

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SCROLL VE PİSTONLU TİP SOĞUTMA  
KOMPRESÖRLERİNİN KAPASİTE VE  
VERİMLERİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARI İLE  
DEĞİŞİMİ**

**Emirhan BAYIR**

**Eylül, 2008**

**İZMİR**

**SCROLL VE PİSTONLU TİP SOĞUTMA  
KOMPRESÖRLERİNİN KAPASİTE VE  
VERİMLERİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARI İLE  
DEĞİŞİMİ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı**

**Emirhan BAYIR**

**Eylül, 2008**

**İZMİR**

## YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

**EMİRHAN BAYIR**, tarafından **DOÇ. DR. SERHAN KÜÇÜKA** yönetiminde hazırlanan **“SCROLL VE PİSTONLU TİP SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİNİN KAPASİTE VE VERİMLERİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARI İLE DEĞİŞİMİ”** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....  
Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA  
.....

Yönetici

.....  
.....  
Jüri Üyesi

.....  
.....  
Jüri Üyesi

.....  
Prof. Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

## TEŞEKKÜR

Zorlu eğitim sürecim boyunca yanımda olan ailem, yüksek lisans eğitimimde de hep destekçim oldu. Onlar yanımda olmasaydı başaramazdım, çok teşekkürler...

Tez sürecimin başından sonuna kadar benden yardımlarını esirgemeyen ve oluşan sorunlara çözüm bulmak için benimle birlikte emek harcayan danışmanım Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA' ya teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak deneylerim süresince bana yardımcı olan ve büyük sabır gösteren Teknisyen Alim ZORLUOL' a ve Arş. Gör. M. Akif EZAN' a teşekkürlerimi sunuyorum.

Emirhan BAYIR

# SCROLL VE PİSTONLU TİP SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİNİN KAPASİTE VE VERİMLERİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARI İLE DEĞİŞİMİ

## ÖZ

Bu çalışmada, üretici firmalar tarafından yayınlanan kompresör kataloglarından hareketle, farklı tip ve marka kompresörlerin performans tabloları oluşturulmuştur. Firmaların yayınladığı bu kataloglarda soğutma kapasitesi ve kompresör gücü mevcut olup isentropik verim, basınç oranı, emiş hacmi, hacimsel verim ve soğutma etkinlik katsayısı hesaplama ile elde edilmiştir. Öncelikle scroll ve pistonlu tip kompresörlerin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimi incelenmiş ve karşılaştırma yapılmıştır. Daha sonra aynı tip kompresörlerin farklı markaları arasında kapasiteye bağlı isentropik verim ve soğutma etkinlik katsayısı değişimi araştırılmıştır. Farklı kompresör tipleri için soğutma kapasitesi ve verimin, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ve basınç oranı ile değişimi grafikler halinde verilmiş ve değerlendirilmiştir. Scroll tip bir soğutma kompresörünün deney sonuçları ile katalog değerleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

**Anahtar sözcükler:** Hacimsel verim, isentropik verim, pistonlu kompresör, scroll kompresör, soğutma etkinlik katsayısı

**PERFORMANCE ANALYSIS OF SCROLL AND HERMETIC TYPE  
COOLING COMPRESSORS UNDER VARYING INTAKE AND  
DISCHARGE CONDITIONS**

**ABSTRACT**

In this thesis, different type and brand compressors' performance graphs are drawn by using catalog data. Among data, it was seen that refrigeration capacity and power consumption are available but isentropic efficiency, coefficient of performance, volumetric efficiency, suction volume and pressure ratio are not available so these parameters are calculated in this thesis study. Firstly, performance analysis of scroll and reciprocating compressors are obtained and compared with each other. Then, same type but different brand compressors' variations of the coefficient of performance and isentropic efficiency are investigated under varying refrigeration capacity. According to the evaporation-condensation temperatures and pressure ratios parameters, refrigeration capacity and efficiency are presented and discussed for different type of compressors. Furthermore, experimental results of scroll compressor are compared with catalog data.

**Key words:** Coefficient of performance, isentropic efficiency, reciprocating compressor, scroll compressor, volumetric efficiency.

## İÇİNDEKİLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v

<b>BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
-------------------------------	----------

<b>BÖLÜM İKİ - KOMPRESÖR PERFORMANSINI BELİRLEYEN PARAMETRELER.....</b>	<b>4</b>
---	----------

2.1 Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP).....	4
2.2 İdeal Kompresör.....	5
2.3 Gerçek Kompresör.....	6
2.4 Kompresör Verimleri.....	7

<b>BÖLÜM ÜÇ - KOMPRESÖRLER.....</b>	<b>9</b>
-------------------------------------	----------

3.1 Pistonlu Kompresörler.....	9
3.2 Paletli Dönel Kompresörler.....	13
3.2.1 Tek (Dönmeyen) Paletli Kompresörler.....	13
3.2.2 Çok (Dönen) Paletli Kompresörler.....	14
3.3 Vidalı Kompresörler.....	15
3.4 Trochoidal Kompresörler.....	17
3.5 Scroll (Spiral) Kompresörler.....	18
3.6 Santrifüj Kompresörler.....	21
3.7 Kompresör Koruma Cihazları.....	22

<b>BÖLÜM DÖRT - SCROLL, HERMETİK VE YARI HERMETİK PİSTONLU SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİNİN PERFORMANS DEĞİŞİMLERİ .....</b>	<b>24</b>
--	-----------

4.1 Performans Tablolarının Oluşturulması .....	24
4.1.1 Soğutma Etkinlik Katsayısının Hesaplanması .....	25
4.1.2 Hacimsel verimin hesaplanması .....	25
4.1.3 İsentropik Verimin Hesaplanması.....	26
4.2 Pistonlu Hermetik Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi.....	27
4.3 Scroll Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi.....	33
4.4 Pistonlu Yarı Hermetik Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi ..	38
4.5 Scroll, Hermetik ve Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörlerin Performanslarının Bir Arada Değerlendirilmesi.....	43
<b>BÖLÜM BEŞ - FARKLI MARKA KOMPRESÖRLERİN SOĞUTMA PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....</b>	<b>46</b>
5.1 Pistonlu Hermetik Kompresörlerde Soğutma Etkinlik Katsayısının ve İsentropik Veriminin Soğutma Kapasitesi ile Değişimi .....	46
5.2 Scroll Kompresörlerde Soğutma Etkinlik Katsayısının ve İsentropik Veriminin Soğutma Kapasitesi ile Değişimi .....	52
<b>BÖLÜM ALTI - DENEY SONUÇLARI İLE KATALOGLARDAN ELDE EDİLEN VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI .....</b>	<b>58</b>
6.1 Deney Düzeneginde Yapılan Ölçümler .....	59
6.1.1 Sıcaklıkların Ölçülmesi .....	59
6.1.2 Basınçların Ölçülmesi .....	59
6.1.3 Su Debisinin Ölçülmesi.....	60
6.1.4 Kompresörün Harcadığı Gücün Ölçülmesi .....	60
6.1.5 Hava Debisinin Ölçülmesi.....	61
6.2 Deney Sonuçlarını Hesaplama Yöntemi.....	63
6.3 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi ve Katalog Değerleri ile Karşılaştırılması..	64
<b>BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR .....</b>	<b>75</b>



**KAYNAKÇA..... 78**

**EK 1 - TS 8187 SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİ DENEY METOTLARI –  
SOĞUTMA KAPASİTESİ VE GÜÇ PERFORMANS FAKTÖRÜ TAYİNİ... 80**

## BÖLÜM BİR

### GİRİŞ

Kompresörler, sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme cihazları ile dört temel elemanından biridir. Kompresörün görevi buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığının karşılığı olan basınca çıkarmaktır. İki çeşit kompresör tipi mevcuttur: pozitif yer değiştirmeli (pistonlu, vidalı, dönel ve vidalı kompresörler) ve dinamik (santrifüj kompresörler). Pozitif yer değiştirmeli kompresörler, sıkıştırma bölümünün hacmini sürekli azaltarak soğutkanın basıncını artırır. Dinamik kompresörler, açıl momentumun dönel elemanlardan soğutkan buhara sürekli transferi ve bu açıl momentumun basınç artımına dönüşmesi ile soğutkan basıncını yükseltir. Santrifüj kompresörlerin tasarımı bu prensipleri esas almıştır.

Soğutma kompresörleri ile ilgili kaynaklarda kompresör performansının çalışma şartlarına ile değişimi oldukça sınırlı şekilde yer almaktadır. Ayrıca kompresörlerin performans tayini için geliştirilen matematiksel modelleri kullanmak için fazla sayıda parametrenin bilinmesi gerekmektedir. Bu veriler ışığında kompresörlerin performans değişimlerinin ayrıntılı biçimde incelenmesi, farklı tip ve modelde kompresörlerin grafikler yardımıyla karşılaştırılması ve soğutma sistemi deney düzeneğinde kompresör performans tayini bu çalışmanın ana esaslarını oluşturmakta ve mevcut kaynak eksikliğini doldurmaktadır.

Soğutma kompresörlerinin performans tayinini yapmak ve birbirleri ile kıyaslamak için birtakım parametrelerin belirlenmesi gerekir. Bu nedenle ilk önce bu performans parametreleri üzerinde durulmuştur.

Sonraki bölümde, soğutma kompresörlerinin genel tanıtım ve çalışma esaslarına yer verilmiştir.

Dördüncü bölümde scroll, pistonlu hermetik ve yarı hermetik tip kompresörlerin ayrı ayrı performans grafikleri çizilmiş ve yorumlanmıştır. Performans grafiklerinin çizilmesi ve yorumlanması için her kompresör tipi için bir adet tipik model seçilmiştir. Yine aynı bölümde performans grafiklerinden bazıları bir arada verilerek, incelenen kompresör tipleri arasındaki farklılıklara vurgu yapılmıştır.

Soğutma kompresörlerinin etkinlik katsayısı ve verimlerinin kapasiteye bağlı değişimi beşinci bölümde araştırılmıştır. Farklı marka soğutma kompresörlerinin soğutma etkinlik katsayıları ve verimleri karşılaştırılmıştır.

Altıncı bölümde scroll tip kompresörün deney sonuçları ile katalog değerleri karşılaştırılmış, yedinci ve son bölümde çalışma boyunca elde edilen sonuçların genel bir değerlendirmesi yapılmıştır.

Duprez, Dumont ve Frere (2006), pistonlu ve scroll tip kompresörlerin termodinamik modelini oluşturarak, soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresör güç tüketimini işletme şartları ve parametrelere bağlı olarak hesaplanmışlardır. Pistonlu kompresörler için bu parametreler: kompresör dış yüzey sıcaklığı (sabit 50 °C), emme hattı için ısı transferi katsayısının ısı transfer yüzey alanı ile çarpımı ( $U \times A_{suc}$ ), emiş hattı boru çapı, süpürme hacmi, kompresör devri, ölü hacim oranıdır. Scroll kompresörler için belirlenen parametreler: süpürme hacminin egzoz edilen hacme oranı, süpürme hacmi, kompresör devri, kompresör dış yüzey sıcaklığı (sabit 50 °C) ve toplam ısı transferi katsayısı ( $U \times A_{suc}$ )'dır. Çalışmada elektriksel ve isentropik verimi hesaplamak için polinomik bir denklem kullanılmıştır. Bu çalışma yapılırken gücü 10 kW' ı geçmeyen beş adet pistonlu ve scroll kompresör seçilmiş; çalışılan buharlaşma sıcaklığı aralığı -20 ile 15 °C, yoğuşma sıcaklığı aralığı 15 ile 60 °C' dir. Bu modellerle elde edilen sonuçlarla gerçek değerler arasında pistonlu kompresörlerde %1,1 ile 1,69 aralığında, scroll kompresörlerde %1,04 ile 2,42 aralığında uyumsuzluk tespit edilmiştir.

Chen, Halm, Groll ve Braun (2002), scroll kompresörler için matematiksel bir model geliştirerek boşaltma, sıkıştırma ve emme hacimlerindeki değişime ve spirallerin açılmasına göre kompresörün basınç ve sıcaklık değişimi üzerinde durmuşlardır.

Rigola, Perez-Segarra ve Oliva (2004), pistonlu hermetik kompresörlerin ısı ve akışkan dinamiği optimizasyonu için sayısal simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Kompresör hacmi sabit tutularak, silindir boy ve çap değerleri değiştikçe performans parametrelerinin nasıl değiştiği araştırılmıştır. Hacimsel verim, soğutma etkinlik katsayısı ve soğutma kapasitesinin silindir boy/çap oranı ile değişiminde optimum bir değer olduğu görülmektedir. Boy/ çap oranı arttıkça söz konusu parametreler başlangıçta artarken, optimum değerden sonra sabit kalmaktadır. Kompresörün güç tüketimi ise artan boy/ çap oranı ile hemen sabit kalmaktadır. Aynı şekilde hacimsel verim ve soğutma etkinlik katsayısı, optimum bir emme ve boşaltma ağız çapına kadar artmakta daha sonra sabit kalmaktadır. Kompresör motor torku ve elektriksel verim ise artan devir sayıları ile azalmaktadır.

## BÖLÜM İKİ

### KOMPRESÖR PERFORMANSINI BELİRLEYEN PARAMETRELER

Kompresörlerin performansının termodinamik değerlendirilmesi yapılırken genel olarak şu veriler elde bulunmalıdır:

- Kompresör tipi tanımlaması
- Aşırı soğutma derecesi ve düzeltme faktörü
- Kızdırma derecesi
- Kompresör devri
- Soğutucu akışkan
- Kompresörün bulunduğu ortam
- Gerekli ise dıştan soğutma ihtiyacı
- Maksimum güç ve maksimum işletme şartları
- Kompresörün geometrik yer değiştirmesi

#### 2.1 Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)

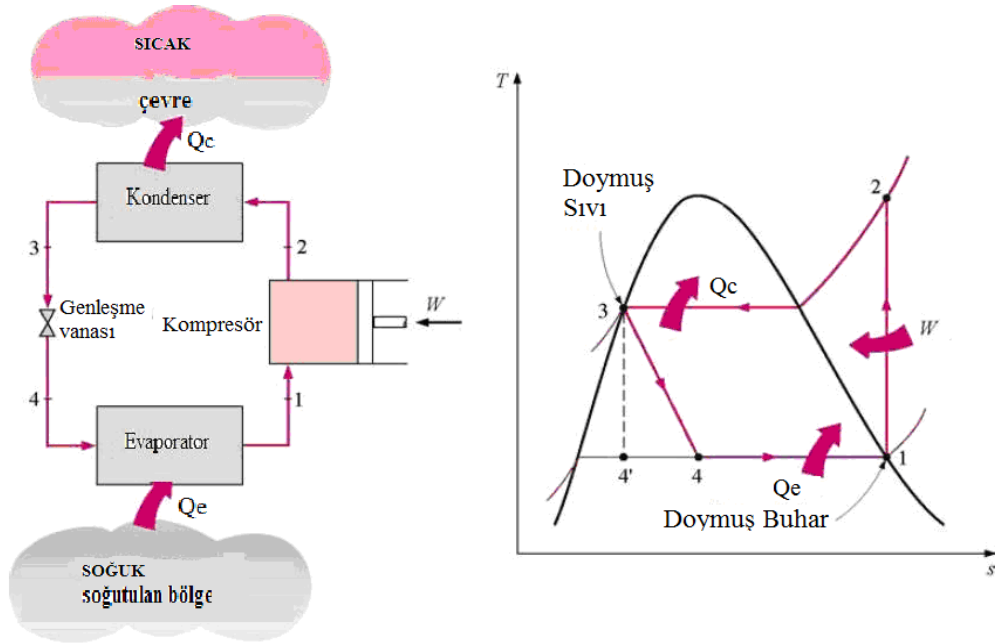
COP boyutsuz bir parametredir ve çevrimin soğutma kapasitesinin, kompresöre verilen güce oranı olarak ifade edilir. COP, hermetik kompresörlerde motorun ve kompresörün verimini birlikte ifade eder.

$$\text{COP(hermetik)} = \frac{\text{Soğutma kapasitesi, } Q_c \text{ (Watt)}}{\text{Motora verilen güç, } W \text{ (Watt)}} \quad \dots(2.1)$$

COP, açık kompresörlerde ise motor verimini içermez.

$$\text{COP(açık)} = \frac{\text{Soğutma kapasitesi, } Q_c \text{ (Watt)}}{\text{Kompresör miline verilen güç, } W \text{ (Watt)}} \quad \dots(2.2)$$

## 2.2 İdeal Kompresör



Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı (Boles ve Çengel, 2001)

Verilen işletme şartlarında bir kompresörün kapasitesi, birim zamanda sıkıştırılan gazın kütesinin fonksiyonudur. İdeal olarak, kütle akısı birim zamanda gerçekleşen pozitif sıkıştırma ve gaz yoğunluğunun ürünüdür.

$$\omega_0 = \rho V_d \quad \dots(2.3)$$

$\omega_0$ , sıkıştırılan gazın ideal kütle akısı, kg/s

$\rho$ , kompresöre giren gazın yoğunluğu, kg/m<sup>3</sup>

$V_d$ , kompresörün geometrik yer değiştirmesi, m<sup>3</sup>/s

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde,

$$q_{\text{soğutma etkisi}} = (h_1 - h_4) \quad \dots(2.4)$$

$$w_{\text{kompresör işi}} = (h_2 - h_1) \quad \dots(2.5)$$

İdeal kütle akısı ( $\omega_0$ ) kullanılarak,

$$\text{İdeal soğutma kapasitesi} = \omega_0 \times q_{\text{soğutma etkisi}} \quad \dots(2.6)$$

$$\text{İdeal durumda kompresöre verilen güç} = \omega_0 \times w_{\text{kompresör işi}} \quad \dots(2.7)$$

### 2.3 Gerçek Kompresör

Çeşitli kayıplar yüzünden gerçek kompresörün etkinliği ideal kompresörden sapar ve ideal koşullar asla gerçekleşmez. Bu durum kapasite düşmesine ve giren işin artmasına neden olur. Kompresör tipine bağlı olarak şu nedenler kompresör performansına önemli etki yapabilir:

#### 1. Kompresör ünitesi içindeki basınç düşümleri

- Kesme valflerinde (emme, boşaltma ya da her ikisinde)
- Emiş süzgeçlerinde/filtrelerinde
- Motordan geçerken (hermetik kompresörlerde)
- Dağıtım hatları içinde (emme ya da boşaltma)
- Valflerde ve valf kanallarında
- İç susturucuların içinde
- İç yağ ayırıcıların içinde
- Kontrol valfleri boyunca

#### 2. Soğutkana olan ısı kazanımı

- Hermetik motordan
- Yağ pompasından
- Silindir yüzeyleri ile akışkan arasındaki sıcaklık farkları nedeni ile

#### 3. Valf verimsizliği. Eksik ya da kusurlu mekanik hareket sebebiyle.

#### 4. İç kısımdan gerçekleşen gaz kaçakları.

#### 5. Yağ sirkülasyonu.

6. Yeniden genişleme. Boşaltma işleminden sonra sıkıştırma odasında kalan gaz hacmi, emme işlemi boyunca sıkıştırma odasında genişler. Bu durum taze gazın sıkıştırma odasına gelişini kısıtlar.

7. İsentropik sıkıştırmadan sapma. İdeal kompresörde isentropik sıkıştırma gerçekleşir. Gerçek kompresör ise isentropik sıkıştırmadan akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme ve sıkıştırma odasındaki ısı transferi yüzünden sapar. Gerçek sıkıştırma ölçümlerle elde edilmelidir.

8. Aşırı ya da az sıkışma. Sabit hacim oranlı vidalı, dönel ve scroll kompresörlerde soğutkan, boşaltma ağızlarına ulaşmadan önce gerekli basınç sağlanırsa aşırı sıkıştırma gerçekleşir. Az sıkışma ise soğutkan gerekli basınç sağlanmadan boşaltma ağızlarına ulaşması halinde gerçekleşir. (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2000).

## 2.4 Kompresör Verimleri

Bir önceki kısımda verilen ideal durumdan sapma nedenlerinin tek tek hesaplanması oldukça zordur. Bu saptaların ideal kompresör üzerine etkileri aşağıda verilen verimlilik değerleriyle ölçülebilir:

**Hacimsel verim ( $\eta_v$ )**, kompresöre giren gerçek gaz hacminin, kompresörün geometrik yer değıştirmesine oranıdır.

**Sıkıştırma verimi ( $\eta_c$ )**, gerçek sıkıştırmanın, isentropik sıkıştırmadan sapmasının ölçüsüdür. İsentropik sıkıştırma için gerekli işin, sıkıştırma hacmi içindeki gaza verilen işe oranı olarak tanımlanır.

**Mekanik verim ( $\eta_m$ )**, sıkıştırılan gaza verilen işin (ölçümle elde edilir), kompresör şaftına verilen işe oranıdır.

**İsentropik (Tersinir Adyabatik) verim ( $\eta_{isent}$ )**, isentropik sıkıştırma için gerekli işin, kompresör şaftına verilen işe oranıdır.

$$\eta_{isent} = \eta_c \cdot \eta_m \quad \dots(2.8)$$



**Gerçek soğutma kapasitesi**, ideal kapasitenin ve kompresör hacimsel veriminin bir fonksiyonu olarak tanımlanır.

$$\begin{aligned} \text{Gerçek soğutma kapasitesi} &= \eta_v \omega_0 q_{\text{soğutma etkisi}} \\ &= \dot{m}_r q_{\text{soğutma etkisi}} \end{aligned} \quad \dots(2.9)$$

$\dot{m}_r$ , gerçek kütle akısı

**Gerçek shaft gücü**, ideal durumdaki kompresör gücünün, sıkıştırma veriminin, mekanik verimin ve hacimsel verimin fonksiyonudur.

$$W = \frac{\omega_0 w_{\text{kompresör işi}} \times \eta_v}{\eta_c \eta_m} = \frac{\dot{m}_r \times w_{\text{isent}}}{\eta_{\text{isent}}} \quad \dots(2.10)$$

İdeal gaz yaklaşımı ile tersinir politropik kompresör gücü aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$W = \frac{n}{n-1} \dot{m}_r R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \dots(2.11)$$

$n$ , politropik durum değiştirme üssü

$P_1$ , kompresör emiş şartlarındaki basınç (kPa)

$V_1$ , kompresör emiş hacmi ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$R$ , gaz sabiti (kJ/kgK)

$T_1$ , kompresör emiş şartlarındaki sıcaklık (K)

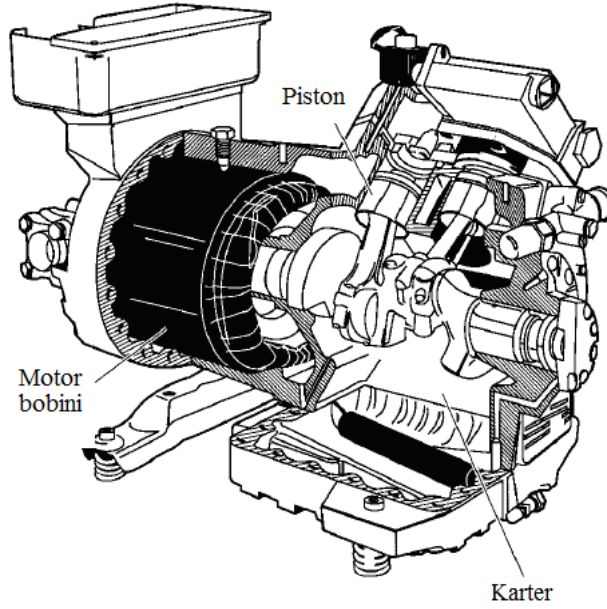
Gerçek durumda kompresördeki sıkıştırma işlemi politropiktir. Bu yüzden denklem 2.11'de " $n$ " politropik durum değiştirme üssü kullanılmıştır. " $n$ ", amonyak için 1,15 ve R-22, R-12 için 1,13 alınır. İdeal gaz yaklaşımı ile isentropik kompresör gücü hesaplanırken " $n$ " yerine " $k$ " durum değiştirme üssü kullanılır.  $k=C_p/C_v$ , özgül ısıların oranı olarak ifade edilir.

## BÖLÜM ÜÇ

### KOMPRESÖRLER

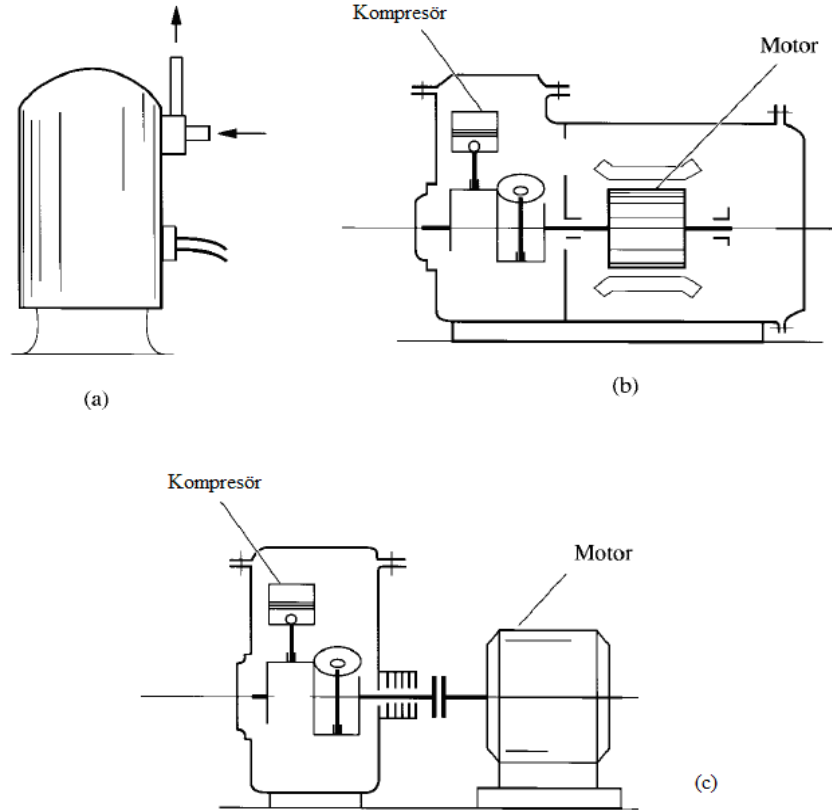
#### 3.1 Pistonlu Kompresörler

Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan kompresör türüdür. Silindir içine yerleştirilmiş ileri-geri hareket eden piston ve piston hareketine uyumlu çalışan emme ve basma valflerinden oluşur (Şekil 3.1). Bu şekilde gaz halindeki akışkanın yüksek basınca basılması sağlanmaktadır. Bu kompresörler büyüklük olarak 1 kW' dan başlayarak yüzlerce kW kapasitede yapılabilir. Konstrüktif olarak tek silindirli olabileceği gibi çok silindirli yapılabilirler. Çok silindirli kompresörlerde silindirler tek çizgi boyunca yerleşebileceği gibi V, W, radyal düzenlerde kullanılmaktadır.



Şekil 3.1 Yarı hermetik tip pistonlu bir kompresörün kesit görünüşü (Wang, 2001)

En genel olarak kullanılan kompresörler halokarbon kompresörleridir. Bunlar üç tip üretilirler: 1) açık 2) yarı hermetik ya da vidalı hermetik 3) kaynaklı gövdeli hermetik kompresörler.



Şekil 3.2 Hermetik ve açık tip kompresörler a) hermetik b) yarı hermetik c) açık (Wang, 2001)

**Açık tip kompresörler** gücün kayış-kasnak mekanizması ile dışarıdan kompresörün krank miline aktarıldığı kompresörlerdir. Açık kompresörler, soğutkan kaybını en aza indirmek için shaft sızdırmazlığına ihtiyaç duyar. Birçok uygulamada motor bobini ortam havasını kullanan bir fan ile soğutulur. Açık kompresörler, motor bobinini soğutmak için sıvı soğutkan buharlaştırmaya ihtiyaç duymazlar. Hermetik kompresörlerle karşılaştırıldığında, kompresör shaftına giren güçten %2 ila 4 arasında tasarruf edilir. Çoğu yüksek kapasiteli kompresör açık tip kompresördür. Amonyak kompresörleri, soğutucu ve hermetik motor materyallerinin uyumsuzluğu sebebiyle yalnızca açık tip tasarlanırlar (Trott ve Welch, 2000).

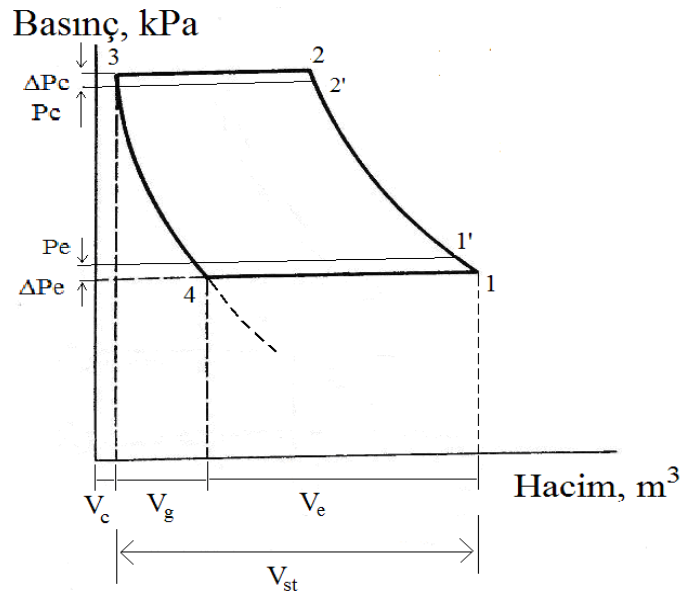
**Hermetik tip kompresörlerde** motor ve kompresör aynı bölüm içindedir. Motor shaftı, kompresör mili ile bütünleşmiş vaziyettedir ve motor soğutkan ile temas halindedir. Hermetik kompresörlerin iki avantajı vardır: 1) Soğutkan kaçaklarını minimize eder. 2) Motor bobininden akan emiş gazı sayesinde motor soğutulabilir.

Bu sayede küçük ve daha ucuz kompresör-motor montajı sağlanır. Hermetik kompresörlerdeki motor bobini, soğutkanla ve yağlayıcı ile uyumlu, emiş gazının aşındırıcı etkisine karşı dayanıklı ve yüksek dielektrik dayanımına sahip olmalıdır.

**Yarı hermetik tip kompresörler** hermetik tip kompresörlerin cıvatalı konstrüksiyonlu türüdür. Bu konstrüksiyonun en önemli avantajı uygun tamir alanı yaratmasıdır. Çoğu orta kapasiteli kompresörler bu tiptir (Lavan ve Zang, 1999).

**Kaynaklı gövdeli kompresörlerde** motor ve kompresör çelik gövdeye montelenmiştir ve kaynakla gövde kapatılmıştır. Bu tip kompresörler genellikle 0,7 kW ile 18 kW arasındaki küçük tesisatlarda kullanılır.

Pistonlu kompresörlerde emme ve basma valfleri bir basınç farkı ile açılıp kapanır. Bu nedenle kompresörün basıncı emişte buharlaştırıcı basıncının altında, basmada ise yoğuşturucu basıncının üstünde olması istenir. Şekil 3.3' de bu basınç farkları  $\Delta P_e$  ve  $\Delta P_c$  olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Pistonlu kompresör basınç-hacim diyagramı

Pistonlu kompresörlerde, pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya dönüşü sırasında silindir içinde ölü hacimde kalan gaz genişler. Bu nedenle emme

zamanında  $V_g$  kadar bir hacimden faydalanılamaz. Basınç oranı arttıkça,  $V_g$  değeri artacağından, hacimsel verimde azalma meydana gelir. Emme ve basma valflerindeki basınç düşümü, piston segmanlarındaki kaçaklar, emme ve basma valflerine geriye doğru olan kaçaklar da hacimsel verimde azalmaya neden olur. Ayrıca kompresör içindeki gazın emilen gazdan sıcak olması sonucu, emilen gaz kompresör içinde ısınır ve genişler, sıkıştırma hacmine daha fazla gazın gelişini kısıtlar. Bu durum da hacimsel verimin azalmasını sağlar. Pistonlu kompresörlerin hacimsel verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

...(3.1)

$$\eta_v = \frac{\text{Gerçek kompresör yer değiştirmesi}}{\text{Kompresörün geometrik yer değiştirmesi}} = \frac{\frac{V_1 - V_4}{V_1}}{\frac{V_1 - V_3}{V_1}} = \frac{(V_1 - V_4)}{V_1 - V_3} \cdot \frac{V_1}{V_1} \dots (a)$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \left( \frac{P_2'}{P_1'} \right)^{1/n} \dots (b)$$

$$V_1 - V_4 = \underbrace{(V_1 - V_3)}_{V_{st}} - (V_4 - V_3) \Rightarrow V_{st} + V_3 - V_3 \left( \frac{P_2'}{P_1'} \right)^{1/n}, V_3 = V_c \dots (c)$$

(c)' de her iki taraf  $V_{st}$  ile bölünüp, (a)' da yerine konursa,

$$\eta_v = \left[ 1 + \xi - \xi \left( \frac{P_2'}{P_1'} \right)^{1/n} \right] \left( \frac{V_1}{V_1} \right) \text{ elde edilir.}$$

$$\text{İdeal gazlar için } \frac{V_1'}{V_1} = \left( \frac{P_1}{P_1'} \right) \left( \frac{T_1'}{T_1} \right)$$

$\xi$ , ölü hacmin strok hacmine oranı ( $V_c/V_{st}$ )

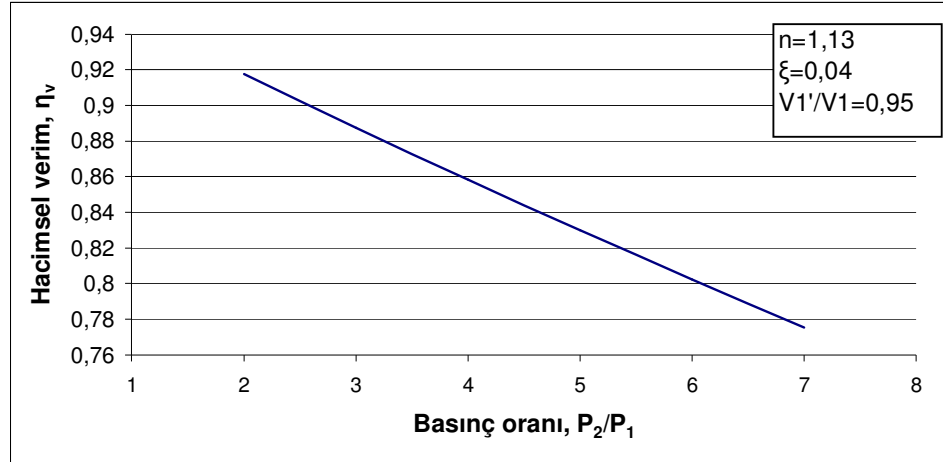
$P_2'$ , yoğuşturucu basıncı

$P_1'$ , buharlaştırıcı basıncı

$T_1'$ , buharlaştırıcı sıcaklığı

$P_1$  ve  $T_1$ , sırası ile kompresör sıkıştırma başlangıç basıncı ve sıcaklığı

Şekil 3.4’ te R-22 gazı ile çalışan pistonlu kompresörün denklem 3.1 ile hesaplanan hacimsel veriminin, basınç oranı ile değişimi gösterilmiştir. Hacimsel verim hesaplanırken  $V_1'/V_1 = 0,95$ ,  $\xi = 0,04$  olarak alınmıştır.



Şekil 3.4 Hacimsel verimin basınç oranı ile değişimi

### 3.2 Paletli Dönel Kompresörler

Paletli dönel kompresörler, pistonlu kompresörün gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemi yaparken dönel hareketi kullanır. İki temel tip paletli dönel kompresör mevcuttur: tek (dönmeyen) paletli kompresör ve çok (dönen) paletli kompresör.

Paletli kompresörler çoğunlukla domestik soğutucularda, dondurucularda ve klimalarda kullanılmasına rağmen; çok kademeli sıkıştırma sistemlerinde alçak basınç kısmında yükseltici kompresör olarak da kullanılabilirler. Dönel kompresörlerde akış sürekli olduğundan emiş valfine gerek yoktur. Bu tür kompresörlerde ölü hacim oldukça az olduğundan hacimsel verim yüksektir.

#### 3.2.1 Tek (Dönmeyen) Paletli Kompresörler

Tek paletli kompresörlerde, mil merkezi ile silindir merkezi aynı noktadadır. Ancak mil, döner pistonu göre eksantrik (merkezden kaçık) olarak yerleştirilmiştir.

(Şekil 3.5) . Bunun nedeni rotorun dönme hareketi yaparken silindire temas etmesinin sağlanmasıdır. Sabit palet ise rotor dönerken üzerindeki yay kuvveti ile hareket eder ve emme ve boşaltma kısımlarını birbirinden ayırır (Jones ve Stoecker, bt).

Bu tip kompresörlerin sıkıştırma hacmi şu şekilde hesaplanır:

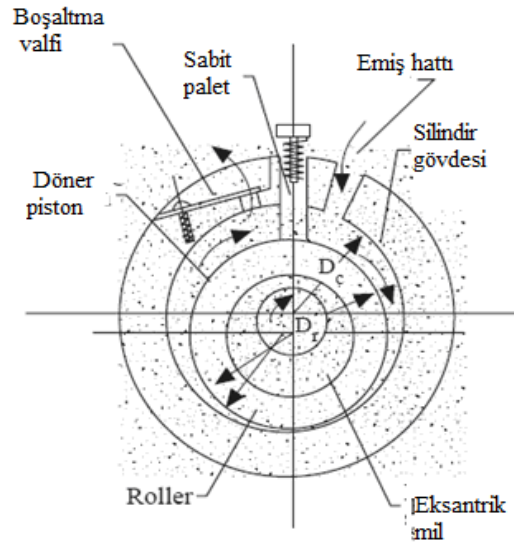
$$V = \pi H(D_c^2 - D_r^2)/4 \quad \dots(3.2)$$

$V$  , sıkıştırma hacmi

$H$  , silindir blok yüksekliği

$D_c$  , silindir çapı

$D_r$  , dönel piston çapı



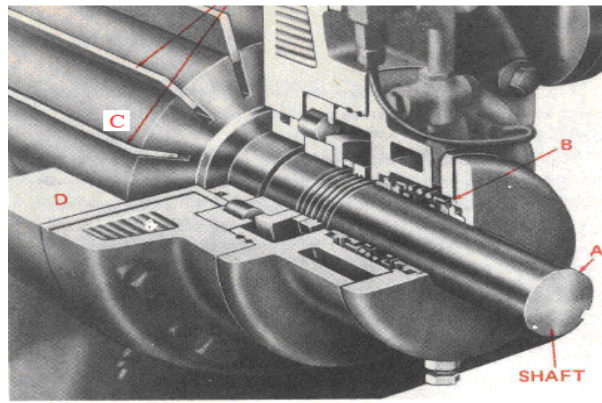
Şekil 3.5 Tek (dönmeyen) paletli kompresör

### 3.2.2 Çok (Dönen) Paletli Kompresörler

Daha ziyade büyük kapasiteli kompresörlerde uygulanan bu dizayn şeklinde paletler de rotorla birlikte dönel harekete katılır. Rotor silindirin içine eksantrik

olarak yerleştirilmiştir. Paletler birden çok sıkıştırma hacmi yaratarak, kompresörün çok sayıda farklı sıkıştırma zamanlarına sahip olmasını sağlar (Şekil 3.6).

Bugünkü imalatların güç olarak sınırları 7 ila 440 kW arasında değişmektedir. Bu tip kompresörlerin özellikleri, aynı kapasitedeki diğer tip kompresörlerden daha küçük boyutlu ve daha hafif olmaları, endüstriyel uygulamaların gerektirdiği şekilde sağlam ve dayanıklı olmaları, çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında başarıyla kullanılabilmeleridir (Jones ve Stoecker, bt).



A- Mil B- Mil keçesi C- Paletler D- Gövde

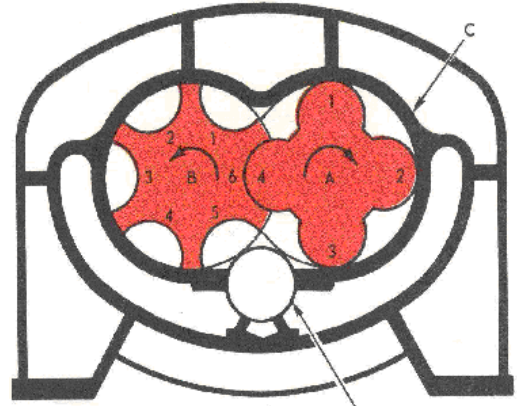
Şekil 3.6 Çok (dönen) paletli kompresörün kesit görünüşü  
(Althouse, Turnquist ve Baracciano, 2003)

### 3.3 Vidalı Kompresörler

Vidalı kompresörler iki çift özel helisel rotor ile kullanılırlar. Bunlar, çok hassas toleranslarda işlenmiş silindirlerde dönerken, soğutucu gazı kapar ve sıkıştırır. Bu tip kompresörlerin açık ve hermetik türleri mevcuttur ve çok geniş kapasite aralığında kullanılmaları mümkündür (70 ila 4600 kW arası).

Şekil 3.7' dan da görülebileceği gibi vidalı kompresörlerin iki rotoru aynı şekilde olmayıp biri erkek rotor diğeri dişi rotor olarak sınıflandırılır. Erkek rotor, motor tarafından tahrik edilir ve dört loba sahiptir. Dişi rotor ise altı ara loba sahiptir ve erkek rotor tarafından tahrik edilir. Silindir, bu iki rotoru da içine alacak yapıdadır (Althouse, Turnquist ve Baracciano, 2003).



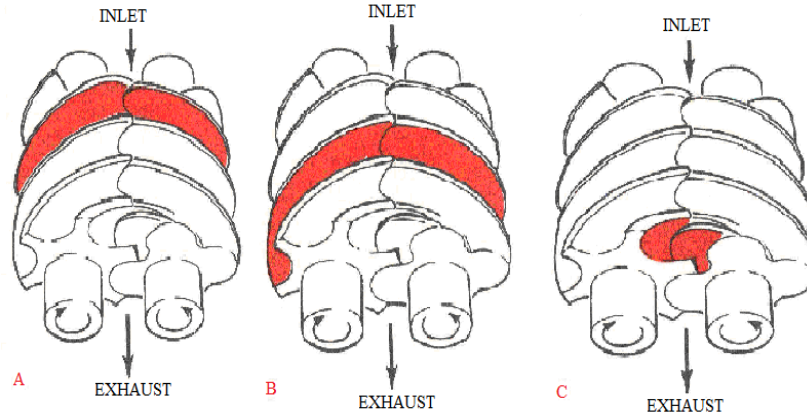


KAPASİTE KONTROL SÜRGÜSÜ

A- Erkek rotor B- Dişi rotor C- Silindir

Şekil 3.7 Vidalı kompresörün kesit görünüşü

Şekil 3.8 vidalı kompresörün soğutkan gazı nasıl sıkıştırdığını göstermektedir. Şekil 3.8 A) kompresör ara loblarının soğutkan gaz ile doluşunu, B) rotorlar dönerken yakalanan soğutkan gazın sıkıştırılışını, C) sıkıştırılan gazın ara lobdan boşaltımını göstermektedir.



Şekil 3.8 Vidalı kompresörün soğutkan gazı sıkıştırma aşamaları

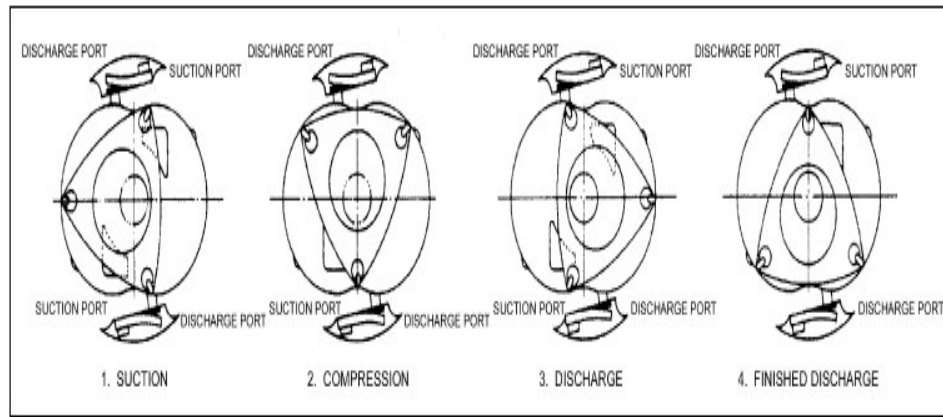
Vidalı kompresörlerin genel özellikleri şunlardır:

- Düzgün (kesintisiz) bir soğutkan gaz akışı sağlar,
- Düzgün bir tork değeri tesis edilir,
- Geniş bir yük değişimi sahasında titreşimlerin asgari seviyede tutulabilmesi sağlanabilir,
- Yüksek bir hacimsel verim ve adyabatik verim elde edilebilir,

- Emme ve basma valflerinin bulunmadığı bir yapıya sahiptir; bu arızaların azalmasını ve basınç kayıplarının ortadan kalkmasını sağlar,
- Diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçüktür.

### 3.4 Trochoidal Kompresörler

Sikloidler (cycling curves) bir dairenin üzerindeki bir noktanın düz bir boru üzerindeki dönme hareketi sırasında oluşturduğu eğrilerdir. Bunlara “trochoidler” de denilmektedir. Bu dairenin dönme hareketi, düz doğru yerine, diğer bir dairenin dışında olursa epitrochoids, içinde olursa hypotrochoids adını alır. Bu trochoidal yüzeyler bir silindirin içinde veya bir pistonun dışında oluşturulmak suretiyle sıkıştırma amacıyla kullanmak mümkün olabilmektedir (Özkoç, 2004).



Şekil 3.9 Epitrochoid silindirin grubundan, Wankel dönel kompresörün çalışma şekli

Trochoidal kompresörlere en iyi örnek, Wankel dönel kompresörlerdir (Şekil 3.9). Trochoidal yüzeyler dairesel olup birinin diğeri içinde veya dışında dönme hareketi yapması ile epitrochoid veya hypotrochoid sıkıştırma meydana gelmektedir. Her iki halde de, epitrochoid' e veya hypotrochoid' e, piston veya silindir görevi yaptırılabilir. Wankel tipi kompresör (epitrochoidal silindir) pistonlu kompresöre göre birçok performans üstünlüklerine sahiptir. 9000 d/dk kadar olan devirlerde ve orta basınçtaki yoğunlaşma sıcaklıklarında bu üstünlük daha da belirgindir. Bu durumun nedeni sözü edilen çalışma şartlarının sızdırmazlığa olan olumlu etkisidir. Ayrıca az sayıda dinamik elemandan oluşması ve sürtünmenin daha az

olması mekanik verimin daha yüksek olması sağlanmaktadır. Bunların sonucu olarak da bu kompresörlerde isentropik verim daha yüksek olmaktadır (Özkoç, 2004).

### 3.5 Scroll (Spiral) Kompresörler

Scroll kompresörler, spiral şeklinde iç içe geçmiş iki eleman ile sıkıştırma yapan, yörüngesel hareketli, pozitif yer değiştirme makineleridir (ASHRAE, 2004). Aşırı sıvı oranlarına daha dayanıklı olmaları, daha yüksek verime sahip olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahiptir.

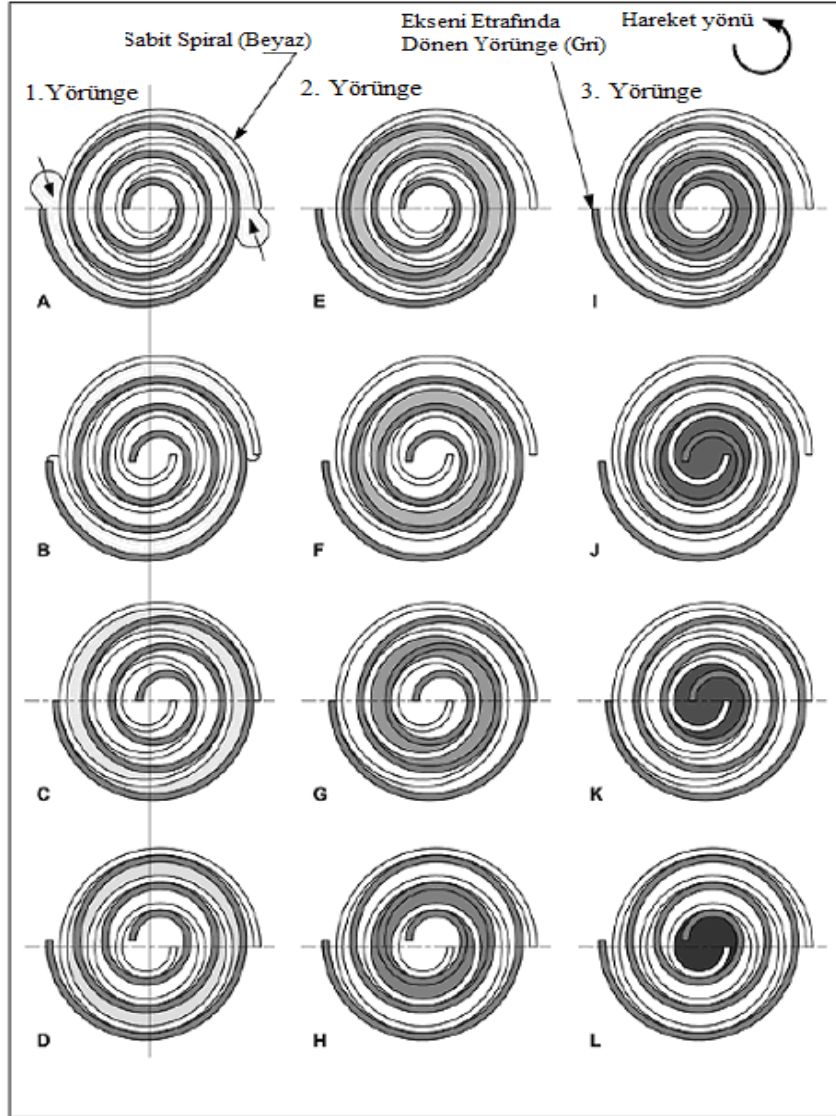
Scroll kompresörlerin birçoğunda, cihazın çerçevesi üst spirali sabit tutar. Bir eksantrik motor mili alttaki spirali yörüngesel bir şekilde hareket ettirir. “Oldham” olarak adlandırılan ve özel olarak tasarlanmış bir kavrama alttaki spirali sabit bir açısız hız pozisyonunda tutar, dönmelerini engeller ve radyal olarak hareket etmesini sağlar.

Alt ve üst spiraller monte edilince kanatların yan yüzleri yarım ay şeklinde cepler oluşturur. Alt spiral kendi eksenini etrafında döndükçe kanatların yan yüzleri üzerindeki teğet noktaları içeri doğru ilerler. Cepler hareket ettikçe hacimleri azalır ve bu şekilde gazı sıkıştırır. Şekil 3.10’ da yörünge hareketlerinin sırası, gaz ceplerinin hareket ve değişimi gösterilmiştir.

Birinci yörünge her iki spiralin uçları düşük basınçtaki soğutucu gazın aradaki boşluğu doldurmasına izin verecek şekilde tamamen açıkken başlar ( Şekil 3.10 A konumu). Alt spiralin yörüngesi en sonunda soğutucu gazın birinci cebini kapatır ( C pozisyonu). Birinci yörünge tamamlandığında, yarım ay şeklindeki ceplerin bir çifti daha içeride bir pozisyona gelir ve spirallerin dış uçları düşük basınçtaki daha fazla soğutucu gazın içeriye girmesine izin verecek şekilde açılmaya başlar ( D pozisyonu).

İkinci yörünge birinci gaz cebini sürekli olarak hacmi düşürüp, basıncı arttıracak şekilde spiral setinin merkezine doğru iter. Üçüncü yörünge spiral setinin hemen dışındaki yarım ay şeklindeki ceple başlar. Üçüncü yörünge devam ettikçe en

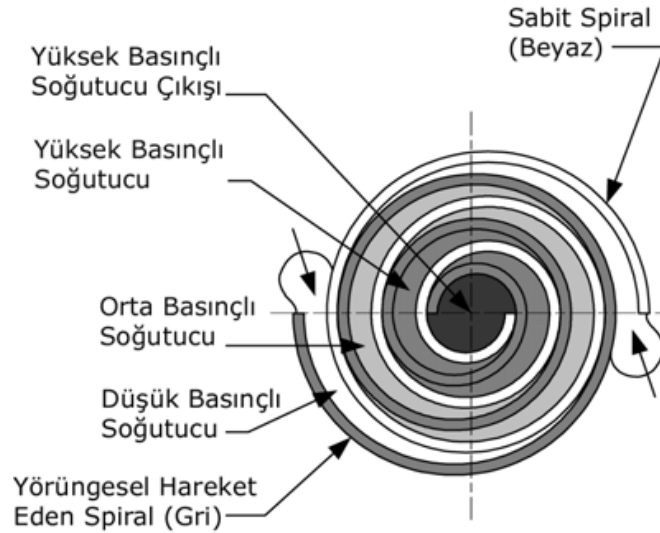
içteki kanatların teması, sıkıştırılmış gazın merkezdeki çıkış kapısına geçişine izin verecek şekilde kesilir (J pozisyonu). Üçüncü yörünge yüksek basınçlı soğutucu gazı dışarı atarak sıkıştırma işlemine devam eder (L pozisyonu).



Şekil 3.10 Spiral kompresörün yörünge hareketleri ve sıkıştırma aşamaları (Alarko Carrier, 2005)

Spiral setin ve yarım ay şeklindeki ceblerin simetrisine dikkat edilmelidir. Her iki cebin şekli ve konumu sıkıştırma işlemi boyunca simetrik ve çapa göre zıttır (3. yörünge). Spiral setin doğal simetrisi kanatlara uygulanan radyal gaz kuvvetini dengeleyerek düzgün bir sıkıştırma işlemi sağlar.

Ayrıca her yörünge sıkıştırma işlemini yeniden başlattığından, herhangi bir zaman diliminde Şekil 3.11’ da görüldüğü gibi, düşük, orta ve yüksek basınç koşullarında simetrik üç çift ay şeklinde cepler vardır.



Şekil 3.11 Soğutucu ceplerin basınç durumu (Danfoss, 2008)

Şekil 3.10’ daki A ve L pozisyonları arasında sıkıştırma, ileri-geri çalışan kompresörlerde olduğu gibi, titreşim veya güçlü vuruntuların olmadığı, düzgün ve devamlı bir işlemdir.

Scroll kompresörlerin verimlilik açısından pistonlu kompresörlere göre önemli üstünlükleri vardır. Bunlar:

Scroll kompresörde emme ve boşaltma süreçleri fiziksel olarak ayrılmıştır. Bu emilen ve boşaltılan gaz arasındaki ısı transferini azaltır. Pistonlu kompresörlerde ise emilen ve boşaltılan gaz silindir içindedir, bu durum ikisi arasındaki ısı transferini artırır ve kompresör verimi düşer.

Scroll kompresörlerde valf yoktur, pistonlu kompresörler ise emme ve basma valfleri mevcuttur. Scroll kompresörlerde hareketli bir valfin olmaması valf kayıplarını ortadan kaldırır.

Scroll kompresörlerde ölü hacim değeri yoktur ve pistonlu kompresörlerden daha geniş emme ve boşaltma ağızlarına sahiptir. Scroll kompresörlerde emiş hacmi artan basınç oranları ile, pistonlu kompresörlere kıyasla, çok daha sınırlı şekilde azalır.

Scroll kompresörlerde sıkıştırma ve boşaltma oldukça düzgündür. Scroll kompresörde sıkıştırma  $540^\circ$  ile sağlanırken pistonlu kompresörlerde bu değer  $180^\circ$  den azdır. Boşaltma ise, scroll kompresörde  $360^\circ$  ile sağlanırken, pistonlu kompresörde  $30-60^\circ$  arasında sağlanır.

### 3.6 Santrifüj Kompresörler

Soğutma kapasiteleri 200-10000 kW aralığında olan soğutma sistemlerinde kullanılır. Bu kompresörlerin en çok kullanım alanı suyun  $6$  ila  $8^\circ\text{C}$ 'ye soğutulduğu klima sistemleri olmasına karşın çok kademeli olanlar buharlaştırma sıcaklığı  $-50$  ila  $100^\circ\text{C}$  arasında olan sistemlerde de kullanılır.

Santrifüj kompresörlerde, santrifüj pompalarda olduğu gibi soğutkan, çarkın dönme ekseninden kompresöre girer; santrifüj etki ile çarkın çevresine doğru atılır. Bu şekilde çark kanatları gaza yüksek hız kazandırır. Bu da basıncın artmasını sağlar. Santrifüj kompresörler basınç oranı düşükse tek bir çarktan imal edilirler. Santrifüj kompresörlerin iç verimi  $\%70-80$  aralığındadır.

Gazın çark dışındaki hızına bağlı olarak çarkta gereken tork:

$$T = \dot{m}_r (V_{2t} \cdot r_2 - V_{1t} \cdot r_1) \quad \dots(3.3)$$

$T$ = tork, N.m

$\dot{m}$ = kütleli debi, kg/s

$V_{2t}$ = soğutkanın kanattan ayrıldığı noktadaki teğetsel hız, m/s

$r_2$ = kanat çıkışı çapı

$V_{1t}$ = soğutkanın kanada girdiği noktadaki teğetsel hız, m/s

$r_1$ = kanat girişi çapı

Eğer soğutkan kanada radyal yönde girerse, hızın teğetsel bileşeni ( $V_{1t}$ ) sıfıra eşit olur. Böylece,

$$T = \dot{m}_r V_{2t} \cdot r_2 \quad \dots(3.4)$$

Kompresör shaftının ihtiyacı olan güç, tork ve açısal hıza bağlı olarak değişir.

$$W = T\omega = \dot{m}_r V_{2t} r_2 \omega \quad \dots(3.5)$$

$\omega$  = açısal hız, rad/s

Düşük kütle debilerinde, kanat ucu hızı ile teğetsel hız birbirleriyle özdeştir.

$$\begin{aligned} r_2 \omega &= V_{2t} \\ W &= \dot{m} V_{2t}^2 \end{aligned} \quad \dots(3.6)$$

İdeal güç, aynı zamanda kütleli debi ile isentropik işin bir fonksiyonudur.

$$\begin{aligned} W &= \dot{m} \times w_{isent} \text{ (1000j / kJ)} \\ V_{2t}^2 &= 1000 \times w_{isent} \end{aligned} \quad \dots(3.7)$$

### 3.7 Kompresör Koruma Cihazları

Kompresörler, anormal durumlara ve çeşitli şartlara uyması için bir ya da birden çok koruma cihazları ile donatılır.

1. Yüksek basınç koruması şu özelliklere sahip olmalıdır:

- a) Yüksek basıncı kesmeli
- b) Yüksek basınç tarafında dâhili ve harici emniyet supapları bulunmalıdır. Diferansiyel basınç ayarları, kullanılan soğutkana ve işletme koşullarına bağlıdır. Bu durumda emniyet supabının, hızlı devir daim sırasında yanlışlıkla açılmayacağından emin olunmalıdır. Birçok kaynaklı hermetik kompresör içten emniyet supabına sahiptir ve diğer yüksek basınç kontrol cihazları ile donatılmamışlardır.

- c) Vidalı kompresörlerde yağ ayırıcı üzerine bir emniyet supabı monte edilmelidir.
2. Yüksek sıcaklık kontrolü cihazları aşırı ısınmaya ve yağ bozulmalarına karşı koruma sağlar.
- a) Yağ ve soğutucu bozulmalarını engellemek için, sıcaklık sensörleri, boşaltma sıcaklığı güvenli sınırı aştığında kompresörü durdurur. Sensör, içten sıkıştırma odasının yakında bir yere ya da dıştan boşaltma hattı üzerine yerleştirilir.
- b) Büyük kompresörlerde ısı değiştirgeçleri ile soğutarak, direkt olarak sıvı enjekte ederek ya da kompresör kapatılarak yağlayıcı sıcaklığı kontrol edilir.
- c) Karterlerde minimum sıcaklığı sağlamak için kullanılan karter ısıtıcılarında maksimum sıcaklığı sınırlandırmak için termostat kullanılabilir.
3. Düşük basınç koruması
- a) Birçok kompresörde ve sistemde minimum emme basıncını sınırlandırma için koruyucu anahtarlar kullanılır. Motor soğuması, donması ya da basınç oranları daima basıncın ayarlarını etkiler.
- b) Yağ basıncı koruyucuları, kompresörün yetersiz yağlayıcı basıncı ile çalışmasını engellemek için zorlanmış beslemeli yağlayıcı sistemleri ile kullanılır.
4. Emme hattı süzgeçleri
- Birçok kompresörde, boru hattından gelebilecek pisliği engellemek için bu süzgeçler mevcuttur. Fabrika montajlı kompresörlerde bütün parçalar montaj sırasında temizlendiği için bu süzgeçlere ihtiyaç duyulmaz. Genellikle saha montajlı kompresörlerde bu süzgeçler kullanılır (ASHRAE, 2000).



## **BÖLÜM DÖRT**

### **SCROLL, HERMETİK VE YARI HERMETİK PİSTONLU SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİNİN PERFORMANS DEĞİŞİMLERİ**

Bu bölümde farklı kapasite ve tipteki (özellikle pistonlu ve scroll) kompresörlerin, katalog değerlerinden faydalanarak çizilen performans grafikleri ve bunların yorumu üzerinde durulacaktır. Kataloglarda verilen soğutma kapasitesi ve kompresör gücü değerlerinin nasıl belirlendiğinin anlaşılması için kısım ek 1’de “TS 8187 SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİ DENEY METOTLARI” standardı özetlenmiştir.

Çeşitli kapasitelerdeki pistonlu hermetik, pistonlu yarı hermetik ve scroll tip kompresörlerin kataloglarından elde edilen geometrik yer değiştirme, farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarındaki soğutma yükü ve kompresör gücünden faydalanarak; kompresör emiş hacmi, isentropik verim, hacimsel verim, soğutma etkinlik katsayısı ve basınç oranı hesaplanmış ve bu veriler tablolara aktarılmıştır. Tablolardaki veriler, “Microsoft Excel” programı ile grafiğe dönüştürülmüştür. Kompresörlerin performans eğrileri incelenmeden önce kullanılan hesaplama yöntemi açıklanmıştır. Tüm kompresörlerde R-22 soğutucu akışkanı için sağlanan veriler kullanılmıştır. Katalogların tamamında ortam sıcaklığı 35°C olarak verilmiştir. Her bir kompresör tipi için, genel performans eğilimini yansıtan tek bir model bu bölümde ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrı ayrı incelenen kompresörlerin performans grafiklerinden bazıları bir arada verilerek, aralarındaki farklılıklara vurgu yapılmıştır.

#### **4.1 Performans Tablolarının Oluşturulması**

Bristol marka H20J423DBD model pistonlu hermetik kompresörün  $T_e=0^\circ\text{C}$  ve  $T_c=40^\circ\text{C}$  çalışma şartları için performans değerleri hesaplanmış ve üretici firmanın internet sitesinden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Tablo 4.1’ de söz konusu kompresörün kataloglarından elde edilen mekanik ve elektriksel verileri mevcuttur. Tablo 4.2’ de ise yukarıda verilen çalışma şartlarında kompresör katalog değerleri verilmiştir ([www.bristolcompressors.com](http://www.bristolcompressors.com)). Katalog değerlerinin termodinamik özelliklerden hareketle hesaplanması aşağıda gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Pistonlu hermetik kompresörün temel mekanik ve elektriksel verileri

Bristol Pistonlu Hermetik Kompresör			
Model	Piston Sayısı (z)	Silindir Yüksekliği (L)	Silindir Çapı (D)
H20J423DBD	2	5,08 cm	1,712 cm
Voltaj	Faz	Frekans	Devir
200/220v	3	50 Hz	2950 dev/dk

Tablo 4.2 Pistonlu hermetik kompresörün seçilen çalışma durumu için verilen katalog değerleri

Buharlaşma Sıcaklığı, °C	Yoğuşma Sıcaklığı, °C	Q <sub>e</sub> (Watt)	W (Watt)	Kütleli debi(kg/h)	COP	İsotropik verim, η <sub>isent</sub>
0	40	9599	2417	198.1	3,97	0,674
Kızdırma derecesi= 11,1 °C Aşırı soğutma= 8,3 °C						

#### 4.1.1 Soğutma Etkinlik Katsayısının Hesaplanması

T<sub>e</sub>=0°C - T<sub>c</sub>=40°C çalışma şartlarındaki soğutma yükü ve kompresör gücü kullanılarak soğutma etkinlik katsayısı hesaplanır.

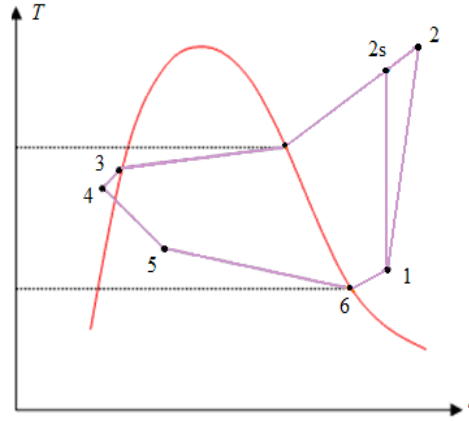
$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W} = \frac{9599}{2417} = 3,97$$

#### 4.1.2 Hacimsel verimin hesaplanması

Gerçek bir soğutma çevriminin termodinamik değişimi şekil 4.1 de gösterilmiştir. Öncelikle T<sub>e</sub>=0°C - T<sub>c</sub>=40°C çalışma şartlarında buharlaştırıcı giriş ve çıkış şartları kullanılarak çevrimde soğutucu akışkan kütleli debisi hesaplanır:

Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı 11,1 °C, basıncı 0,4976 MPa ve entalpisi 257,9 kJ/kg  
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı 31,7 °C, basıncı 1,534 MPa ve entalpisi 83,43 kJ/kg

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \frac{Q_e}{h_1 - h_5} \quad \dots(4.2) \\ &= \frac{9,599}{257,9 - 83,43} = 0,055 \text{ kg/s n} = 198 \text{ kg/h} \end{aligned}$$



Şekil 4.1 Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Kütleli debi hesaplandıktan sonra kompresörün emiş şartlarındaki özgül hacmi termodinamik tablolarından alınır ve kütleli debi ile çarpılarak istenen şartlardaki emiş hacmi hesaplanır.

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \dot{m}_r \times v & \dots(4.3) \\ &= 0,055 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \cdot 0,04989 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 9,88 \text{ m}^3/\text{h}\end{aligned}$$

$\dot{V}$ , emiş hacmi

$v$ , özgül hacim

Geometrik yer değiştirme ve emiş hacmi hesaplandıktan sonra hacimsel verim hesaplanır. Kompresörün geometrik yer değiştirmesi ise kompresörün sıkıştırma hacmi ile devir sayısının çarpımına eşittir.

$$\eta_v = \frac{\text{Emiş hacmi}}{\text{Kompresörün geometrik değiştirmesi}} = \frac{9,88}{12,3} = 0,80$$

#### 4.1.3 İsentropik Verimin Hesaplanması

Söz konusu çalışma şartlarındaki isentropik verimi bulmak için, isentropik kompresörün harcadığı gücün belirlenmesi gerekir:

İsentropik kompresör çıkış şartları termodinamik tablolardan 0,9556 kJ/kgK entalpi ( $s_1=s_{2s}$ ) ve 1,546 MPa basınç ve 287,51 kJ/kg entalpi olarak okunur.

$$\begin{aligned} W_{isent} &= \dot{m}_r \times (h_{2s} - h_1) && \dots(4.4) \\ &= 0,055 \times (287,51 - 257,9) \\ &= 1,629 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{isent} &= \frac{W_{isent}}{W} && \dots(4.5) \\ &= \frac{1,629}{2,417} = 0,674 \end{aligned}$$

Tablo 4.2 ile hesaplanan değerler arasında tam bir uyum olduğu görülmektedir. Hesaplamalarda buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda sadece soğutucu akışkanın özellikleri alınmış, yağ dolaşımı göz önüne alınmamıştır. Bu durum, performans tabloları oluşturulurken, kompresör çıkışı ile yoğuşturucu arasında yağ ayırıcı kullanıldığını ve buna göre değerlendirmenin yapıldığını gösterir.

Firmaların kataloglarında genellikle sadece kapasite, güç, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları verilmektedir. İsentropik verim ve emiş hacmi nadiren yer almaktadır. Verilmediği durumda yukarıdaki yöntemle hesaplanarak doldurulmuştur. Bu durum incelenen tüm kompresörler için aynıdır.

#### 4.2 Pistonlu Hermetik Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi

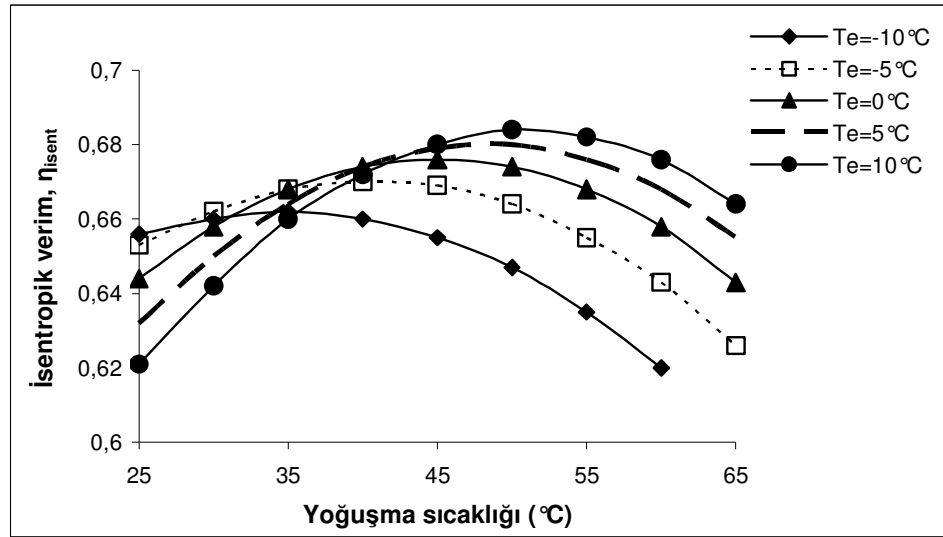
Tablo 4.3' de, bir önceki kısımda kullanılan hesaplama yöntemi ile elde edilen, farklı çalışma şartlarındaki performans değerleri yer almaktadır. Bu değerler grafiklere aktarılmış ve çizilen grafiklerin yorumlarına takip eden kısımda yer verilmiştir.

Şekil 4.2' de buharlaşma sıcaklığı eğrilerinin tümünde isentropik verimin belirli bir pik noktaya ulaştıktan sonra inişe geçtiği gözlenir. Bu durum kompresörün optimum bir dizayn noktasının varlığını göstermektedir.

Tablo 4.3 Bristol h20j423dbd model pistonlu hermetik kompresörün performans verileri

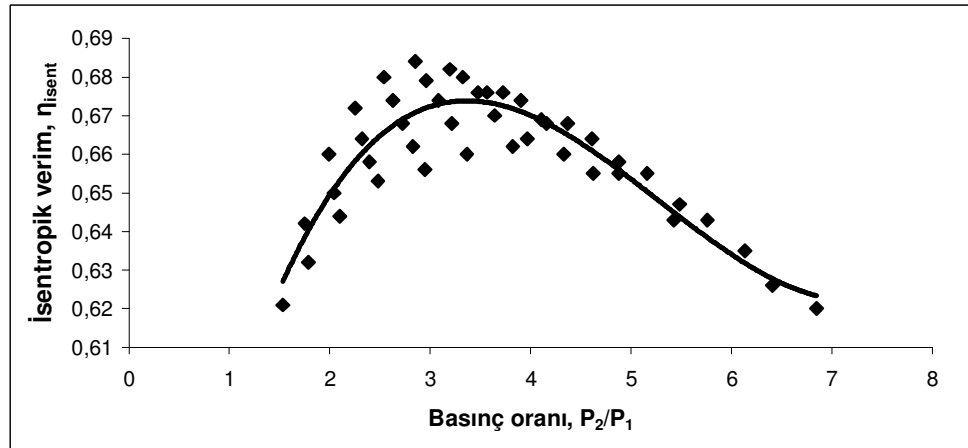
R-22		Yoğuşma Sıcaklığı °C								
Buharlaştırma Sıcaklığı °C		25	30	35	40	45	50	55	60	65
-10	Q <sub>e</sub> (Watt)	7733	7198	6677	6164	5635	5141	4621	4089	
	W (Watt)	1783	1917	2040	2150	2244	2318	2370	2395	
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*10,16	*9,77	*9,38	*8,99	*8,57	*8,12	*7,62	*7,06	
	COP	*4,34	*3,75	*3,27	*2,87	*2,51	*2,22	*1,95	*1,71	
	$\eta_{isent}$	*0,656	*0,66	*0,662	*0,66	*0,655	*0,647	*0,635	*0,62	
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,95	*3,36	*3,82	*4,33	*4,88	*5,48	*6,14	*6,85	
	$\eta_v$	0,83	*0,79	*0,76	*0,73	*0,7	*0,66	*0,62	*0,57	
-5	Q <sub>e</sub> (Watt)	9580	8952	8341	7742	7148	6555	5959	5352	4732
	W (Watt)	1825	1993	2152	2300	2433	2548	2642	2711	2753
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*10,54	*10,18	*9,82	*9,46	*9,07	*8,67	*8,26	*7,73	*7,18
	COP	*5,25	*4,49	*3,88	*3,37	*2,94	*2,57	*2,26	*1,97	*1,72
	$\eta_{isent}$	*0,653	*0,662	*0,668	*0,67	*0,669	*0,664	*0,655	*0,643	*0,626
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,48	*2,83	*3,22	*3,64	*4,10	*4,61	*5,16	*5,76	*6,41
	$\eta_v$	*0,86	*0,83	*0,8	*0,77	*0,74	*0,7	*0,67	*0,63	*0,58
0	Q <sub>e</sub> (Watt)	11781	11036	10310	9599	8897	8200	7501	6797	6081
	W (Watt)	1836	2038	2232	2417	2589	2744	2879	2992	3079
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	10,94	10,59	10,23	9,88	9,51	9,13	8,72	8,26	7,77
	COP	6,42	5,42	4,62	3,97	3,44	2,99	2,61	2,27	1,97
	$\eta_{isent}$	0,644	0,658	0,668	0,674	0,676	0,674	0,668	0,658	0,643
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	2,10	2,40	2,72	3,08	3,47	3,90	4,37	4,88	5,43
	$\eta_v$	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,74	0,71	0,67	0,63
5	Q <sub>e</sub> (Watt)	14398	13510	12646	11798	10964	10136	9311	8484	7648
	W (Watt)	1819	2054	2283	2505	2714	2908	3085	3240	3371
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*11,36	*11	*10,65	*10,3	*9,93	*9,55	*9,16	*8,73	*8,26
	COP	*7,92	*6,58	*5,54	*4,71	*4,04	*3,49	*3,02	*2,62	*2,27
	$\eta_{isent}$	*0,632	*0,65	*0,664	*0,674	*0,679	*0,68	*0,676	*0,668	*0,655
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*1,79	*2,04	*2,32	*2,63	*2,96	*3,33	*3,72	*4,16	*4,62
	$\eta_v$	*0,92	*0,89	*0,87	*0,84	*0,81	*0,78	*0,74	*0,71	*0,67
10	Q <sub>e</sub> (Watt)	17494	16439	15410	14402	13410	12428	11452	10476	9495
	W (Watt)	1777	2045	2308	2565	2811	3045	3261	3458	3632
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*11,81	*11,44	*11,07	*10,72	*10,35	*9,97	*9,58	*9,16	*8,71
	COP	*9,84	*8,04	*6,68	*5,61	*4,77	*4,08	*3,51	*3,03	*2,61
	$\eta_{isent}$	*0,621	*0,642	*0,66	*0,672	*0,68	*0,684	*0,682	*0,676	*0,664
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*1,53	*1,75	*1,99	*2,25	*2,54	*2,85	*3,19	*3,57	*3,97
	$\eta_v$	*0,96	*0,93	*0,90	*0,87	*0,84	*0,81	*0,78	*0,74	*0,71
Nominal Soğutma Kapasitesi= 10300 W					Kızdırma Derecesi = 11,1 °C					
Nominal kompresör gücü= 3150 W					Aşırı Soğutma= 8,3 °C					

Not: \* işaretli değerler, katalogta verilen değerlerden hareketle hesaplanmıştır



Şekil 4.2 Pistonlu hermetik kompresörde isentropik verimin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.3' den basınç oranlarına karşılık gelen isentropik verim değerleri görülmektedir.

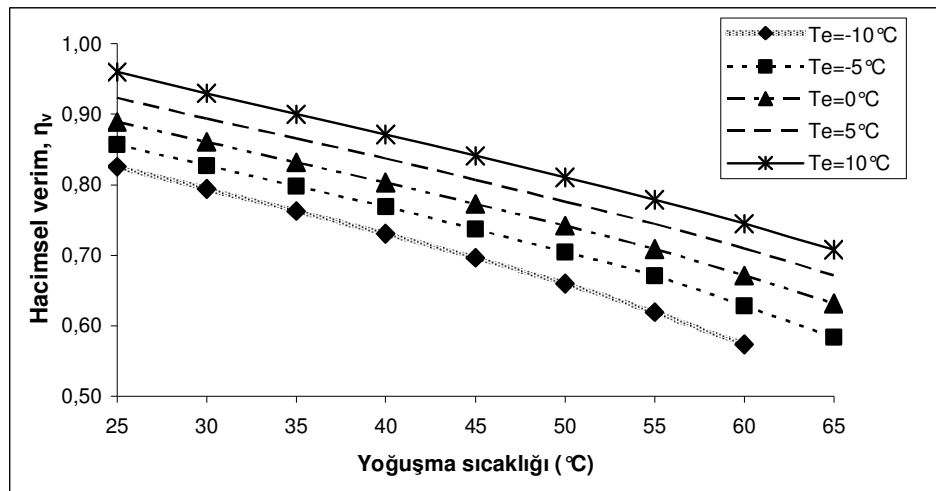


Şekil 4.3 Pistonlu hermetik kompresörde isentropik verimin basınç oranına bağlı değişimi

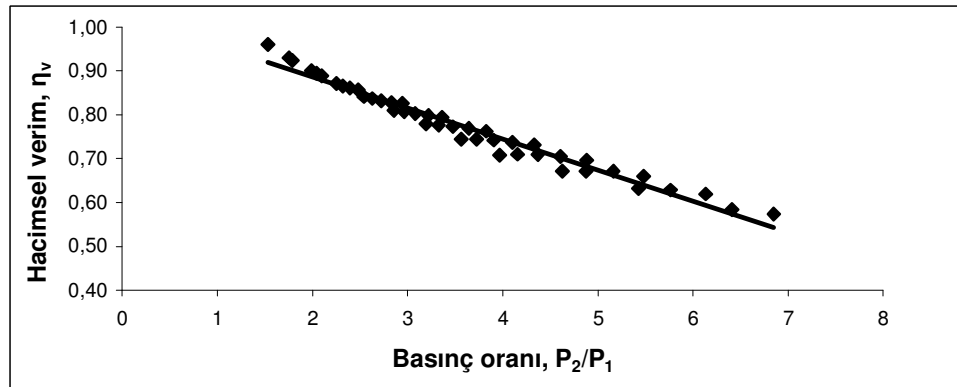
Grafikten görülebileceği gibi isentropik verim belli bir basınç oranına kadar artış eğilimi gösterirken, bu noktadan sonra azalma eğilimi gösterir. Şekil 4.3' ün bir önceki grafikten farkı isentropik verimin yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarından bağımsız olarak gösterilmesidir. Her iki eğrinin birlikte yorumlanması ile belirli bir basınç oranına kadar valf kayıpları ve benzeri sabit basınç kayıplarının görece

etkisinin azalması ile birlikte verimin arttığı görülmektedir. Daha yüksek basınç oranlarında verimin tekrar azalmasının nedeni, bu yüksek oranlarda doldurma veriminin (hacimsel verim) azalmasına bağlı olarak her bir sıkıştırmada sevk edilen kütle miktarının azalması olabilir.

Pistonlu hermetik kompresörlerde basınç oranının artması ile birlikte hacimsel verimin azalması beklenir. Bu beklentinin nedeni, ölü hacme bağlı olarak silindir içinde bir önceki sıkıştırmadan kalan gaz miktarının basınç oranı ile artmasıdır. Şekil 4.4' de bu beklentiye uygun olarak hacimsel verimin, yoğuşma sıcaklığı arttıkça, azaldığı görülmektedir. Hacimsel verimin basınç oranına bağlı değişimi şekil 4.5' te verilmiştir.

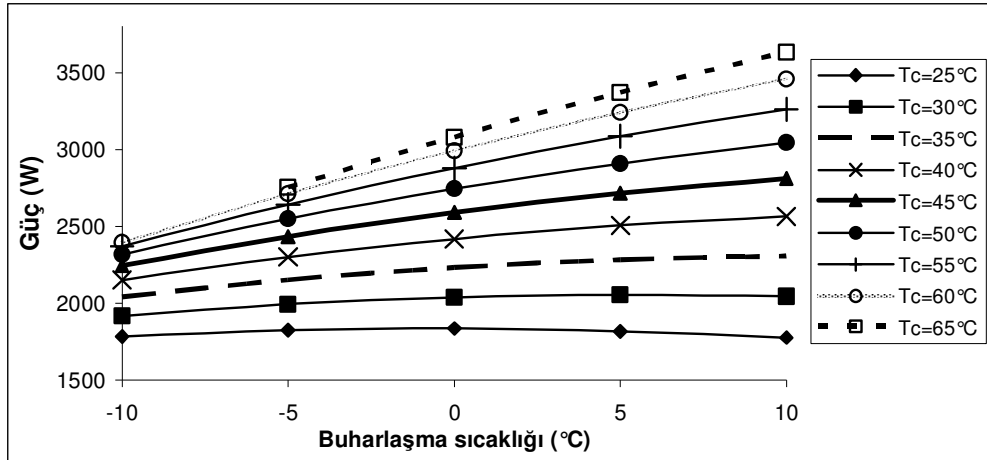


Şekil 4.4 Pistonlu hermetik kompresörde hacimsel verimin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi



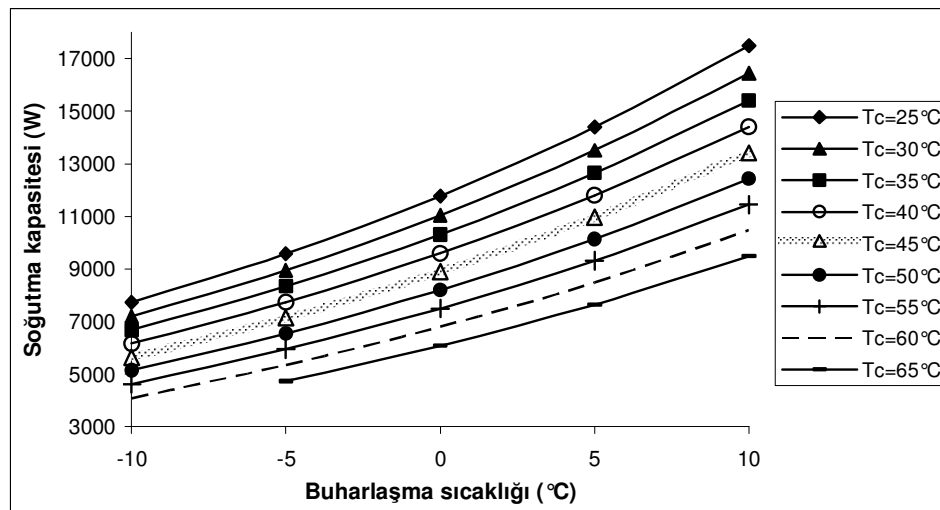
Şekil 4.5 Pistonlu hermetik kompresörde hacimsel verimin basınç oranına bağlı değişimi

Sabit yoğuşma sıcaklığı için kompresör tarafından çekilen güç buharlaşma sıcaklığının artışı ile artmaktadır (Şekil 4.6). Bu artış, buharlaşma sıcaklığının artması ile birlikte hacimsel verim ve kütleli debinin artması ile açıklanabilir. Tersine olarak, artan yoğuşma sıcaklıklarında hacimsel verim ve kütleli debi azalmakla birlikte çıkış basıncının artması ile kompresör gücü artmaktadır.



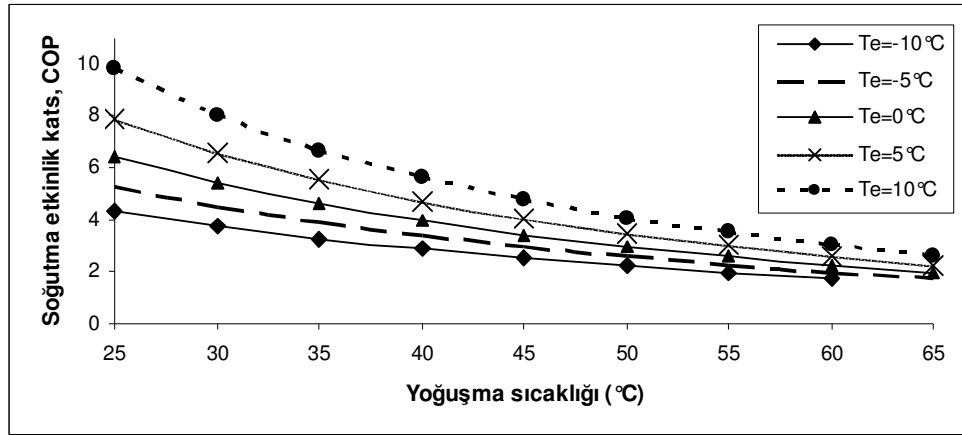
Şekil 4.6 Pistonlu hermetik kompresörün harcadığı gücün yoğuşma sıcaklığına bağlı gösterimi

Soğutma kapasitesi, buharlaşma sıcaklığının yükselmesi, yoğuşma sıcaklığının düşmesi ile artış gösterir (Şekil 4.7). Bu durum emiş hacminin, kütleli debinin ve soğutma etkisinin (birim kütleli soğutma kapasitesinin) artışı ile açıklanır.



Şekil 4.7 Soğutma kapasitesinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

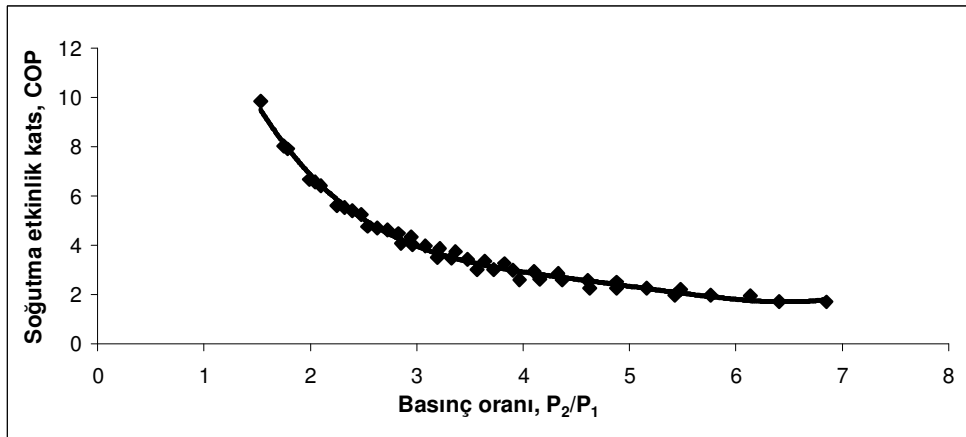




Şekil 4.8 Pistonlu hermetik kompresörde soğutma etkinlik katsayısının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.8’ de soğutma etkinlik katsayısının farklı buharlaşma sıcaklıkları için, yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör gücü artmasına rağmen soğutma kapasitesindeki artış daha yüksek oranlarda olduğundan soğutma etkinlik katsayısı artar. Yoğuşma sıcaklığının artması soğutma kapasitesini düşürüp, kompresör gücünü arttırdığından soğutma etkinlik katsayısının azalmasına neden olur.

Soğutma etkinlik katsayısının basınç oranına bağlı değişimi şekil 4.9’ da verilmektedir. Basınç oranı arttıkça soğutma etkinlik katsayısı azalma eğilimindedir.



Şekil 4.9 Pistonlu hermetik kompresörde soğutma etkinlik katsayısının basınç oranına bağlı değişimi

### 4.3 Scroll Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi

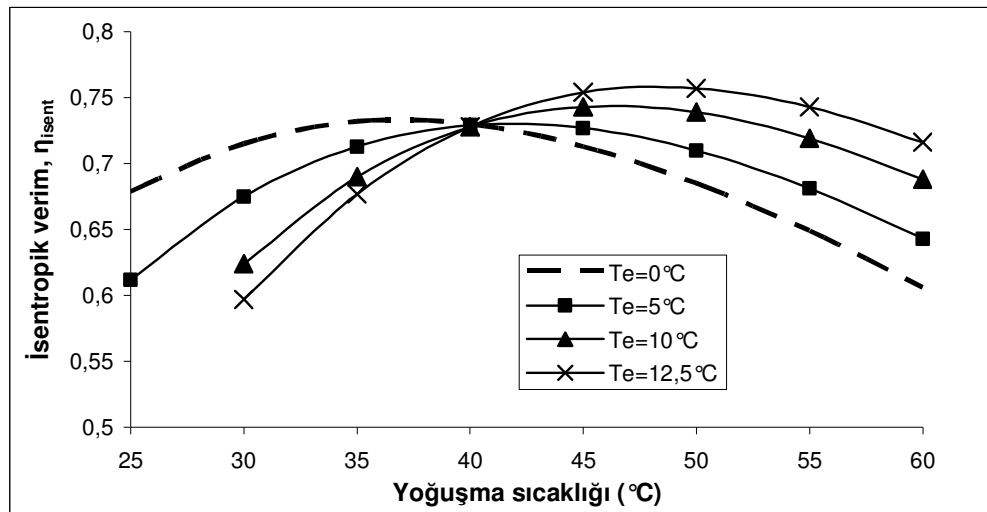
Scroll kompresörün performans eğrilerini oluşturmak için Copeland marka 9,7 kW kapasiteli ZB26KCE-TF5 model scroll kompresör seçilmiştir. Tablo 4.4' te seçilen scroll kompresörün temel değerleri mevcuttur.

Kompresörün farklı çalışma şartlarındaki performans değerleri ise tablo 4.5 de verilmiştir. İzleyen kısımda, performans değerleri grafikler halinde sunulurken sonuçlar yorumlanmıştır.

Tablo 4.4 Scroll kompresörün temel değerleri

Model ZB26KCE-TF5		
Voltaaj	Faz	Frekans
200/220v	3	50 Hz
Hız 2900 dev/dk		

İlk olarak isentropik verimin, yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi ele alınmıştır. Tıpkı pistonlu hermetik kompresörde olduğu gibi, scroll kompresörün isentropik verimi, belirli bir pik noktaya kadar artış göstermiş, ardından inişe geçmiştir (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 Scroll kompresörde isentropik verimin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

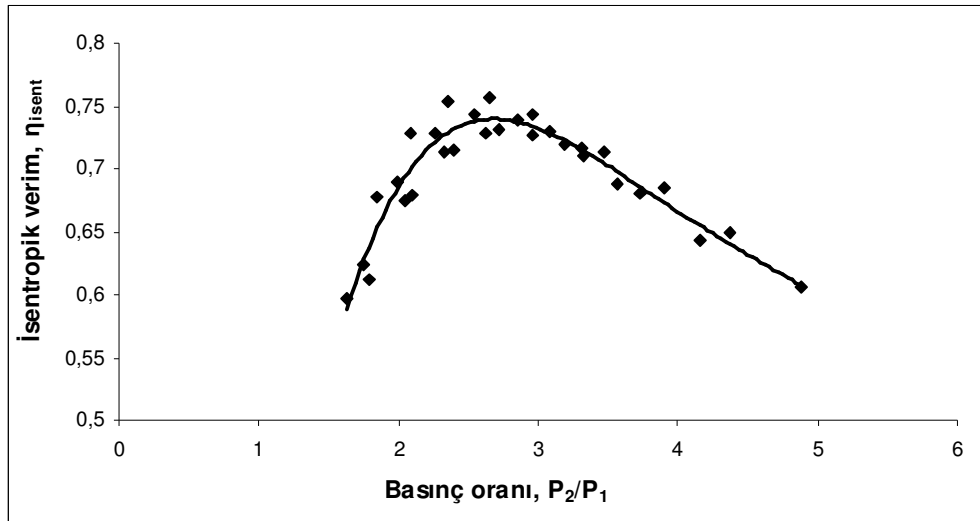
Tablo 4.5 Copeland zb26kce-tf5 model scroll kompresörün performans verileri

R-22		Yoğuşma Sıcaklığı °C							
Buharlaşma Sıcaklığı °C		25	30	35	40	45	50	55	60
0	Q <sub>e</sub> (Watt)	10000	9600	9200	8800	8350	7850	7400	6900
	W (Watt)	1550	1740	1950	2190	2460	2780	3140	3550
	COP	6,45	5,52	4,72	4,02	3,39	2,82	2,36	1,94
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*9,85	*9,81	*9,74	*9,64	*9,51	*9,38	*9,22	*9,03
	$\eta_{isent}$	0,679	0,715	0,732	0,73	0,713	0,685	0,649	0,606
	P <sub>2</sub> (MPa)	1,044	1,192	1,355	1,534	1,729	1,942	2,174	2,427
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,498	0,498	0,498	0,498	0,498	0,498	0,498	0,498
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,10	*2,40	*2,72	*3,08	*3,47	*3,90	*4,37	*4,88
5	Q <sub>e</sub> (Watt)	11950	11500	11050	10550	10000	9450	8850	8250
	W (Watt)	1580	1770	1980	2210	2480	2790	3140	3540
	COP	*7,56	*6,50	*5,58	*4,77	*4,03	*3,39	*2,82	*2,33
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*9,96	*9,88	*9,88	*9,77	*9,66	*9,52	*9,35	*9,15
	$\eta_{isent}$	*0,612	*0,675	*0,713	*0,729	*0,727	*0,71	*0,681	*0,643
	P <sub>2</sub> (MPa)	1,044	1,192	1,355	1,534	1,729	1,942	2,174	2,427
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,584	0,584	0,584	0,584	0,584	0,584	0,584	0,584
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*1,79	*2,04	*2,32	*2,63	*2,96	*3,33	*3,72	*4,16
10	Q <sub>e</sub> (Watt)		13800	13250	12700	12050	11350	10650	9900
	W (Watt)		1760	1970	2200	2460	2760	3100	3490
	COP		*7,84	*6,73	*5,77	*4,90	*4,11	*3,44	*2,84
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)		*10,07	*10,07	*10	*9,87	*9,74	*9,6	*9,41
	$\eta_{isent}$		*0,624	*0,69	*0,728	*0,743	*0,739	*0,719	*0,688
	P <sub>2</sub> (MPa)		1,192	1,355	1,534	1,729	1,942	2,174	2,427
	P <sub>1</sub> (MPa)		0,681	0,681	0,681	0,681	0,681	0,681	0,681
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>		*1,75	*1,99	*2,25	*2,54	*2,85	*3,19	*3,57
12,5	Q <sub>e</sub> (Watt)		15100	14550	13900	13250	12500	11750	10950
	W (Watt)		1730	1940	2170	2430	2720	3060	3440
	COP		*8,73	*7,50	*6,41	*5,45	*4,60	*3,84	*3,18
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)		*10,19	*10,19	*10,13	*10,02	*9,9	*9,78	*9,6
	$\eta_{isent}$		*0,597	*0,677	*0,728	*0,754	*0,757	*0,743	*0,716
	P <sub>2</sub> (MPa)		1,192	1,355	1,534	1,729	1,942	2,174	2,427
	P <sub>1</sub> (MPa)		0,733	0,733	0,733	0,733	0,733	0,733	0,733
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>		*1,63	*1,85	*2,09	*2,36	*2,65	*2,96	*3,31
Nominal soğutma kapasitesi= 9650 W Nominal kompresör gücü=3080					Kompresör emiş gaz sıcaklığı=18,3°C Aşırı soğutma= 0°C				

Not: \* işaretli değerler, katalogta verilen değerlerden hareketle hesaplanmıştır.

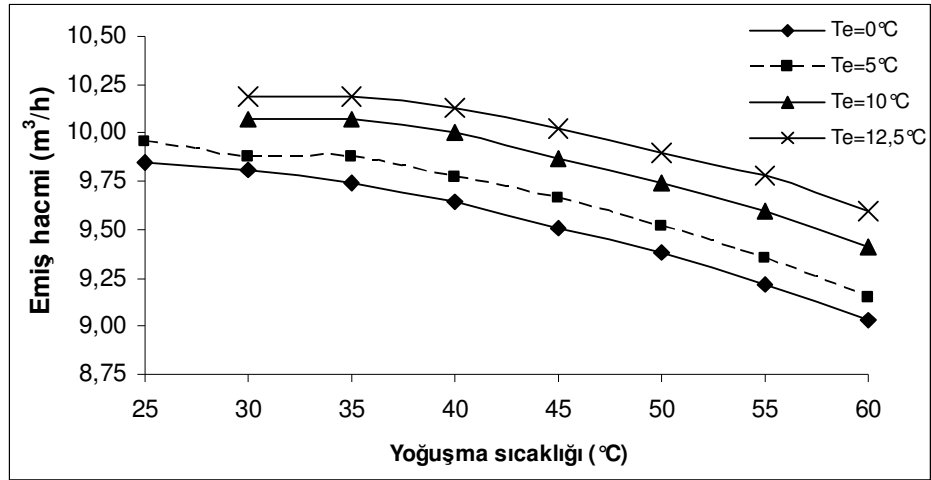
İsentropik verimin basınç oranına bağlı olarak gösterimi Şekil 4.11’ daki gibidir. Scroll kompresörde, pistonlu kompresörde olduğu gibi emme ve basma klapeleri ve sıkıştırma sonu ölü hacim bulunmamasına rağmen, pistonlu kompresörde olduğundan daha belirgin olarak, basınç oranının artması ile birlikte isentropik verim eğrisi önce artmış, sonra düşüğe geçmiştir.

Göz önüne alınan modeller için pistonlu kompresörün isentropik verimi basınç oranına bağlı olarak %60-70 aralığında değişirken, aynı aralıkta scroll kompresörün verimi %60-75 arasında değişmektedir. Düşük basınç oranlarındaki verim artışı, kompresörde sıkıştırma yapılmasa bile bir takım sabit kayıpların olduğu şeklinde yorumlanabilir. Bu kayıpların hangi sebeplerden ileri geldiği burada araştırılmamıştır. Bunun tersine olarak, artan sıkıştırma oranlarında, isentropik verimin tekrar düşmesinin bir nedeni hacimsel verimdeki azalmadır .

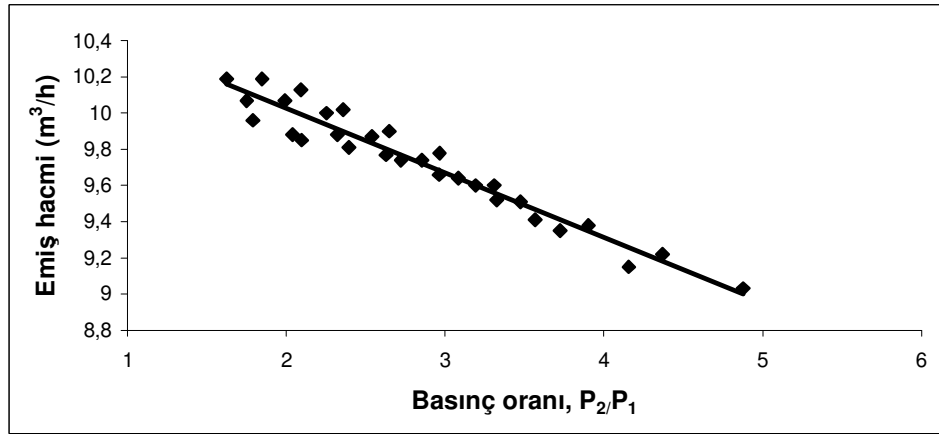


Şekil 4.11 Scroll kompresör isentropik veriminin basınç oranına bağlı değişimi

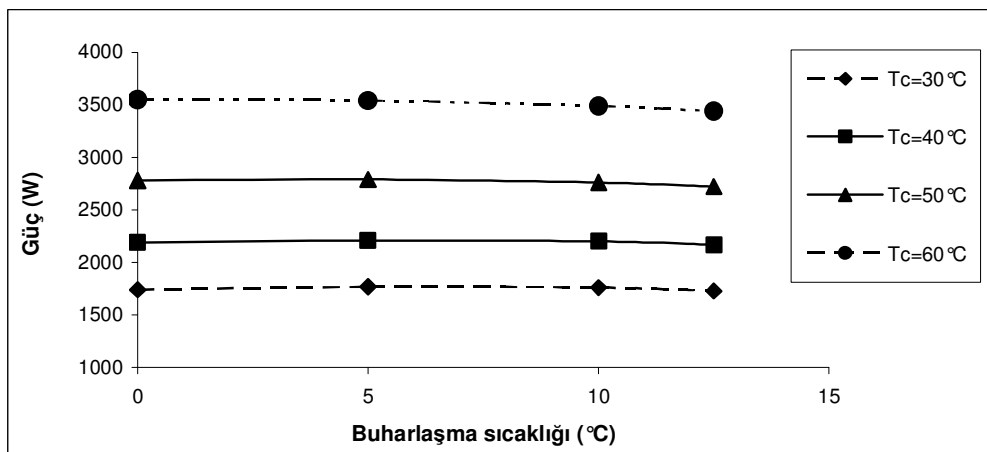
Emiş hacminin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi ise şekil 4.12 de verilmiştir. Eğriler boyunca emiş hacminin, artan yoğuşma sıcaklıkları ile azaldığı, buna karşılık artan buharlaşma sıcaklığı arttığı görülür. Basınç oranı arttıkça emiş hacmi doğrusal bir şekilde azalmaktadır (Şekil 4.13). Ele alınan modelde basınç oranının 1,53’ ten 5’ e artması ile emiş hacmi % 12 azalmıştır. Aynı basınç oranı değişimi için pistonlu kompresörlerde emiş hacmi kaybı %30 olmaktadır.



Şekil 4.12 Scroll kompresörde emiş hacminin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi



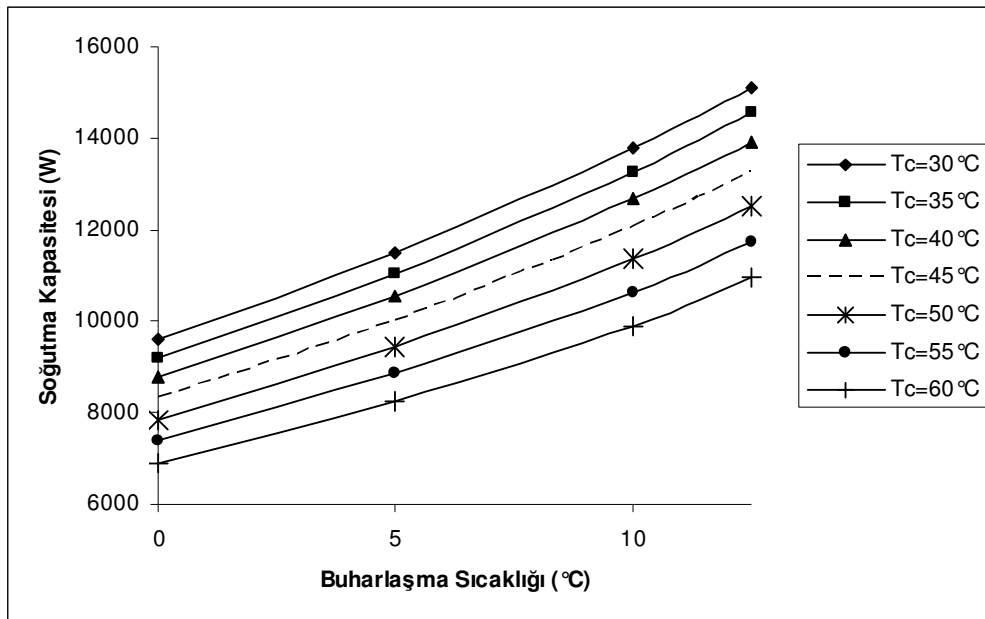
Şekil 4.13 Scroll kompresörde emiş hacminin basınç oranı ile değişimi



Şekil 4.14 Scroll kompresörün gücünün buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi

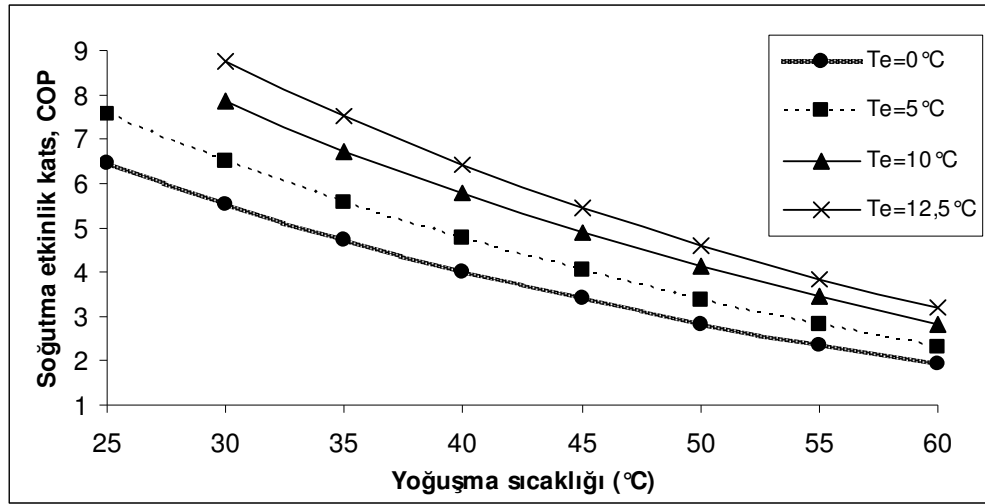
Şekil 4.14' de, yoğuşma sıcaklığı ve basıncı arttıkça kompresöre verilmesi gereken gücün arttığı görülmektedir. Diğer yandan pistonlu kompresörlerin tersine olarak kompresörün harcadığı gücün artan buharlaşma sıcaklığı ile artmadığı ve hemen hemen sabit kaldığı görülür. Bu durum, değişen çalışma şartlarına bağlı olarak emiş hacmi ve kütleli debinin, pistonlu kompresörlerdeki kadar değişmemesi ile açıklanabilir.

Soğutma kapasitesi, hermetik kompresörlerde olduğu gibi buharlaşma sıcaklığı ile doğru, yoğuşma sıcaklığı ile ters orantılı olarak değişir (Şekil 4.15). Scroll kompresörlerde  $T_e=10^\circ\text{C}$ ,  $T_c=30^\circ\text{C}$  ile  $T_e=0^\circ\text{C}$ ,  $T_c=60^\circ\text{C}$  aralığında soğutma kapasitesi %50 azalırken, pistonlu kompresörlerde azalma oranı %59 olmaktadır. Aradaki fark, scroll kompresörde artan basınç oranlarına bağlı olarak emiş hacmi kaybının daha az olması ile izah edilebilir.



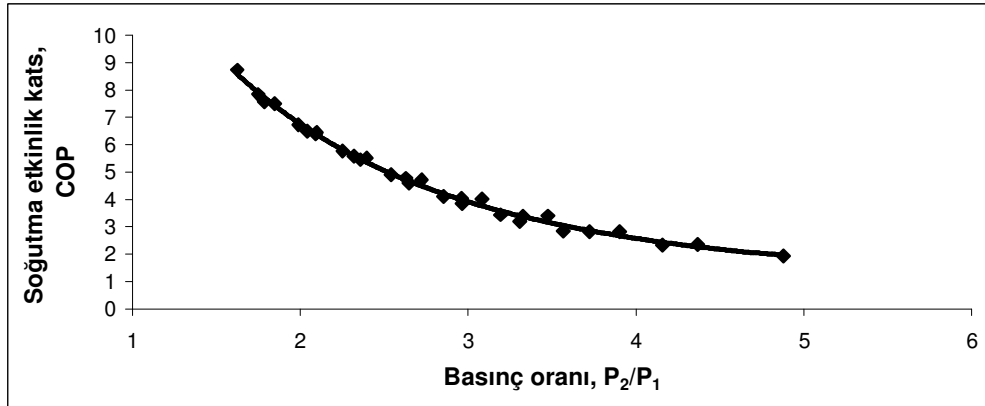
Şekil 4.15 Soğutma kapasitesinin buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.16' de buharlaşma sıcaklığı eğrilerinin hepsinde, pistonlu hermetik kompresörde olduğu gibi, yoğuşma sıcaklığı arttıkça soğutma etkinlik katsayısının azaldığı görülür. Tersine olarak buharlaşma sıcaklığı yükseldikçe soğutma etkinlik katsayısı yükselmektedir.



Şekil 4.16 Scroll kompresörde soğutma etkinlik katsayısının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Soğutma etkinlik katsayısının basınç oranına bağlı değişimi Şekil 4.17' de verilmiştir. Pistonlu hermetik kompresördeki gibi, basınç oranının artması ile soğutma etkinlik katsayısı azalmaktadır.



Şekil 4.17 Scroll kompresörde soğutma etkinlik katsayısının basınç oranı ile değişimi

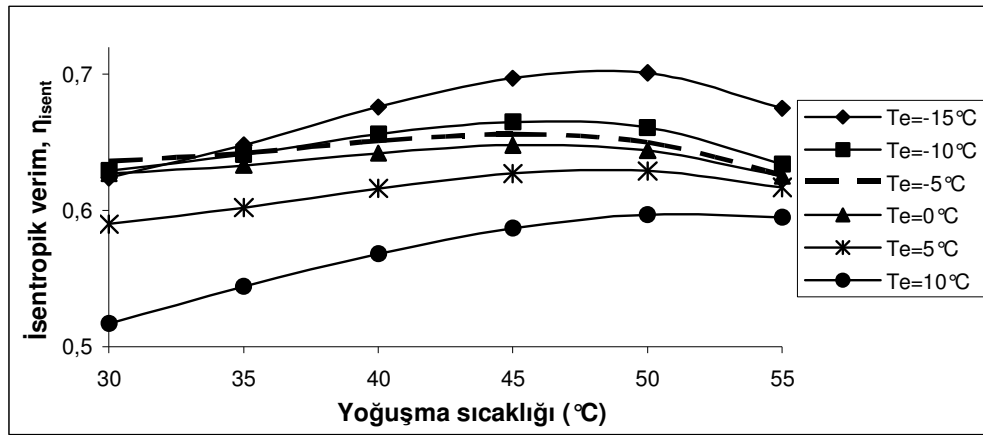
#### 4.4 Pistonlu Yarı Hermetik Kompresörün Performans Eğrilerinin İncelenmesi

Pistonlu yarı hermetik kompresörün performans grafiklerini oluşturmak için Copeland Copelametic marka 66 kW kapasiteli 4RJ1-3000-ESL model kompresör seçilmiştir. Kompresörün elektriksel ve mekanik verileri tablo 4.6' da ve performans değerleri tablo 4.7'de verilmiştir.

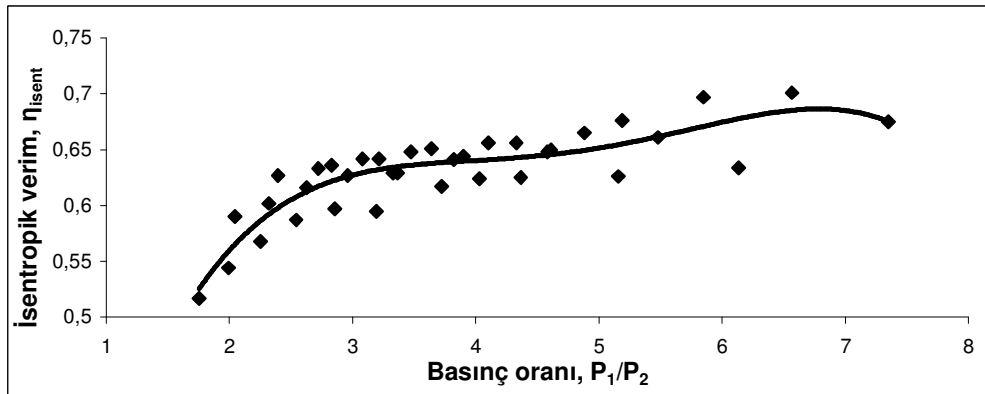
Tablo 4.6 Pistonlu yarı hermetik kompresörün mekanik ve elektriksel verileri

Copelametic Pistonlu Hermetik Kompresör			
Model	Piston Sayısı	Silindir Boyu	Silindir Çapı
4RJ1-3000-ESL	4	5,55cm	7,46 cm
Voltaj	Faz	Frekans	Devir
200/220v	3	50 Hz	2950 dev/dk
Geometrik Deplasman			
84,588 m <sup>3</sup> /h			

İsentropik verim-yoğuşma sıcaklığı grafiğinden (Şekil4.18), bundan önceki iki tip kompresörde olduğu gibi, sabit bir buharlaşma sıcaklığı boyunca isentropik verimin belirli bir tepe noktasından sonra inişe geçtiği görülür. Genel bir ifade olarak, düşük buharlaşma sıcaklıkları için yarı hermetik kompresörlerin daha uygun olduğu ve isentropik verimin yüksek basınç oranlarında yaklaşık sabit kaldığı belirtilebilir (Şekil 4.19).



Şekil 4.18 Pistonlu yarı hermetik kompresörün isentropik verim- yoğuşma sıcaklığı değişimi



Şekil 4.19 Pistonlu yarı hermetik kompresörde isentropik verimin basınç oranına bağlı değişimi

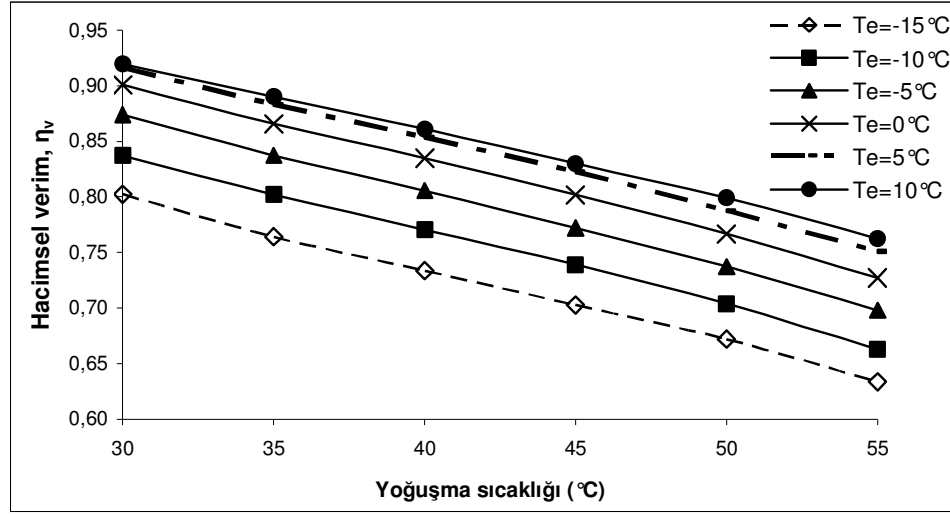


Tablo 4.7 Copelametic 4rj1-3000-esl model y. hermetik kompresörün performans değerleri

R-22		Yoğuşma Sıcaklığı °C					
Buharlaşma Sıcaklığı °C		30	35	40	45	50	55
-15	Q <sub>e</sub> (kW)	39	35,5	33	30,5	27,9	25,2
	W (kW)	13,6	13,7	13,7	13,8	14,1	14,7
	COP	2,87	2,59	2,41	2,21	1,98	1,12
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*67,88	*64,63	*62,04	*59,44	*56,84	*53,59
	$\eta_{isent}$	*0,624	*0,648	*0,676	*0,697	*0,701	*0,675
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*4,03	*4,58	*5,19	*5,85	*6,57	*7,35
	$\eta_v$	*0,80	*0,76	*0,73	*0,70	*0,67	*0,63
-10	Q <sub>e</sub> (kW)	49	45	41,5	38,5	35	31,5
	W (kW)	14,5	15,2	15,6	16,1	16,7	17,6
	COP	3,38	2,96	2,66	2,39	2,10	1,79
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*70,8	*67,85	*65,17	*62,5	*59,54	*56,05
	$\eta_{isent}$	*0,629	*0,641	*0,656	*0,665	*0,661	*0,634
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*3,36	*3,82	*4,33	*4,88	*5,48	*6,14
	$\eta_v$	*0,84	*0,80	*0,77	*0,74	*0,70	*0,66
-5	Q <sub>e</sub> (kW)	61	56,5	52	48	44	40
	W (kW)	15	16,2	17,1	17,9	18,7	19,9
	COP	4,07	3,49	3,04	2,68	2,35	2,01
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*73,94	*70,82	*68,15	*65,3	*62,36	59,02
	$\eta_{isent}$	*0,636	*0,642	*0,651	*0,656	*0,65	0,626
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,83	*3,22	*3,64	*4,10	*4,61	5,16
	$\eta_v$	*0,87	*0,84	*0,81	*0,77	*0,74	0,70
0	Q <sub>e</sub> (kW)	74,5	69,5	64,5	59,5	54,5	49,5
	W (kW)	15,4	17	18,2	19,3	20,4	21,8
	COP	4,84	4,09	3,54	3,08	2,67	2,27
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*76,2	*73,22	*70,62	*67,83	*64,85	*61,5
	$\eta_{isent}$	*0,627	*0,633	*0,642	*0,648	*0,644	*0,625
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,39	*2,72	*3,08	*3,47	*3,90	*4,37
	$\eta_v$	*0,90	*0,87	*0,83	*0,80	*0,77	*0,73
5	Q <sub>e</sub> (kW)	90	83,5	77,5	72	66	60
	W (kW)	15,8	17,8	19,3	20,7	22	23,5
	COP	5,70	4,69	4,02	3,48	3,00	2,55
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*77,52	*74,72	*72,22	*69,6	*66,62	*63,5
	$\eta_{isent}$	*0,59	*0,602	*0,616	*0,627	*0,629	*0,617
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,04	*2,32	*2,63	*2,96	*3,33	*3,72
	$\eta_v$	*0,92	*0,88	*0,85	*0,82	*0,79	*0,75
10	Q <sub>e</sub> (kW)	106,5	99	92,5	85,5	79	72
	W (kW)	16,4	18,7	20,5	22,1	23,6	25,2
	COP	6,49	5,29	4,51	3,87	3,35	2,86
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*77,79	*75,3	*72,83	*70,2	*67,6	*64,5
	$\eta_{isent}$	*0,517	*0,544	*0,568	*0,587	*0,597	*0,595
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*1,75	*1,99	*2,25	*2,54	*2,85	*3,19
	$\eta_v$	*0,92	*0,89	*0,86	*0,83	*0,80	*0,76
Nominal soğutma kapasitesi= 66 kW				Kompresör emiş gaz sıcaklığı= 18,3 °C			
Nominal kompresör gücü= 24 kW				Aşırı soğutma= 0 °C			

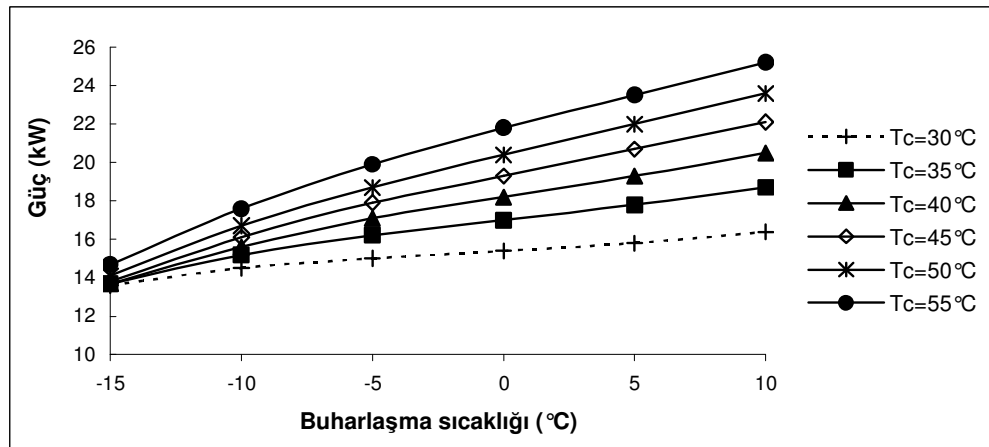
Not: \* işaretli değerler, katalogta verilen değerlerden hareketle hesaplanmıştır.

Şekil 4.20’ de, hacimsel verim, tıpkı pistonlu hermetik kompresörde olduğu gibi, yoğuşma sıcaklığı arttıkça azalır. Buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ile basınç oranı azaldığı için daha yüksek hacimsel verim elde edilir.



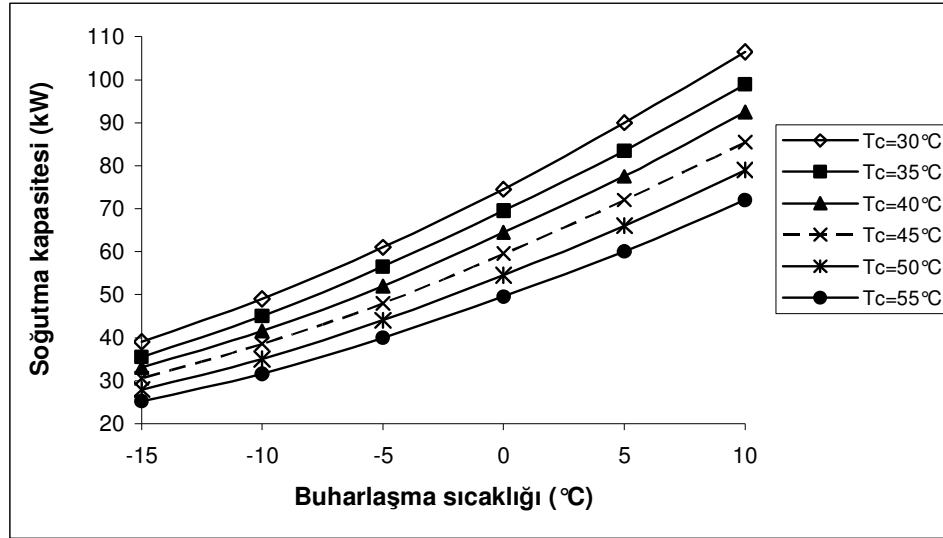
Şekil 4.20 Yarı hermetik kompresörün hacimsel veriminin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi

Güç-yoğuşma sıcaklığı grafiği, hermetik pistonlu kompresörün aynı grafiği ile benzer özellik gösterir (Şekil 4.21). Kompresörün harcadığı güç, buharlaşma sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Yoğuşma sıcaklığının yükselmesi de kompresörün harcadığı gücü arttıran diğer bir etkidir.



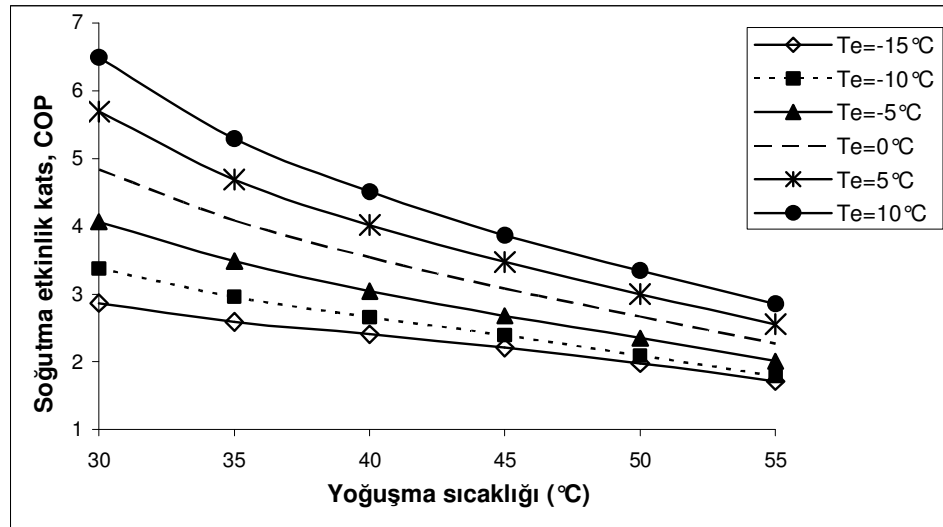
Şekil 4.21 Yarı hermetik kompresör gücünün buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi

Soğutma kapasitesi, pistonlu hermetik ve scroll kompresörlerdeki gibi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları birbirine yaklaştıkça artış gösterir (Şekil 4.22).



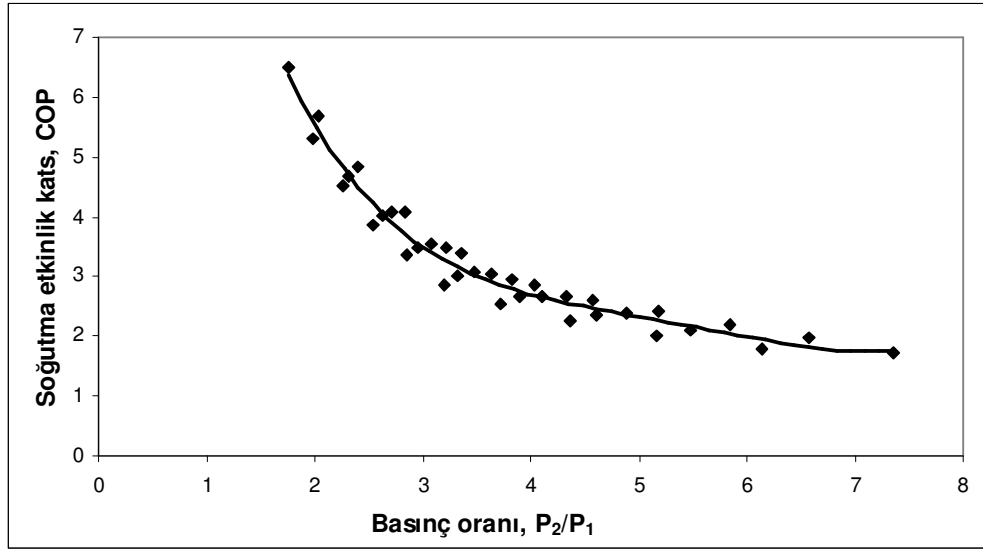
Şekil 4.22 Soğutma kapasitesinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.23' de soğutma etkinlik katsayısının artan yoğuşma sıcaklığıyla ters orantılı olarak azaldığı görülebilir. Ayrıca buharlaşma sıcaklıkları yükseldikçe soğutma etkinlik katsayısı eğrileri daha yüksek değerlere ulaşır.



Şekil 4.23 Pistonlu yarı hermetik kompresörde soğutma etkinlik katsayısının yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi

Soğutma etkinlik katsayısı-basınç oranı grafiği, pistonlu hermetik ve scroll kompresörlerin grafikleri ile aynı eğilimi göstermektedir. Bu grafikte de basınç oranlarının artması soğutma etkinlik katsayısını düşürmektedir (Şekil 4.24).



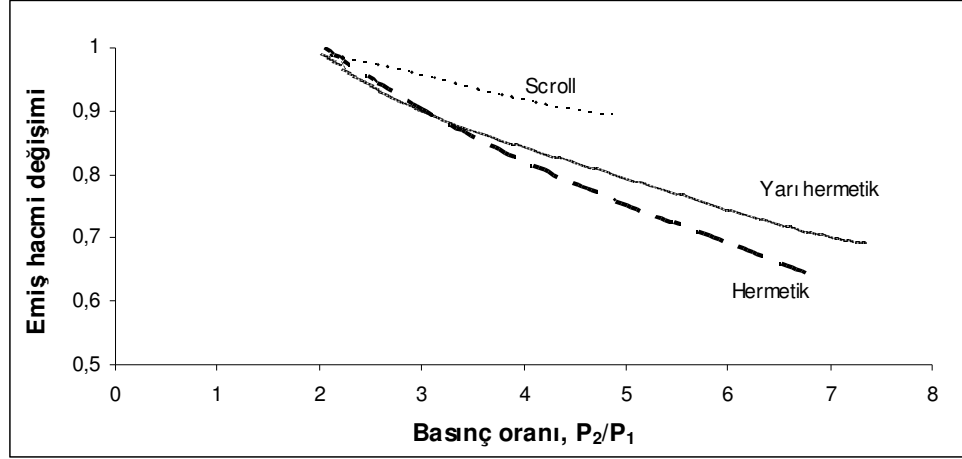
Şekil 4.24 Pistonlu yarı hermetik kompresörde soğutma etkinlik katsayısının basınç oranına bağlı değişimi

#### 4.5 Scroll, Hermetik ve Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörlerin Performanslarının Bir Arada Değerlendirilmesi

Daha önceki kısımlarda ayrı ayrı gösterilen performans eğrilerinden bazıları burada bir arada verilmiştir. Şimdiye kadar incelenen scroll, hermetik ve yarı hermetik pistonlu kompresörlerin performans değişimi bir arada gösterilerek aralarındaki farklılıklara vurgu yapılmıştır.

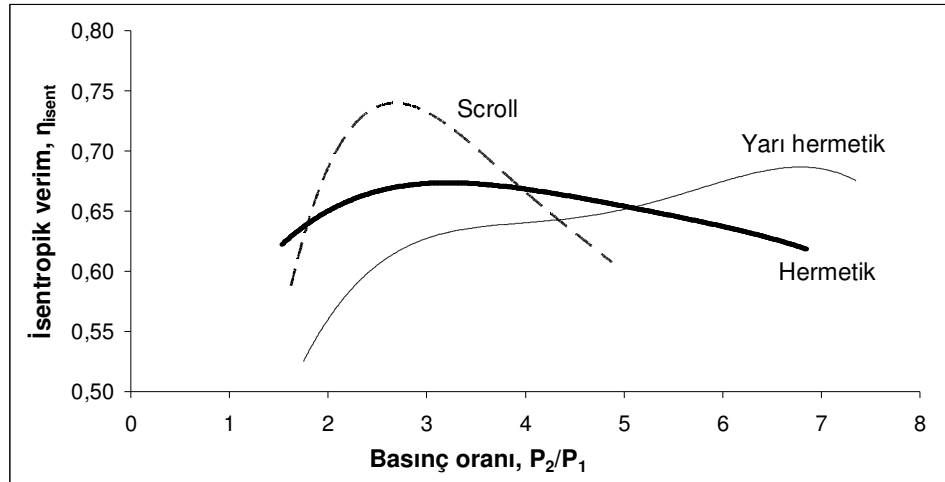
Emiş hacminin basınç oranı ile değişimi daha önceki kısımlarda ele alınmıştı. Şekil 4.25; scroll, hermetik ve yarı hermetik kompresörlerin artan basınç oranları ile oransal olarak emiş hacimdeki değişimi vermektedir. Scroll kompresörün, kendi basınç oranı aralığında diğer iki tip kompresörden çok daha az emiş hacmi kaybına uğradığı görülür. Basınç oranı yükseldikçe hermetik kompresör daha fazla emiş

hacmi değişimine maruz kaldığından hermetik - yarı hermetik farkı belirgin hale gelir.



Şekil 4.25 Basınç oranına bağlı olarak farklı tip kompresörlerin emiş hacmindeki değişim

Scroll kompresörler, basınç oranının 2 ile 4 aralığında olduğu durumlarda daha yüksek isentropik verime çıkmaktadır (Şekil 4.26). Buna karşın, basınç oranının artması ile scroll kompresörün verimi düşmekte, basınç oranının beş ve üzerinde olduğu durumlarda, yarı hermetik kompresörler en verimli olmaktadır. Bu nedenle scroll kompresörler düşük buharlaşma sıcaklıklarında tercih edilmemektedir.

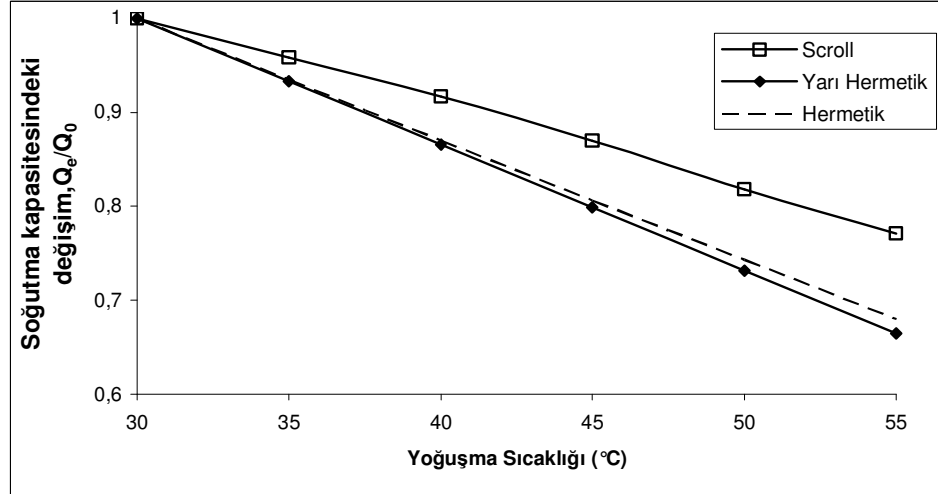


Şekil 4.26 Farklı tip kompresörlerin isentropik verim- basınç oranı değişimlerinin bir arada gösterimi

0°C sabit yoğuşma sıcaklığında, artan yoğuşma sıcaklıkları ile soğutma kapasitesindeki değişim şekil 4.27' de verilmiştir. Burada  $T_e=0^\circ\text{C} - T_c=30^\circ\text{C}$  çalışma şartı nominal değer olarak alınmış ve diğer çalışma durumlarına karşılık gelen soğutma kapasiteleri bu değere oranlanmıştır.

$$\frac{Q_e}{Q_0} = \frac{T_c = 0^\circ\text{C}' \text{ de herhangi bir yoğuşma sıcaklığındaki soğutma kapasitesi}}{T_c = 0^\circ\text{C} - T_c = 30^\circ\text{C} \text{ şartlarındaki soğutma kapasitesi}}$$

Scroll kompresör, pistonlu kompresöre göre artan yoğuşma sıcaklıklarında daha az soğutma kapasitesi değişimine uğramaktadır. Bu durum scroll kompresörün artan çıkış basıncı ile kütleli debi değişiminin pistonlu tiplere göre daha sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Grafikte verilen çalışma aralığında emiş hacmi kaybı hermetik kompresörde %17,7 iken, yarı hermetik kompresörde %19,3 olmaktadır. Bu da yarı hermetik kompresörün daha fazla kapasite kaybına uğramasına neden olmaktadır.



Şekil 4.27 0°C sabit buharlaşma sıcaklığında farklı tip kompresörlerin soğutma kapasitesindeki değişim

## **BÖLÜM BEŞ**

### **FARKLI MARKA KOMPRESÖRLERİN SOĞUTMA PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRILMASI**

Bu bölümde çeşitli marka ve tipteki kompresörlerin soğutma performansları araştırılmış ve birbiri ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla değişik marka kompresörlerin soğutma etkinlik katsayılarının ve isentropik verimlerinin yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları ve soğutma kapasitesi ile değişimi incelenmiştir.

Soğutma etkinlik katsayısının ve isentropik verimin soğutma yükü ile değişiminin değerlendirilmesi için üç farklı çalışma şartı seçilmiştir. Ancak, aynı çalışma şartlarında firmaların uyguladıkları kızdırma ve aşırı soğutma değerleri ortak olmadığından karşılaştırma yapmak zorlaşmıştır.

#### **5.1 Pistonlu Hermetik Kompresörlerde Soğutma Etkinlik Katsayısının ve İsentropik Veriminin Soğutma Kapasitesi ile Değişimi**

Farklı marka ve kapasitedeki pistonlu hermetik kompresörler için seçilen çalışma şartları ve bu şartlarda sağlanan soğutma etkinlik katsayıları tablo 5.1' de verilmiştir.

Bu çalışma şartları:

- 1)  $T_e = 7,2^\circ\text{C}$  -  $T_c = 54,4^\circ\text{C}$  ( R-22 akışkanı için nominal değerlerin belirlendiği çalışma şartı)
- 2)  $T_e = -10^\circ\text{C}$  -  $T_c = 45^\circ\text{C}$
- 3)  $T_e = 10^\circ\text{C}$  -  $T_c = 30^\circ\text{C}$

Firmaların uyguladığı farklı kızdırma ve aşırı soğutma değerleri tablo 5.1' den görülebilir. C markası için 3. çalışma koşulundaki performans değerleri üretici firma tarafından kataloglarda verilememiştir.

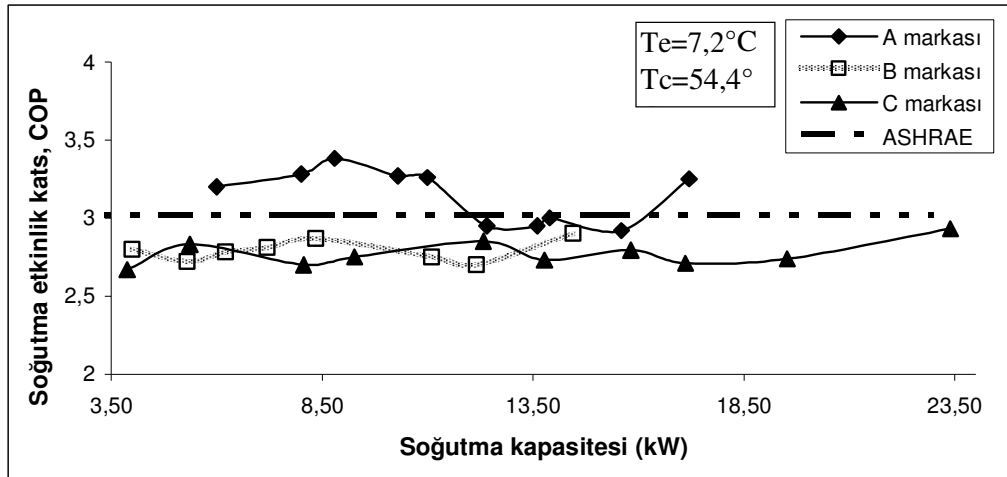
ASHRAE (2000) tipik performans değerlerini verirken 4 - 19 kW arası pistonlu hermetik kompresörler için soğutma etkinlik katsayısını,  $T_e = 7,2^\circ\text{C}$ - $T_c = 54,4^\circ\text{C}$  (RG=18,3°C, SC= 0°C) çalışma şartında 3,02 olarak belirtmiştir.

Tablo 5.1 Pistonlu hermetik kompresörlerde soğutma etkinlik katsayısının kapasite ile değişimi

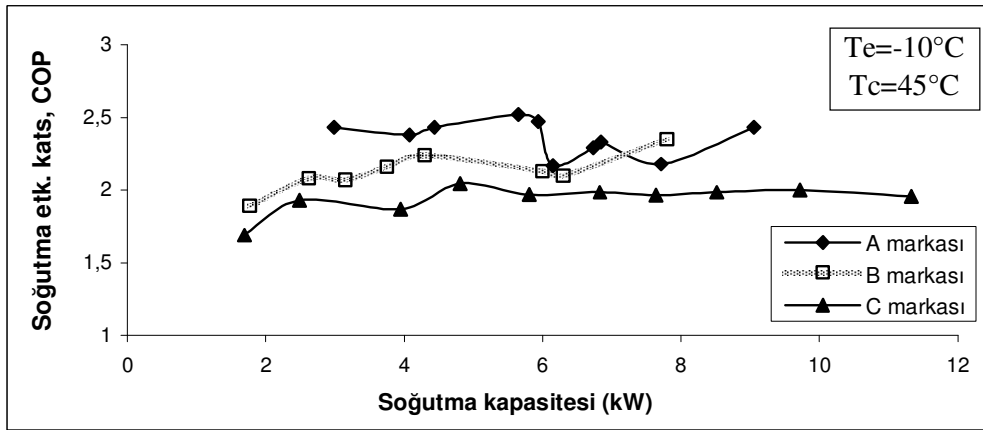
PİSTONLU HERMETİK KOMPRESÖRLER						
A markası: Bristol						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ RG=18,3°C, LT=46,1°C		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ SH=11,1K, SC=8,3°C		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ SH=11,1°C, SC=8,3°C	
	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP
H20J253DBL	6	3,2	3,0	2,43	9,9	7,88
H20J323DBL	8	3,28	4,1	2,38	12,5	8,34
H20J353DBL	8,8	3,38	4,4	2,43	13,9	8,51
H20J423DBD	10,3	3,27	5,7	2,52	16,3	8,04
H20J443DBD	11	3,26	5,9	2,47	18,7	8,62
H23A503DBE	12,4	2,95	6,1	2,17	19,7	6,6
H23A543DBL	13,6	2,95	6,7	2,29	21,9	7,21
H23A563DBL	13,9	3	6,8	2,33	21,8	7,88
H23A543ABC	15,6	2,92	7,7	2,18	25,1	6,84
H29A683DBL	17,2	3,25	9,1	2,43	26,4	7,93
B markası: Copeland						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ RG=18,3°C, LT=54,4°C		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ RG=18,3°C, SC=0°C		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=18,3°C, SC=0°C	
	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP
CR18KQ-TF5	4	2,8	1,77	1,89	7,1	6,76
CR24KQ-TF5	5,3	2,72	2,63	2,08	8,9	6,38
CR28KQ-TF5	6,2	2,78	3,15	2,07	10,1	6,33
CR32KQ-TF5	7,2	2,81	3,75	2,16	11,4	5,9
CR37KQ-TF5	8,35	2,87	4,30	2,24	13,45	6,2
CR47KQ-TF5	11,1	2,75	6,00	2,13	17,4	6,12
CR53KQ-TF5	12,15	2,7	6,30	2,1	19,6	6,11
CRN5-0500-TF5	14,45	2,9	7,80	2,35	22,5	6,83
C markası: Maneurop						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1°C, SC=8,3°C		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ SH=10°C, SC=0°C		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$	
	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP	Qe (kW)	COP
MT018-4	3,88	2,67	1,69	1,69		
MT022-4	5,36	2,83	2,49	1,93		
MT032-4	8,06	2,70	3,95	1,87		
MT036-4	9,27	2,75	4,81	2,05		
MT050-4	12,32	2,85	5,81	1,97		
MT056-4	13,77	2,73	6,83	1,99		
MT064-4	15,82	2,80	7,64	1,96		
MT072-4	17,12	2,71	8,52	1,99		
MT080-4	19,53	2,74	9,72	2,00		
MT100-4	23,40	2,93	11,33	1,96		

RG: Kompresör giriş gazı sıcaklığı LT: Yoğuşurucu çıkış sıcaklığı SH: Kızdırma derecesi SC: Aşırı soğutma

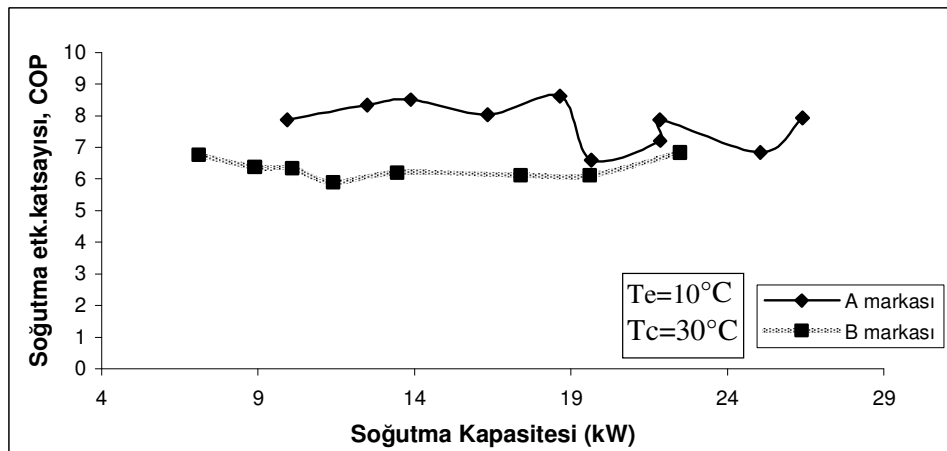




Şekil 5.1 1. çalışma şartlarında pistonlu hermetik kompresörün soğ. etk. kats. kapasite ile değişimi



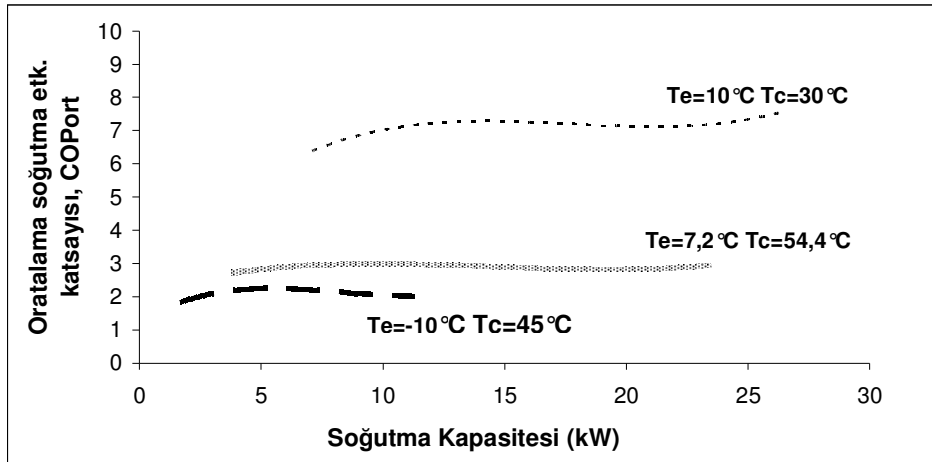
Şekil 5.2 2. çalışma şartlarında pistonlu hermetik kompresörün soğ. etk. kats. soğutma yükü ile değişimi



Şekil 5.3 3. çalışma şartları pistonlu hermetik kompresörün soğ. etk. kats. kapasite ile değişimi

Her üç marka için de soğutma etkinlik katsayısı kapasiteden bağımsız bir dalgalanma göstermektedir (Şekil 5.1, 5.2, 5.3). A markasının diğer iki markadan daha yüksek soğutma etkinlik katsayısı değerlerine ulaşması, katalog değerlerinin yüksek kızdırma ve aşırı soğutma etkisine göre hazırlanmasından kaynaklanıyor olabilir. Şekil 5.1’ de ASHRAE’ nin, pistonlu hermetik kompresörler için belirlediği tipik soğutma etkinlik katsayısı değeri grafiğe eklenmiştir. Soğutma etkinlik katsayısı kompresör markasına ve modeline bağlı olarak birinci çalışma durumu ( $T_e=7,2^{\circ}\text{C}$  -  $T_c=54,4^{\circ}\text{C}$ ) için 2,67 ile 3,38 aralığında, ikinci çalışma durumu ( $T_e=-10^{\circ}\text{C}$  -  $T_c=45^{\circ}\text{C}$ ) için 1,69 ile 2,43 aralığında ve son çalışma durumu ( $T_e=10^{\circ}\text{C}$  -  $T_c=30^{\circ}\text{C}$ ) için 5,9 ile 8,62 aralığında değişmektedir. Birinci çalışma durumunda soğutma etkinlik katsayısı için verilen tipik değer 3,04’ tüdür.

Şekil 5.4’ de üç markanın soğutma etkinlik katsayılarının ortalaması alınarak kapasiteye bağlı değişimi tüm çalışma durumları için verilmiştir.



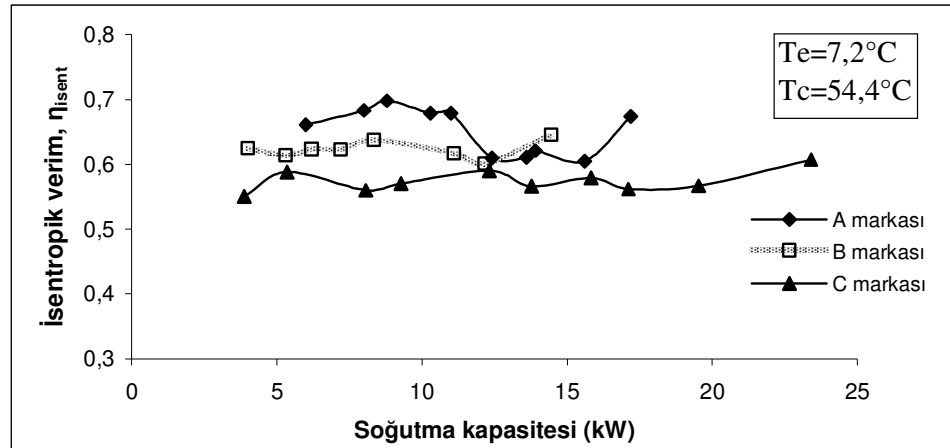
Şekil 5.4 Ortalama soğutma etkinlik katsayısı değerlerinin soğutma yükü ile değişimi

Pistonlu hermetik kompresörlerde isentropik verimin soğutma kapasitesine bağlı değişimi incelenirken, soğ. etk. kats. için faydalanılan çalışma şartları ve markalar kullanılmıştır. Tablo 5.2’ de üç markanın kapasiteye bağlı isentropik verim değişimi verilmiştir. Şekil 5.5, 5.6, 5.7’ de isentropik verimin kapasiteye bağlı değişimi grafikler halinde gösterilmektedir. Tablo ve grafiklerden görülebileceği gibi isentropik verim seçilen modelin soğutma kapasitesinden bağımsızdır.

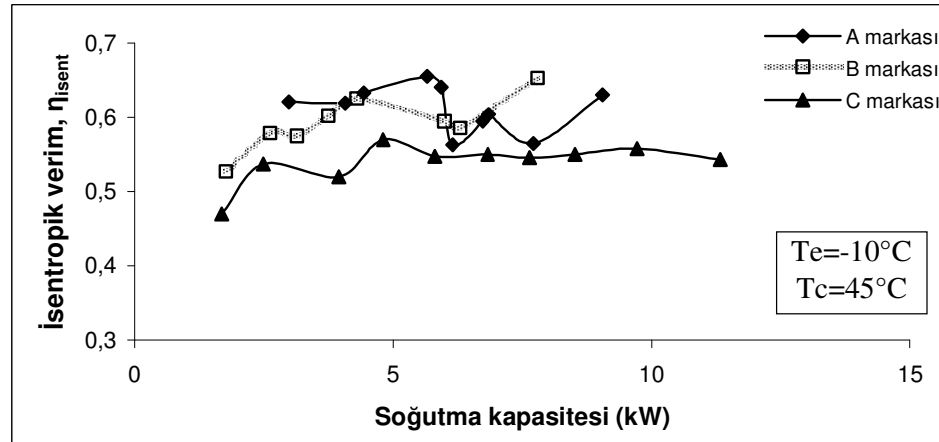
Tablo 5.2 Pistonlu hermetik kompresörlerde isentropik verimin kapasiteye bağlı değişimi

PİSTONLU HERMETİK KOMPRESÖRLER						
A markası: Bristol						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , LT=46,1 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ SH=11,1K, SC=8,3 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$	
	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$
H20J253DBL	6	0,661	3,0	0,621	9,9	0,617
H20J323DBL	8	0,683	4,1	0,619	12,5	0,633
H20J353DBL	8,8	0,698	4,4	0,633	13,9	0,62
H20J423DBD	10,3	0,679	5,7	0,655	16,3	0,642
H20J443DBD	11	0,679	5,9	0,641	18,7	0,641
H23A503DBE	12,4	0,61	6,1	0,563	19,7	0,5
H23A543DBL	13,6	0,611	6,7	0,595	21,9	0,55
H23A563DBL	13,9	0,621	6,8	0,604	21,8	0,593
H23A543ABC	15,6	0,605	7,7	0,565	25,1	0,515
H29A683DBL	17,2	0,674	9,1	0,63	26,4	0,597
B markası: Copeland						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , LT=54,4 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$
CR18KQ-TF5	4	0,625	1,77	0,527	7,1	0,538
CR24KQ-TF5	5,3	0,6135	2,63	0,579	8,9	0,508
CR28KQ-TF5	6,2	0,6235	3,15	0,575	10,1	0,505
CR32KQ-TF5	7,2	0,6229	3,75	0,602	11,4	0,471
CR37KQ-TF5	8,35	0,638	4,30	0,625	13,45	0,494
CR47KQ-TF5	11,1	0,617	6,00	0,595	17,4	0,488
CR53KQ-TF5	12,15	0,601	6,30	0,586	19,6	0,487
CRN5-0500-TF5	14,45	0,645	7,80	0,653	22,5	0,544
C markası: Maneurop						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=-10^\circ\text{C}$ $T_c=45^\circ\text{C}$ SH=10K $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ SH=10K $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$	Qe (kW)	$\eta_{isent}$
MT018-4	3,88	0,550	1,69	0,470		
MT022-4	5,36	0,588	2,49	0,537		
MT032-4	8,06	0,560	3,95	0,520		
MT036-4	9,27	0,570	4,81	0,570		
MT050-4	12,32	0,590	5,81	0,548		
MT056-4	13,77	0,566	6,83	0,550		
MT064-4	15,82	0,579	7,64	0,546		
MT072-4	17,12	0,562	8,52	0,550		
MT080-4	19,53	0,567	9,72	0,558		
MT100-4	23,40	0,607	11,33	0,543		

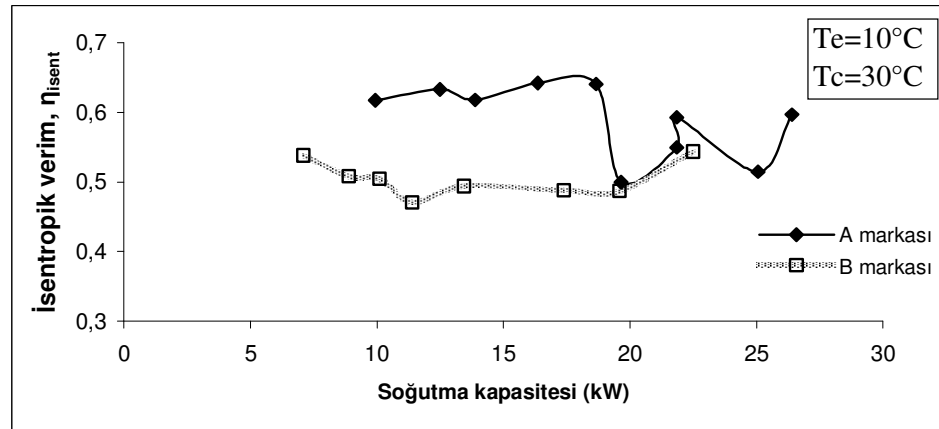
RG: Kompresör giriş gazı sıcaklığı LT: Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı SH: Kızdırma derecesi SC: Aşırı soğutma



Şekil 5.5 1. çalışma şartlarında pistonlu hermetik kompresörün isentropik verim kapasite değişimi



Şekil 5.6 2. çalışma şartlarında pistonlu hermetik kompresörün isentropik verim kapasite değişimi



Şekil 5.7 3. çalışma şartlarında pistonlu hermetik kompresörün isentropik verim kapasite değişimi

İsentropik verim kompresör modeline bağlı olarak 1. çalışma şartı ( $T_e = 7,2^\circ\text{C} - T_c = 54,4^\circ\text{C}$ ) için 0,55 ile 0,698, ikinci çalışma şartı ( $T_e = -10^\circ\text{C} - T_c = 45^\circ\text{C}$ ) için 0,47 ile 0,655 ve son çalışma durumu ( $T_e = 10^\circ\text{C} - T_c = 30^\circ\text{C}$ ) için 0,471 ile 0,642 aralığında değişmektedir.

## 5.2 Scroll Kompresörlerde Soğutma Etkinlik Katsayısının ve İsentropik Veriminin Soğutma Kapasitesi ile Değişimi

Scroll kompresörlerin soğutma etkinlik katsayısının, soğutma yükü ile değişiminin değerlendirilmesi için üç farklı çalışma şartı belirlenmiştir.

Bu çalışma şartları:

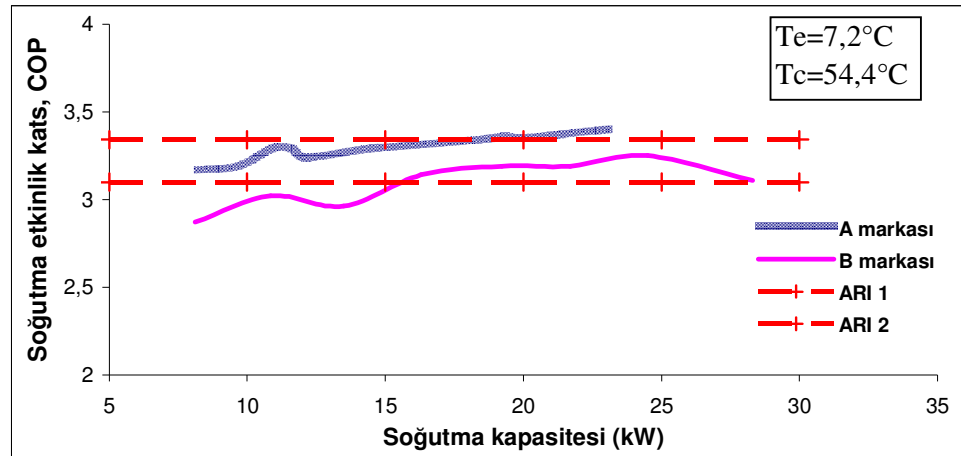
- 1)  $T_e = 7,2^\circ\text{C} - T_c = 54,4^\circ\text{C}$
- 2)  $T_e = 0^\circ\text{C} - T_c = 40^\circ\text{C}$
- 3)  $T_e = 10^\circ\text{C} - T_c = 30^\circ\text{C}$

Tablo 5.3' de farklı marka ve kapasite kompresörlerin ele alınan çalışma şartlarında sağladığı soğutma etkinlik katsayıları verilmiştir. Bu tabloda D markası için 1. çalışma durumunda performans değerlerine kataloglarda ulaşılamadığı için gösterilmemiştir. Söz konusu markalar arasında aşırı soğutma ve kızdırma değerlerinde birliktelik söz konusu değildir. Bu yüzden tıpkı hermetik kompresörlerde olduğu gibi kompresörler arasında tam bir karşılaştırma yapmak zorlaşmıştır.

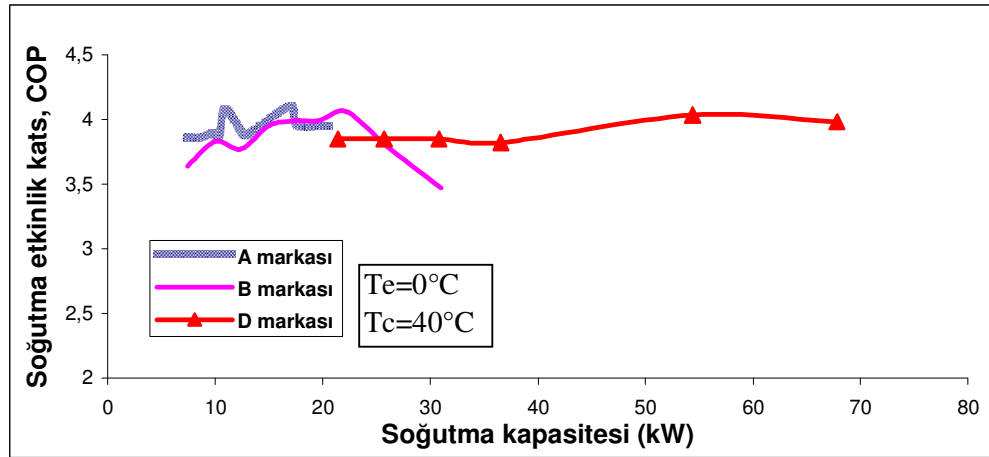
Scroll kompresörlerde, hermetik pistonlu kompresörlerde olduğu gibi soğutma etkinlik katsayısı seçilen kompresörün kapasiteden bağımsız değişim sergilemektedir (Şekil 5.8, 5.9, 5.10). Scroll kompresörlerin ARI' ye göre nominal performansın belirlendiği  $T_e = 7,2^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 54,4^\circ\text{C}$  ( $RG = 18,3^\circ\text{C}$ ,  $SC = 8,3^\circ\text{C}$ ) çalışma şartındaki soğutma etkinlik katsayısı 3,10 ile 3,34 aralığında değişmektedir. Bu soğutma etkinlik katsayısı aralığı Şekil 5.8' de gösterilmiştir. A markasının tüm modelleri bu aralıkta seyrederken, B markasının bazı modelleri bu aralığın dışında kalmıştır. Bu durumun nedeni B markasının etkinlik katsayısının aşırı soğutmanın yapılmadığı çalışma şartında ( $SH = 11,1^\circ\text{C}$ ,  $SC = 0^\circ\text{C}$ ) verilmiş olmasından kaynaklanabilir.

Tablo 5.3 Scroll kompresörlerde soğutma etkinlik katsayısı soğutma yükü değişimi

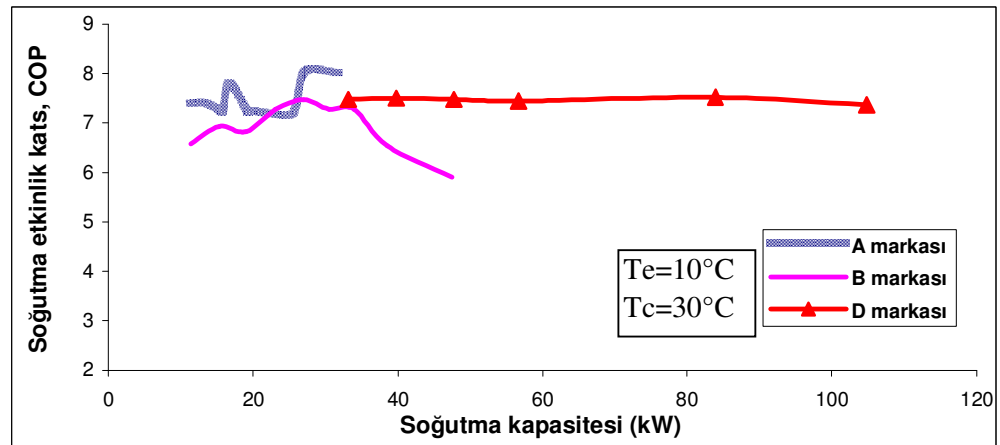
SCROLLKOMPRESÖR						
A markası: Bristol						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$	
	Qe	COP	Qe	COP	Qe	COP
H20C343DBE	8,20	3,17	7,34	3,86	11,25	7,4
H20C403DBE	9,70	3,19	8,64	3,86	13,24	7,41
H20R453DBE	10,90	3,29	9,72	3,89	14,88	7,31
H20R483DBE	11,60	3,29	10,37	3,88	15,82	7,25
H21C423DBE	12,10	3,24	10,90	4,08	16,68	7,81
H20R583DBE	14,00	3,28	12,53	3,89	19,19	7,25
H20R603DBE	14,50	3,29	12,96	3,88	19,85	7,25
H20R753DBE	18,40	3,34	16,35	4,08	24,88	7,16
H20R783DBE	19,30	3,36	17,17	4,1	25,94	7,36
H20R813DBL	20,00	3,35	17,69	3,95	27,21	8,05
H20R943DBE	23,10	3,4	20,57	3,95	31,85	8,02
B markası: Copeland						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Qe	COP	Qe	COP	Qe	COP
ZB21KA-TF5	8,1	2,87	7,45	3,64	11,4	6,58
ZB29KQ-TF5	10,85	3,02	9,97	3,83	15,3	6,93
ZB38KA-TF5	13,5	2,96	12,4	3,77	19	6,82
ZB45KC-TF5	16,3	3,14	14,95	3,95	23,1	7,27
ZB50KC-TF5	19,2	3,19	17,4	3,99	26,9	7,47
ZB58KC-TF5	21,7	3,19	19,6	3,99	30,5	7,28
ZB66KC-TF5	24,5	3,25	22,2	4,06	34	7,28
ZB76KC-TF5	28,3	3,11	25,8	3,8	38,5	6,54
ZB92KC-TWC	34	2,84	31	3,47	47,5	5,9
D markası: Bitzer						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ RG=20 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=20 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Qe	COP	Qe	COP	Qe	COP
ESH725(B)			21,4	3,85	33,15	7,48
ESH730(B)			25,7	3,85	39,8	7,5
ESH736(B)			30,8	3,85	47,75	7,48
ESH743(B)			36,55	3,82	56,7	7,44
ESH961(B)			54,4	4,035	83,9	7,52
ESH976(B)			67,8	3,98	104,8	7,37
RG: Kompresör giriş gazı sıcaklığı SH: Kızdırma derecesi SC: Aşırı soğutma						



Şekil 5.8 1. çalışma durumunda scroll kompresörün soğ. etk. kats.-soğutma yükü değişimi



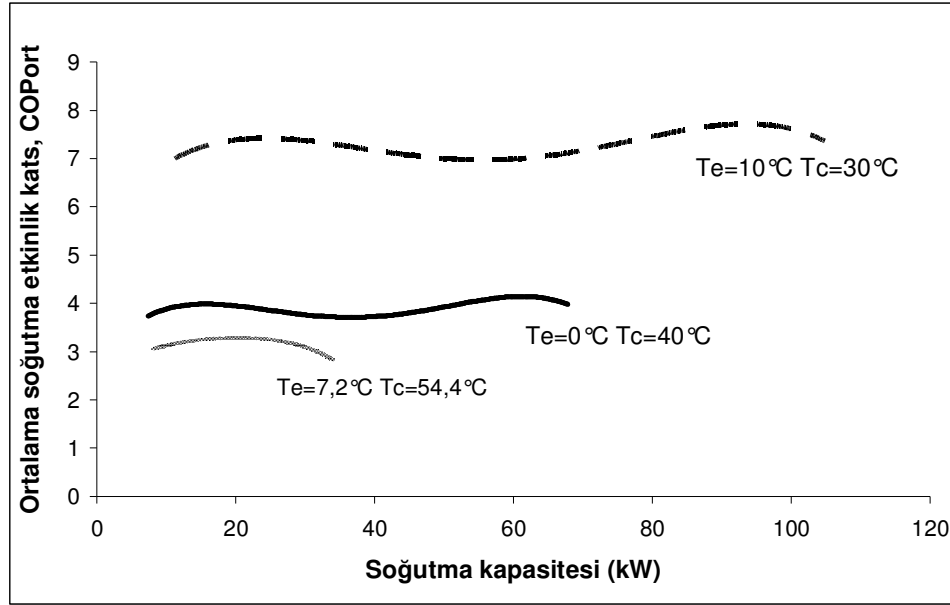
Şekil 5.9 2. çalışma durumunda scroll kompresörün soğ. etk. kats.-soğutma yükü değişimi



Şekil 5.10 3. çalışma durumunda scroll kompresörün soğ. etk. kats.-soğutma yükü değişimi

Etkinlik katsayısı kompresör marka ve modeline bağlı olarak 1. çalışma şartı ( $T_e=7,2^\circ\text{C}$ ,  $T_c=54,4^\circ\text{C}$ ) için 2,84 ile 3,4 aralığında, 2. çalışma şartı ( $T_e=0^\circ\text{C}$ ,  $T_c=40^\circ\text{C}$ ) için 3,47 ile 4,1 aralığında, 3. çalışma şartı ( $T_e=10^\circ\text{C}$ ,  $T_c=30^\circ\text{C}$ ) için 5,9 ile 8,05 aralığında değişmektedir.

Şekil 5.11' de seçilen çalışma şartlarında markaların etkinlik katsayılarının ortalamaları alınarak kapasite ile değişimi verilmiştir



Şekil 5.11 Ortalama soğutma etkinlik katsayısı değerlerinin soğutma yükü ile değişimi

Scroll kompresörlerde isentropik verimin kapasiteye bağlı değişimi araştırılırken soğ. etk. kats. için faydalanılan marka, model ve çalışma şartları kullanılmıştır. Tablo 5.4' te isentropik verimin farklı marklar için kapasite ile değişimi verilmiştir.

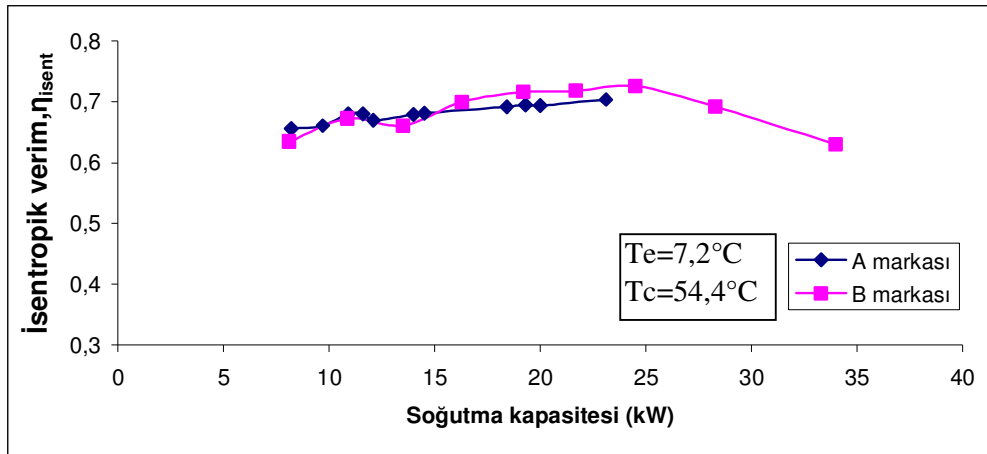
Tıpkı hermetik pistonlu kompresörlerde olduğu gibi, isentropik verim seçilen kompresörün soğutma kapasitesinden bağımsızdır. (Şekil 5.12, 5.13, 5.14). Marka ve modele bağlı olarak isentropik verim 1. çalışma şartı ( $T_e=7,2^\circ\text{C}$ ,  $T_c=54,4^\circ\text{C}$ ) için 0,63 ile 0,726 aralığında, 2. çalışma şartı ( $T_e=0^\circ\text{C}$ ,  $T_c=40^\circ\text{C}$ ) için 0,632 ile 0,739 aralığında, 3. çalışma şartı ( $T_e=10^\circ\text{C}$ ,  $T_c=30^\circ\text{C}$ ) için 0,448 ile 0,604 aralığında değişmektedir.



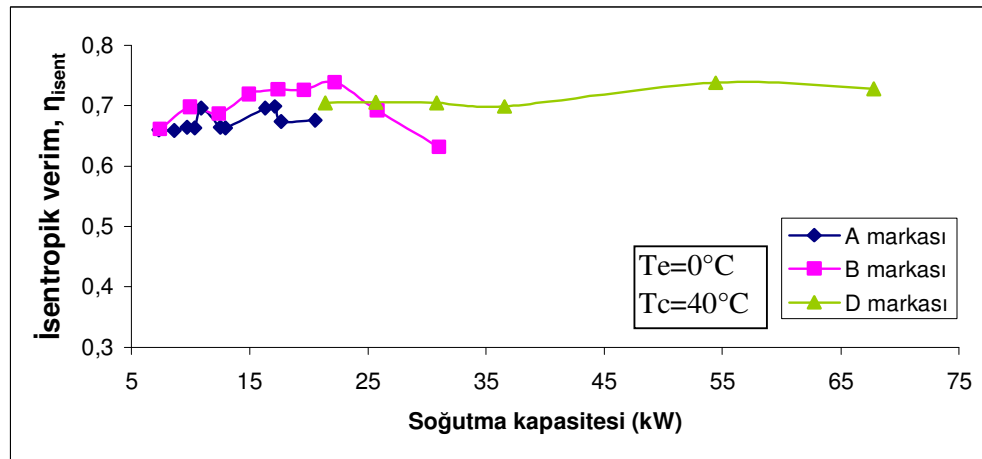
Tablo 5.4 Scroll kompresörlerde isentropik verimin kapasite değişimi

SCROLLKOMPRESÖR						
A markası: Bristol						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=8,3 $^\circ\text{C}$	
	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$
H20C343DBE	8,20	0,656	7,34	0,66	11,25	0,557
H20C403DBE	9,70	0,661	8,64	0,659	13,24	0,558
H20R453DBE	10,90	0,68	9,72	0,664	14,88	0,448
H20R483DBE	11,60	0,68	10,37	0,663	15,82	0,546
H21C423DBE	12,10	0,67	10,90	0,696	16,68	0,588
H20R583DBE	14,00	0,679	12,53	0,664	19,19	0,545
H20R603DBE	14,50	0,681	12,96	0,663	19,85	0,545
H20R753DBE	18,40	0,692	16,35	0,696	24,88	0,539
H20R783DBE	19,30	0,695	17,17	0,699	25,94	0,554
H20R813DBL	20,00	0,694	17,69	0,674	27,21	0,606
H20R943DBE	23,10	0,704	20,57	0,676	31,85	0,604
B markası: Copeland						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$ SH=11,1 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=18,3 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$
ZB21KA-TF5	8,1	0,635	7,45	0,661	11,4	0,524
ZB29KQ-TF5	10,85	0,673	9,97	0,698	15,3	0,553
ZB38KA-TF5	13,5	0,661	12,4	0,687	19	0,544
ZB45KC-TF5	16,3	0,7	14,95	0,719	23,1	0,579
ZB50KC-TF5	19,2	0,716	17,4	0,727	26,9	0,595
ZB58KC-TF5	21,7	0,718	19,6	0,726	30,5	0,58
ZB66KC-TF5	24,5	0,726	22,2	0,739	34	0,58
ZB76KC-TF5	28,3	0,692	25,8	0,692	38,5	0,521
ZB92KC-TWC	34	0,63	31	0,632	47,5	0,47
D markası: Bitzer						
Kompresör Modeli	1) $T_e=7,2^\circ\text{C}$ $T_c=54,4^\circ\text{C}$		2) $T_e=0^\circ\text{C}$ , $T_c=40^\circ\text{C}$ RG=20 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$		3) $T_e=10^\circ\text{C}$ $T_c=30^\circ\text{C}$ RG=20 $^\circ\text{C}$ , SC=0 $^\circ\text{C}$	
	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$	Q <sub>e</sub> (kW)	$\eta_{\text{isent}}$
ESH725(B)			21,4	0,705	33,15	0,599
ESH730(B)			25,7	0,706	39,8	0,6
ESH736(B)			30,8	0,705	47,75	0,599
ESH743(B)			36,55	0,699	56,7	0,596
ESH961(B)			54,4	0,738	83,9	0,603
ESH976(B)			67,8	0,728	104,8	0,59

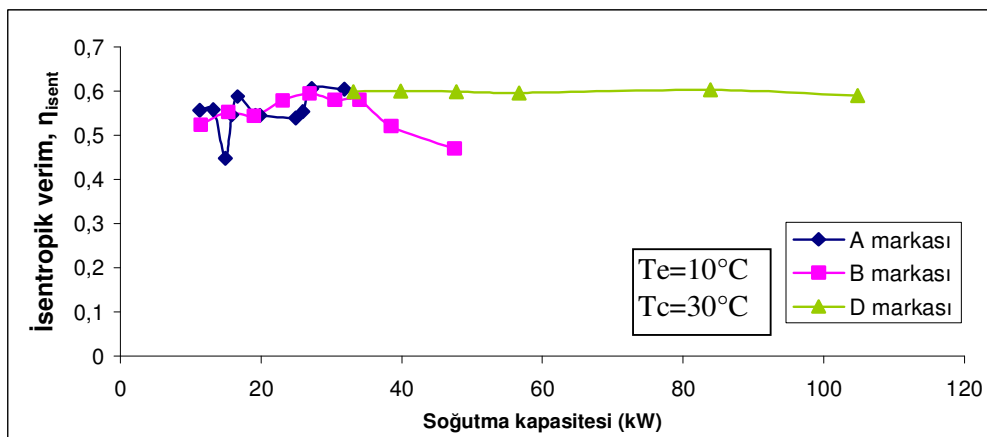
RG: Kompresör giriş gazı sıcaklığı SH: Kızdırma derecesi SC: Aşırı soğutma



Şekil 5.12 1. çalışma durumunda scroll kompresörün isentropik verim - soğutma yükü değişimi



Şekil 5.13 2. çalışma durumunda scroll kompresörün isentropik verim - soğutma yükü değişimi



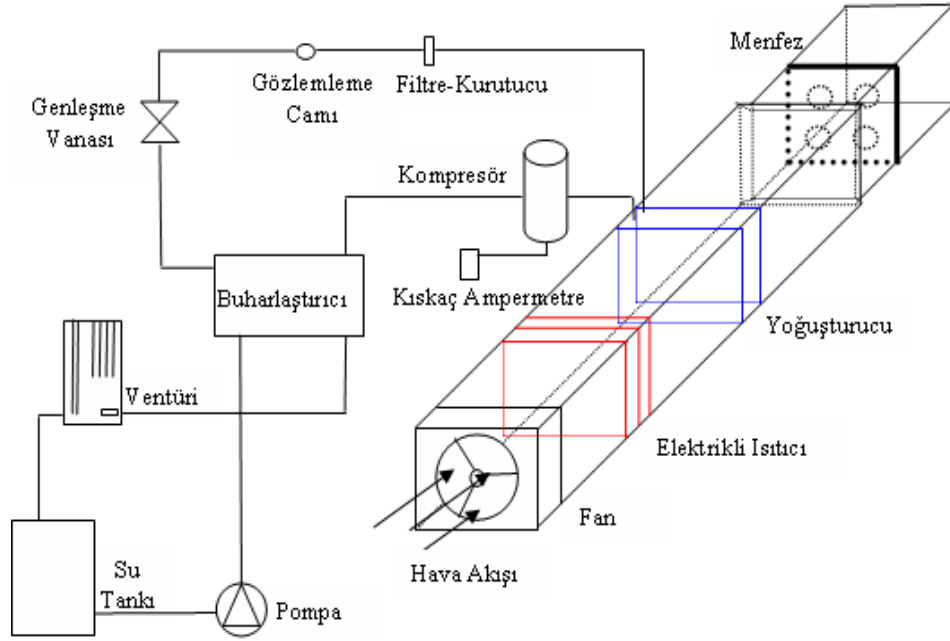
Şekil 5.14 3. çalışma durumunda scroll kompresörün isentropik verim - soğutma yükü değişimi

## BÖLÜM ALTI

### DENEY SONUÇLARI İLE KATALOGLARDAN ELDE EDİLEN VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde scroll tip bir kompresörün katalog değerleri ile deney sonuçlarının tablolar ve grafikler yardımıyla karşılaştırılması amaçlanmıştır. Kullanılan deney düzeneği Sunu (2007) tez çalışması sırasında geliştirilmiş olup burada da ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Deneysel düzeneği temel olarak, Copeland marka ZR 28K3-PFJ-522 model scroll kompresör, su soğutmalı buharlaştırıcı, hava soğutmalı yoğuşurucu ve genişleme vanasından oluşmaktadır. Ayrıca selenoid vana, filtre-kurutucu, gözlemeleme camı, sıcaklıkları okuyabilmek için data logger cihazı, kompresörün harcadığı gücü okuyabilmek için kısaç ampermetre, kontrol panosu, buharlaştırıcıya su beslemesini sağlayan su tankı, manometre, ve pompa sistemin diğer elemanlarıdır (Şekil 6.1). Kompresör çıkışında bir yağ ayırıcı sistemde mevcut değildir. Kompresör yağlama yağı sistemde dolaşmaktadır. Soğutma sisteminde kullanılan soğutkan R-134a' dır.



Şekil 6.1 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

## 6.1 Deney Düzeneginde Yapılan Ölçümler

### 6.1.1 Sıcaklıkların Ölçülmesi

Soğutma sistemini üzerindeki 9 noktaya T tipi ısı çiftleri yerleştirilerek sıcaklıklar data logger cihazı üzerinden okunmaktadır. Isıl çiftlerin yerleştirildiği deney düzenegindeki noktalar şunlardır:

1. Kompresör girişi soğutkan sıcaklığı
2. Kompresör çıkışı soğutkan sıcaklığı
3. Yoğuşturucu çıkışı soğutkan sıcaklığı
4. Genleşme vanası öncesi soğutkan sıcaklığı
5. Buharlaştırıcı girişi soğutkan sıcaklığı
6. Yoğuşturucu öncesi hava sıcaklığı
7. Yoğuşturucu sonrası hava sıcaklığı
8. Buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı
9. Buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı

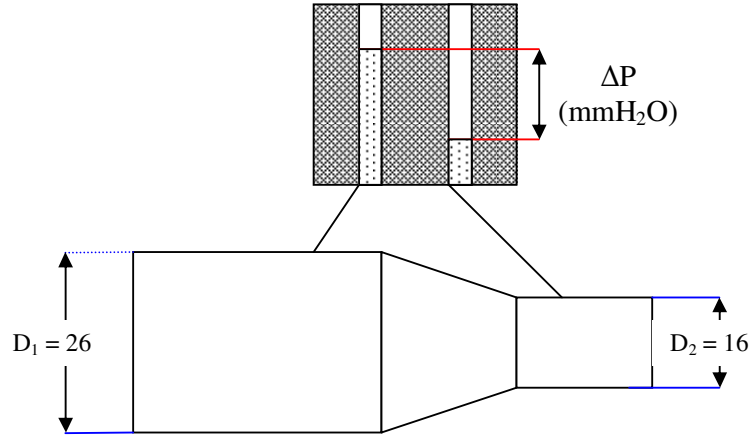
Ölçüm noktalarında data logger cihazı ile 2 saniye ara ile 20 ölçüm alınmış ve ortalama değerler kullanılmıştır. Her bir noktadaki sıcaklık salınımlarından dolayı, en büyük ve en küçük sıcaklık değeri arasındaki fark en çok 1,5 °C olmuştur.

### 6.1.2 Basınçların Ölçülmesi

Soğutma sisteminde kompresör çıkış basıncı (yoğuşturucu giriş basıncı) kontrol panosu üzerindeki dijital basınç göstergesi kullanılarak ölçülmektedir. Yoğuşturucudaki basınç düşümünün, analog manometre çifti kullanılarak, 10 kPa olduğu görülmüştür. Böylece yoğuşturucu çıkış basıncı, giriş basıncından 10 kPa sabit değerin çıkarılması ile hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı giriş basıncı, giriş şartlarındaki ıslak buhar durumundaki soğutucu akışkanın sıcaklığından hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı çıkış basıncı ise giriş basıncından 10 kPa düşük kabul edilmiştir (Akarsu, 2008).

### 6.1.3 Su Debisinin Ölçülmesi

Su debisi, soğutma sistemiyle su deposu arasında bağlanmış olan bir ventürü yardımıyla ölçülmektedir (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 Su debisi ölçmekte kullanılan ventürünün şematik gösterimi.

Ventürü giriş ve boğaz kesitlerindeki kütleli debilerin eşitliğinden ve Bernolli denkleminden yola çıkarak, ventürüden geçen suyun kütleli debisi:

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} \cdot \left( \frac{\pi D_2^2}{4} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot g}{\rho_{su} \left[ 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]}} \quad \dots(6.1)$$

g, yer çekim ivmesi (m/s<sup>2</sup>)

$\rho_{su}$ , suyun yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

### 6.1.4 Kompresörün Harcadığı Gücün Ölçülmesi

Kompresörün harcadığı güç kısaç ampermetre tarafından ölçülmektedir. Güç değeri, kısaç ampermetrenin ekranından direk okunabildiği gibi, volt ve amper değerleri ayrı ayrı okunarak da hesaplanabilmektedir. Deneyle sırasında kompresör

yüzeyi izole edilerek kompresör adyabatik kabul edilmiştir. Böylece kompresörün harcadığı gücün tamamının soğutkana aktarılmaktadır.

$$W = \dot{m}_r \times (h_2 - h_1) \quad \dots(6.2)$$

W, kompresörün harcadığı güç (kW)

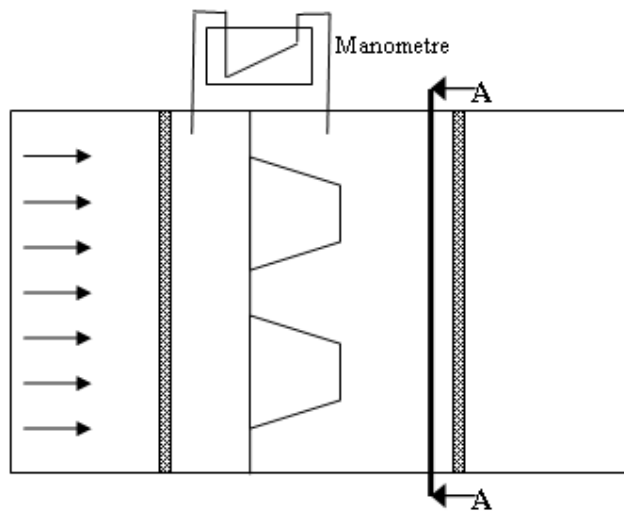
$h_1$  ve  $h_2$ , sırası ile kompresör giriş ve çıkış şartlarındaki entalpiler (kJ/kg)

### 6.1.5 Hava Debinin Ölçülmesi

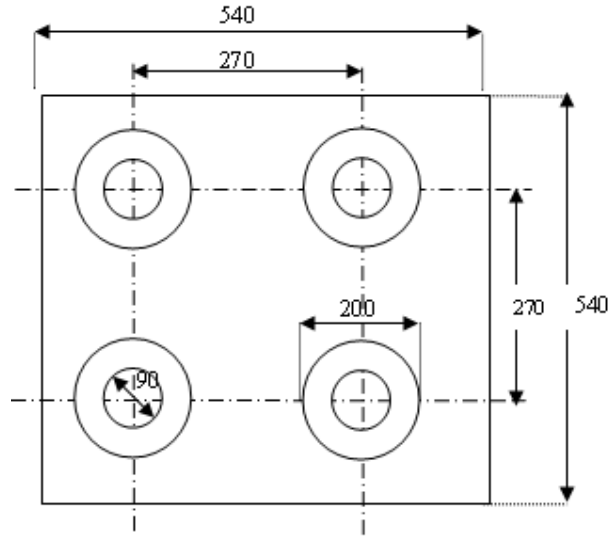
Sistemdeki hava akışı, hava kanalı çıkışındaki menfez yardımıyla ölçülür (Şekil 6.3 ve 6.4). Menfez üzerindeki difüzörlerin öncesi ve sonrasındaki basınç farkı ( $\Delta P_{\text{hava}}$ ) U tipi manometre ile ölçülerek hava hızı hesaplanır. Buna göre kanal içerisindeki havanın hızı:

$$V_{\text{hava}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{\text{hava}}}{\rho_{\text{hava}}}} \quad \dots(6.3)$$

formülünden hesaplanır.



Şekil 6.3 Hava kanalında bulunan menfez şematik gösterimi.



Şekil 6.4 Şekil 6.3' ün A-A kesiti ve ölçüleri.

Kanaldan geçen havanın kütleli debisi ise:

$$\dot{m}_{\text{hava}} = \text{difüzör sayısı} \times \text{difüzör kesit alanı} \times \text{hava akış hızı} \times \text{havanın yoğunluğu}$$

$$\dot{m}_{\text{hava}} = n_{\text{difüzör}} \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{dif}}^2}{4} \right) \cdot V_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}} \quad \dots(6.4)$$

formülüyle hesaplanır.

Hava hız formülü, kütleli debi formülünde yerine konulursa:

$$\dot{m}_{\text{hava}} = n_{\text{dif}} \times \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{dif}}^2}{4} \right) \times \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{\text{hava}}}{\rho_{\text{hava}}}} \times \rho_{\text{hava}}$$

$$= 4 * (\pi \cdot 0,045^2) \times \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{\text{hava}}}{\rho_{\text{hava}}}} \times \rho_{\text{hava}}$$

$$= 0,02545 \times \sqrt{2} \times \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}}^2}{\rho_{\text{hava}}}}$$

$$= 0,0360 \times \sqrt{\Delta P_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}}} \quad \dots(6.5)$$

formülü elde edilerek, işlemler tek formüle indirgenmiş olur. (Şekil 6.4' de difüzör çapı 90 mm olarak gösterilmiştir.)

## 6.2 Deney Sonuçlarını Hesaplama Yöntemi

Deneysel veriler elde edildikten sonra yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kapasitesi, sistemde dolaşan soğutkanın debisi ve isentropik verim hesaplanmıştır.

Yoğuşturucu kapasitesinin tayini için hava tarafı durum değişiminden faydalanılmıştır. Yoğuşturucu öncesi ve sonrası hava sıcaklığı ve havanın kütleli debisi bilindiğine göre yoğuşturucu kapasitesi,

$$Q_c = \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,\zeta} - T_{h,g}) \quad \dots(6.6)$$

formülünden hesaplanabilir.

$Q_c$  , yoğuşturucu kapasitesi (kW)

$\dot{m}_h$  , havanın kütleli debisi (kg/s)

$C_{p,h}$  , havanın özgül ısısı (kJ/kgK)

$T_{h,\zeta}$  , hava çıkış sıcaklığı (°C)

$T_{h,g}$  , hava giriş sıcaklığı (°C)

Yoğuşturucu kapasitesi hesaplandıktan sonra soğutkan debisi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{m}_r = \frac{Q_c}{(h_2 - h_3)} \quad \dots(6.7)$$

Burada  $h_2$  ve  $h_3$  sırası ile yoğuşturucu giriş ve çıkış entalpileridir.

Buharlaştırıcı kapasitesi, yoğuşturucu kapasitesinden kompresör gücü çıkartılarak hesaplanır:

$$Q_e = Q_c - W \quad \dots(6.8)$$



Soğutma yükü ayrıca suyun sıcaklık değişiminden de hesaplanır:

$$Q_e = \dot{m}_{su} \times C_{p,su} \times (T_{su,g} - T_{su,\zeta}) \quad \dots(6.9)$$

$\dot{m}_{su}$ , suyun kütleli debisi (kg/s)

$C_{p,su}$ , suyun özgül ısısı (kJ/kgK)

$T_{su,g}$ , su giriş sıcaklığı (°C)

$T_{su,\zeta}$ , su çıkış sıcaklığı (°C)

Birbirinden tamamen bağımsız olarak 6.8 ve 6.9 nolu formülden elde edilen sayısal sonuçların birbirine yakın olması, deney sonuçlarının kontrolünü sağlamaktadır.

İsentropik verim, aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned} \eta_{isent} &= \frac{W_{isent}}{W} = \frac{\dot{m}_r (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)} \\ &= \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad \dots(6.10) \end{aligned}$$

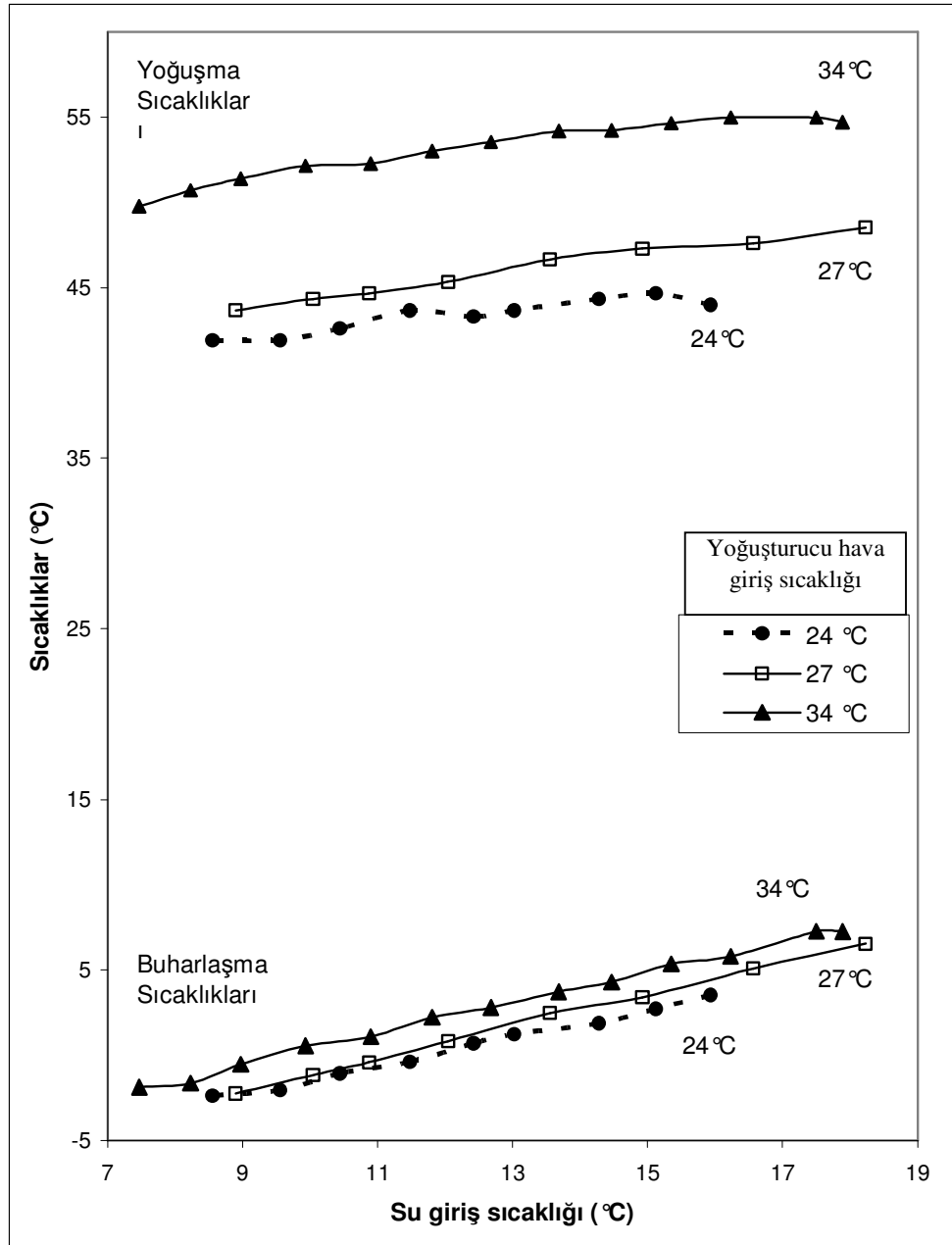
$h_{2s}$ , isentropik kompresör çıkış entalpisi

### 6.3 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi ve Katalog Değerleri ile Karşılaştırılması

Deneyle üç farklı yoğunlaştırıcı hava giriş sıcaklığında yapılmıştır. Deneyle sırasında su tarafı sıcaklığı değiştikçe belirli aralıklarla ölçüm yapılmıştır. Bu nedenle kataloglarda verilen sabit yoğunlaşma ya da buharlaşma sıcaklıkları mümkün olmamıştır (Şekil 6.5). Ayrıca kızdırma ve aşırı soğutma değerleri de kataloglardaki gibi sağlanamamıştır. Buna karşılık basınç oranlarına bağlı performans değerlerinin

değişiminin katalog değerlerine yakın olması beklenir. Standart yöntemlerinin aksine olarak deney düzeneğinde yağ ayırıcı bulunmamaktadır.

Soğutma sistemi üzerindeki scroll kompresörün katalog değerleri tablo 6.1' de verilmiştir. Tablo 6.2, 6.3 ve 6.4' de ise deneysel değerler sunulmuştur.



Şekil 6.5 Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının su giriş sıcaklığına bağlı değişimi (Akarsu, 2008)

Tablo 6.1 Copeland zr 28k3-pfj-522 model scroll kompresör katalog verileri

<b>R-134a</b>		Yoğuşma Sıcaklığı °C			
Buharlaştırma Sıcaklığı °C		30	40	50	70
-5	Q <sub>c</sub> (kW)	3,4	3,05	2,67	
	W (kW)	0,91	1,12	1,37	
	COP	*3,74	*2,72	*1,95	
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*6,54	*6,44	*6,29	
	$\eta_{isent}$	*0,579	*0,577	*0,544	
	P <sub>2</sub> (MPa)	0,7702	1,017	1,318	
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,2433	0,2433	0,2433	
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*3,17	*4,18	*5,42	
0	Q <sub>c</sub> (kW)	4,2	3,75	3,35	2,36
	W (kW)	0,9	1,13	1,37	2,21
	COP	*4,67	*3,32	*2,45	*1,07
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*6,64	*6,5	*6,46	*5,99
	$\eta_{isent}$	*0,593	*0,6	*0,595	*0,45
	P <sub>2</sub> (MPa)	0,7702	1,017	1,318	2,117
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,2928	0,2928	0,2928	0,2928
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,63	*3,47	*4,50	*7,23
5	Q <sub>c</sub> (kW)	5,15	4,65	4,1	3
	W (kW)	0,9	1,13	1,38	2,19
	COP	*5,72	*4,12	*2,97	*1,37
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*6,74	*6,66	*6,52	*6,24
	$\eta_{isent}$	*0,586	*0,625	*0,624	*0,509
	P <sub>2</sub> (MPa)	0,7702	1,017	1,318	2,117
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,3497	0,3497	0,3497	0,3497
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*2,20	*2,91	*3,77	*6,05
7	Q <sub>c</sub> (kW)	5,55	5	4,45	3,25
	W (kW)	0,9	1,13	1,38	2,19
	COP	*6,17	*4,42	*3,22	*1,48
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*6,75	*6,65	*6,56	*6,24
	$\eta_{isent}$	*0,576	*0,628	*0,637	*0,525
	P <sub>2</sub> (MPa)	0,7702	1,017	1,318	2,117
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,3746	0,3746	0,3746	0,3746
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	2,06	2,71	3,52	*5,65
10	Q <sub>c</sub> (kW)	6,25	5,65	5,05	3,7
	W (kW)	0,89	1,13	1,38	2,18
	COP	*7,02	*5,00	*3,66	*1,70
	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	*6,814	*6,73	*6,66	*6,34
	$\eta_{isent}$	*0,551	*0,622	*0,65	*0,552
	P <sub>2</sub> (MPa)	0,7702	1,017	1,318	2,117
	P <sub>1</sub> (MPa)	0,4146	0,4146	0,4146	0,4146
	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	*1,86	*2,45	*3,18	*5,11

Kızdırma derecesi= 10°C, Aşırı Soğutma=0°C

Not: \* işaretli değerler, katalogta verilen değerlerden hareketle hesaplanmıştır.

Tablo 6.2 23 °C hava giriş sıcaklığında deneysel veriler

	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8	Deney 9
<b>ÖLÇÜMLER</b>									
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı (°C)	4,391	3,588	2,763	2,143	1,630	0,560	-0,099	-1,050	-1,375
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	8,422	7,568	6,945	6,054	5,655	4,576	4,521	4,062	3,185
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	65,899	71,775	74,101	75,572	75,460	76,525	76,734	77,200	77,447
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı (°C)	41,796	41,835	41,627	41,404	40,602	40,980	40,192	39,701	39,550
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	42,099	41,740	41,507	41,134	40,686	40,825	40,171	39,748	39,797
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	23,973	24,727	24,751	24,662	24,361	24,653	24,193	23,904	23,763
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	29,838	30,526	30,619	30,376	29,997	30,285	29,722	29,565	29,074
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	15,933	15,119	14,279	13,026	12,423	11,476	10,441	9,556	8,554
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	14,065	13,348	12,580	11,396	10,820	9,920	8,936	8,110	7,135
Kompresör Gücü (kW)	1,301	1,327	1,327	1,325	1,306	1,307	1,303	1,282	1,263
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,919	0,917	0,920	0,919	0,919	0,919	0,918	0,918	0,919
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,569	0,571	0,571	0,573	0,568	0,568	0,566	0,568	0,566
<b>BASINÇLAR</b>									
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1140	1160	1150	1130	1120	1130	1100	1080	1080
Yoğuşturucu Çıkış Basıncı (kPa)	1130	1150	1140	1120	1110	1120	1090	1070	1070
Buharlaştırıcı Giriş Basıncı (kPa)	342,3	332,8	323,3	316,2	310,5	298,8	291,8	281,8	278,5

Buharlaştırıcı Çıkış Basıncı (kPa)	332,3	322,8	313,3	306,2	300,5	288,8	281,8	271,8	268,5
<b>ENTALPİLER</b>									
Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	445,4	451,3	454	455,9	455,9	456,9	457,5	459,6	459,9
Genleşme Vanası Giriş Entalpisi (kJ/kgK) (Buharlaştırıcı Giriş Entalpisi)	259,5	259	258,6	258,1	257,4	257,6	256,7	256	256,1
Buharlaştırıcı Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	405,1	404,6	404,3	403,7	403,4	402,8	402,9	402,8	402,1
<b>HESAPLAMALAR</b>									
Yoğuşturucu Kapasitesi (hava) (kW)	5,411	5,339	5,420	5,272	5,200	5,197	5,096	5,218	4,900
Buharlaştırıcı Kapasitesi (su sıcaklığı değişiminden) (kW)	4,443	4,227	4,055	3,904	3,806	3,694	3,561	3,433	3,357
Buharlaştırıcı Kapasitesi ( $Q_c - W_{komp}$ ) (kW)	4,110	4,012	4,093	3,947	3,894	3,890	3,793	3,936	3,637
Soğutkan Kütleli Debisi (kg/s)	0,02911	0,02776	0,02774	0,02665	0,02620	0,02607	0,02538	0,02563	0,02404
Kompresörün İsentropik Verimi ( $\eta_{isent}$ )	0,653	0,585	0,559	0,533	0,537	0,540	0,537	0,523	0,517
Kompresör Emiş Hacmi ( $m^3/h$ )	6,591	6,46	6,654	6,528	6,538	6,759	6,758	7,083	6,705
Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)	3,159	3,023	3,085	2,979	2,982	2,976	2,911	3,070	2,880
Yoğuşma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	44,000	44,67	44,33	43,66	43,31	43,66	42,62	41,92	41,92
Buharlaştırma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	3,544	2,723	1,882	1,241	0,7183	-0,3793	-1,053	-2,037	-2,368
Kızdırma Derecesi ( $^{\circ}C$ )	4,878	4,845	5,063	4,813	4,937	4,955	5,574	6,099	5,553
Aşırı Soğutma ( $^{\circ}C$ )	1,901	2,930	2,823	2,526	2,624	2,835	2,449	2,172	2,123
Basınç Oranı ( $P_2/P_1$ )	3,431	3,594	3,671	3,690	3,727	3,913	3,903	3,974	4,022

Tablo 6.3 27 °C hava giriş sıcaklığındaki deneysel veriler

	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8
<b>ÖLÇÜMLER</b>								
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı (°C)	7,326	5,905	4,256	3,348	1,738	0,523	-0,186	-1,254
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	11,181	9,926	8,147	7,405	5,497	4,735	3,658	2,629
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	74,795	77,798	78,548	79,291	76,020	78,942	80,309	80,584
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı (°C)	45,884	45,067	44,664	44,089	42,653	42,274	42,428	41,629
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	45,710	45,079	44,555	44,044	42,633	42,057	42,065	41,389
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	26,622	26,791	26,696	26,805	26,455	26,245	26,455	25,846
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	32,953	33,019	32,876	32,756	31,689	31,685	31,849	31,230
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	18,233	16,565	14,925	13,558	12,045	10,875	10,044	8,896
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	16,241	14,689	13,175	11,888	10,457	9,349	8,562	7,488
Kompresör Gücü (kW)	1,444	1,416	1,405	1,386	1,355	1,390	1,414	1,381
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,915	0,924	0,923	0,917	0,920	0,917	0,918	0,919
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,566	0,566	0,566	0,566	0,566	0,566	0,566	0,566
<b>BASINÇLAR</b>								
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1280	1250	1240	1220	1180	1160	1150	1130
Yoğuşturucu Çıkış Basıncı (kPa)	1270	1240	1230	1210	1170	1150	1140	1120
Buharlaştırıcı Giriş Basıncı (kPa)	378,8	360,8	340,7	330	311,7	298,4	290,8	279,7
Buharlaştırıcı Çıkış Basıncı (kPa)	368,8	350,8	330,7	320	301,7	288,4	280,8	269,7

ENTALPİLER								
Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	452,7	456,4	457,4	458,5	455,6	459	460,6	461,2
Genleşme Vanası Giriş Entalpisi (kJ/kgK) (Buharlaştırıcı Giriş Entalpisi)	265	264	263,2	262,5	260,3	259,5	259,5	258,5
Buharlaştırıcı Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	406,7	406	404,9	404,5	403,3	403	402,2	401,6
HESAPLAMALAR								
Yoğuşturucu Kapasitesi (hava) (kW)	5,816	5,778	5,727	5,479	4,835	5,008	4,971	4,968
Buharlaştırıcı Kapasitesi (su sıcaklığı değişiminden) (kW)	4,713	4,438	4,140	3,951	3,757	3,610	3,506	3,331
Buharlaştırıcı Kapasitesi ( $Q_c - W_{komp}$ ) (kW)	4,372	4,362	4,322	4,093	3,480	3,618	3,557	3,587
Soğutkan Kütleli Debi (kg/s)	0,03099	0,03003	0,02949	0,02795	0,02475	0,02510	0,02472	0,02451
Kompresörün İsentropik Verimi ( $\eta_{isent}$ )	0,576	0,538	0,537	0,530	0,556	0,532	0,515	0,513
Kompresör Emiş Hacmi ( $m^3/h$ )	6,337	6,452	6,704	6,564	6,144	6,52	6,58	6,784
Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)	3,03	3,08	3,08	2,95	2,57	2,60	2,52	2,60
Yoğuşma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	48,53	47,59	47,28	46,64	45,33	44,67	44,33	43,66
Buharlaştırma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	6,543	5,094	3,407	2,477	0,829	-0,4175	-1,15	-2,247
Kızdırma Derecesi ( $^{\circ}C$ )	4,638	4,832	4,740	4,928	4,668	5,153	4,808	4,876
Aşırı Soğutma ( $^{\circ}C$ )	2,820	2,511	2,725	2,596	2,697	2,613	2,265	2,271
Basınç Oranı ( $P_2/P_1$ )	3,471	3,563	3,750	3,813	3,911	4,022	4,095	4,190

Tablo 6.4 40 °C hava giriş sıcaklığındaki deneysel veriler

	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8	Deney 9	Deney 10	Deney 11
<b>ÖLÇÜMLER</b>											
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı (°C)	6,595	6,165	5,133	4,575	3,657	3,097	1,985	1,476	0,416	-0,665	-0,887
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	9,610	8,735	8,101	7,302	6,724	6,155	5,261	4,570	3,741	2,544	2,125
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	87,291	88,423	89,213	89,577	89,987	90,565	90,622	91,364	91,906	91,420	90,876
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı (°C)	51,451	50,991	50,627	50,459	49,843	49,347	48,742	48,494	47,821	47,080	46,026
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	51,357	50,776	50,437	50,166	49,601	49,234	48,416	48,161	47,754	46,682	45,853
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	33,867	33,847	33,753	34,124	33,858	33,948	33,513	33,543	33,379	32,902	32,246
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	40,250	40,070	39,955	40,061	39,833	39,680	39,253	39,265	38,844	38,277	37,526
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	16,231	15,352	14,467	13,683	12,679	11,808	10,901	9,934	8,975	8,232	7,472
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	14,478	13,643	12,811	12,063	11,108	10,298	9,438	8,534	7,615	6,891	6,161
Kompresör Gücü (kW)	1,770	1,749	1,720	1,723	1,692	1,673	1,625	1,639	1,603	1,574	1,527
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,894	0,893	0,893	0,895	0,893	0,893	0,894	0,894	0,895	0,894	0,896
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,568	0,568	0,568	0,567	0,567	0,568	0,566	0,568	0,568	0,569	0,569
<b>BASINÇLAR</b>											
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1500	1488,3	1473,3	1471,6	1448,3	1430	1405	1400	1375	1351,6	1320
Yoğuşturucu Çıkış Basıncı (kPa)	1490	1478,3	1463,3	1461,6	1438,3	1420	1395	1390	1365	1341,6	1310
Buharlaştırıcı Giriş Basıncı (kPa)	369,5	364	351,3	344,5	333,6	327,1	314,5	308,8	297,2	285,8	283,5



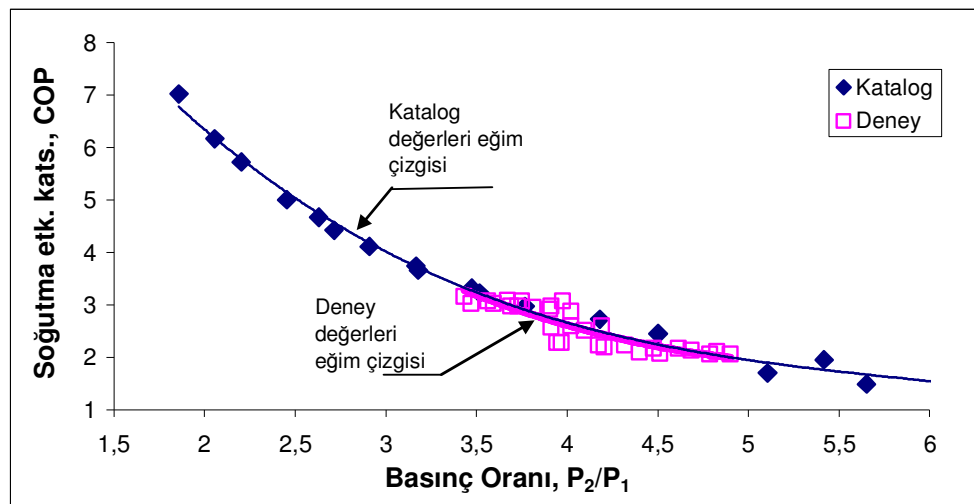
Buharlaştırıcı Çıkış Basıncı (kPa)	359,5	354	341,3	334,5	323,6	317,1	304,5	298,8	287,2	275,8	273,5
<b>ENTALPİLER</b>											
Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	463,1	464,5	465,6	466	466,8	467,7	468,1	469	469,9	469,7	469,6
Genleşme Vanası Giriş Entalpisi (kJ/kgK) (Buharlaştırıcı Giriş Entalpisi)	273,7	272,8	272,2	271,8	270,9	270,4	269,1	268,7	267,8	266,5	265,2
Buharlaştırıcı Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	405,5	404,8	404,6	404	403,8	403,5	403	402,5	402,1	401,4	401
<b>HESAPLAMALAR</b>											
Yoğuşturucu Kapasitesi (hava) (kW)	5,729	5,579	5,561	5,335	5,357	5,139	5,152	5,136	4,911	4,824	4,750
Buharlaştırıcı Kapasitesi (su sıcaklığı değişiminden) (kW)	4,167	4,062	3,936	3,844	3,728	3,589	3,465	3,328	3,233	3,193	3,122
Buharlaştırıcı Kapasitesi ( $Q_c - W_{komp}$ ) (kW)	3,959	3,830	3,841	3,612	3,665	3,466	3,527	3,497	3,308	3,250	3,223
Soğutkan Kütlesel Debisi (kg/s)	0,03025	0,02910	0,02875	0,02747	0,02735	0,02605	0,02589	0,02564	0,02430	0,02374	0,02324
Kompresörün İsentropik Verimi ( $\eta_{isent}$ )	0,528	0,509	0,508	0,506	0,505	0,498	0,499	0,495	0,493	0,471	0,490
Kompresör Emiş Hacmi ( $m^3/h$ )	6,313	6,150	6,310	6,140	6,323	6,141	6,350	6,404	6,133	6,409	6,319
Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)	2,237	2,190	2,233	2,096	2,166	2,072	2,171	2,134	2,063	2,065	2,111
Yoğuşma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	54,960	54,640	54,220	54,170	53,530	53,000	52,280	52,130	51,400	50,710	49,760
Buharlaşma Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )	5,801	5,355	4,306	3,732	2,792	2,221	1,086	0,561	-0,532	-1,640	-1,868
Kızdırma Derecesi ( $^{\circ}C$ )	3,809	3,380	3,795	3,570	3,932	3,934	4,175	4,009	4,273	4,184	3,993
Aşırı Soğutma ( $^{\circ}C$ )	3,603	3,864	3,783	4,004	3,929	3,766	3,864	3,969	3,646	4,028	3,907
Basınc Oranı ( $P_2/P_1$ )	4,172	4,204	4,317	4,399	4,476	4,510	4,614	4,685	4,788	4,901	4,826

Deneysel sonuçların değerlendirilmesinde, yoğuşturucu kapasitesinden kompresör yükünün çıkarılması ile elde edilen buharlaştırıcı kapasitesi (soğutma yükü) değeri esas alınmıştır. Suyun sıcaklık değişiminden hesaplanan soğutma yükü, karşılaştırma için kullanılmıştır. Sonuçların incelenmesinden, iki değer arasındaki sapmanın ortalama % 4,24 olduğu ve %13'ü aşmadığı görülmektedir.

Deney sıcaklıkları daha önce de belirtildiği gibi her bir noktada 2 saniye ara ile ölçülen 20 sıcaklık değerinin aritmetik ortalamasıdır. Ölçülen 20 adet sıcaklığın en küçük ve en büyük değeri arasındaki fark 1,5 °C' yi aşmamıştır.

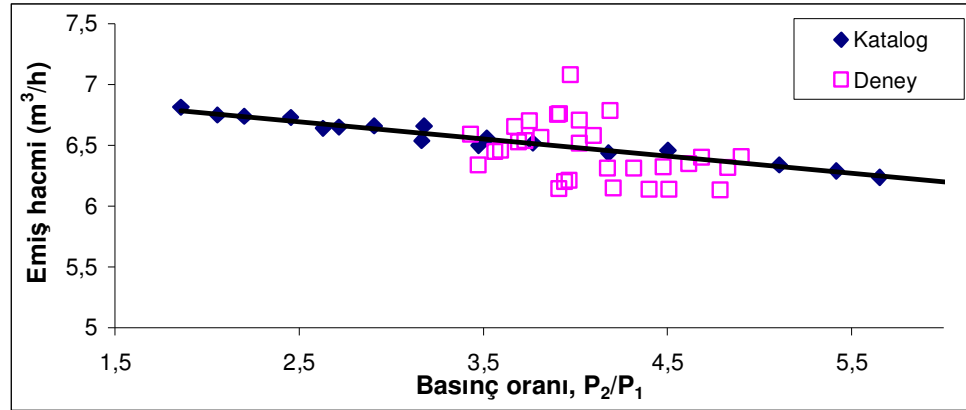
Suyun buharlaştırıcı öncesi ve sonrası arasındaki sıcaklık değişimi bu noktalar arasına yerleştirilen ısı çift gerilim farkından hesaplanmıştır. Bu şekilde, küçük sıcaklık farklarının hassas olarak belirlenmesi mümkün olmaktadır. Her bir deneyde alınan 20 ölçüm için hesaplanan sıcaklık değişimleri ortalama değerin  $\pm\% 3$ ' ü mertebesinde dir.

Şekil 6.6' da hem deney sonuçları hem de katalog verileri bir arada verilmiştir. Grafiğe bakıldığında katalog ve deney değerleri eğim çizgilerinin birebir örtüştüğü görülmektedir. Ortak basınç oranına karşılık gelen soğutma etkinlik katsayıları değerlerinin de uyumlu olduğu görülmektedir.



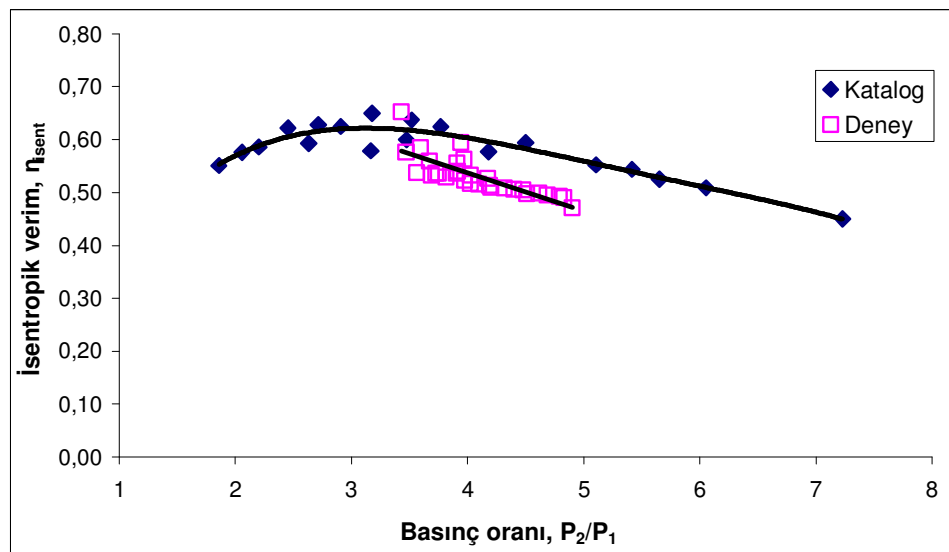
Şekil 6.6 Soğutma etkinlik katsayısının basınç oranı ile değişimi

Hem katalog hem de deney sonuçlarında basınç oranı arttıkça emiş hacminin azaldığı görülür (Şekil 6.7). Ancak katalog değerleri ile deneysel veriler birbirini tutmamaktadır. Bu durum katalogta verilen emiş şartlarının deneysel çalışma sırasında sağlanamamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.7 Emiş hacminin basınç oranı ile değişimi

Şekil 6.8 incelendiğinde, deney sonuçlarının katalog değerlerine yakın olduğu görülmektedir. Aradaki fark, kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin katalog değerleri ile aynı olmaması ile açıklanabilir. Ayrıca, bu çalışma için yapılan deneylerde yağ dolaşımından gelen fark göz önüne alınmamıştır.



Şekil 6.8 İsentropik verim - basınç oranı değişimi

## BÖLÜM YEDİ

### SONUÇLAR

Yapılan çalışmada, farklı marka ve modelde kompresörlerin çalışma şartlarına bağlı olarak performans değişimlerinin araştırılması amaçlanmıştır. Kompresör kataloglarında, farklı çalışma şartlarındaki soğutma kapasitesi ve güç tüketimi verilmiştir. Bu değerlerden hareketle soğutma etkinlik katsayısı, emiş hacmi, isentropik verim, sıkıştırma oranı hesaplanmış ve grafiklere aktarılmıştır.

Kompresör emiş hacmi yoğuşma sıcaklığı ile ters, buharlaşma sıcaklığı ile doğru orantılı olarak değişir. Buna göre emiş hacminin, basınç oranına ters orantılı bir şekilde değiştiği sonucuna ulaşılr. Scroll kompresörlerde artan basınç oranları ile meydana gelen emiş hacmindeki kayıp pistonlu kompresörlere göre daha azdır. Bu durumun nedeni scroll kompresörlerde emme ve basma valflerinin bulunmaması, pistonlu kompresörlerden daha geniş emme ve boşaltma ağızlarının olması, emme ve boşaltma süreçlerinin fiziksel olarak çok iyi ayrılması ve ölü hacmin olmamasıdır. Yarı hermetik kompresörler yüksek basınç oranlarında, hermetik kompresörlere göre daha az emiş hacmi kaybına uğramaktadır.

Pistonlu kompresörlerde buharlaşma basıncının artması ile birlikte emiş hacminin artması ve özgül hacmin azalması kütleli debiyi artırır. Bunun tersine buharlaşma basıncı arttığı için basınç oranı azalır. Bu iki etki birlikte ele alındığında, emiş hacminin artmasının etkisi ile pistonlu kompresöre verilmesi gereken güç artmaktadır. Scroll kompresörlerde ise artan buharlaşma basıncı ile emiş hacminin ve buna bağlı olarak kütleli debi değişimi çok daha sınırlı olduğundan, kompresör gücü hemen hemen sabit kalır. Yoğuşma sıcaklığının artması ise çıkış basıncını arttırdığından her iki tip içinde kompresör gücünde artışa neden olur.

Buharlaşma sıcaklığının artışına ve yoğuşma sıcaklığının düşüşüne bağlı olarak kütleli debi ve soğutma etkisi artmaktadır. Bunun sonucunda kütleli debi ve soğutma etkisinin bir fonksiyonu olan soğutma kapasitesi artış gösterir. Scroll

kompresörlerde emiş hacmindeki değişim pistonlu tip kompresörlere göre daha sınırlı olduğundan soğutma kapasitesindeki artış daha az miktarlardadır.

Soğutma etkinlik katsayısı, yoğuşma sıcaklığı arttıkça, kompresör gücünün artması ve soğutma kapasitesinin azalması nedeni ile azalır. Buharlaştırma sıcaklığı arttıkça hem kompresör gücü (pistonlu tiplerde) hem de soğutma kapasitesi artmasına rağmen, soğutma kapasitesindeki artış daha yüksek oranlarda olduğundan soğutma etkinlik katsayısı artar. Bunun yanında, soğutma etkinlik katsayısı, kompresörün nominal soğutma kapasitesine çok bağlı olmayıp, farklı kapasitelerdeki benzer tipteki modeller için yakın sonuçlar elde edilmektedir.

Scroll, pistonlu hermetik ve yarı hermetik kompresörlerde sabit buharlaştırma sıcaklığında isentropik verim, yoğuşma sıcaklığının artması ile belli bir noktaya kadar artış gösterirken, bu noktadan sonra azalmaktadır. Ayrıca pistonlu yarı hermetik kompresörler düşük buharlaştırma sıcaklıklarında yüksek isentropik verime sahiptirler. Scroll kompresörlerde, artan basınç oranları ile birlikte meydana gelen isentropik verimdeki önce artış sonra düşüş eğilimi pistonlu kompresörlerden daha belirgin şekilde gerçekleşmektedir. Scroll kompresörlerde artan basınç oranları ile isentropik verimdeki değişim %60 - 75 aralığında iken pistonlu hermetik kompresörlerde %60 - 70 aralığındadır. Pistonlu yarı hermetik kompresörlerde ise isentropik verim, belli bir basınç oranından sonra azalmayıp sabit kalabilmektedir. Genel bir ifade olarak scroll kompresörler, düşük basınç oranlarında en yüksek isentropik verime sahip olup, basınç oranı arttıkça verimi düşmektedir; pistonlu yarı hermetik kompresörler basınç oranları yükseldikçe en verimli olmaktadır. Bununla birlikte isentropik verimin değişimi seçilen modelin nominal soğutma kapasitesinden bağımsızdır.

Farklı markaların yayınladığı kataloglarda, yoğuşma ve buharlaştırma basınçları, aşırı soğuma ve kızgınlık değerleri için tam bir uyum yoktur. Her firma farklı aşırı soğutma ve kızdırma değerlerinde kataloglarını hazırlamaktadır. Bu durum, farklı tip ve marka kompresörlerin performanslarını karşılaştırmayı zorlaştırmaktadır. Standart

buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının, aşırı soğutma ve kızdırma noktalarının tanımlanması bir ihtiyaç olarak karşımıza çıkmaktadır.

Scroll tip soğutma kompresörün deney sonuçları ile katalog değerleri karşılaştırılmıştır. Kataloglarda verilen soğutma etkinlik katsayılarına deneysel olarak da ulaşılabildiği görölmektedir. Emiş hacminin ise basınç oranı arttıka azaldığı hem deney hem de katalog verilerinde görölmüştür; ancak katalogda verilen emiş şartları deney düzeneğinde sağlanamadığından birebir aynı emiş hacmi değerleri elde edilememiştir. İsentropik verimin basınç oranı ile değişiminde ise katalog ve deney değerleri birbirine yakın seyretmektedir. Aradaki fark, katalogda verilen kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin deneyler sırasında sağlanamamasından kaynaklanmaktadır.

## KAYNAKÇA

Akarsu, A. (2008). *Genleşme vanası karakteristiğinin soğutma sistemi performansına etkisi*. Yüksek lisans tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Althouse, A. D., Turnquist, C. H. ve Bracciano, A. F. (2003). *Modern refrigeration and air conditioning* (4. Baskı). Atalanta: Fairmont Press.

Ashrae (2000). *Hvac system and equipment*. Atalanta, GA: ASHRAE Inc.

Ashrae (2004). *Hvac system and equipment*. Atalanta, GA: ASHRAE Inc.

*Bitzer group of companies' hermetic scroll compressors es series*, (b.t). 10 Mayıs 2008, <http://www.bitzer.de>.

*Bristol compressors*, (b.t). 5 Mayıs 2008, <http://www.bristolcompressors.com>.

*Copeland brand product*, (b.t). 14 Nisan 2008, <http://www.emersonclimate.com>.

Chen, Y., Halm, N. P., Groll, E. A. ve Braun, J. E. (2001). Mathematical modeling of scroll compressors – part I: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, 25 (2002), 731-750.

Çengel, Y. A. ve Boles, A. B. (2001). *Thermodynamics: an engineering approach* (4. Baskı). New York: McGraw Hill.

Duprez, M. E., Dumont, E., Frere, M. (2006). Modelling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007), 873-866.

*Maneurop reciprocating compressors selection and application guidelines*, (b.t). 14 Şubat 2008, <http://www.danfoss.com>.

Özkol, N. (2004). *Uygulamalı soğutma tekniği* (6. Baskı). Ankara: Makine Mühendisleri Odası Yayınları.

Rigola, J., Perez-Segarra, C. D. ve Oliva, A., (2004). Parametric studies on hermetic reciprocating compressor. *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 253-266.

*Scroll kompresörler*, (b.t). 5 Temmuz 2008, <http://www.alarko-carrier.com.tr>.

Stoecker, W. F. ve Jones, J. W. (bt). *Refrigeration and air conditioning* (2. Baskı). New York: McGraw Hill.

Sunu, S. (2007). *Performance change of cooling system depending on evaporation and condensation temperatures*. Yüksek lisans tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Trott, A. R. ve Welch, T. (2000). *Refrigeration and air conditioning* (3. Baskı). Oxford: Butterworth – Heinemann.

Türk Standartları Enstitüsü (1990). *TS 8187 Soğutma kompresörleri deney metodları*. Ankara: TSE

Wang, S. K. ve Lavan, Z. (1999). *Air conditioning and refrigeration*. New York: CRC Pres LLC.

Wang, S. K. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2. Baskı). New York: McGraw Hill.



**EK 1**  
**TS 8187 SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİ DENEY METOTLARI -**  
**SOĞUTMA**  
**KAPASİTESİ VE GÜÇ PERFORMANS FAKTÖRÜ TAYİNİ**

Bu standart, tek kademeli pozitif yer değiştirmeli soğutma kompresörlerinin soğutma kapasitesi ve güç performans faktörü (soğutma etkinlik katsayısı) tayininde uygulanan deneyleri içermektedir. Bu kısımda standart tamamen verilmemiş kullanılan deney metotları özetlenmiştir.

### **1. Giriş**

Metot A - Emme hattında sekonder akışkan kalorimetresi, Metot C - Emme hattında kuru sistem, soğutucu akışkan kalorimetresi, yerleştirilerek uygulanır.

Buharlaştırıcı olarak çalışmak üzere kompresörün emme girişine ısı yalıtımlı bir kalorimetre konur ve soğutma tesiri, ısının uygun bir kontrollü kaynaktan soğutucu akışkana doğrudan transferi ile sağlanır.

A ve C metotları, mümkün olduğu takdirde ana metotlar olarak kullanılmalıdır.

Metot G - Su Soğutmalı Yoğuşturucu Metodu: Bu metotta sistemdeki su soğutmalı yoğuşturucu (uygun şekilde yalıtılarak ve donatılarak) kalorimetre şeklinde kullanılmasıyla uygulanır.

Metot K - Basma Hattı Kalorimetresi: Bu metot gaz halindeki soğutucu akışkanın toplam akışını alabilmek için kompresörün basma hattına yerleştirilen ısı yalıtımlı bir kalorimetrenin kullanılmasıyla uygulanır.

Metot D - Soğutucu Akışkan Buhar Akış metresi (Debi metresi): Kompresörün emme veya basma hattına yerleştirilen kalibre edilmiş orifisli veya meme tipi akış metrenin kullanılmasıyla uygulanır.

Metot F - Soğutucu akışkan sıvı miktarı ölçmeli ve akış metre: Sıvı fazında iken soğutucu akışkanın toplam akışını ölçer.

G,K,D ve F metotları genel olarak sağlama metotları olarak kullanılacaktır. Bununla birlikte, A ve C metotlarının ana metot olarak kullanılmasının uygun olmadığı hallerde, toplam kütlece akış hızı şartıyla D,G ve K metotlarından da bu maksatla faydalanılabilir.

Tablo1. Ana metot ve sağlama kombinasyonları

Ana Metot	Sağlama Metodu
Metot A Metot C	F, G F, G
Metot D Metot G Metot K	G, K F, K F, G

## 2. Metot A: Sekonder Akışkan Kalorimetresi Metodu

### 2.1 Kalibrasyon

Kalorimetre aşağıdaki ısı kaybı metoduna göre kalibre edilmelidir:

Sekonder akışkana verilen ısı miktarı, ortam hava sıcaklığının yaklaşık 11°C üzerindeki bir doyma sıcaklığına karşılık gelen basınç değerini sabit tutacak şekilde ayarlanır. Ortam hava sıcaklığı 43°C' yi geçmemek şartıyla istenilen bir değerde +1°C sınırları içinde sabit tutulur.

Isıtıcı devamlı çalıştırılırsa, verilen ısı miktarı + %1 sınırları içerisinde sabit tutulur ve sekonder akışkanın basıncı, buna karşılık gelen ve birer saatlik arayla ölçülen doyma sıcaklığının peş peşe alınan dört sıcaklık değeri +0,6 °C'den fazla değişmeyinceye kadar ölçmeye devam edilir.

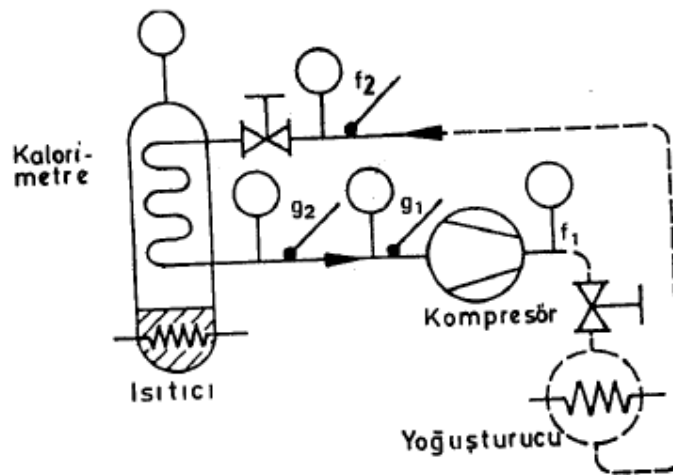
Isıtıcı kesintili çalıştırılırsa, sekonder akışkan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının kontrolü, istenen değere göre  $+0,6^{\circ}\text{C}$  içerisinde sabit tutulur ve verilen ısı miktarı ölçümlerine, birer saatlik arayla peşkeşe alınan dört değer  $\pm \%4$ 'den fazla değişmeyinceye kadar devam edilir.

## 2.2 Araç ve Gereçler

Sekonder akışkan kalorimetresi direkt genişleme sarımı veya primer buharlaştırıcı gibi görev yapan birbirine paralel sarımlardan meydana gelir. Bu buharlaştırıcı basınca dayanıklı ve ısı yalıtımlı bir tankın üst kısmına asılır. Tankın tabanına bir ısıtıcı yerleştirilir; tank ise ısıtıcının sıvı seviyesinin oldukça altında kalabilmesi için buharlaşabilir bir sekonder sıvı ile doldurulur.

Soğutucu akışkanın akışı, kalorimetre yakınına yerleştirilecek bir el kumandalı regülatör veya sabit basınç genişleme valfi ile kontrol edilir. Genleşme valfi ve onu kalorimetreye bağlayan soğutucu boruları ısı kazancını asgariye indirecek şekilde yalıtılmalıdır. Kalorimetre, ısı kaçağı kompresör kapasitesinin  $\% 5$ ' ini geçmeyecek şekilde yalıtılmalıdır.

Sekonder akışkan basınç ölçümü  $0,05 \text{ bar}$  ( $0,05 \text{ kgf/cm}^2$ ) hassasiyetle yapılmalı ve bu basıncın, cihaz emniyet sınırlarını aşmamasını sağlayacak tedbirler alınmalıdır.



Şekil 1. Metot A deney devresi

Emme basıncı, soğutucu akışkan kontrolü ile ayarlanır ve kompresöre giren soğutucu akışkan buharının sıcaklığı, sekonder akışkana verilen ısı miktarı değiştirilerek ayarlanır. Basma basıncı ise, yoğunlaştırma ortamının sıcaklık ve akışı değiştirilerek veya basma hattındaki bir basınç kontrol cihazı ile ayarlanır.

Isıtıcı devamlı çalıştırıldığında, deney müddetince herhangi bir sebepten ortaya çıkan, verilen ısı miktarı oynamaları kompresörün hesaplanan kapasitesinde % 1 'den fazla değişime sebep olmamalıdır.

Isıtıcı kesintili çalıştırıldığında, sekonder akışkan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı  $\pm 0,6$  °C'den fazla değişmemelidir.

## 2.2 Soğutma Kapasitesinin Tayini

Isı kaçacağı faktörü aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$F_1 = \frac{\phi_h}{T_p - T_a} \quad \dots(1)$$

$F_1$ , ısı kaçacağı faktörü (W/K)

$\phi_h$ , ısıtıcıdaki elektrik giriş gücünün ısı eşdeğeri (W)

$T_p$ , sekonder akışkan basıncına karşı gelen doyma sıcaklığının ortalama değeri (K)

$T_a$ , ortalama çevre sıcaklığı (K)

Deneyle tayin edilen soğutucu akışkanın kütlece debisi aşağıda verilen formülle hesaplanır:

$$m_f = \frac{\phi_i + F_1(T_a - T_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \dots(2)$$

$m_f$ , soğutucu akışkanın deneyle tayin edilen kütlece debisi (kg/s)

$\phi_i$ , kalorimetre ve gaz soğutucuya verilen ısı (W)

$h_{g2}$ , kalorimetre veya gaz soğutucu çıkışındaki gaz haldeki soğutucu akışkanın entalpisi (J/kg)

$h_{f2}$ , Genleşme valf ine giren sıvı haldeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi

$T_s$ , Sekonder akışkanın sıcaklığı

Belirlenen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi, aşağıda verilen formülle hesaplanır:

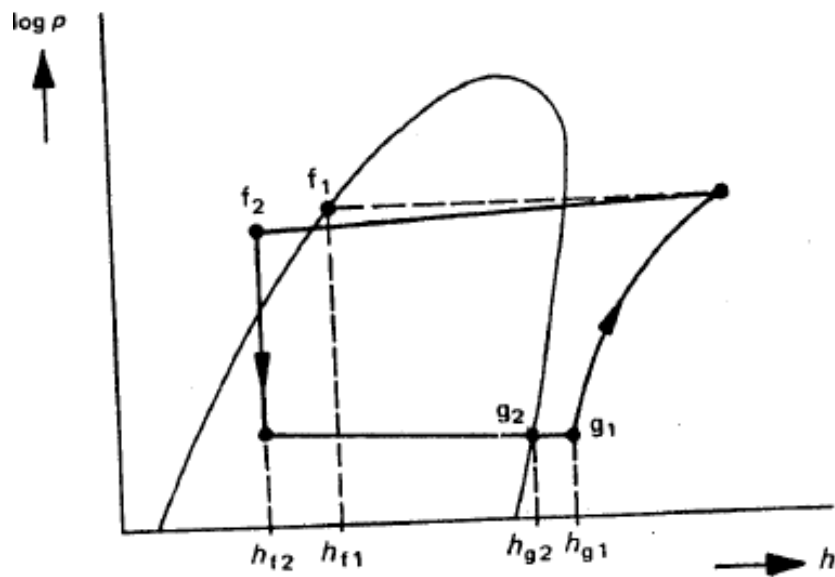
$$\phi_0 = m_f (h_{g1} - h_{f2}) \frac{V_{ga}}{V_{g1}} \quad \dots(3)$$

$\phi_0$ , kompresörün soğutma kapasitesi (W)

$h_{g1}$ , deney şartlarında belirlenmiş kompresör emme tarafındaki soğutucu akışkanın entalpisi (J/kg)

$V_{ga}$ , kompresör emme tarafındaki gaz haldeki soğutucu akışkanın gerçek özgül hacmi ( $m^3/kg$ )

$V_{g1}$ , Tayin edilmiş temel deney şartlarına karşı gelen emme şartlarındaki gaz haldeki soğutucu akışkanın özgül hacmi ( $m^3/kg$ )



Şekil 2. Metot A için basınç – entalpi diyagramı

### **3. Metot C: Kuru Sistem Soğutucu Akışkan Kalorifer Metresi Metodu**

#### **3.1 Kalibrasyon**

Kalibrasyon için ısı kaybı metodu veya yoğuşma ünitesi metodu kullanılabilir:

##### *3.1.1 Isı Kaybı Metodu*

Ortam sıcaklığı 43°C' yi geçmemek şartıyla, istenilen bir değerde  $\pm 1^\circ\text{C}$  sınırları içinde sabit tutulur ve kalorimetreye ortalama yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığının yaklaşık 14°C üzerinde olacak şekilde ısı verilir. Isıtma için sıvı kullanıldığında, giriş sıcaklığı  $\pm 0,3^\circ\text{C}$  sınırları içinde sabit tutulur ve akış, sıcaklık düşüşü 6°C'den az olmayacak şekilde kontrol edilir. Elektrikle ısıtma kullanıldığında çekilen güç  $\pm\%1$  sınırları içinde sabit tutulur.

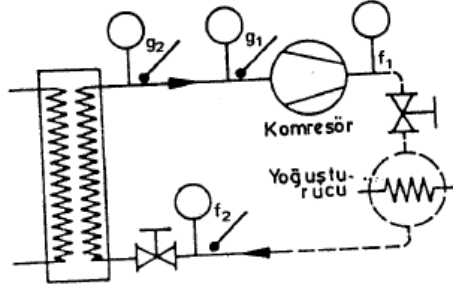
Isı dengesi sağlandıktan sonra, aşağıdaki periyotlar için değerler alınır:

Sıvı ısıtmada hem giriş ve hem de çıkış sıcaklıklarının farkları sabit akış miktarında, birer saat ara ile peş peşe alınan dört okumada  $\pm 0,3$  den fazla olmayacaktır. Elektrikle ısıtmada, soğutucu akışkan doyma sıcaklığının birer saat arayla peş peşe alınan dört değerlerinin farkları  $\pm 0,6^\circ\text{C}$  den fazla olmayacaktır.

##### *3.1.2 Yoğuşma Ünitesi Metodu*

Yoğuşurma ünitesi metodunun kalibrasyonu aşağıdaki metotla yürütülür: Kalorimetrenin çevre sıcaklığı 43°C'yi geçmemek şartıyla, istenilen bir değerde  $\pm 1^\circ\text{C}$  sınırları içerisinde sabit tutulur. Çevre sıcaklığı ile soğutucu akışkanın doyma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı  $22\pm 1^\circ\text{C}$  olacak şekilde, kararlı şartlar elde edilene kadar kalorimetre üzerinde uygun kapasiteli bir yoğuşurma ünitesi çalıştırılır. Yoğuşan sıvı toplanır, hacim ölçme kabıyla ölçülür ve ölçme kabında sıvı birikiminin yüksekliği en az 150 mm olana kadar devam edilir. Deneye birer saatlik

arayla, peş peşe alınan dört okumada  $\pm\%5$ 'den fazla değişim olmayıncaya kadar, devam edilir.



Şekil 3. Metot C deney devresi

### 3.2 Araç ve Gereçler

Taşmalı sistem soğutucu akışkan kalorimetresi, deneyi yapılmakta olan kompresöre ait soğutucu akışkana doğrudan ısı uygulanan basınca dayanıklı buharlaştırıcı kabından veya paralel kaplardan meydana gelir. Soğutucu akışkan akışı, kalorimetreye yakın olarak yerleştirilecek bir el regülatörü, bir sabit basınç genişleme valfi veya uygun bir seviye kontrol cihazı ile kontrol edilir.

Genleşme valfi ve onu kalorimetreye bağlayan soğutucu akışkan boruları ısı kazancını en aza indirecek şekilde yalıtılmalıdır.

Kalorimetre, ısı kaybı kompresör kapasitesinin % 5'ini geçmeyecek şekilde yalıtılmış olmalıdır. Alınacak tedbirlerle, soğutucu akışkan basıncının, cihaz emniyet sınırını aşmaması sağlanmalıdır

### 3.2 Soğutma Kapasitesinin Tayini

Kalorimetreye ısı girişi aşağıdaki formülle bulunur:

$$\begin{aligned} \text{Sıvı ile ısıtmada } \phi_i &= c(T_1 - T_2) m_i \\ \text{Elektrik ile ısıtmada } \phi_i &= 0,86 \times P \end{aligned} \quad \dots(4)$$

$T_1$ , giriş sıcaklığı

$T_2$ , çıkış sıcaklığı

$m_1$ , sıvının kütleli debisi (ks/s)

$c$ , sıvının özgül ısısı (J/kgK)

$P$ , şebekeden çekilen güç (W)

Isı kaçağı faktörü aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$\text{Isı kaybı metodunda } F_1 = \frac{\phi_i}{T_c - T_a} \quad \dots(5)$$

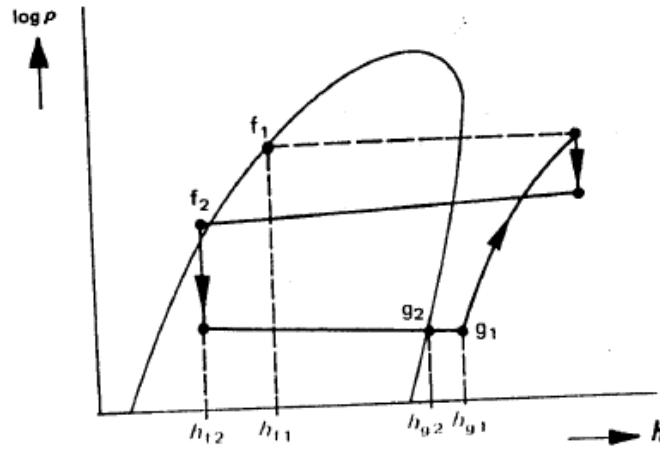
$$\text{Yoğuşma ünitesi metodunda } F_1 = \frac{(h_{g2} - h_{f2})}{T_a - T_c}$$

$T_c$ , kalorimetrenin ortalama yüzey sıcaklığı

Kütleli debi aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$\text{Sıvı ile ısıtma için } m_f = \frac{c(T_1 - T_2)m_1 + F_1(T_a - T_c)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \dots(6)$$

$$\text{Elektrik ile ısıtma için } m_f = \frac{\phi_h + F_1(T_a - T_c)}{h_{g2} - h_{f2}}$$



Şekil 4. Metot C için basınç – entalpi diyagramı



Tayin edilen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\phi_0 = m_f (h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_{ga}}{V_{g1}} \quad \dots(7)$$

$h_{f1}$ , Temel deney şartlarında belirlenmiş kompresör basma basıncına tekabül eden doyma sıcaklığındaki sıvı haldeki soğutucu sıvı akışkanın özgül entalpisi (J/kg)

#### **4. Metot D: Soğutucu Akışkan Buhar Akışmetresi Metodu**

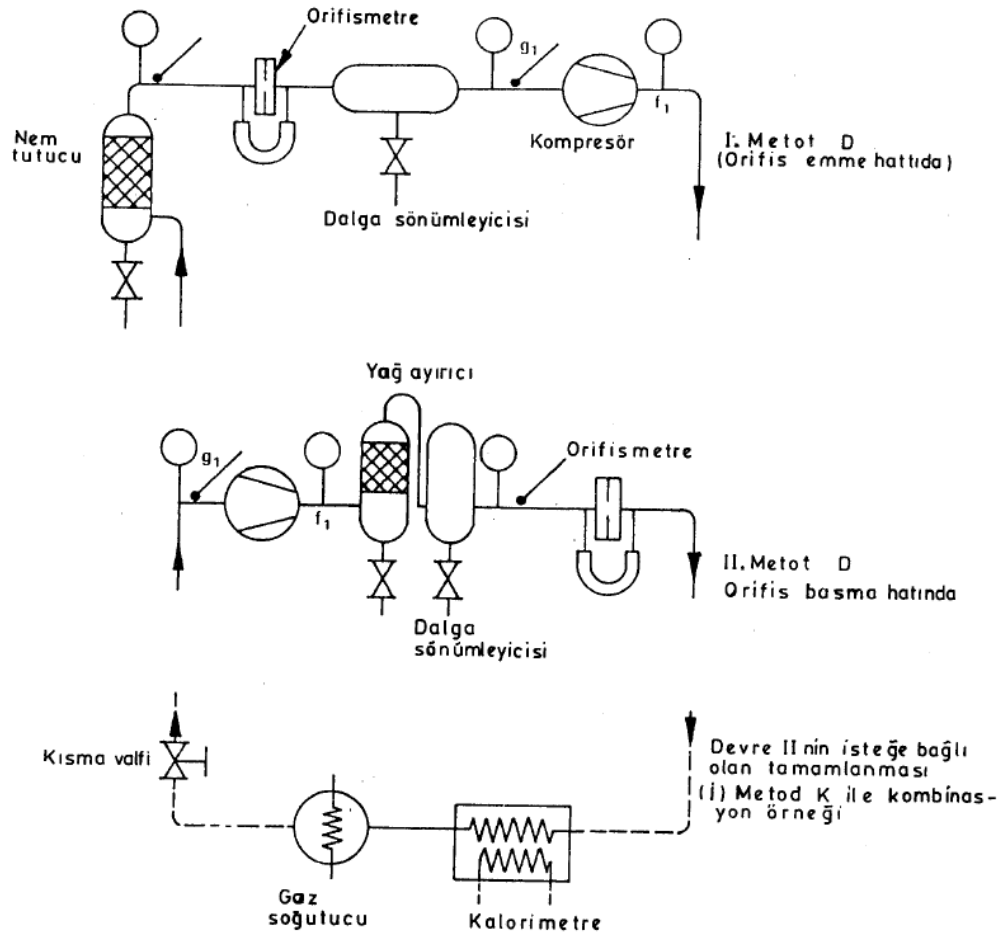
##### ***4.1 Araç ve Gereçler***

Soğutucu akışkan buhar akış metresi, içerisinden geçen soğutucu akışkan hacmini % 2 hassasiyetle ölçebilecek bir meme veya orifis plakasından meydana gelir. Akış metre soğutucu akışkan kompresöründen meydana gelen kapalı çevrimin dağıtım boru hattına veya emme hattına, soğutucu akışkan basıncını basma seviyesinden emme seviyesine azaltmak, buharın aşırı kızgın ısını azaltmak ve şartlandırılmış buharın kompresör emişine dönüşü için, yerleştirilir. Basınç, elle çalışır bir tertibatla veya emme basıncının kontroluyla azaltılır. Sıkıştırma ısısının atılması için devrenin yüksek basınç tarafından bir muslukla yeterli miktarda soğutucu akışkan buharı alınır ve bir yoğuşturucu da yoğunlaştırılır; sonuçtaki aşırı kızgın buharın sıvı soğutucu akışkan damlacıklarından tasfiye edilmiş olmasını garantilemek için de devrenin düşük basınç tarafındaki kızgın ısıtılmış soğutucu akışkanla birlikte bir ısı eşanjöründe tekrar buharlaştırılır.

Soğutucu akışkanın kütlece debisi ( $m_v$ ), kabul edilen metoda göre imal edilmiş ve yerleştirilmiş bir orifis plakası veya memeye ölçülür. Orifis, soğutucu akışkanın dolu kesit akışının gerçekleştiği bir noktadan kompresörün emme veya dağıtım boru hattına yerleştirilir ve bu noktaya, sıvı soğutucu akışkan damlacıklarından tamamen tasfiye edilmiş, homojen aşırı kızgın buharın beslenmesinin sağlanması temin edilir.

Hat içinde düzensiz akış meydana gelmesi durumunda, memeye veya orifise gelen akış dalgalanmasını azaltan veya yok eden yeterli bir sönümlendirme elemanı, mesela bir dalga kırıcı tank devreye ilave edilir (Şekil 5).

Soğutma kapasitesinin tayini için hesaplamalarda saf buhar ölçümü esas alındığından, buhar içerisindeki en küçük yağ miktarı dahi orifisten geçen gaz akış değerinde sapmalara ve netice olarak da kompresörün soğutma kapasitesinin tayininde hatalara sebep olacağından, soğutucu akışkan buhar akış metresi, ancak ölçülen gaz akışının % 1'den daha az yağ ihtiva etmesi halinde kullanılabilir. Yağ miktarı, yağ kütlesinin sıvı soğutucu akışkan/yağ karışım birim kütlesine nispeti olarak bulunur (kg/kg).



Şekil 5. Metot D deney devresi

#### 4.2 Soğutma Kapasitesinin Tayini

Tayin edilen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi aşağıdaki formülle hesaplanır:

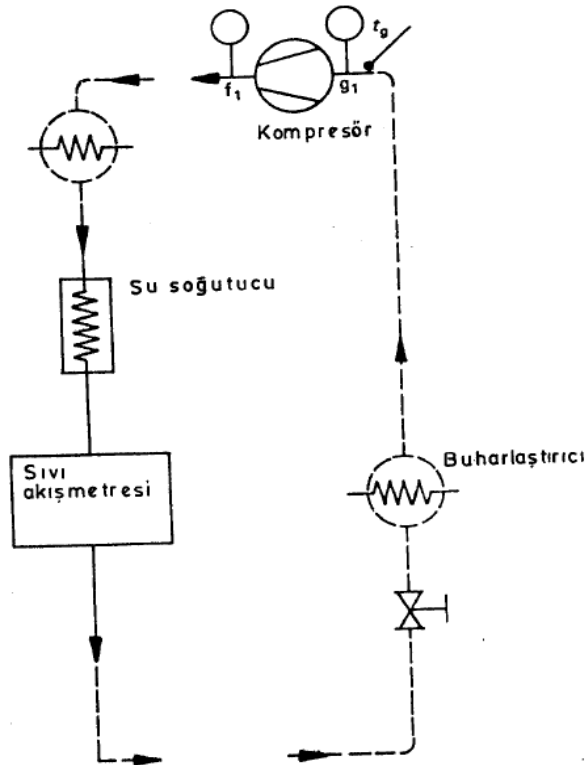
$$\phi_0 = m_f (h_{g1} - h_{f1}) m_v \frac{V_{ga}}{V_{g1}} \quad \dots(8)$$

#### 5. Metot F: Soğutucu Akışkan Sıvı Miktarı Ve Akışmetre

##### Metodu

##### 5.1 Kalibrasyon

Ölçme cihazı, kullanılan kapasite aralığında, en az üç akış miktarında bir periyodik olarak kalibre edilmelidir. Kalibrasyon için kullanılan sıvının mutlak viskozitesi, sıvı soğutucu akışkanının yarısı ile iki katı arasında bir değerde olmalıdır.

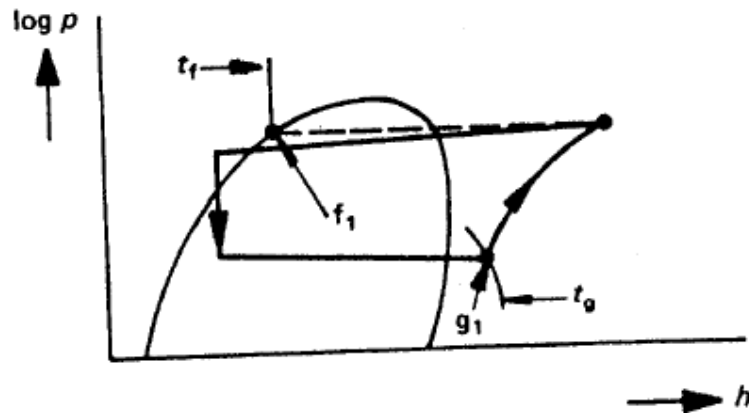


Şekil 6. Metot F deney devresi

### 5.2 Araç ve Gereçler

Soğutucu akışkan debi metresi olarak, soğutucu akışkan debisini hacim birimlerine uygun sayıcı sistemi kullanılarak % 1 hassasiyetinde, ölçen bir miktar ölçeri veya yardımcı tertibatlarla soğutucu akışkan debisini anında gösteren bir debi metre kullanılmalıdır. Soğutucu akışkan debi metresi., sıvı biriktirme tankı çıkışı ile genişleme valfi arasındaki sıvı boru hattına bağlanmalıdır.

Ölçme cihazında soğutucu akışkan buharlaşmasına mani olan ve ölçme cihazının önüne konulan ön soğutucu, kesme valfi ile kontrol edilen sabit sıcaklık ve basınçtaki soğuk su şebekesi ile donatılmalıdır. Ölçme cihazını by-pass (yan geçit) etmek için by-pass valfi ve borusu kullanılmalıdır.



Şekil 7. Deney F basınç- entalpi diyagramı

### 5.3 Soğutma Kapasitesinin Tayini

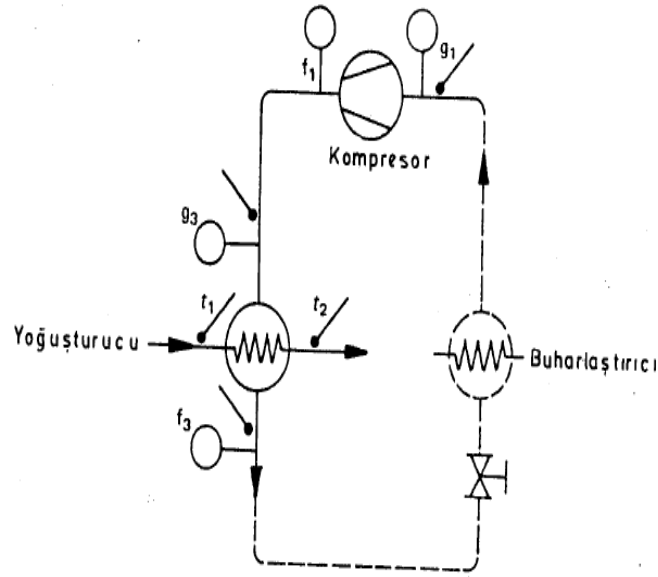
Yağ miktarına ve belirlenen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\phi_0 = \frac{V_p}{1-X \cdot (1-\mu)} \left[ (1-x) \cdot (h_{g1} - h_{f1}) - C_o \cdot x \cdot (T_f - T_g) \right] \frac{V_{ga}}{V_{g1}} \quad \dots(9)$$

$V_p$ , sıvı soğutucu akışkanın ve yağ karışımının hacimce debisi ( $m^3/s$ )

- x, soğutucu akışkan-yağ karışımındaki yağ miktarı, kg yağın kg karışıma olan oranı  
 $\mu$ , yağın özgül hacmi ( $m^3/kg$ )  
 $C_o$ , yağın özgül ısısı ( $J/kgK$ )  
 $X$ , ölçümler arasındaki hata oranı

### 6. Metot G: Su Soğutmalı Yoğuşturucu Metodu



Şekil 8. Metot G deney devresi

Deneyi yapılan kompresörle birlikte kullanılan teçhizatın bir parçasını teşkil eden su soğutmalı yoğuşturucu; sıcaklık, basınç ve soğutma suyu akışını ölçebilen cihazların ilavesiyle kalorimetre olarak da kullanılabilir.

#### 6.1 Soğutma Kapasitesinin Tayini

Deneyle tayin edilen soğutucu akışkanın kütlece akış miktarı aşağıda verilen formülle hesaplanır:

$$m_f = \frac{c(T_2 - T_1)m_c + A(T_d - T_a)K}{h_{g3} - h_{f3}} \quad \dots(10)$$

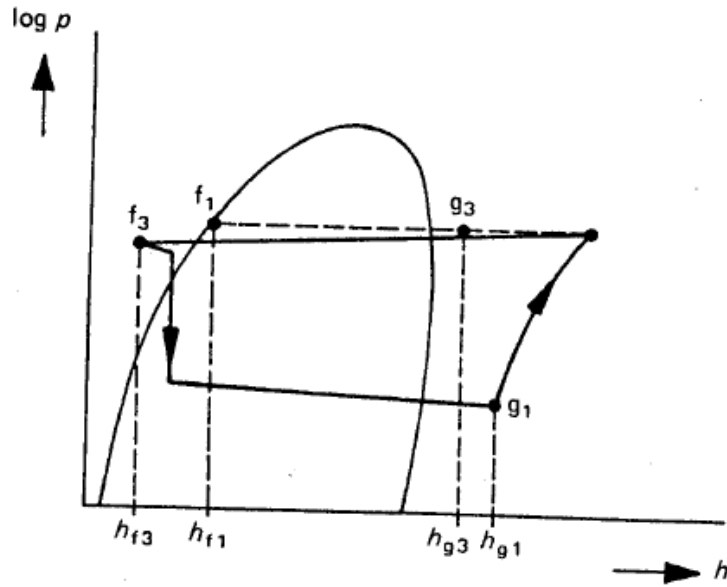
$m_c$ , soğutma suyunun kütleli debisi (kg/s)

$A$ , yoğuşturucunun faydalı yüzey alanı ( $m^2$ )

$T_d$ , yoğuşturucunun çevre havası ile temas halindeki yüzeyinin ortalama sıcaklığı (K)

$h_{g3}$ , yoğuşturucu girişindeki gaz haldeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi (J/kg)

$h_{f3}$ , yoğuşturucu çıkışındaki sıvı haldeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi (J/kg)



Şekil 9. Metot G basınç - entalpi diyagramı

Belirlenen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\phi_0 = m_f (h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_{ga}}{V_{g1}} \quad \dots(10)$$

## 7. Metot K: Kompresör Basma Hattı Kalorimetresi Metodu

### 7.1 Kalibrasyon

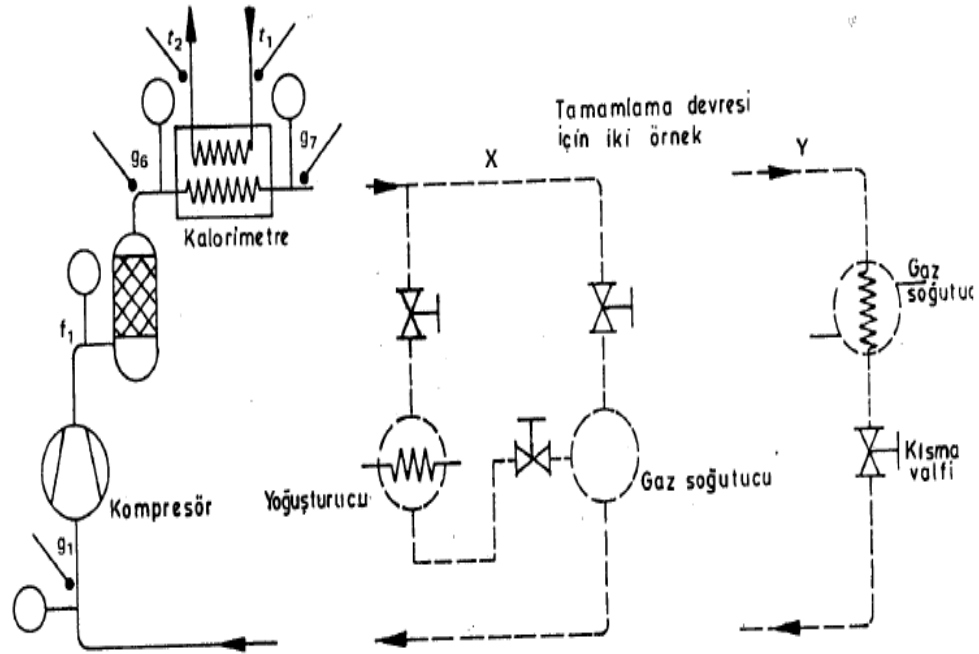
Kalorimetre ısı kaçağı metodu (Kısım 3.1.1) ile kalibre edilir.

## 7.2 Araç ve Gereçler

Soğutucu akışkanın tamamını gaz fazında toplamak için kompresörün basma hattına kalori metrik tipte bir ısı eşanjörü monte edilir.

Gaz fazındaki soğutucunun soğutulması (veya ısıtılması) için kalorimetre kabı, dolaşımı kontrol edilebilen uygun bir sıvı ortamla beslenir. Kalorimetre kabında soğutucu akışkanın yoğuşma ihtimalini ortadan kaldırmak için, bu sıvı dolaştırılan soğutucu ortamın giriş sıcaklığı, kompresörün çıkışındaki basma basıncına karşılık gelen soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığının oldukça üzerinde tutulmalıdır. Alternatif olarak, gaz fazındaki soğutucu akışkan elektrikle ısıtılabilir. Isı kayıplarını en aza indirmek için kalorimetre yalıtılmalıdır.

Kompresör girişinde belirlenen temel deney şartlarına mümkün olduğu kadar yaklaşabilmek için kalorimetreden çıkan gaz haldeki soğutucu akışkanı azaltacak bir cihaz konulmalıdır.



Şekil 10. Metot K için deney devresi

### 7.3 Soğutma Kapasitesinin Tayini

Kalorimetreye ısı girişi aşağıdaki formülle bulunur:

$$\text{Sıvı ile ısıtmada } \phi_i = c(T_1 - T_2)m_1$$

$$\text{Elektrik ile ısıtmada } \phi_i = 0,86 \times P$$

Isı kaçağı faktörü aşağıdaki formülden hesaplanır:

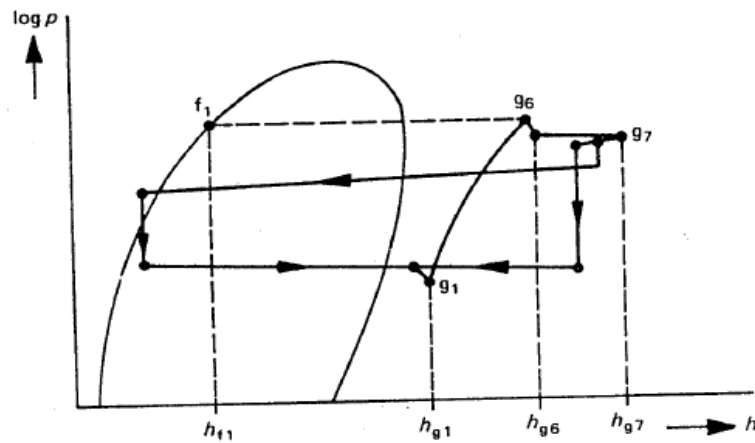
$$F_1 = \frac{\phi_i}{T_c - T_a}$$

Kütleli debi aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$m_f = \frac{c(T_1 - T_2)m_1 + F_1(T_a - T_c)}{h_{g1} - h_{f1}}$$

Tayin edilen temel deney şartlarına göre düzeltilmiş soğutma kapasitesi aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\phi_0 = m_f (h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_{ga}}{V_{g1}}$$



Şekil 11. Metot K basınç – entalpi diyagramı



## 8. Çekilen Gücün Ölçülmesi

Çekilen güç, iletilen net moment ve devir sayısından hesaplanır.

### 8.1 Doğrudan Ölçme Metodu

Doğrudan ölçme metodunda kompresör milindeki moment, muayyen durumlarda, uygun bir cihazla ölçülebilir.

Ortalama frenleme gücü, deney müddetindeki ortalama devir sayısından ve ortalama moment ile hesaplanır.

Kullanılan ölçme cihazı., tatbik edilen momenti  $\pm$  % 2.5 hassasiyetle ölçebilecek özellikte olmalıdır.

### 8.2 Dolaylı Ölçme Metodu

Tahrik elemanı olarak, karakteristikleri bilinen, kalibre, edilmiş bir elektrik motoru kullanılır.

Kompresöre uygulanan efektif güç, motor terminalinde ölçülen elektrik gücü ile belirlenir.

Eğer motor kayışla tahrik ediliyorsa güç aktarma kaybı göz önünde bulundurulmalıdır

Not: Doğrudan veya dolaylı ölçme metoduyla moment ölçülemiyorsa, giriş gücü esas alınmalıdır.