

**PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R410A KULLANIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**İlker GÖKAY**

**Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği**


**Programı : Tezli Yüksek Lisans**


**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rasim KARABACAK**


**Haziran,2012**

## YÜKSEK LİSANS TEZ ONAY FORMU

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü 09110022 nolu öğrencisi İlker GÖKAY tarafından hazırlanan “Ejektörlü Soğutma Sistemlerinde R410a Kullanımı” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Rasim KARABACAK (PAÜ)   
(Jüri Başkanı)

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA (DEÜ) 

Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Gülay YAKAR (PAÜ) 

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 04/07/2012 tarih ve ..17/16..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü  
Prof. Dr. Nuri KOİSÜZ

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

İmza



Öğrenci Adı Soyadı : İlker GÖKAY

## ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında değerli yardımlarını esirgemeyen ve her türlü kolaylığı gösteren Sayın Prof. Dr. Rasim KARABACAK hocama; hayatımın her anında olduğu gibi tez çalışmamda da bana manevi destek veren aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Haziran 2012

İlker Gökay  
Makine Mühendisi

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖZET.....</b>	<b>xii</b>
<b>SUMMARY.....</b>	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı.....	4
1.2 Literatür Özeti.....	4
<b>2. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR, BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE ELEMANLARI.....</b>	<b>7</b>
2.1 Soğutucu Akışkanlar .....	7
2.2 Buhar Sıkıştırılmalı (Mekanik) Soğutma Çevrimi.....	14
2.3 Ejektör Genleştiricili Kompresörlü Soğutma Çevrimi Sistem Elemanları.....	16
2.3.1 Ejektör .....	16
2.3.2 Separatör.....	16
2.3.3 Kompresör .....	17
2.3.4 Kondenser .....	17
2.3.5 Genleşme Valfi .....	18
2.3.6 Evaporatör .....	18
2.4 Ejektör Genleştiricili Kompresörlü Soğutma Çevrimi.....	19
2.5 Sistemin Termodinamik Analizi .....	21
2.5.1 Kompresörün Birinci Kanun Analizi .....	21
2.5.2 Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi .....	22
2.5.3 Ejektör Birinci Kanun Analizi .....	22
2.5.3.1 Tahrik Memesinin Termodinamik Analizi ( 1 ~ 1 <sub>b</sub> ) .....	23
2.5.3.2 Emme Memesinin Termodinamik Analizi ( 2 ~ 2 <sub>b</sub> ) .....	23
2.5.3.3 Ejektörün Sabit Kesitli Karışım Odasının Termodinamik Analizi (1 <sub>b</sub> , 2 <sub>b</sub> ~ 3 <sub>m</sub> ).....	24
2.5.3.4 Ejektörün Difüzör Kısmının Termodinamik Analizi (3 <sub>m</sub> ~ 3 <sub>d</sub> ) .....	24
2.5.4 Evaporatörün Termodinamik Analizi .....	25
2.5.5 Kondenser Birinci Kanun Analizi.....	25
2.6 Sistemin Kompresör Gücü (W <sub>komp</sub> ) Hesabı .....	26
2.7 Ejektörlü Sistemin Soğutma Performansı Katsayısı (COP <sub>i</sub> ) Hesabı .....	26
2.8 Klasik Soğutma Sisteminin Soğutma Performansı Katsayısı ( COP <sub>k</sub> ) Hesabı .....	26
2.9 Ejektörlü Sistemin Soğutma Performansı Katsayısındaki İyileşme Oranının ( COP <sub>r</sub> ) Hesabı .....	27
2.10 Ejektörlü Sistemin Optimum Ejektör Alan Oranının (A <sub>opt</sub> ) Hesabı .....	27
2.11 Ejektörlü Sistemin Kompresör Sıkıştırma Oranının ( ε ) Hesaplanması.....	27
<b>3. ARAŞTIRMA METODUNUN OLUŞTURULMASI.....</b>	<b>28</b>
3.1 Modelin Belirlenmesi .....	28
3.1.1 Sabit Basınç Modeli .....	28
3.1.2 Sabit Alan Modeli .....	28
3.2 Hesaplama Methodunun Oluşturulması .....	33
3.3 Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi .....	33

3.4 Hesaplamalarda Kullanılacak Yazılım Programının Oluşturulması.....	33
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞILMASI.....</b>	<b>35</b>
4.1 Farklı Kondenser Sıcaklıklarına Göre Kütlesel Debi Oranına Bağlı Olarak Soğutma Kapasitesi Değişimlerinin İncelenmesi .....	36
4.2 Farklı Evaporatör Sıcaklıklarına Göre Kütlesel Debi Oranına Bağlı Olarak Soğutma Kapasitesi Değişimlerinin İncelenmesi .....	41
4.3 R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Kondenser Sıcaklık Değişimine Bağlı Olarak Optimum Ejektör Alan Oranlarının Değişiminin İncelenmesi.....	48
4.4 Farklı Evaporatör Sıcaklıklarına Göre Çeşitli Soğutucu Akışkanların Ejektör Alan Oranı Değişimlerinin İncelenmesi.....	49
4.5 Farklı Soğutucu Akışkanlar için Kütlesel Debi Oranına Bağlı Olarak Kompresör Sıkıştırma Oranı Değişimlerinin İncelenmesi .....	50
4.6 Farklı Kondenser Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\epsilon$ ) Değişimlerinin İncelenmesi.....	51
4.7 Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\epsilon$ ) Değişimlerinin İncelenmesi.....	52
4.8 Kondenser Sıcaklık Değişimine göre Soğutucu Akışkanların Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi.....	53
4.9 Kondenser Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi .....	54
4.10 Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre Soğutucu Akışkanların Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi.....	55
4.11 Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirme Oranlarının İncelenmesi .....	56
<b>5. SONUÇLAR.....</b>	<b>57</b>
<b>6. ÖNERİLER.....</b>	<b>58</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>59</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>61</b>

## KISALTMALAR

<b>ODP</b>	: Ozon Delicilik Potansiyeli Katsayısı
<b>GWP</b>	: Küresel Isınma Potansiyeli Katsayısı
<b>COP</b>	: Soğutma Performansı Etkinlik katsayısı
<b>COP<sub>i</sub></b>	: Ejektörlü soğutma sisteminin etkinlik katsayısı
<b>COP<sub>k</sub></b>	: Klasik soğutma sisteminin etkinlik katsayısı
<b>COP<sub>r</sub></b>	: Ejektörlü soğutma sisteminin etkinlik katsayısındaki iyileşme oranı
<b>b</b>	: Primer ve sekonder akışların karışma odasına giriş durumu
<b>d</b>	: Difüzör
<b>e</b>	: Evaporatör
<b>f</b>	: Doymuş sıvı
<b>g</b>	: Doymuş buhar
<b>i</b>	: Ejektörlü sistem
<b>is</b>	: İzentropik
<b>k</b>	: Klasik soğutma sistemi
<b>kon</b>	: Kondenser
<b>komp</b>	: Kompresör
<b>m</b>	: Karışmış akışın karışma odası çıkış durumu
<b>n</b>	: Sesüstü lülesi
<b>opt</b>	: Optimum
<b>s</b>	: Emme Odası
<b>1b</b>	: Karışma odası girişindeki primer akışın durumu
<b>2b</b>	: Karışma odası girişindeki sekonder akışın durumu
<b>3m</b>	: Karışma odası çıkışındaki karışmış akışın durumu
<b>3d</b>	: Difüzör çıkışındaki karışmış akışın durumu
<b>EES</b>	: Engineering Equation Solver Programı

## TABLO LİSTESİ

### Tablolar

2.1 : Karışım Halinde Bulunan Soğutkanlar .....	27
2.2 : Saf Halde Bulunan Soğutkanlar.....	28
2.3 : Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri .....	29
3.1 : R410a için Elde Edilen Optimum $P_b$ ve $P_{3m}$ Değerleri.....	48
3.2 : Hesaplama da Kullanılan Değişken ve Sabit Parametre Değerleri .....	49



## ŞEKİL LİSTESİ

### Şekiller

2.1 : Tek kademeli buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimi.....	14
2.2 : Tek kademeli ideal bir soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramı.....	15
2.3 : Ejektör .....	16
2.4 : Seperatör.....	16
2.5 : Kompresör .....	17
2.6 : Kondenser.....	17
2.7 : Genleşme Valfi .....	18
2.8 : Evaporatör .....	19
2.9 : Ejektör Genleştiricili Kompresörlü Soğutma Çevriminin Tesisat Şeması ve P-h Diyagramı.....	19
2.10 : Ejektörün Şematik Gösterimi .....	20
3.1 : Sabit Basınç Modelli Ejektörün Şematik Gösterimi.....	28
3.2 : Sabit Alan Modelli Ejektörün Şematik Gösterimi.....	29
4.1 : $T_{kon}=35\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	36
4.2 : R717 için $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ ve Farklı Kondenser Sıcaklıkları için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	37
4.3 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	38
4.4 : $T_{kon}=45\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	39
4.5 : $T_{kon}=50\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	40
4.6 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=0\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	41
4.7 : R717 için $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ ve Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için $Q_{ev} - w$ Değişimi .....	42
4.8 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=(-)5\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	43
4.9 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=(-)10\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi.....	44
4.10 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=(-)15\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi .....	45
4.11 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=(-)20\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi .....	46
4.12 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=(-)25\text{ C}^{\circ}$ için $Q_{ev} - w$ Değişimi .....	47
4.13 : $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Kondenser Sıcaklık Değişimine Bağlı Optimum Ejektör Alan Oranı Değişimi.....	48
4.14 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ için R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Evaporatör Sıcaklık Değişimine Bağlı Optimum Ejektör Alan Oranı Değişimi .....	49
4.15 : $T_{kon}=35\text{ C}^{\circ}$ , $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için $\varepsilon - w$ Değişimi.....	50
4.16 : $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ ve Farklı Kondenser Sıcaklıkları için R22 ve R410a'nın Kütleli Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\varepsilon$ ) Değişimleri .....	51
4.17 : $T_{kon}=40\text{ C}^{\circ}$ ve Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için R22 ve R410a'nın Kütleli Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\varepsilon$ ) Değişimleri .....	52
4.18 : $T_{ev}=5\text{ C}^{\circ}$ için Farklı Soğutkanların Kondenser Sıcaklığı Değişimine Bağlı Soğutma Performans Katsayısı İyileştirme Oranlarının Değişimi ...	53

<b>4.19</b> : $T_{ev}=5\text{ C}^\circ$ için Kondenser Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirme Oranlarının Değişimi .....	54
<b>4.20</b> : $T_{kon}=40\text{ C}^\circ$ için Farklı Soğutkanların Evaporatör Sıcaklığı Değişimine Bağlı Soğutma Performans Katsayısı İyileştirme Oranlarının Değişimi .....	55
<b>4.21</b> : $T_{kon}=40\text{ C}^\circ$ için Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirme Oranlarının Değişimi .....	56

## SEMBOL LİSTESİ

$A_r$	Ejektör alan oranı $[(a_{1b}+a_{2b}) / a_{1b}]$
$a_{1b}$	Primer akış bölgesinin alanı ( $m^2$ )
$a_{2b}$	Sekonder akış bölgesinin alanı ( $m^2$ )
$a$	Alan( $m^2$ )
$h$	Özgül entalpi(kJ/kg)
$\dot{m}$	Kütle debisi(kg/s)
$P$	Basınç (kPa)
$P_{1b}$	Primer Akışkanın Ejektör Sabit Alan Karışım Odası Giriş Basıncı (kPa)
$P_{2b}$	Sekonder Akışkanın Ejektör Sabit Alan Karışım Odası Giriş Basıncı (kPa)
$s$	Özgül entropi(kJ/kgK)
$T$	Sıcaklık( $^{\circ}C$ )
$T_{kon}$	Kondenser Sıcaklığı( $^{\circ}C$ )
$T_{ev}$	Evaporatör Sıcaklığı( $^{\circ}C$ )
$u$	Hız(m/s)
$v$	Özgül hacim( $m^3/kg$ )
$\dot{W}$	Güç(kW)
$\dot{w}$	Birim kütle için harcanan iş(kJ/kg)
$w$	Kütleli Debi oranı ( $\dot{m}_2 / \dot{m}_1$ )
$x$	Kuruluk derecesi
$\eta$	İzentropik verim
$\eta_n$	Tahrik Memesi Verimi
$\eta_s$	Emme Memesi Verimi
$\eta_d$	Difüzör Verimi
$\eta_d$	Kompresör Verimi
$\varepsilon$	Kompresör Sıkıştırma Oranı
$Q_{çıkan}$	Kondenserden Dış Ortama Aktarılan Isı Enerjisi (kW)
$Q_{giren}$	Evaporatörden Sisteme Dahil Olan Isı Enerjisi (kW)
$K$	Ejektör Karışım Odası Çıkışı Kütle Debisi (kg/s)

## **Alt İndisler**

b	: Primer ve sekonder akışların karışma odasına giriş durumu
1b	: Karışma odası girişindeki primer akışın durumu
2b	: Karışma odası girişindeki sekonder akışın durumu
m	: Karışmış akışın karışma odası çıkış durumu
3m	: Karışma odası çıkışındaki karışmış akışın durumu
d	: Difüzör
3d	: Difüzör çıkışındaki karışmış akışın durumu
e	: Evaporatör
f	: Doymuş sıvı
g	: Doymuş buhar
is	: İzentropik
i	: Ejektörlü sistem
k	: Klasik soğutma sistemi
r	: Ejektörlü sistem kullanımının klasik sisteme göre durumu
kon	: Kondenser
komp	: Kompresör
opt	: Optimum
s	: Emme Odası

## ÖZET

### EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R410A KULLANIMI

Bu çalışmada ejektörlü soğutma sistemlerinde R410A soğutucu akışkan kullanımının sistem performansına etkisinin araştırılması amaçlanmıştır. Ejektör genleştiricili kompresörlü soğutma sistemi matematiksel olarak modellenerek Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı yardımıyla sekiz farklı soğutucu akışkan kullanılarak farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıkları için uygulanmış sistemin soğutma kapasitesi ve kütleli debi oranları elde edilmiştir. Elde edilen bulgular grafikleştirilerek sekiz farklı soğutucu akışkan, karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Ayrıca R410A soğutucu akışkanının kütleli debi oranına bağlı olarak soğutma kapasitesi değerlerinin R22 soğutucu akışkanına yakın, kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığının ise R22 soğutucu akışkanına göre daha geniş olduğu elde edildi. Kyoto ve Montreal Protokollerine göre çevreye yaptığı olumsuz etkileri nedeniyle üretimi durdurulan ve 2020 yılından itibaren de kullanımı yasaklanacak olan R22 soğutucu akışkanı yerine R410A'nın kullanımının ejektörlü soğutma sistemlerinde iyi bir alternatif olabileceği gösterildi.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma Sistemleri, Soğutkan, Ejektör, Soğutma Kapasitesi, Kütleli Debi Oranı

## SUMMARY

### USING REFRIGERANT R410A IN COOLING SYSTEMS WITH EJECTOR

In this study, we mainly focused on the effect of the system performance of the using R410A refrigerant at ejector cooling systems. After we have been mathematically modeled the cooling system which have a compressor and an ejector as a expander, we founded the system's cooling capacity values and mass flow rates values with the help of Engineering Equation Solver (EES) software program. Eight different refrigerants have been analyzed by comparing the graphics. We have founded the R410A refrigerant's cooling capacity values which depend on the mass flow rate values is close to R22 and also have a wider operating range than R22. According to the Kyoto and Montreal Protocols, production of R22 has been discontinued and also going to be banned after 2020. We investigated the R410A will be a good alternative for R22 at ejector cooling systems.

**Key Words:** Refrigeration Systems, Refrigerant, Ejector, Cooling Capacity, Mass Flow Rate

## 1. GİRİŞ

Yeryüzündeki canlılar için koruyucu bir perde görevi gören, dünyayı yerçekiminin etkisiyle saran gaz ve buhar tabakasına atmosfer denir. Dünyamızı çevreleyen atmosfer yedi katmandan oluşmaktadır. Bu katmanlardan ikincisi dünya yüzeyinin birkaç kilometre uzaklığında bulunan stratosferdir. Stratosferden yukarı çıkıldıkça sıcaklık değerlerinde artış görülür. Bunun nedeni ozon tabakasının varlığı ile ilgilidir. Kimyasal formülü  $O_3$  olan Ozon, oksijen ile allotropik özellik gösterir. Stratosferde bulunan ozon tabakası güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarını absorbe eder ve dünyamızı güneşin tehlikeli elektromanyetik radyasyon etkisinden korur. Ozon tabakasının zarar görmesi canlılar için büyük bir tehlike oluşturur.

Güneşten yeryüzüne gelen ışınlar geriye dönerken atmosferde bulunan gazlar tarafından tutulmaktadır. Eğer bu gazların dengesi değişir ve güneş ışınları gaz tabakasının içerisinde daha uzun süre kalırsa bu durum sera etkisi yaratarak sıcaklık değerlerinin normal değerlerin üzerine çıkmasına neden olur. Bu durum küresel ısınma olarak tanımlanır.

Karbon emisyonunun artması, ozon tabakasının incilmesi ve küresel ısınma birbirleriyle ilişkili sorunlardır. Bu sorunlar yeryüzündeki iklimsel değişikliklere ve insan sağlığına önemli derecede etki etmekte olup birlikte ele alınması gereken sorunlardır.

Soğutma sistemlerinde, ısının taşınması görevini yapan ara maddeler "soğutucu akışkan" veya daha kısaltılmış şekliyle "soğutkan" olarak tanımlanmaktadır. Soğutkanların özelliklerinin bilinmesi soğutma sistemlerinin verimliliğinin artırılması açısından önemlidir.

1930'lu yıllarda CFC soğutkanlar kendilerinden önce kullanılan soğutkanlar için güvenilir alternatifler olarak piyasaya sürülmeye başladı. Bu soğutkanların soğutma sistemlerinde kullanımı güvenli ve verimli olmalarından dolayı kısa süre içinde yaygınlaştı. 1950'li yıllarda ise HCFC soğutkanlar CFC soğutkanlara alternatif soğutkan olarak kullanılmaya başladı. (IIR, 2004)

1970'li yıllara gelindiğinde bilim adamları yaptıkları araştırmalarla ozon tabakasının atmosfere salınan zararlı gazlar nedeniyle incelmeye başladığını gözler önüne serdi. Bu incelmenin nedenlerinden bir tanesi de insanlar tarafından soğutma sistemlerinde kullanımı yaygınlaşan CFC (Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrocloroflorokarbon) gazlarının yaygınlaşması idi. Bu gazlar stratosfere doğru yükselerek ozon tabakasını incelterek zarar veriyorlardı. (UNEP,2010)

Ozon tabakasının delinmesi ile ilgili küresel tartışmalar 1987 yılında gerçekleştirilen uluslararası Montreal Protokolünde ozon tabakasına zararlı maddelerin üretim ve kullanımının yasaklanması kararı ile sonuca bağlandı. Protokolden sonra CFC soğutkanlar 1996 yılına kadar ozon tabakasına daha az zararlı HCFC soğutkanlar yada hiç zararı olmayan HFC soğutkanlar ile yer değiştirmeye başladı.

1990'lı yıllarda soğutkanların küresel ısınmaya neden olduğu ile ilgili tartışmalar sonucu 1997 yılında gerçekleştirilen Kyoto Protokolünde gelişmiş ülkelerde HFC içeren sera gazlarının azaltılması kararı alındı.

Her iki protokolde günümüzde katılımcı ülkelerin uyum yükümlülüklerini yerine getirmelerini sağlamaktadır. Montreal ve Kyoto protokollerinde “Ozon Tabakasının Korunması”, “Sera Etkisinin Azaltılması” amacıyla ODP ve GWP değerleri düşük soğutkanların uzun vadede kullanılabilirliği sağlamak için tarihler belirlendi. 1996 yılından itibaren CFC üretiminin, 2010 yılından itibaren de HCFC üretiminin durdurulması kararı alındı. Fakat CFC soğutkanların üretimi yasaklandırılmış olmasına rağmen stokta çok sayıda bu tür soğutkanlardan bulunduğu için soğutma sistemlerinde kullanımları devam etmekteydi. Bu sorun karşısında dünya devletleri 2030 yılına kadar kademeli olarak CFC ve HCFC soğutkan kullanımının ortadan kaldırılmasını kararlaştırdı. (IIR, 2009)

Günümüzde, üretim ve kullanımı önlenecek olan CFC ve HCFC türü soğutkanların yerine alternatif soğutkanların belirlenmesine yönelik yapılan çalışmalar önem kazanmıştır. Yeni tasarlanan soğutma sistemlerinde CFC ve HCFC (R-22) soğutkanları kullanılmamaktadır. Ancak, HCFC (R-22) ile çalışan mevcut soğutma sistemlerinin servis bakım ihtiyacı için kullanılmak üzere HCFC-22 soğutkan üretimi 2020 yılına kadar sürdürülecektir.

R22, geçtiğimiz 40 yıl boyunca soğutma uygulamalarında tercih edilen ve kullanımı yaygın olan bir soğutkan oldu. Fakat Kyoto ve Montreal Protokolleri sonucunda



freon üretiminin azaltılması tüketim maliyetlerinin artmasına ve R22 soğutkanına göre tasarlanmış eski tip soğutma sistemlerinin tamir ve bakım maliyetlerinin artmasına neden oldu. Amerika Birleşik Devletlerinde bu konu ile ilgili yapılan araştırma sonuçlarına göre 2012 yılı itibariyle maliyet oranının %300 arttığı belirlenmiştir.(EPA,2012) Bu maliyetler göz önüne alındığında R22 kullanan soğutma sistemleri için alternatif soğutkanın bulunması büyük önem kazanmaktadır.

Alternatif soğutkanın kullanılacağı mevcut soğutma sisteminde ve aksamında tercihen hiçbir değişiklik yapılmaması ekonomik açıdan istenilen bir durumdur. Fakat, mevcut soğutkanlar arasında bu koşulu sağlayabilen bir soğutkan çıkmamıştır ve sistemde en az değişikliği gerektiren akışkan tercih edilmek durumundadır. Soğutkan dönüşümü yapılmadan önce soğutma kapasitesi ve verimlilik etkisinin belirlenmesi gerekir.

Hidrokarbonların ve amonyağın soğutkan dönüşümünde önemi büyüktür fakat mevcut soğutma ekipmanları ve soğutma uygulamalarının büyük bir kısmında zehirsiz ve yanıcı olmayan R22 yerine ozon delme potansiyeli değeri (ODP) sıfır olan, yanıcı ve zehirli olmayan bir alternatif aranmaktadır. Soğutkan dönüşüm çalışmalarında R22'nin özelliklerini yansıtmak için çoklu kimyasal maddelerin kullanımının gerekmesi test ve analiz ekipmanları üreticileri için pratik olmamaktadır.

Alternatif arayışlarında ASHRAE adlandırmaları ile R407C (R32-R125-R134a karışımı), R410A (R32-R134a karışımı) ve R417A (R125-R134a ve R600) olmak üzere üç karışım potansiyel alternatif olarak önerilmektedir. (TEAP,2010) Bu karışımların ortak özelliği her birinin zehirlilik ve yanıcılık açısından ASHRAE standartlarına göre en düşük risk olan A1/A1 sınıfı kriterlerini sağlamalarıdır.

## 1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada soğutkan olarak R22 kullanan buhar jetli ejektörlü bir soğutma sisteminde soğutkan olarak R410a dönüşümü yapılması durumunda sistemin soğutma performansında olabilecek değişimler ile bu tip bir soğutma sisteminin soğutma kapasitesi ve kompresör sıkıştırma oranı değerlerine kütleli debi oranı faktörünün etkisi çeşitli soğutkanlarla karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Kademeli olarak 2030 yılına kadar ortadan kaldırılmasını kararlaştırılan R22 için buhar jetli ejektörlü bir soğutma sisteminde R410a soğutkanının iyi bir alternatif olabileceği konusu araştırılmıştır.

## 1.2 Literatür Özeti

Düşük sıcaklıkta ve yüksek vakum altında suyun buharlaştırılması ile çalışan sistemler su buharı jetli Soğutma Sistemleri olarak adlandırılır. Arthur Moncaster tarafından hazırlanan “The Westinghouse Machine Company” firmasına ait Ağustos 1909 tarihli “The Westinghouse-Leblanc” adlı yayında Buhar jetli soğutma ünitelerinin büyük soğutma sistemleri için kullanılabilir olduğu ilk kez literatürde yer almıştır. (Moncaster,A.,1909)

Buhar jetli sistemlerin klima sistemlerinde kullanılmaya başlaması 1930’lu yıllarda gerçekleşmeye başlamıştır. İlerleyen yıllarda ise buhar jetli ejektör çevrimlerinin yerini mekanik kompresörler kullanılan sistemler almıştır. İlerleyen zamanlarda ise ejektörlü soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ve kullanılabilir hale getirilmesi, buhar sıkıştırma çevrimlerinin iyileştirilmesi üzerine yoğunlaştığından yeterli gelişme gösterememiştir. 1950’lerden sonra ejektör ile ilgili çalışmalar artış göstermeye başlamıştır. (Sun, D.W.,1997)

A.A. Kornhauser, Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde genişleme valfindeki kısılma işleminin termodinamik olarak enerji kaybına neden olduğunu bu kaybın sisteme yerleştirilecek bir ejektörle düşürülebileceğini belirtti. Araştırmasında kondenser ve evaporatör sıcaklık değişimlerinin etkisini R12 kullanan ideal bir ejektörlü soğutma çevrimi için inceledi. Nozul, difüzör ve kompresör verimlilik değerlerini 1 olarak kabul ettiği bu çalışmada; kondenser ve evaporatör arasındaki sıcaklık farkının artması ile ejektörlü sistemin soğutma performansı katsayısının,

klasik buhar sıkıştırırmalı sistemin soğutma performansı katsayısına oranının arttığını tespit etti. (Kornhauser, A.A.,1990)

DENSO firması 2003 yılında orta ve büyük tip frigorifik kamyonlarda dünyada ilk kez ejektörlü soğutma sisteminin kullanıldığını açıkladı. Ejektörlü soğutma sistemi kullanımının klasik soğutma sistemlerine kıyasla enerji verimliliğini %50 arttırdığı; aynı soğutma kapasitesi değeri için ejektörlü soğutma sistemi olan frigorifik araçlarda kullanılan kompresör, evaporatör ve kondenserin kütleli ağırlıklarının klasik soğutma sistemi kullanan frigorifik araçlarda kullanılan kompresör, evaporatör ve kondenserin kütleli ağırlıklarına göre % 40 daha hafif olduğu ve bu durumun yakıt tüketiminde %60 kazanç sağladığı belirtildi. (DENSO,2003)

Aynı firma tarafından 2006 yılında binek bir otomobilde uygulanan soğutkan olarak CO<sub>2</sub> ' in kullanıldığı transkritik çevrim ile geliştirilmiş ejektörlü soğutma sistemi tasarlandı. Bu sistemin uygulamada yer bulması durumunda kompresördeki güç tüketimini klasik soğutma sistemlerine göre %25 oranında azaltabileceği açıklandı. (DENSO,2006)

A.Aktoprakoğlu ve R.Yapıcı, ejektörlü soğutma sisteminin performansına geometrik parametrelerin etkisini incelemek için özel bir ejektör tasarladılar. Soğutucu akışkan olarak R-123 kullanarak, tahrik lülesi konumunun ve karışma odası kesit alanının tahrik lülesi boğaz alanına oranı olan alan oranını deneysel olarak incelediler. Belirli bir sahada olmak şartı ile lüle konumunun sistem performansına etkisinin olmadığını ve her alan oranı için optimum bir çalışma noktası olduğunu belirlediler. (Aktoprakoğlu, A., ve Yapıcı, R.,2006)

M.J.Bergander, çift fazlı ejektörlü soğutma sisteminin termodinamik modellemesini soğutucu akışkan R22 için yaptı. Yaptığı teorik çalışmada; çift fazlı ejektörlü soğutma sisteminin, klasik buhar sıkıştırırmalı sisteme göre mümkün olabilecek en yüksek soğutma performans katsayısı iyileştirme değerinin %38 olabileceğini belirtti. Daha sonra oluşturduğu 10 kW kapasiteli prototip sistem üzerinde gerçekleştirdiği deneysel çalışmada ise iyileştirme değerinin %16 'da kaldığını belirledi. (Bergander, M.J.,2006)

M.Yakın ve M.Özkaymak, eşit koşullarda ejektörlü ve ejektörsüz olarak hazırlanan soğutma sistemleri çalıştırarak sıcaklık ölçümleri yaptılar. Ejektörsüz sistemde elde ettikleri minimum sıcaklık -10 °C iken ejektörlü sistemde elde ettikleri sıcaklık

değerinin  $-15^{\circ}\text{C}$ 'a kadar düştüğünü tespit ettiler. Bu değerlere göre sistemlerin soğutma tesir katsayılarını hesaplayarak Ejektörsüz sistemin soğutma tesir katsayısını (COP) 2.6 , ejektör kullanılan sistemin soğutma tesir katsayısını ise (COP) 2.74 olarak buldular. (Yakın, M., ve Özkaymak, M., 2007)

F.Liu ve E.A.Groll , çift fazlı ejektördeki akış durumunu transkritik  $\text{CO}_2$  çevrimi için incelediler. Yaptıkları çalışmada ejektör boğaz alanının azalmasıyla tahrik memesi veriminin düştüğünü ve emme memesi veriminin dış ortam sıcaklığı ve ejektör boğaz alanından etkilendiğini tespit ettiler. Çift fazlı ejektörlü bir transkritik  $\text{CO}_2$  çevrimi için Optimum tahrik memesi boğaz yarıçapını 2,4 mm , optimum karışım odası yarıçapını ise 3,5 mm olarak buldular. (Liu, F., ve Groll, E.A.,2008)

H.K.Ersoy ve N.Bilir , Çift Fazlı Sabit Alanlı Ejektör Kullanarak Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Etkinliğinin İyileştirilmesini ; sistemi EES programında modelleyerek R134a soğutucu akışkanı için incelediler. Genleştirici olarak ejektör kullanıldığında klasik sisteme göre soğutma performans katsayısının en az  $\sim\% 8$ , en çok  $\sim\% 29$  artacağını tespit ettiler. (Bilir, N., ve H.K.Ersoy.,2009)

İ. Üçgül, Güneş Enerjisi Destekli Ejektörlü Soğutma Sistemini Soğuk Depolama uygulamaları için termodinamik ve çevresel açıdan inceledi. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin, 1kWh soğuk etkisi üretmek için 0,585 kg miktarında ( $\text{CO}_2$ ) karbondioksitin atmosfere salınmasına sebep olduğunu ve ayrıca 1kWh soğutma etkisi için maliyetin, güneş enerjisi destekli ejektörlü sistemde 0,016 Euro/kWh(SE) iken geleneksel soğutma sisteminde 0,178 Euro/kWh(SE) olduğunu ortaya koydu. (Üçgül,İ.,2009)

Ejektörlü soğutma sistemleri 2010 yılında Toyota Prius model taşıtların araç klima sistemlerinde kullanılarak binek araç uygulamalarında kendine yer buldu. Piyasaya düşüt yakıt ekonomisi hedefiyle sürülen bu araçlarda kompresörde yapılan güç tüketiminin  $25^{\circ}\text{C}$  dış ortam sıcaklığı için  $\%11$ ,  $35^{\circ}\text{C}$  dış ortam sıcaklığı için  $\%18$ ,  $40^{\circ}\text{C}$  dış ortam sıcaklığı için  $\%24$  oranında azaldığı belirtildi. (Talley, E., 2011)

## 2. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR, BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE ELEMANLARI

### 2.1 Soğutucu Akışkanlar

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

- 1) Daha az bir enerji (güç) sarfı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- 2) Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır. (Daha az soğutkan akışı)
- 3) Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- 4) Yoğuşma (Kondenser) basıncı düşük olmalıdır.
- 5) Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır. (Bu özellik, yüksek ısı geçişini sağlayan, damlalaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır ve kondenserde bu istenmez)
- 6) Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme nakli kolay olmalıdır.
- 7) Yağlama yağları ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- 8) Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- 9) Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Sistemden kaçması halinde kolay farkedilmeli ve saptanabilmelidir.

10) Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilmelidir.

11) Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.

12) Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, sabit olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.

13) Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.

14) Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.

15) Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise alçak olmalıdır. (ASHRAE,2004)

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutkan madde halen mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Örneğin, amonyak yukarıdaki 6, 9, 10 ve 11 numaralı şartları çoğu kez sağlayamadığı halde, bilhassa yurdumuzda çok sık tercih edilebilmektedir. Uygulamanın durumuna göre bu özelliklerin gerekli olanlarını sağlayabilen pek çok soğutkan madde mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır.

**R22** : Diğer fluo – karbon soğutucu akışkanlarda olduğu gibi R22'de emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da, bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12'ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12' den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı seviyelere ulaşmasına engel olmak için emiştaki kızgınlık derecesini mümkün mertebe düşük tutmalıdır. Derin soğutma uygulamalarında, aşırı çıkış sıcaklıkları ile karşılaşılacağından (yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle) silindirlerin su gömleklili olması tavsiye edilir. Yağ dönüşünü sağlamak için R12'ye nazaran daha dikkatli ve iyi işlenmiş dönüş boruları döşenmeli, derin soğutma uygulamalarında muhakkak

yağ ayırıcı konulmalıdır. R12 yağ ile daha çabuk ve iyi karışmaktadır. Su ile ise R22 daha çabuk ve yüksek oranda karışır.

**R134a** : Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP (coefficient of performance) değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır.

**R125** : R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. R143 gibi amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklıklar için düşünülmüştür. Yanma özelliği yoktur. Ancak sera etkisi R134a'dan iki kat daha fazladır. R134a, R143a R32 ile (örneğin R404A veya R407A gibi) değişik oranlarda kullanılarak R502 alternatifi karışımlar elde edilmektedir.

**R404A** : R125, R134a ve R143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44 / 4 / 52 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA HP62 ve ELF – ATOCHEM tarafından FORANE FX70 adıyla piyasaya sunulmuştur.

**R410A** : R410a soğutucular basınç altında sıvılaştırılmış uçucu florinli hidrokarbonlardır. R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde mekanik soğutma sisteminin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde mekanik soğutma sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Basıncı R22'den yaklaşık 1,6 kez daha yüksektir. R410a ile çalışmak üzere tasarlanmış bir soğutma sisteminde kesinlikle başka bir soğutkan ile karışım olarak kullanılamaz. R410a başka bir soğutkan ile karışırsa soğutucu devresindeki basınç anormal yükselir, soğutma devresinde kırılmalar sonucu ciddi yaralanmalar olabilir.(ALARKO–CARRIER,2006) Tutuşmaz ve amacına uygun biçimde kullanıldığında sağlığa zararlı değildir. R410a soğutucu kolaylıkla suyu emer,

membran veya yağı okside eder. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ20 adıyla piyasaya sunulmuştur.

**R717 (Amonyak):** Bugün, fluo – karbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam edilen tek soğutucu akışkan Amonyak'dır. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı – patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısı özelliklere sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar. R22'de olduğu gibi çıkış sıcaklıkları yüksek seviyeli olup kompresör kafa ve silindirlere su soğutma gömleklili olması tercih edilir. Amonyak yağ ile karışmaz, fakat karterdeki çalkantı ve silindirdeki yüksek hızlar yağın sisteme sürüklenmesine sebep olur. Bu nedenle, gerek kompresör çıkışına yağ ayırıcı suretiyle, gerekse evaporatörden kompresöre yağın dönüşünü kolaylaştıracak tarzda boru tertibiyle yağın kompresör karterine birikmesi sağlanmalıdır.

**R290 (Propan) :** R-22 ile çalışan sistemi propana adapte etmek için sadece birkaç değişiklik yapmak yeterlidir. Bunlar, genişleme elemanının ve kompresör yağının değişimidir. Cihazın performansını artırmak için bir ısı değiştiricinin eklenmesi de gerekmektedir. Bu değişim sonrasında cihazın kapasitesi ve COP değeri, basma sıcaklığının tehlikeli bir şekilde yükselmesine meydan vermeden artmaktadır. R-22'li sistemin yoğuşma sıcaklığı ortalama 57 °C iken propana dönüşüm sonrası sadece 65°C'ye yükselmektedir. R-290 için tek sorun kolaylıkla tutuşabilmesidir. Dolayısıyla, birçok ülkedeki yönetmelikler bu çevre dostu ve yüksek verimli soğutkanın kullanımını kısıtlamaktadır.

**R600a (Isobutane) :** İzobütan (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>), doğal gazdan ve petrol rafinerisi ürünlerinden elde edilmektedir. Yanıcı olmasına karşın hidrokarbon olmasından dolayı ozonla barışık ve doğaya tamamen zararsızdır. (GWP=0, ODP=0). Havadan ağır, yanıcı ve yüksek konsantrasyonlarda boğucu bir soğutkandır. Özellikle çabuk tutuşabilme özelliğine dikkat etmek gerekmektedir. Günümüzde Avrupada üretilen(özellikle Almanyada) ev tipi soğutucular ve dondurucuların büyük bir



kısımında R600a soğutucu kullanılmaktadır. R600a'nın bütün dünyada yaygınlaşmasıyla CFC lerle yer değiştirmesi gündeme gelmeye başlamıştır.

Tablo 2.1 : Karışım Halinde Bulunan Soğutkanlar (Montreal Protocol,2000)

Soğutkan	Bileşimi	Not
R401A	52 % R 22 + 33 % R 124 + 15 % R152a	**
R402A	38 % R 22 + 60 % R 125 + 2 % R290	**
R404A	44 % R 125 + 4 % R 134a + 52 % R143a	***
R407A	20 % R 32 + 40 % R 125 + 40 % R 134a	***
R407B	10 % R 32 + 70 % R 125 + 20 % R 134a	***
R407C	23 % R 32 + 25 % R125 + 52 % R134a	***
R410A	50 % R 32 + 50 % R 125	***
R500	73.8 % R 12 + 26.2 % R152a	*
R502	51.2 % R 115 + 48.8 % R 22	*
R507	50 % R 125 + 50 % R143a	***

Tablo 2.2 : Saf Halde Bulunan Soğutkanlar (Montreal Protocol,2000)

Soğutkan	Kimyasal Tanımı	Kimyasal Formülü	Not
R 11 (CFC11)	Trichlorofluoromethane	CFCL <sub>3</sub>	*
R 12 (CFC12)	Dichlorofluoromethane	CF <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	*
R 13 (CFC13)	Chlorotrifluoromethane	CF <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	*
R 13B1 (BFC13)	Brometrifluoromethane	CBRF <sub>3</sub>	*
R 22 (HCFC22)	Chlorodifluoromethane	CHF <sub>2</sub> CL	**

R 23 (HCF23)	Trifluoromethane	CHF <sub>3</sub>	***
R 32 (HCF32)	Difluoromethane	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	***
R113 (CFC113)	Trichlorotrifluoroethane	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CL <sub>3</sub>	*
R114 (CFC114)	Dichlorotetrafluoroethane	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> CL <sub>2</sub>	*
R115 (CFC115)	Choloropentafluoroethane	C <sub>2</sub> F <sub>5</sub> CL	*
R123 (HCFC123)	Dichlorotrifluoroethane	C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> CL <sub>2</sub>	***
R125 (HFC125)	Pentafluoroethane	CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	***
R134a (HCF134a)	Tetrafluoroethane	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	***
R141b (HCFC141b)	Fluorodichloroethane	C <sub>2</sub> CL <sub>2</sub> FH <sub>3</sub>	***
R143a (HFC143a)	Trifluoroethane	CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	***
R152a (HCF152a)	Difluoroethane	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	***
R290 (HC290)	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	***
R600 (HC600)	Butane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	***
R600a (HC600a)	Isobutane	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	***
R717	Amonyak	NH <sub>3</sub>	***
R718	Su	H <sub>2</sub> O	***
R744	Karbondioksit	CO <sub>2</sub>	***
R764	Sulfurdioxide	SO <sub>2</sub>	***

- \* Montreal Protokolüne göre kullanımı yasaklanmış yada sınırlandırılmış soğutkanlar
- \*\* Montreal Protokolüne göre üretimi yasaklanmış, geçiş dönemi alternatif soğutkanlar
- \*\*\* Montreal Protokolüne göre kullanımı ve üretimi yasaklanmış soğutkanlar için kullanılabilir alternatif soğutkanlar

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise GWP (Global Warming Potential, Küresel Isınma Potansiyeli) değerleri ile tespit edilir. Bu değer için ise CO<sub>2</sub> baz alınmıştır ve GWP değeri 1'dir. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yakın zamanda yerine kullanılması planlanan soğutucu akışkanlar Tablo 2.3 'de gösterilmiştir.

Tablo 2.3 : Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar (Dupont, 2003)

Soğutucu akışkan	Yerini alacağı akışkan	ODP	GWP
R410a	R22	0	1725
R22	Ü.D.	0.5	1500
R717	-	0	0
R404a	R502, R22	0	3260
R134a	R12	0	1300
R600a	-	0	0

Ü.D. : Üretimi durdurulacak

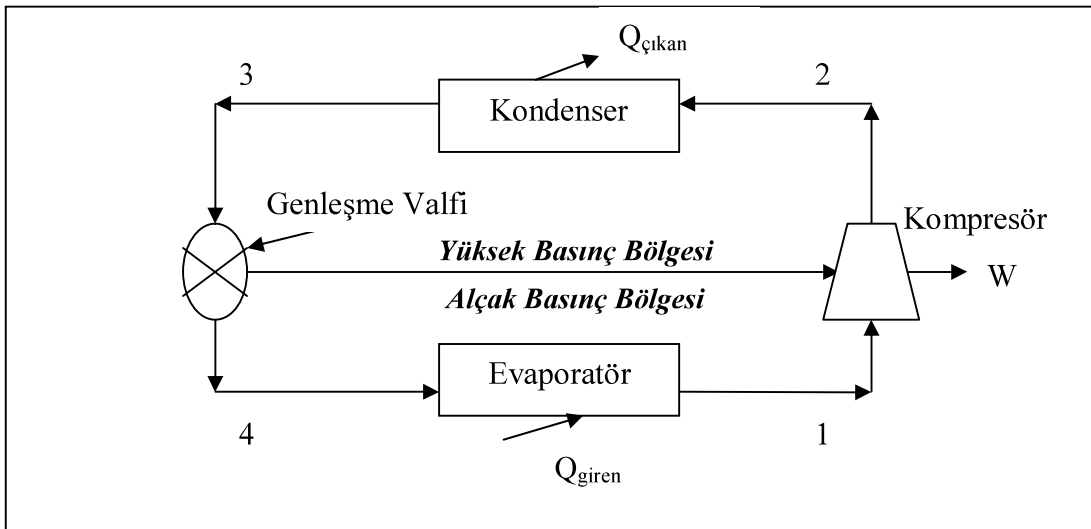
ODP değeri R12 için 1 alınarak baz kabul edilmiştir.

GWP değeri CO<sub>2</sub> için 1 alınarak baz kabul edilmiştir.

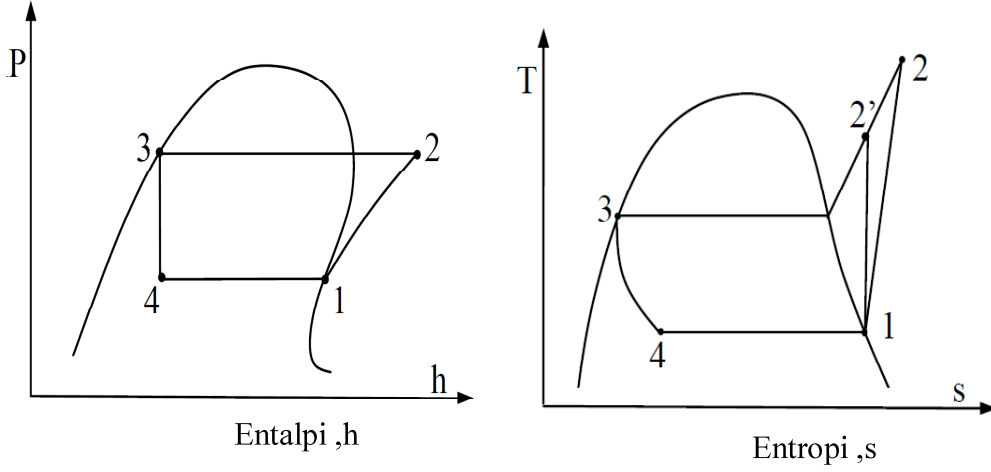
## 2.2 Buhar Sıkıştırılmalı (Mekanik) Soğutma Çevrimi

Kompresörlü soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır. (Çengel,A.Y., ve Boles,A.M.,1994) Kompresörlü soğutma sistemleri temel olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu çevrimde, soğutucu akışkanın düşük basınçta çevreden ısı alarak buharlaşmasını sağlayan eleman evaporatör (buharlaştırıcı), evaporatörden alınan buharı yüksek basınçta kondensere basan eleman ise kompresördür. Kompresörden (sıkıştırıcı) gelen sıcak kızgın gazın ısını alarak onun yoğunlaşmasını sağlayan eleman kondenserdir (yoğunlaştırıcı). Sıvı hale gelen soğutucu akışkanın toplanabileceği eleman sıvı deposu (receiver) olup, sıvı deposundan gelen sıvı soğutucu akışkanın geçişini çeşitli metotlarla kısıtlayarak evaporatörde düşük basınç oluşmasını, dolayısıyla soğutucu akışkanın buharlaşacak hale gelmesini sağlayan eleman ise genişleme valfidir.

Tek kademeli buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevriminin prensip seması Şekil 2.1’de görülmektedir. Bu çevrime ait P-h diyagramı Şekil 2.2’de verilmiştir. Bu çevrimdeki elemanlar sırasıyla kompresör, kondenser, genişleme valfi ve buharlaştırıcı olarak sayılabilir.



Şekil 2.1 :Tek kademeli buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi.



Şekil 2.2 :Tek kademeli ideal bir soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramı

İdeal bir soğutma çevriminde, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, genişleme valfindeki olayın adyabatik olduğu ve bu elemanlar arasındaki grup donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında bir ısı geçişinin olmadığı kabul edilir.

Düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ve doymuş olarak buharlaştırıcıdan 1 noktasında çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girerek, tersinir-adyabatik olarak sıkıştırılır. Yüksek sıcaklıkta, yüksek basınç ve kızgın bir halde 2 noktasında kompresörden çıkan soğutucu akışkan buharları, bu noktada sabit basınçta önce kızgınlığının alındığı sonra yoğuşturulduğu bir eleman olan yoğuşturucuya girer. Yüksek basınçta orta bir sıcaklıkta doymuş sıvı olarak 3 noktasında yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, bu noktada tersinir- adyabatik (sabit entalpide) genişleme işleminin olduğu genişleme valfine girer. Düşük sıcaklıkta, düşük basınçta ve küçük kuruluk derecesinde 4 noktasında genişleme valfinden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit basınçta tersinir olarak buharlaşma işleminin olduğu buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın 1 şartlarında doymuş buhar elde edilmesine kadar devam eder.

## 2.3 Ejektör Genleştircili Kompresörlü Soğutma Çevrimi Sistem Elemanları

### 2.3.1 Ejektör

Kondenserden gelen primer akışkanın basınç ve sıcaklığını azaltıp hızını artırarak emme lülesinde vakum oluşturarak evaporatörden doymuş buhar olarak gelen sekonder akışkanın emilmesini sağlayan dolayısıyla yüksek basınçlı bir akışkanın enerjisini düşük basıttaki diğer akışkana aktararak onun basıncını yükselten sistem elemanıdır. Ejektörler ; vana, rotor ve piston gibi hareketli parçalara sahip olmadıkları için ucuzdurlar, işletmeleri kolaydır ve az bakım gerektirirler. Buhar jet ejektörlerinin sıkıştırma oranları dolayısıyla kapasiteleri boyutlarından dolayı sınırlıdır. Büyük sıkıştırma oranı gereken sistemlerde iki veya daha fazla ejektörün seri olarak bağlanabilmesi mümkün olabilir.



Şekil 2.3 :Ejektör

### 2.3.2 Separatör

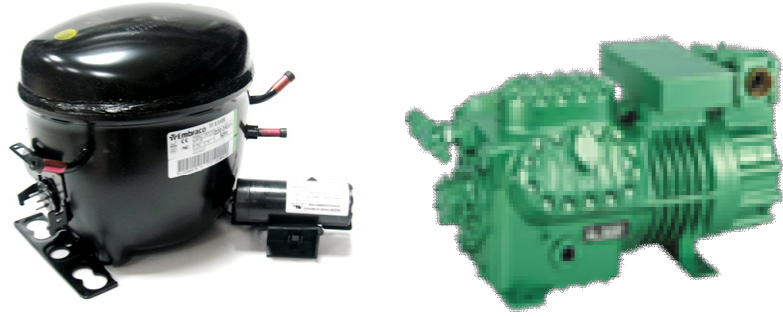
Çift fazlı sistemlerde sistemdeki akışkanın doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ikiye ayrıldığı ayırma görevi gören sistem elemanlarıdır.



Şekil 2.4 :Seperatör

### 2.3.3 Kompresör

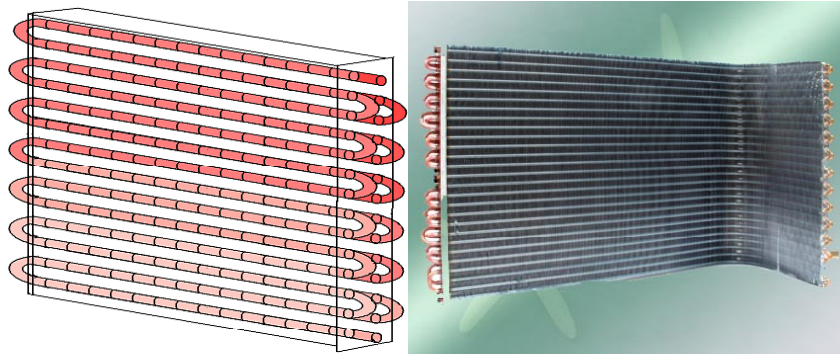
Sıkıştırılmalı soğutma makinelerinin en önemli elemanları olan kompresör, konstrüksiyon detayları kullanılan soğutucunun cinsine göre değişen ve temel gayesi, evaporatör basıncındaki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçtaki kondansere göndermek olan bir gaz pompasıdır. Kompresörün mekanik ve volumetrik veriminin tesisin ekonomisi üzerinde etkisinin büyük olması dolayısıyla soğutma tesisinin cinsine ve büyüklüğüne göre çeşitli tiplerde kompresörler geliştirilmiştir.



Şekil 2.5 :Kompresör

### 2.3.4 Kondenser

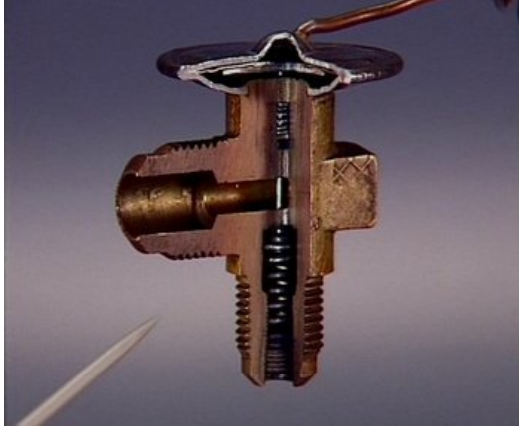
Kondenserin bir soğutma sistemindeki görevi, kompresörle sıkıştırılmak suretiyle yüksek basınca çıkarılmış olan sıcak gazın soğutularak yoğuşturulmasıdır. Bir soğutma sisteminde temelde evaporatörde çekilen ısı ile kompresör tarafından akışkana kazandırılan toplam ısı kondenserde dışarı atılır. Tüm kondenserlerin görevi aynı olmakla beraber bunların değişik tipleri vardır.



Şekil 2.6 :Kondenser

### 2.3.5 Genleşme Valfi

Genleşme valfi, kondanserden yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, arzu edilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan kısma elemanıdır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Genleşme valfi olarak küçük sistemlerde kılcal borular bu görevi yapmakla birlikte, daha büyük sistemlerde el ayar valfi, otomatik genleşme valfi ve termik genleşme valfi gibi elemanlar kullanılmaktadır.



Şekil 2.7 :Genleşme Valfi

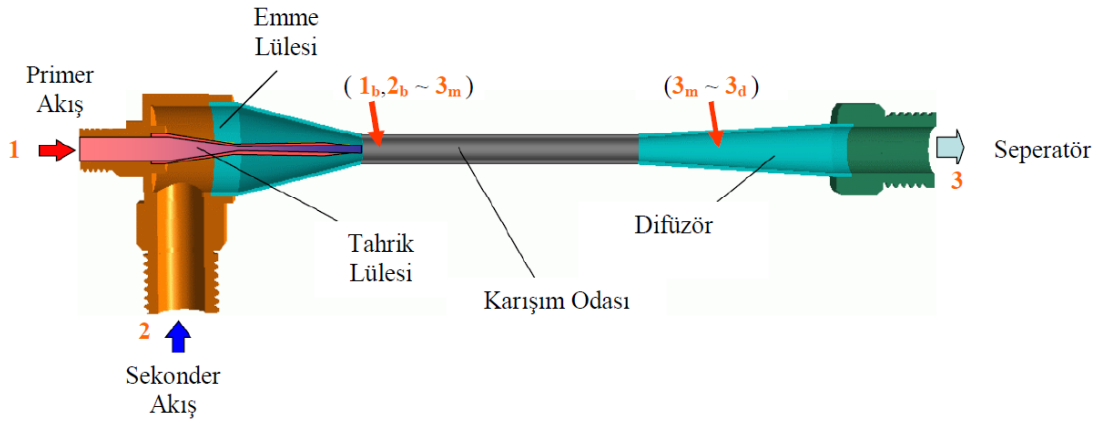
### 2.3.6 Evaporatör

Temelde bir ısı değiştirgeci olan evaporatörler, genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanı buharlaştırarak, çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıktaki mahallerin elde edildiği kısımlardır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak çeşitli malzemelerden yapılmasıyla birlikte genelde yapımlarından bakır ve çelik borular kullanılır. Soğutulan ortamın hava, su veya hava su karışımı olmasına bağlı olarak çeşitli tipleri geliştirilmiş olup konstrüksiyon açısından hava yada sıvıların soğutulmasına göre iki sınıfa ayrılırlar.





Ejektör genleştiricili kompresörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün detaylı şematik görünümü ise Şekil 2.10 'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : Ejektörün Şematik Gösterimi (DENSO,2004)

Sistemde, primer akışkan kondenserden gelen yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkandır. Sıvı halde tahrik lülesine giren primer akışkanın basınç ve sıcaklığı azalırken hızı artar. Tahrik lülesinden çıkan primer akışkan yüksek hızlı olmasından dolayı emme lülesinde kuvvetli bir emme etkisi yaratır. Bu etki evaporatörden gelen doymuş buhar halindeki sekonder akışkanın ejektörün içine emilmesine neden olur. Bu bölgede, sıcaklığı ve basıncı düşen sekonder akışkanın hızında artış olur. Karışma odasında karışan primer ve sekonder akışkanların hızı burada ses altı hıza düşerken basınç artar. Karışım odası çıkışında karışımın basıncı bir miktar daha yükselmiş olur. Daha sonra difüzöre giren akışkanın basıncı artarken hızı ciddi oranda düşer. Ejektörden çıkan akışkan doymuş buhar ve doymuş sıvı olarak ikiye ayrılacağı seperatöre girer. Akışkanın doymuş buhar halindeki kısmı kompresöre giderken, doymuş sıvı halindeki kısım ise genişleme valfine gider. Burada kullanılan genişleme valfi küçük boyutlu bir genişleme valfi olup burada doymuş sıvının sıcaklık ve basıncı evaporatör sıcaklık ve basıncına uygun hale getirilir. Evaporatöre gelen sıvı haldeki akışkan burada ortamdan ısı çekerek bulunduğu ortamı soğutur. Evaporatörde gerçekleşen ısı transferi sonucunda doymuş buhar haline gelen akışkan, evaporatörden ayrılarak sekonder akışkan olarak tekrar ejektöre döner. Diğer taraftan doymuş buhar halinde seperatörden kompresöre giden primer akışkanın basınç ve sıcaklığı artarak kompresör çıkışında kondenser basınç ve sıcaklığına yükselir. Kızgın buhar olarak kondensere gelen primer akışkan, kondenserde gerçekleşen ısı transferi sonucunda doymuş sıvı haline gelir. Buradan tekrar ejektöre giderek çevrimi tamamlamış olur.

## 2.5 Sistemin Termodinamik Analizi

Bu çalışmada ele alınan modellemeye aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Ayırıcıdan gelen karışım nozulda izentropik genişlemeye maruz kalır. Ayrıca, difüzöre her iki yönden gelen karışımlar izentropik olarak sıkıştır.
- Primer ve Sekonder akışkanların karışması giriş bölgesinde olur.
- Ejektördeki akış, bir boyutlu uniform denge akışı şeklindedir.
- Ejektör genişletiricili çevrim, ejektör çıkışında bir birim karışmış akışa göre modellenir.
- Ejektörün sabit alan karışım odası girişinde, primer ve sekonder akışkanlar aynı basınca ( $P_b=P_{1b}=P_{2b}$ ) iner.

### 2.5.1 Kompresörün Birinci Kanun Analizi

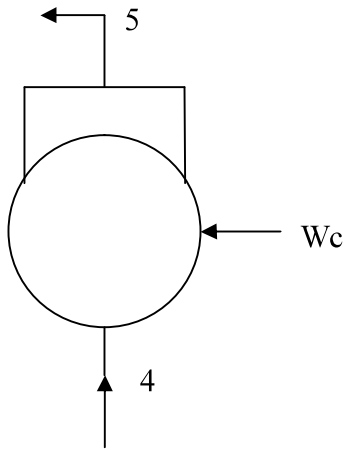
Şekil 2.9 'a göre kompresörün termodinamik analizi aşağıda belirtildiği şekilde gerçekleştirilmiştir.

$W_C$  : Kompresörün Yaptığı İş [ kW ]

$\eta_C$  : Kompresörün Verimi

$h_4$  : Kompresör Giriş Noktası Entalpisi [ kJ/kg ]

$h_{5,is}$  : Kompresör Çıkış Noktası İzentropik Entalpi Değeri [ kJ/kg ]

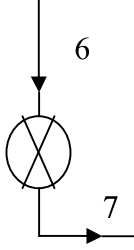


a) Kütlenin Korunumu :  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$  (2.1)

b) Enerjinin Korunumu :  $\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_{5,is} - \dot{W}_C \eta_C$  (2.2)

### 2.5.2 Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi

Şekil 2.9 'a göre genleşme valfinin termodinamik analizi aşağıda belirtildiği şekilde gerçekleştirilmiştir.

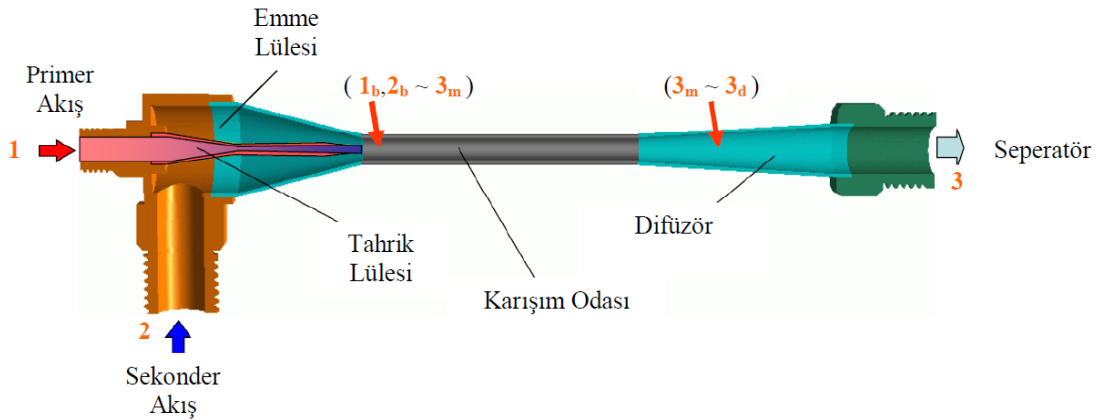


$$a) \text{ Kütlenin Korunumu : } \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_R \quad (2.3)$$

$$b) \text{ Enerjinin Korunumu : } \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 \quad (2.4)$$

### 2.5.3 Ejektör Birinci Kanun Analizi

Şekil 2.10 'da şematik görünümü verilen ejektörün P-h diyagramı Şekil 2.9'da görülmektedir. Buna göre ejektörü oluşturan tahrik memesi, emme memesi, karışım odası ve difüzör için yapılan termodinamik analizler ayrı ayrı aşağıda gösterildiği gibi incelenmiştir.



Şekil 2.10 : Ejektörün Şematik Gösterimi (DENSO,2004)

$$a) \text{ Kütlenin Korunumu : } \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_{3m} = \dot{m}_{3d} \quad (2.5)$$

$$b) \text{ Enerjinin Korunumu : } \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_{3d} \quad (2.6)$$

### 2.5.3.1 Tahrik Memesinin Termodinamik Analizi ( 1 ~ 1<sub>b</sub> )

Şekil 2.9'a göre primer akışın gerçekleştiği tahrik memesi bölgesinde tahrik memesi çıkış noktası olan 1<sub>b</sub> noktasında akışkanın entalpi ve hız değerleri ile bu noktadaki primer akışın ejektör alan oranının tespiti aşağıda belirtilen eşitliklerle sağlanmıştır. Buna göre;

$\eta_n$  : Tahrik Memesi Verimi

$w$  : Kütleli debi oranı ( $m_2/m_1$ ) olmak üzere;

$$h_{1b} = (1 - \eta_n) \cdot h_1 + \eta_n \cdot h_{1b,is} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.7)$$

$$u_{1b} = [2 \cdot (h_1 - h_{1b})]^{1/2} \quad [\text{m/s}] \quad (2.8)$$

$$a_{1b} = v_{1b} / [u_{1b} (1+w)] \quad [\text{m}^2] \quad (2.9)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

### 2.5.3.2 Emme Memesinin Termodinamik Analizi ( 2 ~ 2<sub>b</sub> )

Şekil 2.9' a göre sekonder akışın gerçekleştiği emme memesi bölgesinde emme memesi çıkış noktası olan 2<sub>b</sub> noktasında akışkanın entalpi ve hız değerleri ile bu noktadaki sekonder akışın ejektör alan oranının tespiti aşağıda belirtilen eşitliklerle sağlanmıştır. Buna göre;

$\eta_s$  : Emme Memesi Verimi       $h_{2b}$  : Emme Memesi Çıkış Noktası Entalpisi [kJ/kg]

$u_{2b}$  : Emme Memesi Çıkış Noktası Hızı [m/s]       $w$  : Kütleli debi oranı ( $\dot{m}_2 / \dot{m}_1$ )  
olmak üzere;

$$h_{2b} = (1 - \eta_s) \cdot h_2 + \eta_s \cdot h_{2b,is} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.10)$$

$$u_{2b} = [2 \cdot (h_2 - h_{2b})]^{1/2} \quad [\text{m/s}] \quad (2.11)$$

$$a_{2b} = [v_{2b} / u_{2b}] \cdot [w / (1+w)] \quad [\text{m}^2] \quad (2.12)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

### 2.5.3.3 Ejektörün Sabit Kesitli Karışım Odasının ( 1<sub>b</sub>, 2<sub>b</sub> ~ 3<sub>m</sub> ) Termodinamik Analizi

Tahrik memesinden gelen primer akışkan ile emme memesinden gelen sekonder akışkanın karıştığı bu bölümün şematik şekli Şekil 2.10'da, bölümün P-h diyagramı ise Şekil 2.9'da görülmektedir. Karışım odası çıkış noktası olan 3<sub>m</sub> noktasında akışkanın entalpi ve hız değerleri ile bu noktadaki sekonder akışım ejektör alan oranının tespiti aşağıda belirtilen eşitliklerle sağlanmıştır. Buna göre;

$P_b$  : Karışım Odası Giriş Basıncı [kPa]       $P_{3m}$  : Karışım Odası Çıkış Basıncı [kPa]

$u_{3m}$  : Karışım Odası Çıkış Hızı [m/s]       $w$  : Kütleli debi oranı ( $m_2/m_1$ )

olmak üzere;

$$u_{3m} = P_b ( a_{1b} + a_{2b} ) + ( 1 / 1+w ) u_{1b} + ( w / 1+w ) u_{2b} - P_{3m} ( a_{1b} + a_{2b} ) \quad [m/s] \quad (2.13)$$

$$a_{3m} = a_{1b} + a_{2b} \quad [m^2] \quad (2.14)$$

$$h_{3m} = ( 1 / 1+w ) . ( h_1 + w . h_2 ) + ( 0,5 . u_{3m}^2 ) \quad [kJ/kg] \quad (2.15)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

### 2.5.3.4 Ejektörün Difüzör Kısımının Termodinamik Analizi (3<sub>m</sub> ~ 3<sub>d</sub> )

Karışım Odasından çıkan karışmış akışkanın basıncının arttırıldığı bu bölümün şematik şekli Şekil 2.10'da, difüzörün P-h diyagramı ise Şekil 2.9' da görülmektedir. Difüzör çıkış noktası olan 3<sub>d</sub> noktasında akışkanın normal entalpi ile izentropik entalpi değeri aşağıda belirtilen eşitliklerle bulunmuştur. Buna göre;

$h_{3d}$  : Difüzör Çıkış Entalpisi [kJ/kg]

$h_{3d,is}$  : Difüzör Çıkış İzentropik Entalpisi [kJ/kg] olmak üzere;

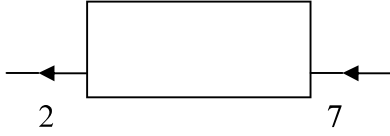
$$h_{3d} = ( 1 / 1+w ) . ( h_1 + w h_2 ) \quad [kJ/kg] \quad (2.16)$$

$$h_{3d,is} = \eta_d ( h_{3d} - h_{3m} ) + h_{3m} \quad [kJ/kg] \quad (2.17)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

#### 2.5.4 Evaporatörün Termodinamik Analizi

7 noktası genişleme valfinden gelen evaporatör giriş noktası, 2 noktası evaporatörden ejektöre giden çıkış noktası olmak üzere Şekil 2.9' a göre evaporatörün termodinamik analizi şu şekilde gerçekleştirilmiştir.



a) Kütleinin Korunumu :  $\dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_R$  (2.18)

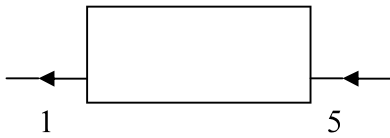
b) Enerjinin Korunumu :  $\dot{m}_7 h_7 + Q_e = \dot{m}_2 h_2$  (2.19)

olmak üzere ejektörlü sistemin soğutma kapasitesi aşağıda belirtilmiştir.

$$Q_e = [w/(w+1)].(h_2-h_7) \quad [\text{kW}] \quad (2.20)$$

#### 2.5.5 Kondenser Birinci Kanun Analizi

5 noktası kompresörden gelen kondenser giriş noktası, 1 noktası kondenserdan ejektöre giden çıkış noktası olmak üzere Şekil 2.9' a göre kondenserin termodinamik analizi şu şekilde gerçekleştirilmiştir.



a) Kütleinin Korunumu :  $\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_R$  (2.21)

b) Enerjinin Korunumu :  $\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_1 h_1 + Q_{kon}$  (2.22)

## 2.6 Sistemin Kompresör Gücü ( $\dot{W}_{komp}$ ) Hesabı

5 noktası kompresör çıkış noktası, 4 noktası kompresör giriş noktası olmak üzere Şekil 2.9' a göre ejektörlü soğutma sisteminin kompresör gücü aşağıda belirtildiği gibi belirlenir.

$w$  : Kütleli debi oranı ( $m_2/m_1$ ) olmak üzere;

$$\dot{W}_{komp} = [1/(1+w)].(h_5-h_4) \quad [\text{kW}] \quad (2.23)$$

## 2.7 Ejektörlü Sistemin Soğutma Performansı Katsayısı ( $COP_i$ ) Hesabı

Soğutma sisteminin performans katsayısı evaporatörce oluşturulan soğutma kapasitesi değerinin kompresörde harcanan işe oranı olup aşağıda belirtildiği şekilde ifade edilmiştir.

$$COP_i = Q_e / \dot{W}_{komp} \quad (2.24)$$

## 2.8 Klasik Soğutma Sisteminin Soğutma Performansı Katsayısı ( $COP_k$ ) Hesabı

Şekil 2.2 'ye göre soğutkan debisi  $\dot{m} = 1$  [kg/s] için klasik bir soğutma sisteminde soğutma performansı katsayısı hesabı şu şekilde gerçekleştirilir.

$\eta_{komp}$  : Kompresör Verimi

$Q_{e,k}$  : Klasik Soğutma Sisteminin Soğutma Kapasitesi [kW]

$W_{komp,k}$  : Klasik Soğutma Sisteminde Kompresörde Yapılan İş [kW]

$\dot{m} = 1$  [kg/sn]

$$Q_{e,k} = (h_2-h_1) \dot{m} \quad [\text{kW}] \quad (2.25)$$

$$s_{2,is} = s_2 ( P_d, x=1) \quad [\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}] \quad (2.26)$$

$$h_{2,is} = h ( s_{2,is}, P_{kon} ) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.27)$$

$$h_2 = [ ( h_{2,is} - h_2 ) / \eta_{komp} ] + h_2 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.28)$$



$$W_{\text{komp,k}} = (h_2 - h_1) \dot{m} \quad [\text{kW}] \quad (2.29)$$

$$\text{COP}_k = Q_{\text{e,k}} / W_{\text{komp,k}} \quad (2.30)$$

## 2.9 Ejektörlü Sistemin Soğutma Performansı Katsayısındaki İyileşme Oranının ( COP<sub>r</sub> ) Hesabı

Eşitlik (2.24) ve (2.30) ‘ dan yararlanarak klasik bir soğutma sistemine ejektör ilave edilmesiyle sistemin soğutma performansında meydana gelen iyileşme oranı aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanmıştır.

COP<sub>i</sub> : Ejektörlü soğutma sisteminin etkinlik katsayısı

COP<sub>k</sub> : Klasik soğutma sisteminin etkinlik katsayısı

COP<sub>r</sub> : Ejektörlü soğutma sisteminin etkinlik katsayısındaki iyileşme oranı

$$\% \text{COP}_r = ( \text{COP}_i - \text{COP}_k ) / \text{COP}_k \quad (2.31)$$

## 2.10 Ejektörlü Sistemin Optimum Ejektör Alan Oranının (A<sub>opt</sub> ) Hesabı

Şekil 2.10 ‘da görüldüğü üzere eşitlik (2.9) ve (2.12) ‘den yararlanarak ejektörlü bir sistemin optimum ejektör alan oranı şu şekilde hesaplanır.

a<sub>1b</sub> : Tahrik Memesi( Primer Akış ) Alan Oranı [m<sup>2</sup>]

a<sub>2b</sub> : Emme Memesi( Sekonder Akış ) Alan Oranı [m<sup>2</sup>]

$$A_{\text{opt}} = a_{1b} / ( a_{1b} + a_{2b} ) \quad (2.32)$$

## 2.11 Ejektörlü Sistemin Kompresör Sıkıştırma Oranının ( ε ) Hesaplanması

Şekil 2.9 ‘a göre ; P<sub>5</sub> : Kompresör Çıkış Basıncı [kPa] , P<sub>4</sub> : Kompresör Giriş Basıncı [kPa] olmak üzere kompresör sıkıştırma oranı aşağıda gösterildiği şekilde hesaplanır.

$$\varepsilon = P_5 / P_4 \quad (2.33)$$

### 3. ARAŞTIRMA METODUNUN OLUŞTURULMASI

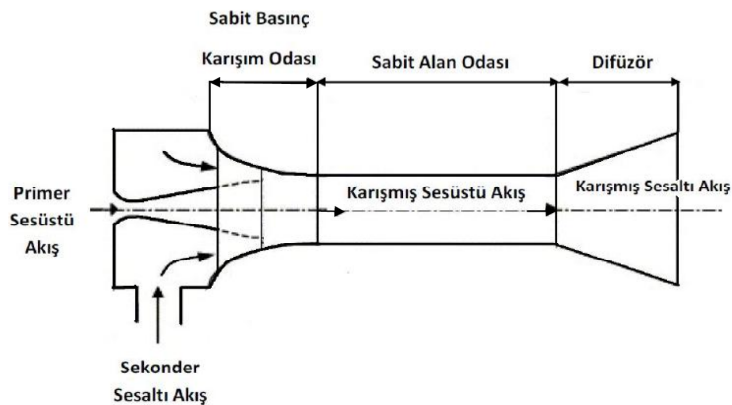
Araştırma metodu oluşturulurken bir önceki bölümde yapılan sistem ve sistem elemanlarının termodinamik analizlerinden yararlanarak model için akış şeması oluşturuldu. Araştırmada kullanılacak sistem parametreleri belirlenerek ejektörlü soğutma sisteminin araştırılmasında kullanılacak yazılım programı oluşturuldu.

#### 3.1 Modelin Belirlenmesi

Ejektörlü soğutma sistemlerinde sabit basınç ve sabit alan olmak üzere iki tip ejektör modeli vardır. Sabit basınç modeli, sabit alan modeline göre eşit ejektör alan oranı için daha yüksek debi oranı verir. Yapılan çalışmada sabit basınç modeli sabit alan modeline göre daha yüksek performans etkinlik katsayısı verdiği için tercih edildi.

##### 3.1.1 Sabit Basınç Modeli

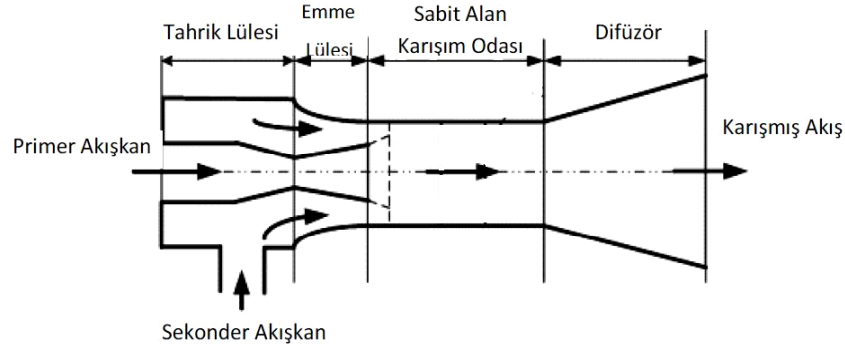
Sabit Basınçlı bir ejektörün şematik şekli Şekil 3.1 'de görülmektedir. Sesüstü hızı sahip primer akışkan ile sesaltı hızı sahip sekonder akışkan sabit basınçlı karışım bölgesinde karıştıktan sonra difüzör boyunca hareket ederler. Karışımın sabit alan difüzör bölgesi girişinde hızı sesüstü iken sabit alan difüzör bölgesi çıkışında hız sesaltı olur. Karışım bölgesinde sabit basınç gereksinimini karşılamak için karışım bölgesi alan oranı ejektörün farklı dış çalışma koşullarına göre değişkenlik göstermelidir. Basıncın sabit kalabilmesi için ön karışım bölgesinin geometrik tasarımı önemli bir etkidir.



Şekil 3.1: Sabit Basınç Modelli Ejektörün Şematik Gösterimi(Liao,2008)

### 3.1.2 Sabit Alan Modeli

Sabit Alanlı bir ejektörün şematik şekli Şekil 3.2 'de görülmektedir. Sesüstü hızı sahip primer akışkan ile sesaltı hızı sahip sekonder akışkan sabit alanlı karışım bölgesinde karışırlar. Karışımın sabit alan karışım bölgesi çıkışında hızı sesaltıdır. Sabit alanlı ejektör iki belirgin çalışma rejimine sahiptir. Bu rejim, ejektörün kütleli debi oranı karakteristiğinin ejektör çıkışındaki karşı basınca bağlı olup olmamasına göre belirlenir. Eğer kütleli debi oranı karakteristiği ejektör çıkışındaki karşı basınca bağlı ise bu durumda rejim karışmış akış şeklindedir. Eğer kütleli debi oranı karakteristiği ejektör çıkışındaki karşı basınçtan bağımsız ise bu durumda ise rejim sesüstü akış şeklindedir.



Şekil 3.2: Sabit Alan Modelli Ejektörün Şematik Gösterimi (Liao,2008)

### 3.2 Hesaplama Methodunun Oluşturulması

Bölüm 2.6'da termodinamik analizi yapılan sabit basınç modelli ejektörlü soğutma sisteminin hesaplama methodu aşağıda belirtilen iş akış planına göre oluşturulmuştur.

1. Soğutucu Akışkan Seçimi
2. Kondenser Sıcaklık Değeri Seçimi
3. Evaporatör Sıcaklık Değeri Seçimi

4. Tahrik Memesi Verim Değerinin Seçimi

5. Emme Memesi Verim Değerinin Seçimi

6. Difüzör Verim Değerinin Seçimi

7. Kütlesel Debi Oranı Değerinin Tahmini Seçimi

➤  $P_2 < P_{3m} < P_3$  ,

➤  $u_{2b} < u_{3m} < u_{1b}$  ,

➤  $K = [ (a_{1b} + a_{2b}) u_{3m} / v_{3m} ]$  [ kg/s] olmak üzere,

$K \geq 1$  ve K minimum değerde olacak

Yukarda belirtilen koşulları sağlayacak şekilde uygun w değeri seğilir.

8.  $P_b$  Basınç Değerinin Tahmini Seçimi

➤  $u_{2b} < u_{3m} < u_{1b}$

➤  $K = [ (a_{1b} + a_{2b}) u_{3m} / v_{3m} ]$  [ kg/s] olmak üzere,

$K \geq 1$  ve K minimum değerde olacak

Yukarda belirtilen koşulları sağlayacak şekilde uygun  $P_b$  değeri seğilir.

9.  $P_{3m}$  Basınç Değerinin Tahmini Seçimi

➤  $P_2 < P_{3m} < P_3$

➤  $K = [ (a_{1b} + a_{2b}) u_{3m} / v_{3m} ]$  [ kg/s] olmak üzere,

$K \geq 1$  ve K minimum değerde olacak

Yukarda belirtilen koşulları sağlayacak şekilde uygun  $P_{3m}$  değeri seğilir.

10. Şekil 2.9 ‘da gösterilen ejektörlü soğutma sistemi çevriminin termodinamik analizi bölüm 2.6 ‘da anlatıldığı şekilde programda yazılır.

11. Program çalıştırılır.

12. Eğer program

➤  $P_2 < P_{3m} < P_3$  veya

➤  $u_{2b} < u_{3m} < u_{1b}$  koşulları gerçekleşmediği için hata verirse yeni bir kütleli debi oranı değeri verilir.

13. Eğer program

➤  $P_2 < P_{3m} < P_3$  veya

➤  $u_{2b} < u_{3m} < u_{1b}$  koşulları gerçekleştiği için hata vermezse

➤  $K \geq 1$  koşulunu gerçekleştirecek minimum K değeri elde edilene kadar  $P_b$  ' ye değeri vererek optimum  $P_b$  değeri elde edilir.

14. Minimum K değerini sağlayan optimum  $P_b$  değeri belirlendikten sonra

➤  $u_{2b} < u_{3m} < u_{1b}$  ve

➤  $K \geq 1$  koşulunu gerçekleştirecek minimum K değeri elde edilene

kadar  $P_{3m}$  ' ye değeri vererek optimum  $P_{3m}$  değeri elde edilir.

15. Optimum  $P_b$  ve  $P_{3m}$  değerleri elde edildikten sonra bu değerler programda yazılarak sistemin termodinamik analizi tamamlanır. Sistem ile ilgili istenilen noktaların termodinamik özellik değerleri program çalıştırılarak hesaplanır.

16. Elde edilen verilerden yararlanılarak sistemin soğutma kapasitesi, optimum ejektör alan oranı, ejektörlü sistem soğutma performans katsayısı, sistemin kompresör gücü ve kompresör sıkıştırma oranı hesaplanır.

17. Kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı içerisinde kalan diğer kütleli debi oranı değerleri için de hesaplama prosedürü yukarıda anlatıldığı şekilde devam ettirilir.

Soğutkan olarak R410a kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin  $T_{kon} = T_{[1]} = 40$  °C ve  $T_{ev} = T_{[2]} = 5$  °C sıcaklık değerleri için optimum  $P_b$  ve  $P_{3m}$  değerlerinin elde edildiği hesaplama methodunu gösteren örnek Tablo 3.1'de gösterilmiştir.

**Tablo 3.1** R410a için Elde Edilen Optimum  $P_b$  ve  $P_{3m}$  Değerleri

$T_{[1]}$ (°C)	$T_{[2]}$ (°C)	$w$ ( $m_2/m_1$ )	$P_b$ (kPa)	$P_{3m}$ (kPa)	$K$ [kg/s]	$u_{1b}$ (m/s)	$u_{2b}$ (m/s)	$u_{3m}$ (m/s)
40	5	0,95	840	980	1,665			
40	5	0,90	840	980	1,464			
40	5	0,85	840	980	1,323			
40	5	0,8	840	980	1,302			
40	5	0,75	840	980	1,293			
40	5	0,74	840	980	1,291	99,46	70	86,9
40	5	0,73	840	980	1,292			
40	5	0,72	840	980	1,294			
40	5	0,71	840	980	1,312			
40	5	0,7	840	980	1,343			
40	5	$w < 0,7$ UYGUN DEĞİL	$P_3 > P_{3m} > P_2$ koşulu sağlanmıyor.					
40	5	0,74	921	980	2,372			
40	5	0,74	900	980	1,644			
40	5	0,74	850	980	1,306			
40	5	0,74	825	980	1,281			
40	5	0,74	810	980	1,27			
40	5	0,74	800	980	1,268	102,4	83,69	94,41
40	5	0,74	790	980	1,269			
40	5	0,74	775	980	1,274			
40	5	0,74	750	980	1,285			
40	5	0,74	725	980	1,309			
40	5	0,74	$P_b < 725$ UYGUN DEĞİL	$u_{1b} > u_{3m} > u_{2b}$ koşulu sağlanmıyor.				
40	5	0,74	800	935	1,204	102,41	83,7	94,42
40	5	0,74	800	950				
40	5	0,74	800	975				
40	5	0,74	800	995,5				
40	5	0,74	800	$P_{3m} > 995,5$ UYGUN DEĞİL	$P_3 > P_{3m} > P_2$ koşulu sağlanmıyor.			

### 3.3 Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi

Ejektörlü Soğutma Çevriminde hesaplamalar için daha önce literatürde yayınlanmış olan ,benzer çalışmalarda kullanılmış parametreler seçilmiştir. Bu parametreler Tablo 3.2 'de verilmiştir.

**Tablo 3.2** Hesaplama Kullanılan Değişken ve Sabit Parametreler

Değişken Parametreler		
Parametrenin Adı	Sembolü	Değer Aralığı
Kondenser Sıcaklığı	$T_{kon}$	35 C° ~ 50 C°
Evaporatör Sıcaklığı	$T_{ev}$	- 25 C° ~ 5 C°
Kütleli Debi Oranı	$w$	0,5 ~ 0,95
Sabit Parametreler		
Parametrenin Adı	Sembolü	Değeri
Tahrik Lülesi Verimi	$\eta_m$	0,90
Emme Lülesi Verimi	$\eta_s$	0,90
Difüzör Verimi	$\eta_d$	0,80
Kompresör Verimi	$\eta_{komp}$	0,80

### 3.4 Hesaplamalarda Kullanılacak Yazılım Programının Oluşturulması

Bu çalışmada Engineering Equation Solver ( EES ) programı kullanılmış olup kullanılan program ; lineer ve nonlinear cebirsel ve diferansiyel denklemleri nümerik olarak çözen, 3D plotting yeteneği mevcut, içinde katı ve akışkanların termodinamik ve malzeme özelliklerini barındıran, Termodinamik ve Akışkanlar Mekaniği konularında bazı karmaşık problemlerinin çözümü için gerekli olan, DELPHI tabanlı bir yazılımdır. Termodinamik alanında literatürde yayınlanmış pek çok çalışmada bu program kullanılmıştır. Programda soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri; DFT , NBP , ASHRAE ve IIR referans standartlarından istenilen standartı seçmeye elverişli olup yapılan bu çalışmada ASHRAE standartına göre olan termodinamik özellikler seçilmiştir.Yazılan program ve sonuçların doğruluğu N.Bilir, H.K.Ersoy ve A.Hepbaşlı 'nın 2011 yılında R22 için yapmış

oldukları, ejektörlü sistem soğutma performansı katsayısı iyileştirme oranı değeri  $COP,r = 0,11$  ile mukayese edilerek kontrol edilmiştir. (N.Bilir, H.K.Ersoy ve A.Hepbaşlı.,2011) Yapılan çalışmada EES programı yardımıyla R22 için  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ,  $T_{ev} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  çalışma koşullarında ejektörlü sistem soğutma performansı katsayısı iyileştirme oranı değeri  $COP,r = 0,1112$  olarak bulunmuştur. Hesaplamalarda kullanacağımız yazılım programından elde ettiğimiz sonuç literatürde yapılmış çalışmayla yakınlık göstermiştir. R22 ve için  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{ev} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  çalışma koşullarına göre EES (Engineering Equation Solver) programında yazılmış programın bir örneği Ek B.1’de , elde edilen sonuçlar ise Ek B.2 ‘de verilmiştir. Programın doğruluğu kontrol edildikten sonra R410a ve diğer soğutkanlar için farklı koşullarda çalışmalar yapılarak bulgular elde edilmiştir. R410a için  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{ev} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  çalışma koşullarına göre EES (Engineering Equation Solver) programında yazılmış programın bir örneği Ek C.1’de , elde edilen sonuçlar ise Ek C.2’de verilmiştir.

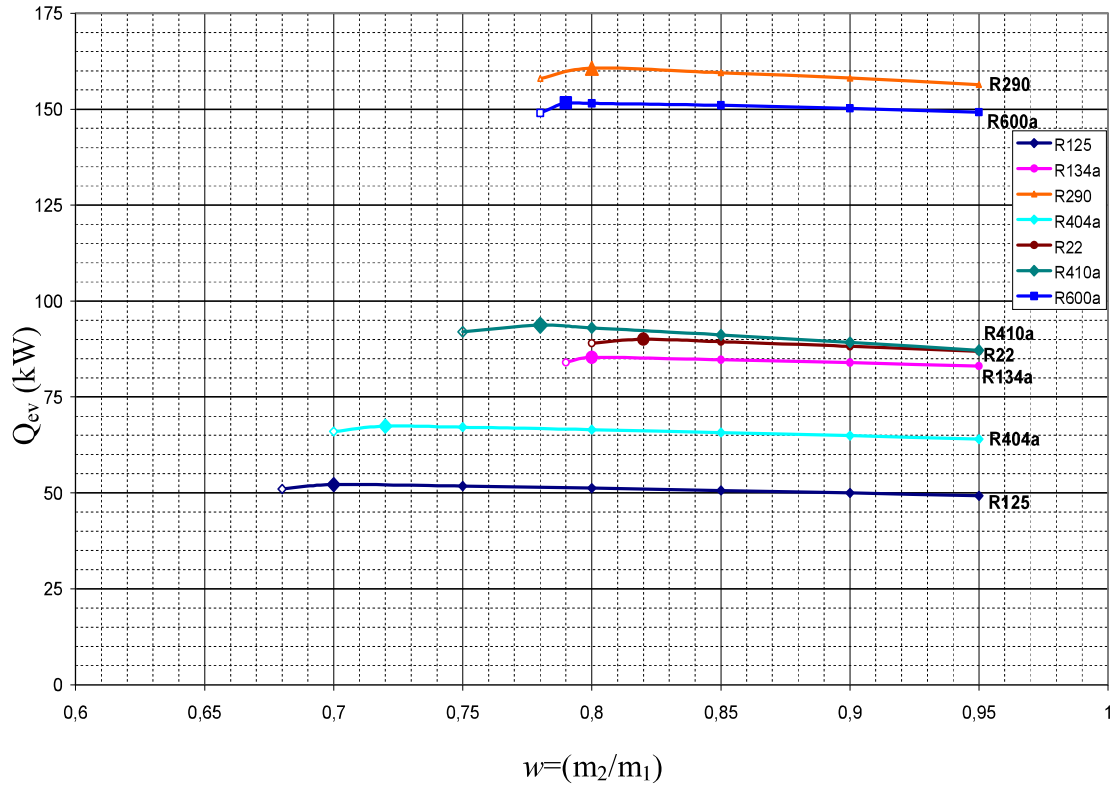


#### 4. BULGULAR VE TARTIŞILMASI

Bu bölümde, Bölüm 3.'de modellenmesi tamamlanan buhar jetli ejektörlü bir soğutma sisteminde sekiz farklı soğutucu akışkan ( R410a ,R22 ,R404a ,R134a ,R290 ,R125 ,R600a ,R717 ) için; soğutma kapasitesi, kompresör işi, ejektör alan oranı ve soğutma performans katsayılarını tespit etmek amacıyla farklı çalışma koşulları göz önüne alınarak, EES programı yardımıyla teorik bulgular elde edilmektedir. Elde edilen bulgular soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi, kütleli debi oranına bağlı çalışılabilirlik sınır değerleri, kompresör sıkıştırma oranı değerleri açısından birbirleriyle karşılaştırmalı olarak grafikler halinde incelenmektedir. Kondenser Sıcaklıkları 35 °C , 40 °C , 45 °C ve 50 °C değerleri seçilerek farklı soğutkanların kütleli debi oranlarına göre soğutma kapasitesi değerleri belirlenmektedir. Daha sonra kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere ; evaporatör sıcaklıkları 5 °C , 0 °C , -5 °C , -10 °C , -15 °C , -20 °C , -25 °C değerlerine ve kütleli debi oranlarına bağlı olarak soğutma kapasitesi değerleri farklı soğutkanlar için belirlenmektedir. Elde edilen veriler ile Kondenser ve Evaporatör sıcaklığının optimum ejektör alan oranına etkisi araştırılmaktadır.

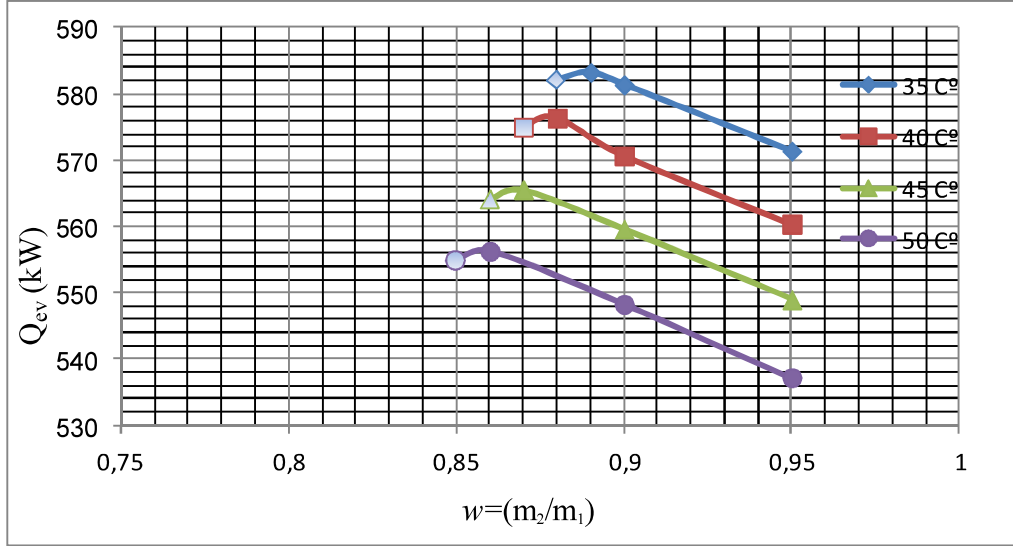
#### 4.1 Farklı Kondenser Sıcaklıklarına Göre Kütlesel Debi Oranına Bağlı Olarak Soğutma Kapasitesi Değişimlerinin İncelenmesi

Kondenser Sıcaklıkları 35 °C , 40 °C , 45 °C ve 50 °C değerleri seçilerek farklı soğutkanlar için kütlesel debi oranlarına göre Soğutma Kapasitesi değerleri belirlendi.



Şekil 4.1: T<sub>kön</sub>=35 °C, T<sub>ev</sub>=5 °C için Q<sub>ev</sub> – w Değişimi

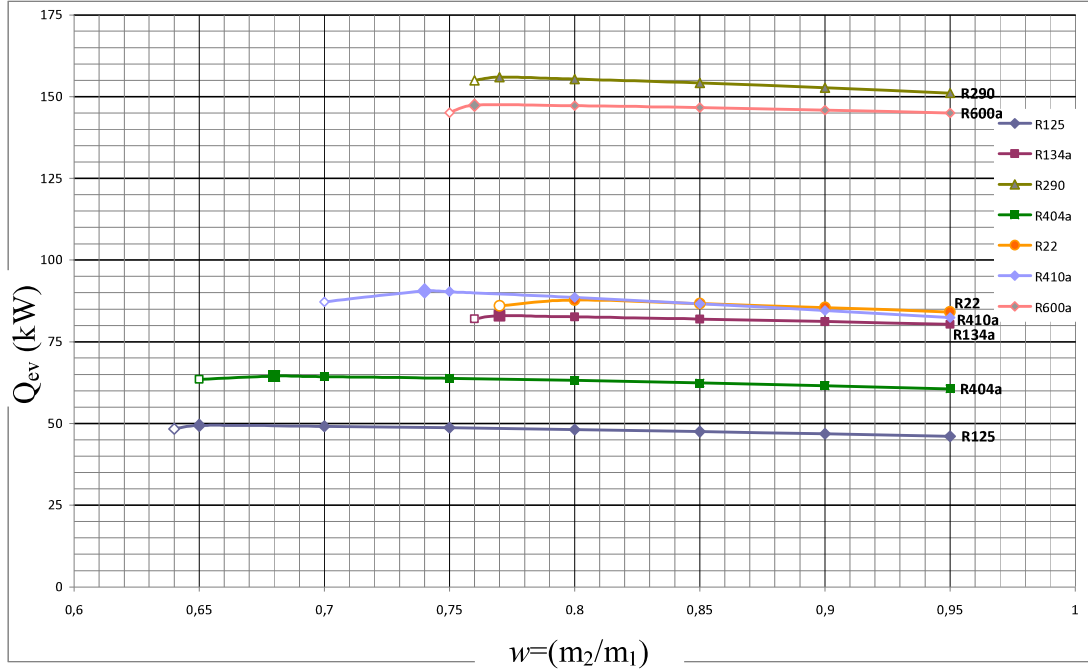
R717 soğutkanının soğutma kapasitesi değerleri diğer soğutkanlara oranla çok yüksek mertebelerde olduğundan diğer soğutkanlarla aynı grafikte yer vermek grafiğin anlaşılabilirliğini zorlaştırdığı için R717 soğutkanı için Şekil 4.2’de görüldüğü gibi ayrı bir grafik hazırlanmıştır.



Şekil 4.2: R717 için  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve Farklı Kondenser Sıcaklıkları için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.1' de,  $T_{kon}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi ( $w$ ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi ( $Q_{ev}$ )' nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125, kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı en geniş olan ( $0,68 - 0,95$ ) soğutucu akışkandır. Şekil 4.2'te görüldüğü gibi R717 ise ( $0,88 - 0,95$ ) kütleli debi oranı aralığı ile en dar çalışma aralığına sahip soğutucu akışkandır. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de görüldüğü gibi aynı çalışma koşullarında en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 ( $583,3\text{ kW}$ ), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 ( $52,14\text{ kW}$ )' dir. Diğer taraftan;  $T_{kon}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir. Bu durum Montreal Protokolüne göre üretimi durdurulan R22 yerine R410a'nın kullanılmasının mümkün olabileceğini göstermektedir.

Evaporatör sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser sıcaklığının 35 °C ‘den 40 °C ‘ye çıkarılması ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.3 ‘de gösterilmektedir.

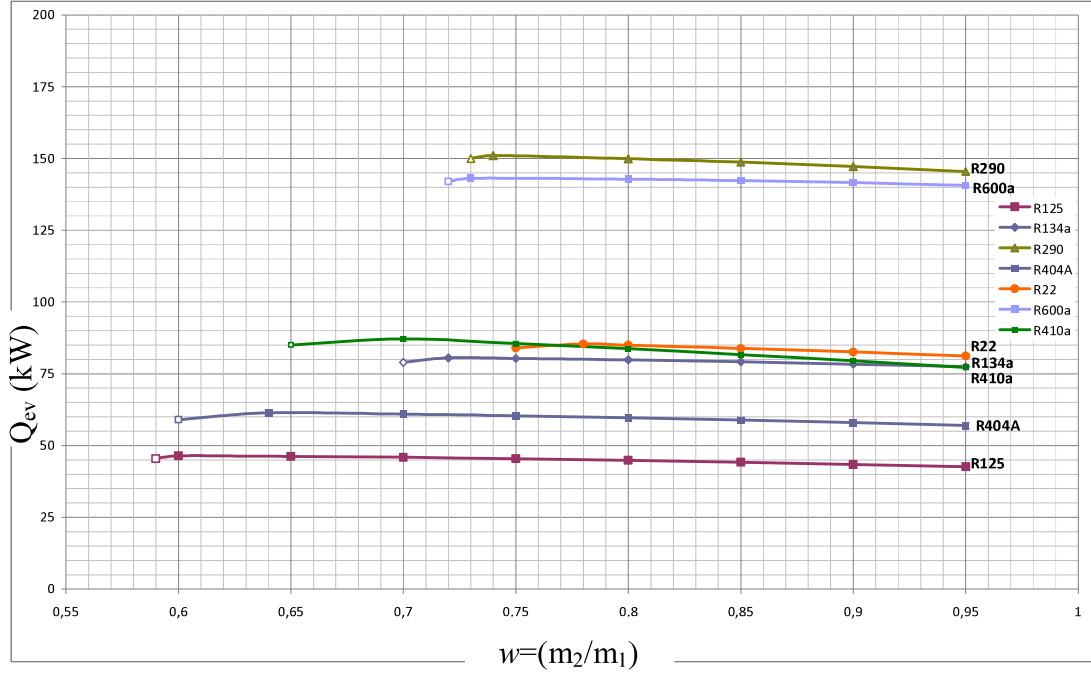


Şekil 4.3:  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.3 'de,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi(w) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi ( $Q_{ev}$ ) 'nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi ( $Q_{ev}$ ) 'nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,64 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.2 'de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,87 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.2 'de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (576,4 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (49,41 kW)'dir. Kondenser sıcaklığının 35 °C den 40 °C ye yükseltilmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde azalma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir. Kondenser sıcaklığının 35 °C'den 40 °C'ye çıkmasıyla R410a'nın soğutma kapasitesinde % 4 oranında azalma olduğu buna karşılık ise R22'nin soğutma kapasitesinde ise % 2 oranında azalma olduğu görülmüştür.

Evaporatör sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser sıcaklığının 40 °C ‘den 45 °C ‘ye çıkarılması ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.4 ‘de gösterilmektedir.

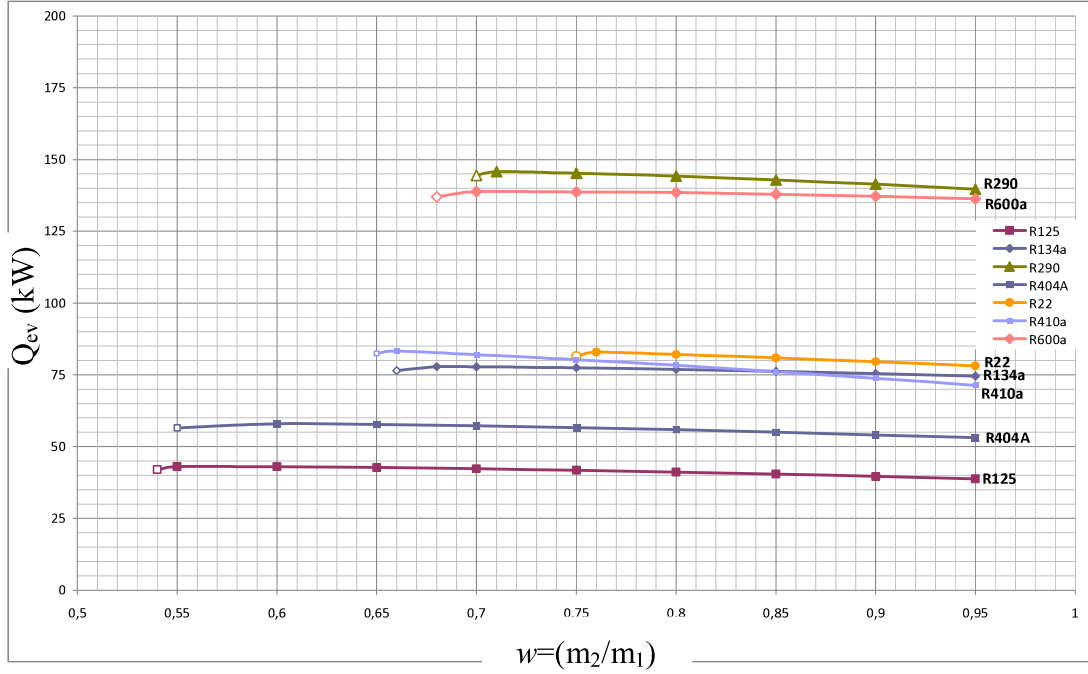


Şekil 4.4: T<sub>kon</sub>=45 °C, T<sub>ev</sub>=5 °C için Q<sub>ev</sub> – w Değişimi

Şekil 4.4’ de, T<sub>kon</sub>=45 °C, T<sub>ev</sub>=5 °C sıcaklık değerleri için kütleli debi ( w ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi ( Q<sub>ev</sub> ) ‘nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,59 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.2 ‘de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,86 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.4 ve Şekil 4.2’ de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (565,6 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (46,41 kW)’dir. Kondenser sıcaklığının 40 °C den 45 °C ye yükseltilmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde azalma olduğu tespit edilmiştir.

T<sub>kon</sub>=45 °C, T<sub>ev</sub>=5 °C sıcaklık değerleri için R410a’nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22’ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22’ye göre daha geniştir. Kondenser sıcaklığının 40 °C’den 45 °C’ye çıkmasıyla R410a’nın soğutma kapasitesinde % 2 oranında azalma olmuştur. Buna karşılık R22’nin soğutma kapasitesinde ise % 1 oranında azalma görülmüştür.

Evaporatör sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser sıcaklığının 45 °C ‘den 50 °C ‘ye çıkarılması ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.5 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 4.5:  $T_{kon}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

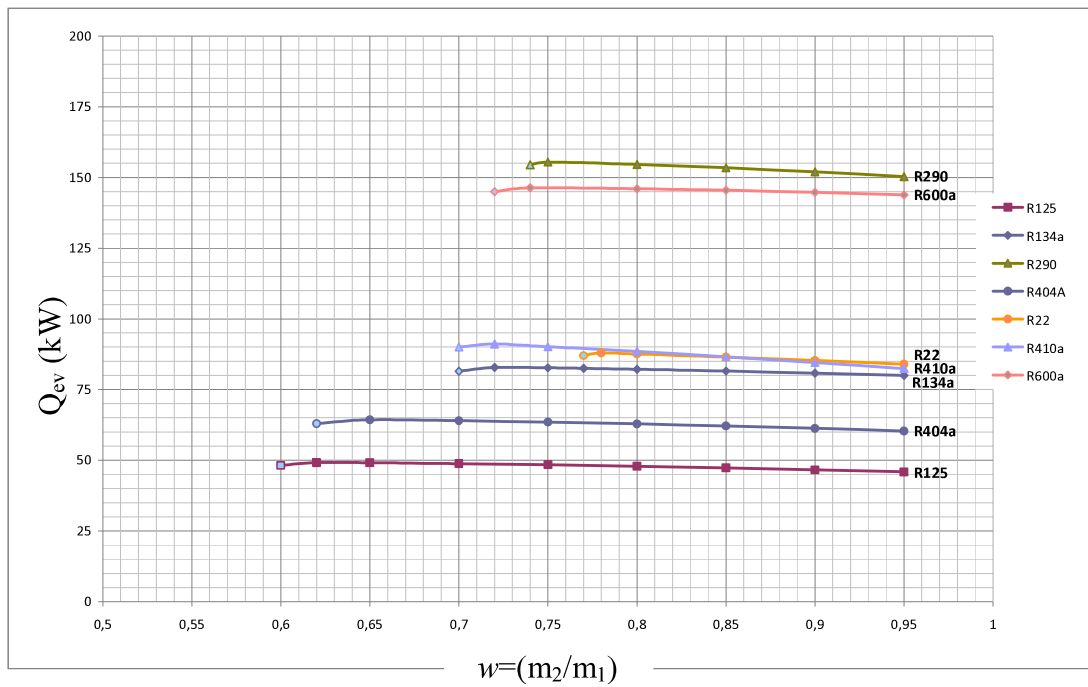
Şekil 4.5 'de,  $T_{kon}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  ) 'nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,54 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.2 'de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,85 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.5 ve Şekil 4.2' de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (556,3 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (43,05 kW)'dir. Kondenser sıcaklığının 45 °C den 50 °C ye yükseltilmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde azalma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir. Kondenser sıcaklığının 45 °C'den 50 °C'ye çıkmasıyla R410a'nın soğutma kapasitesinde % 1 oranında azalma oluşur. Buna karşılık R22'nin soğutma kapasitesinde ise % 0,5 oranında azalma görülmüştür.

## 4.2 Farklı Evaporatör Sıcaklıklarına Göre Kütlesel Debi Oranına Bağlı Olarak Soğutma Kapasitesi Değişimlerinin İncelenmesi

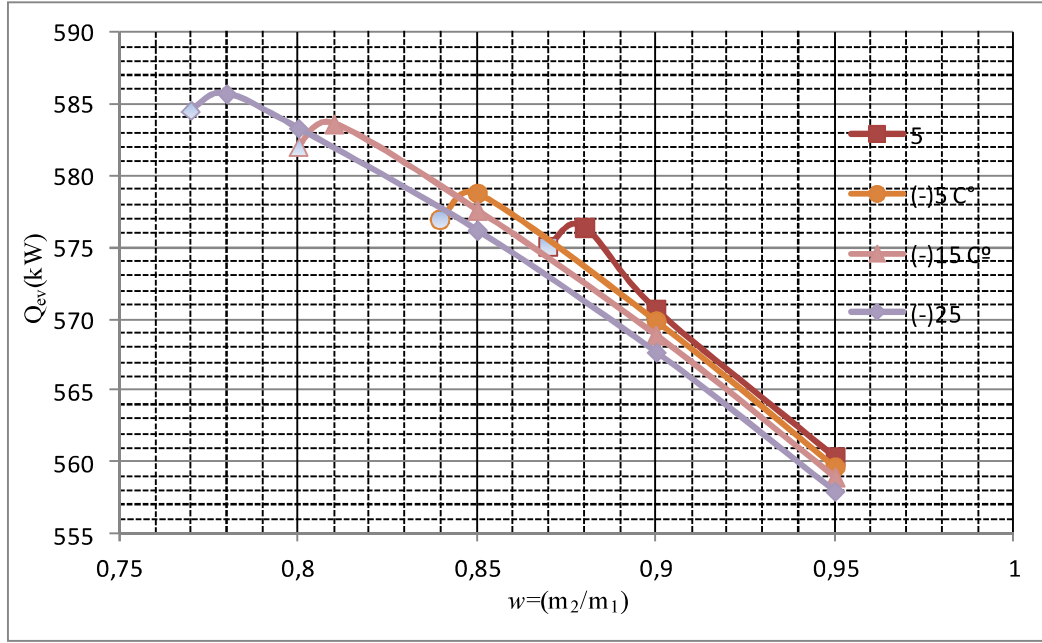
Evaporatör sıcaklıkları 5 °C , 0 °C , -5 °C , -10 °C , -15 °C , -20 °C , -25 °C değerleri seçilerek farklı soğutkanlar için kütlesel debi oranlarına göre soğutma kapasitesi değerleri belirlendi.

Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının 5 °C' den 0 °C' ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular grafikleştirilerek Şekil 4.6 'da gösterildi.



Şekil 4.6 :  $T_{kon}=40$  °C,  $T_{ev}=0$  °C için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

R717 soğutkanının soğutma kapasitesi değerleri diğer soğutkanlara oranla çok yüksek mertebelerde olduğundan diğer soğutkanlarla aynı grafikte yer vermek grafiğin anlaşılabilirliğini zorlaştırdığı için R717 soğutkanı için Şekil 4.7'de görüldüğü şekilde ayrı bir grafik hazırlanmıştır.



Şekil 4.7 : R717 için  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için

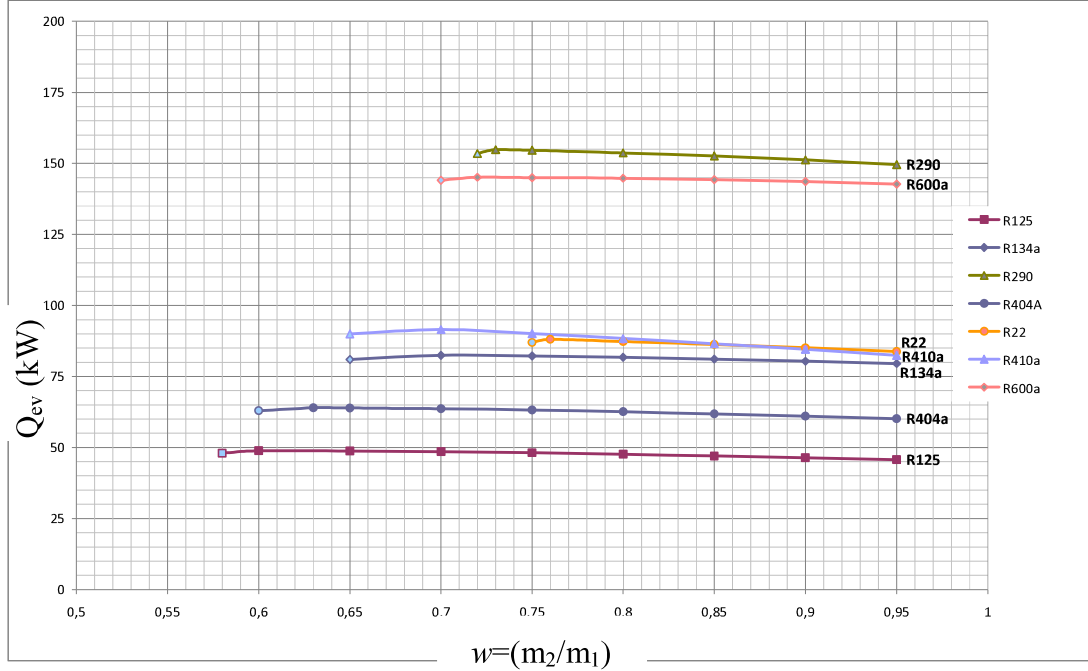
$Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.6 'da,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  )' nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,6 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. 4.7' de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,85 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (577,7 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (49,18 kW)' dir. Evaporatör sıcaklığının  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir.



Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının 0 °C ‘den -5 °C’ ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.8’ da gösterilmektedir.

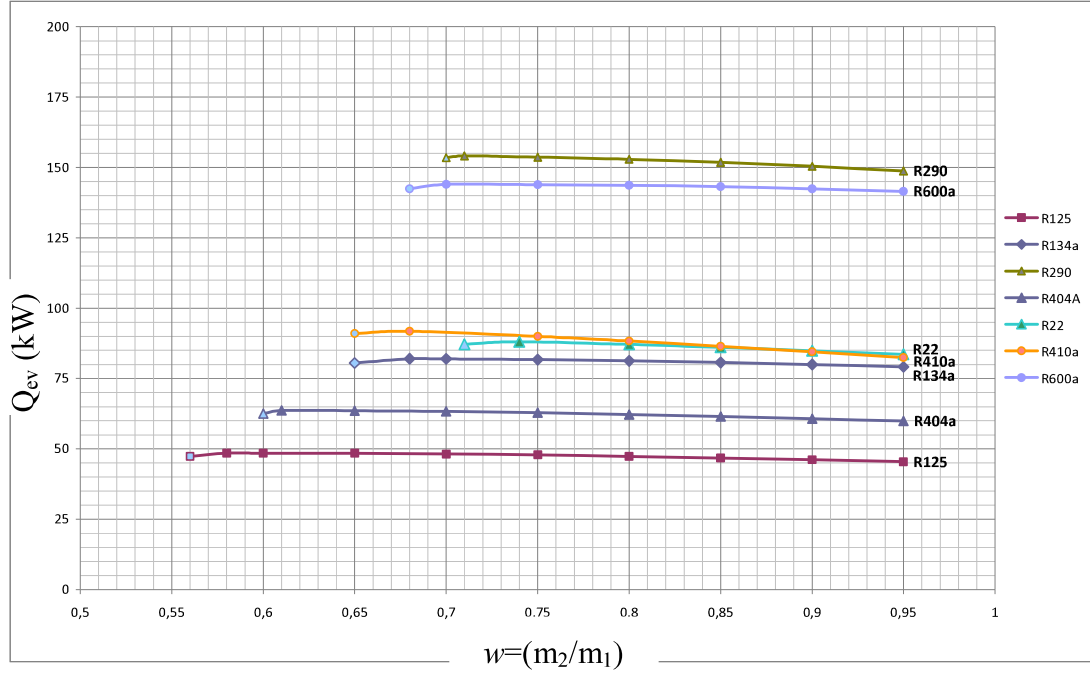


Şekil 4.8:  $T_{kon}=40\text{ °C}$ ,  $T_{ev}=-5\text{ °C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.8’ de,  $T_{kon}=40\text{ °C}$ ,  $T_{ev}=-5\text{ °C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  )’ nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,58 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.7’ de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,84 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.8 ve Şekil 4.7’ de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (578,8 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (48,1 kW)’dir. Evaporatör sıcaklığının 0 °C den -5 °C’ ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ °C}$ ,  $T_{ev}=-5\text{ °C}$  sıcaklık değerleri için R410a’nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22’ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22’ye göre daha geniştir.

Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' den  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.9 'da gösterilmektedir.

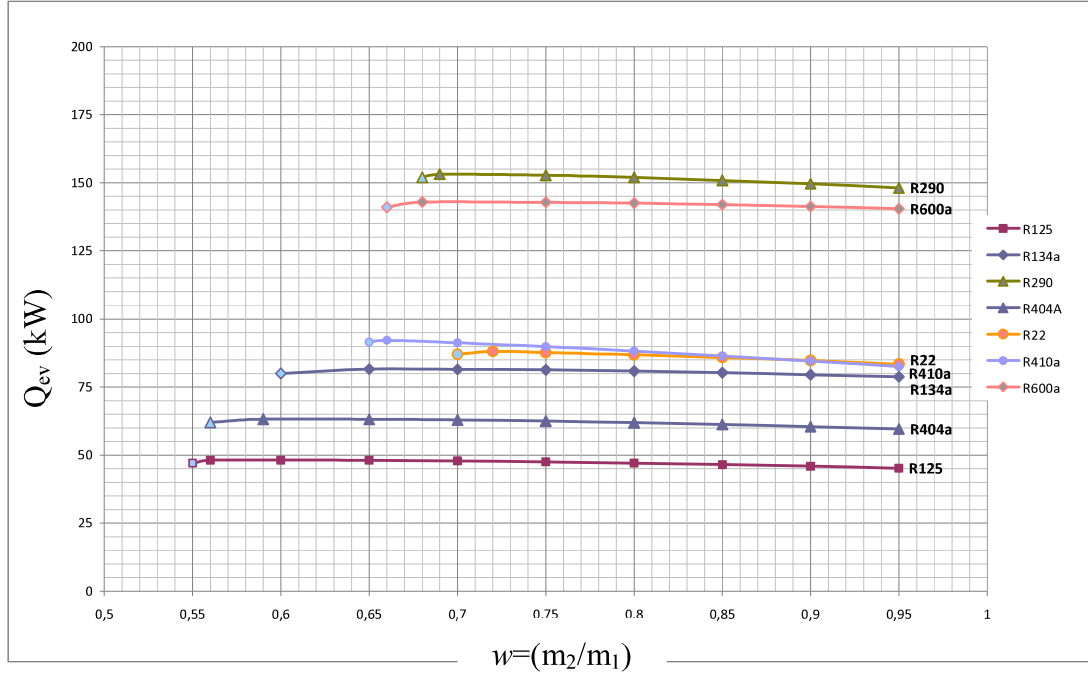


Şekil 4.9:  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=(-) 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.9' da,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  )' nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,56 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.7' de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,83 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.9 ve Şekil 4.7 'de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (579,9 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (48,5 kW)'dir. Evaporatör sıcaklığının  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir.

Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' den  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.10' da gösterilmektedir.

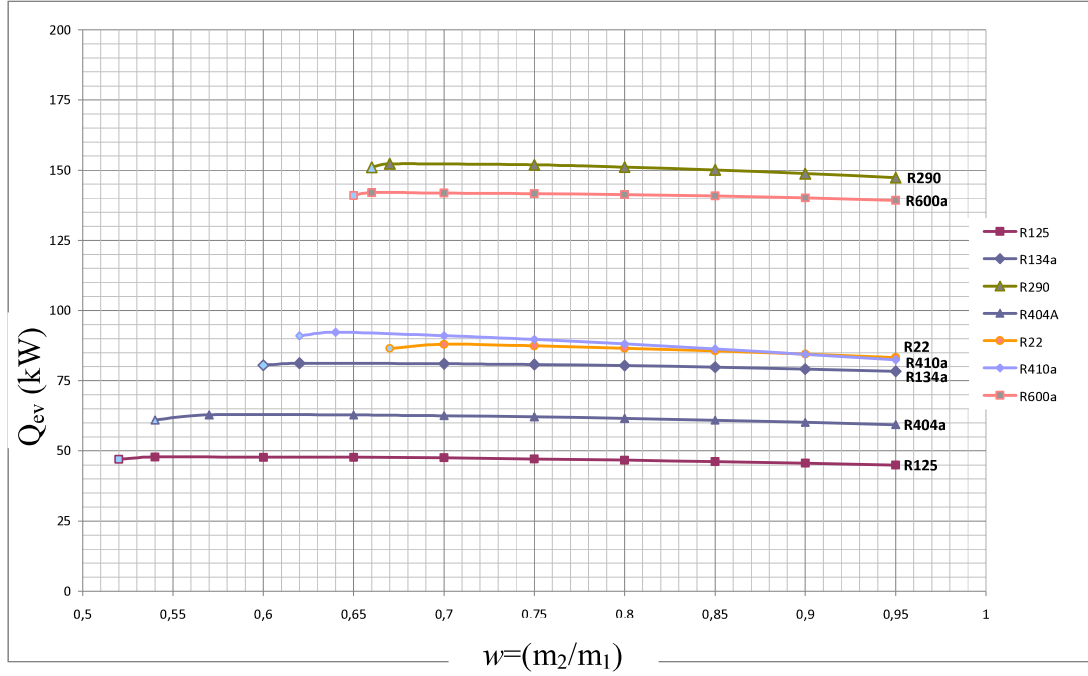


Şekil 4.10:  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=(-)15\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.10 'da,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  )' nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,55 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.10'da görüldüğü gibi R717 ise ( 0,8 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.10 ve Şekil 4.7' de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (583,6 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (48,8 kW)'dir. Evaporatör sıcaklığının  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir.

Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  'den  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  'ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular Şekil 4.11 'de gösterilmektedir.

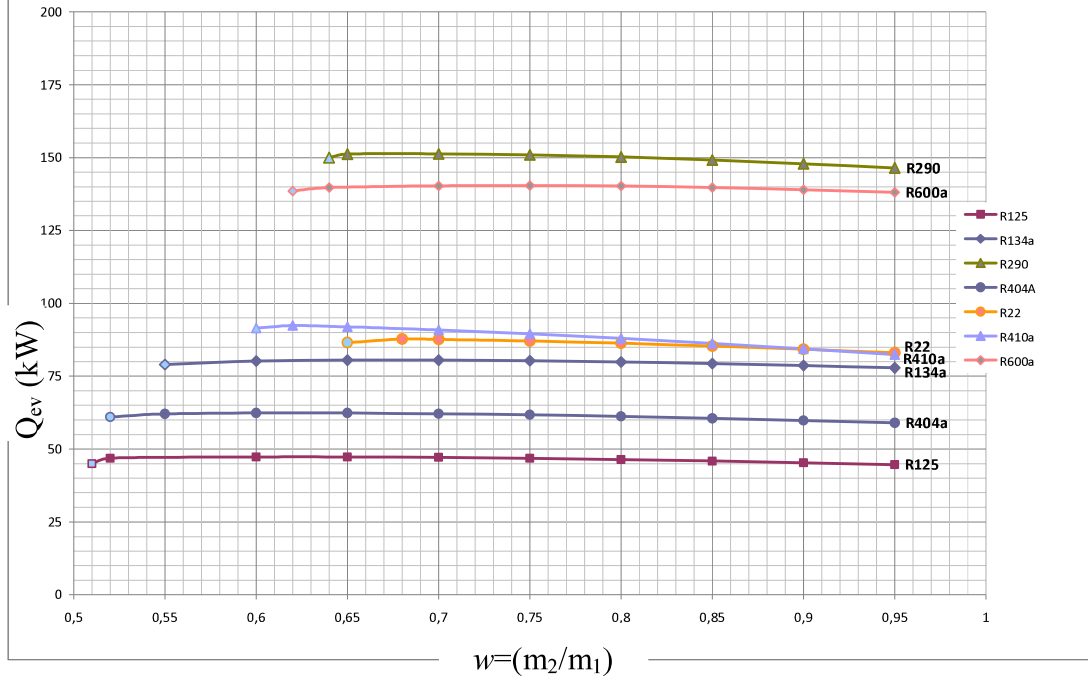


Şekil 4.11:  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.11 'de,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi (  $w$  ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi (  $Q_{ev}$  )' nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( 0,52 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.7' de görüldüğü gibi R717 ise ( 0,78 – 0,95 ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.11 ve Şekil 4.7' de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 (585,4 kW), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 (49,1 kW)'dir. Evaporatör sıcaklığının  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  'ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir.

Kondenser sıcaklığı sabit kalmak üzere evaporatör sıcaklığının  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' den  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye düşürülmesi ile soğutkanlarda oluşacak soğutma kapasitelerinin değişimleri incelendi. Elde edilen bulgular grafikleştirilerek Şekil 4.12 'de gösterildi.



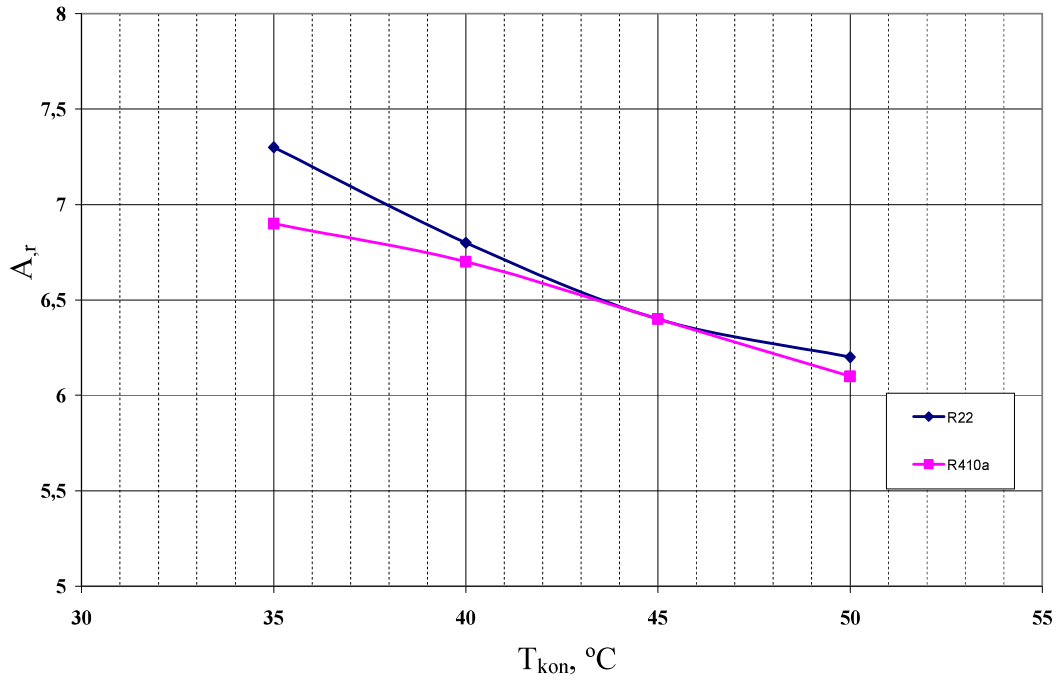
Şekil 4.12:  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}(-) 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $Q_{ev} - w$  Değişimi

Şekil 4.12 'de,  $T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için kütleli debi ( $w$ ) değişimine bağlı olarak soğutucu akışkanlardaki soğutma kapasitesi ( $Q_{ev}$ ) 'nin değişimi incelenmiştir. Grafiklerden soğutucu akışkanların kütleli debi oranı değerlerine göre çalışma aralıkları görülmektedir. R125 ( $0,51 - 0,95$ ) kütleli debi oranı aralığında en geniş çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.7 'de görüldüğü gibi R717 ise ( $0,77 - 0,95$ ) kütleli debi oranı aralığında en dar çalışma aralığına sahip akışkandır. Şekil 4.12 'de ve Şekil 4.7 'de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan R717 ( $585,7\text{ kW}$ ), en düşük soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan ise R125 ( $49,5\text{ kW}$ )'dir. Evaporatör sıcaklığının  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye düşürülmesiyle soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi değerlerinde artma olduğu tespit edilmiştir.

$T_{kon}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}=-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerleri için R410a'nın kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi R22'ye yakın; kütleli debi oranına bağlı çalışma aralığı ise R22'ye göre daha geniştir.

### 4.3 R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Kondenser Sıcaklık Değişimine Bağlı Olarak Optimum Ejektör Alan Oranlarının Değişiminin İncelenmesi

Bölüm 3.1’de açıklandığı gibi ejektör alan oranının optimum değeri pratik uygulamalar açısından önemlidir. Bu bölümde kondenser sıcaklığının optimum ejektör alan oranına etkisi araştırılmış ve elde edilen bulgular Şekil 4.13’de grafikleştirilmiştir.

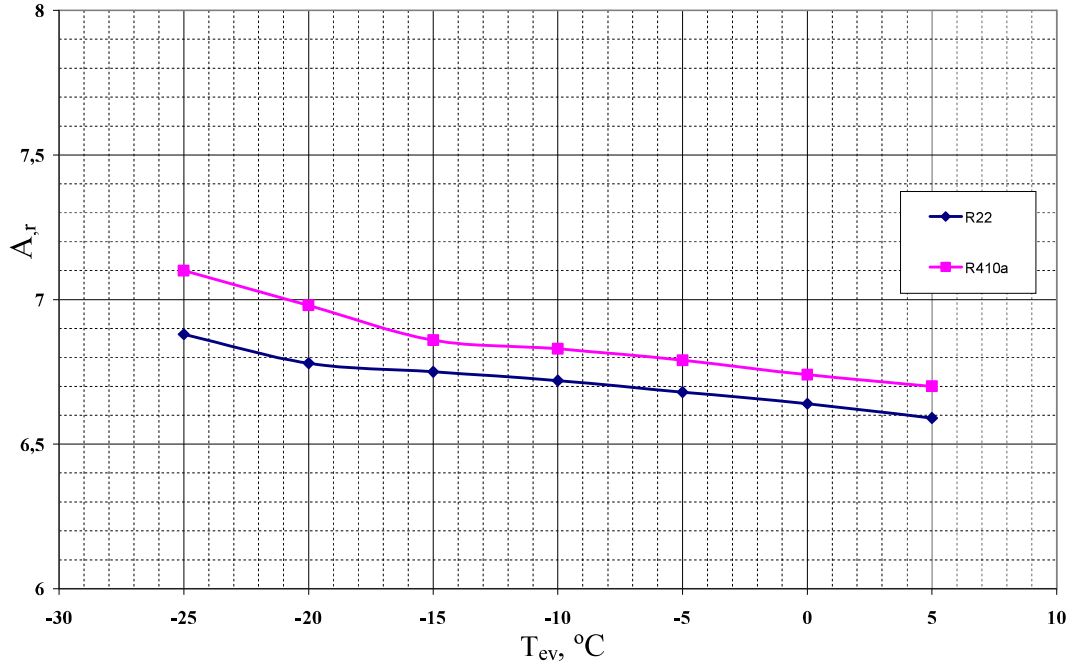


Şekil 4.13:  $T_{ev}=5$  °C için R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Kondenser Sıcaklık Değişimine Bağlı OptimumEjektör Alan Oranı Değişimi

Şekil 4.13 'de, 5 °C sabit evaporatör sıcaklığında kondenser sıcaklığının 35 °C ' dan 50 °C' a artırılması ile soğutucu akışkanların optimum ejektör alan oranı ( $A_{opt}$ ) değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni, primer akışkanın debisi ve sesüstü lülesinin çıkış alanının kondenser sıcaklığına bağlı artış göstermesindedir. Bu da, optimum ejektör alan oranını azaltmaktadır. 35 °C ile 50 °C kondenser sıcaklığı aralığında R22 ve R410a soğutucu akışkanlarının grafik karakteristikleri benzerlik göstermiştir. 45 °C civarında her iki soğutucu akışkanın optimum ejektör alan oranları birbirine eşit çıkmıştır. Bu sonuçtan, bu sıcaklık değeri için tasarlanacak 6,4 optimum ejektör alan oranı değerine sahip ejektörde R22 ve R410a soğutucu akışkanlarının ayrı ayrı kullanılabilmesinin uygun olduğunu söyleyebiliriz.

#### 4.4 Farklı Evaporatör Sıcaklıklarına Göre Çeşitli Soğutucu Akışkanların Ejektör Alan Oranı Değişimlerinin İncelenmesi

Bu bölümde evaporatör sıcaklığının optimum ejektör alan oranına etkisi araştırılmış bu nedenle  $T_{kon}=40$  °C sabit kondenser sıcaklığı için ve farklı evaporatör sıcaklık değerlerine göre incelemede elde edilen bulgular Şekil 4.14’de gösterilmektedir.

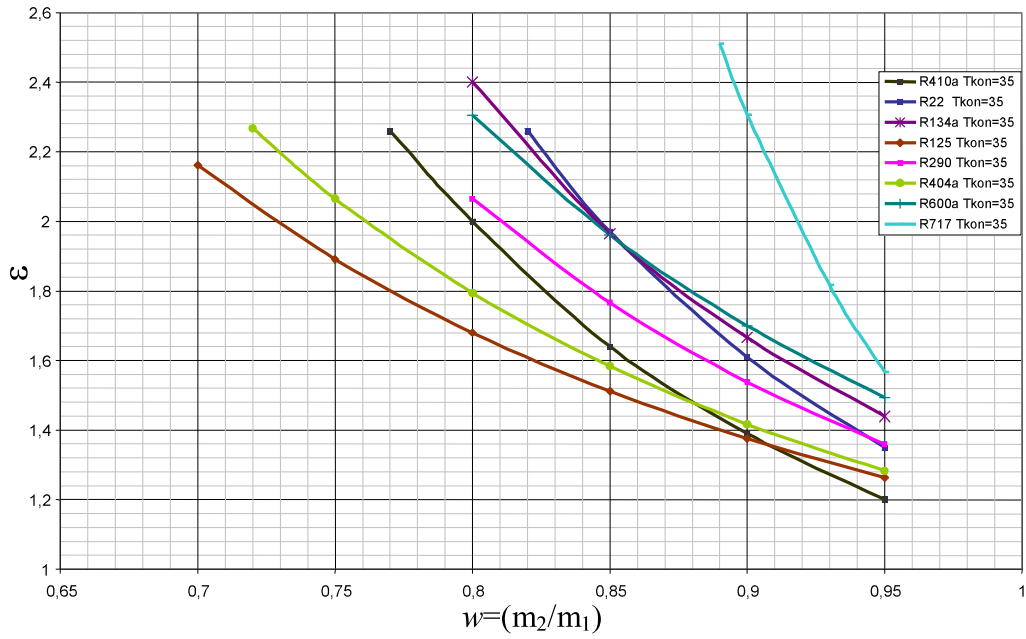


Şekil 4.14:  $T_{kon}=40$  °C için R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Evaporatör Sıcaklık Değişimine Bağlı OptimumEjektör Alan Oranı Değişimi

Şekil 4.14 'de, 40 °C sabit kondenser sıcaklığında evaporatör sıcaklığının - 25 °C ' den 5 °C 'ye artırılması ile soğutucu akışkanların optimum ejektör alan oranı( $A_{opt}$ ) değerlerinin azaldığı görülmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça sekonder akışın debisi artacağından emme odası alanı da artar ve dolayısıyla optimum ejektör alan oranı artmış olur. 5 °C ile - 25 °C evaporatör sıcaklığı aralığında R22 ile R410a soğutucu akışkanlarının grafik karakteristikleri benzerlik göstermiştir. Fakat belirtilen evaporatör sıcaklık değerlerinde herhangi bir noktada kesişim görülmemiştir. Bu nedenle bu sıcaklık aralığı için tasarlanacak ortak bir ejektörde, R22 ile R410a soğutucu akışkanlarının ayrı ayrı kullanılabilmesinin her iki soğutkanın grafiklerinin birbirlerine çok yakın olmasından dolayı ejektörde küçük bir modifikasyon yapılması ile mümkün olabileceği sonucuna varılabilir.

#### 4.5 Farklı Soğutucu Akışkanlar için Kütleli Debi Oranına Bağlı Olarak Kompresör Sıkıştırma Oranı Değişimlerinin İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 2.'de kondenser basıncının seperatör basıncına oranı olarak ifade ettiğimiz kompresör sıkıştırma oranı değerinin sabit kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında kütleli debi oranına göre değişimi incelendi. Sekiz farklı soğutucu akışkan için  $T_{kon}=35$  °C ve  $T_{ev}=5$  °C için elde edilen bulgular Şekil 4.15'de görülmektedir.



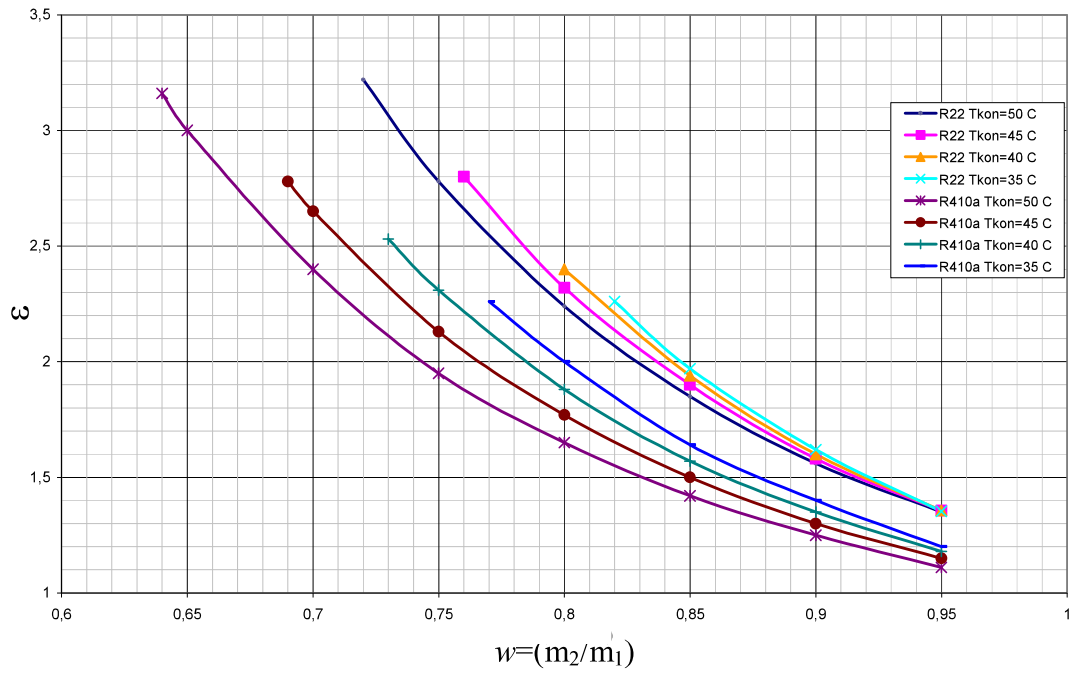
Şekil 4.15:  $T_{kon}=35$  °C,  $T_{ev}=5$  °C için  $\epsilon - w$  Değişimi

Şekil 4.15 'de buhar jetli ejektörlü soğutma sistemlerinde kütleli debi oranı ( $w$ )' na bağlı olarak kompresör sıkıştırma oranları ( $\epsilon$ ) 'nın değişim grafikleri görülmektedir. Grafiklerden de görüldüğü üzere kütleli debi oranı  $w$  değeri yükseldikçe akışkanların kompresör sıkıştırma oranı değerleri azalmaktadır. En fazla değişimin R717' de, en az değişimin ise R125' de olduğu görülmektedir.



#### 4.6 Farklı Kondenser Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\epsilon$ ) Değişimlerinin İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 4.5'de sekiz farklı soğutucu akışkan için yapılan genel incelemeden sonra R22 ve R410a soğutucu akışkanları için sabit evaporatör sıcaklığı için 35 °C, 40 °C, 45 °C ve 50 °C kondenser sıcaklıkları için ayrı bir incelemede bulunuldu.

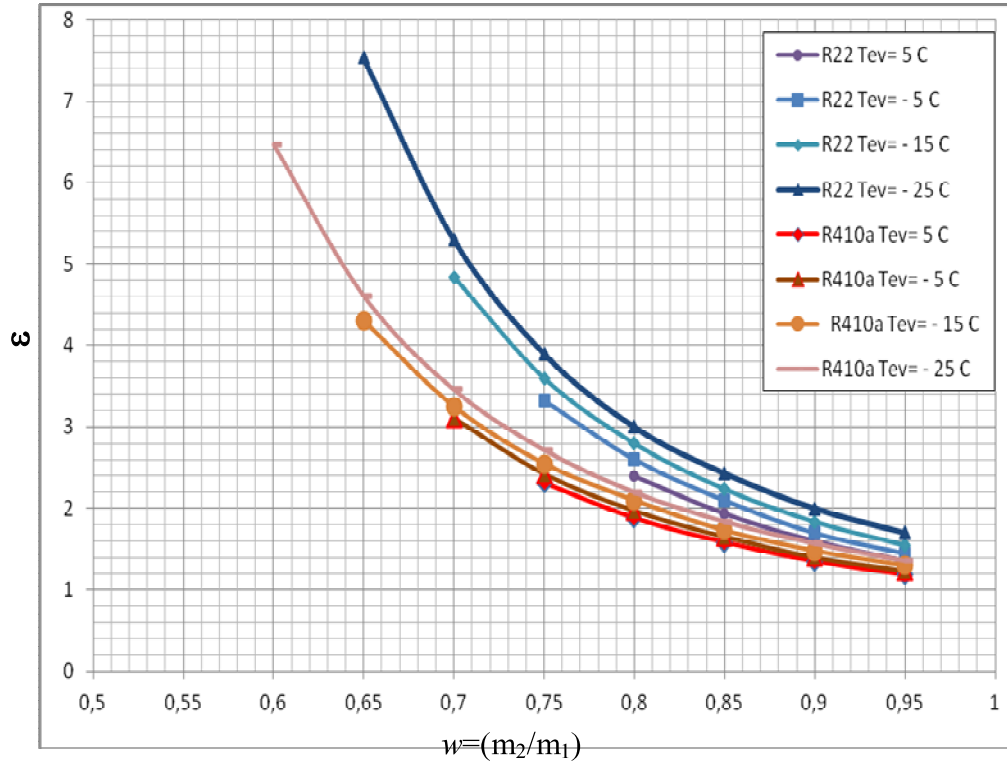


Şekil 4.16:  $T_{ev}=5$  °C ve Farklı Kondenser Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı (  $w$  ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı (  $\epsilon$  ) Değişimleri

Şekil 4.16'da R22 ve R410a soğutucu akışkanlarının buhar jetli ejektörlü soğutma sistemlerinde kütlesel debi oranı (  $w$  )' na bağlı olarak sabit evaporatör sıcaklığında farklı kondenser sıcaklıklarına göre kompresör sıkıştırma oranları (  $\epsilon$  ) 'nın değişimi gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığının kompresör sıkıştırma oranı üzerindeki etkisi kütlesel debi oranı arttıkça azalmaktadır. Öyle ki  $w=0,95$  değerine yaklaştıkça bütün kondenser sıcaklıkları için kompresör sıkıştırma oranı değerleri birbirlerine çok yakın olmaktadır. Kondenser sıcaklığı artınca sistemin kütlesel debi oranına bağlı çalışma aralığı artmakta; kütlesel debi oranı değerlerinin azalmasına paralel kompresör sıkıştırma oranı değerleri artmaktadır.

#### 4.7 Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı ( $w$ ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı ( $\epsilon$ ) Değişimlerinin İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 4.6'da değişken kondenser sıcaklıkları için yapılan incelemenin bir benzeri sabit kondenser sıcaklığı için 5 °C, 0 °C, - 5 °C , - 10 °C , - 15 °C,- 20 °C ve -25 °C değişken evaporatör sıcaklıkları için yapıldı.

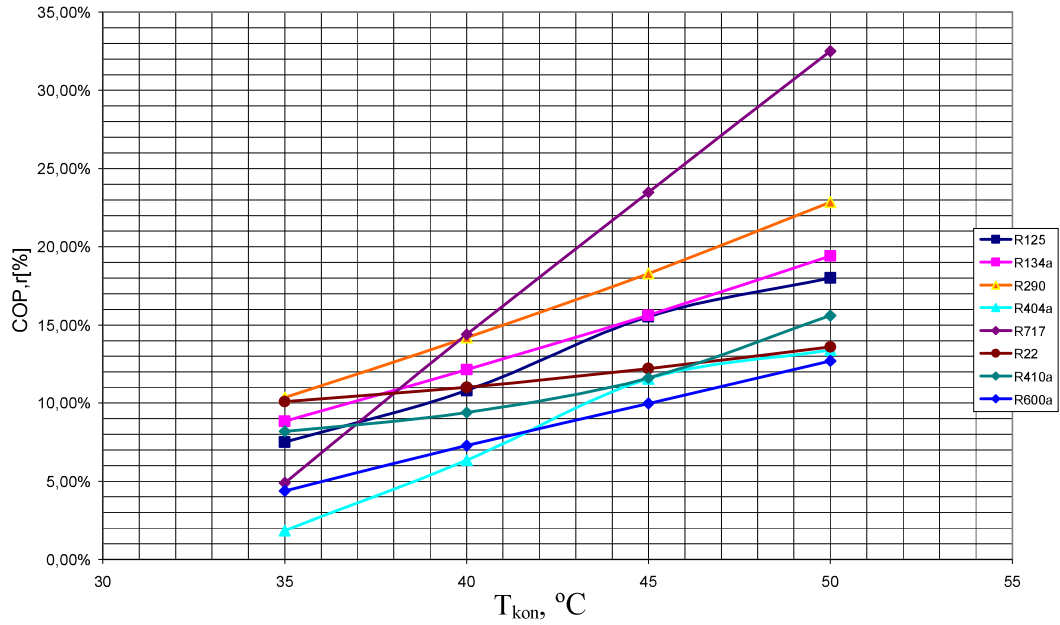


Şekil 4.17:  $T_{kon}=40\text{ °C}$  ve Farklı Evaporatör Sıcaklıkları için R22 ve R410a 'nın Kütlesel Debi Oranı (  $w$  ) - Kompresör Sıkıştırma Oranı (  $\epsilon$  ) Değişimleri

Şekil 4.17'de R22 ve R410a soğutucu akışkanlarının buhar jetli ejektörlü soğutma sistemlerinde kütlesel debi oranı (  $w$  )' na bağlı olarak sabit kondenser sıcaklığında farklı evaporatör sıcaklıklarına göre kompresör sıkıştırma oranları (  $\epsilon$  ) 'nın değişim grafikleri görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının kompresör sıkıştırma oranı üzerindeki etkisi kütlesel debi oranı arttıkça azalmaktadır. Öyle ki  $w=0,95$  değerine yaklaştıkça bütün evaporatör sıcaklıkları için kompresör sıkıştırma oranı değerleri birbirlerine çok yakın olmaktadır. Evaporatör sıcaklığı azaldıkça sistemin kütlesel debi oranına bağlı çalışma aralığı artmakta; kütlesel debi oranı değerlerinin azalmasına paralel kompresör sıkıştırma oranı değerleri artmaktadır. Kütlesel debi oranı değerleri R22 için R410a'ya göre aynı kütlesel debi oranı değerleri için daha yüksektir.

#### 4.8 Kondenser Sıcaklık Değişimine göre Soğutucu Akışkanların Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi

Bu bölümde R125, R134a, R290, R404a, R717, R22, R410a ve R600a olmak üzere sekiz farklı soğutucu akışkanın ejektörlü soğutma sistemindeki soğutma performans katsayılarının ( $COP_{i,j}$ ); klasik soğutma sistemindeki soğutma performans katsayılarına ( $COP_{k,j}$ ) oranla meydana gelen iyileştirme oranlarının kondenser sıcaklığına bağlı değişimleri incelenmiştir.



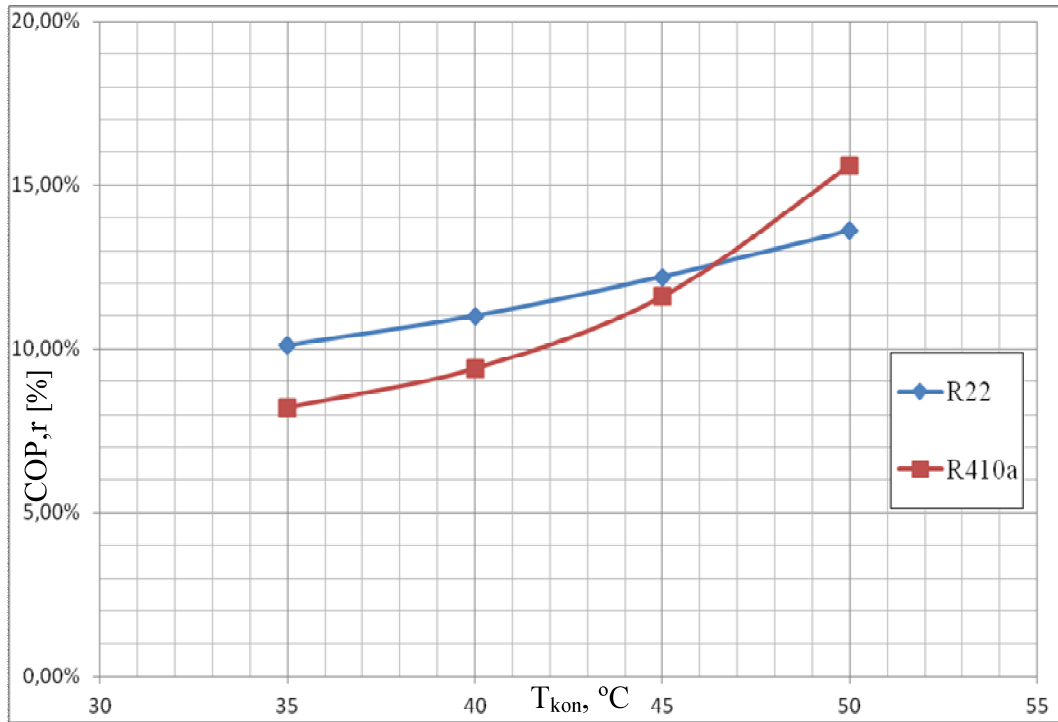
Şekil 4.18:  $T_{evap}=5$  °C için Farklı Soğutkanların Kondenser Sıcaklığı Değişimine Bağlı Soğutma Performans Katsayısı İyileştirme Oranlarının Değişimi

Şekil 4.18’ de  $T_{evap}=5$  °C sabit evaporatör sıcaklığında farklı kondenser sıcaklıkları için ejektörlü soğutma sisteminde elde edilen en yüksek ve en düşük iyileştirme oranına sahip soğutucu akışkanlar ile en yüksek ve en düşük iyileştirme oranı değerleri görülmektedir. Kondenser sıcaklığının 35 °C ‘den 50 °C ‘ye artırılması ile en yüksek iyileştirme oranı R717’de (%4,2 → %32,5), en düşük iyileştirme oranı ise R410a’da (%8,2 → %15,6) görülmüştür. Evaporatör sıcaklığının sabit olduğu ejektörlü sistemlerde, R717’nin kondenser sıcaklık değişiminden diğer soğutucu akışkanlara göre daha hızlı etkilendiği Şekil 4.18 ‘den anlaşılmaktadır. Buradan R717’nin 40 °C üzerindeki kondenser sıcaklıklarında diğer soğutucu akışkanlara

göre ejektörlü soğutma sistemlerinde yüksek iyileştirme oranları verdiği sonucunu çıkartabiliriz.

#### 4.9 Kondenser Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 4.8’de genel olarak sekiz farklı soğutucu akışkan ile yapılan inceleme R22 ve R410a için ayrı olarak gerçekleştirilmiştir.

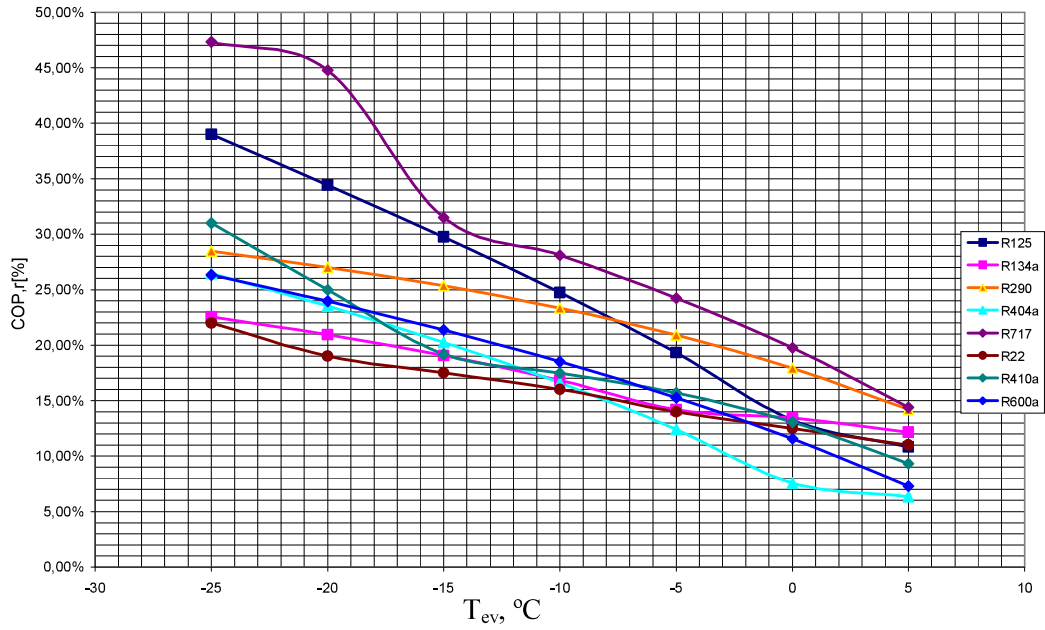


Şekil 4.19:  $T_{ev}=5\text{ }^\circ C$  için Kondenser Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının Değişimi

Soğutucu akışkan olarak R22 ve R410a kullanan iki farklı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine ejektör ilave edilmesiyle bu sistemlerin soğutma performansı etkinlik katsayısında meydana gelen iyileştirme oranlarının kondenser sıcaklığına bağlı etkisi araştırıldı. R410a soğutucu akışkanı kullanan sistemin soğutma performansı etkinlik katsayısındaki iyileştirme oranının R22 kullanan sisteme kıyasla daha hızlı artış gösterdiği, soğutucu akışkanların sistem üzerindeki iyileştirme oranı değerlerinin birbirine yakın olduğu Şekil 4.19’da görülmektedir.

#### 4.10 Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre Soğutucu Akışkanların Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının İncelenmesi

Bu bölümde R125, R134a, R290, R404a, R717, R22, R410a ve R600a olmak üzere sekiz farklı soğutucu akışkanın ejektörlü soğutma sistemindeki soğutma performans katsayılarının ( $COP_{i,j}$ ); klasik soğutma sistemindeki soğutma performans katsayılarına ( $COP_{k}$ ) oranla meydana gelen iyileştirme oranlarının evaporatör sıcaklığına bağlı değişimleri incelenmiştir.

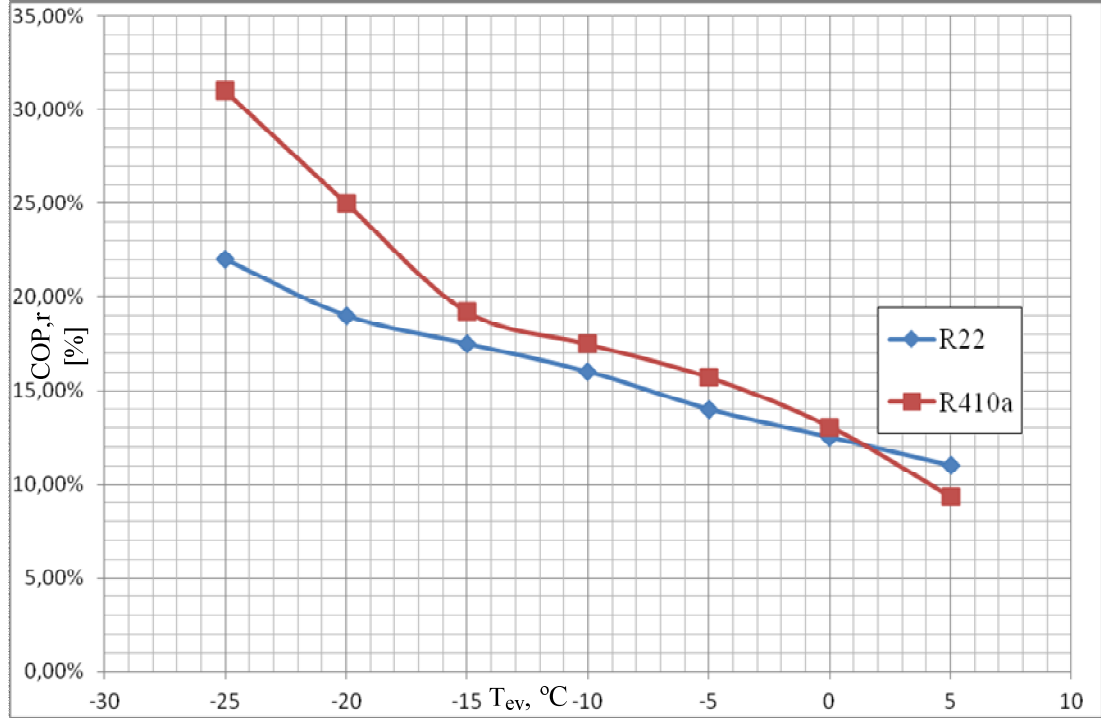


Şekil 4.20:  $T_{kon}=40$  °C için Farklı Soğutkanların Evaporatör Sıcaklığı Değişimine Bağlı Soğutma Performans Katsayısı İyileştirme Oranlarının Değişimi

Şekil 4.20' de  $T_{kon}=40$  °C sabit kondenser sıcaklığında farklı evaporatör sıcaklıkları için ejektörlü soğutma sisteminde elde edilen en yüksek ve en düşük iyileştirme oranına sahip soğutucu akışkanlar ile en yüksek ve en düşük iyileştirme oranı değerleri görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının 5 °C 'den -25 °C 'ye azaltılması ile en yüksek iyileştirme oranı R717'de (%14,4 → %47,3), en düşük iyileştirme oranı ise R134a'da (%12,2 → %22,6) görülmüştür. Kondenser sıcaklığının sabit olduğu ejektörlü sistemlerde, R717'nin evaporatör sıcaklık değişiminden diğer soğutucu akışkanlara göre daha hızlı etkilendiği bu oran yüzdesi değişimlerinden anlaşılmaktadır. Bu verilerden R717'nin 5 °C altındaki evaporatör sıcaklıklarında diğer soğutucu akışkanlara göre ejektörlü soğutma sistemlerinde yüksek iyileştirme oranlarına ulaşıldığı görülmektedir.

#### 4.11 Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirme Oranlarının İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 4.10'da genel olarak sekiz farklı soğutucu akışkan ile yapılan inceleme R22 ve R410a için ayrı olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.21:  $T_{kon}=40$  °C için Evaporatör Sıcaklık Değişimine göre R22 ve R410a Soğutucu Akışkanlarının Soğutma Performansı İyileştirilme Oranlarının Değişimi

Soğutucu akışkan olarak R22 ve R410a kullanan iki farklı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine ejektör ilave edilmesiyle bu sistemlerin soğutma performansı etkinlik katsayısında meydana gelen iyileştirme oranlarının evaporatör sıcaklığına bağlı etkisi araştırıldı. R410a soğutucu akışkanı kullanan sistemin soğutma performansı etkinlik katsayısındaki iyileştirme oranının R22 kullanan sisteme kıyasla daha hızlı artış gösterdiği, soğutucu akışkanların sistem üzerindeki iyileştirme oranı değerlerinin birbirine yakın olduğu Şekil 4.21'de görülmektedir.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada çok sayıda soğutkanın aynı çalışma koşullarında kullanımı ile elde edilen bulgulara göre ejektörlü buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde; sisteme ejektör ilave edilmesinin klasik sistemlerde kısılma ile kaybedilen enerjinin kullanıma alınıp kompresördeki sıkıştırma işinin azalması sonucu soğutma performans katsayısında artış sağladığı, her bir soğutkan için kütleli debi oranının önemli bir faktör olduğu ve herbir soğutucu akışkanın kütleli debi oranına bağlı belirli bir çalışma sınırı olduğu, çalışma sınırı dar olan R717 gibi soğutkanların soğutma kapasitelerinin çok yüksek değerlerde olduğu belirlenmektedir. Ejektör tasarımında önemli bir parametre olan optimum ejektör alan oranı değerinin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarına göre değişken olduğu ve R22'nin R410a ile çok yakın optimum ejektör alan oranı değerine sahip olduğu belirlenmektedir. Kyoto ve Montreal Protokollerine göre çevreye yaptığı olumsuz etkileri nedeniyle üretimi durdurulan ve 2020 yılından itibaren de kullanımı yasaklanan R22 soğutucu akışkanı yerine R410a'nın kullanımının mümkün olabileceği tesbit edilmiştir. R410a'nın aynı çalışma koşullarında kütleli debi oranına bağlı soğutma kapasitesi değerlerinin, optimum ejektör alan oranı değerleri ile soğutma performans katsayı iyileştirme oranlarının R22 ile yakınlık gösterdiği belirlenmiştir. Bu uyumluluk özellikle soğutma dünyasında kullanımı yasaklanmak üzere olan R22 yerine R410a'nın alternatif olarak sistem dönüşümünde kullanılabilirliğini göstermesi açısından önem taşımaktadır.

## 6. ÖNERİLER

Yapılan çalışmada kompresör sıkıştırma oranları R22 , R410A ve diğer farklı soğutkanlar için gösterilmiştir. Bu oranların bilinmesi seçilecek kompresörün kaç kademeli olması gerektiği hakkında bize bilgi vermektedir. Eğer kompresör iki ve daha fazla kademeli ise bu kademeler arasında yapılacak soğutma kompresörün işini etkilediğinden bu tip durumlar için de çalışmanın yapılması ayrıca soğutkanın kondenser çıkışında aşırı soğutulması durumunun da incelenmesi yararlı olacaktır. Diğer taraftan sistemin ara soğutma kaplı sıvı seviye kontrollü tek genişmeli iki kademeli çalışma durumunda da incelenmesi yararlı olacaktır.

Son yıllarda ozon tabakasında delinmelerin artması ve dünya sıcaklığının giderek yükselmesi nedenleriyle, çevreci örgütlerin de baskısıyla, ozon tabakasına zarar verebilecek ve sera etkisini arttıracak soğutucu akışkanların tamamen yasaklanması gündemdedir. Bu yasaklamalarla ilgili hemen her gün birtakım kararlar alınmaktadır. Türkiye de bu kararlara uymakta ve takip etmektedir. Bu nedenle soğutma sistemlerini tasarlarken soğutucu akışkanlarla ilgili Dünya ve ülkemizde alınan çevresel kararların güncel olarak takip edilmesi gerekmektedir. Aksi takdirde tasarlamış olduğumuz soğutma sisteminin pratik uygulamalarda kullanımı mümkün olmayacaktır.



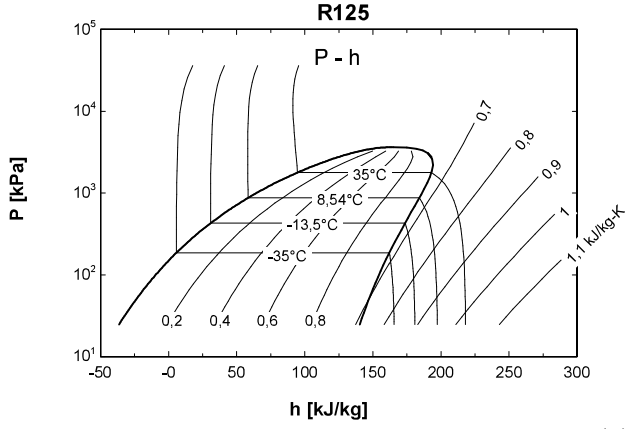
## KAYNAKLAR

- Akoprakoğlu, A., ve Yapıcı, R.,** 2006: Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansına Geometrik Parametrelerin Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bil. Enstitüsü, 2006.
- ALARKO - CARRIER,** 2006: *Teknik Bülten, No:17*, 2006
- ASHRE,** 2004: “Designation and Safety Classification of Refrigerants”, ASHRAE, 2004, ISSN 1041-2336.
- Bergander, M.J.,** 2006: “Refrigeration Cycle With Two-Phase Condensing Ejector”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 17-20, 2006.
- Bilir, N., ve H.K.Ersoy.,** 2009: Çift Fazlı Sabit Alanlı Ejektör Kullanarak Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrim Etkinliğinin İyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bil. Enstitüsü, 2009.
- Bilir, N., Ersoy, H.K., ve Hepbaşı, A.,** 2011: “Farklı Soğutucu Akışkanlar için Genleştirici olarak Ejektör Kullanan Kompresörlü Soğutucunun Performans Analizi” TESKON, 15 Nisan 2011, İzmir
- Çengel, A.Y., ve Boles, A.M.,** 1994: “Thermodynamics: An Engineering Approach”, McGraw-Hill, New York, A.B.D., 1994.
- DENSO,** 2003: <<http://www.globaldenso.com/en/technology/product/airsupply/index.html>>, alındığı tarih 12.05.2011.
- DENSO,** 2004: <[http://www.globaldenso.com/en/technology/product/airsupply/files/ejector\\_cycle\\_e.pdf](http://www.globaldenso.com/en/technology/product/airsupply/files/ejector_cycle_e.pdf)>, alındığı tarih 21.11.2011.
- DENSO,** 2006: “Annual Report 2006” Automotive , 2006
- DUPONT,** 2003: <[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/uses\\_apps/refrigeration/index.html](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/uses_apps/refrigeration/index.html)>, alındığı tarih 15.01.2012.
- EPA** 2012: <[http://www.free-press-releasecenter.info/industry\\_plum.html](http://www.free-press-releasecenter.info/industry_plum.html)>, alındığı tarih 12.06.2012.
- IIR,** 2004: *International Energy Conference*, France, 12–15 April, 2004
- IIR,** 2009: <[http://www.iifir.org/ClientBookline/toolkit/p\\_requests.html](http://www.iifir.org/ClientBookline/toolkit/p_requests.html)>, alındığı tarih 05.10.2011.
- Kornhauser, A.A.,** 1990: “The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander”, Proceedings of the 1990 USNC/IIR Purdue Refrigeration Conference, Purdue University:10–19,1990.

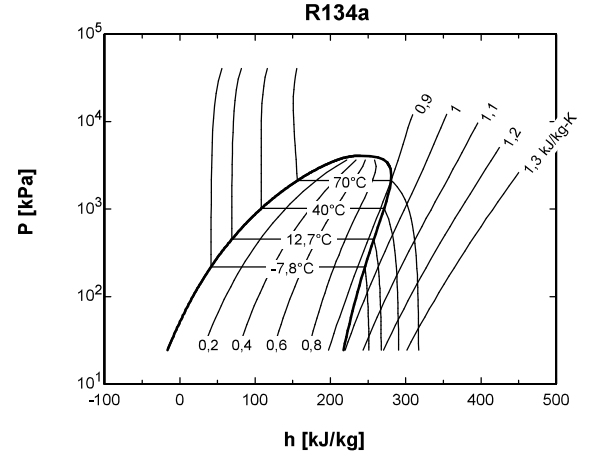
- Liao, C.,** 2008: "Gas Ejector Modeling for Design and Analysis", Texas A&M University, December 2008.
- Liu, F., ve Groll, E.A.,** 2008: "Analysis of a Two Phase Flow Ejector For Transcritical CO2 Cycle" (2008). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 924.
- Moncaster, A.,** 1909: "The Westinghouse-Leblanc", The Westinghouse Machine Company, East Pittsburg, PA, A.B.D.
- Montreal Protocol,** 2000:<<http://ozone.unep.org/pdfs/Montreal-Protocol2000.pdf>>, alındığı tarih 05.01.2012.
- Sun,DW.,** 1997: Solar powered combined ejector vapor compression cycle for air conditioning and refrigeration,Energy Converts,38(5),479-491
- Talley, E.,** 2011: "Hybrid Air Conditioning Systems Overview" Presentations, Southern Illionis Univercity,Carbondale,USA, 04.01.2011.
- TEAP** 2010: "TEAP 2010 Progress Report, Volume 1: Assessment of HCFCs and Environmentally Sound Alternatives." ISBN: 9966-7319-3-8 UNEP Technology and Economic Assessment Panel (TEAP). Nairobi, Kenya May 2010.
- UNEP** 2010: "Guidance of the Process for Selecting Alternatives to HCFCs in Foams." United Nations Environment Programme (UNEP). 2010.
- Üçgül, İ.,** 2008: Soğuk Depolama için Güneş Enerjili Ejektör Soğutma Sistemi Uygulamasının Termodinamik Çevresel ve Ekonomik Analizleri, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt 15, Sayı 2, 2009, Sayfa 269-277
- Yakın, M., ve Özkaymak, M.,** 2007: Buhar Sıkıstırmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bil. Enstitüsü, 2007.

## EKLER

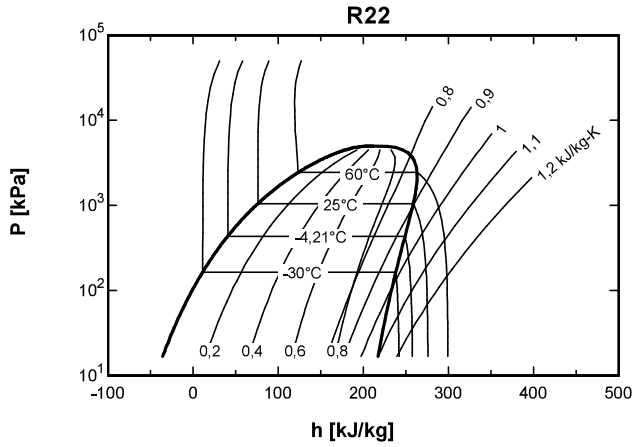
### EK A.1 Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Basınç – Entalpi ( P – h ) Diyagramları



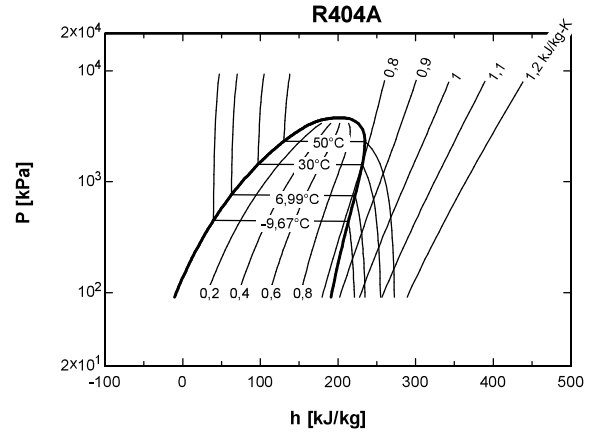
(a)



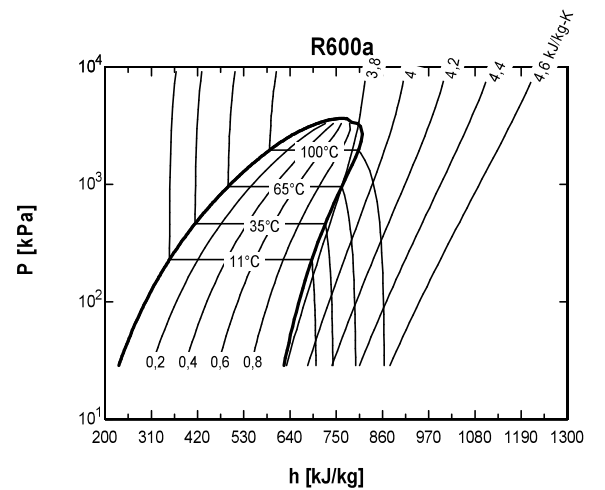
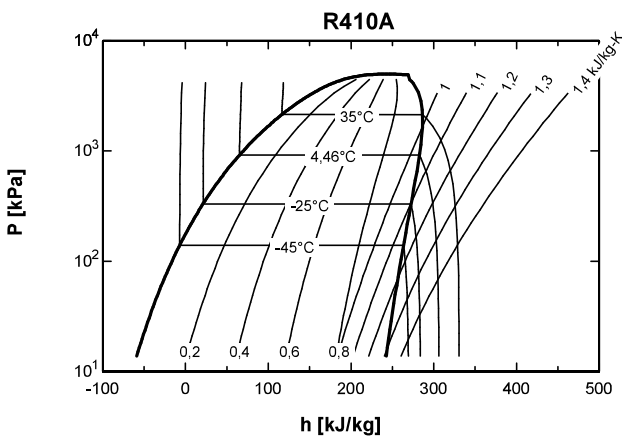
(b)

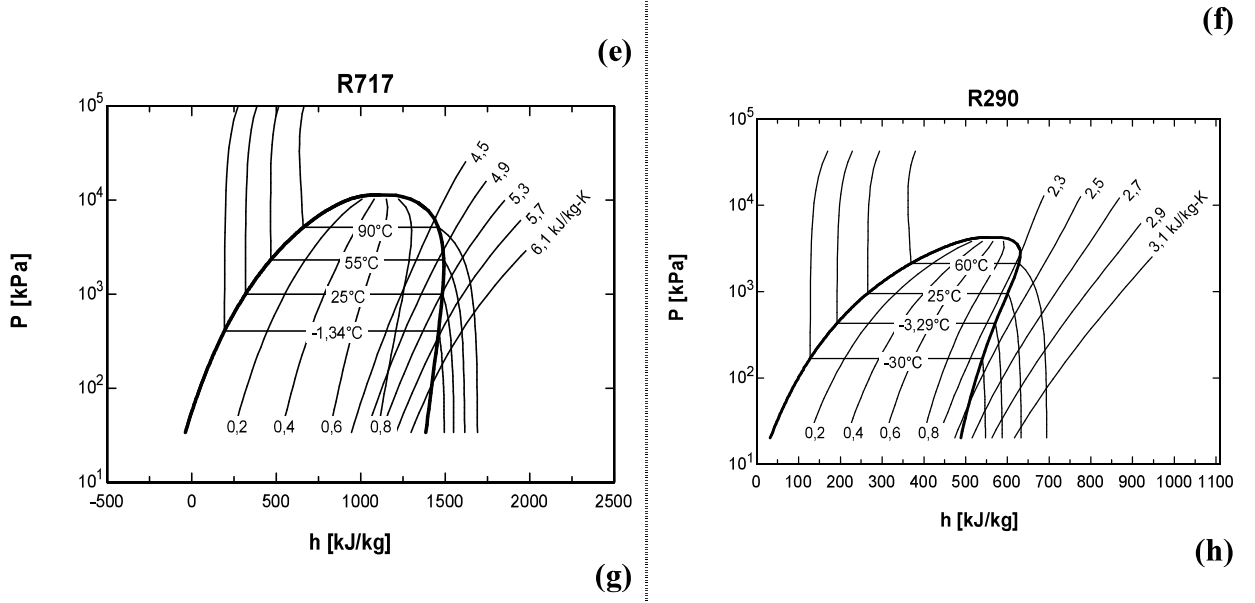


(c)



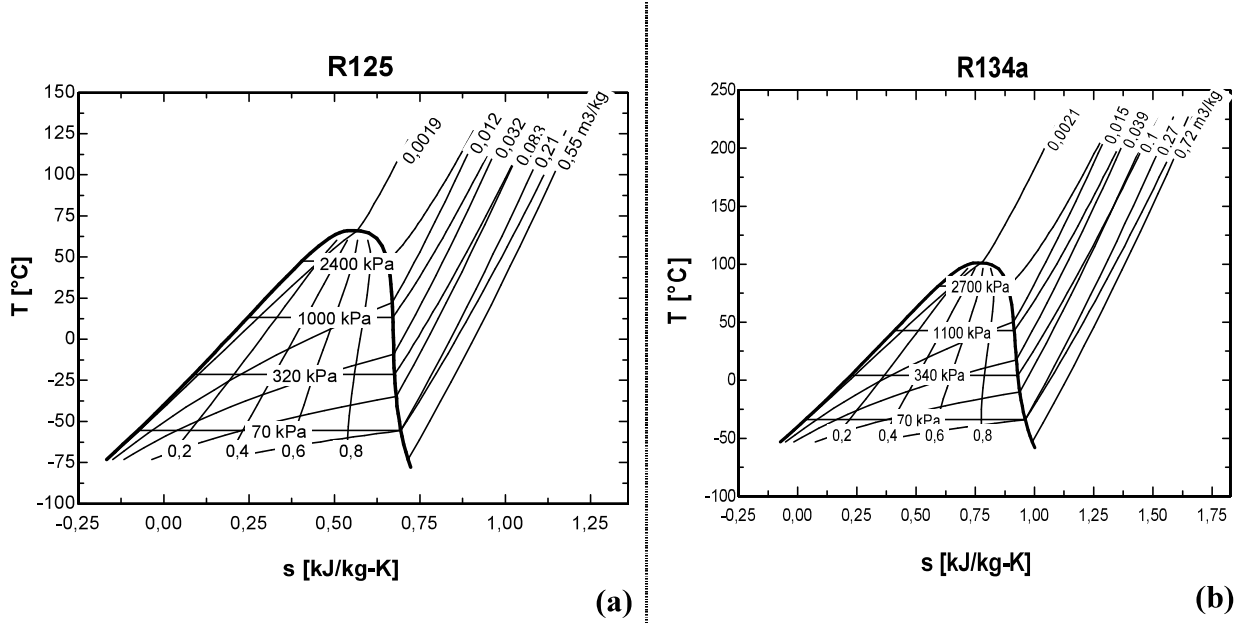
(d)

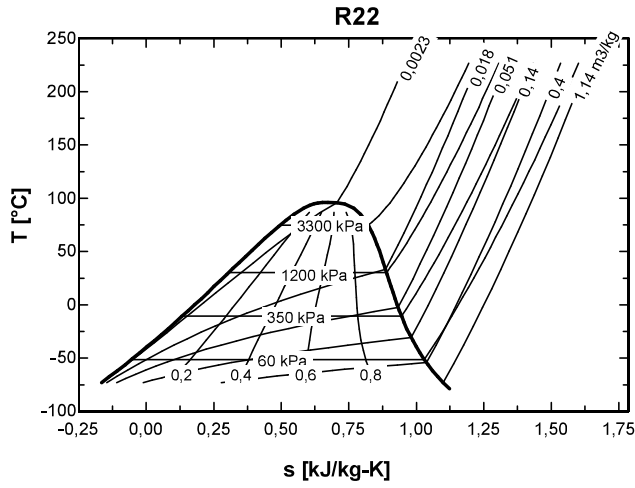




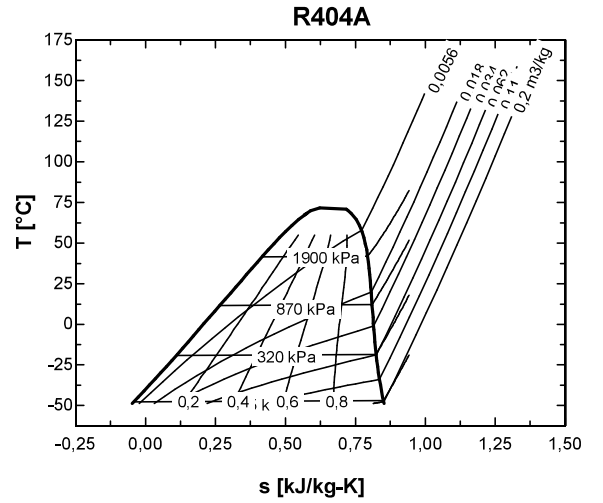
Şekil A.1 : Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Basınç – Entalpi Diyagramları: (a)R125 (b)R134a (c)R22 (d)R404A (e)R410A (f)R600a (g)R717 (h)R290

**EK A.2** Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Sıcaklık – Entropi ( T – s ) Diyagramları

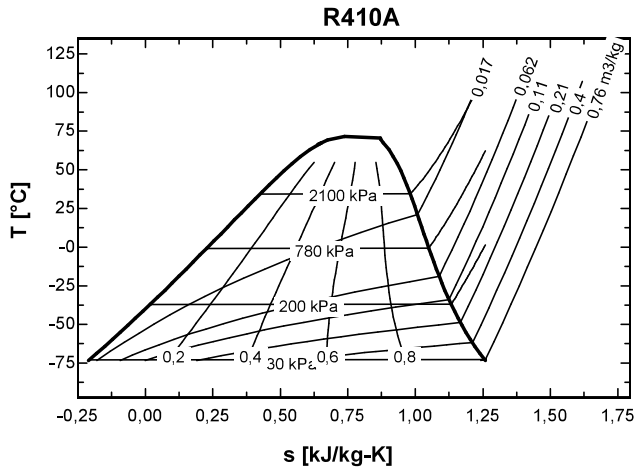




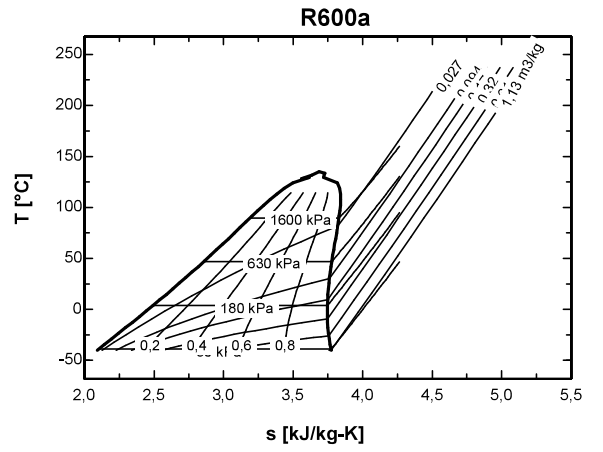
(c)



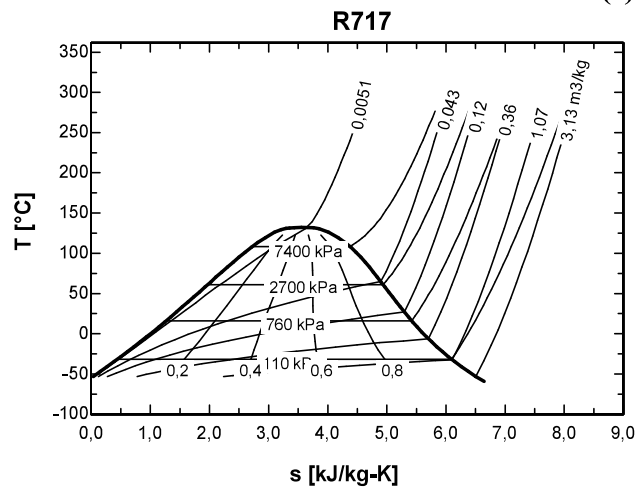
(d)



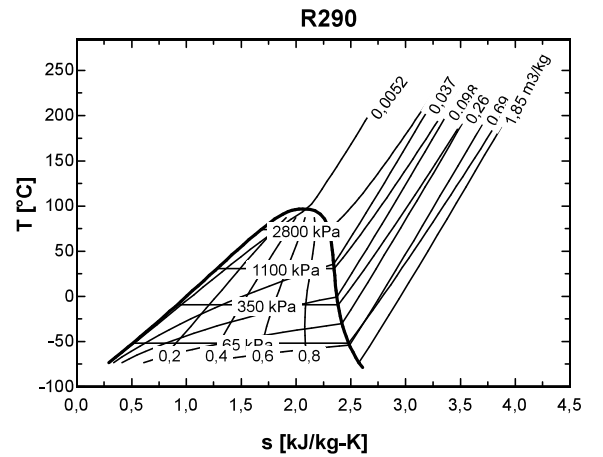
(e)



(f)



(g)



(h)

Şekil A.2 : Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Sıcaklık – Entropi Diyagramları: (a)R125 (b)R134a (c)R22 (d)R404A (e)R410A (f)R600a (g)R717 (h)R290

**EK B.1**  $T_{kon}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}= 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  Sıcaklık Değerlerine göre R22 için EES’ de

Hazırlanmış Program Örneği

**EQUATION**

T[1]=40"C"

T[2]=5"C"

w=0,8

X[1]=0 "assume inlet to be saturated liquid"

P[1]=pressure(R22;T=T[1];X=X[1])

P[1]=P[5]

X[2]=1 "assume inlet to be saturated vapor"

P[2]=pressure(R22;T=T[2];X=X[2])

P[2]=P[7]

Pb=P[2]\*0,88 "kPa"

P[8]=Pb

h[1]=ENTHALPY(R22;T=T[1];X=X[1])

s[1]=entropy(R22;T=T[1];X=X[1])

s[1]=s1b

h1bs=ENTHALPY(R22;P=Pb;s=s[1])

nm=0,9"Tahrik Lülesi Verimi"

h1b=(1-nm)\*h[1]+nm\*h1bs

u1b=(2000\*(h[1]-h1b))^0,5

v1b=VOLUME(R22;h=h1b;P=Pb)

a1b=v1b/(u1b\*(1+w))

h[2]=ENTHALPY(R22;T=T[2];X=X[2])

ns=0,9"Emme Lülesi Verimi"

s[2]=entropy(R22;T=T[2];X=X[2])

s[2]=s2b

h2bs=ENTHALPY(R22;P=Pb;s=s2b)

h2b=((1-ns)\*h[2]+(ns\*h2bs))

u2b=(2000\*(h[2]-h2b))^0,5

v2b=VOLUME(R22;h=h2b;P=Pb)

a2b=(v2b\*w)/(u2b\*(1+w))

P3m=P[2]\*1,01

P[9]=P3m

u3m=((Pb\*(a1b+a2b))+((1/(1+w))\*u1b)+((w/(1+w))\*u2b)-(P3m\*(a1b+a2b)))

h3m=(1/(1+w))\*(h[1]+w\*h[2])+(u3m\*u3m/2000)

v3m=VOLUME(R22;h=h3m;P=P3m)

K=((a1b+a2b)\*u3m)/v3m

h[3]=(( h[1]+w\* h[2])/(1+w))

nd=0,8 "difüzör verimi"

h3s= nd\*(h[3]-h3m)+h3m

X[3]=(1/(1+w))

P[3]=PRESSURE(R22;X=X[3];h=h[3])

P[3]=P[4]

P[4]=P[6]

X[6]=0

h[6]=ENTHALPY(R22;P=P[6];X=X[6])

h[7]=h[6]

Qe=(h[2]-h[7])\*w/(1+w)

X[4]=1

s[4]=ENTROPY(R22;P=P[4];X=X[4])

s5s=s[4]

h5s=ENTHALPY(R22;s=s5s;P=P[1])

$h[4]=\text{ENTHALPY}(R22;P=P[4];X=X[4])$   
 $nkomp=0,75$   
 $h[5]=((h5s-h[4])/nkomp)+h[4]$   
 $Wkomp=(h[5]-h[4])/(1+w)$   
 $COPi=Qe/Wkomp$   
 $qek=(h[2]-h[1])$   
 $hkompisk=\text{ENTHALPY}(R22;s=s[2];P=P[1])$   
 $hkompk=((hkompisk-h[2])/nkomp)+h[2]$   
 $Wkompk=hkompk-h[2]$   
 $COPk=qek/Wkompk$   
 $COPt=(COPi-COPk)/COPk$   
 $Aopt=(a1b+a2b)/a1b$   
 $\varepsilon=P[5]/P[4]$

**EK B.2**  $T_{kon}= 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}= 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  Sıcaklık Değerlerine göre R22 için Hazırlanan EES Programından Elde Edilen Çıktı Örneği

### SOLUTION

Variables in Main

$a1b=0,0000698$   
 $a2b=0,0002747$   
 $Aopt=6,536$   
 $h1b=246,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h1bs=245,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h2b=404,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h2bs=403,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h3m=322,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h3s=320,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h5s=429,4 \text{ [kJ/kg]}$   
 $hkompisk=430,7 \text{ [kJ/kg]}$   
 $hkompk=438,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[1]=249,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[2]=406,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[3]=319,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[4]=407,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[5]=436,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[6]=209,3 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h[7]=209,3 \text{ [kJ/kg]}$   
 $K=1,17 \text{ [kg/s]}$   
 $nd=0,8$   
 $nkomp=0,75$   
 $nm=0,9$   
 $ns=0,9$   
 $P3m=590,1 \text{ [kPa]}$   
 $Pb=514,2 \text{ [kPa]}$   
 $P[1]=1534 \text{ [kPa]}$   
 $P[2]=584,3 \text{ [kPa]}$   
 $P[3]=637,8 \text{ [kPa]}$   
 $P[4]=637,8 \text{ [kPa]}$   
 $P[5]=1534 \text{ [kPa]}$   
 $P[6]=637,8 \text{ [kPa]}$   
 $P[7]=584,3 \text{ [kPa]}$   
 $P[8]=514,2 \text{ [kPa]}$   
 $P[9]=590,1 \text{ [kPa]}$

$Q_e=87,77$  [kW]  
 $q_{ek}=157$   
 $s_{1b}=1,167$  [kJ/kg·K]  
 $s_{2b}=1,743$  [kJ/kg·K]  
 $s_{5s}=1,74$  [kJ/kg·K]  
 $s[1]=1,167$  [kJ/kg·K]  
 $s[2]=1,743$  [kJ/kg·K]  
 $s[4]=1,74$  [kJ/kg·K]  
 $T[1]=40$  [C]  
 $T[2]=5$  [C]  
 $u_{1b}=85,01$  [m/s]  
 $u_{2b}=73,43$  [m/s]  
 $u_{3m}=79,83$  [m/s]  
 $v_{1b}=0,01068$  [m<sup>3</sup>/kg]  
 $v_{2b}=0,04539$  [m<sup>3</sup>/kg]  
 $v_{3m}=0,02351$   
 $w=0,8$   
 $W_{komp}=16,01$  [kW]  
 $W_{kompk}=31,81$  [kW]  
 $X[1]=0$   
 $X[2]=1$   
 $X[3]=0,5556$   
 $X[4]=1$   
 $X[6]=0$   
 $\varepsilon=2,405$   
 $COP_i=5,484$        $COP_k=4,935$        $COP_r=0,1112$

**EK C.1**  $T_{kon}= 40$  °C,  $T_{ev}= 5$  °C Sıcaklık Değerlerine göre R410A için EES' de Hazırlanmış Program Örneği

**EQUATION**

$T[1]=40$ "C"  
 $T[2]=5$ "C"  
 $w=0,74$   
 $X[1]=0$  "assume inlet to be saturated liquid"  
 $P[1]=\text{pressure}(R410A;T=T[1];X=X[1])$   
 $P[1]=P[5]$   
 $X[2]=1$  "assume inlet to be saturated vapor"  
 $P[2]=\text{pressure}(R410A;T=T[2];X=X[2])$   
 $P[2]=P[7]$   
 $P_b=P[2]*0,86$  "kPa"  
 $P[8]=P_b$   
 $h[1]=\text{ENTHALPY}(R410A;T=T[1];X=X[1])$   
 $s[1]=\text{entropy}(R410A;T=T[1];X=X[1])$   
 $s[1]=s_{1b}$   
 $h_{1bs}=\text{ENTHALPY}(R410A;P=P_b;s=s[1])$   
 $nm=0,9$ "Tahrik Lülesi Verimi"  
 $h_{1b}=(1-nm)*h[1]+nm*h_{1bs}$   
 $u_{1b}=(2000*(h[1]-h_{1b}))^{0,5}$   
 $v_{1b}=\text{VOLUME}(R410A;h=h_{1b};P=P_b)$   
 $a_{1b}=v_{1b}/(u_{1b}*(1+w))$   
 $h[2]=\text{ENTHALPY}(R410A;T=T[2];X=X[2])$   
 $ns=0,9$ "Emme Lülesi Verimi"



```

s[2]=entropy(R410A;T=T[2];X=X[2])
s[2]=s2b
h2bs=ENTHALPY(R410A;P=Pb;s=s2b)
h2b=((1-ns)*h[2]+(ns*h2bs))
u2b=(2000*(h[2]-h2b))^0,5
v2b=VOLUME(R410A;h=h2b;P=Pb)
a2b=(v2b*w)/(u2b*(1+w))
P3m=P[2]*1,005
P[9]=P3m
u3m=((Pb*(a1b+a2b))+((1/(1+w))*u1b)+((w/(1+w))*u2b)-(P3m*(a1b+a2b)))
h3m=(1/(1+w))*(h[1]+w*h[2])+(u3m*u3m/2000)
v3m=VOLUME(R410A;h=h3m;P=P3m)
K=((a1b+a2b)*u3m)/v3m
h[3]=(( h[1]+w* h[2])/(1+w))
nd=0,8 "difüzör verimi"
h3s= nd*(h[3]-h3m)+h3m
X[3]=(1/(1+w))
P[3]=PRESSURE(R410A;X=X[3];h=h[3])
P[3]=P[4]
P[4]=P[6]
X[6]=0
h[6]=ENTHALPY(R410A;P=P[6];X=X[6])
h[7]=h[6]
Qe=(h[2]-h[7])*w/(1+w)
X[4]=1
s[4]=ENTROPY(R410A;P=P[4];X=X[4])
s5s=s[4]
h5s=ENTHALPY(R410A;s=s5s;P=P[1])
h[4]=ENTHALPY(R410A;P=P[4];X=X[4])
nkomp=0,75
h[5]=((h5s-h[4])/nkomp)+h[4]
Wkomp=(h[5]-h[4])/(1+w)
COPi=Qe/Wkomp
qek=(h[2]-h[1])
hkompisk=ENTHALPY(R410A;s=s[2];P=P[1])
hkompk=((hkompisk-h[2])/nkomp)+h[2]
Wkompk=hkompk-h[2]
COPk=qek/Wkompk
COPt=(COPi-COPk)/COPk
Aopt=(a1b+a2b)/a1b
ε=P[5]/P[4]

```

**EK C.2**  $T_{kon}= 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ev}= 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  Sıcaklık Değerlerine göre R410A için Hazırlanan

EES Programından Elde Edilen Çıktı Örneği

### SOLUTION

Variables in Main

a1b=0,00005407

a2b=0,0001634

Aopt=6,702

h1b=120,5 [kJ/kg]

h1bs=119,9 [kJ/kg]

h2b=279,3 [kJ/kg]

h2bs=278,9 [kJ/kg]  
 h3m=197 [kJ/kg]  
 h3s=193,4 [kJ/kg]  
 h5s=306,9 [kJ/kg]  
 hkompisk=308,4 [kJ/kg]  
 hkompk=316,9 [kJ/kg]  
 h[1]=125,7 [kJ/kg]  
 h[2]=282,8 [kJ/kg]  
 h[3]=192,5 [kJ/kg]  
 h[4]=283,4 [kJ/kg]  
 h[5]=314,7 [kJ/kg]  
 h[6]=69,75 [kJ/kg]  
 h[7]=69,75 [kJ/kg]  
 K=1,204 [kg/s]  
 nd=0,8  
 nkomp=0,75  
 nm=0,9  
 ns=0,9  
 P3m=935 [kPa]  
 Pb=800 [kPa]  
 P[1]=2416 [kPa]  
 P[2]=930,3 [kPa]  
 P[3]=1000[kPa]  
 P[4]=1000 [kPa]  
 P[5]=2416 [kPa]  
 P[6]=1000 [kPa]  
 P[7]=930,3 [kPa]  
 P[8]=800 [kPa]  
 P[9]=935 [kPa]  
 Qe=90,6 [kW]  
 qek=157  
 s1b=0,457 [kJ/kg·K]  
 s2b=1,039 [kJ/kg·K]  
 s5s=1,034 [kJ/kg·K]  
 s[1]=1,167 [kJ/kg·K]  
 s[2]=1,743 [kJ/kg·K]  
 s[4]=1,74 [kJ/kg·K]  
 T[1]=40 [C]  
 T[2]=5 [C]  
 u1b=102,4 [m/s]  
 u2b=83,7 [m/s]  
 u3m=94,42 [m/s]  
 v1b=0,009635 [m<sup>3</sup>/kg]  
 v2b=0,03216 [m<sup>3</sup>/kg]  
 v3m=0,01706  
 w=0,74  
 Wkomp=18,01 [kW]  
 Wkompk=34,13 [kW]  
 X[1]=0  
 X[2]=1  
 X[3]=0,5747  
 X[4]=1  
 X[6]=0  
 ε=2,416  
 COPi=5,031            COPk=4,602            COPr=0,095

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** İlker GÖKAY

**Doğum Yeri ve Tarihi:** DİNAR-1983

**Adres:** Tepe Mah.36.Sok.Yasemin Apt.No:13/6 Marmaris/MUĞLA

**Lisans Üniversite:** Süleyman Demirel Üniversitesi - Makine Mühendisliği Bölümü