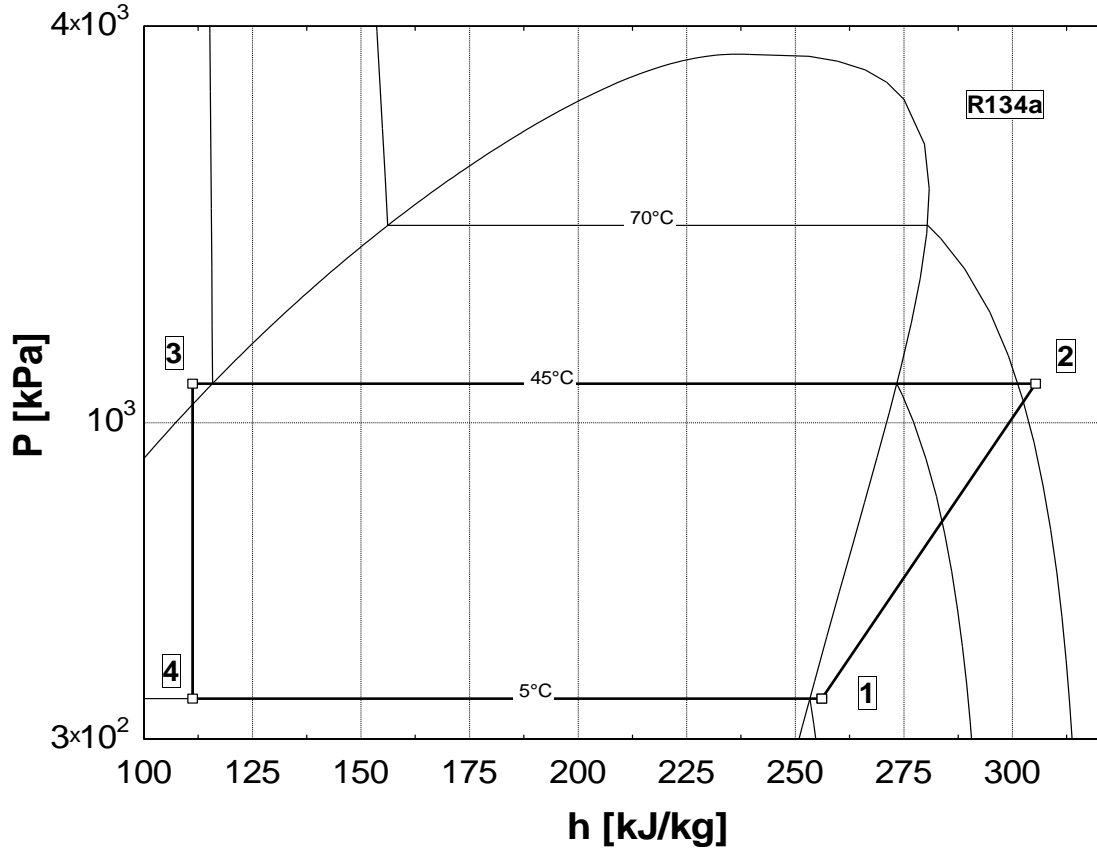


Şekil 3.1. Otobüslerde kullanılan klasik soğutma sistemi

Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin matematiksel modeli için yapılan varsayımlar şu şekilde sıralanabilir.

- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı transferlerinde basınç kayıplarının olmadığı,
- Genleşme valfindeki durum değişiminin adyabatik olduğu,
- Tüm elemanlar arasında her hangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında bir ısı transferinin olmadığı kabul edilir.

Bu çevrime ait P-h diyagramı Şekil 3.2’de verilmiştir.

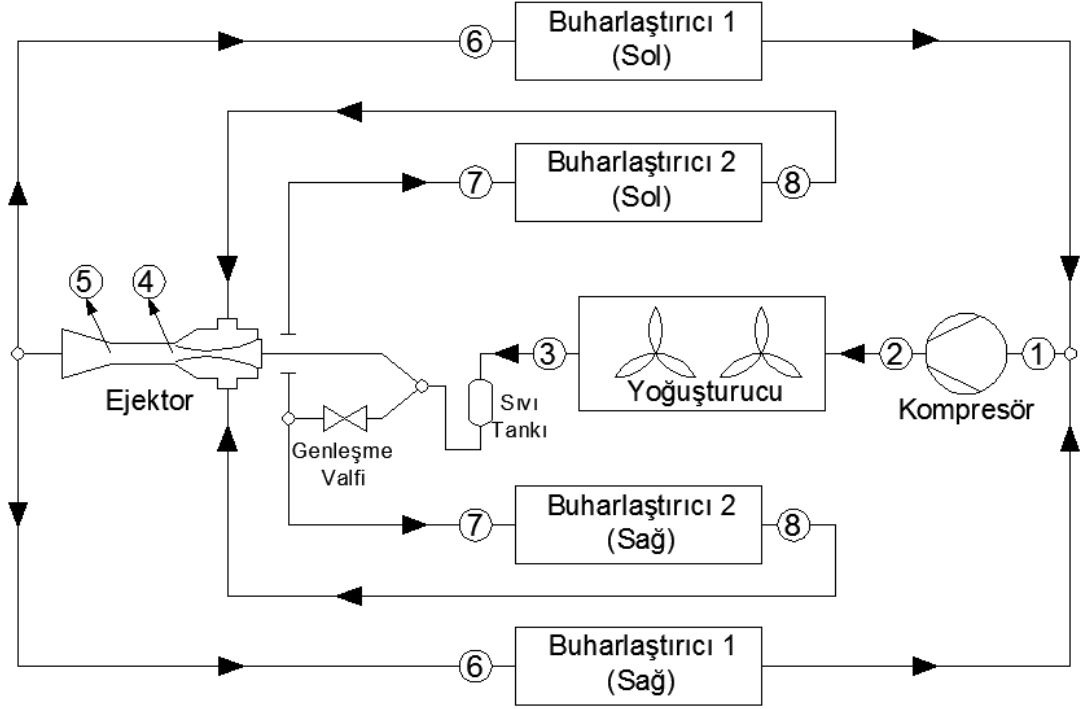


Şekil 3.2. R134a kullanılan klasik soğutma sistemi P-h diyagramı

Soğutucu akışkan kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı artırılır ve yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta, kızgın buhar halinde (2) noktasında kompresörden çıkar. Buradan yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan doyma noktasına kadar soğutularak sabit sıcaklıkta yoğuşturulur. Bir miktar daha soğutulan akışkan (3) noktasından aşırı soğutulmuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkar. Buradan da genleşme valfine giren soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Bu durum değişiminin ise sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilmektedir. (4) noktasında genleşme valfinden çıkarak buharlaştırıcıya giren akışkan burada (1) şartlarında kızgın buhar oluncaya kadar işleme devam ederek düşük basınç ve düşük sıcaklıkta kompresöre girer.

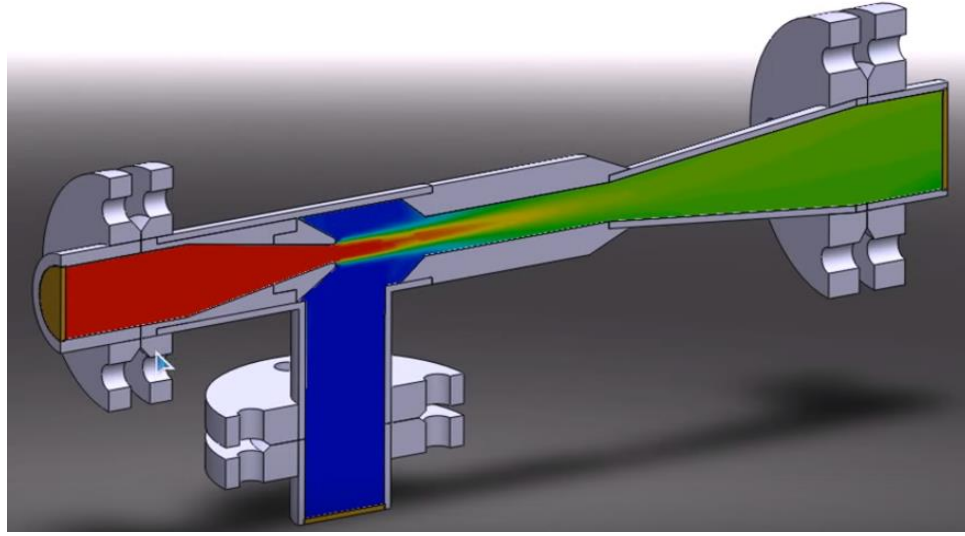
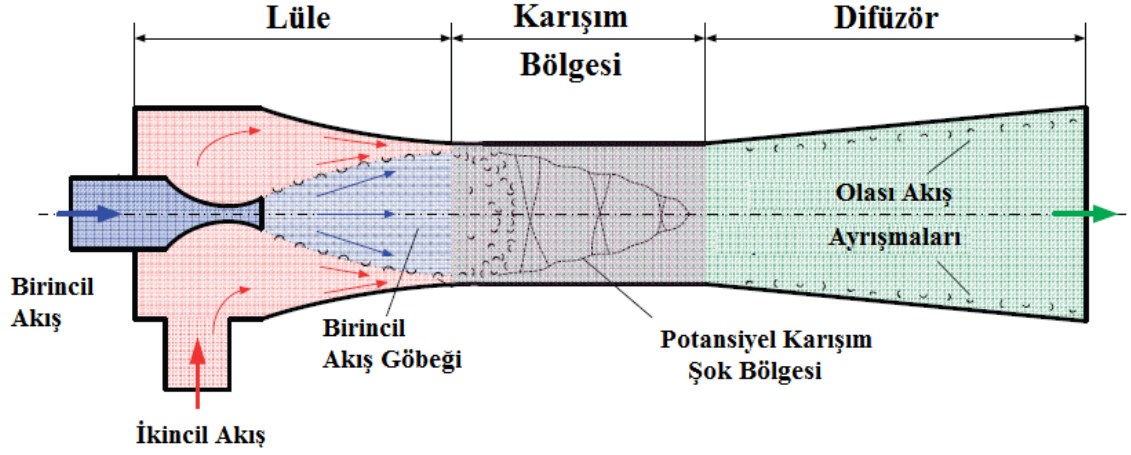
3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi

Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör, ejektör, genişleme valfi ve sıvı deposu sistemin temel elemanlarıdır.



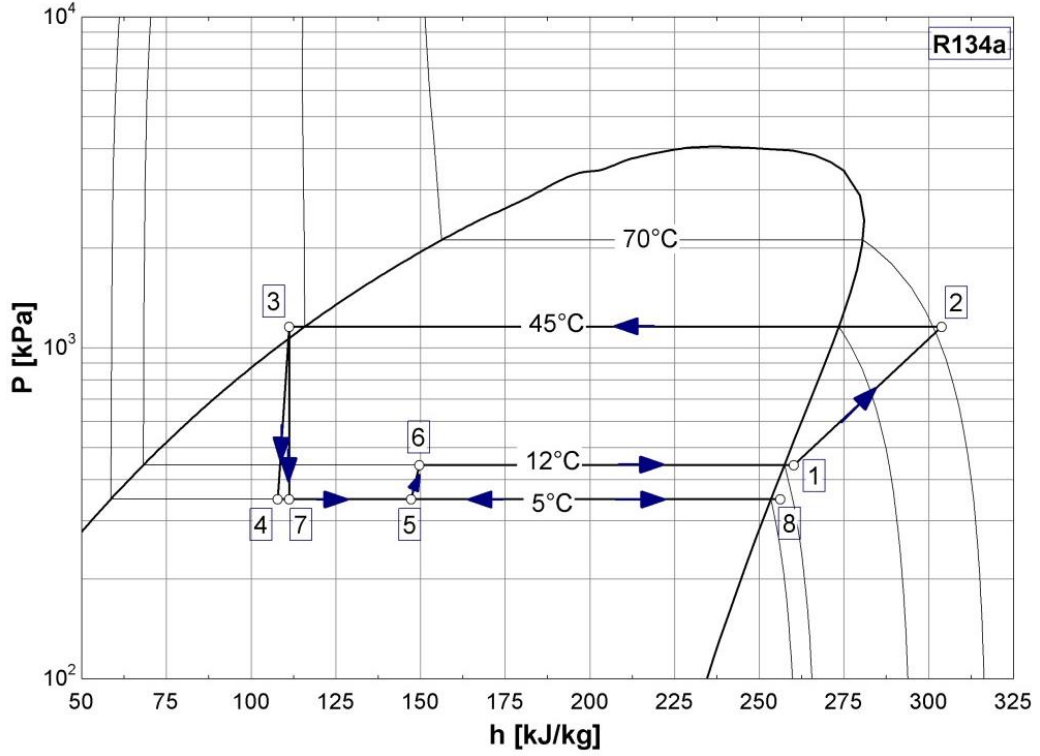
Şekil 3.3. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi

Şekil 3.4'te Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün görülmektedir. Ejektör lüle, karışım bölgesi ve difüzör olmak üzere üç ana kısımdan meydana gelir. Yüksek basınçta lüleye giren akışkan lüle çıkışında ses üstü hızlara ulaşarak karışım bölgesindeki basıncın buharlaştırıcı basıncından daha düşük olmasını sağlamaktadır. Oluşan bu düşük basınç kullanılarak buharlaştırıcıdan soğutucu akışkan emilmektedir. Lüleden gelen akışkana birincil akışkan, buharlaştırıcıdan emilen akışkana ise ikincil akışkan denilebilir. Birincil akışkan ve ikincil akışkanın karışım bölgesinde karışmasından sonra akışkan difüzöre girer. Difüzörde ise ses üstü hıza sahip olan akışkanın hızı düşürülür ve basıncı artırılır.



Şekil 3.4. Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı

Bu çalışmada otobüsler için geliştirilecek olan ejektörlü soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Sistemde kullanılan ejektör hem genişleme vanası olarak görev yapacak hem de soğutucu akışkanın basıncını bir miktar artırarak kompresöre verilen işi azaltarak sistemin soğutma performansını artırıcı etki yapacaktır.



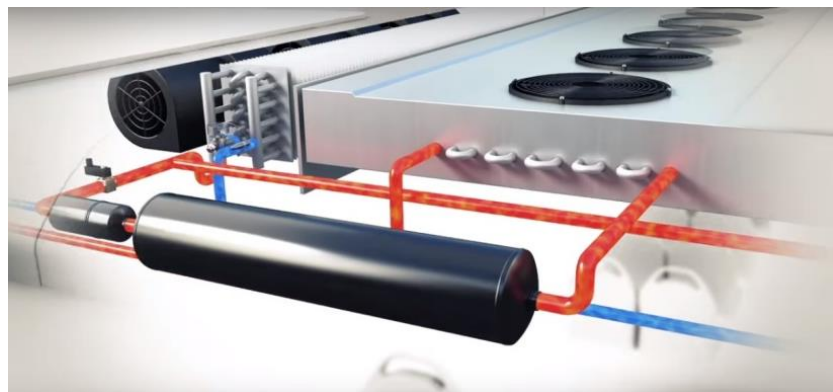
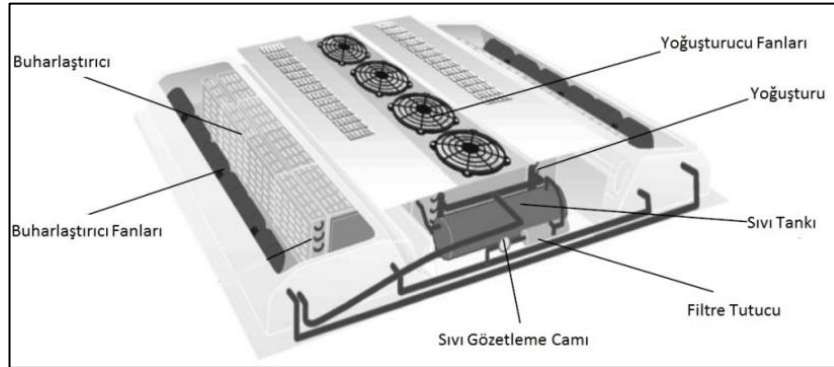
Şekil 3.5. Otobüsler için ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı

Şekil 3.3'te görülen ejektörlü otobüs kliması sistemine ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı Şekil 3.5'te verilmektedir. Söz konusu sistemde, düşük sıcaklık ve düşük basınçta kızgın buhar olarak kompresöre giren soğutucu akışkanın basıncı artırılır ve soğutucu akışkan sıcaklığı yoğuşma sıcaklığına kadar çıkarılır. Soğutucu akışkan, üzerindeki ısı yükünü dış ortama atmak üzere kompresörden çıkıp yoğuşturucuya girdikten sonra belirli bir yoğuşma sıcaklığında yoğuşur ve doymuş sıvı haline gelir. Daha sonra bu akışkan bir sıvı deposunda toplanır. Sıvı deposundan çıkan, yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, geri kalan kısmı da genleşme valfine girer. Sistemde kullanılan buharlaştırıcı iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Ejektörden çıkan akışkan buharlaştırıcının birinci bölümüne, genleşme valfinden çıkan soğutucu akışkan ise buharlaştırıcının ikinci bölümüne girer. Yüksek basınç altında ejektöre giren soğutucu akışkan lüle çıkışında ses üstü hıza ulaşır ve genleşme 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 çevrim tamamlanır. Ejektörü dikkate almadığımız takdirde sistem aslında klasik soğutma sistemi olarak düşünülebilir. Klasik soğutma çevrimine göre soğutucu akışkan (8) noktasında kompresöre girmesi gerekir iken, ejektör sayesinde kompresöre (1) noktasında yani daha yüksek basınçta girer. Bunun neticesinde ise de klasik soğutma sistemi ile kıyas edildiğinde kompresöre verilen iş daha az olmaktadır.

3.3. Otobüsler İçin Ejektörlü Soğutma Sistemi Temel Elemanları

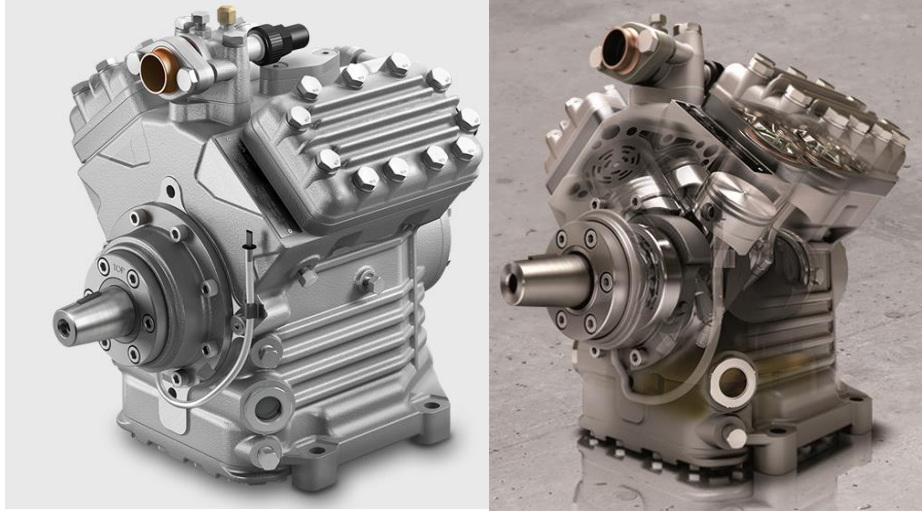
Kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genişleme valfi, sıvı deposu ve soğutucu akışkan otobüsler için ejektörlü klima sisteminde kullanılan temel elemanlar olarak sıralanabilir. Şekil 3.6'da otobüslerde kullanılan mevcut klimalara ait bir resim ve bu klimalarda kullanılan bazı temel elemanlar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



Şekil 3.6. Otobüslerde kullanılan klima sistemi ve temel elemanları

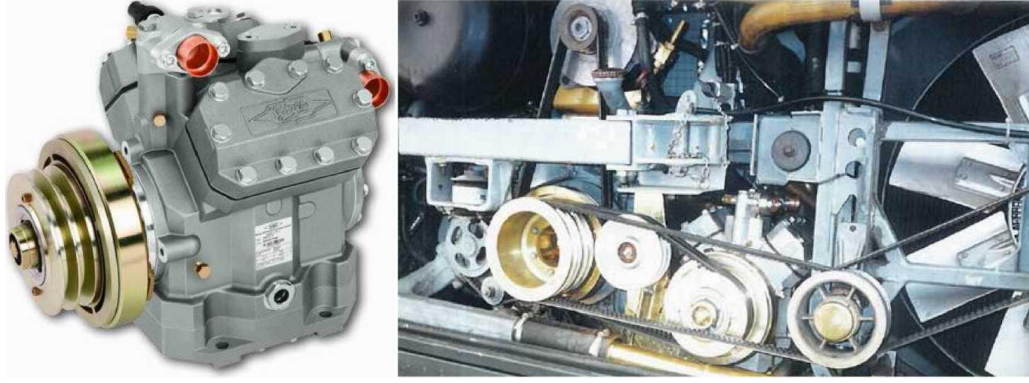
3.3.1 Kompresör

Kompresörler buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin kalbi olarak düşünülebilir. Kompresör buharlaştırıcı basıncındaki bulunan soğutucu akışkanı emerek basıncını arttırıp yoğuşturucuya göndermeye yarayan bir makinedir. Soğutma sisteminin özelliklerine göre çeşitli tiplerde kompresörler kullanılmaktadır.



Şekil 3.7. Otobüs klimalarında kullanılan bir kompresör örneği

Otobüs klimalarında soğutma yükünün 30~40kW civarında olmasına paralel kullanılan kompresörler de büyük olmaktadır. V-tip pistonlu kompresör tipi otobüs klima sistemlerinde genel olarak kullanılan kompresör tipidir. Otobüslerde kullanılan klima kompresörü örneği Şekil 3.7'de görülmektedir. Otobüs klimalarının kompresörleri tahrikini araç motorundan kayış-kaynak tertibatı yardımıyla alacak şekilde tasarlanmaktadır. Şekil 3.8'de görülen otobüs kliması kompresörü elektronik kavrama özelliğine de sahiptir. Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bu tip kompresörlerde, dönme hareketi krank-biyel mekanizmasıyla doğrusal harekete çevrilir. Kızgın buhar fazında kompresöre giren akışkan, pistonun yukarı yönlü hareketiyle sıkıştırılır ve silindir içindeki basınç, yoğuşma basıncının üzerine çıktığı zaman akışkan dışarı atılır. Pistonun hacmi, sayısı, devir sayısı gibi parametrelere göre kompresör kapasiteleri değişkenli göstermektedir.



Şekil 3.8. Otobüs klimalarında kullanılan kompresör tahrik detayı

Pistonlu kompresörlerde yağlamanın önemi büyüktür. Bu kompresörlerin sabit ve hareketli kısımlarının temas yüzeylerinin (yataklar, silindirler) yağlanması gerekmektedir. Silindir içinde sıkışan gaz ile yağlama yağı karışarak kompresör bastığı gazla birlikte bir miktar yağ atar. Buharlaştırıcıya gelen yağın kompresör tarafından emilen soğutucu akışkan buharı ile birlikte kompresöre geri dönmesi gerekir. Bunun için yağın saf veya soğutucu akışkanla karışmış halde soğukta akabilme kabiliyetinin olması gerekir. Buharlaştırıcıdaki yağ kompresöre dönmezse burada birikim meydana getirir. Bunun sonucunda kompresör karterindeki yağ seviyesi tehlikeli şekilde azalacağı gibi, buharlaştırıcıda hem soğutucu akışkan tarafı ısı geçiş katsayısı önemli ölçüde azalır, hem de buharlaştırıcı içindeki yağ-soğutucu akışkan karışımının buharlaşma sıcaklığı yükselir.

Otobüs klima kompresörleri dış koşulların çok aşırı miktarda etkisi altındadır. Otobüsün motor odası bölgesindeki ortam sıcaklığı yaklaşık -40°C ile $+120^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Motor ise 500 ile 3.500 d/d arasındaki değişen devirlerde çalışmaktadır. Bu sebeplerden ve çok sık açma/kapamadan dolayı klima kompresörlerine gelen yükler ağırdır.

Otobüs klimalarında kullanılan kompresörlerden genel olarak aşağıdaki özellikleri göstermesi beklenir.

- Düşük devirlerde yüksek soğutma gücü (rölanti koşulu)
- Küçük ve hafif olması, buna rağmen büyük hacimler sevk edilebilmesi
- Eşit dağılımlı tork eğrili, düşük kalkış momentli, az titreşimli olması ve sessiz olarak çalışabilmesi

- Yaklaşık 3.500 d/d'ya kadar dayanıklı olması
- Yüksek ortam sıcaklıklarından etkilenmemesi
- Emilen soğutucu akışkandan etkilenmemesi
- Maliyetinin düşük ömrünün fazla olması
- Veriminin yüksek, motordan çektiği gücün az olması

Bazı taleplerin birbirine tezat olmasından dolayı hiçbir kompresörün yukarıda istenilen tüm özellikleri karşılaması mümkün değildir. Motor rölanti koşullarında iken pistonlu kompresörler vidalı kompresörlere göre daha fazla soğutma gücü sağlamaktadır. Ancak, hacimsel verim yüksek olan spiral kompresörler ise yüksek devirlerde kullanılabilirler, göreceli olarak daha dengeli tork dağılımına sahiptir ve buharlaşmamış soğutucu akışkandan etkilenme oranı düşüktür. İstenilen soğutma kapasitesinin motor rölantide çalışırken yüksek olması durumunda, soğutucu akışkanın kütleli debisini fazla olması gerekir; bu ise ya silindir hacmi büyük olan bir kompresör ile ya da yüksek devir ile elde edilebilir.

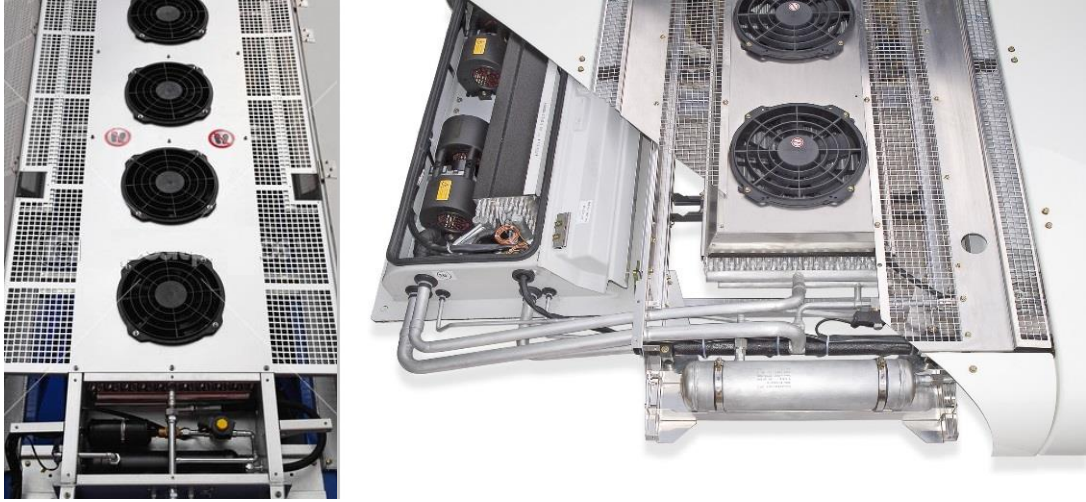
3.3.2 Yoğuşturucu

Soğutma sistemlerinde yoğuşturucular yüksek basınç ve sıcaklığı olan ve de kızgın buhar halinde bulunan soğutucu akışkanın ısını dış ortama transfer ederek soğutucu akışkanın sıvı hale gelmesini sağlayan elemanlardır. Bu ısı transferi üç ana bölgede oluşmaktadır.

- Kızgınlığın alınması
- Yoğuşma
- Aşırı soğutma

Yoğuşturucunun ısı transfer katsayısı yukarıdaki üç ana bölgede ısı transferinin şekline bağlı olarak farklılık gösterecektir. Akışkanın kızgınlığının alındığı evrede ortalama sıcaklık aralığının yüksek olmasına karşın ısı transfer katsayısı daha düşük olacak, ancak aşırı soğutma sırasında bu durumun aksine sıcaklık aralığını daha düşük ancak ısı transfer katsayısı daha yüksek olacaktır. Yoğuşma esnasında ise her iki değer de alt ve üst seviyeler arasında olacaktır. Uygulamalarda genelde ısı transfer katsayısı hesaplanırken kızgınlık alma ve aşırı soğutma bölgeleri yoğuşma

bölgesine göre küçük olduğundan sadece yoğuşma bölgesi göz önüne alınır.



Şekil 3.9. Otobüs klimalarında kullanılan yoğuşturucu örneği

Şekil 3.9’da otobüs klimalarında kullanılan bir yoğuşturucu örneği verilmektedir. Otobüs klimalarındaki yoğuşturucular çoğunluk hava soğutmalı tipte olup yine çoğunluk aracın tavanında yer almaktadırlar. Genelde bakır boru/alüminyum kanat şeklinde imal edilen yoğuşturucular bazı durumlarda bakır boru/bakır kanat şeklinde de imal edilebilirler.

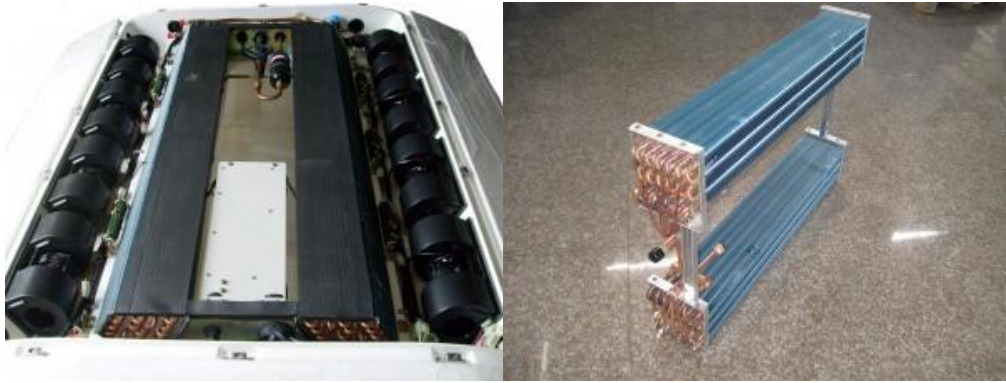
Soğutma sisteminden istenilen verimin elde edilmesi önemli ölçüde yoğuşma basıncı ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında kalmasına bağlıdır. Bu durum ise yoğuşturucunun çalışma rejimiyle doğrudan ilgilidir. Yüksek yoğuşma sıcaklığı ve basıncının önlenmesi yeterli soğutma alanıyla ilgili olduğu kadar hava şartlarıyla da ilgili bir konudur. Yoğuşma sıcaklığı ve basıncının çok düşük olması durumundaysa yeteri kadar soğutucu akışkan akışı olmamasından kaynaklı sorunlar ortaya çıkmaktadır.

3.3.3 Buharlaştırıcı

Bir soğutma sisteminde kullanılan buharlaştırıcılar, içerisindeki sıvı soğutucu akışkanı buharlaştırırken bulunduğu ortamdan ısıyı çekmesi esasına dayanan cihazlardır. Buharlaştırıcı tarafına sistemin alçak basınç tarafı da denir. Yoğuşturucudan sonra genişleme valfinden geçerek buharlaştırıcıya sıvı-buhar

karışımı halinde giren soğutucu akışkanın önemli bir kısmı sıvı fazındadır. Buharlaştırıcıda ortamın ısının çekerek buharlaşan soğutucu akışkanı kompresör emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ortamdan ısı çekilerek 3-8°C arasında kızgınlık verilmek suretiyle kızgın buhar durumuna getirmenin birçok faydası bulunmaktadır.

Buharlaştırıcının tasarımı yapılırken, soğutucu akışkanın iyi ve çabuk şekilde buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan ortamın ısını iyi bir ısı transferi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkışındaki basınç farkını en az seviyede tutacak biçimde tasarım yapılmasına dikkat edilmelidir.



Şekil 3.10. Otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcı örneği

Şekil 3.10'da ibir örneği görülen otobüs klimalarında kullanılan buharlaştırıcılar, klima fanlarının arka kısmında bulunmaktadır. Çok sayıda soğutma borusu ve kanatçıklardan oluşan buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan, buharlaştırıcı içindeki soğutma borularının iç yüzeyine temas etmesi esnasında dış ortamdan çekilen ısı sayesinde çok düşük sıcaklıklarda kaynamaya başlayarak buharlaşır. Soğutucu akışkan kaynamaya başladığında buharlaştırıcının dış tarafında bulunan kanatçıkların arasından geçen hava soğuyarak fanlar yardımıyla da otobüsün iç kısmındaki yolcu bölmesine gönderilir. Bu işlem sırasında havanın içinde bulunan nem ise buharlaştırıcı petekleri üzerinde yoğunlaşır. Yoğuşan nem tahliye hatları yardımıyla dışarı atılır.

3.3.4 Genleşme Valfi

Genleşme valfleri yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı istenilen buharlaştırıcı basıncına düşüren elemanlardır. Şekil 3.11’de otobüslerde klimalarında kullanılan termostatik genleşme valfi örneği görülmektedir. Termostatik genleşme valfi buharlaştırıcıya giren akışı kontrol eden, buharlaştırıcıda buharlaşan miktarda sıvı soğutucu akışkanı da hassas bir ölçüde tekrar buharlaştırıcıya sevk eden bir elemandır. Termostatik genleşme valfi vasıtasıyla buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkanın miktarı soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ve/veya çıkış basıncının ölçülmesiyle ayarlanır.



Şekil 3.11. Otobüs klimalarında kullanılan genleşme valfi örneği

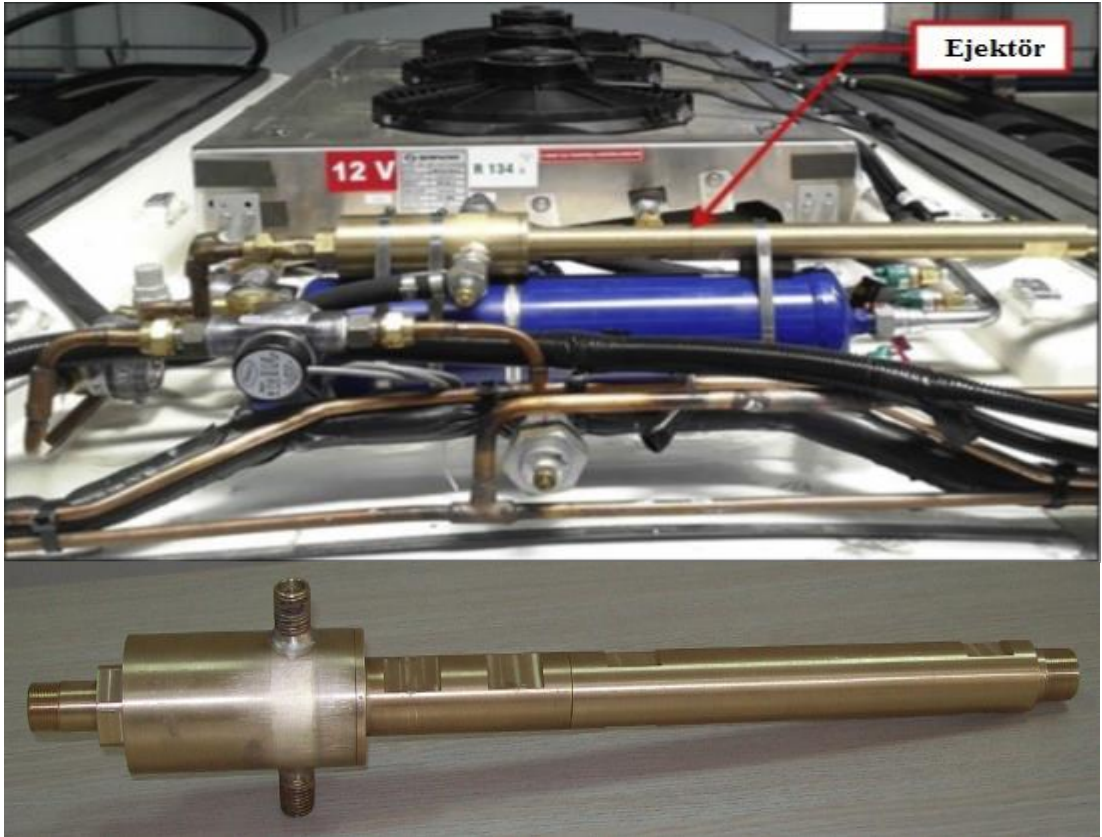
3.3.5 Ejektör

Ejektör, yüksek basınçtaki bir akışkanın enerjisini düşük basınçtaki diğer bir akışkana aktarıp onun basıncını yükselten sistem elemanıdır. Yoğuşturucudan gelen birincil akışkanın basınç ve sıcaklığı azaltılıp hızı artırılarak emme lülesinde vakum oluşturulmaktadır. Bu vakum ikinci buharlaştırıcıdan buhar olarak gelen ikincil akışkanın emilmesini sağlamaktadır. Yani otobüs klima sisteminde kullanılan ejektör hem genleşme vanası görevi yapacak hem de soğutucu akışkanın basıncını arttıracaktır.

Ejektörü lüle, difüzör ve karışım bölgesi olarak üç ana kısma ayırmak mümkündür. Lüleden gelen akışkan birincil akışkan, buharlaştırıcıdan gelen akışkan ise ikincil akışkan olarak adlandırılır.

Yüksek basınçtaki lüleye giren soğutucu akışkan lüle çıkışında ses üstü hıza ulaşır ve bu ses üstü hızdaki akışkan buharlaştırıcıdan gelen akışkanı da sürükleyerek karışım bölgesine girer. Karışım bölgesinde sabit kesit alanında karışan birincil ve ikincil akışkan difüzöre girer. Difüzörde ise akışkanın basıncı artırılarak hızı düşürülür.

Ejektörler; vana, piston, rotor vb. gibi hareketli parçalar içermediği için ekonomik, işletmesi kolay ve az bakım gerektiren parçalardır. Ejektörlü olarak tasarlanan otobüs klimaları sistemleri, kompresöre daha yüksek basınçta soğutucu akışkan gönderilmesine imkân verdiği için klasik soğutma çevrimine göre daha verimli çalışmaktadır. Şekil 3.12’de otobüsler için tasarlan bir ejektör örneği verilmiştir.



Şekil 3.12. Otobüs klimalarında kullanılan ejektör örneği

3.3.6 Soğutucu Akışkan

Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde ısının taşınması görevini yapan maddelere soğutucu akışkan denir. Bu akışkanlar buharlaşma ve yoğunlaşma faz değişimi işlemleri yardımıyla bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar.

Bir soğutma sisteminde buharlaştırıcı basıncının mümkün olduğu kadar yüksek, yoğunlaştırıcı basıncının ise mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Soğutucu akışkan seçiminde bu gibi termodinamik özelliklere dikkat edilir. Soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları diğer önemli bir özelliktir. Moleküler açıdan benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların gizli buharlaşma ısıları hemen hemen birbirinin aynıdır. Kütleli açıdan bakıldığında ise soğutucu akışkanların gizli ısılarının çok geniş bir aralıkta değiştiği görülür. Soğutucu akışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite özellikleri ısı değiştiricilerin ve boru donanımının performansına etki eder.

Ağırlıklı olarak ev tipi soğutucularda ve araç klimalarında günümüze kadar en çok kullanılan soğutucu akışkan olan R12 ozon tabakasına olan olumsuz etkilerinden dolayı şuan kullanımı yasaklanmış olan bir soğutucu akışkandır. R134a ise termodinamik ve fiziksel özellikleriyle R12'ye en yakın ve araç ve ev soğutucularına da diğer özellikleri nedeniyle en uygun soğutucu akışkanlardan biridir. Isı iletim performansının düşük ve büyük kompresör ötelemesi gerektiren düşük özgül hacim değerine sahip olması R134a'nın dezavantajıdır.

3.4. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi

Ejektörlü soğutma sistemine ait basınç-entalpi diyagramı Şekil 3.5'te verilmişti.

Sistemin analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, aşırı soğuma ve aşırı ısıtma sıcaklıkları bilinmektedir.
2. Lüle, difüzör ve karışım bölgesinin verimleri bilinmektedir.

3. Karışım bölgesindeki işlem sabit basınç ve sabit kesit alanında oluşmaktadır.
4. Genleşme vanasındaki durum değişiminin sabit entalpide olduğu kabul edilmektedir
5. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.

Otobüsler için tasarlanan ejektörlü soğutma çevriminin analizinin detayları Ünal ve Yılmaz tarafından açıklanmıştır. Buna göre yoğuşturucu sıcaklığı, genleşme valfi çıkışında yer alan birinci buharlaştırıcı ve ejektör çıkışında yer alan ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkların bilindiği kabul edilmiştir. Ayrıca buharlaştırıcılar için aşırı kızdırma sıcaklıkları, yoğuşturucu için aşırı soğutma sıcaklığı ve ejektör verimleri de bilinen değer olarak kabul edilmiştir [75].

Kompresör çıkışında (2) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında Eşitlik (3.1)'de verilen kompresör izentropik verim ifadesi kullanılmıştır.

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

Ampirik bir ifade olan eşitlik (3.2) pistonlu kompresörler için kullanılabilir. Bu eşitlikteki P^* , kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

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

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

Yoğuşturucudan (3) noktasında aşırı soğutulmuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı bilindiğinden diğer tüm termodinamik özellikler belirlenebilir. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan sıvı tankına gider. Sıvı tankından sonra akışkanın bir kısmı ejektöre geri kalan kısmı ise genleşme valfine gitmektedir.

Ejektör lüle, karışım bölgesi ve difüzör olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Şekil 3.5'te verilen P-h diyagramında (4) numaralı nokta lüle çıkışı, (5) numaralı nokta difüzör girişi, (6) numaralı nokta ise difüzör çıkışıdır. (3) ile (4) noktaları arasında Eşitlik (3.4)'te verilen enerji denklemi ve Eşitlik (3.5)'te verilen lüle verimi ifadesi kullanılarak (4) noktasındaki termodinamik özellikler hesaplanabilir.

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_4 \frac{V_4^2}{2} \quad (3.4)$$

$$\eta_n = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.5)$$

Difüzör girişindeki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise aşağıda verilen enerji denklemi ve karışım bölgesi verim ifadesi kullanılabilir.

$$\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) + \omega \left(h_8 + \frac{V_8^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (3.6)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega)V_5^2}{V_4^2 + \omega V_8^2} \quad (3.7)$$

Burada $\omega = \dot{m}_8/\dot{m}_3$ şeklinde kütle oranını, η_m ise karışım bölgesi verimini ifade etmektedir. Eşitlik (3.6)'da verilen denklemde $A_4 + A_8 = A_5$ olduğu dikkate alınmalıdır. (6) noktasında difüzörden çıkan soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde de Eşitlik (3.8)'de verilen enerji denklemleri ve Eşitlik (3.9)'da verilen difüzör verim ifadesi kullanılabilir. Sistemdeki soğutucu akışkan hızının kompresör emiş bölgesinde 5-7 m/s olması tavsiye edilir [76]. Bu çalışmada difüzör çıkışındaki soğutucu akışkan hızı $V_6 = 15 \text{ m/s}$ olarak alınmıştır.

$$h_5 + \frac{V_5^2}{2} = h_6 + \frac{V_6^2}{2} \quad (3.8)$$

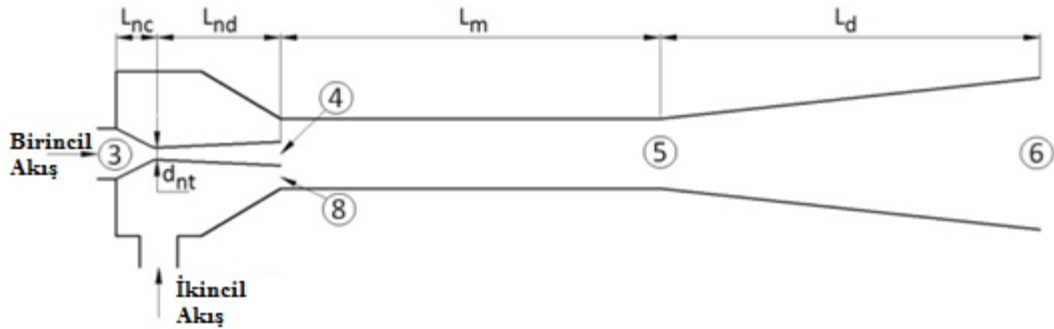
$$\eta_d = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.9)$$

Sistemin soğutma kapasitesinin verilmesi durumunda aşağıda verilen Eşitlik (3.10)'dan soğutucu akışkan debisini hesaplamak mümkündür.

$$\dot{Q} = \dot{m}_3[\omega(h_8 - h_7) + (1 + \omega)(h_1 - h_6)] \quad (3.10)$$

3.5. Ejektör Boyutlarının Belirlenmesi

Sistemde kullanılacak olan ejektörün boyutlandırması Şekil 3.13'te verilen şematik görünüşe göre yapılmıştır. Birinci akış olarak adlandırılan ve yoğuşturucudan gelen soğutucu akışkan (3) noktasında ejektöre girmektedir. İkincil akış olarak adlandırılan soğutucu akışkan ise otobüs klimasının sağ ve sol tarafında yer alan buharlaştırıcılardan gelerek ejektöre girmektedir. Lülenin en dar kesiti d_{nt} , bu kesit ile lüle girişi arasındaki mesafe L_{nc} , en dar kesit ile lüle çıkışı arasındaki mesafe ise L_{nd} olarak gösterilmiştir. Karışım bölgesi uzunluğu L_m , difüzör uzunluğu ise L_d olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3.13. Ejektör şematik gösterimi

3.5.1 Lüle Boyutlarının Belirlenmesi

Lülede (3) ile (4) noktaları arasındaki basınç farkını N adet adıma böldüğümüzü düşünürsek aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$\Delta P_n = \frac{P_3 - P_4}{N} \quad (3.11)$$

$$P_i = P_{i-1} - \Delta P_n \quad (3.12)$$

$$h_i = h_3 - \eta_{n,i}(h_3 - h_{i,s}) \quad (3.13)$$

$$h_{i,s} = f[P_i, s_i] \quad (3.14)$$

$$s_i = s_3 \quad (3.15)$$

$$T_i = f[P_i, h_i] \quad (3.16)$$

$$\rho_i = f[P_i, h_i] \quad (3.17)$$

$$x_i = f[P_i, h_i] \quad (3.18)$$

Bu durumda Eşitlik (3.11 – 3.18) kullanılarak her bir (i) noktasına ait basınç, entropi sıcaklık, entalpi, yoğunluk ve kuruluk derecesi belirlenebilir. Eşitlik (3.13)'deki $\eta_{n,i}$ her bir (i) noktasındaki lüle verimini ifade etmekte olup Eşitlik (3.19)'daki gibi tanımlanmıştır.

$$\eta_{n,i} = \eta_n^{\left(\frac{i-1}{N}\right)} \quad (3.19)$$

(3) noktası ile (i) noktası arasındaki enerji denkleminde Eşitlik (3.20)'de verilen hız ifadesi elde edilir.

$$V_i = \sqrt{2(h_3 - h_i)} \quad (3.20)$$

Bu durumda her bir (i) noktasındaki hız ve yoğunluk değeri kullanılarak Eşitlik (3.21)'den her bir (i) noktasındaki lüle çapı belirlenebilir.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_3}{\pi \rho_i V_i}} \quad (3.21)$$

Her bir ΔP_n adımı için lüle çapı belirlendikten sonra gerekli lüle boyu için de Eşitlik (3.22)'de verilen momentum denkleminde faydalanabiliriz.

$$P_{n,i-1}A_{n,i-1} + \dot{m}_{n,i-1}V_{n,i-1} = P_{n,i}A_{n,i} + \dot{m}_{n,i}V_{n,i} + \Delta F_{f,n} \quad (3.22)$$

ΔP_n yeterince küçük seçildiğinde elde edilecek ΔL_n lüle boyu da çok küçük olacaktır ve dolayısı ile $A_{n,i-1} \cong A_{n,i} = A_n$ kabulü yapılabilir. Ayrıca süreklilik denkleminde $\dot{m}_{n,i-1} = \dot{m}_{n,i} = \dot{m}_3$ olduğu bilinmektedir. Bu durumda her bir ΔP_n basınç farkı için sürtünme kuvveti Eşitlik (3.23)'ten hesaplanabilir.

$$\Delta F_{f,n} = (P_{n,i-1} - P_{n,i})A_n + \dot{m}_3(V_{n,i-1} - V_{n,i}) \quad (3.23)$$

Sürtünme kuvveti $\Delta F_{f,n}$ için Eşitlik (3.24)'de verilen ifade yazılabilir.

$$\Delta F_{f,n} = \tau_w A_f = \left(\frac{f_n}{8} \rho_n V_n^2\right) (\pi d_n \Delta L_n) \quad (3.24)$$

Eşitlik (3.23) ve (3.24)'teki alan, çap, hız ve yoğunluk aşağıda Eşitlik (3.25-3.28)'de ifade edildiği gibi $(i-1)$ ve (i) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır.

$$A_n = (A_{i-1} + A_i)/2 \quad (3.25)$$

$$d_n = (d_{i-1} + d_i)/2 \quad (3.26)$$

$$V_n = (V_{i-1} + V_i)/2 \quad (3.27)$$

$$\rho_n = (\rho_{i-1} + \rho_i)/2 \quad (3.28)$$

Buna göre her bir ΔP_n adımı için gerekli ΔL_n uzunluğu ise aşağıda verilen Eşitlik (3.29)'dan hesaplanabilir.

$$\Delta L_n = \frac{2d_n}{f_n} \left[\frac{\Delta P_n}{\rho_n V_n^2} + \frac{\Delta V_n}{V_n} \right] \quad (3.29)$$

Her bir ΔP_n basınç farkı için bulunan ΔL_n değerleri toplanarak toplam lüle boyu ise Eşitlik (3.30)'dan hesaplanır.

$$L_{n,i} = L_{n,i-1} + \Delta L_n \quad (3.30)$$

Sürtünme katsayısı f_n için Eşitlik (3.31)'de verilen Haaland denklemi kullanılabilir [77].

$$\frac{1}{\sqrt{f_n}} = -1.8 \text{Log} \left[\frac{6.9}{Re_n} + \left(\frac{\varepsilon/d_n}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (3.31)$$

Lüledeki akış çift fazlı akış olduğundan Eşitlik (3.31)'deki Reynolds sayısı için Eşitlik (3.32)'de verilen eşdeğer Reynolds sayısı kullanılmıştır [78].

$$Re_n = Re_l + Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \quad (3.32)$$

Burada Re_l ve Re_v sırası ile sıvı ve buhar fazındaki soğutucu akışkanın Reynolds sayısı olup Eşitlik (3.33) ve (3.34)'te görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$Re_l = \frac{V_n d_n (1 - x_n)}{\vartheta_{n,l}} \quad (3.33)$$

$$Re_v = \frac{V_n d_n x_n}{\vartheta_{n,v}} \quad (3.34)$$

3.5.2 Karışım Bölgesi Boyutlarının Belirlenmesi

Karışım bölgesi boyutlarının belirlenmesinde kullanılan süreklilik, enerji ve momentum denklemleri Eşitlik (3.35), (3.36) ve (3.37)'de verilmiştir.

Süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad (3.35)$$

Enerji denklemi;

$$\dot{m}_4 \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) + \dot{m}_8 \left(h_8 + \frac{V_8^2}{2} \right) = \dot{m}_5 \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (3.36)$$

Momentum denklemi;

$$P_4 A_4 + \dot{m}_4 V_4 + P_8 A_8 + \dot{m}_8 V_8 = P_5 A_5 + \dot{m}_5 V_5 + F_{f,m} \quad (3.37)$$

Karışım bölgesinin çıkış çapı ise difüzör giriş çapına eşit olup, Eşitlik (3.35)'te verilen süreklilik denklemi kullanılarak elde edilen aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_5}{\pi \rho_5 V_5}} \quad (3.38)$$

Eşitlik (3.37) ile verilen momentum denkleminde son terim olarak yer alan sürtünme kuvveti için Eşitlik (3.39) yazılabilir. Ayrıca $P_4 = P_8 = P_5$, $A_4 + A_8 = A_5$ ve $d_m = d_5$ olduğu dikkate alınır, karışım bölgesinin uzunluğu Eşitlik (3.40)'tan hesaplanabilir.

$$F_{f,m} = \left(\frac{f_m}{8} \rho_m V_m^2 \right) (\pi d_m L_m) \quad (3.39)$$

$$L_m = \frac{8 (\dot{m}_4 V_4 + \dot{m}_8 V_8 - \dot{m}_5 V_5)}{f_m \pi d_5 \rho_m V_m^2} \quad (3.40)$$

Karışım bölgesindeki sürtünme kuvvetinin oluşumunda cidara yakın akımlar daha etkin olacağından, Eşitlik (3.40)'da ki ρ_m ve V_m aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\rho_m = (\rho_8 + \rho_5)/2 \quad (3.41)$$

$$V_m = (V_8 + V_5)/2 \quad (3.42)$$

Karışım bölgesindeki sürtünme katsayısı f_m için yine Haaland eşitliği kullanılmıştır.

3.5.3 Difüzör Boyutlarının Belirlenmesi

Difüzör boyutlarının belirlenebilmesi için, (5) ve (6) noktaları arasında basınç farkı M adet adıma bölüdüğü varsayılarak, (j-1) ile (j) noktaları arasında süreklilik, enerji ve momentum denklemleri yazılması gerekmektedir.

Süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{j-1} = \dot{m}_j = \dot{m}_5 \quad (3.43)$$

Enerji denklemi;

$$h_{j-1} + \frac{V_{j-1}^2}{2} = h_j + \frac{V_j^2}{2} \quad (3.44)$$

Momentum denklemi;

$$P_{j-1} A_{j-1} + \dot{m}_{j-1} V_{j-1} = P_j A_j + \dot{m}_j V_j + \Delta F_{f,d} \quad (3.45)$$

Difüzördeki basınç farkı M adet adıma bölüldüğünde ΔP_d basınç farkı için Eşitlik (3.46) yazılabilir.

$$\Delta P_d = \frac{P_6 - P_{5b}}{N} \quad (3.46)$$

Difüzördeki her bir (j) noktasındaki termodinamik özellikler Eşitlik (3.47-3.53) yardımı ile bulunabilir.

$$P_j = P_{j-1} + \Delta P_d \quad (3.47)$$

$$h_j = h_5 + (h_{j,s} - h_5)/\eta_{d,j} \quad (3.48)$$

$$s_j = s_5 \quad (3.49)$$

$$h_{j,s} = f[P_j, s_j] \quad (3.50)$$

$$T_j = f[P_j, s_j] \quad (3.51)$$

$$\rho_j = f[P_j, s_j] \quad (3.52)$$

$$x_j = f[P_j, s_j] \quad (3.53)$$

Eşitlik (3.48)'deki $\eta_{d,j}$ her bir (j) noktasındaki difüzör verimini ifade etmekte olup Eşitlik (3.54)'teki gibi tanımlanmıştır.

$$\eta_{d,j} = \eta_d^{\left(\frac{j-1}{M}\right)} \quad (3.54)$$

Böylece eşitlik (3.44)'te verilen enerji denkleminde her adımdaki V_j hesaplanabilir. Eşitlik (3.43)'te verilen süreklilik denklemini kullanılarak da her bir (j) noktasındaki difüzör çapı Eşitlik (3.55)'te görüldüğü gibi hesaplanabilir.

$$d_j = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_5}{\pi \rho_j V_j}} \quad (3.55)$$

ΔP_d yeterince küçük seçildiğinde elde edilecek ΔL_d difüzör boyu da çok küçük olacaktır ve dolayısı ile $A_{d,j-1} \cong A_{d,j} = A_d$ kabulü yapılabilir. Bu durumda her bir ΔP_d basınç farkı için sürtünme kuvveti Eşitlik (3.56)'dan hesaplanabilir.

$$\Delta F_{f,d} = (P_{d,i-1} - P_{d,i})A_d + \dot{m}_5(V_{d,i-1} - V_{d,i}) \quad (3.56)$$

Sürtünme kuvveti $\Delta F_{f,d}$ için Eşitlik (3.57)'de verilen ifade yazılabilir.

$$\Delta F_{f,d} = \left(\frac{f_d}{8} \rho_d V_d^2\right) (\pi d_d \Delta L_d) \quad (3.57)$$

Eşitlik (3.56) ve (3.57)'deki alan, çap, hız ve yoğunluk aşağıda Eşitlik (3.58-3.61)'de ifade edildiği gibi $(j-1)$ ve (j) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır.

$$A_d = (A_{j-1} + A_j)/2 \quad (3.58)$$

$$d_d = (d_{j-1} + d_j)/2 \quad (3.59)$$

$$V_d = (V_{j-1} + V_j)/2 \quad (3.60)$$

$$\rho_d = (\rho_{j-1} + \rho_j)/2 \quad (3.61)$$

Buna göre her bir ΔP_d adımı için gerekli ΔL_d uzunluğu ise aşağıda verilen Eşitlik (3.62)'den hesaplanabilir.

$$\Delta L_d = \frac{2d_d}{f_d} \left[\frac{\Delta P_d}{\rho_d V_d^2} + \frac{\Delta V_d}{V_d} \right] \quad (3.62)$$

Her bir ΔP_d basınç farkı için bulunan ΔL_d değerleri toplanarak toplam difüzör boyu ise Eşitlik (3.63)'ten hesaplanır.

$$L_{d,j} = L_{d,j-1} + \Delta L_d \quad (3.63)$$

Sürtünme katsayısı f_d için yine Haaland denklemini kullanılmıştır.

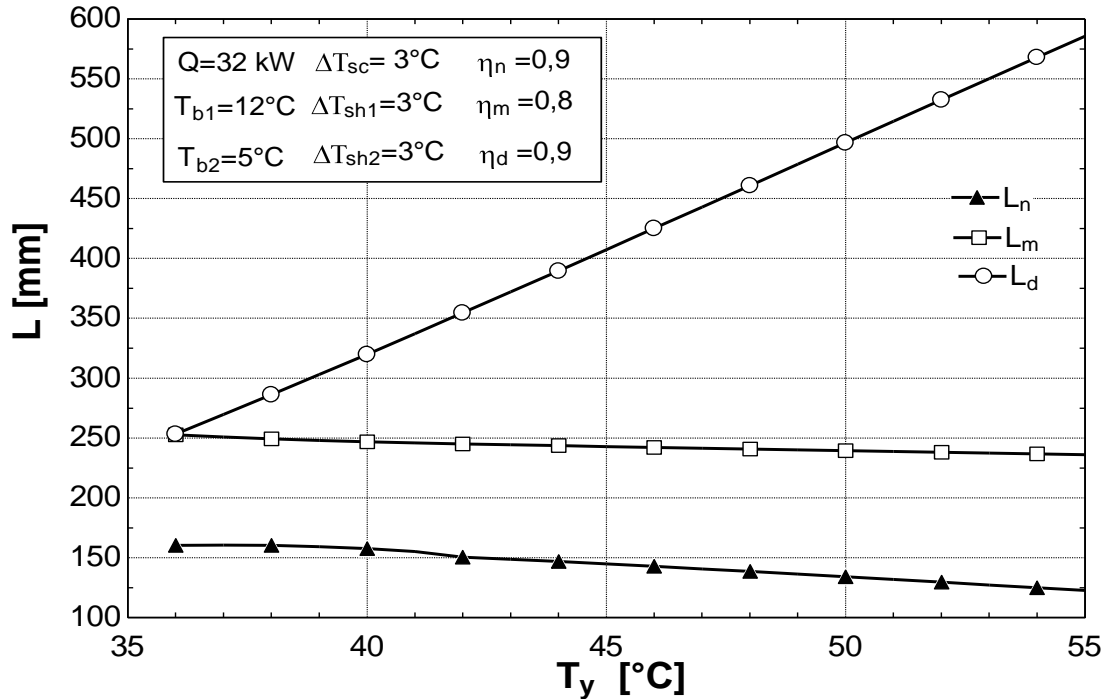
4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Ejektörlü soğutma sistemi için Bölüm 3’te verilen matematiksel model Engineering Equation Solver (EES) programında yazılarak çeşitli parametrelere göre sistemde kullanılan iki fazlı ejektörün boyutlarındaki değişim incelenmiştir.

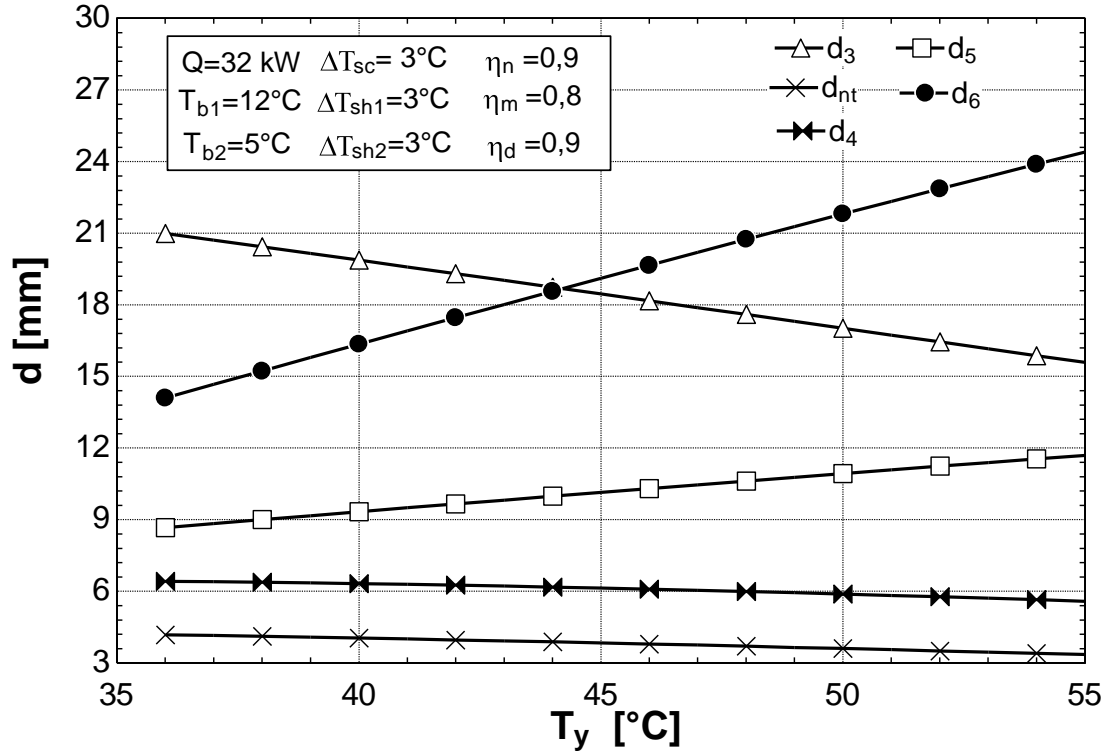
4.1 Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

Yoğuşturucu sıcaklığının değiştirilmesi ile görülen en bariz değişim Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 görüldüğü üzere difüzör uzunluğunda ve difüzör çıkış çapında olmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığının artırılmasıyla soğutma etkinliği düşmekte ancak soğutma kapasitesinin sabit tutulması ile aynı kapasitede soğutma yapabilmek için kütleli debi artmaktadır. Kütleli debinin artması akışkanın difüzöre giriş hızını arttırmakta ancak difüzör çıkış hızı sabit tutulduğundan dolayı yüksek hızda gelen akışkanın aynı hız değerine düşürülmesi için difüzör uzunluğu artmaktadır

Lüle ve karışım bölgesi uzunluklarında ise yoğuşturucu sıcaklığının değişmesi önemli uzunluk değişikliklerine sebep olmamaktadır.



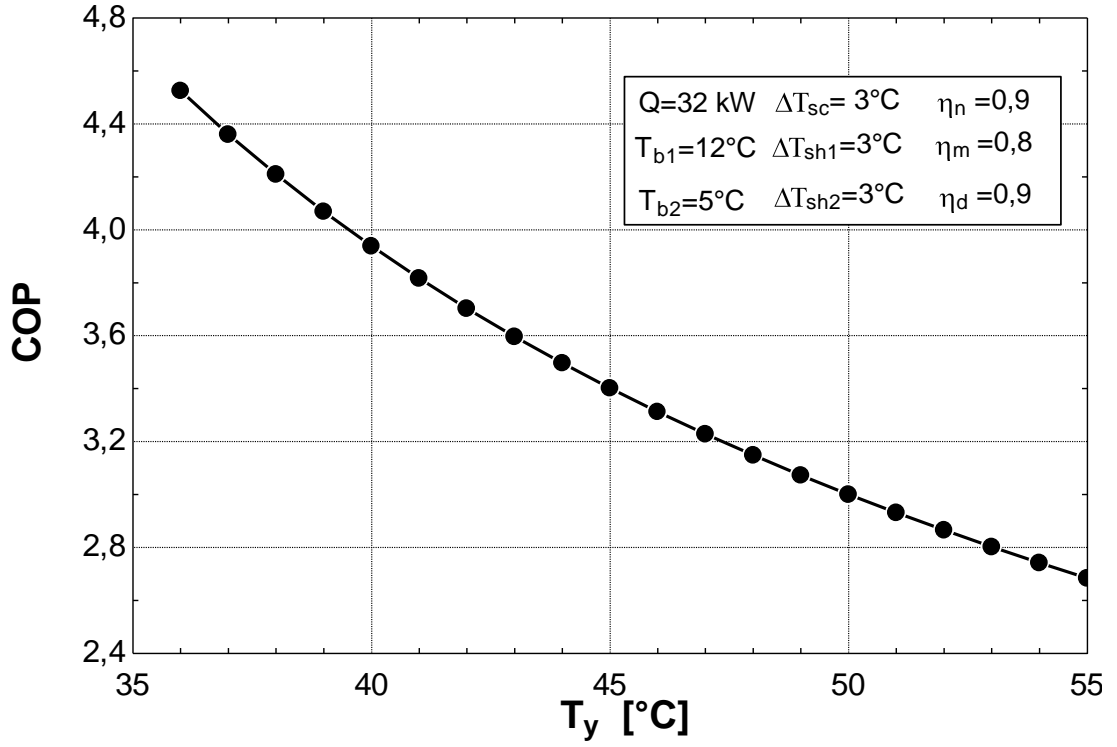
Şekil 4.1. Ejektör uzunluklarının yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi



Şekil 4.2. Ejektör çaplarının yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi lüle giriş çapı yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla azalmakta ancak kısılma çapında ve lüle çıkış çapında önemli değişiklikler oluşmamaktadır. Aynı şekilde karışım bölgesinin çapı da yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak büyük değişiklikler göstermeyip yoğuşturucu sıcaklığıyla birlikte az miktarda artış olmaktadır.

Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla aynı kapasitedeki soğutma miktarı için kompresörde yapılan iş miktarının arttığı için soğutma etkinliği Şekil 4.3’de görüldüğü gibi düşmektedir.

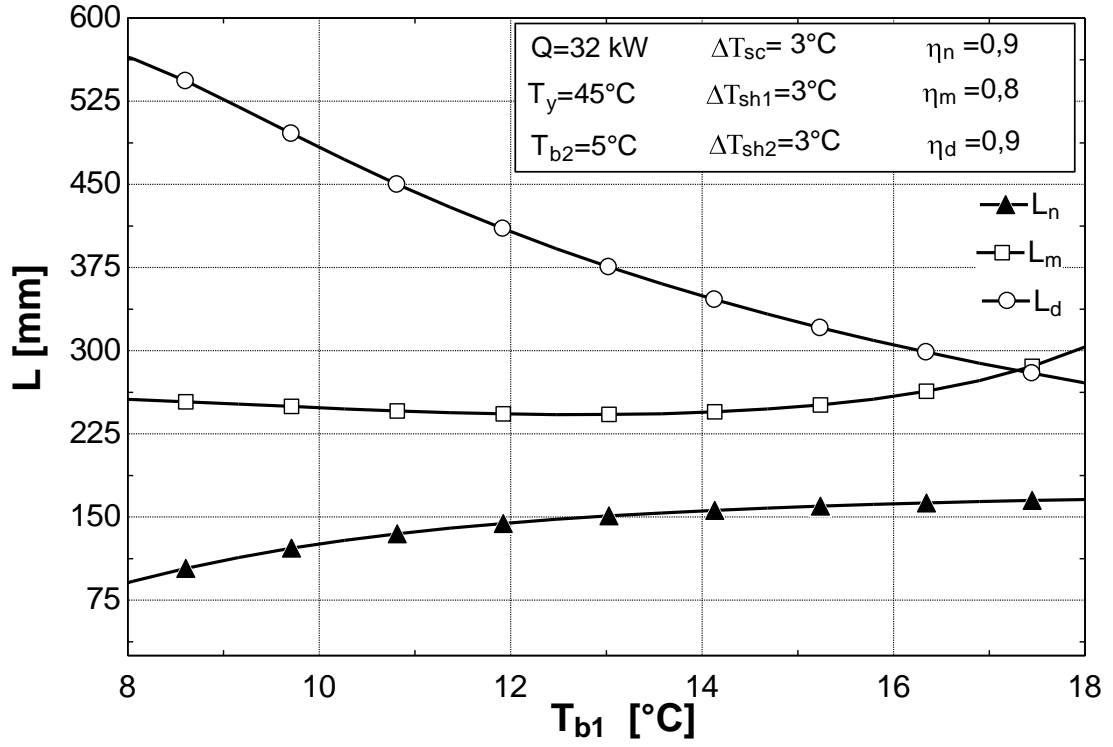


Şekil 4.3. Soğutma etkinliğinin yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi

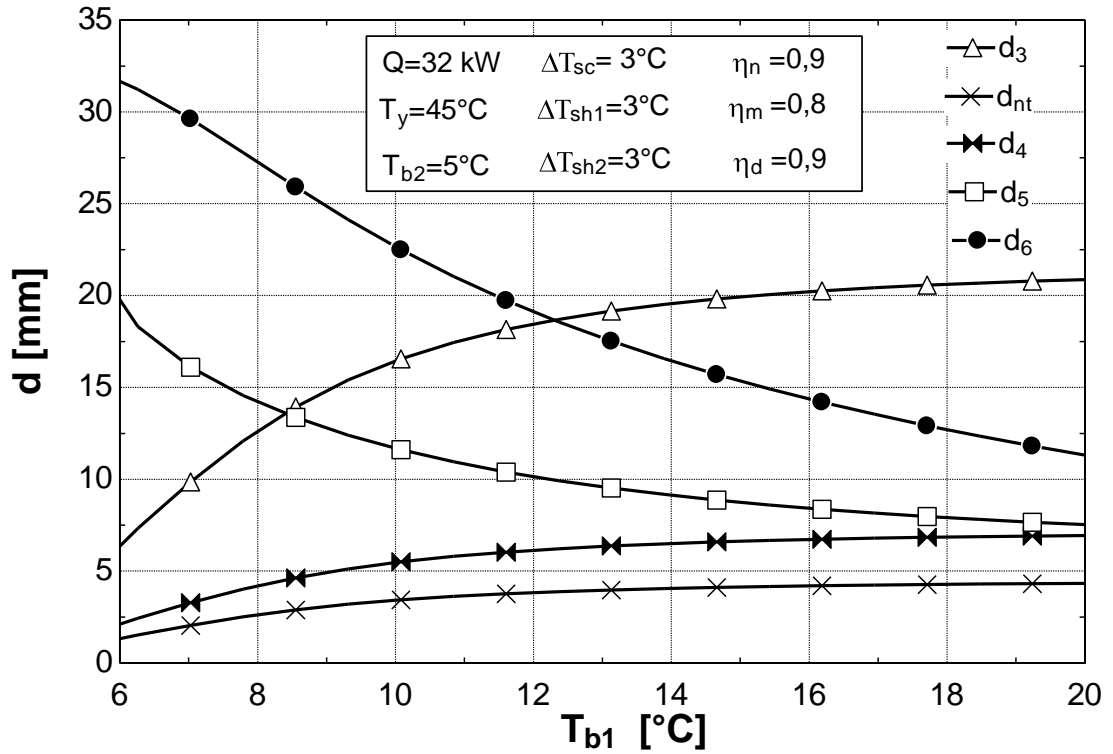
4.2 Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

4.2.1 Birinci Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre İnceleme

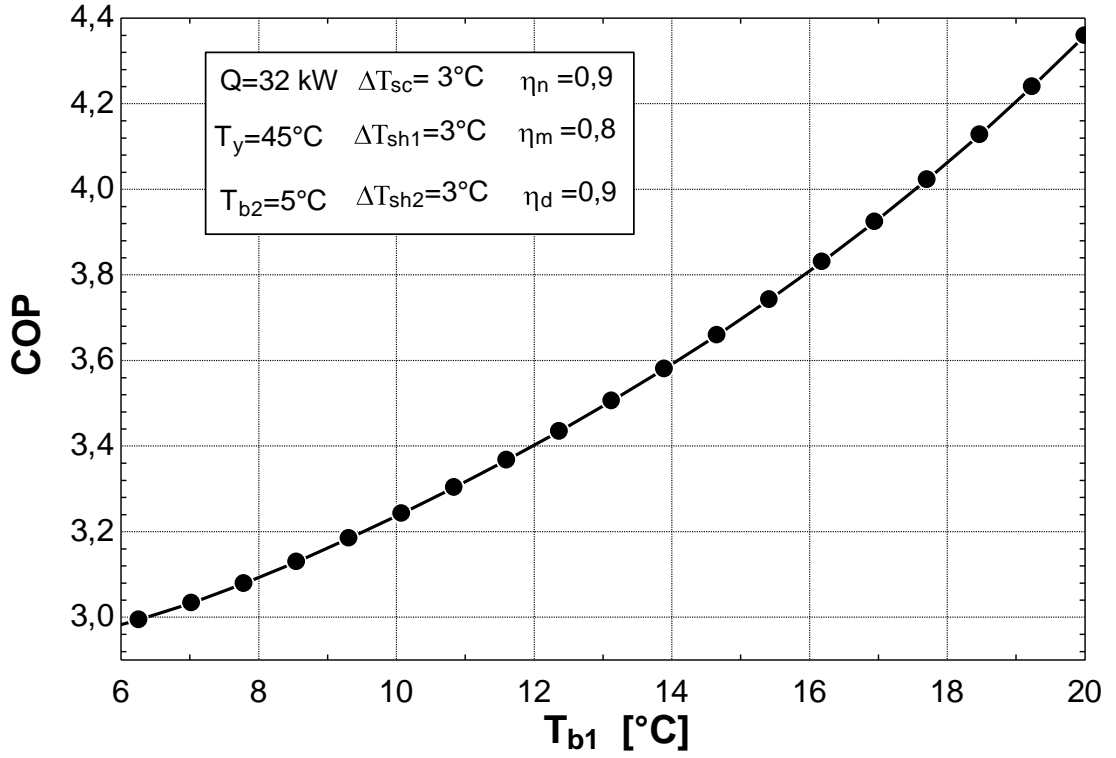
Birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla difüzör boyutlarının ters orantılı olduğu Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle hem difüzör uzunluğu hem de difüzör giriş ve çıkış çapları küçülmektedir. Karışım bölgesi uzunluğu ise birinci buharlaştırıcı sıcaklığından çok fazla etkilenmemektedir. Ancak karışım bölgesi çapının 6°C ile 12°C arasında sıcaklık ile hızla düştüğü ve yaklaşık 13°C sıcaklıktan sonra çok fazla değişmediği görülmektedir. Lüle uzunluğunun ise tıpkı karışım bölgesinin uzunluğu gibi birinci buharlaştırıcı sıcaklığından çok fazla etkilenmediği görülmektedir. Lüle giriş çapının sıcaklıkla orantılı olarak arttığı ve giderek artış hızının azalıp belli bir değere doğru yakınsadığı görülmektedir. Lüle çıkış çapının ise sıcaklık değişiminden giriş çapı kadar etkilenmediği ancak yine de sıcaklık ile bir miktar arttığı görülmektedir.



Şekil 4.4. Ejektör uzunluklarının birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi



Şekil 4.5. Ejektör çaplarının birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi

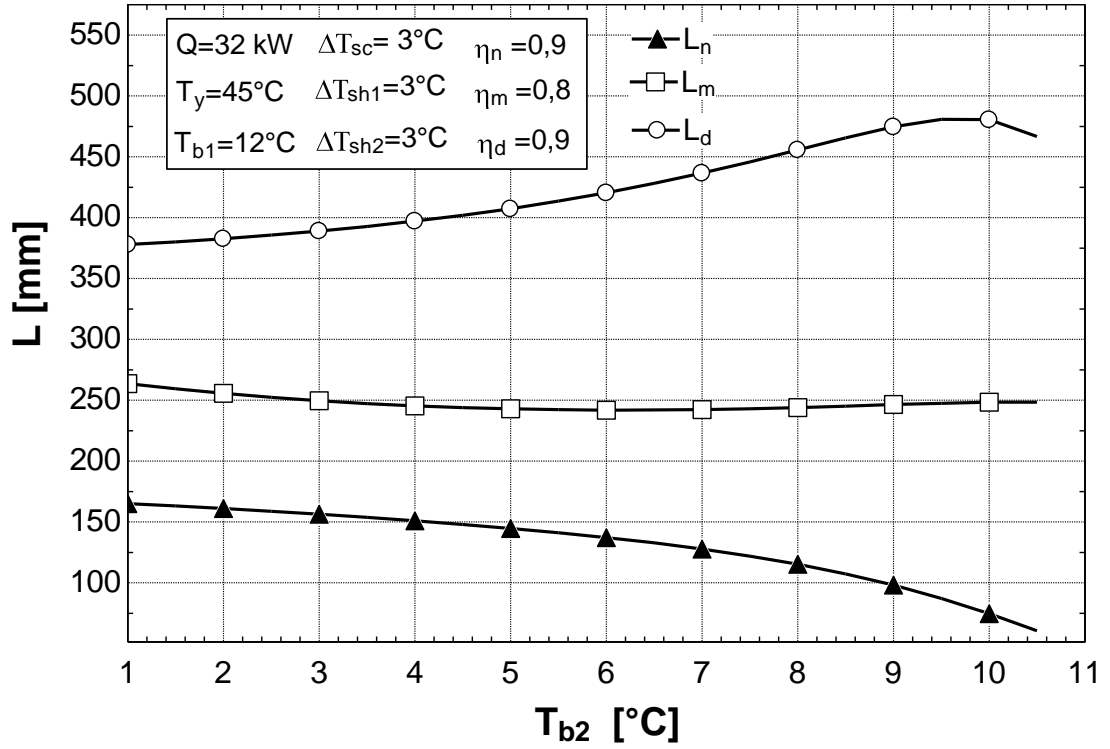


Şekil 4.6. Soğutma etkinliğinin birinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi

Birinci buharlaştırıcı sıcaklığının artması kompresör girişi olan 1 numaralı çevrim noktasının entalpisini arttırması sebebiyle kompresör daha az iş yapmaktadır. Böylelikle Şekil 4.6'da görüldüğü gibi soğutma etkinliği birinci buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla artmaktadır

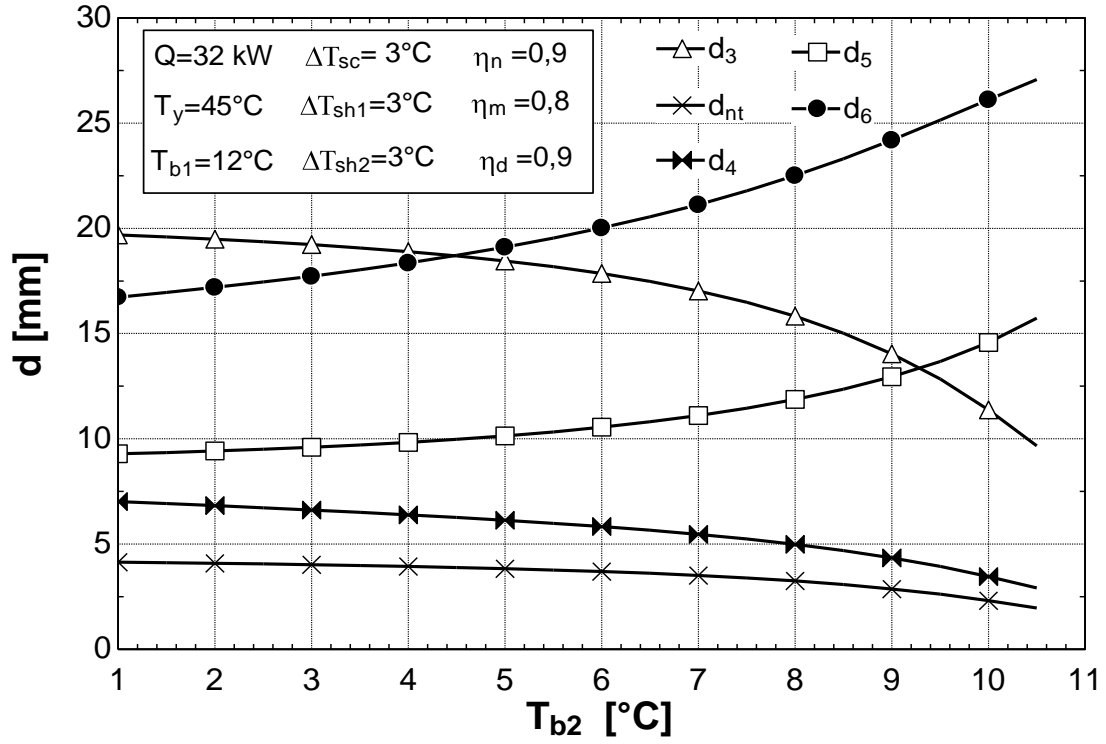
4.2.2 İkinci Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre İnceleme

İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının ejektör uzunluğuna çok büyük bir etkisi bulunmamaktadır. Şekil 4.7'de görüleceği gibi sıcaklığın artması lüle uzunluğunu bir miktar azaltmış, karışım bölgesi boyunu fazla değiştirmemiş ve difüzör uzunluğunu ise bir miktar arttırmıştır.

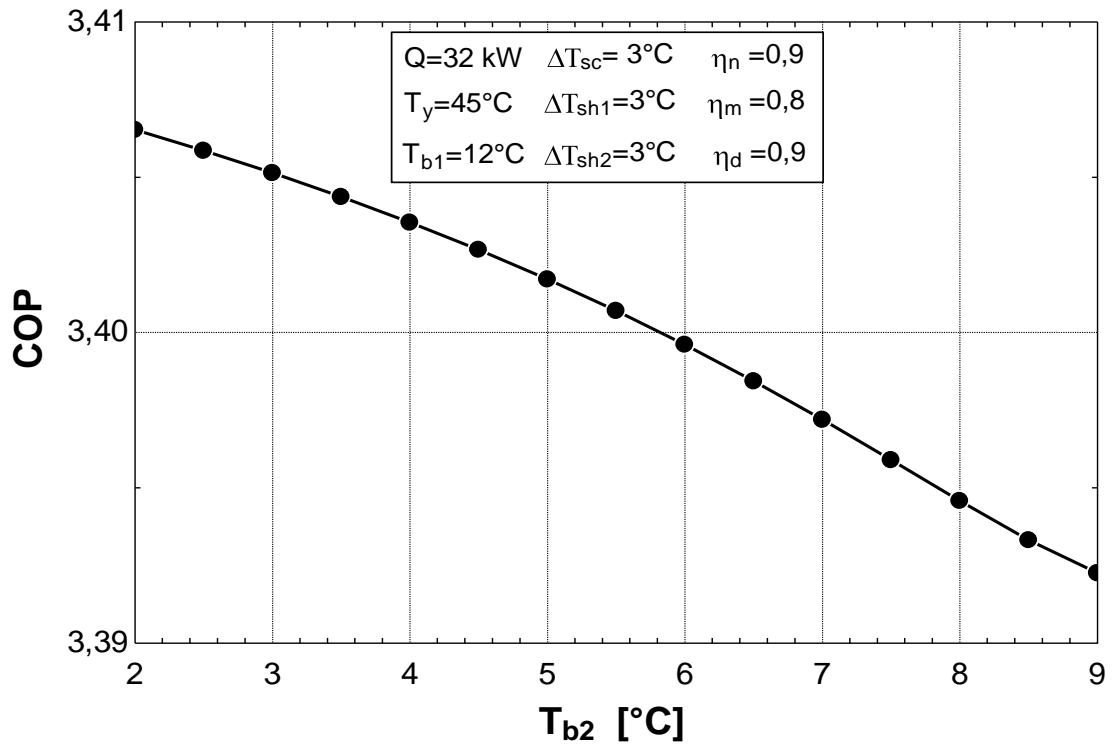


Şekil 4.7. Ejektör uzunluklarının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi

İkinci buharlaştırıcıdan daha yüksek sıcaklıkta çıkan akışkan daha düşük yoğunlukta ejektöre girerek Şekil 4.8’de görüleceği üzere karışım bölgesi çapının ve difüzör çaplarının bir miktar büyümesine neden olmaktadır. Ancak lüle giriş çapı ise sıcaklığın artmasına bağlı olarak düşük sıcaklıklarda çok az miktarda azalmış ve daha yüksek sıcaklıklarda ise biraz daha fazla miktarda azalmaktadır. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığının değişmesi Şekil 4.9’da görüleceği gibi soğutma etkinliğini değiştirmemektedir.



Şekil 4.8. Ejektör çaplarının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi

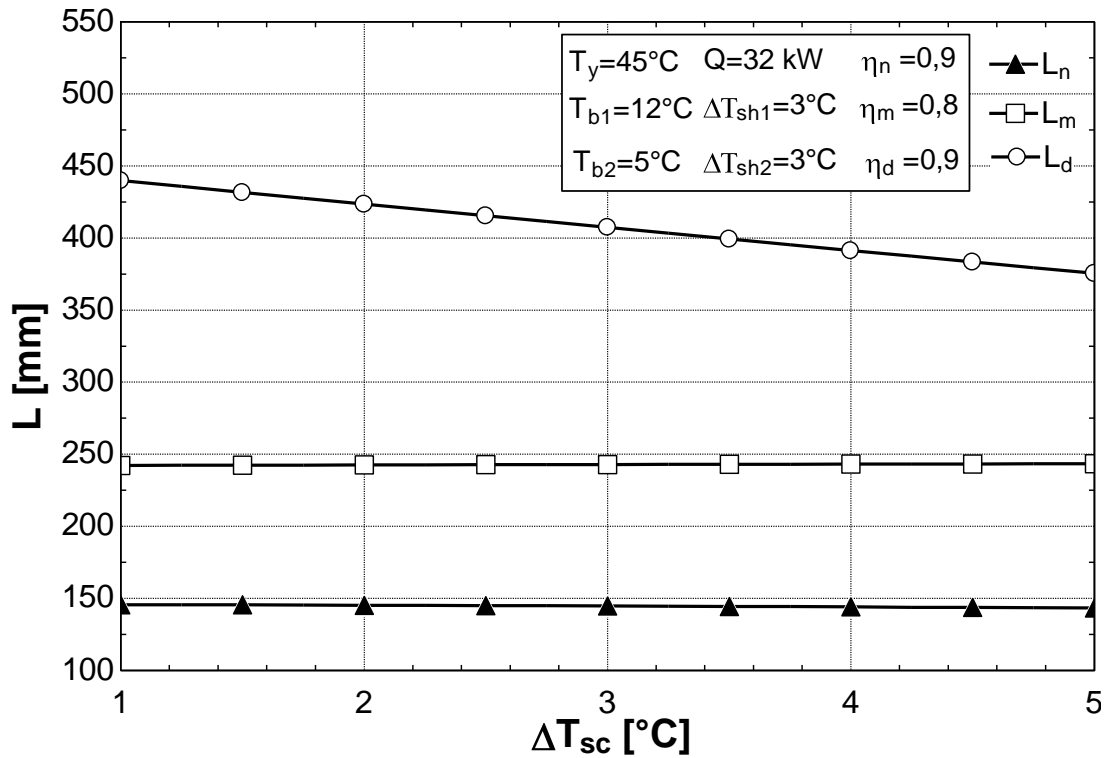


Şekil 4.9. Soğutma etkinliğinin ikinci buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi

4.3 Aşırı Soğutma Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

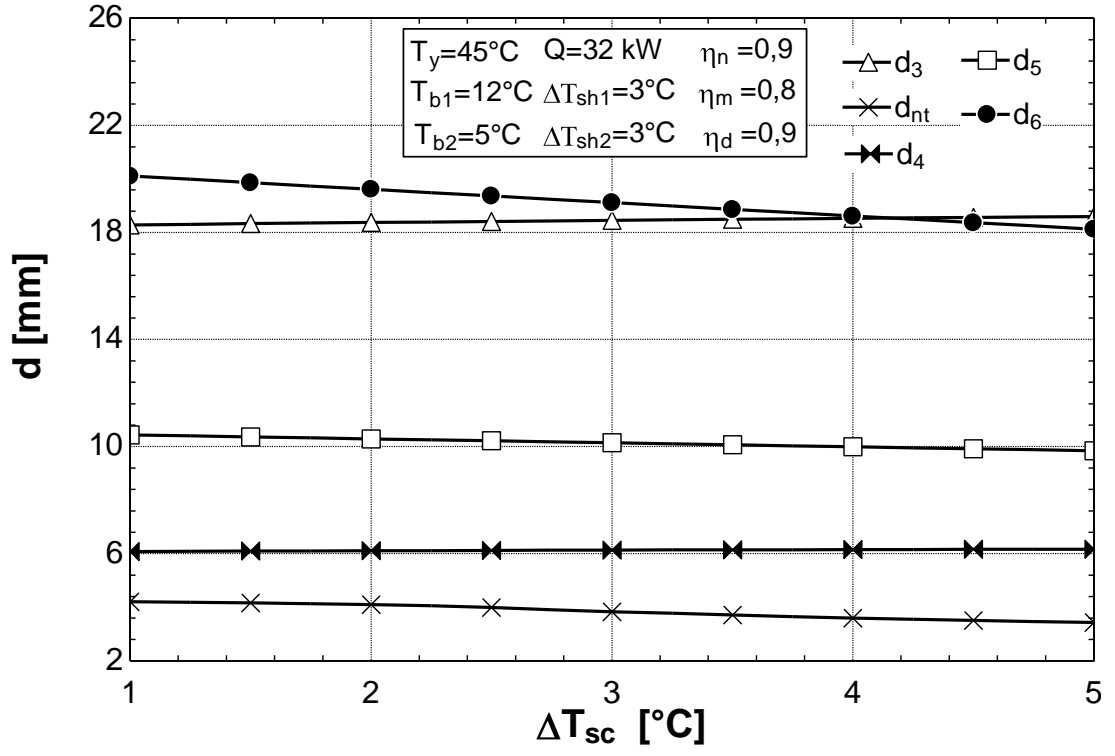
Yoğuşturucudan çıkan akışkanın aşırı soğutulması lüle ve karışım bölgesi uzunluklarında önemli bir değişime neden olmayıp Şekil 4.10'da görüleceği gibi difüzör uzunluğunun azalmasına yol açmaktadır.

Aşırı soğutma sıcaklığının değişmesi genel olarak lüle, karışım bölgesi ve difüzör giriş çaplarının etkilememiştir. Sıcaklığın artması difüzör çıkış çapında az miktarda çap küçülmesi neden olduğu Şekil 4.11'de görülmektedir.

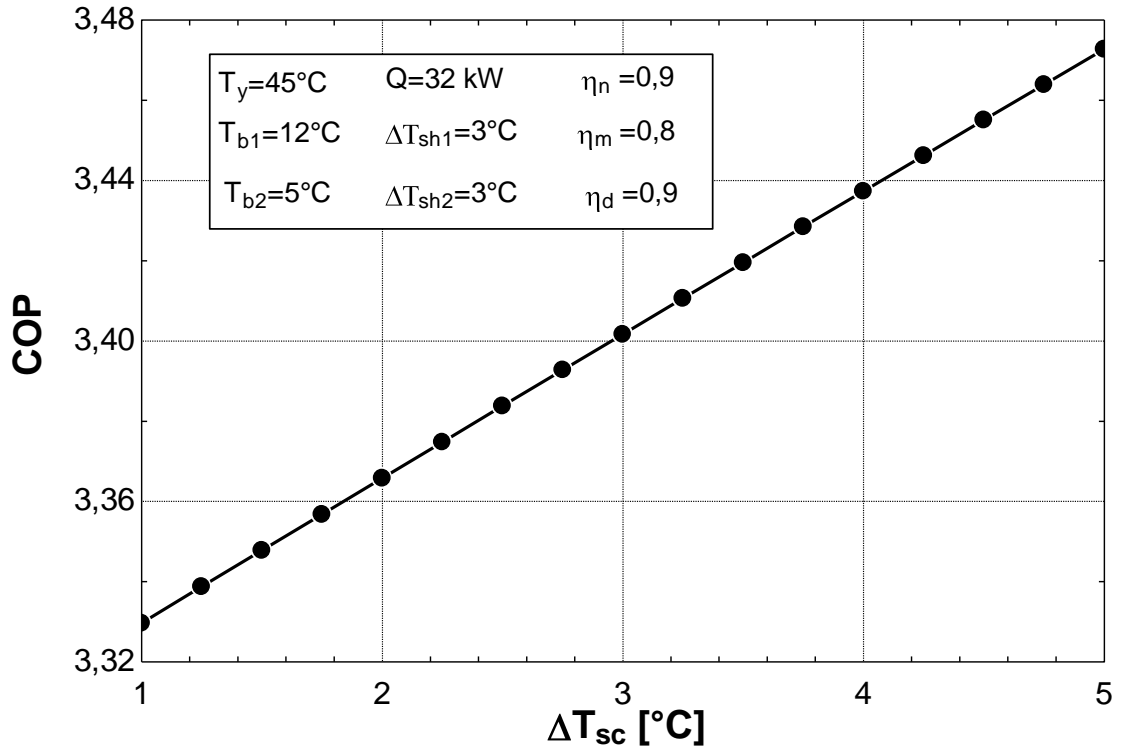


Şekil 4.10. Ejektör uzunluklarının aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi

Aşırı soğutma miktarının artması soğutma etkinliğinin az miktarda artmasını sağlamaktadır.



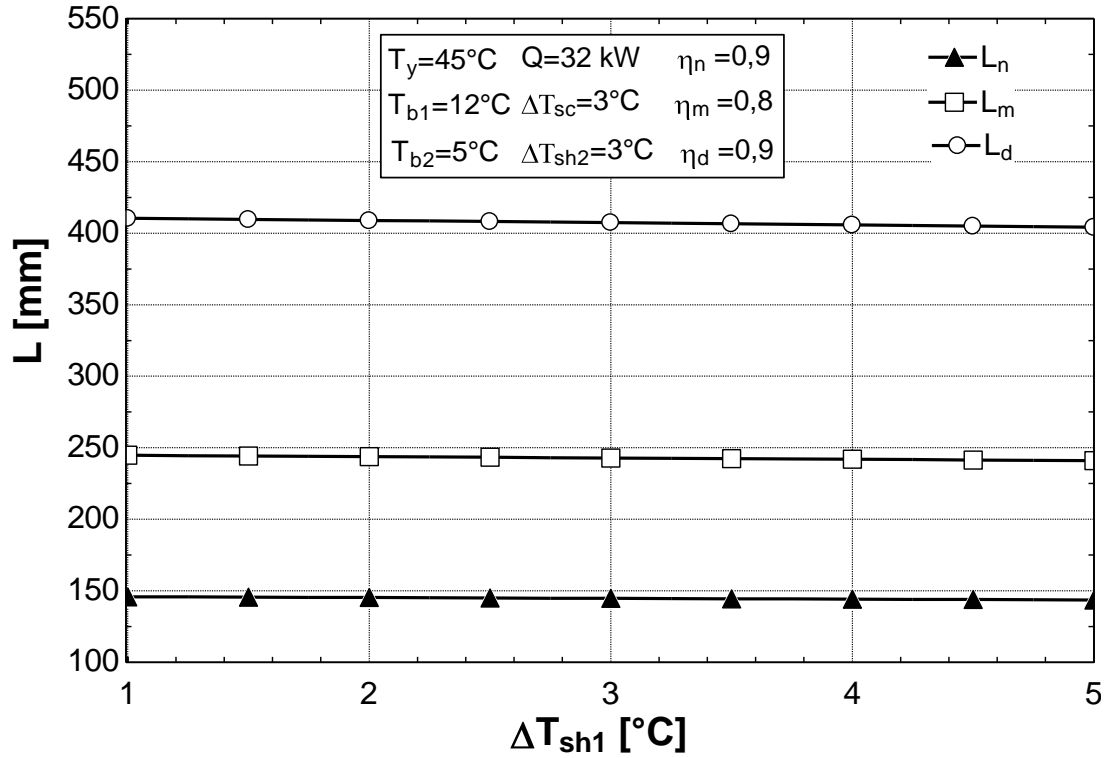
Şekil 4.11. Ejektör çaplarının aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi



Şekil 4.12. Soğutma etkinliğinin aşırı soğutma sıcaklığıyla değişimi

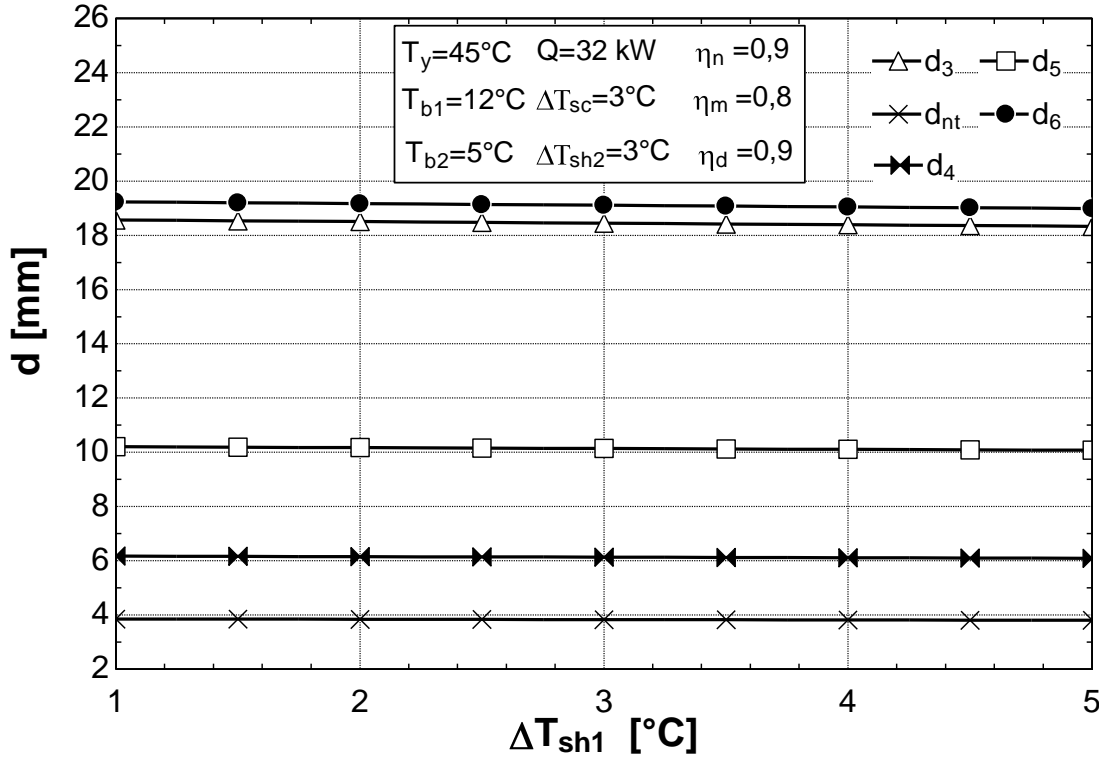
4.4 Aşırı Isıtma Sıcaklığına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

Aşırı ısıtma genel olarak soğutucu akışkanın kompresöre sıvı halde girmesini önleyerek kompresörü koruma amacıyla yapılmaktadır. Ejektör boyutları hesaplanırken Şekil 3.5'te görülen bir numaralı veya sekiz numaralı noktalar aşırı ısıtılarak bir miktar daha entalpi artışı sağlamaktadır ancak küçük miktarlardaki bu artış gerek uzunluk bakımından gerekse çap bakımından ejektör boyutları üzerinde önemli etkilere neden olmamaktadır. Bu durum Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de görülmektedir.

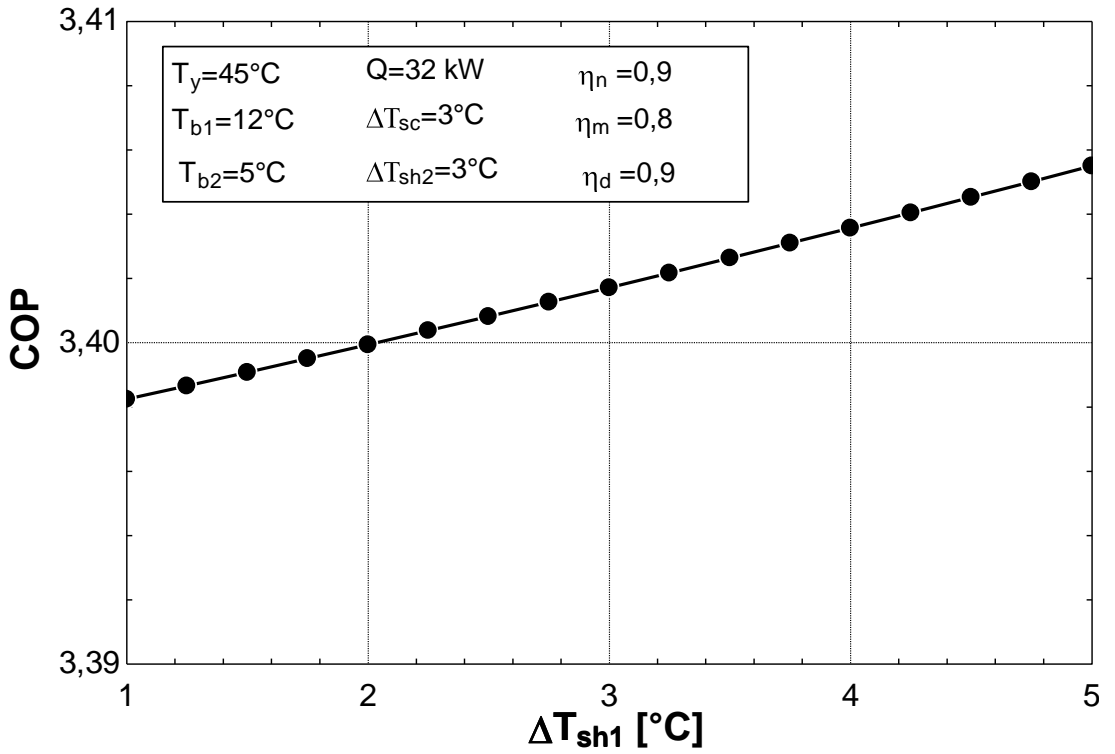


Şekil 4.13. Ejektör uzunluklarının birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi

Ayrıca aşırı ısıtmanın gerek birinci buharlaştırıcı gerekse ikinci buharlaştırıcı için soğutma etkinliği üzerindeki etkisi az miktardadır. Bu durum Şekil 4.15'de görülmektedir.



Şekil 4.14. Ejektör çaplarının birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi



Şekil 4.15. Soğutma etkinliğinin birinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığıyla değişimi

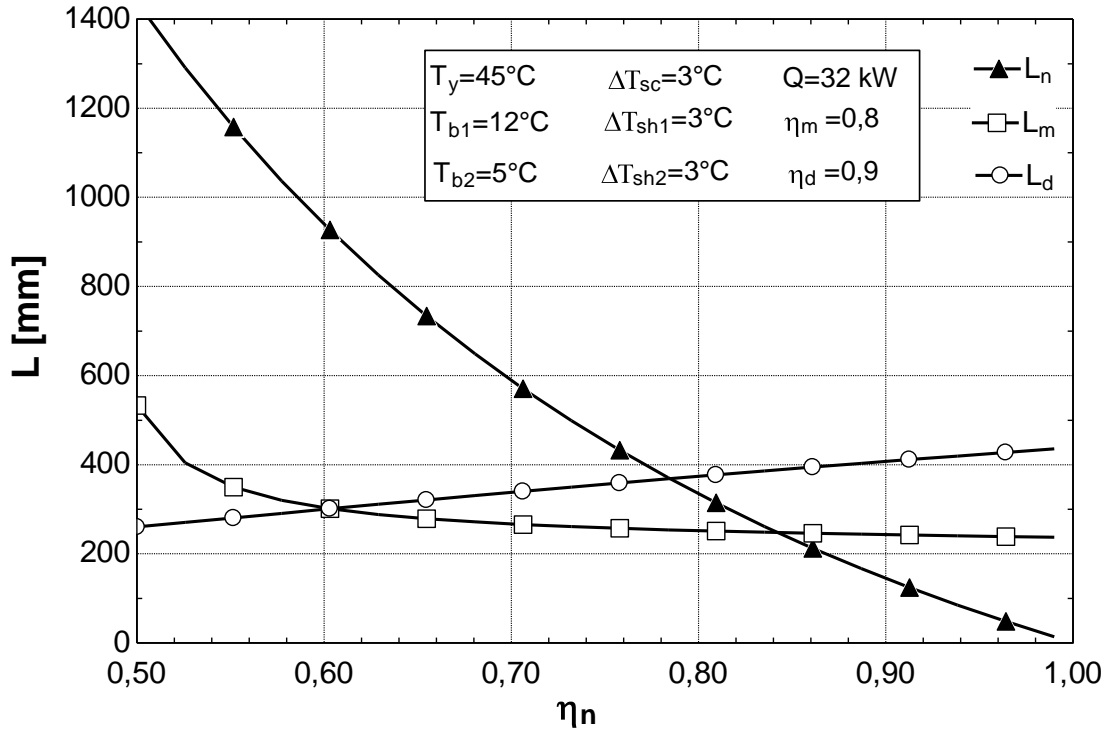
İkinci buharlaştırıcı aşırı ısıtma sıcaklığının ejektör boyutları üzerine etkileri birinci buharlaştırıcı sıcaklıklarının değiştirildiği durumla ile aynı olup grafiklerde aynı şekildedir.

4.5 Verimlere Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

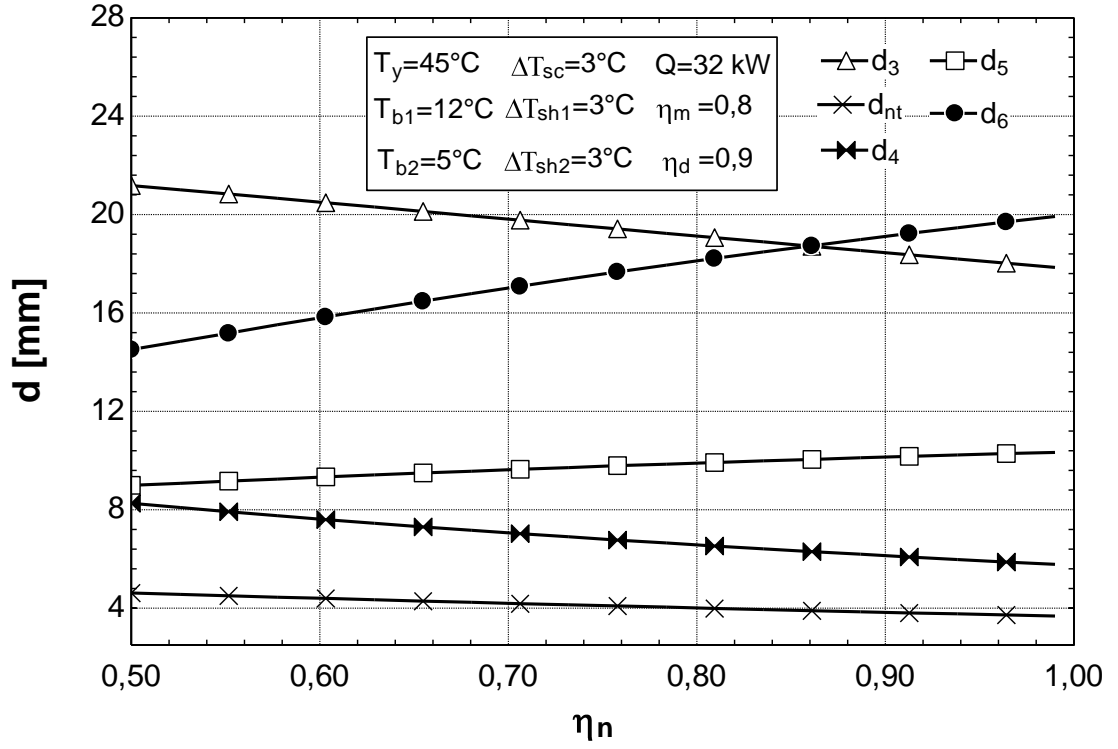
İlk hesaplamalarda lüle verimi %90, karışım bölgesi verimi %80 ve difüzör verimi %90 alınmış olup daha sonra bu değerler değiştirilerek ejektör boyutları üzerine etkileri incelenmiştir.

4.5.1 Lüle Verimine Göre İnceleme

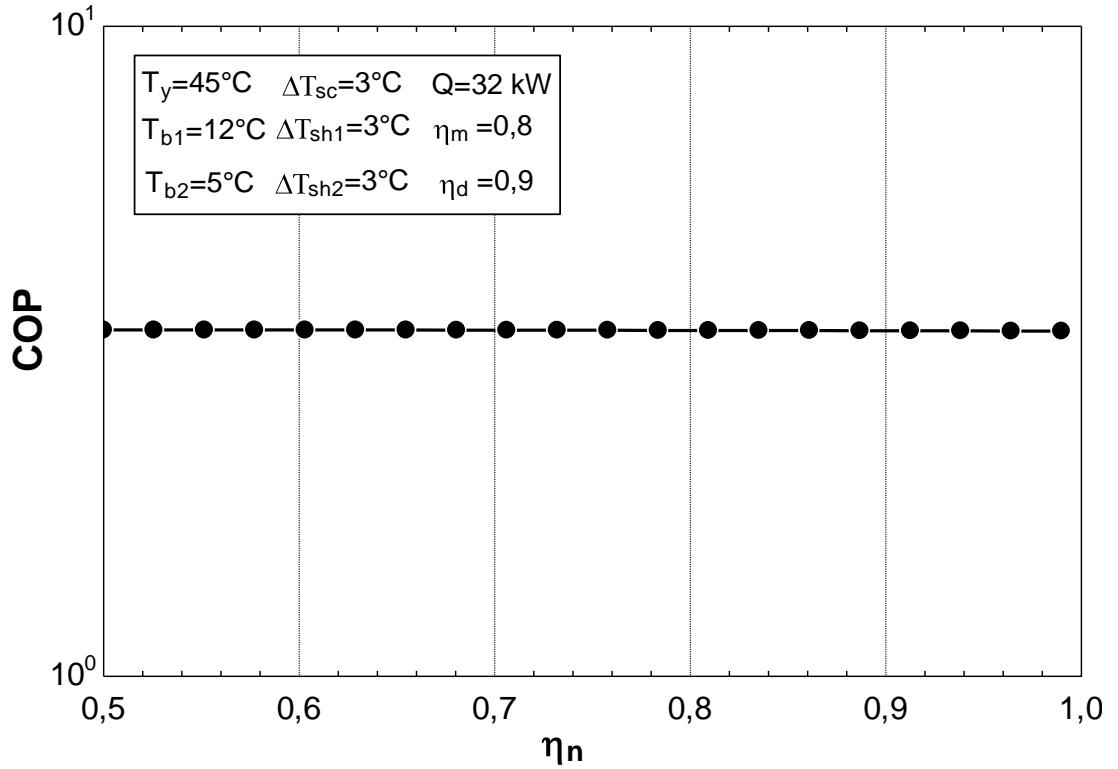
Lüle veriminin artması doğrudan lüle boyunda azalışa sebep olmuştur. Karışım bölgesi uzunluğu neredeyse değişmemiş, difüzör uzunluğu ise bir miktar lüle veriminin artmasıyla artmıştır. Şekil 4.16'da bu durum görülmektedir.



Şekil 4.16. Ejektör uzunluklarının lüle verimiyle değişimi



Şekil 4.17. Ejektör çaplarının lüle verimiyle değişimi



Şekil 4.18. Soğutma etkinliğinin lüle verimiyle değişimi

Lüle veriminin artması lüle uzunluğunda olduğu gibi lüle giriş çapının (d_3), lüle kısma çapının (d_{nt}) ve lüle çıkış çapının (d_4) azalmasına sebep olmuştur. Karışım

bölgesi çapı (d_5) lüle veriminin artmasına bağlı olarak bir miktar artmış, difüzör çıkış çapında (d_6) ise lüle giriş çapının (d_3) azalma oranına yakın bir oranla artma olduğu Şekil 4.17’de görülmektedir.

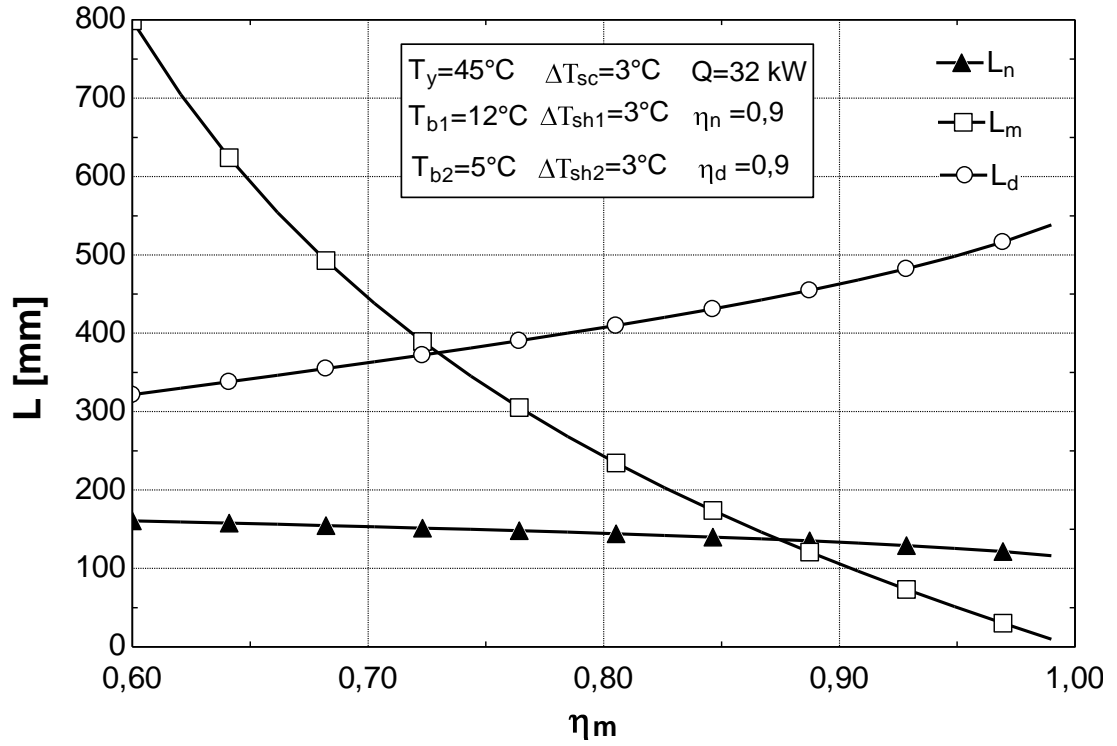
Lüle veriminin soğutma etkinliği üzerinde neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı Şekil 4.18’de görülebilmektedir. Bu durum soğutma etkinliğini etkileyen yoğuşma sıcaklığı, buharlaştırma sıcaklığı, soğutma yükü gibi tüm parametrelerin sabit bir değerde tutularak sistemin çözümünün yapılmasından kaynaklanmaktadır. Aynı durum karışım bölgesi verimi ve difüzör veriminin değiştirilmesi durumları için de geçerlidir. Sistemin çalışma şartları sabit tutulduğundan dolayı verimlerin değiştirilmesi sadece ejektör uzunluğu ve çapları üzerinde etkisi bulunmaktadır.

4.5.2 Karışım Bölgesi Verimine Göre İnceleme

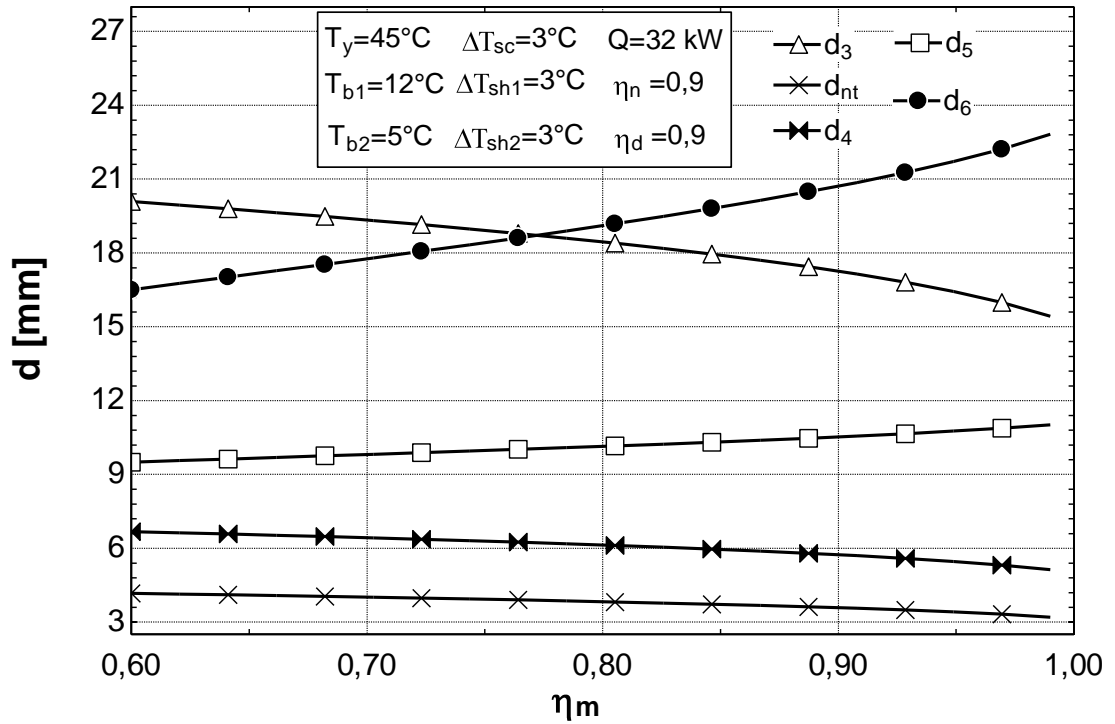
Lüle uzunluğunda önemli bir değişikliğe neden olmayan karışım bölgesi veriminin artması karışım bölgesi uzunluğunda radikal bir düşüğe neden olmaktadır. Karışım bölgesi veriminin artması difüzör uzunluğunda bir miktar uzamaya neden olsa da oran olarak karışım bölgesi uzunluk değişimi oranından daha az bir seviyededir. Bu durum Şekil 4.19’da görülmektedir.

Karışım bölgesi veriminin artması lüle çaplarında çok az miktarda bir düşüğe neden olurken karışım bölgesi çapında çok az bir miktarda artışa neden olmuştur. Difüzör çapı ise karışım bölgesi veriminin artmasıyla artış göstermiştir. Bu durum Şekil 4.20’de görülmektedir.

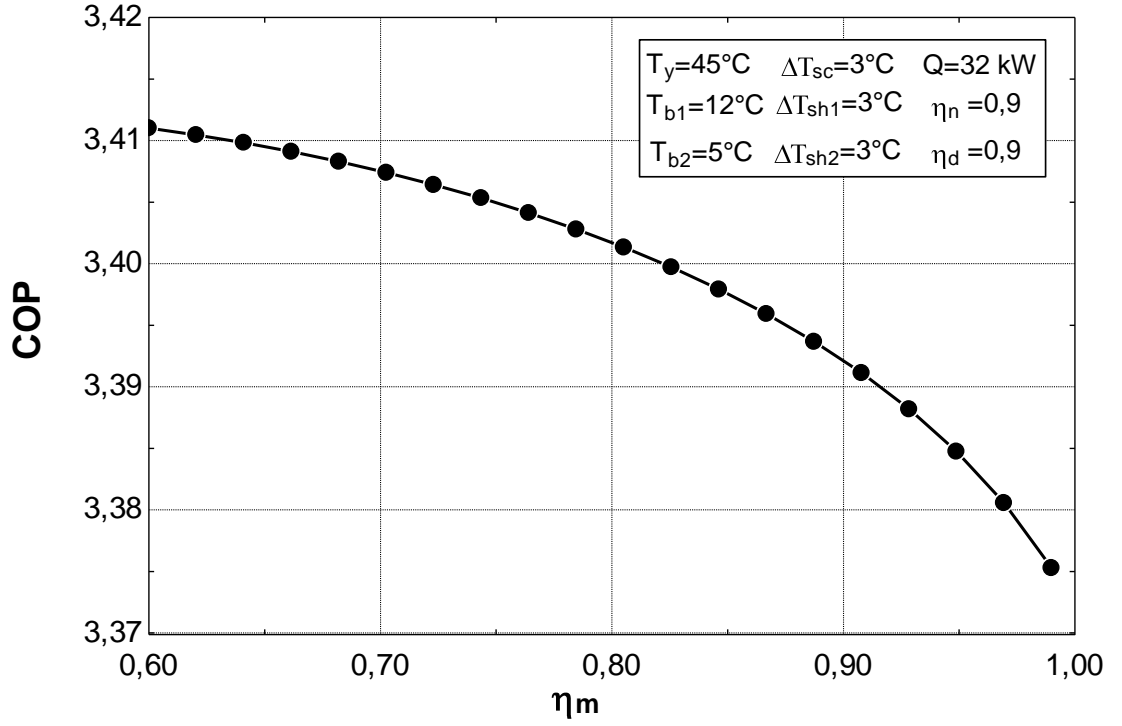
Karışım bölgesi veriminin soğutma etkinliği üzerinde neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı Şekil 4.21’de görülebilmektedir.



Şekil 4.19. Ejektör uzunluklarının karışım bölgesi verimiyle değişimi



Şekil 4.20. Ejektör çaplarının karışım bölgesi verimiyle değişimi



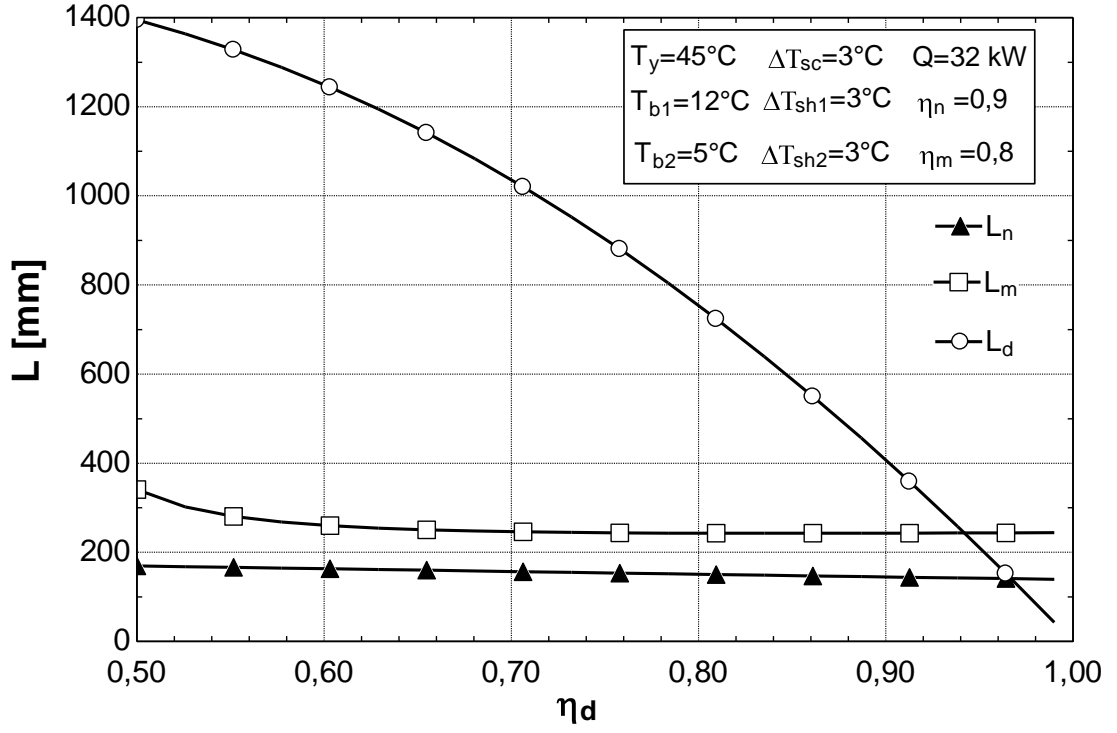
Şekil 4.21. Soğutma etkinliğinin karışım bölgesi verimiyle değişimi

4.5.3 Difüzör Verimine Göre İnceleme

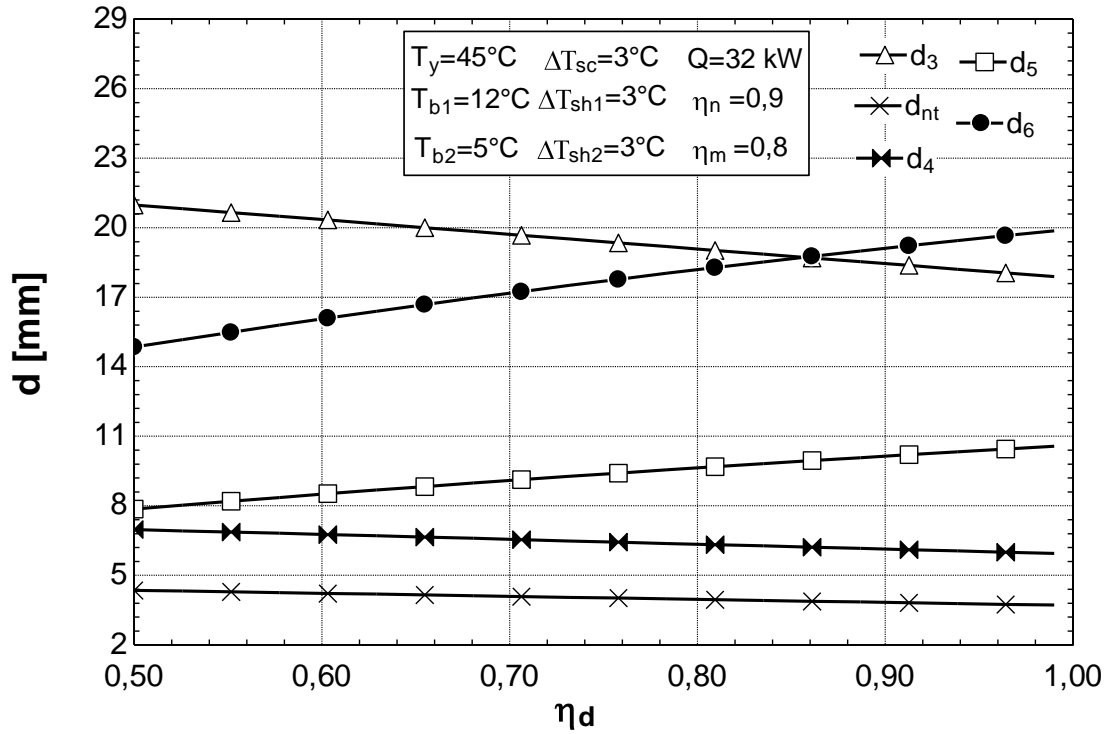
Difüzör verimi tıpkı lüle ve karışım bölgelerinde olduğu gibi difüzör boyunda büyük değişikliğe neden olmaktadır. Difüzör veriminin artması difüzör uzunluğunu oldukça küçültmekte iken karışım bölgesi ve lüle uzunluklarında hiçbir etkisinin bulunmadığı Şekil 4.22’de görülmektedir.

Difüzör verimi lüle kısma çapı ve lüle çıkış çaplarını çok az miktarda etkilemekle birlikte lüle giriş çapı difüzör verimiyle azalmaktadır. Karışım bölgesi çapı ve difüzör çapında ise difüzör veriminin artmasına bağlı olarak bir artış olduğu Şekil 4.23’de görülmektedir.

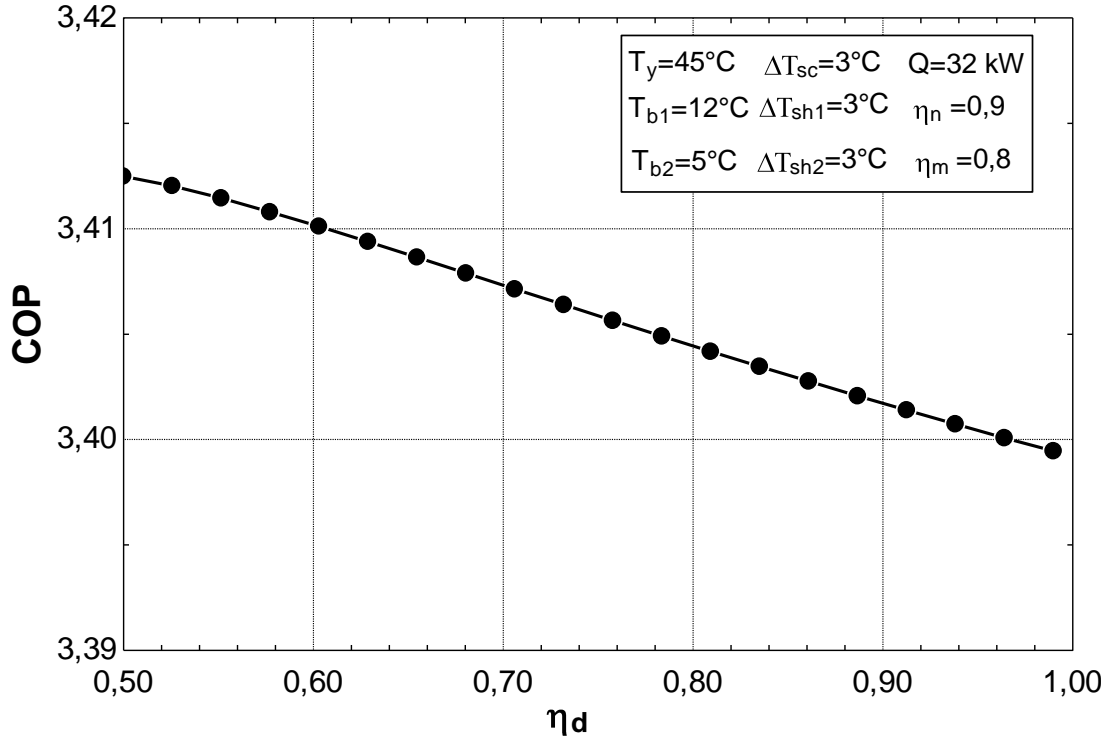
Difüzör veriminin soğutma etkinliği üzerinde neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı Şekil 4.24’de görülebilmektedir.



Şekil 4.22. Ejektör uzunluklarının difüzör verimiyle değişimi



Şekil 4.23. Ejektör çaplarının difüzör verimiyle değişimi

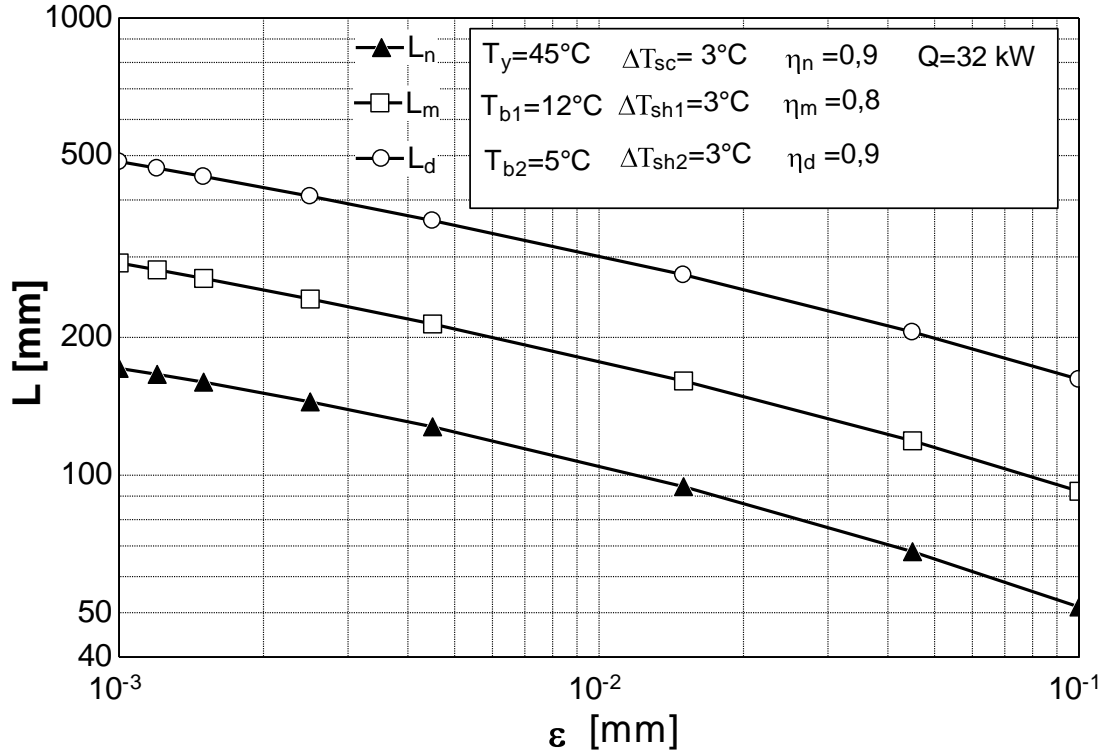


Şekil 4.24. Soğutma etkinliğinin difüzör verimiyle değişimi

4.6 Yüzey Pürüzlülüğüne Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

Yüzey pürüzlülüğü işlenmiş parçanın yüzey dokusundaki dalgalanmaları, atlamaları ifade etmektedir. Pürüzlülüğün artmasının ejektör uzunluğuna etkisi Şekil 4.25'te görülmektedir. Pürüzlülüğün artmasıyla ejektörün her üç kısmındaki uzunlukları azalmaktadır.

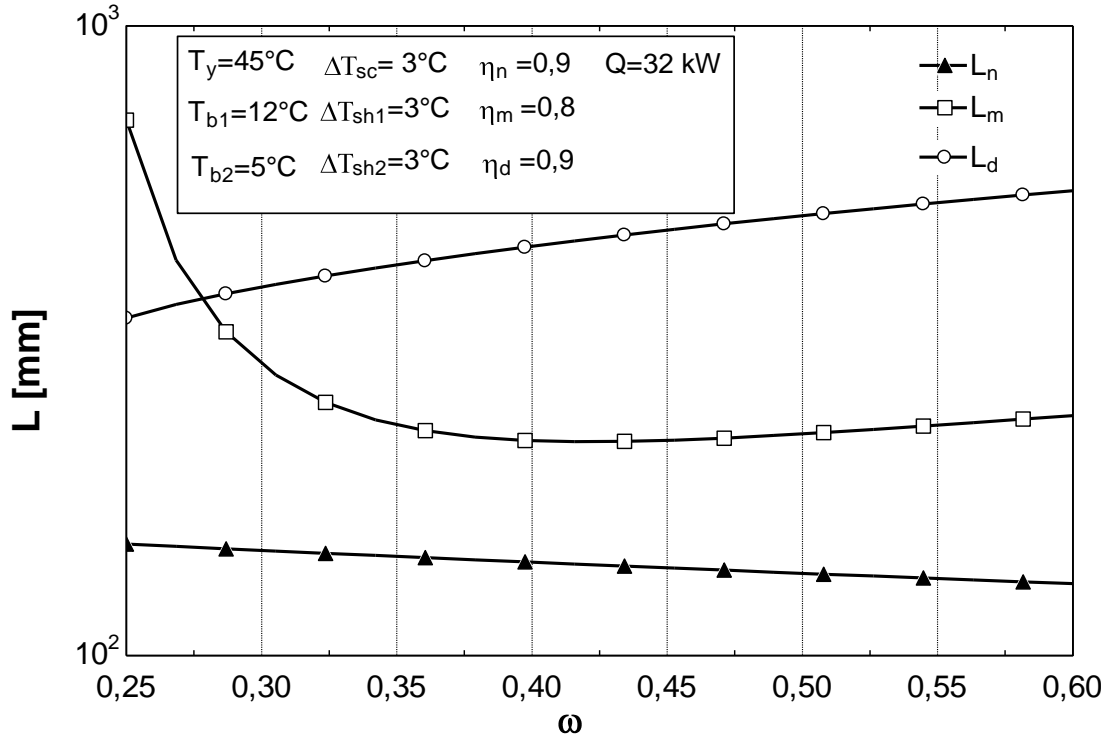
Pürüzlülüğün diğer parametrelere yani lüle çapları, karışım bölgesi çapı, difüzör çapı ve soğutma etkinliği üzerinde herhangi bir etkisi bulunmamaktadır.



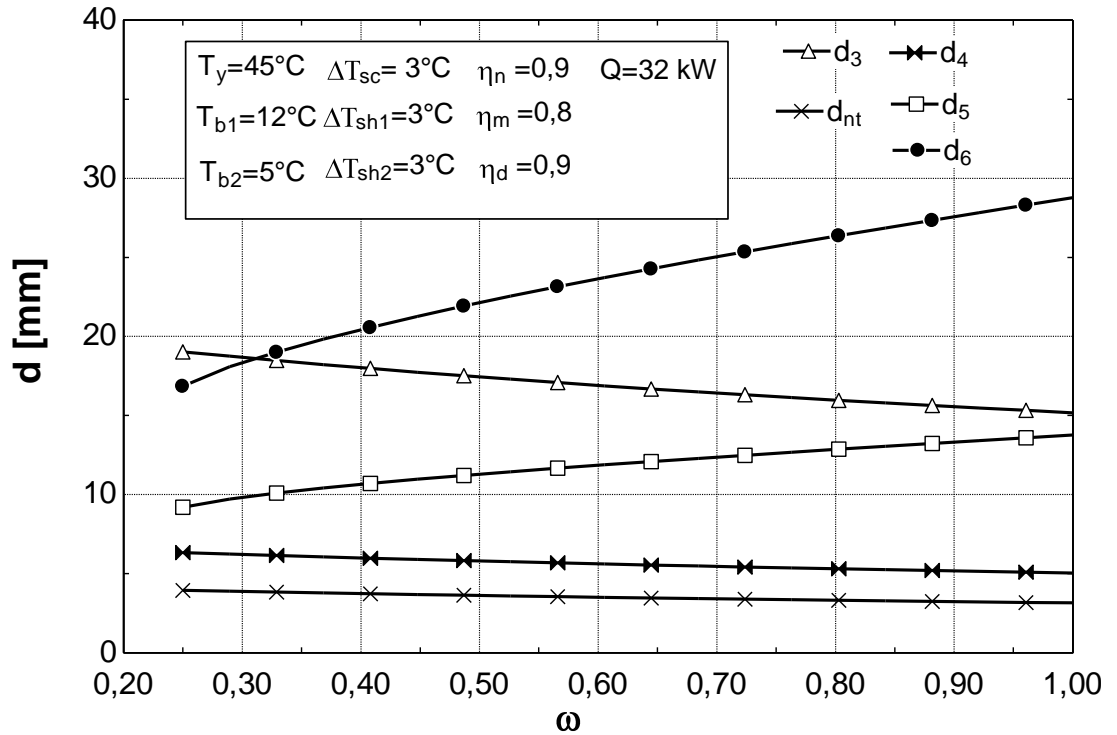
Şekil 4.25. Ejektör uzunluklarının pürüzlülük ile değişimi

4.7 Kütlesel Debi Oranına Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

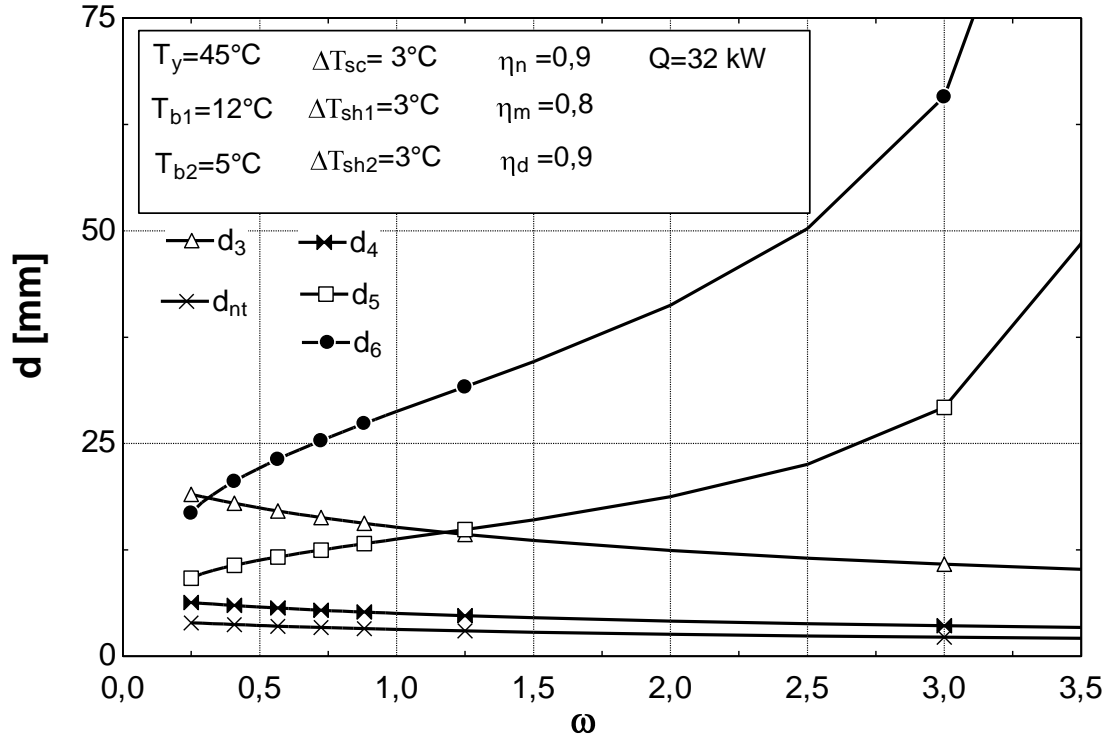
Kütlesel debi oranı $\omega = \dot{m}_8/\dot{m}_3$ şeklinde tanımlanmıştı. Ejektöre giren kütle miktarı yani \dot{m}_3 değerinin, \dot{m}_8 değerinden yani ikinci buharlaştırıcıdan gelen ikincil akış miktarından fazla olması durumunda omega değerimiz doğal olarak sıfırdan küçük değerler almaktadır. Bu aralıkta, yani omeganın 1'den küçük olması durumunda, karışım bölgesi uzunluğu yaklaşık $\omega = 0,425$ değerine kadar uzunluğu hızla azalmaktadır. Bu değerden sonra hem karışım bölgesi uzunluğu hem de difüzör uzunluğu yüksek bir oranla artmaktadır. Ancak bu kadar uzun olan difüzör ve karışım bölgesinin pratik olarak anlamı yoktur. Bu sırada lüle uzunluğu ise kütlesel debi oranı arttıkça karışım bölgesi ve difüzör uzunluğu artış oranından çok daha küçük bir azalış oranıyla azalmaktadır. Bu durum şekil 4.26'da görülmektedir.



Şekil 4.26. Ejektör uzunluklarının kütleli debi oranı ile değişimi



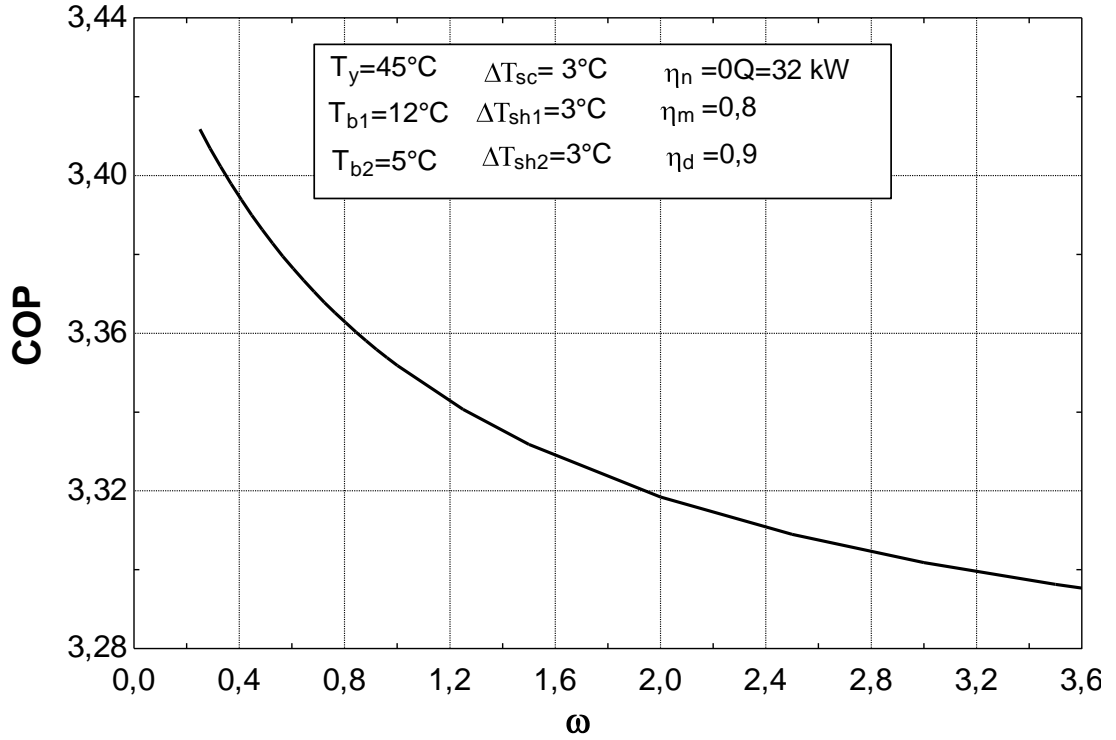
Şekil 4.27. Ejektör çaplarının kütleli debi oranı ile değişimi



Şekil 4.28. Ejektör çaplarının kütleli debi oranı ile değişimi

Kütleli debi oranı 0'dan 1'e doğru yaklaştıkça lüle giriş ve çıkış çaplarını bir miktar küçültmekte ve karışım bölgesi çapı ise bir miktar büyümektedir. Difüzör çıkış çapı ise daha yüksek bir oranda büyümektedir. Bu durum Şekil 4.27'de görülmektedir.

Kütleli debi oranı yaklaşık 3 değerinden sonra artmaya devam ettiğinde karışım bölgesi çapı ve difüzör çapı çok yüksek oranda artmaktadır. Bu ise pratikte karşılaşılan bir durum değildir. Bu durum Şekil 4.28'de görülmektedir.

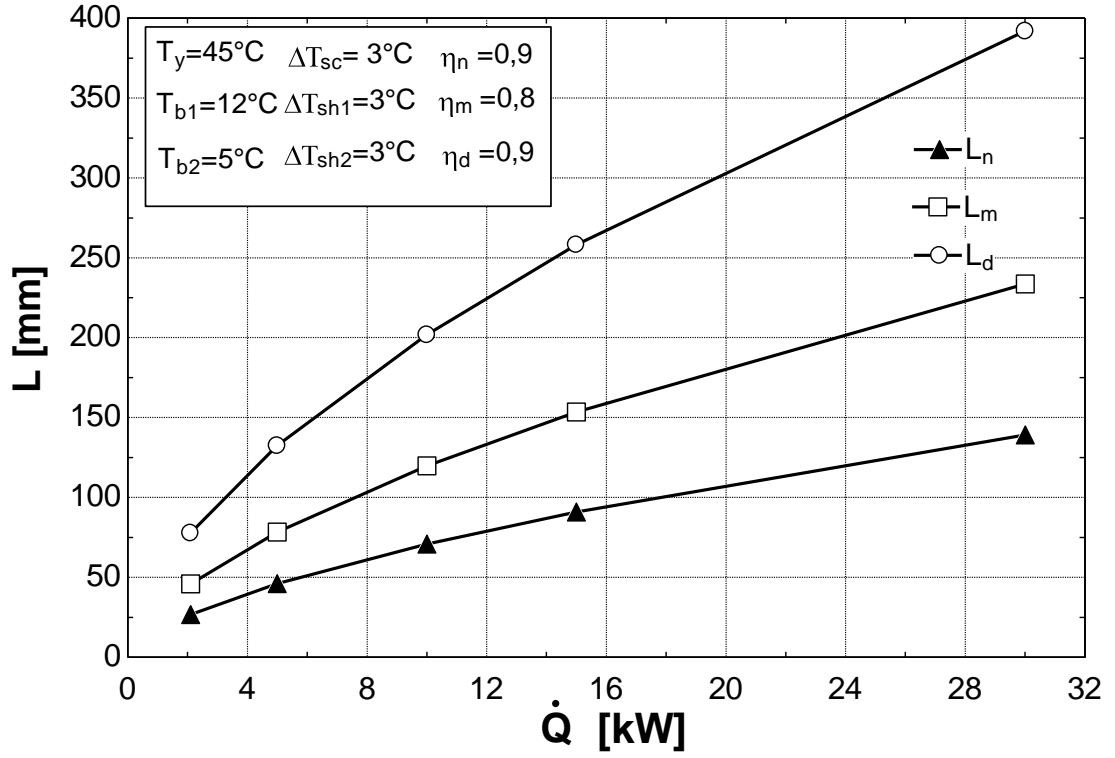


Şekil 4.29. Soğutma etkinliğinin kütleli debi oranı ile değişimi

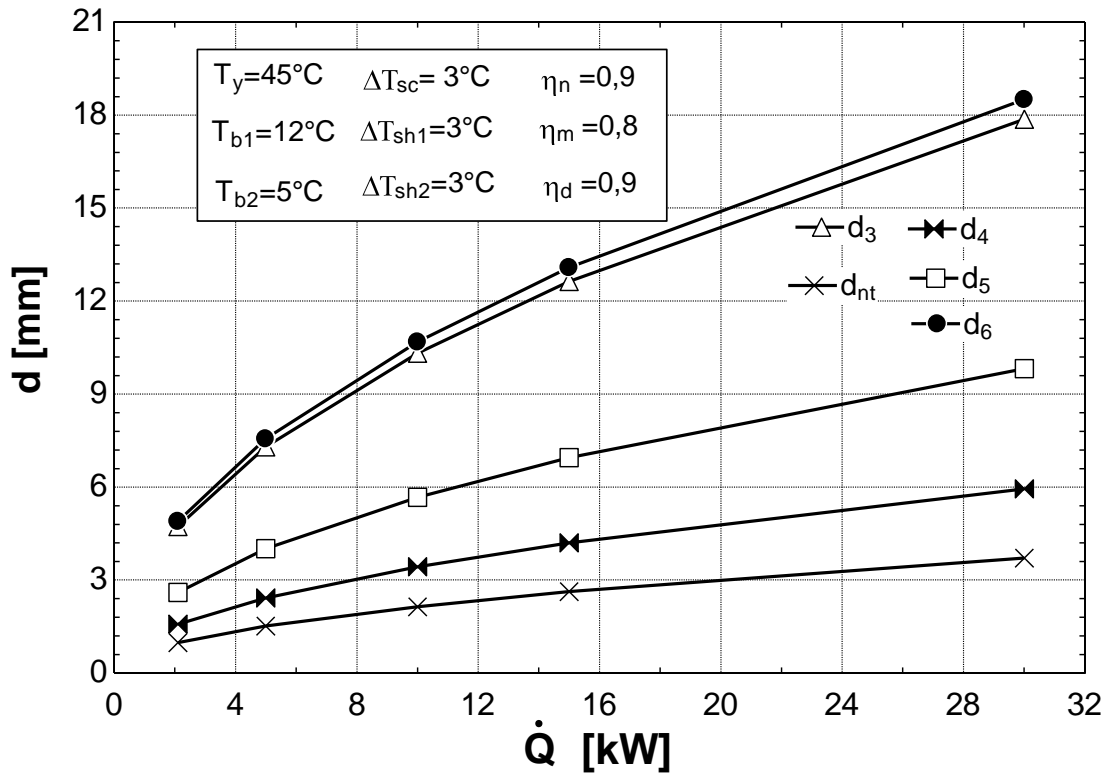
Kütleli debi oranının azalması soğutma etkinliği arttırmaktadır. Bu oran sıfıra doğru yaklaştıkça soğutma etkinliği de çok yüksek değerler alabilmektedir. Ancak kütleli debi oranının sıfıra yaklaşması demek ikinci buharlaştırıcıdan hiç akışkan geçmeyip, ejektörden çıkan akışkanın doğrudan birinci buharlaştırıcıya oradan da kompresöre girmesi anlamına gelmektedir. Bunun ise düşük sıcaklıkta soğutma yapılmasına imkân vermediği için uygulamada çok bir anlamı bulunmamaktadır. Ayrıca kütleli debi oranının çok fazla artması soğutma etkinliğini belli bir sayıya yaklaştırmaktadır. Bu durum Şekil 4.29’da görülmektedir.

4.8 Soğutma Yüküne Göre Ejektör Boyutlarının İncelenmesi

Soğutma yükünün artmasıyla sistemdeki tüm elemanların boyutlarında bir artış olmaktadır. Lüle, difüzör ve karışım bölgesi uzunlukları Şekil 4.30’da görüleceği üzere daha büyük soğutma kapasiteleri için daha büyük değerler almaktadır. Aynı şekilde lüle, difüzör ve karışım bölgesinin çapları da soğutma kapasitesinin artmasıyla daha da büyümektedir. Bu durum ise Şekil 4.31’de görülebilir.



Şekil 4.30. Ejektör uzunluklarının soğutma yükü ile değişimi



Şekil 4.31. Ejektör çaplarının soğutma yükü ile değişimi

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada; otobüslerde kullanılan mevcut buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ve iki fazlı ejektör ile iki buharlaştırıcı kullanılarak oluşturulan yeni çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün boyutları belirlenerek çeşitli parametrelere göre değişimleri incelenmiştir. İncelenen parametreler ve bu parametrelerin ejektör boyutlarına etkileri aşağıdaki gibidir.

- Yoğuşturucu sıcaklığının artırılması lüle giriş çapını az miktarda azaltsa da esas olarak difüzör uzunluğunun fazla miktarda artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca karışım bölgesi çapı da yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Ejektör boyutlarında azalmalara sebep olmayan yoğuşturucu sıcaklığının artması sistemin soğutma etkinliğini de bariz şekilde düşürmektedir.
- Birinci buharlaştırıcı sıcaklığındaki değişim genel olarak lüle ve karışım bölgesi uzunluğunu değiştirmemekte ancak sıcaklığın artması difüzör uzunluğunu, difüzör çıkış çapı ve karışım bölgesi çapını azaltmaktadır. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığını arttırmak sistemin soğutma etkinlik katsayısını arttırsa da düşük sıcaklıklarda soğutma yapabilmeyi engellediği için istenilen bir durum değildir.
- İkinci buharlaştırıcı sıcaklığını değiştirmek karışım bölgesi uzunluğunu etkilememekle beraber birinci buharlaştırıcı sıcaklığına çok yaklaşılmadığı sürece lüle uzunluğunda ve lüle çaplarında hafif bir azalmaya, difüzör boyunda, karışım bölgesi ve difüzör çıkış çapında ise hafif bir artmaya sebep olmuştur. İkinci buharlaştırıcı sıcaklığını değiştirmenin sistemin soğutma etkinlik katsayısı üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.
- Aşırı soğutma sıcaklığının değişmesi genel olarak lüle ve karışım bölgesi boyutlarının değiştirmemekte beraber aşırı soğutma sıcaklığının artması difüzör uzunluğunun azalmasına neden olmaktadır.
- Birinci ve ikinci buharlaştırıcı için aşırı ısıtma sıcaklığının değiştirilmesinin ejektör boyutlarını hem uzunluk hem de çap bakımından çok etkilemediği görülmüştür.
- Lüle, karışım bölgesi ve difüzör elemanlarının verimlerinin artmasıyla bu üç elemanında uzunluklarının doğrudan azaldığı görülmüştür. Boyut olarak

avantaj sağlayan yüksek verimin sistemin soğutma etkinlik katsayısı üzerinde hissedilebilir bir etkisi görülememiştir ancak en büyük etkinin sırayla karışım bölgesi verimi, lüle verimi ve difüzör verimi ile olduğu görülmüştür.

- Yüzey pürüzlülüğünün artması lüle, karışım bölgesi ve difüzör uzunluklarının doğrudan azalttığı görülmüştür. Ancak ejektör elemanlarının çapları ve soğutma etkinliği üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.
- Yoğuşturucudan çıktıktan sonra ejektöre giren birincil akış kütleli debisi (\dot{m}_3), genleşme valfinden geçerek ikinci buharlaştırıcıya giren ikincil akış kütleli debisinden (\dot{m}_8) daha fazla miktarda oldukça karışım bölgesi ve difüzörün çap ve uzunlukları azalmaktadır. Ayrıca bunun sistemin soğutma etkinlik katsayısı üzerinde de olumlu etkisi bulunmaktadır. Ancak en birincil akış kütleli debisi (\dot{m}_3) miktarının çok fazla olması düşük sıcaklıktaki ikinci buharlaştırıcıdan çok daha az faydalanılması anlamına gelmektedir. Bu ise istenilen sıcaklıkta soğutma yapılmasının engellediği için çok istenilen bir durum değildir.
- Soğutma yükü ile ejektörün boyutları doğru orantılı olarak değişmektedir. Soğutma yükünü arttırmanın sistemin tüm elemanları üzerinde boyutları arttırıcı yönde bir etkisi olduğu görülmektedir.
- Ejektörün soğutma çevrimine ilave edilmesiyle sistemin soğutma etkinlik katsayısında yaklaşık %15 lük bir artış olduğu görülmüş olup bu önemli artış aynı kapasitede soğutma yapabilmek için daha az enerji harcayacağımız anlamına gelmektedir.

Ejektör boyutlarının değişik parametreler altında çok farklı sonuçlar verdiği görülmüş olup istenilen çalışma şartlarının çok iyi belirlendikten sonra bu parametrelerin belirli bir referansa göre optimize ederek mühendislik açısından en uygun boyutların belirlenebilmesi mümkündür.

KAYNAKLAR

- [1] Kranakis, E.F., The French connection: Giffard's injector and the nature of heat, *Technol Cult*, Vol. 23, pp. 3-38, 1982.
- [2] Chunnanond, K., Aphornratana, S., Ejector applications in refrigeration technology, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 8, 129e155, 2004.
- [3] Gosney, WB. Principle of refrigeration, Cambridge University Press; Cambridge,1982.
- [4] Keenan J, Neumann EFL. An investigation of ejector design by analysis and experiment. *Journal of Applied Mechanics*, ASME Transactions1950:72.
- [5] Munday J, Bagster D. A new theory applied to steam jet refrigeration. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*;16:442–51, 1977.
- [6] Eames I.W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 18:378–86,1995.
- [7] Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Petrenko VAA. 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22:354–64, 1999.
- [8] Zhang B, Shen S. A theoretical study on a novel bi-ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 26:622–6,2006.
- [9] Zhu Y, Cai W, Wen C, Li Y. Simplified ejector model for control and optimization, *Energy Conversion and Management*, 49:1424–32, 2008.
- [10] Yapıcı R, Ersoy HK. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejectorflow model, *Energy Conversion and Management*, 46:3117–35, 2005.
- [11] Khalil A, Fatouh M, Elgendy E. Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34: 1684–98, 2011.
- [12] Elakhdar M, Nehdi E, Kairouani L, Tounsi N, Simulation of an ejector used in refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 34: 1657–67, 2011.
- [13] Sherif SA, Lear WE, Steadham JM, Hunt PL, Holladay JB. Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system fo

- aerospace applications. *International Journal of Mechanical Sciences* 2000;42:185–98.
- [14] Cizungu K, Groll M, Ling ZG. Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems. *Applied Thermal Engineering* 2005;25:1979–94.
- [15] Ünal, Ş., (1991), Jetli soğutma sistemlerinin teorik olarak modellenmesi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 111 syf.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] Rusly E, Aye L, Charters WWS, Ooi A. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *International Journal of Refrigeration* 2005;28: 1092–101.
- [19] Scott D, Aidoun Z, Bellache O, Ouzzane M. CFD Simulations of a supersonic ejector for use in refrigeration applications. In: *Proceedings of 12th international refrigeration and airconditioning conference at Purdue; July 14–17 2008.*
- [20] Scott D, Aidoun Z, Ouzzane M. An experimental investigation of an ejector for validating numerical simulations. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1717–23.
- [21] Utomo, T., Ji, M., Kim, P., Jeon, H., Chung, H., CFD Analysis on the Influence of Converging Duct Angle on the Steam Ejector Performance, *Eng Opt 2008 - International Conference on Engineering Optimization*, Rio de Janeiro, Brazil, 01 - 05 June 2008.
- [22] 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.*
- [23] Gould, D. Theoretical analysis of the steam pressure Exchange ejector for an automotive airconditioning application. B.S. in Mechanical Engineering, May 2005 University of Vermont

- [24] Power R.B., 1993, Steam jet ejectors for the process industries, McGraw-Hill, New York City, NY, USA
- [25] Mains, W.D., Richenberg, R.E., Steam Jet Ejectors in Pilot and Production Plants, Chemical Engineering Process, March 1967, pp.1-5.
- [26] Al-Khalidy, N. (1997a). "Experimental Investigation of Solar Concentrating Collectors in a Refrigerant Ejector Refrigeration Machine." *International Journal of Energy Research* 21(12): 1123-1131.
- [27] Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A. and Zhuk, K. B. (1998). "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b." *Solar Energy* 64(4-6): 223–226.
- [28] 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.
- [29] Lansing, F.L., Chai, V.W., A thermodynamic analysis of a solar-powered jet refrigeration system, *DSN Progress Report*, 1977, pp.209-217.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] Huang, B.J., Chang, J.M., Empirical correlation for ejector design, *International Journal of Refrigeration* 22, pp.379–388, 1999.
- [33] Sokolov, M., Hershgal, D., Compression enhanced ejector refrigeration cycle for low-grade heat utilization, CH2781-3/89/ IEEE, 1989, pp.2543-2548.
- [34] 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.
- [35] Eames, I.W., Aphornratana, S., Sun, D.W., The jet-pump cycle-a low cost refrigerator option powered by waste heat, 1995.
- [36] Sun, D.W., Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy* Vol. 21, No. 10, pp.919-929, 1996.
- [37] Sun, D.W., Experimental Investigation of the Performance Characteristics of a Steam Jet Refrigeration System, *Energy Sources*, 1997, pp.349-367

- [38] Sun, D.W., Evaluation of a combined ejector vapour-compression refrigeration system, *Int. J. Energy Res.*, 22, pp.333-342, 1998.
- [39] Aly, N.H., Karameldin, A., Shamloul, M.M., Modelling and simulation of steam jet ejectors, *Desalination* 123, pp.1-8, 1999.
- [40] 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.
- [41] Hsu, C.T., Investigation of an ejector heat pump by analytical methods, ORNL/CON-144, Dist. Category UC-95d, 1984, pp.1-62.
- [42] Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, *IEEE*, 1996, pp.702-706.
- [43] 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.
- [44] Ouzzane, M., Aidoun, Z., Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp.2337–2351, 2003.
- [45] 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.
- [46] Al-Ansary, H.A.M., Investigation and improvement of ejector-driven heating and refrigerating systems, Phd. Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
- [47] Selvaraju, A., Mani, A., Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Vol.24, pp.827–838, 2004.
- [48] 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.
- [49] 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.

- [50] Watanawanavet, S., Optimization of a high-efficiency jet ejector by computational fluid dynamics software, Master of Science, Texas A&M University, 2005.
- [51] 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.
- [52] 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.
- [53] Bergander, M.J., Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 17-20, 2006
- [54] Dahmani, A., Aidoun, Z., Galanis, N., On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, *On the Performance of Ejector Refrigeration Systems*, pp.124-128, 2006.
- [55] 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.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] 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.
- [59] Yapıcı, R., Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, Vol.49, pp.953–961, 2008.
- [60] 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.
- [61] Chaiwongsa, P., Wongwiset, 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.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] Jaruwongwittaya T, Chen G. Application of Two Stage Ejector Cooling System in a Bus. *Energy Procedia* 2012;14:187 – 197.
- [65] N. Bilir Sag, H.K. Ersoy, A. Hepbasli, H.S. Halkaci, Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities, *Energy Convers. Manag.* 90 (2015) 184e194.
- [66] C. Reddick, Y. Mercadier, M. Ouzzane, Experimental study of an ejector refrigeration system, in: *International Refrigeration and Air-conditioning Conference*, Purdue in USA, July 16-19, 2012. Paper-1176. Conference, Purdue in USA, July 16-19, 2012. Paper-1176.
- [67] Elbel S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbondioxide air-conditioning applications. *International Journal of Refrigeration* 2011;34(7):1545–61.
- [68] N. Lawrence, S. Elbel, Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including first and second law analysis, *Int. J.Refrig.* 2013;36:1220-1232.
- [69] N. Lawrence, S. Elbel, Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, *Int. J.Refrig.* 2014;38:310-322.
- [70] K. Ameer, Z. Aidoun, M. Ouzzane, Modeling and numerical approach for the design and operation of two-phase ejectors, *Appl. Therm. Eng.* XX (2014)1e10.

- [71] Smolka J, Bulinski Z, Fic A, Nowak A, Banasiak K, Hafner A. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach. *Applied Mathematical Modelling* 2013;37:1208–1224.
- [72] Brodie, B.R., Takano, Y., Gocho, M., 2012. Evaporator with integrated ejector for automotive cabin cooling, SAE Technical Paper 2012-01-1048.
- [73] N. Lawrence, S. Elbel. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International journal of refrigeration* 62 (2 0 1 6) 1–18.
- [74] Ünal Ş. Determination of the ejector dimensions of a bus air-conditioning system using analytical and numerical methods. *Applied Thermal Engineering* 90 (2015) 110e119
- [75] Ünal Ş, Yılmaz T, Thermodynamic Analysis of the Ejector Air-Conditioning System for Buses, *Applied Thermal Engineering*, Volume 79, 25 March 2015, Pages 108-116.
- [76] Trott AR, Welch T, *Refrigeration and Air-Conditioning*, Third Edition, Butterworth- Heinemann, 2000.
- [77] Çengel YA, Cimbala JM, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill, 2nd Edition, 2010.
- [78] Balcilar M, Aroonrat K, Dalkilic AS, Wongwises S, A numerical correlation development study for the determination of Nusselt numbers during boiling and condensation of R134a inside smooth and corrugated tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2013; 48:141–148.

ÖZGEÇMİŞ

1. **Adı Soyadı** : Uğur ACAR
2. **Doğum Tarihi** : 21.04.1985
3. **Ünvanı** : Makine Mühendisi

4. Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen	Osmaniye Anadolu Lisesi	2003
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2009
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2016

5. İş Tecrübesi:

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Bakım Mühendisi	Yolbulan Baştuğ Met. San. A.Ş.	2011–2012
Mühendis	Osmaniye Çevre ve Şehircilik İl Müdürlüğü	2012 -