

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ HERMETİK KOMPRESÖRLERDE
TERMODİNAMİK VE MEKANİK VERİMİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Furkan Ahmet TOK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ HERMETİK KOMPRESÖRLERDE
TERMODİNAMİK VE MEKANİK VERİMİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Furkan Ahmet TOK
(503131108)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Akışkan Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131108 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Furkan Ahmet TOK**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ HERMETİK KOMPRESÖRLERDE TERMODİNAMİK VE MEKANİK VERİMİN İYİLEŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Mesut GÜR**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 27 Kasım 2015
Savunma Tarihi : 24 Aralık 2015

Aileme ve arkadaşlarıma,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, değişken kapasitelihermetik kompresörlerintermodinamik ve mekanik kayıpları deneysel ve teorik olarak incelenmiş; yapılan iyileştirme çalışmaları sonucunda kayıplar azaltılarak soğutma etkinlik katsayısı (SEK/COP) değerine etkisi gözlenmiş ve kompresör verimi iyileştirilmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'eteşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan ve bunun için imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cem KURAL,Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Aile Lideri Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında bana gerekli desteklerini sunan, yüksek lisans çalışma hayatımda ve tez çalışmalarım boyunca değerli görüşleri ile bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyen Sn. Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ 'ye çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar sırasında deney düzeneklerinin kurulması, devreye alınması, bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümü gibi konularda yardımlarını ve tecrübelerini esirgmeden katkıda bulunan ve emeği geçen Sn. Ercan KURTULDU, Sn. İlhan BALIKÇI ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan başta çok değerli dostlarım; Beria Işık CANTÜRK, Mutlu İPEK, Mert GÜNEY, Haşim OTUNÇ ve Mert PATKAVAK olmak üzere Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Aralık 2015

Furkan Ahmet TOK
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi ve Kompresörler	3
2.2 Değişken Kapasiteli Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları	6
2.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Çalışma Prensibi.....	9
2.4 Değişken Kapasiteli Hermetik Pistonlu Kompresörde Kayıplar	10
2.5 Kompresör Performans ve Verim Parametreleri	11
2.6 Değişken Devirli Hermetik Pistonlu Kompresörde Mekanik Verim	12
2.7 Değişken Devirli Hermetik Pistonlu Kompresörde Motor Verimi	12
2.8 Literatürde Yapılan Çalışmalar	13
3. DEĞİŞKEN DEVİRLİ HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRÜN İNCELENMESİ	21
3.1 Kalorimetre Ölçümleri	21
3.1.1 Model 11, Rakip A ve Rakip B kalorimetre ölçümleri (ASHRAE)	23
3.1.2 Model 8,7,11 ve Rakip A buzdolabı şartı kalorimetre ölçümleri.....	25
3.2 Kalorimetre Sıcaklık Ölçümleri	26
3.3 Ses Gücü Düzeyi (SGD) Ölçümleri	27
3.3.1 Model 7 (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri.....	28
3.3.2 Rakip A (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri.....	28
3.3.3 Rakip B (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri.....	29
3.4 Mekanik Kayıp Ölçümleri.....	29

3.4.1	Mekanik kayıp ölçüm sistemi	29
3.4.2	Model 8 kompresörü mekanik kayıp ölçümleri	36
3.4.3	Rakip B kompresörü mekanik kayıp ölçümleri.....	39
3.5	Motor Verim Ölçümleri.....	41
3.5.1	105 kcal/h kapasiteli kompresör motor testi	42
3.5.2	Rakip B kompresörü motor testi.....	43
3.6	pV Ölçümleri	44
3.6.1	Model 8 kompresörü pV ölçümleri	44
3.6.2	Rakip B kompresörü pV ölçümleri	55
3.7	Piston Gaz Kaçak Ölçümleri	58
4.	COP İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI	65
4.1	Mekanik Verim İyileştirme Çalışmaları	65
4.1.1	Model 54 kompresörde yağ viskozitesi değişiminin incelenmesi.....	65
4.1.2	Model 12 ve Model 68 kompresörlerinde yağ değişiminin incelenmesi	67
4.2	Termodinamik Verim İyileştirme Çalışmaları	68
4.2.1	Tek egzoz susturucusu kullanımı	68
4.2.2	Egzoz borusu konum değişimi ve titreşim borusu yalıtımı.....	69
4.2.3	Emme borusu yalıtımı	69
4.2.4	Çift atkılı silindir kafası.....	70
4.2.5	Malzeme boşaltmalı silindir kafası	71
4.2.6	0,35 mm çekirdek yükseklikli motor.....	71
4.2.7	Polimer malzemeli yalıtım tablası.....	72
4.3	Hazırlanan Prototipler ve Performans Ölçüm Sonuçları	73
4.3.1	Model 99 prototipi ve performans ölçümleri	73
4.3.2	Model 15 prototipi ve performans ölçümleri	74
5.	SONUÇLAR	79
	KAYNAKLAR.....	85
	ÖZGEÇMİŞ.....	87

KISALTMALAR

AC	: Alternative Current (Alternatif Akım)
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BLDC	: Brushless DC
BZŞ	: Buzdolabı Şartı
DC	: Direct Current (Doğru Akım)
KDA	: Krank Dönme Açısı
PID	: Proportional Integral Derivative
PS	: Piston-Silindir
RPM	: Revolutions Per Minute
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı
SGD	: Ses Gücü Düzeyi
VCC	: Variable Capacity Compressor

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Deney ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırma çizelgesi.	16
Çizelge 3.1 : Model 11 kalorimetre ölçüm sonuçları.	23
Çizelge 3.2 : Rakip A ve Rakip B kalorimetre ölçüm sonuçları.	24
Çizelge 3.3 : Deplasman parametreleri.....	33
Çizelge 3.4 : Sabit yükte farklı sıcaklıklarda 3000 rpm mekanik kayıplar.	37
Çizelge 3.5 : Rakip B mekanik kayıp ölçüm değerleri tablosu.	40
Çizelge 3.6 : 5 farklı çalışma devri için pV ölçüm sonuçları.	49
Çizelge 3.7 : Rakip B kompresörü pV ölçüm sonuçları.	57
Çizelge 4.1: Model 54 yağ ölçüm sonuçları.	66
Çizelge 4.2 : Model 99 baseline ve prototip kalorimetre sonuçları.	74
Çizelge 4.3 : Model 15 baseline kalorimetre ölçüm sonuçları.	75
Çizelge 4.4 : Model 15 Prototip1 ve Prototip2 kalorimetre ölçüm sonuçları.....	76
Çizelge 4.5 : Model 15 Prototip3 kalorimetre ölçüm sonuçları ve iyileştirmeler.	76

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 : Buhar sıkıştırırmalı kompresör çevrimi[1]	3
Şekil 2.2 : Buhar sıkıştırırmalı kompresör çeşitleri	4
Şekil 2.3 : Değişken devirli pistonlu hermetik kompresör	5
Şekil 2.4 : Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi.....	6
Şekil 2.5 : Kompresör krank-biyel-piston mekanizması	7
Şekil 2.6 : Asenkron statoru ve rotoru	8
Şekil 2.7 : BLDC statoru ve rotoru	9
Şekil 2.8: Kompresör şematik sistemi	13
Şekil 2.9 : Enerji etkileşim şeması.....	14
Şekil 2.10 : Farklı sıkıştırma oranlarındaki genel verimler	14
Şekil 2.11 : Emme valf yaprağı kalınlığına göre debinin değişimi	15
Şekil 2.12 : Emme valf yaprağı kalınlığına göre kompresör veriminin değişimi.....	16
Şekil 2.13 : Çeşitli sıcaklık dağılımları	17
Şekil 2.14 : Farklı akışkanlar için deneysel ve analitik çözüm karşılaştırması	18
Şekil 3.1 : Kalorimetre cihazı	21
Şekil 3.2 : Kalorimetre sistemi şematik gösterim	22
Şekil 3.3: Model 11 kompresör devir değişimine göre COP değişimi grafiği	24
Şekil 3.4: Model 11, Rakip A ve Rakip B COP karşılaştırması	25
Şekil 3.5: Model 8,7,11 ve Rakip A buzdolabı şartı kalorimetre ölçüm sonuçları....	25
Şekil 3.6: Akış hattı boyunca farklı devirlerde sıcaklık değişimi.....	26
Şekil 3.7: Farklı devirlerde ortalama yağ sıcaklık değişimi	27
Şekil 3.8: Farklı devirlerde ortalama motor sıcaklık değişimi	27
Şekil 3.9: Model 7 BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri	28
Şekil 3.10: Rakip A BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri.....	28
Şekil 3.11: Rakip B BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri	29
Şekil 3.12 : Ölçüm sistemi bileşenleri ve genel görünüşü.....	30
Şekil 3.13: Kompresör gövdesinin sisteme yerleşimi.....	31
Şekil 3.14 : Enkoderın içerisindeki elemanlar	31
Şekil 3.15 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması[15]	32

Şekil 3.16 : Piezoelektrik özellikli basınç sensörü [16].....	33
Şekil 3.17 : Termokupl yapısı ve çalışma prensibi [16]	34
Şekil 3.18 : Model 8 kompresörü mekanik kayıp ölçüm hazırlıkları	36
Şekil 3.19 : Sabit yükte farklı açısız hızlarda ortalama yük değişimi.....	37
Şekil 3.20 : Sabit yük ve farklı yağ sıcaklığında mekanik kayıp dağılım grafiği.....	38
Şekil 3.21 : Rakip B mekanik kayıp ölçümü hazırlıkları.....	39
Şekil 3.22 : Rakip B mekanik kayıp ölçümleri	40
Şekil 3.23 : Motor test sistemi	41
Şekil 3.24 : Motor test düzeneğinin kısımları.....	42
Şekil 3.25 : Model 8 motor verimi grafiği	43
Şekil 3.26 : Rakip B motor verimi grafiği	44
Şekil 3.27 : Enkoder yerleşimi ve gövdeye adaptasyonu	45
Şekil 3.28 : Basınç transdüseri bölümleri	46
Şekil 3.29 : 3000 rpm için pV diyagramı (Model 8)	46
Şekil 3.30 : Emme anı krank açısı değişimine göre basınç ölçümleri	47
Şekil 3.31 : Egzoz anı krank açısı değişimine göre basınç ölçümleri.....	48
Şekil 3.32 : Model 105 mekanik kayıp değişimi	50
Şekil 3.33 : Devir değişimine bağlı mekanik ve motor verimi karşılaştırması.....	50
Şekil 3.34 : Model 105 port kayıplarının devire göre değişimi	51
Şekil 3.35 : Model 105 pV 3000 devir flutter ayısı	51
Şekil 3.36 : Model 105 pV 2000 devir flutter sayısı.....	52
Şekil 3.37 : Model 105 pV 1600 devir flutter sayısı.....	52
Şekil 3.38 : Model 105 pV 1200 devir flutter sayısı.....	52
Şekil 3.39 : 3000 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı	53
Şekil 3.40 : 2000 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı	53
Şekil 3.41 : 1600 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı	54
Şekil 3.42 : 1400 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı	54
Şekil 3.43 : 1200 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı	54
Şekil 3.44 : Rakip B pV hazırlık çalışmaları	55
Şekil 3.45 : Rakip B valf tablası sensör pozisyonu.....	56
Şekil 3.46 : 3000 rpm için pV diyagramı (Rakip B).....	56
Şekil 3.47 : pV sonuçlarına göre giriş gücünün dağılımı	57
Şekil 3.48 : Piston kaçak sistemi şematik gösterimi.....	58
Şekil 3.49 : Piston kaçak ölçüm sistemi	59
Şekil 3.50 : Piston gaz kaçak hazırlık çalışmaları	60

Şekil 3.51 : Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (5 cSt viskozite)	61
Şekil 3.52 : Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (10 cSt viskozite)	62
Şekil 3.53 : Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (3 cSt viskozite)	63
Şekil 3.54 : Yağ viskozitesine göre kaçak miktarının karşılaştırılması.....	64
Şekil 4.1 : Model 54 farklı yağ viskozitesinin performansa etkisi	66
Şekil 4.2 : Model 12 ve 68 yağ değişimi performans sonuçları	67
Şekil 4.3 : Tek egzoz susturucusu kullanımı	68
Şekil 4.4 : Egzoz borusu konum değişikliği ve titreşim borusu yalıtımı.....	69
Şekil 4.5 : Emme borusu yalıtımı	70
Şekil 4.6 : Polimer malzemeli boru ve o-ringler	70
Şekil 4.7 : Orjinal ve yeni tasarım silindir kafası	71
Şekil 4.8 : Malzeme boşaltmalı silindir kafası tasarımı.....	71
Şekil 4.9 : 0,35 mm çekirdek yükseklikli yüksek verimli motor.....	72
Şekil 4.10 : Polimer malzemeli yalıtım tablası	72
Şekil 4.11 : Model 99 prototip hazırlık çalışmaları	73
Şekil 4.12 : Model 15 prototip hazırlık çalışmaları 1	74
Şekil 4.13 : Model 15 prototip hazırlık çalışmaları 2	75
Şekil 4.14 : Model 15 ve prototiplerin performans değişimi.....	77

SEMBOL LİSTESİ

e	: Eksantriklik
f	: Kompresör frekansı
g	: Yer çekim ivmesi
h	: Yağ film kalınlığı
$h_{b,\zeta}$: Buharlaştırıcı çıkış entalpisi
$h_{b,g}$: Buharlaştırıcı giriş entalpisi
J	: Şaft, rotor ve hareketli parçaların toplam ataleti
k'	: Yüzey pürüzlülük katsayısı
L	: Eksenel yatak radyal boyu
l	: Biyel küçük-büyük çaplı deliği merkez eksenleri arası mesafesi
M	: Eksenel yatak sürtünme momenti
m_c	: Kütleli debi
n	: Kompresör devri
P	: Yağ basıncı
P_{avg}	: Eksenel yatak basıncı
P_{piston}	: Piston gücü
$P_{sürtünme}$: Sürtünme gücü
P_{Top}	: Şaft üzerindeki toplam güç
Q_c	: Kompresör soğutma kapasitesi
r	: Krank h mesafesi
T	: Mutlak sıcaklık
T_{top}	: Şaft üzerindeki toplam tork
W_{mek}	: Mekanik güç kaybı
W_{motor}	: Kompresör giriş gücü
$W_{sıkıştırma}$: Sıkıştırma işi
z_0	: Ölü hacmin piston yüzey alanına oranına karşılık gelen mesafe
α	: Viskozite-basınç katsayısı
β	: Viskozite-sıcaklık katsayısı
ε	: Eksantrisite oranı
θ	: Krank dönme açısı
$\theta_{ÜÖN}$: Piston üst ölü noktada iken krank açısı değeri
ν	: Kinematik viskozite
ρ	: Yağ yoğunluğu
η_{mek}	: Mekanik verim
η_{motor}	: Motor verimi
μ	: Dinamik viskozite
σ	: Yüzey gerilmesi
ψ	: Biyel açısı
ω	: Şaftın açısal hızı
$\dot{\omega}$: Şaftın açısal yavaşlama ivmesi

DEĞİŞKEN KAPASİTELİ HERMETİK KOMPRESÖRLERDE TERMODİNAMİK VE MEKANİK VERİMİN İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Son yıllarda buzdolabı enerji verimliliği ve ayrıca kullanıcıya sağladığı artı avantajlar açısından değişken kapasiteli kompresör (VCC) kullanımı hızla artmaktadır. Özellikle dünya genelinde bulunan kompresör üreticileri son dönemde ürünlerinin çoğunda değişken kapasiteli kompresör kullanmaya başlamıştır. Üreticiler gelecek dönemde de ürünlerinin tamamında değişken kapasiteli kompresör kullanılacağı söylemini pazarda reklam aracı olarak kullanmaktadırlar. Son yıllarda Arçelik A.Ş. tarafından üretilen buzdolaplarında da değişken kapasiteli hermetik kompresör kullanımı artmıştır. Çok yakın gelecekte bu sayının daha da artması planlanmaktadır. Ayrıca daha verimli, ucuz ve müşterinin ihtiyacı doğrultusunda yeni ürünlerin tasarlanıp sunulması için araştırma ve geliştirme çalışmaları artarak devam etmektedir. Sürdürülebilir rekabet açısından Arge çalışmaları doğrultusunda üreticilerin değişken kapasiteli inverter kompresör tasarımında iyileştirmeye açık alanları belirlemesi, iyileştirme çalışmaları ile verimlilik düzeyinin yukarı çekilmesi için sürekli olarak çalışmalar gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında mevcut değişken kapasiteli kompresör tasarımındaki termodinamik ve mekanik kayıpların detaylı incelenmesi, kompresör performans ölçümleri ve benchmark kompresör inceleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca COP iyileştirme çalışmaları kapsamında gerçekleştirilen aktiviteler anlatılarak prototipleme çalışması yapılmış ve performans testleri gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar incelenmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, değişken devirli hermetik buzdolabı kompresörleri ve çalışma prensibi hakkında genel bilgi verilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde, genel olarak mekanik verim, termodinamik verim, performans tahmini ve piston gaz kaçakları hakkında literatür araştırmasına yer verilmiştir.

Tezin üçüncü bölümünde baseline durumda bulunan değişken devirli hermetik kompresörlerde deneysel olarak yapılan kalorimetre performans ölçümleri, ses gücü düzeyi (SGD) ölçümleri, pV testleri, mekanik kayıp ölçümleri, yağ sıcaklık ölçümü ve piston gaz kaçakları test sonuçları incelenerek termodinamik ve mekanik verim incelenmiştir. Ölçümler hem ARÇELİK hemde benchmark kompresörler üzerinde gerçekleştirilmiş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Detaylı pV ölçümleri ve mekanik kayıp ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Performansın iyileştirilmesine yönelik önemli tespitlerde bulunulmuştur.

Dördüncü bölümde değişken kapasiteli bir hermetik kompresörde gerçekleştirilen COP iyileştirme çalışmaları anlatılmıştır. Hazırlanan prototipler hakkında bilgi verilerek deneysel olarak elde edilen ölçüm sonuçları paylaşılmış ve performans artışları incelenmiştir.

Dördüncü bölümde değişken devirli bir hermetik kompresörde gerçekleştirilen COP iyileştirme çalışmaları anlatılarak, deneysel olarak elde edilen ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Beşinci bölümde inceleme çalışmaları ve SEK/COP iyileştirme çalışmaları sonrası elde edilen sonuçlar özetlenerek elde edilen verim ve COP artışı yorumlanmış ve öneriler sunulmuştur.

IMPROVEMENT OF THERMODYNAMIC AND MECHANICAL EFFICIENCY IN VARIABLE CAPACITY HERMETIC COMPRESSORS

SUMMARY

Every sector of industry as well as white good manufacturers have been following advances and innovations in technology on a regular basis. Moreover, research and development activities have been increasing to design and present new products that are more efficient, cheaper and in line with consumer needs.

In recent years, environmental concerns and energy consumption become more important. Therefore, the use of variable capacity compressor is rapidly increasing in terms of refrigerator energy efficiency and also plus benefits provided to users. Especially worldwide compressor manufacturers recently began using variable capacity compressors in most of their products. Producers will use the discourse that they will use variable capacity compressors in all of their products as an advertisement tool in the future stage as well. Refrigerators manufactured by the Arçelik in recent years has increased the use of variable capacity hermetic compressors. Very near future it is planned to further increase this number. In addition, it continues to increase research and development efforts for more efficient, cheap and designed in accordance with the needs of customers for the provision of new products. As part of research and development works producers should continuously execute projects for determining the open areas (opportunities) for improving the design of variable capacity hermetic compressors and increase the level of productivity with the improvement work in terms of sustainable competition.

In this thesis, detailed examination of the thermodynamic and mechanical losses in the variable capacity compressor design, compressor performance measurements and benchmark compressor investigations were carried out. Furthermore, the activities carried out under the COP improvement studies were explained and the results obtained from these improvements were examined. Also high efficiency prototype were made and declared.

General information about the vapor-compression refrigeration cycle and the variable capacity hermetic refrigerator compressors is given and working principle of compressors are described in the first part of this thesis. Also literature studies about performance estimation of hermetic reciprocating compressors, mechanical and thermodynamic efficiency are summarized. Additionally there are some articles about detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors and thermal analysis. Most of the studies are focused on performance estimation and they are related with compressor efficiency. In these articles there are some models to estimate compressor efficiency and help to determine design parameters.

In the second part of this thesis, several experimental studies are presented. These studies begin with calorimeter measurements to determine performance of compressors. Cooling cycle is controlled and performance parameters like cooling capacity, input power and coefficient of performance (COP) can be specified in calorimeter devices. These measurements were done for ASHRAE working conditions (Evaporation fixed at 0.624 bar and -23.3 °C, condensation fixed at 7.61 bar and 54.4 °C) and some household refrigeration conditions (Evaporation fixed at -25 °C, condensation fixed 35 °C). The results were obtained from calorimeter and calculated. We analyzed and compared the results of each compressors.

After these performance tests, detailed temperature measurements were carried out on a compressor model 89 at different operating speeds. These measurements were obtained during the calorimeter tests. While we were measuring temperatures, 20 thermocouples were used on different components and different areas on compressor shell. 6 critical point were determined along the flow line and average temperature values were calculated for the results. Also average oil temperature and average motor temperature were determined for 4 different working speeds.

Another experimental study was measurement of sound level power. Measurements were performed on variable capacity refrigeration compressor at household refrigeration conditions (Evaporation fixed at -25 °C, condensation fixed 35 °C). During the test, compressor worked on several different speeds in a special designed acoustic room in Arçelik. These measurements is very useful to determine the positions and levels of flow-induced noises in flow line.

After these sound tests, mechanical loss tests were performed on variable capacity refrigeration compressor. For the measurements, mechanical loss test system were used. The objective of this measurement was to investigate mechanical losses at different working speeds and different oil temperatures. Calculation parameters and working principle of system were described. Arçelik and benchmark compressor were adapted to system and measured. After that, the results are explained and compared according to oil temperature change. According to results, when oil temperature is increased, mechanical losses decrease at more than 1600 rpm speed because of viscosity change depend on temperature. Also when oil temperature is decreased, mechanical losses begin to increase at less than 1600 rpm speed because of viscosity change depend on temperature. Mixed lubrication situation was spotted at lower level speeds.

Also compressor motor efficiency tests were described in second part. Two different compressors were used to measure motor efficiency. These are Arçelik and Embraco compressor motors. To get solo performance of compressor motors, motor measurements were done in variable speeds. With these measurements motor torque, power and efficiency according to the speed are determined for cold and hot conditions. Hot and cold tests were done between 1200 rpm to 3000 rpm for Arçelik compressor's motor. Motor efficiency was measured for 5 different speeds. The increase of efficiency was seen until 2000 rpm in cold and hot condition tests respectively. The most efficient working speed were determined at 3000 rpm (%93). These efficiencies were investigated beetwen 25N cm to 30 Ncm. Also efficiencies were really close in variable speeds from 1200 rpm to 2000 rpm.

Then hot and cold tests were done between 1200 rpm to 3000 rpm for Embraco compressor's motor. Motor efficiency was measured for 3 different speeds. The most efficient working speed were determined at 3000 rpm (%92). These efficiencies were investigated between 25N cm to 30 Ncm. Also efficiencies were really close for both compressors 3000 rpm speed.

After motor efficiency tests, pV measurements were carried out for Arçelik and Embraco compressors at different working speeds. The objective of this measurement is to obtain pressure-volume diagram for the compressors during working cycle. This pV diagrams help to determine thermodynamic losses in suction and discharge stages. So according to measurements that we performed, pV diagrams were created for both compressors. Then these diagrams were investigated and compression works were obtained. After these results, distribution of power losses were determined for different working speeds. Also pie-chart graphics of every compressor losses (mechanical loss, electrical loss, thermodynamic loss) were created to comment about what is the good advantage to improve compressor.

Finally, piston gas leakage measurements of compressor are presented. These measurements were performed on calorimeter device with ASHRAE working condition. To investigate how much gas is leaking between piston and cylinder, special measurement system was prepared and integrated with calorimeter device. Also some technical changes were made on suction line in compressor by adapting the line to direct suction. Rubber bellows has been used to do this. After the preparation process, measurements were carried out at 4 different speeds (1200-1600-2000-3000 rpm). Also oil viscosity was changed for every different speeds. According to results, increased piston gas leakage was determined depending on the speed reduction. Also oil viscosity change effect is presented. It was determined that when oil viscosity is decreasing, gas leakages increase or when oil viscosity is increasing, gas leakages decrease.

In the third part of this thesis, COP improvement works carried out in a variable capacity compressor are described. These improvements comprise mechanical and thermodynamic improvement studies. In mechanical section, oil viscosity change is investigated in variable speed compressor by measuring performance changes of compressor in calorimeter device. According to results, we determined compressor COP level is increasing at high speed levels when we use low viscosity oil otherwise compressor COP level is increasing at low speed levels when we use high viscosity oil. This situation is result from mechanical loss changes by oil viscosity. In thermodynamic section, improvement works was described which was related with components. The objective of these improvements is mostly about increasing volumetric efficiency.

Finally, some of these mechanical and thermodynamic improvements were performed on some variable capacity compressors and prototypes were prepared. Then performance tests is done. The measurement results shared which was obtained experimentally and performance improvements have been examined by giving information about the prototypes were prepared. The results were examined and compared with compressor's baseline performance results. After these studies, we obtained the most efficiency variable capacity compressor with 2,04 W/W COP result at 2000 and 2200 rpm.

The final section offers advice with a summary of the results obtained from all experimental studies which was performed on several variable capacity compressors.

1. GİRİŞ

Beyaz eşya sektöründe soğutma sistemleri önemli bir yer tutmaktadır. Özellikle de buzdolabında soğutma sistemi çok önemlidir. Buzdolabı soğutma performansını belirleyen en önemli soğutma elemanı kompresördür. Buzdolaplarında değişen enerji regülasyonları daha düşük enerji tüketen buzdolabı tasarımlarını zorunlu kılmaktadır. Dolayısıyla buzdolaplarında enerji tüketimini belirleyen komponent durumundaki kompresörün verimi enerji tüketimi açısından en kritik parametrelerden biri durumundadır.

Son yıllarda buzdolabı enerji verimliliği ve ayrıca kullanıcıya sağladığı artı avantajlar açısından değişken kapasiteli kompresör (VCC) kullanımı hızla artmaktadır. Özellikle dünya genelinde bulunan kompresör üreticileri son dönemde ürünlerinin çoğunda değişken kapasiteli kompresör kullanmaya başlarken gelecekte de ürünlerinin tamamında değişken kapasiteli kompresör kullanılacağı söylemini pazarda reklam aracı olarak kullanmaktadırlar. Son yıllarda Arçelik A.Ş. tarafından üretilen buzdolaplarında da VCC kullanımı artmıştır. Çok yakın gelecekte bu sayının daha da artması planlanmaktadır. Ayrıca daha verimli, ucuz ve müşterinin ihtiyacı doğrultusunda yeni ürünler tasarlanıp sunulması için araştırma ve geliştirme çalışmaları artarak devam etmektedir. Sürdürülebilir rekabet açısından Arge çalışmaları doğrultusunda üreticilerin VCC tasarımında iyileştirmeye açık alanları belirlemesi, iyileştirme çalışmaları ile COP düzeyinin yukarı çekilmesi için sürekli olarak çalışmalar gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında mevcut VCC tasarımındaki termodinamik ve mekanik kayıpların detaylı incelenmesi, benchmark inceleme çalışmaları, COP iyileştirme çalışmaları kapsamında gerçekleştirilen aktiviteler ve elde edilen sonuçlar incelenmektedir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde, genel olarak COP iyileştirme çalışmaları, mekanik verim, termodinamik verim, motor verimi, piston gaz kaçakları, yağ viskozitesi değişimi hakkında literatür araştırmasına yer verilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde baseline durumda bulunan değişken devirli bir hermetik kompresörde yapılan kalorimetre, SGD , PV , mekanik kayıp, yağ sıcaklık ölçümü, piston gaz kaçakları test sonuçları incelenerek termodinamik ve mekanik verim yorumlanmıştır.

Üçüncü bölümde baseline durumda bulunan benchmark değişken devirli bir hermetik kompresörde yapılan kalorimetre, SGD , PV , mekanik kayıp test sonuçları incelenerek termodinamik ve mekanik verim yorumlanmıştır.

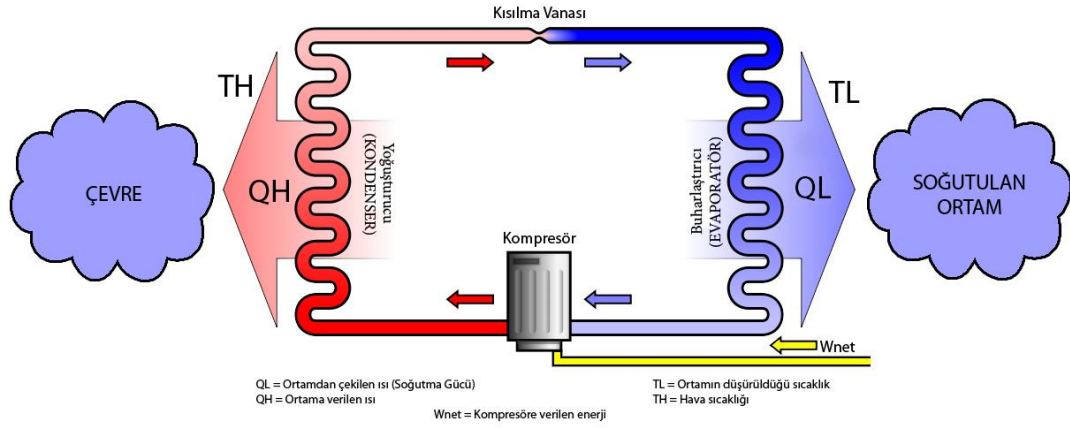
Dördüncü bölümde değişken devirli bir hermetik kompresörde gerçekleştirilen COP iyileştirme çalışmaları anlatılarak, deneysel olarak elde edilen ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Beşinci bölümde COP iyileştirme çalışmaları sonrası elde edilen sonuçlar özetlenerek elde edilen verim ve COP artışı yorumlanmış ve öneriler sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi ve Kompresörler

Hermetik pistonlu kompresörlerin çalışma prensibini oluşturan ve bugün uygulamada en sık rastlanan soğutma çevrimi olan buhar sıkıştırımlı çevrimde: İçerisinde soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçirilmesinde yardımcı olan buharlaştırıcı, buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçlı soğutucu akışkanın basıncını arttıran kompresör, kompresör çıkışındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkanın ısısının çevreye atılmasında ve sıvı hale dönüşmesinde rol oynayan yoğuşturucu, yoğuşturucu çıkışında bulunan akışkanın debisi ile basıncını ayarlayan genişleme valfi veya kapileri boru ve bu parçaları birbirine bağlayan boru donanımı ile yardımcı aksam ve akış kontrol elemanları bir bütün olarak Şekil 2.1’de sunulmaktadır [1].



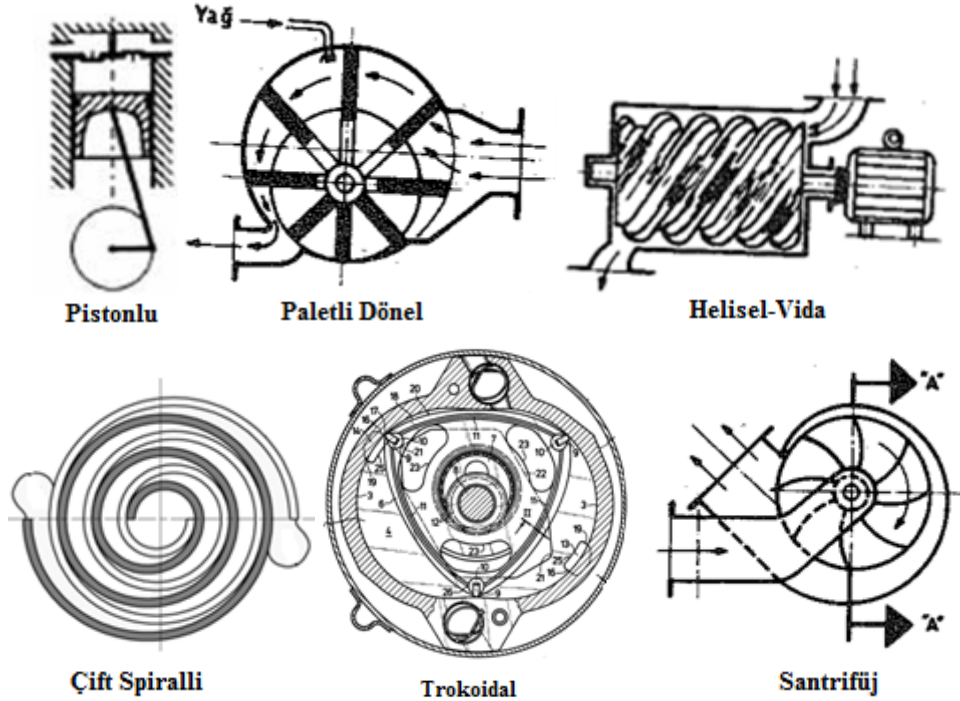
Şekil 2.1 : Buhar sıkıştırımlı kompresör çevrimi[1].

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu akışkan buharının basınçlandırılmasını sağlayan kompresörler, Şekil 2.2’de gösterildiği gibi genel olarak yapılarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

1. Pozitif sıkıştırımlı kompresörler
 - a. Pistonlu kompresörler
 - b. Paletli dönele kompresörler

- c. Helisel-Vida tipi dönel kompresörler
- d. Çift spiralli kompresörler
- e. Trokoidal kompresörler

2. Santrifüj kompresörler



Şekil 2.2 : Buhar sıkıştırırmalı kompresör çeşitleri.

Yüksek basınç gerektiren çok kademeli kompresörlere 19. yy sonlarına doğru kimyasal endüstride gazların sıvılaştırılması ve üretilmesi sırasında ihtiyaç duyulmuştur. Araştırmacılar, 100 yıl önce soğutma sistemlerinde ortaya çıkan kaçak sorunlarını çözmek için yaptıkları çalışma sonunda hermetik kompresörler dizayn edilmiştir.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde en sık rastlanan diğer kompresör çeşidi pistonlu kompresörlerdir. Pistonlu kompresörler uzun yıllar çok farklı şekillerde üretilmiş ve tüm kompresör tipleri ile karşılaştırıldığında vakum değerinden 2750 bar'a kadar en geniş basınç aralığında servis imkanı sağlayan tek kompresör tipi olmuştur. Buna karşın küçük sistemlerde soğutucu akışkan kaçağı hermetik kompresörlerde büyük sorunlar oluşturuyordu. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler, ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır. Pistonlu kompresörlerin popülaritesi 1950'lerin ortalarından başlayarak 1970'lerin sonlarına kadar sürece uzun bir azalma süreci

içerisine girmiştir. Bu düşüşün nedeni santrifüj kompresörler ile kıyaslandığında bakım maliyetlerinin yüksek olması ve düşük kapasite sağlamasıdır.

Ancak, enerji maliyetindeki ani artışlar, düşük kapasiteye rağmen yüksek verime sahip küçük boyutlu sistemlere duyulan ihtiyaç pistonlu kompresörlerin sanayide tekrar önemli bir rol oynamasını sağlamıştır[4].

Pistonlu kompresörler bir silindir içerisindeki pistonun sürekli gidip gelme hareketi yapmasını sağlayan tahrik motorlu kompresör çeşididir. Bu sistemde krank mili, biyel, perno sistemi ile dönme hareketi doğrusal harekete çevrilmektedir.Şekil 2.3'te sunulduğu üzere bugünkü pistonlu kompresörler sabit veya değişken devirli olmak üzere yüksek devirlerde çalışabilen, tek etkili ve bir veya birden fazla silindirli sistemden oluşan makinalardır [11].

Enerji verimliliğinin önemini giderek arttırdığı bu dönemde ihtiyaç duyulan kapasite ve enerjiyi verimli kullanma kriterleri düşünüldüğünde içerisinde BLDC motor bulduran değişken devirli pistonlu kompresörler ortaya çıkmıştır. Bir inverter kart yardımıyla belirli bir aralıkta farklı devirlerde sürülerek sistem için istenilen soğutma kapasitesi elde edilmektedir. Böylece gereğinden fazla kapasite kullanılmadan enerji tasarrufu sağlanmaktadır.



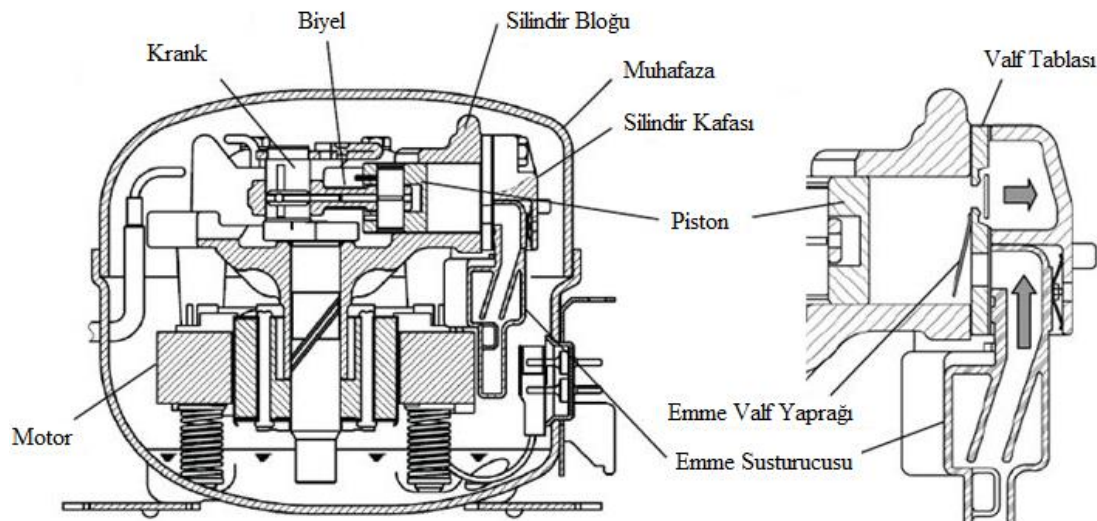
Şekil 2.3 : Değişken devirli pistonlu hermetik kompresör.

2.2 Değişken Kapasiteli Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları

Ev tipi hermetik kompresörler çok parçalı olarak üretilmektedir. Parçaların çalıştığı bölgeler ile çalışma amaçları bakımından bir sınıflandırma yapılabilmektedir. Hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır [2]:

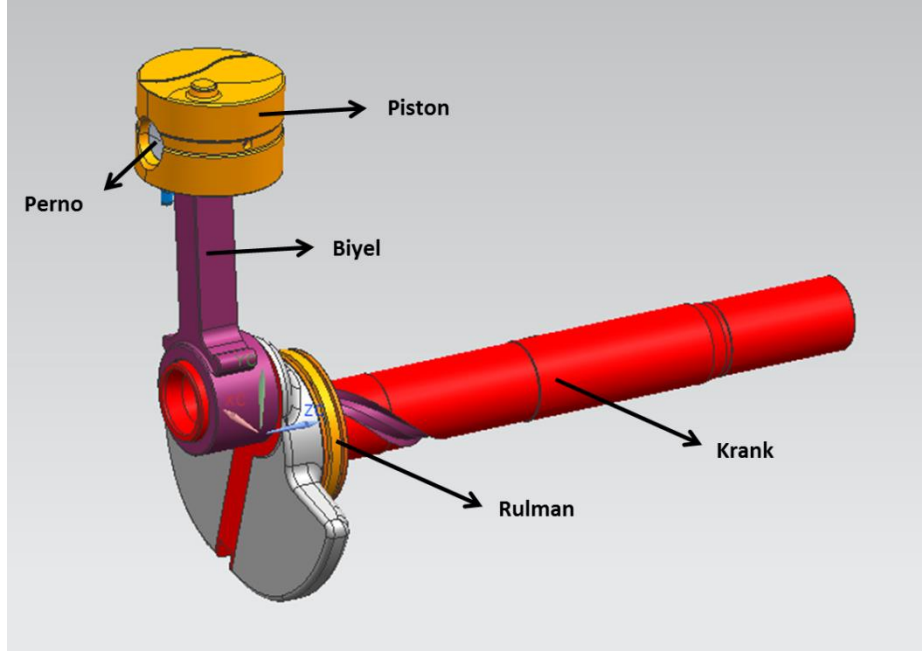
1. Kompresör ana gövdesi: Silindir, silindir kafası, emme ve egzoz valfleri, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları, rezonatör, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
2. Mekanik sistem: Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu, perno ve pistondan oluşmaktadır.
3. Yay sistemi: Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.
4. Elektrik motoru: Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
5. Muhafaza: Yukarıda bahsedilen dört sistemin de içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör muhafazasının görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdandan hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarak da kullanılmaktadır.

Kompresör ana elemanları Şekil 2.4'te sunulmuştur.



Şekil 2.4 : Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi.

Krank, biyel ve piston mekanizması Şekil 2.5’de, kompresördeki dönel hareketi, aksenal harekete çeviren hareketli parçalar olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.5 : Kompresör krank-biyel-piston mekanizması.

Krank, bu hareketin ilk basamağını oluşturmaktadır. Krank milinin dövme çelik veya çelik dökümden yapılarak çok iyi ve dar toleranslarda işlenmesi gereklidir. Ayrıca aksenal kuvvetlerin ve dinamik kuvvetlerin iyi bir şekilde dengelenmiş olması gerekmektedir. Krank malzemesinin mukavemet bakımından uygun olması ve malzeme yorulmasına karşı dayanıklı olması önemlidir. Basınçlı yağlamalı kompresörlerin krank milleri imalat sırasında, yağın yataklara iletilmesini sağlayacak yağ kanalları ile teçhiz edilir. Biyel kolu ise bu hareketin ikinci basamağını oluşturmaktadır. Biyel kolu iki ucunda büyük oturma delikleri barındırmakta ve bir ucu krank miline, konstrüksiyona bağlı olarak krank tarafı iki parçalı üretilir, diğer ucu perno desteği ile pistonla bağlanmaktadır. Biyel malzemesi olarak dövme çelik, alüminyum, bronz, dövme demir ve benzeri malzemeler kullanılmaktadır. Yağlama için biyel kolu içerisine bir uçtan diğer uca kadar delik açılabilir. Piston ve piston pernosu bu mekanizmanın son basamağını oluşturmaktadır. Pistonlar genellikle alüminyum alaşımlarından ve bazen dökme demirden yapılmaktadır. Pistonun silindir içerisindeki temel görevi soğutucu akışkanı mümkün olduğunca sızdırmazlığı sağlayıp sıkıştırmak ve pistonun sıkıştırma işleminde mümkün olduğu kadar az enerji harcaması, ömrünün de yeterli derecede uzun olması beklenmektedir. Piston-silindir arasındaki sızdırmazlık ise yağlamanın seviyesi ile

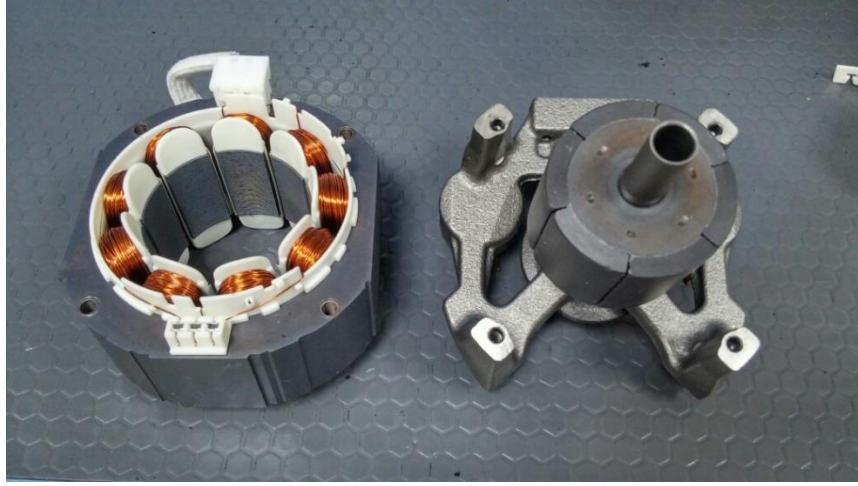
piston ile silindir arasındaki boşluğun büyüklüğüne bağlı olmaktadır. Piston eteğinin keskin köşeli yapılması ile yağı sıyırma işlemi de yapılmaktadır. Silindir yüzey kalitesi sürtünmeyi azaltıcı ve sızdırmazlığı önleyici bir etkisi olduğu için özenli olarak işlenmelidir. Silindir boşluğu böylece taşlama, honlama ve parlatma işlemi görmektedir. Piston pernosu, çelikten üretilmektedir. Yüzeyinde genellikle sertleştirme işlemi yapılmaktadır. Perno, pistonu veya biyel koluna sıkı geçip diğer delikte serbest hareket edebilmekte veya her iki delikte serbest hareket edebilmektedir [4].

Elektrik motoru, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirmek için kullanılan kompresör parçasıdır. Elektrik motorunu oluşturan iki ana eleman bulunmaktadır. Bunlardan ilki olan rotor, alüminyum döküm ile elde edilerek krank miline sıkı geçerek konumlandırılmaktadır. Rotorun çevresini ise bakır sargılardan ve yaprak plakaların birleştirilmesi ile oluşan stator sarmaktadır. Sabit devirli kompresörlerde Şekil 2.6'da görülen asenkron motorlar kullanılmaktadır.



Şekil 2.6 : Asenkron statoru ve rotoru.

Değişken kapasiteli kompresörlerde Şekil 2.7'de görülen BLDC motorlar kullanılmaktadır. BLDC motorlar stator sarım şekli ve manyetik rotor kullanımı ile asenkron motorlara göre farklılık göstermektedir.



Şekil 2.7 : BLDC statoru ve rotoru.

Kompresör muhafazası, kompresör yataklarında yağlamanın yapılabilmesi için yağ haznesi olarak da kullanılmakta ve kompresör iç ortamının, dış ortamdan hava almayacak şekilde sızdırmazlığının yapılmasını sağlamaktadır. Hermetik kompresör muhafazası kompresör ana gövdesi, mekanik sistem, yay sistemi ve elektrik motorunun oluşturduğu tüm mekanik parçaları içinde barındırır[4].

2.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Çalışma Prensibi

Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharı, muhafaza içine girerek burada bulunan körük vasıtasıyla emme susturucusuna alınmaktadır. Emme hattındaki basınç dalgalarını sönümle görevi gören emme susturucusu girişinden susturucuya giren soğutkan, emme susturucusu içinde bulunan iç kanalı takip ederek emme plenumuna yönelmektedir. Emme susturucusu iç kanalı üzerinde bulunan geçitler yardımı ile hacimler arasında gaz alış verişi yapılarak basınç dalgaları sönümlenmektedir. Bu basınç dalgaları ve çalkantılı akış emme yaprağının salınım hareketinden kaynaklanmaktadır. Hermetik kompresörlerde, sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile sağlamaktadır. Elektrik motorunun rotor kısmına bağlı olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu tarafından pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz geçitleri bulunmaktadır. Emme plenumu ile silindir hacmi arasındaki

basınç farkı nedeniyle mekanik olarak açılıp kapanan emme valfinden geçerek silindir hacmine giriş yapar. Silindir hacmindeki sıkıştırma safhası sonucu basıncı ve sıcaklığı artmış olan soğutkan, silindir kafasının iç bölgesindeki egzoz plenumuna dolar. Silindir ve egzoz plenumu hacimleri arasındaki basınç farkı sonucu mekanik olarak açılıp kapanan egzoz valfinden geçerek egzoz plenumuna ulaşır. Daha sonra soğutkan, soğutma çevrimindeki kondensere gönderilmeden önce egzoz safhasında oluşan ses ve titreşimlerin sönümlenmesi amacı ile sırasıyla egzoz susturucuları ve titreşim borusundan meydana gelen egzoz hattını takip ederek kompresörden tahliye edilir[12].

2.4 Değişken Kapasiteli Hermetik Pistonlu Kompresörde Kayıplar

Değişken kapasiteli hermetik kompresörlerde güç kayıplarını 3 farklı sınıfa ayırmak mümkündür. Bunlar mekanik kayıplar, termodinamik kayıplar (sıkıştırma işi içerisinde) ve elektronik-motor kayıpları olarak ayrılmaktadır. Bu kayıp sınıflarından her biri farklı alt başlıklar ile incelenebilir.

Mekanik kayıplar; radyal ve aksenal yatak boyutları, kullanılan yağ viskozitesi, krank mili çapı ve piston çapı boyutları, komponent ağırlıklarına göre değişim göstermektedir.

Termodinamik kayıplar; emme hattı üzerinden gelen soğutucu akışkan sıcaklığı, egzoz hattından muhafaza içerisine olan ısı transfer miktarı, port kayıpları, motorun ısınması sonucu ortaya çıkan ısı transferi, silindir içerisine alınan soğutucu akışkan miktarının değişmesi gibi farklı parametrelere bağlı olarak değişmektedir.

Elektriksel(Elektronik ve Motor) kayıplar; motor verimine bağlı olarak motorun çalışması esnasında sargıların ve statorun ısınması sonucu oluşan kayıplara ve motor sürücüsü olarak kullanılan elektronik inverter kartın verimine bağlı olarak çektiği güç sırasında komponentlerde oluşan kayıplara göre değişmektedir.

Kompresöre sağlanan elektrik enerjisi üzerinde etkili olan üç temel kayıp (elektriksel, mekanik, termodinamik) değerinin, giriş gücü içerisindeki payları, kompresörün verimlilik analizlerinin yapılması açısından büyük öneme sahiptir.

2.5 Kompresör Performans ve Verim Parametreleri

İdeal soğutma çevrimi için soğutma etkinlik katsayısı (SEK/COP) soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının kompresörü çalıştırmak için gereken güce oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$SEK = \frac{Q_{buh}^{\cdot}}{W_{komp}^{\cdot}} \quad (2.1)$$

$$Q_{buh}^{\cdot} = \dot{m}_c x (h_{b,\zeta} - h_{b,g}) \quad (2.2)$$

$$W_{komp}^{\cdot} = \dot{m}_c x (h_{komp,\zeta} - h_{komp,g}) \quad (2.3)$$

Bu eşitliklerde Q_{buh} soğutma kapasitesini, W_{komp} kompresör giriş gücünü, \dot{m}_c soğutkan debisini göstermektedir. Soğutkan debisi ölçümler sonucunda elde edilmektedir. Kompresörün sağlayabileceği maksimum debi; soğutkanın kompresör giriş sıcaklığındaki yoğunluğunun bilinmesiyle bulunabilir.

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{komp,g} V_{sil} f \quad (2.4)$$

Bu eşitlikte, \dot{m}_{ideal} , soğutkanın kompresör girişindeki termodinamik özellikleri kullanılarak hesaplanan ideal debiyi, $\rho_{komp,g}$ kompresör girişindeki soğutkan yoğunluğunu, V_{sil} strok hacmini ve f ise kompresör çalışma frekansını göstermektedir.

Kompresörlerde hacimsel debi debimetrede ölçülen soğutkan debisinin kompresör giriş sıcaklığındaki soğutkan yoğunluğuna bölünmesi (2.5) ile elde edilir.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{komp,g}} \quad (2.5)$$

COP her ne kadar soğutma çevrimin performansı olarak gözükse de, buharlaştırıcı giriş ve çıkış şartlarının sabit tutulması durumunda kompresör performansı hakkında bilgi vermektedir. Belirli bir giriş-çıkış basıncı ve giriş sıcaklığında kompresörün kütledebisi sabit olduğundan, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki termodinamik hale göre, kompresörün soğutma kapasitesi ve performansı değişebilir. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış basıncının sabit tutulması durumunda bu COP tanımı aynı zamanda

kompresör için kullanılabilir. Kompresör performansını ve verimini çalışma şartlarından bağımsızlaştırmak ve direkt kompresör performansı hakkında bilgi edinebilmek için izentropik verim (η_s) tanımlanmaktadır. W_s izentropik sıkıştırma işlenmindeki sıkıştırma prosesi için harcanan enerjiyi göstermektedir.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{m}_c(h_{komp,s,\zeta} - h_{komp,g})}{\dot{W}_{komp}} \quad (2.6)$$

Kompresörlerde gerçek debi ile ideal debi arasındaki debi farklılığı volümetrik verim (η_v) ile tanımlanmaktadır. Kompresörün çalışması esnasında emme gazının ısınması, piston silindir arası kaçaklar, emme ve egzoz akış kayıpları ve piston ile valf tablası arası ölü hacim silindir hacminin tutabileceği gaz miktarından daha az gazın dolmasına neden olur. Böylece gerçek şartlarda debi düşmüş olur. Buradaki kütleli debi değişimi kompresör volmetrik verimini(hacimsel verimlilik) doğrudan etkilemektedir.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ideal}} \quad (2.7)$$

2.6 Değişken Devirli Hermetik Pistonlu Kompresörde Mekanik Verim

Hermetik kompresörlerde mekanik verim, kompresör sıkıştırma işinin kompresör sıkıştırma işi ve mekanik kayıplar toplamına oranıdır.

$$\eta_{mek} = \frac{W_{sıkıştırma}}{W_{sıkıştırma} + W_{mek}} \quad (2.8)$$

Mekanik verim açısından baktığımızda mekanik kayıplar ve elektronik-motor kayıpları büyük önem taşımaktadır. Mekanik kayıplarda meydana gelecek bir artış mekanik verimi kötü etkileyecektir. Elektronik kart ve motor kayıpları doğrudan sıkıştırma işini etkilemektedir.

2.7 Değişken Devirli Hermetik Pistonlu Kompresörde Motor Verimi

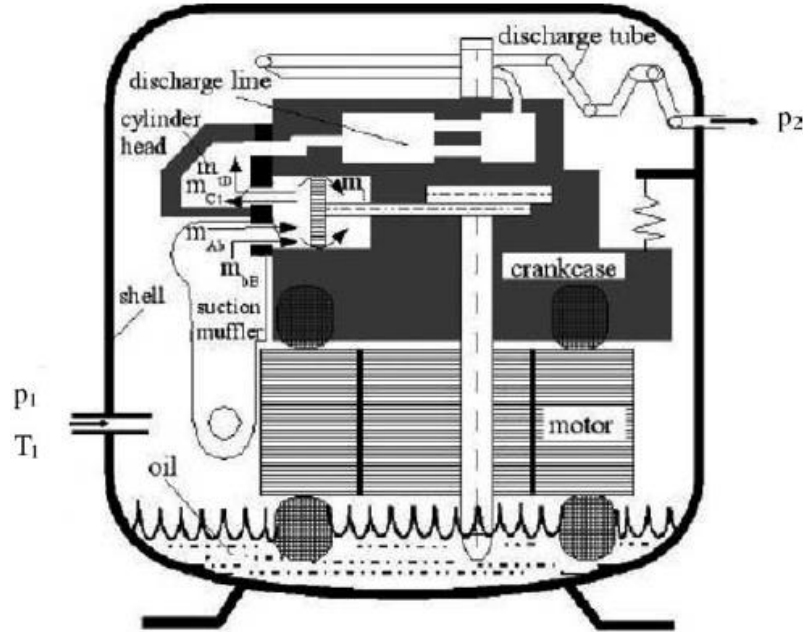
Hermetik kompresörlerde motor verimi mekanik olarak gerçekleşen işin giriş gücüne oranıdır. Mekanik olarak gerçekleşen iş ise sıkıştırma işi ve mekanik güç kayıpları olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

$$\eta_{motor} = \frac{W_{sıkıştırma} + W_{mek}}{W_{motor}} \quad (2.9)$$

2.8 Literatürde Yapılan Çalışmalar

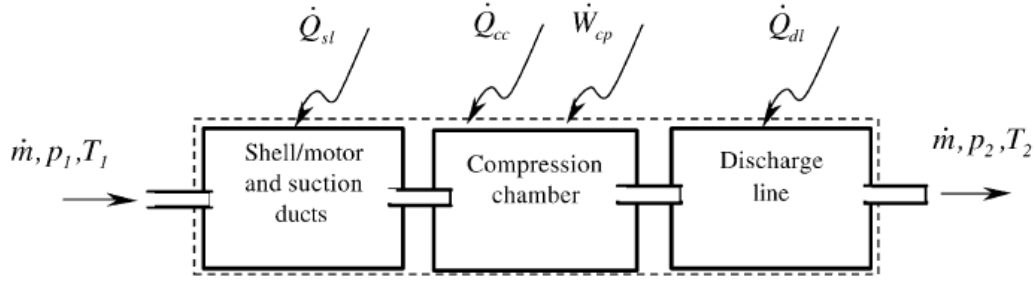
Perez Segarra[5] yaptığı çalışmada hermetik kompresörleri karakterize etmek için kullanılan farklı termodinamik verimlerin detaylı olarak analizini yapmıştır. Çalışmada özellikle volumetrik verim, izentropik verim ve birleşik mekanik-elektrik verim üzerinde durulmuştur. Volumetrik verim; basınç düşümü ve ısı transferi etkileri, gaz kaçaqları gibi parçalı verimlere bölünerek incelenmiştir. İzentropik verim ise 2 farklı noktadan bakılarak incelenmiştir. Biri sıkıştırma, egzoz, genişleme ve emme prosesleri ile ilgili yapılan işler, diğeri ise giriş çıkış basınçları ve aşırı yüksek-alçak basınçlar ile alakalı yapılan işlerdir. Son olarak birleşik mekanik-elektrik verim ısı transferi ve egzerji analizi yapılarak incelenmiştir.

Termodinamik karakterizasyonu incelenen sistem şematik şekilde Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



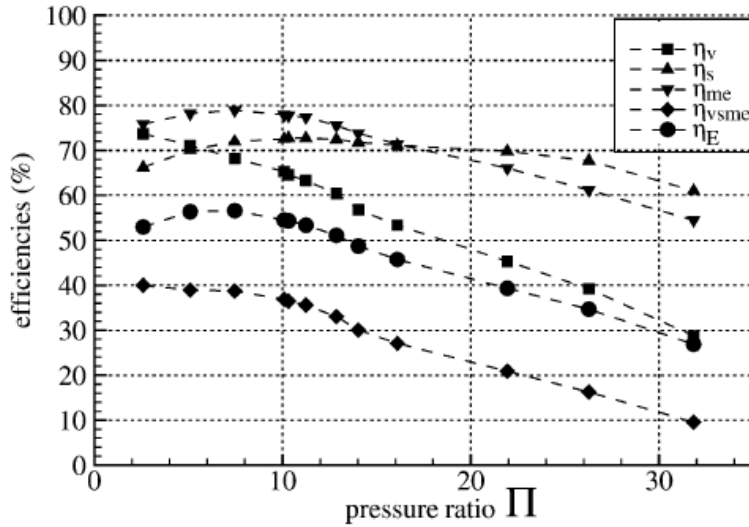
Şekil 2.8: Kompresör şematik sistemi.

Yapılan egzerji analizinde ele alınan soğutucu gaz ve kompresör çevresindeki enerji etkileşimi şematik olarak Şekil 2.9’da gösterilmektedir.



Şekil 2.9 : Enerji etkileşim şeması.

Hermetik kompresörün termal ve dinamik akış alışkanlığının detaylı nümerik simülasyonu sonucunda analiz verileri elde edilmiştir. Ele alınan referans kompresör 50 Hz nominal frekansta çalışmakta, 7,5 cm³ silindir kapasiteli ve R-134a soğutucu akışkan bulundurmaktadır. Giriş sıcaklığı 32°C, kondens sıcaklığı 55°C, evaporasyon sıcaklığı -23,3°C ortam sıcaklığı 32°C olarak alınmıştır. Elde edilen sonuçlara göre tüm kompresör verimleri sıkıştırma oranına göre aşağıdaki Şekil 2.10'da grafik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : Farklı sıkıştırma oranlarındaki genel verimler.

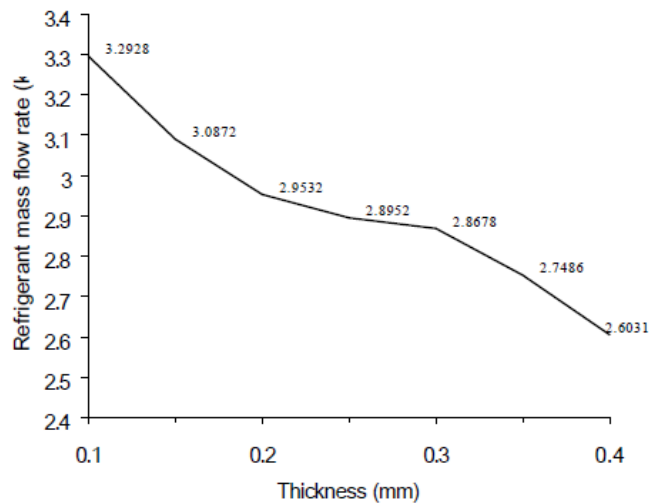
Bu çalışmanın sonuçlarına göre sıkıştırma oranı artarken volumetrik verim düşmektedir. İzentropik verim ise belirli bir sıkıştırma oranına kadar artar daha sonra sıkıştırma oranı arttıkça hızla düşmektedir. Birleşik mekanik-elektriksel verime bakıldığında evaporasyon basıncı ve evaporasyon sıcaklığı düştükçe düştüğü görülmüştür. Her üç verim içinde sıkıştırma oranı değişimine göre detaylandırılmış sonuç tabloları oluşturulmuştur.

Ayrıca bu çalışmada bu termodinamik verimlerin nasıl ayrıldığına prosedürü de sunulmuştur. Ayrıca ele alınan referans durum için farklı boyutsal(silindir-piston açıklığı,ölü hacim oranı,valf kalınlıkları) ve fiziksel(giriş gazı sıcaklığı, ortam sıcaklığı) varyasyonlar ile elde edilen verim değerlerine ulaşılmıştır.

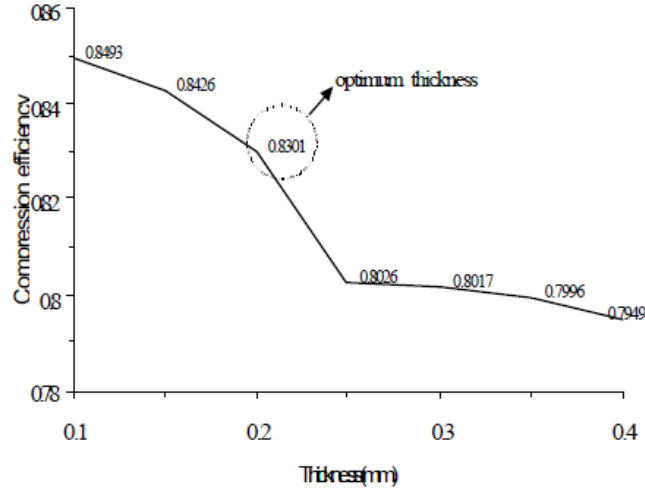
Pei-Yu Yu ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada kapsamlı bir simülasyon modeli hazırlanmıştır. Analiz paketi 6 kontrol hacmi ve emme valf dinamiği simülasyonu, kompresör termodinamiği ve mekanizma simülasyonundan oluşan 3 ana hesaplama modülünden oluşmaktadır. Termodinamik ve mekanizma simülasyon prosedüründen elde edilen sürtünme yükleri ve belirtilen iş sayesinde motor verimliliği,volumetrik verim, adyabatik sıkıştırma verimi ve mekanik verim değerlendirilebilmektedir. Buradan enerji verimlilik katsayısına ulaşılmaktadır. Bu çalışmada kompresör performansını simüle etmek için valfin dinamik, termal ve mekanizma analizleri birleştirilmiştir.

Geliştirilen teknik iki tür kompresörde 0,15 ve 0,2 mm kalınlıktaki emme valfleri kullanılarak ASHRAE test şartlarında deneyler ve analizler yapılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler enerji verimlilik katsayısının karşılaştırılması ve geçerliliğin onaylanması için kullanılmıştır.

Elde edilen program sayesinde geliştirilen bir soğutucu kompresörün volümetrik verimi, sıkıştırma verimi, mekanik verimi, motor verimi ve enerji verimlilik katsayısı kolayca elde edilebilmektedir. İki farklı valf kalınlığında kompresörün enerji verimlilik katsayısı, simülasyon tahminleri ve deneysel veriler arasında iyi bir uyum göstermektedir.



Şekil 2.11 : Emme valf yaprağı kalınlığına göre debinin değişimi.



Şekil 2.12 : Emme valf yaprağı kalınlığına göre kompresör veriminin değişimi.

Çizelge 2.1 : Deney ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırma çizelgesi.

Suction valve thickness	0.15mm	0.20mm
Motor rotational speed	3600rpm	3600rpm
Volumetric efficiency	76.1%	74.3 %
Compression efficiency	84.26%	83.01 %
Mechanical efficiency	58.97%	58.17 %
Motor efficiency	74.87%	74.66%
E.E.R (simulation results)	1.3093	1.2773
E.E.R (experimental results)	1.296	1.275
Deviations in E.E.R.	1.03%	0.18%

Fernando A. Ribas Jr., Cesar J. Deschamps, Fabian Fagotti, André Morriesen ve Thiago Dutra'nın yapmış oldukları çalışma soğutucu kompresör termal analizi gerçekleştirilen farklı yaklaşımların kritik yorumunu sunmaktadır. Buzdolabı soğutmasında kullanılan küçük kompresörlerdeki verimsizliğin ana kısmı aşırı ısıtmadan dolayı geri dönmüş ana termal efektler ile ilgili olması iyi bir tespittir. Bu nedenle kompresör termal davranışını optimize etmek için kapasite, verimi arttırmak için çok önemlidir. Bu çalışmanın amacı kompresör termal dizaynı için halihazırda endüstride uygulanan farklı nümerik ve deneysel metodolojilerin genel değerlendirmesini yapmaktır. Her metodoloji ile ilgili tanımlar, kompresör analizi için mümkün olabilecek uygulamalar ve avantajları verilmiştir.

Termal metodolojilerde geleneksel ve konsolide bir teknik olarak kompresörlerin termal davranışını karakterize etmek için termokupllar kullanılmaktadır. Bu teknikte kompresör içindeki gaz dinamiklerindeki önemli değişimleri önlemek için kabloların yerleşimi çok önemlidir. Termal davranışın karakterizasyonunu sağlamanın bir başka yoluda ısı akısı sensörleri kullanılarak yapılan ölçümlerdir. Ayrıca termal kamera ve

kızılötesi yardımıyla kompresör muhafazası üzerinde sıcaklık dağılımı ve değişimleri incelenmektedir.

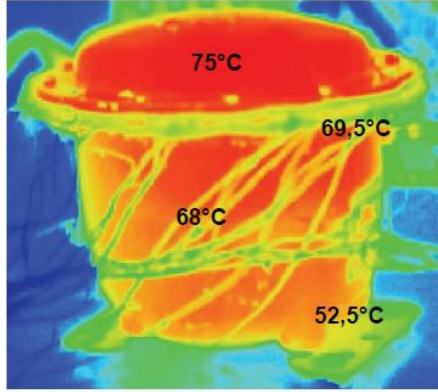


Figure 5: Infrared temperature measurement for the external surface of a compressor.

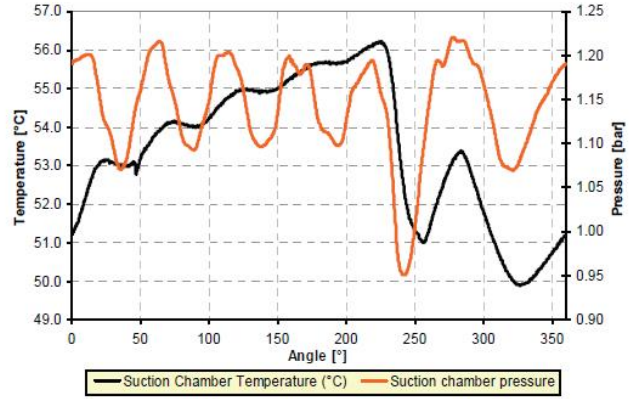


Figure 6: Measurement of the gas temperature transient in the suction chamber.

Şekil 2.13 : Çeşitli sıcaklık dağılımları.

Nümerik metodolojilerin uygulama ve geliştirilmesi ile ilgili literatürde bulunan birçok çalışma incelenerek üç farklı sınıfa ayrılmıştır. Bunlar;

- Integral Nümerik Model
- Hybrid Nümerik Model
- Diferansiyel Nümerik Model

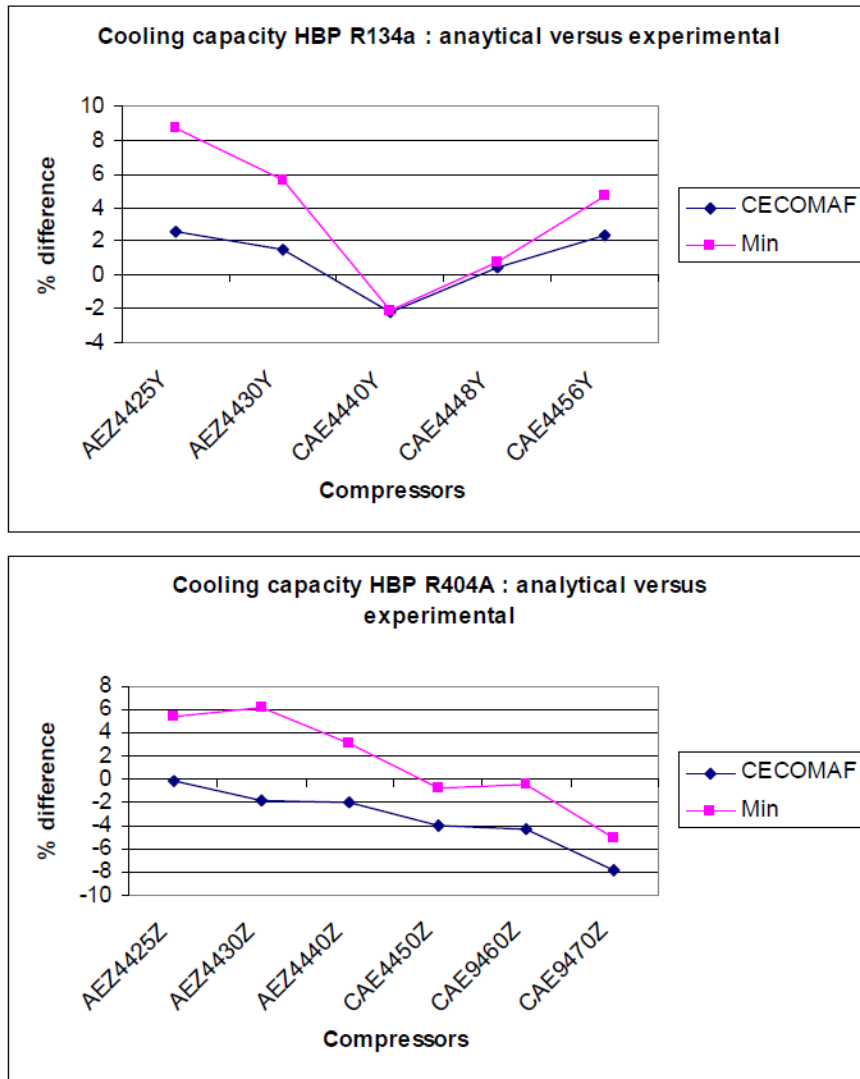
Bu çalışmalardaki tecrübeler kompresör dizaynındaki en iyi uygulamanın nümerik modeli deneysel tekniklerle kombine etmek olduğunu göstermiştir. Böylelikle biri diğerini tamamlamaktadır. Ayrıca bu daha güvenilir sonuçlar ve kompresör termal dinamikleri daha iyi anlamayı sağlamaktadır.

P.Grolier[8] bu makalede pistonlu kompresörlerin performansını değerlendirmek için bir metod önermektedir. Volümetrik verimin analitik formülü sunulmuştur. Hem teorik hem de ampirik yaklaşıma dayanan bu formül, kompresörün çalışma esnasında meydana gelen ve soğutma performansını etkileyen en önemli faktörleri hesaba katar. Kompresör ölü hacminin doğru belirlenmesi ve silindirdeki emme gazının sıcaklığı bilgisi hesaplama ve deney arasında iyi bir uyuma elde etmek için gereklidir. Çeşitli çalışma şartları altında kapasitenin simülasyonu ve sıkıştırma işi kompresör performansı hakkında iyi bir fikir verebilir. Bu çalışmada sunulan method kolayca hesaplanabilir ve kompresör tasarımının ilk aşamalarına yardımcı olmaktadır. Ayrıca makalede hermetik kompresör soğutma kapasitesini elde etmek amacıyla egzoz gazı sıcaklığı ve volümetrik verimin tahmini için yeni formüller

sunmaktadır. Yazar efektif volümetrik verime ulaşmak için yeni bir empirik formül önermiştir.

Soğutma kapasitesi verilen formüllere göre hesaplanmıştır. Deneysel veriler kalorimetre ile ölçülmüştür ve analitik değerler hesaplama yoluyla elde edilmiştir. Bu bilgiler ışığında kompresör modellerine göre yüzde fark grafiği çizdirilmiştir.

İki farklı çalışma şartı seçilmiştir. R134A ve R404A soğutucu akışkanlarıyla belirlenmiş alçak geri dönüş(low back) ve yüksek geri dönüş(high back) basınçlarına göre 2 farklı şart için sonuçlar çizdirilmiştir. Şekil 2.14'te deneysel ve analitik çözümlerin karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 2.14 : Farklı akışkanlar için deneysel ve analitik çözüm karşılaştırması.

Analitik ve deneysel sonuçlar arasındaki yüzde fark \pm %10 aralığındadır. Kalorimetrede genel kompresör soğutma kapasitesinin \pm %5 olduğu düşünülürse bu doğruluk iyi bir sonuçtur.

Analitik ve deneysel sonuç arasında altını çizebileceğimiz tipik bir trend görülmemektedir. Soğutma kapasitesi sonuçların genel görünümünü verir. Kalorimetre sadece kütleli debi çıktısı sağlamasına rağmen emme sıcaklığı ve volumetrik verimin belirlenmesi için kullanılan her formülün tekil etkisini almak için çok detaylı analizler yapılmalıdır.

3. DEĞİŞKEN DEVİRLİ HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRÜN İNCELENMESİ

3.1 Kalorimetre Ölçümleri

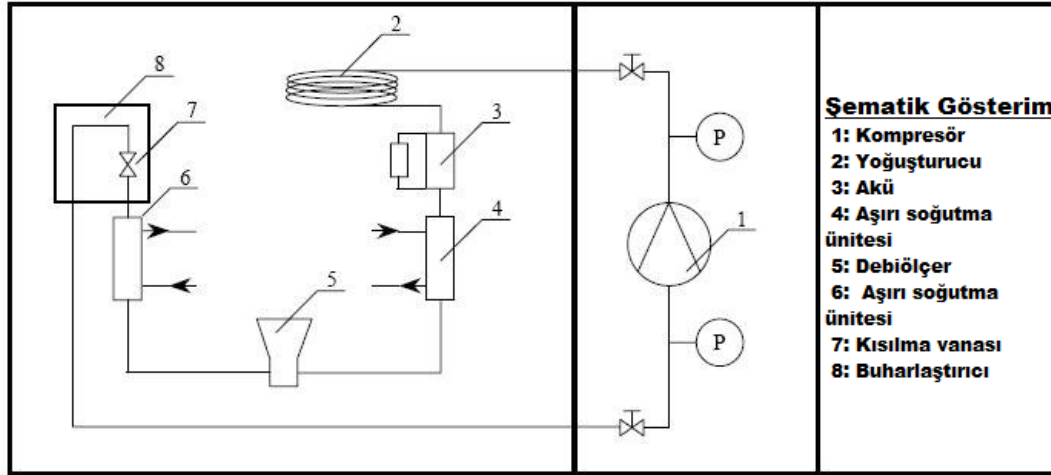
Kalorimetre cihazı soğutma çevrimi şartlarının PID otomatik kontrol sistemi ile hassas olarak kontrol edilerek kompresör performans değerlerinin; soğutma kapasitesi, giriş gücü, soğutma etkinlik katsayısı (SEK/COP) gibi verilerin ölçüldüğü cihazdır. Kalorimetre cihazının görünümü Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1 : Kalorimetre cihazı.

Kalorimetredeki performans ölçümleri genellikle ASHRAE standardı şartlarına göre yapılmaktadır. R600a (izobütan) soğutucu akışkanı için buharlaştırıcı $-23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve 0.624 bar basınçta, yoğuşurucu $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve 7.61 bar basınçta sabitlenmektedir. Kompresörün bulunduğu kalorimetre bölümü ise $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığında tutulmaktadır. Ortam sıcaklığı da sabit tutulduğundan buharlaştırıcıdan çıkan akışkan 0.624 bar basınç ve $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta kızgın buhar olarak kompresöre girmektedir. Kompresörde sıkıştırılma işlemi gerçekleşen soğutucu akışkan yoğuşurucuda 7.61 bar basınç ve $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktaki aşırı soğuma noktasına soğutulularak sıvılaştırılır [4].

Kalorimetrede debi ölçerdeki kütleli debi ölçümlerinin hassas bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için debi ölçere giren akışkanın tamamen sıvı halde olması gerekir. Bunu sağlamak adına akışkan debi ölçere girmeden hemen önce aşırı soğutma ünitesinden geçmektedir. Ayrıca debi ölçerden çıkan akışkan AHSRAE şartlarında verilen 32.2 °C aşırı soğutma sıcaklığını sağlamak için ikinci bir aşırı soğutma ünitesine girerek kısılma vanasına gönderilir. Şekil 3.2’de kalorimetre sistemi şematik olarak verilmiştir.



Şekil 3.2 : Kalorimetre sistemi şematik gösterim.

Kompresör soğutma kapasitesi belirlenirken debi ölçer ve ısıtıcı üzerinden elde edilen verilere göre iki farklı yöntemle belirlenmektedir. Debi ölçer yönteminde ölçülen kütleli debi buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi ile çarpılarak soğutma kapasitesi elde edilmektedir (3.1). İkinci yöntemde ise buharlaştırıcıdaki ısıtıcının çektiği güç soğutma kapasitesi olarak alınmaktadır. Ölçülen soğutma kapasitesi sonuçlarının tutarlı sayılabilmesi için bu iki değer arasındaki fark en fazla $\pm \% 2.5$ olmalıdır. Soğutma kapasitesi sonuçları deklare edilirken bu iki sonucun ortalaması alınır [17].

$$Q_{buh} = \dot{m}_c \times (h_{b,c} - h_{b,g}) \quad (3.1)$$

Kompresörün soğutma etkinlik katsayısının (SEK/COP) belirlenmesinde, (3.2) eşitliğinde verildiği üzere soğutma kapasitesinin bilinmesinin yanı sıra, giriş gücü adı verilen kompresörün çekmiş olduğu elektrik enerjisini de ihtiyaç duyulmaktadır. Giriş gücü ise kalorimetre tarafından wattmetre yardımıyla doğrudan ölçülmektedir.

$$SEK = \frac{Q_{buh}}{\dot{W}_c} \quad (3.2)$$

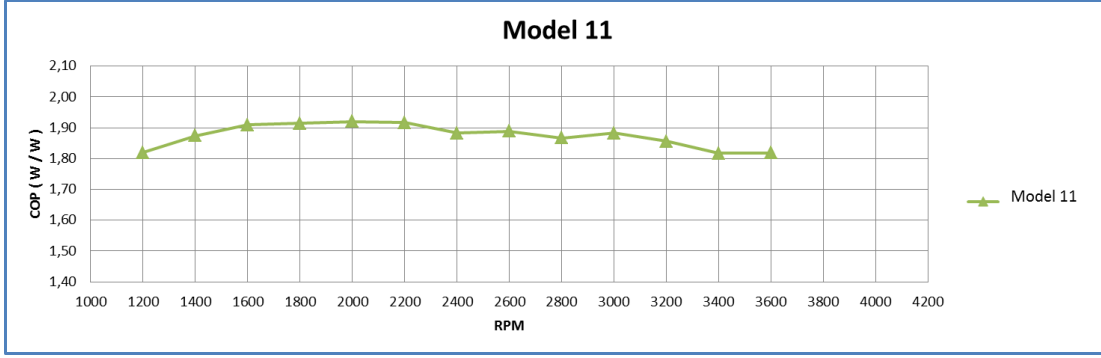
Yaklaşık 105 kcal/h soğutucu kapasiteye sahip Model 11,7,8 ve Embraco firmasına ait 2 adet Rakip A ve Rakip B olarak adlandırılmış değişken devirli kompresörlerde mevcut performans durumunun belirlenmesi amacıyla kalorimetre cihazında ASHRAE ve buzdolabı şartlarında çeşitli kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 Model 11, Rakip A ve Rakip B kalorimetre ölçümleri (ASHRAE)

Model 11 değişken devirli kompresör 54,4°C & -23,3°C ASHRAE şartlarında kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.1’de farklı devirlerdeki soğutma kapasitesi, giriş gücü ve COP değeri, Şekil 3.3’te devir değişimine bağlı olarak COP değişim grafiği verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Model 11 kalorimetre ölçüm sonuçları.

Model 11				
Kapasite [kcal/hr]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	RPM
130,84	152,16	83,72	1,818	3600
126,98	147,68	81,29	1,817	3400
120,89	140,60	75,75	1,856	3200
115,07	133,83	71,10	1,882	3000
107,16	124,62	66,74	1,867	2800
99,13	115,29	61,04	1,889	2600
92,02	107,02	56,85	1,882	2400
85,18	99,06	51,67	1,917	2200
77,36	89,97	46,86	1,920	2000
69,10	80,36	41,99	1,914	1800
61,67	71,72	37,57	1,909	1600
53,63	62,38	33,29	1,874	1400
45,13	52,49	28,85	1,820	1200



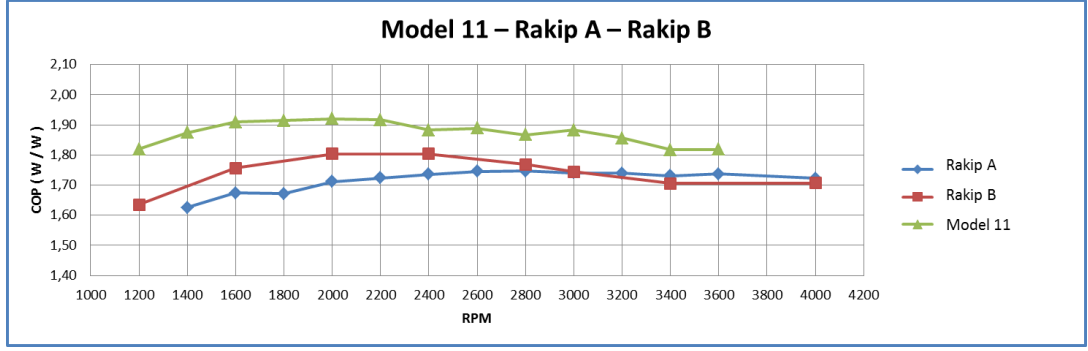
Şekil 3.3: Model 11 kompresör devir değişimine göre COP değişimi grafiği.

Rakip A ve Rakip B değişken devirli kompresörlerinin 54,4°C & -23,3°C ASHRAE şartlarında kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.2’de kompresörlerin farklı devirlerdeki soğutma kapasitesi, giriş gücü ve COP değeri verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Rakip A ve Rakip B kalorimetre ölçüm sonuçları.

Rakip A					Rakip B				
Kapasite [kcal/hr]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	RPM	Kapasite [kcal/hr]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	RPM
93,85	109,14	63,35	1,723	4000	99,97	116,27	68,10	1,707	4000
83,07	96,61	55,63	1,737	3600	81,49	94,77	55,59	1,705	3400
76,37	88,82	51,33	1,731	3400	74,78	86,97	49,87	1,744	3000
71,22	82,83	47,60	1,740	3200	70,35	81,82	46,28	1,768	2800
68,08	79,18	45,49	1,741	3000	58,72	68,30	37,85	1,804	2400
63,79	74,19	42,47	1,747	2800	49,79	57,91	32,10	1,804	2000
59,05	68,68	39,37	1,745	2600	39,27	45,68	26,02	1,756	1600
54,55	63,44	36,55	1,736	2400	28,65	33,32	20,38	1,635	1200
49,14	57,15	33,15	1,724	2200					
43,28	50,34	29,40	1,712	2000					
38,98	45,33	27,12	1,671	1800					
34,96	40,65	24,28	1,674	1600					
29,94	34,82	21,43	1,625	1400					

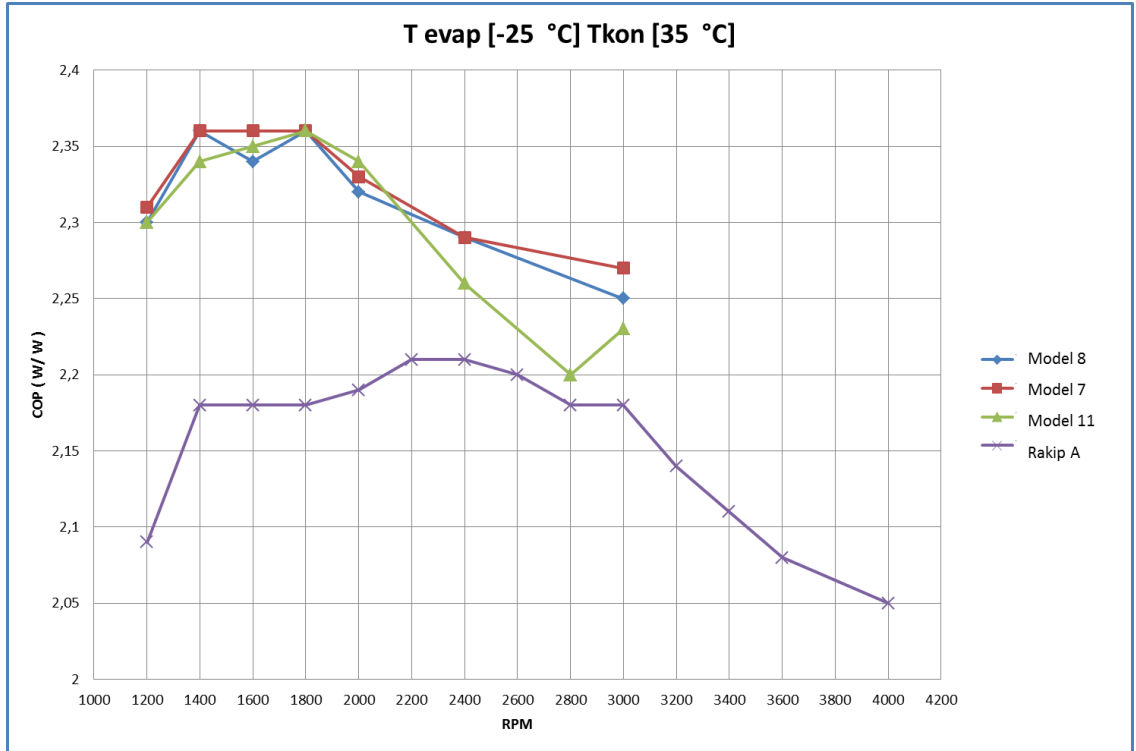
Ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde Model 11 kompresörün COP değeri yaklaşık olarak aynı soğutma kapasitelerinde Rakip A ve Rakip B ‘den daha yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca Model 11 kompresör rakiplerine göre daha düşük devirlerde aynı kapasite değerlerine ulaşmaktadır. Bunun sebebi kompresörlerin kapasite açısından çalışma aralığının farklı olmasıdır. Şekil 3.4’te devir değişimine bağlı olarak COP değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 3.4: Model 11, Rakip A ve Rakip B COP karşılaştırması.

3.1.2 Model 8,7,11 ve Rakip A buzdolabı şartı kalorimetre ölçümleri

Aynı soğutma kapasitesine sahip değişken devirli 3 farklı kompresör (Model 8,7,11) ve Rakip A kompresörü üzerinde -25°C & 35°C buzdolabı şartlarında kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlardan Şekil 3.5'te devire göre COP değeri değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 3.5: Model 8,7,11 ve Rakip A buzdolabı şartı kalorimetre ölçüm sonuçları.

Model 8,7 ve 11 kompresörlerin sonucuna baktığımızda 1400 ve 1800 rpm arası en verimli şekilde çalıştığı görülmektedir. Yaklaşık olarak üç kompresörde aynı trendi sağlamıştır. Rakip A kompresörünün sonucuna baktığımızda veriminin en yüksek olduğu kısım 2200-2400 devirler olduğu görülmektedir. Arçelik Model

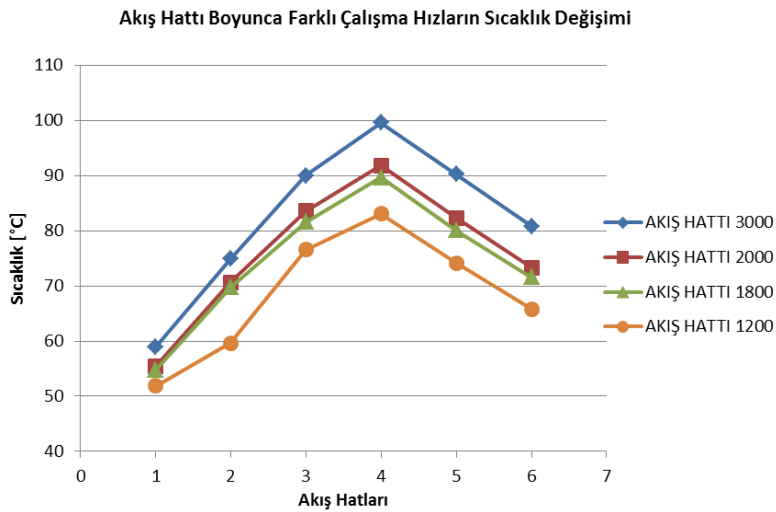
kompresörlerin verim açısından Rakip kompresöre göre 35°C & -20°C buzdolabı şartlarında daha iyi olduğu görülmektedir.

3.2 Kalorimetre Sıcaklık Ölçümleri

3000 devir seviyesinde yaklaşık 170 kcal/h soğutma kapasitesine sahip Model 89 kompresörü üzerinde farklı devirlerde detay sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümler gerçekleştirilirken kompresörün farklı komponentleri ve muhafazanın farklı yerlerinde bulunan termokupllar kullanılmıştır. Kalorimetrede yapılan ölçümlerde akış hattı boyunca

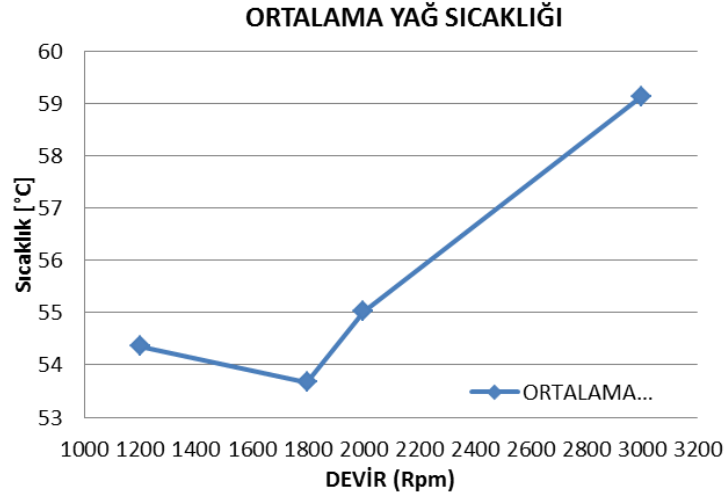
- emme susturucusu,
- emme plenumu,
- silindir üst kısım,
- silindir kafası çıkış,
- egzoz susturucu,
- titreşim borusu

üzerinden ölçülen sıcaklık ölçümlerinin ortalamaları alınarak veriler elde edilmiştir. Ayrıca ortalama yağ sıcaklığı ve ortalama motor sıcaklığı çeşitli yerlerden alınan ölçümler sonucu belirlenmiştir. Şekil 3.6'da akış hattı boyunca farklı devirlerde sıcaklık değişimi gösterilmiştir.

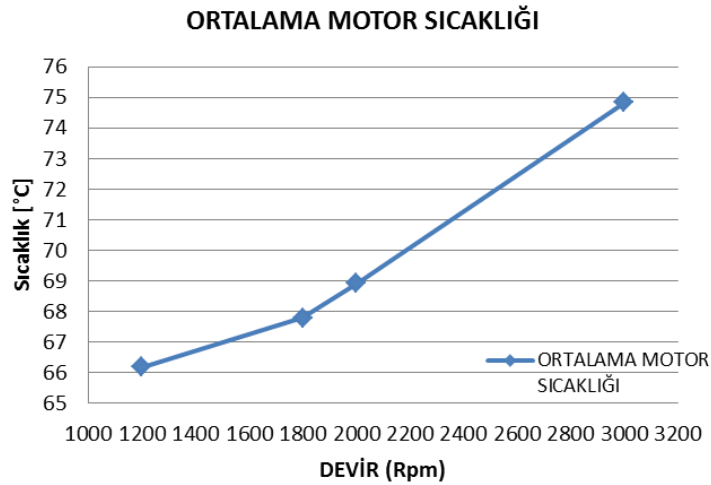


Şekil 3.6: Akış hattı boyunca farklı devirlerde sıcaklık değişimi.

Hat boyunca tüm devirlerde en yüksek sıcaklık silindir kafası çıkışı olan 4 numaralı kısımda görülmektedir. Farklı devirlerde kompresör muhafaza tabanı ve motor çevresindeki farklı noktalardan alınan sıcaklık ölçümleri sonucu elde edilen veriler Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7: Farklı devirlerde ortalama yağ sıcaklık değişimi.



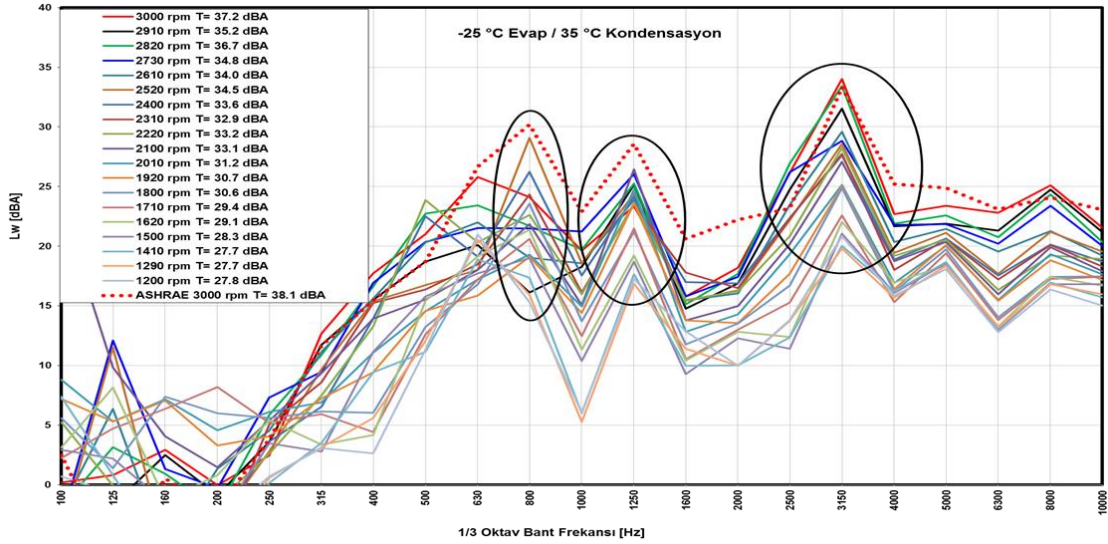
Şekil 3.8: Farklı devirlerde ortalama motor sıcaklık değişimi.

3.3 Ses Gücü Düzeyi (SGD) Ölçümleri

SGD Ölçümleri kompresörün belirli şartlar altında çalışması sırasında devir değişimine bağlı olarak ortama verdiği ses gücü düzeyinin akustik bir ortam içerisinde hassas bir şekilde ölçümünü sağlamaktadır.

3.3.1 Model 7 (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri

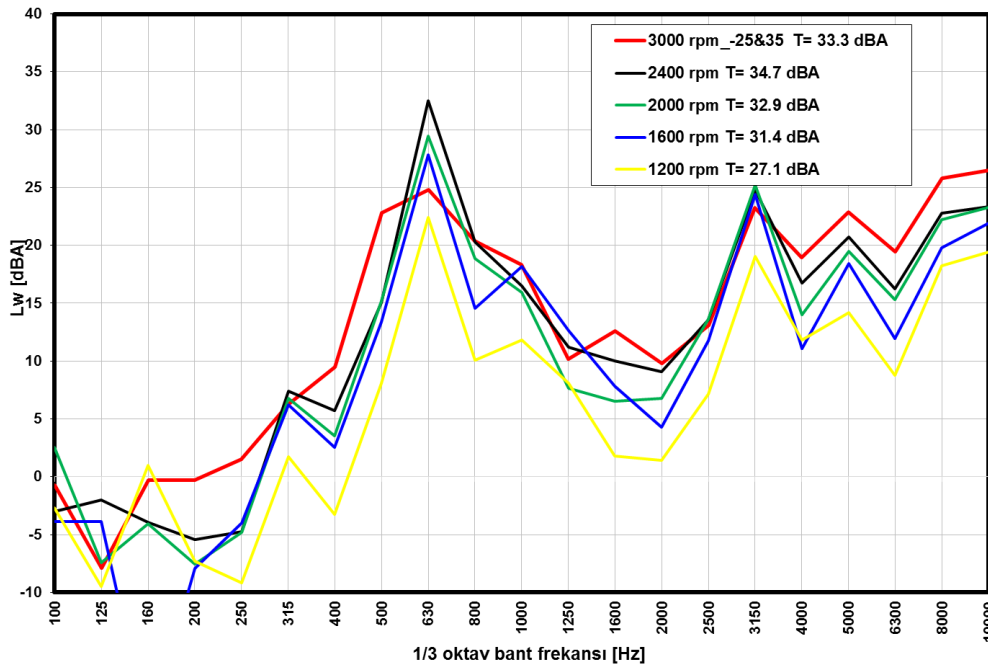
Model 7 değişken devirli kompresör üzerinde -25°C & 35°C buzdolabı şartlarında ses gücü düzeyi ölçümleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.9: Model 7 BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri.

3.3.2 Rakip A (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri

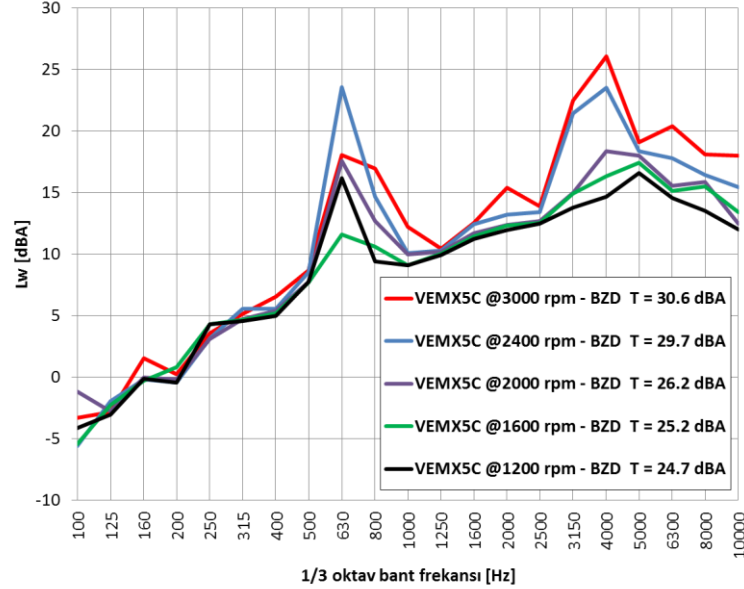
Rakip A kompresörü üzerinde 5 farklı devir için gerçekleştirilen ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10: Rakip A BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri.

3.3.3 Rakip B (-25°C & 35°C) buzdolabı şartı SGD ölçümleri

Rakip A kompresörü üzerinde 5 farklı devir için gerçekleştirilen ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11: Rakip B BZŞ -25°C & 35°C SGD ölçümleri.

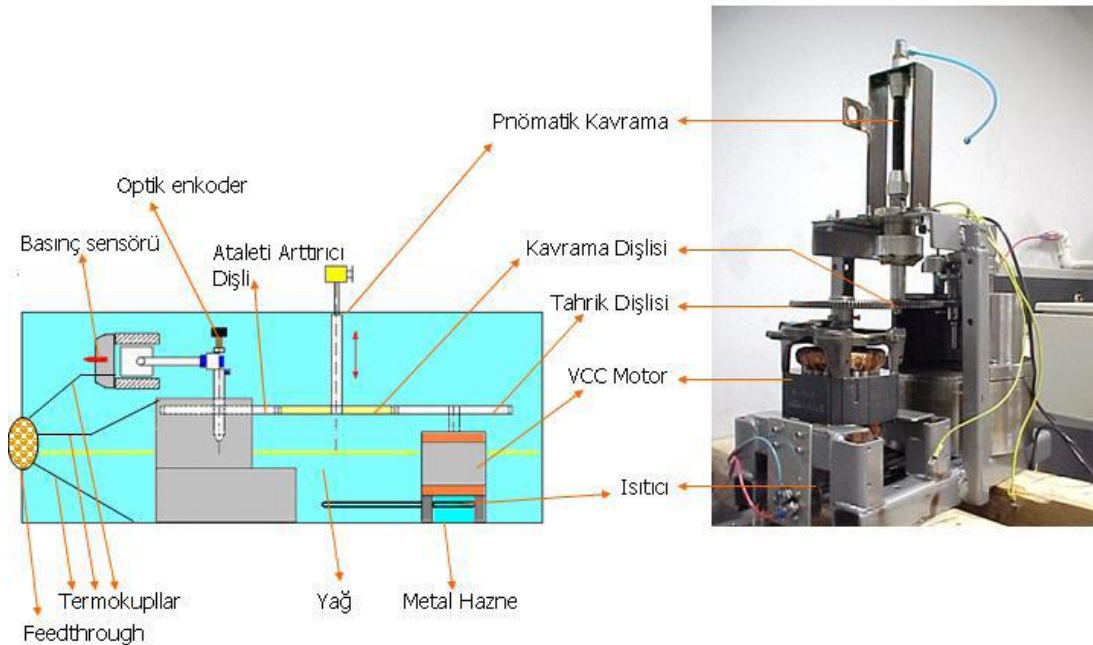
3.4 Mekanik Kayıp Ölçümleri

3.4.1 Mekanik kayıp ölçüm sistemi

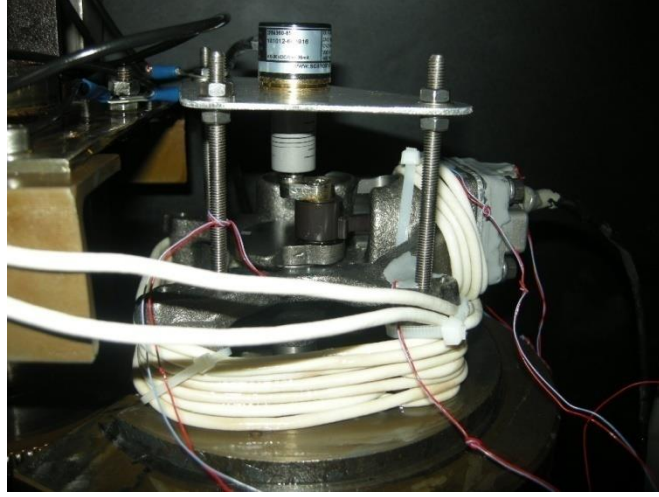
Mekanik kayıp ölçüm sistemi kompresör yataklarında toplam mekanik kaybın yüklü durumda (piston tarafında sıkıştırma işlemi yapılması) ölçülmesini sağlayan bir deney düzeneğidir. Şekil 3.12’de prensip şeması olarak gösterilen ölçüm sistemi içerisinde metal hazne ve hazne içerisinde belirli bir yükseklikte bulunan kompresör orijinal yağı bulunmaktadır. Sistem içerisindeki yağ seviyesi, kompresör krank mili alt ucundaki yağ pompasının batırıldığı düzeye kadar olması gerekmektedir.

Sistemde soğutucu gaz yerine ortam havası kullanılmaktadır. Kompresör yağını istenilen sıcaklığa ulaştırmak için sisteme entegre edilmiş ısıtıcı kullanılmaktadır. Ölçüm sistemi metal hazne içerisinde tamamen çıkarılıp indirilebilmesi için birleşik olarak tasarlanmıştır. Ölçüm sisteminde elektromotor ve elektromotora üst kısımdan bağlı tahrik dişlisi bulunmaktadır. Tahrik dişlisi ile tamamen aynı boyut ve ağırlıkta iki dişli daha bulunmaktadır. Tahrik dişlisini karşılayan ilk dişli kavrama dişlisidir.

Kavrama dişlisi, pnömatrik kavrama ile aŖađı ve yukarı hareket edebilecek Ŗekilde tasarlanmıŖtır. Kavrama dişlisini karŖılayan diğer bir dişli ise atalet arttırıcı dişlidir. Atalet arttırıcı dişli ölçümü yapılacak kompresör gövdesi krank miline sıkı geçme olarak tasarlanmıŖtır. Ŗekil 3.13'te sunulan tüm yatakları içinde barındıran kompresör gövdesi sistem kaidesine sıkı biçimde montajlanmaktadır. Gövdede silindir içerisinde bulunan piston önündeki basıncı ölçmek için basınç sensörü kullanılmaktadır. Basınç sensörü silindir kafası içerisine sızdırmazlık sağlanacak Ŗekilde yerleŖtirilmiŖtir. Basınç sensörü egzoz valf tablasında egzoz hattı üzerinde sızdırmazlık sağlanarak konumlandırılmıŖtır. Emme hattı ise orijinal yaprağı ile kapatılmıŖtır. Böylece piston tarafına emilen hava sıkıŖtırma sırasında sadece piston silindir etrafı ile silindir kafası çevresinden kaçabilmektedir. Bu iŖlem ile P_v diyagramından elde edilen pistonu etkileyen kuvveti ayarlamaktır. Krank konum ve hareketini belirlemek için krank eksantrik muylusu üzerinde enkoder konumlandırılmaktadır. Ayrıca gövde üzerinden 3 noktadan, silindir kafasından 1 noktadan, silindir içerisinden 1 noktadan ve hazne içerisinde 1 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Silindir içerisinden ölçülen sıcaklık ile piston basıncı sürekli kalibre edilmektedir. Gövde sıcaklığını ayarlamak için gövde üzerinede ek ısıtıcı sarılmaktadır.

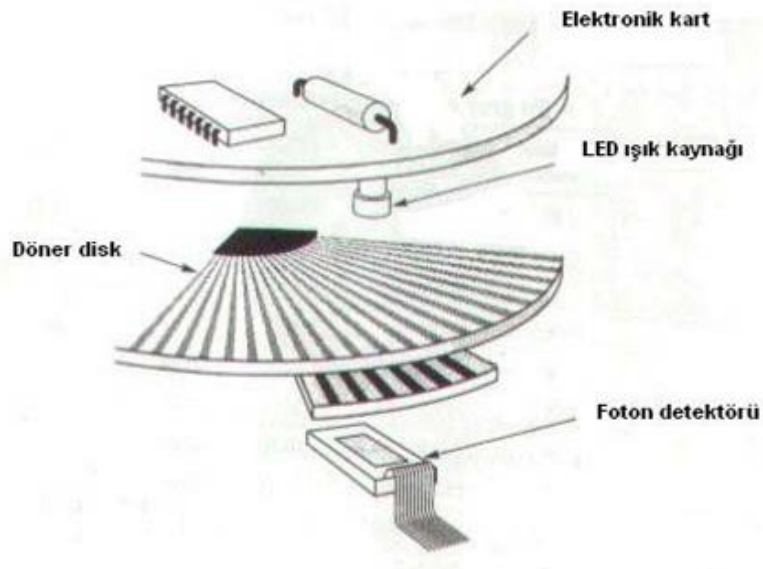


Ŗekil 3.12 : Ölçüm sistemi bileŖenleri ve genel görünüşü.



Şekil 3.13: Kompresör gövdesinin sisteme yerleşimi.

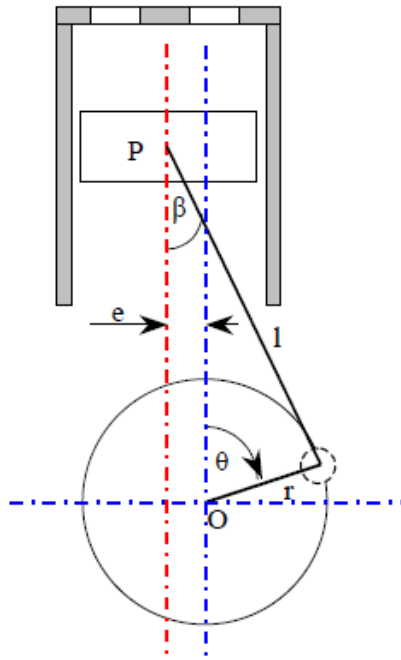
Krank açısının ve hızının belirlenmesinde enkoderler kullanılmaktadır. Enkoderler Şekil 3.14’te gösterildiği gibi LED ışık kaynağı ve foton detektörü içermektedir. Enkoderlerin çalışma prensibi kodlanmış bir diskten geçirilen ışık hüzmesinin, foton detektörü tarafından algılanıp elektriksel sinyallere dönüştürülmesine dayanmaktadır. Opak ve saydam kısımlardan oluşan kodlanmış diskten ışık geçerken saydam kısımdan geçen ışık algılanmakta, opak kısımdan geçen ışık ise algılanamamaktadır. Bu şekilde on/off bir sistem gibi çalışarak dijital pulslar üretilmektedir[14].



Şekil 3.14 : Enkoderin içerisindeki elemanlar.

Ölçüm sistemi düzeneğinde piston konumu ve krank dönüş hızı krank mili ile akupule enkoder tarafından sağlanan veriler ile belirlenmektedir. Kullanılan enkoder her bir

turda bir sinyal (N) ve her bir KDA bir sinyal (B) vermektedir. Enkoderin N-sinyali kalibrasyon sırasında pistonun üst ölü noktasına gelecek şekilde ayarlandığı için her basınç ölçümü için, pistonun konumu (3.1) eşitliği yardımıyla belirlenmektedir. Ölçüm sisteminde ölçümün başlamasının ardından silindir hacmi içindeki basınç her sinyalde (B) ölçülmektedir. Enkoder her turda 360 sinyal (B) verdiği için Şekil 3.15'te gösterildiği gibi krankın her bir derecelik dönüşünde silindir hacmi içindeki basınç ölçülebilmektedir. Böylece krank bir tur döndüğünde silindir içindeki basınç dağılımı elde edilmiş olur. Piston deplasmanı ile piston yüzey alanının çarpımı neticesinde piston süpürme hacmine geçilmektedir. Ancak pistonun deplasmanını belirlemeden önce sisteme piston ile krank mili arasındaki aksel kaçıklığı terimi eklenmesi gerekmektedir. Şekil 3.15'te sunulduğu üzere gövde silindir deliği eksenini krank eksenine göre kaçık olduğundan dolayı piston, krank açısı 0° 'de iken ÜÖN'da olmayacaktır.



Şekil 3.15 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması[15].

Eksantriklik olması durumunda pistonun üst ölü noktada olduğu krank açısını $\theta_{\text{ÜÖN}}$ olarak ifade edersek piston anlık deplasmanını veren kinematik eşitlik (3.3) şeklinde edilebilmektedir.

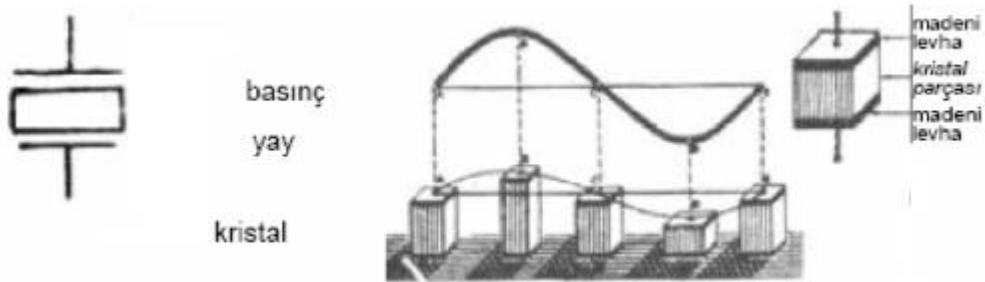
$$z = z_0 + (r + l)\cos\theta_{\ddot{U}\ddot{O}N} - \left(r\cos\theta + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\theta + \frac{e}{l} \right)^2} \right) \quad (3.3)$$

Deplasman parametreleri Çizelge 3.3’de ifade edilmiştir.

Çizelge 3.3 : Deplasman parametreleri.

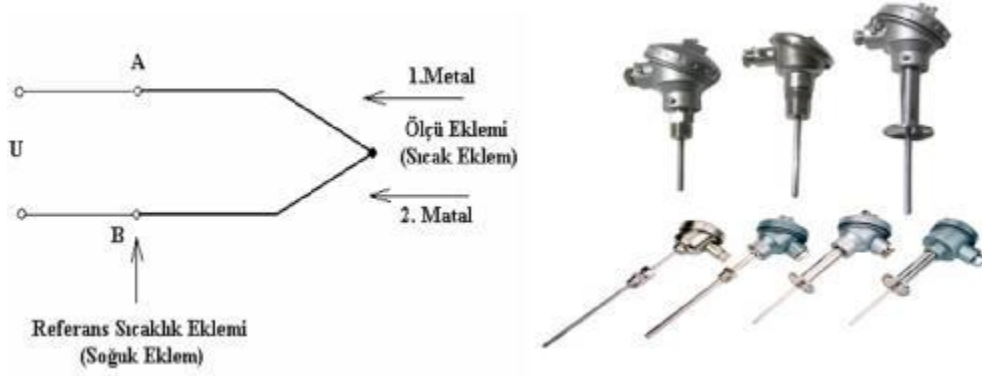
z0	Ölü hacmin piston yüzey alanına oranına karşılık gelen mesafe
r	Krank h mesafesi
l	Biyel küçük-büyük çaplı deliği merkez eksenleri arası mesafesi
θ_{ÜÖN}	Piston üst ölü noktada iken krank açısı değeri
θ	Krank açısı
e	Piston-krank eksenleri arasındaki eksantriklik mesafesi

Sıkıştırma işinin belirlenmesinde bir diğer parametre olan silindir içerisindeki basınç değerinin ölçülmesi için yüksek sıcaklıklara dayanıklı minyatür basınç sensörü kullanılmaktadır. 10 V luk elektrik girişinde harekete geçen sensör piezoelektrik tabanlı olarak çalışmaktadır. Basıncın elektrik akımına dönüştürülme yollarından biri de piezoelektrik olayıdır. Şekil 3.16’da piezoelektrik özellikli algılayıcılarda kuartz (quartz), roşel (rochelle) tuzu, baryum, turmalin gibi kristal yapıları maddeler kullanılmaktadır. Bu elemanlar üzerlerine gelen basınca göre küçük değerli bir elektrik gerilimi ve akımı üretmektedir. Bu elektrik akımının değeri basıncın değeri ile doğru orantılı olmaktadır. Piezoelektrik özellikli elemanlar hızlı tepki verdiklerinden ani basınç değişikliklerini ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır [16].



Şekil 3.16 : Piezoelektrik özellikli basınç sensörü [16].

Gövde, yağ ve silindir içerisindeki sıcaklığın ölçülmesinde kullanılan Şekil 3.17'de sunulan termokupullar gerilim ürettikleri için aktif transdüserlerdir. Çıkış gerilimleri çok düşük olduğundan, daha çok çıkışına bir gerilim yükseltici bağlanarak kullanılır. Termokupulun yapımında genellikle bakır, demir, konstantan, platin, mangan, nikel gibi metaller kullanılır [16].



Şekil 3.17 : Termokupul yapısı ve çalışma prensibi [16].

Ölçüm sistemi ile elemanlarının tanıtımından sonra ölçümün yapılması ile bilgiler bu aşamada sunulmaktadır. Mekanik kayıp sisteminde ölçüme başlanması için sabit rejim şartlarının sağlanmış olması beklenir. Bu rejim şartları, ölçüm anında yağ, gövde ve silindir iç sıcaklıkları ile piston üzerine etkiyen ortalama yük değerinin normal çalışma şartları ile uygunluğudur. Muhafazanın alt bölümüne yerleştirilen ısıtıcı vasıtasıyla yağ istenilen sıcaklık değerine getirilir. Kompresörün çalışması sırasında sirküle edilen sıcak yağ gövdeyi ve silindir cidarını ısıtmaktadır ancak gövde sıcaklığı genelde yağ sıcaklığından fazla olduğu için gövde ek bir ısıtıcı ile desteklenerek istenilen sıcaklığa getirilmektedir. Yağ içine daldırılan, gövde üzerinde ve silindir hacmi içinde konumlandırılan termokupullar (sıcaklık ölçer) bu bölgelerde sıcaklığın hassas kontrolünü sağlar [10].

Tamamen sızdırmaz olarak imal edilmiş muhafazanın iç basıncı değiştirilerek, silindir içi ve dışı arasında oluşan basınç farkının belirlenmesi yardımıyla çalışma anında piston üzerine etkiyen ortalama yük değeri kontrol edilebilmektedir. Hazne iç basıncı hassas bir manometre yardımıyla ölçülüp, vakum pompası ile istenilen değerde ayarlanabilmektedir.

İstenilen sabit rejim şartlarının oluşturulmasının ardından, test numunesinin ayrı bir VCC motor ile yüksekfrekansta bir süre çalıştırılması ile başlamaktadır. Sistem hızının rejime ulaşmasından sonra tahrikmekanizması ayrılarak kompresör kiti

sürtünme kuvvetleri etkisi altında yavaşlamayı bırakılmaktadır. Yavaşlama zamanının ve dolayısıyla ölçüm hassasiyetinin artırılabilmesi için sisteme, toplamda test edilecek olan kompresörün rotor ağırlığına eşit atalet eklenmektedir. Sistem, şaftın hızının ve dolayısıyla ivmesinin doğru ölçülmesi prensibine göre çalışmaktadır. Şaftın ataleti bilindiğinden şaft hızı doğru ölçüldüğünde şaftta iletilen tork dolayısıyla mil gücü (3.4) ve (3.5) eşitliğinden belirlenmiş olur. Bu enerji sıkıştırma işine veya taklardaki sürtünme enerjisine harcanmaktadır. Deney düzeneğinde enkoder ile eş zamanlı çalışan basınç sensörü yardımı ile her bir zaman adımında piston üzerine iletilen basınç, dolayısıyla kuvvet ölçülür. Bu değer tüm bir çevrim boyunca özel bir yazılım içerisinde entegre edilerek sıkıştırma işi belirlenmektedir. Bu durumda (3.6) eşitliği yardımıyla sürtünme kayıpları hesaplanmaktadır.

$$T_{top} = J \cdot \dot{\omega} \quad (3.4)$$

$$P_{top} = T_{top} \cdot \omega \quad (3.5)$$

$$P_{top} = P_{sürtünme} + P_{piston} \quad (3.6)$$

Bu eşitliklerde şu tanımlar geçerlidir:

T_{top} : Şaft üzerindeki toplam tork [Nm]

P_{top} : Şaft üzerindeki toplam güç [W]

$P_{sürtünme}$: Sürtünme gücü [W]

P_{piston} : Piston gücü [W]

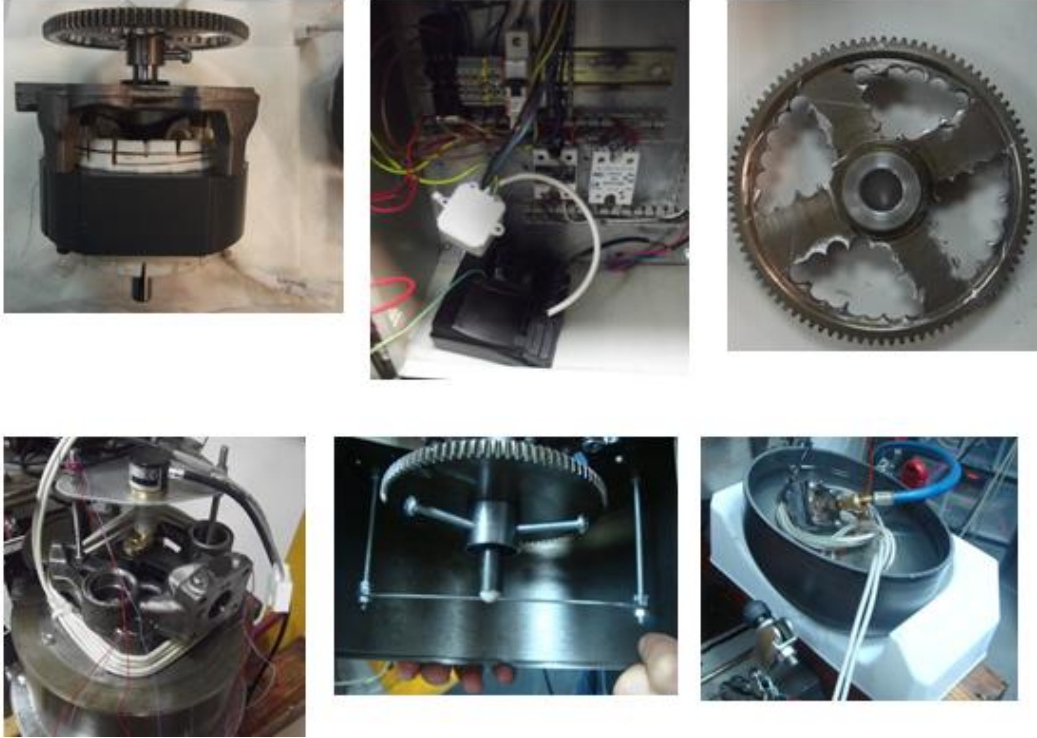
J : Şaft, rotor ve hareketli parçaların toplam ataleti [kgm^2]

$\dot{\omega}$: Şaftın açısal yavaşlama ivmesi [rad/s^2]

ω : Şaftın açısal hızı [rad/s]

3.4.2 Model 8 kompresörü mekanik kayıp ölçümleri

Hazırlık çalışmaları kapsamında öncelikle Model 8 kompresör gövdesi üzerine yerleştirilecek encoder için saplama ve alüminyum levha prototip bölümünde yaptırılmıştır. Daha sonra kompresör rotor ağırlığıyla eşdeğer olacak şekilde hareketin iletiminin sağlanmasına yönelik olarak dişli parça işletilmiştir. Sıcaklık ölçümü yapılacak olan noktalara (yağ, hava, silindir kafası, gövde vb.) termokupllar yerleştirilerek dataloggera bağlantıları yapılmıştır. Şekil 3.18’de yapılan hazırlık çalışmalarından kesitler gösterilmiştir. Tüm parçaların yerleşimi sağlandıktan sonra deneme testleri gerçekleştirilip sorunlar giderildikten sonra sistem ölçüme hazır hale gelmiştir.

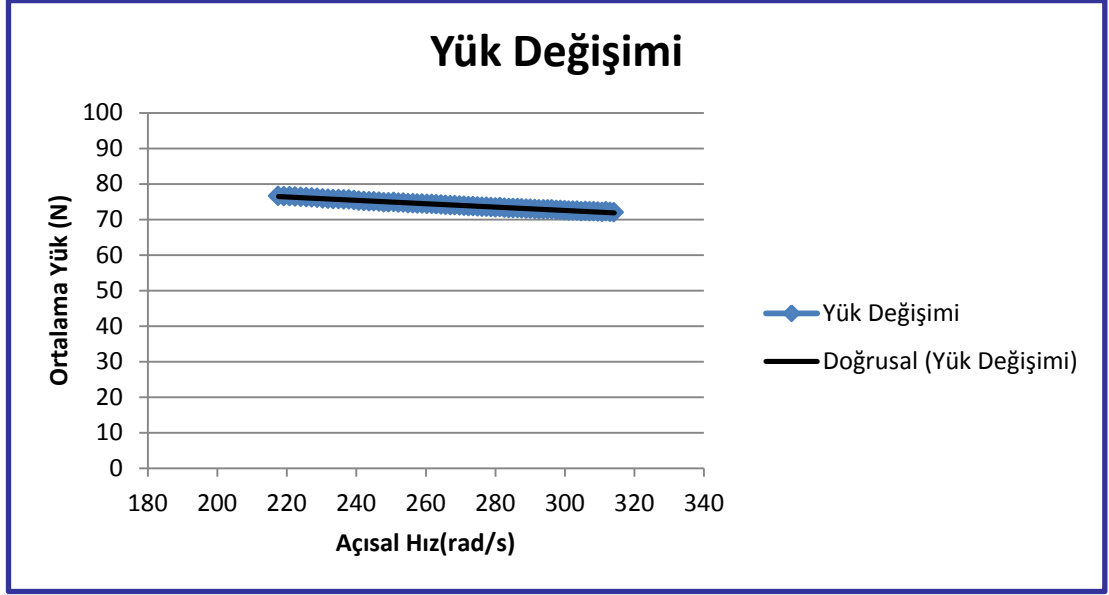


Şekil 3.18 : Model 8 kompresörü mekanik kayıp ölçüm hazırlıkları.

Model 8değişken devirli kompresörün yük altındaki mekanik kayıplarını belirlemek ve yağ viskozitesi değişiminin mekanik kayıplara etkisini görmek amacıyla hazırlığı biten Model 8 kompresörün mekanik kayıp ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak sabit yük altında farklı açısal hızlarda ortalama yük değişimi incelenmiştir. Bu değişimŞekil 3.19’da gösterilmektedir. Ortalama yük tüm hız değişimlerinde

ihmal edilebilir düzeyde değişim göstermektedir. Bu nedenle farklı hızlar için yapılan deneylerde ortalama yük değerleri aynı düzeydedir.



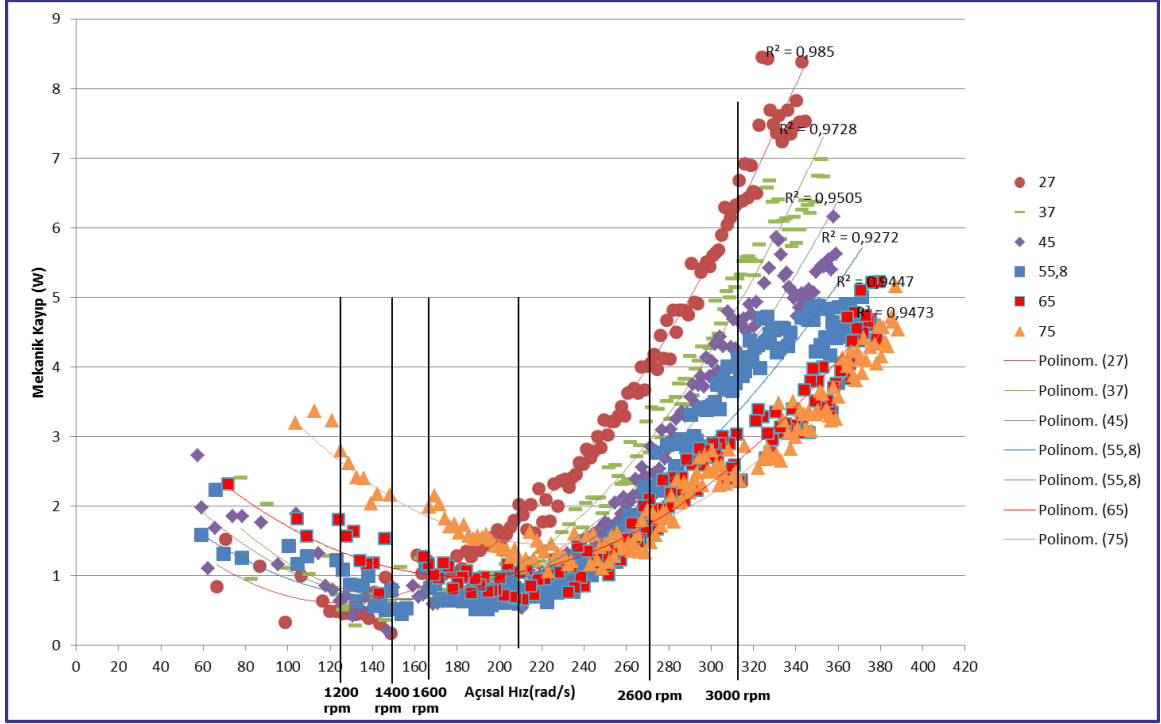
Şekil 3.19 : Sabit yükte farklı açısal hızlarda ortalama yük değişimi.

Yük yaklaşık olarak ASHRAE çalışma şartlarındaki yüke denk gelen 61-62N mertebesinde sabit tutularak Çizelge 3.4'te belirtilen 6 farklı yağ sıcaklığında yapılan ölçümler sonucu mekanik kayıp artan sıcaklığa bağlı olarak düşen viskozite nedeniyle tek bir devir incelendiğinde azalan bir trend göstermektedir.

Çizelge 3.4 : Sabit yükte farklı sıcaklıklarda 3000 rpm mekanik kayıplar.

3000 Rpm'de Mekanik Kayıplar		Max Load	Average Load	Oil temp.	body	inside cylinder
Sıcaklık (°C)	KAYIP (W)	[N]	[N]	[°C]	[°C]	[°C]
27,2	6,38	234,1	61,3	27,2	27	33,2
37,0	5,42	235,5	61,3	37,0	35,7	48,3
44,9	4,61	233,8	61,1	44,9	44,6	57
55,8	3,87	232,9	60,1	55,8	48,8	59,1
64,8	2,97	238,6	62,7	64,8	60,9	72,4
75,2	2,07	238,4	62,5	75,2	72,7	84,4

Sabit yük altında farklı sıcaklıklarda yapılan mekanik kayıp testlerinden çıkan sonuçları değerlendirdiğimizde Şekil 3.20'deki grafik oluşturulmuştur.



Şekil 3.20 : Sabit yük ve farklı yağ sıcaklığında mekanik kayıp dağılım grafiği.

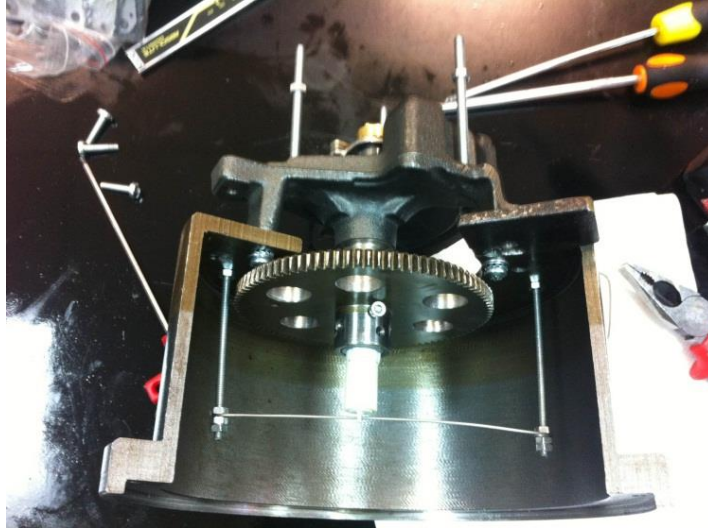
Bu grafiği incelediğimizde aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır;

- Yüksek hız ve yüksek viskozite değerlerinde mekanik kayıplar daha yüksektir.
- Yağ sıcaklığının yükselmesi ile düşen yağ viskozitesi sonucu mekanik kayıplar düşmektedir.
- Belirli bir hız altında düşük viskozitede mekanik kayıplar artış göstermektedir.
- Bu durumda hidrodinamik yağlamadan karma yağlama şartlarına geçildiği söylenebilir.

VCC uygulamalarında VCC' nin yoğun çalışacağı şartlara uygun yağ seçimi yapılması VCC verimi açısından kritiktir.

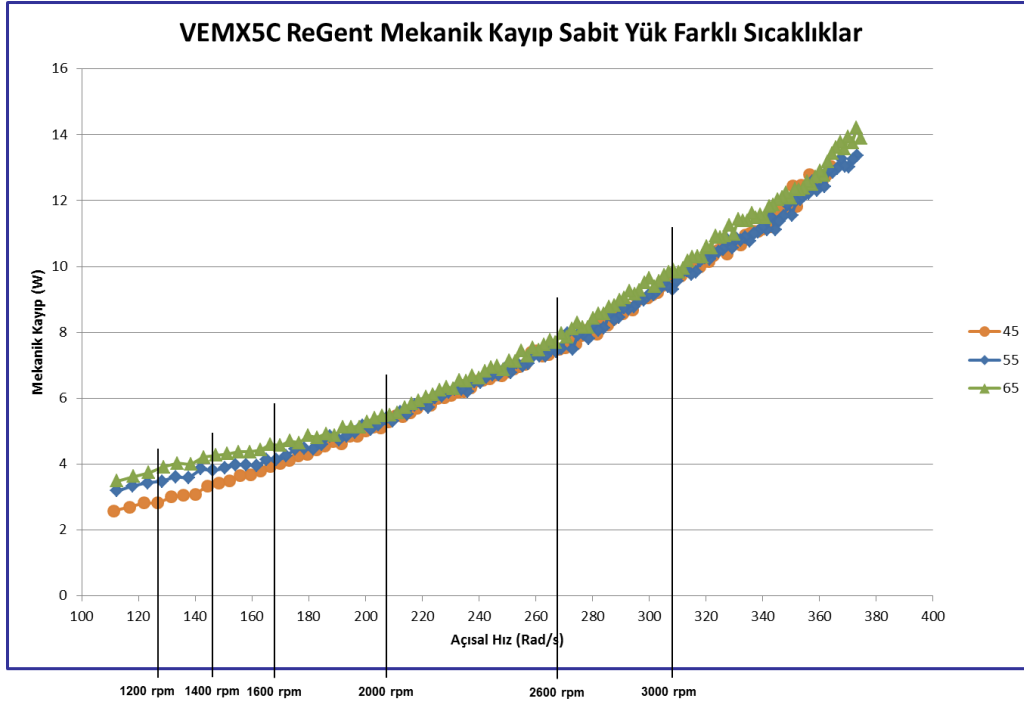
3.4.3 Rakip B kompresörü mekanik kayıp ölçümleri

Benchmark çalışmaları kapsamında Model 8 kompresörü ile karşılaştırmak üzere Embraco firmasının Rakip B kompresörü üzerinde mekanik kayıp ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Regent mekanik kayıp ölçüm sistemi için Rakip B kompresörünün gövdesi üzerinde bazı modifikasyonlar Şekil 3.21’de görüldüğü gibi gerçekleştirilmiştir. Gövde üzerine encoder yerleşimi yapılmıştır. Silindir kafası tarafına delik açılarak basınç transdüseri yerleştirilmiştir. Ayrıca belirli noktalardaki termokupllar ile sıcaklık ölçümleri alınmaktadır.



Şekil 3.21 : Rakip B mekanik kayıp ölçümü hazırlıkları.

Aynı yük altında farklı yağ sıcaklıklarında gerçekleştirilen çoklu testler sonrasında elde edilen sonuçlar Şekil 3.22’de grafiğe dökülmüştür. Devir düşüşüne bağlı olarak mekanik kayıplarda azalma söz konusudur. Artan sıcaklık ve buna bağlı düşen viskozite değerlerinde Rakip B ölçümlerinde Model 8’den farklı olarak mekanik kayıplarda düşme görülmemektedir. Bunun nedeni Rakip B kompresöründe yüksek mekanik kayıplar nedeniyle düşük viskozite etkisinin ölçüm belirsizliği içinde kalmasıdır.



Şekil 3.22 : Rakip B mekanik kayıp ölçümleri.

Ölçümlerde elde edilen mekanik kayıp değerleri test şartları Çizelge 3.5’te gösterilmiştir.

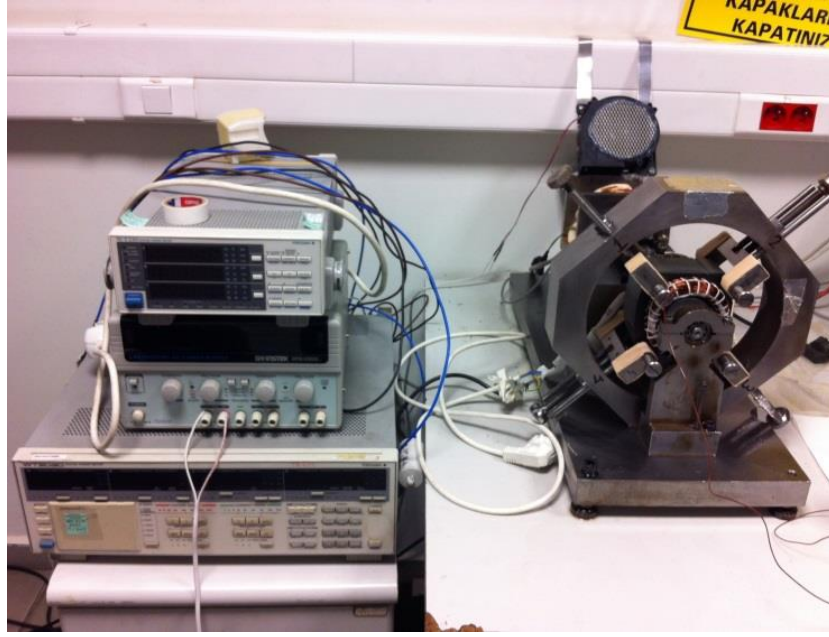
Çizelge 3.5 : Rakip B mekanik kayıp ölçüm değerleri tablosu.

3000 Rpm’de Mekanik Kayıplar	
Sıcaklık (°C)	KAYIP (W)
45	9,82
55	9,74
65	10,23

	Max Load	Average Load	Oil temp.	body	inside cylinder
Point	[N]	[N]	[°C]	[°C]	[°C]
1	224,6	59,8	45	43,7	43
2	226,9	60,5	55	51,5	53
3	227,4	60,4	65	52	55,6

3.5 Motor Verim Ölçümleri

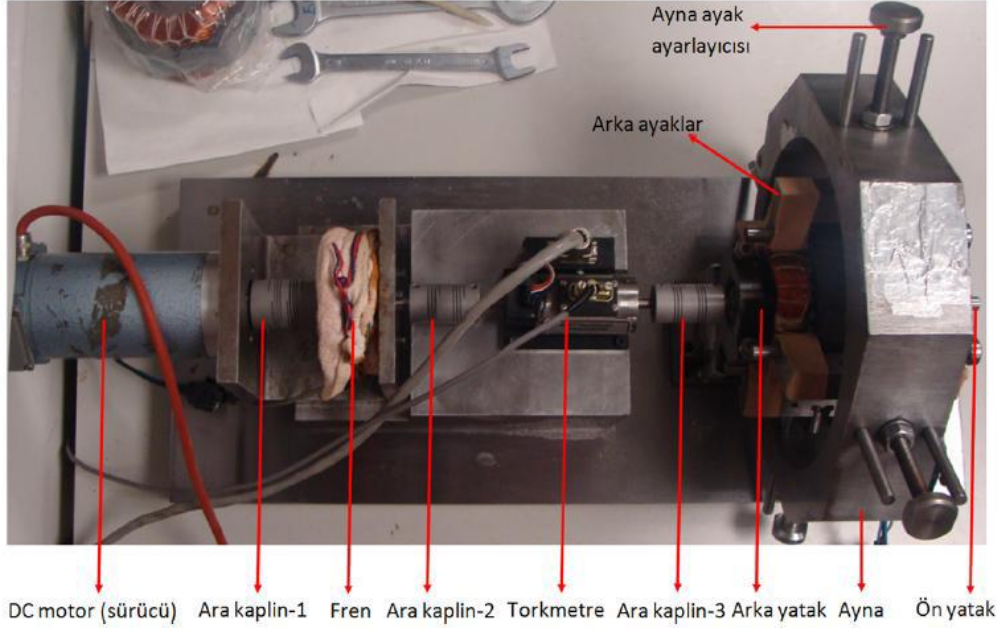
Devire göre değişen mekanik kayıplar ve COP değişimine etki eden parametrelerin daha sağlıklı yorumlanabilmesi ve pV ölçümlerinde elde edilen verilerin değerlendirilebilmesi için Şekil 3.23'te görülen motor test sistemi düzeneğinde Model 8 ile eşdeğer bir kompresör statoru sisteme entegre edilerek torkmetre yardımıyla farklı tork değerleri sağlanarak motor verim ölçümleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.23: Motor test sistemi.

Deney düzeneği DC motor, fren, ara kaplinler, ön ve arka yataklar, termokupllar, AC güç kaynağı, DC güç kaynağı, bilgisayar, ayna ve varyaklardan oluşmaktadır. Şekil 3.24'te motor test düzeneğinin bölümleri gösterilmiştir.

Test başladıktan sonra rulmanlarda oluşan mekanik kayıpları belirlemek için ilk olarak DC motor dışarıdan tahrik edilerek torkmetreden değerler okunur. Okunan bu değerler motor milinin yataklanması için kullanılan rulmanların mekanik kayıp değerleridir. Rulmanlardaki kayıplar elde edildikten sonra motor ilk olarak yüksüz çalıştırılır ve hızın rejime oturması beklenir. Motor hızı rejime ulaştıktan sonra fren kısılarak motora yük oluşturulur. Hız tekrar rejime oturduktan sonra tork, hız, AC gerilim, akım, güç ve güç faktörü değerleri belli sayıda toplanarak ortalamaları alınır. Sonrasında fren kademeli olarak kısılarak yukarıda bahsedilen işlemler tekrarlanır.



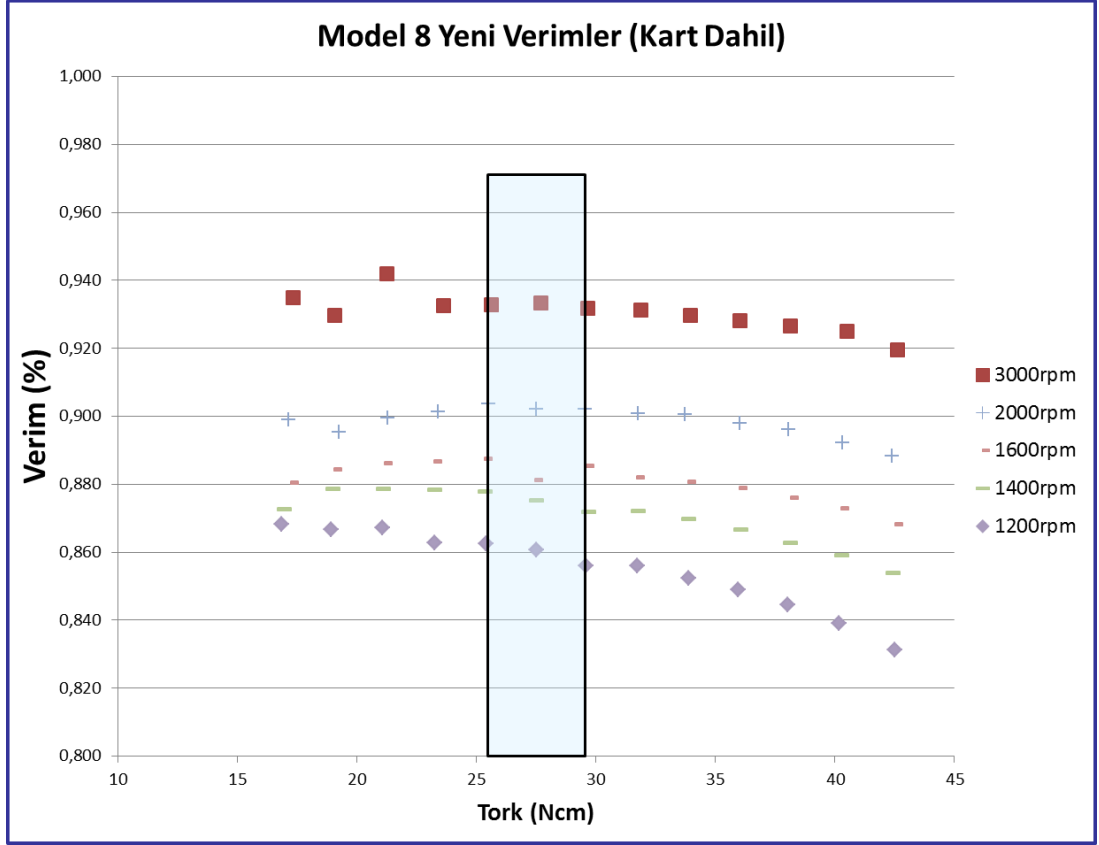
Şekil 3.24 : Motor test düzeneğinin kısımları.

Elektrik motoru belirli bir süre sıcak ve soğuk çalışma şartlarına tabi tutularak verim, giriş gücü, tork ve hız değerleri elde edilir. Motor verimi, milden alınan gücün elektriksel giriş gücüne oranıdır. Milden alınan güç, mildeki tork ile açısal hızın çarpımından elde edilmektedir.

3.5.1 105 kcal/h kapasiteli kompresör motor testi

Model 8 kompresörü ile eşdeğer kompresör statoru sisteme bağlanarak 5 farklı devirde torkun değişimine göre motor verimleri ölçülerek Şekil 3.25'te grafik olarak gösterilmektedir. Verimlere inverter kart elektriksel kayıpları da dahil edilerek hesaplanmıştır. Kompresör çalışma şartları göz önünde bulundurularak sonuçlara baktığımızda 25-30 Ncm tork miktarına denk gelen aralıkta BLDC motorun,

- 3000 Rpm'de ~ % 92-93
- 2000 Rpm'de % 90
- 1600 Rpm'de % 88
- 1400 Rpm'de % 87
- 1200 Rpm'de % 86 verimle çalıştığı ölçülmüştür.



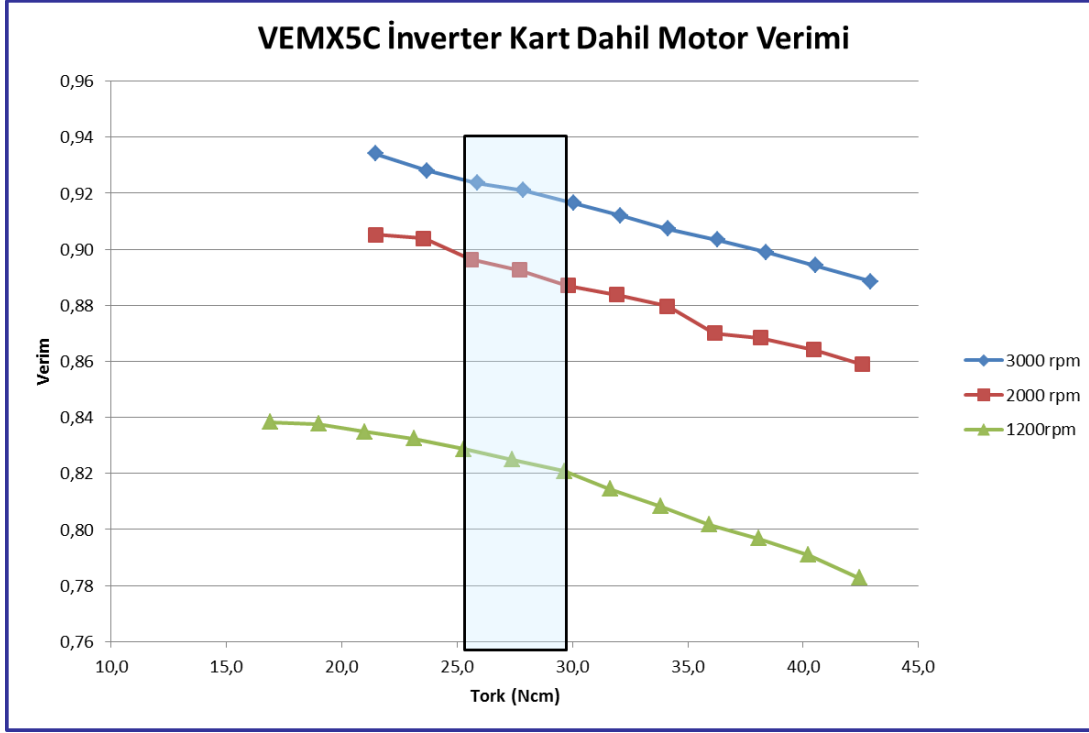
Şekil 3.25 :Model 8 motor verimi grafiği.

3.5.2 Rakip B kompresörü motor testi

Rakip B benchmark kompresörünün statoru sisteme bağlanarak 5 farklı devirde torkun değişimine göre elde edilen veriler ile Şekil 3.26'daki grafik çizdirilmiştir. Verimlere inverter kart elektriksel kaybı dahildir. Kompresör çalışma şartları göz önünde bulundurularak sonuçlara baktığımızda 25-30 Ncm tork miktarına denk gelen aralıkta BLDC VEMX 5C motorunun,

- 3000 Rpm'de % 92
- 2000 Rpm'de % 89
- 1200 Rpm'de % 83

verimle çalıştığı belirlenmiştir.



Şekil 3.26 : Rakip B motor verimi grafiği.

3.6 pV Ölçümleri

Kompresörde sıkıştırma işinin giriş gücünden ayrıştırılması için basınç-hacim(pV) diyagramları kullanılmaktadır. Teoride sıkıştırma işi hesaplanabilmesine rağmen, emme ve egzoz safhalarındaki valf ve port kayıpları bilinemediğinden bu hesaplar gerçek sonuçların uzağında kalmaktadır. Silindir, emme plenumu ve egzoz plenumundan alınan basınç değişimleri, krank açısı ve piston hacmine göre incelenerek emme ve egzoz bölümlerinde valf ve port kayıpları kolayca elde edilir.

3.6.1 Model 8 kompresörü pV ölçümleri

Model 8 kompresörün sıkıştırma işini hesaplamak ve ölçümlerden elde edilen veri ile valf ve port kayıplarını hesaplamak amacıyla pV ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümler hazırlanan flanşlı muhafaza içerisinde gerçekleştirilmiştir.

Model 105 (8) numaralı kompresörün 5 farklı devir için pV ölçüm çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Hazırlık çalışmaları sırasında gövde üzerine encoder yerleşiminin sağlanabilmesi için gerekli saplama ve tabla işletilmiş ve Şekil 3.27'de gibi montajı yapılarak adapte edilmiştir. Encoder montajı sırasında en önemli kısım

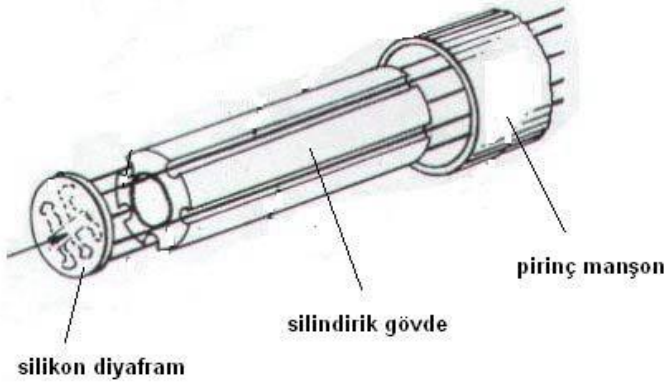
encoder sıfır noktasının pistonun ölü noktaya ulaştığı silindir içerisindeki hacmin en küçük olduğu konuma göre ayarlanmasıdır.



Şekil 3.27 : Enkoder yerleşimi ve gövdeye adaptasyonu.

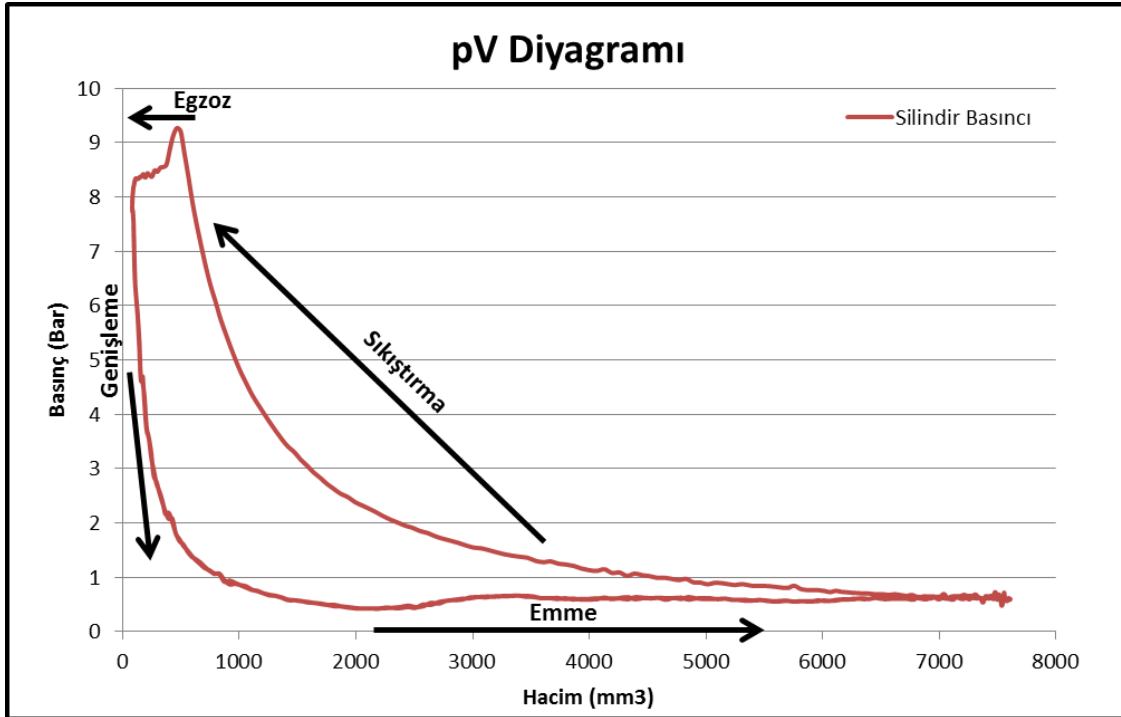
PV ölçümlerinde soğutucu akışkanın basınç değişiminin elde edilmesi için silindir, emme plenumu, egzoz plenumu ve egzoz susturucusu olmak üzere 4 adet basınç transdüseri kullanılmaktadır. Egzoz ve emme plenumu için hazırlanan basınç transdüserleri silindir kafasına uygun bir konumda yerleştirilmiştir. Silindiri basınç transdüseri valf tablasının ince kenarından dik açılan delik içerisine yerleştirilerek pistonun dairesel izdüşümü içerisine denk gelecek bir yerden silindirin bulunduğu yönde bir patlatma yapılmıştır.

Kullanılan basınç transdüserleri piezo-resistif transdüserlerdir, şematik gösterimi Şekil 3.28'de verilmiştir. Transdüserin basınç ölçülen bölgesinde üzerinde piezo-resistif yarı iletkenlerden oluşan Wheatstone köprüsü bulunmaktadır. Diyafram üzerinde basınç veya kuvvet sonucu oluşan deformasyonlar elektrik sinyallerine dönüştürülmektedir.



Şekil 3.28 : Basınç transdüseri bölümleri.

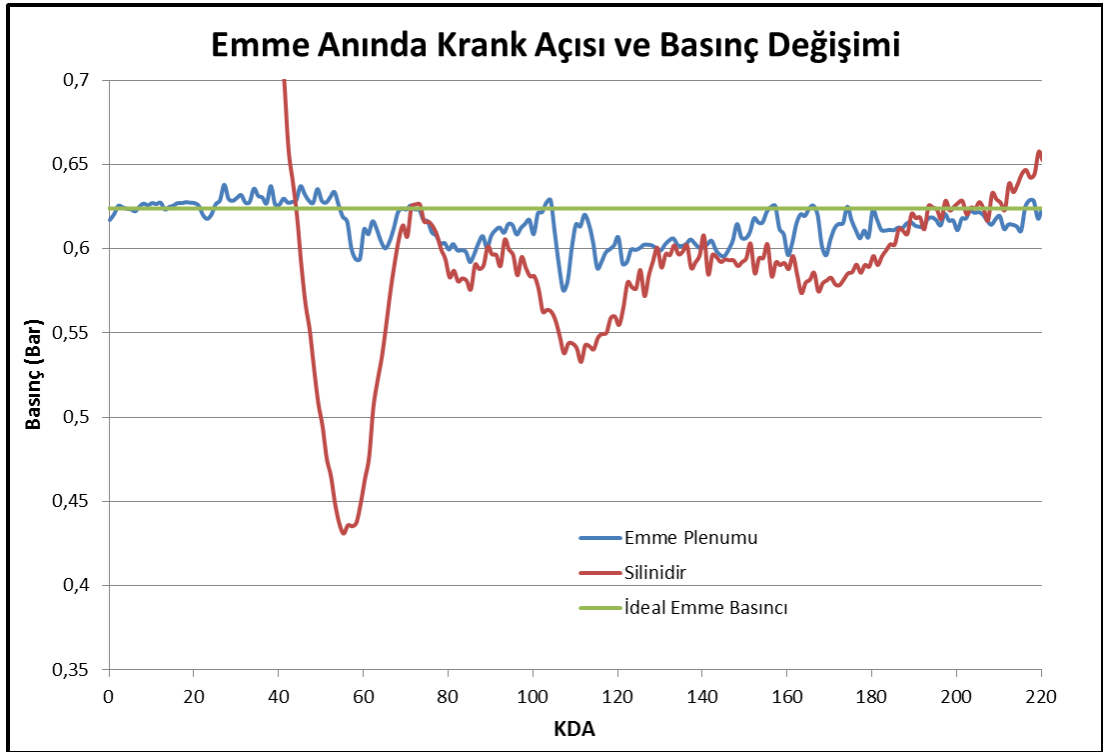
Yapılan hazırlık çalışmaları sonrasında ASHRAE şartlarında kalorimetre ölçümü yapılarak çalışma esnasında bilgisayar üzerinde basınç-hacim verileri anlık kaydedilerek pV testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler yardımıyla 5 farklı devir için pV gösterge diyagramları elde edilmiştir. Şekil 3.29’da 3000 rpm(devir) için hazırlanmış olan pV gösterge diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.29 : 3000 rpm için pV diyagramı (Model 8).

Kompresörün krank açısı değişimine göre elde edilen emme safhası grafiği Şekil 3.30’da verilmiştir. Kırmızı ile gösterilen silindir basıncı ilk kez 44 krank derece

açısı (KDA) civarında mavi ile gösterilen emme plenumu basıncının altına düşmektedir. Silindir basıncı ile emme plenumu arasındaki basınç farkı yaklaşık 0.22 bara ulaştıktan sonra emme valfi 56 KDA civarında açılmaktadır. Emme valfi açılıp basınç farkıyla silindire soğutucu akışkan alınmaya başladıkça silindir basıncının düştüğü gözlenmektedir. Yaprak emme safhası boyunca üç kez açılıp kapanmaktadır. Piston 178 KDA civarında alt ölü noktaya ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra sıkıştırma işlemine geçilmekte ve silindir basıncı artmaya başlamaktadır.

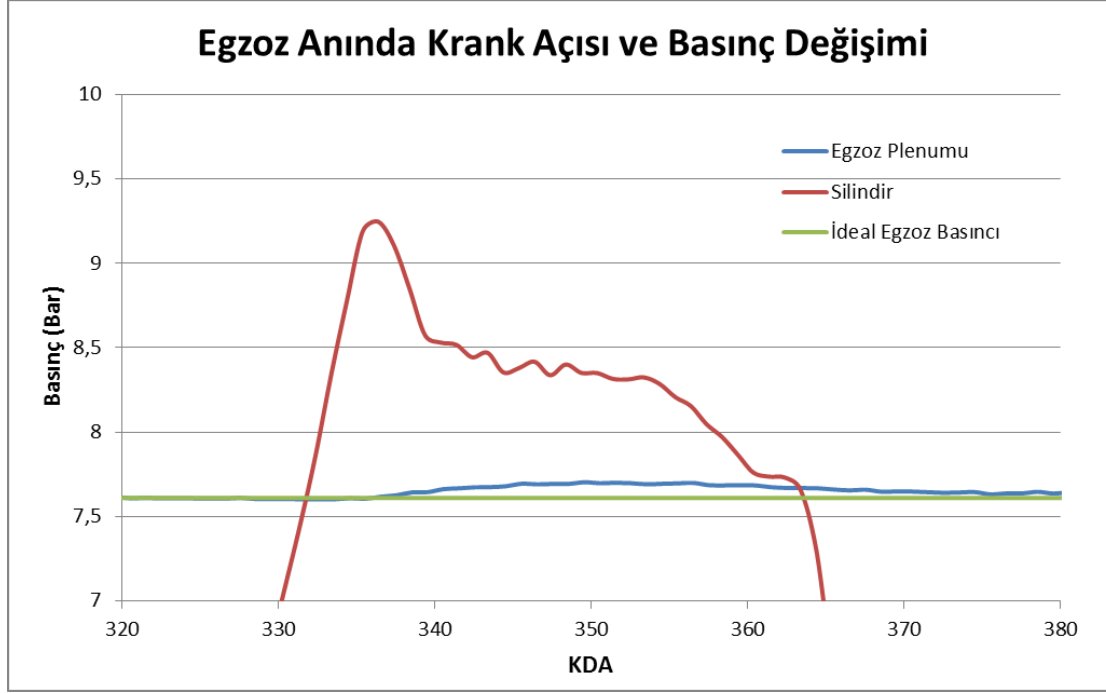


Şekil 3.30 : Emme anı krank açısı değişimine göre basınç ölçümleri.

Şekilde ideal emme basıncı yeşil çizgi ile gösterilmiştir. ASHRAE şartlarına göre ideal durumda emme basıncı 0.624 bar değerinde sabit kalmalıdır. Gerçek durumda emme işlemi sırasında silindir ve emme plenum basınçlarındaki değişimler bazı kayıplar oluşturmaktadır. Silindir basıncı ile ideal basınç arasında kalan alan toplam emme hattı kaybını, emme plenumu basıncı ile ideal basınç arasındaki fark emme port kaybını vermektedir.

Egzoz işlemi sırasında silindir basıncı ile egzoz plenumunun krank açısına bağlı değişimleri Şekil 3.31’de gösterilmiştir. Silindir basıncı 332 KDA civarında egzoz plenumu basıncını geçmekte ve ikisi arasındaki basınç farkı yaklaşık 1.63 bar olana

kadar silindir basıncı yükselmektedir. 336 KDA civarında basınç farkı 1.63 bara ulaştığı anda egzoz valfi açılmakta, yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan egzoz plenumuna dolmaktadır. Bu sırada grafikte görüleceği gibi silindir basıncı düşmekte buna paralel olarak egzoz plenumu basıncı artmaktadır. Ardından belirli bir süre basınç 8.3 bar üzerinde kalmakta ve pistonun üst ölü noktaya ulaşmasının ardından silindir basıncı düşme eğilimi göstermektedir. 363 KDA civarında silindir basıncı egzoz plenumu basıncının altına düşmektedir.



Şekil 3.31 : Egzoz anı krank açısı değişimine göre basınç ölçümleri.

Çizelge 3.6'da 5 farklı çalışma devirleri (3000-2000-1600-1400-1200) için pV sonuçlarından elde edilen sonuçlar elde edilmiştir.

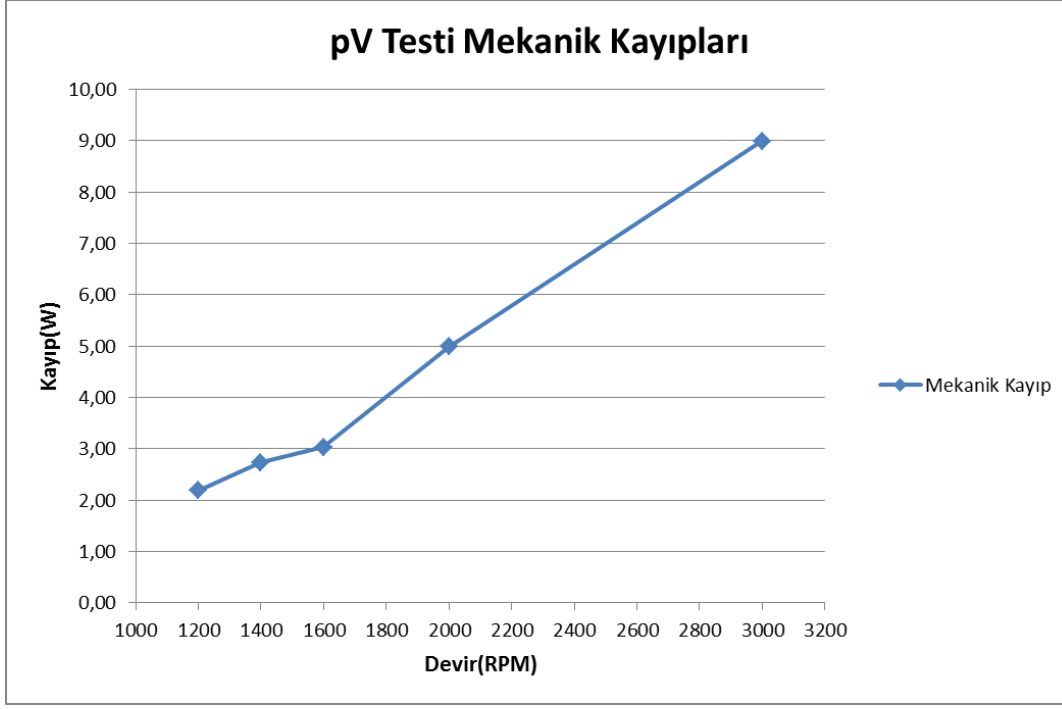
Sonuçlar her devir için mekanik kayıplar, elektriksel kayıplar ve sıkıştırma iş olarak ayrıştırılmıştır. Ayrıca mekanik verim hesaplanmıştır.

Çizelge 3.6 : 5 farklı çalışma devri için pV ölçüm sonuçları.

3000 RPM(İZALASYONLU 200CC)			2000 RPM(İZALASYONLU 220CC)		
Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama	Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama
Sıkıştırma İşi	[W]	53,19	Sıkıştırma İşi	[W]	36,83
Mekanik Kayıplar	[W]	8,99	Mekanik Kayıplar	[W]	4,99
Elektriksel Kayıplar	[W]	4,82	Elektriksel Kayıplar	[W]	4,54
Giriş Gücü	[W]	67,01	Giriş Gücü	[W]	46,36
Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,86	Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,88
Elektromotor Verimi	[-]	0,93	Elektromotor Verimi	[-]	0,90
Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,79	Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,79
1600 RPM(İZALASYONLU 220CC)			1400 RPM(İZALASYONLU 200CC)		
Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama	Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama
Sıkıştırma İşi	[W]	29,42	Sıkıştırma İşi	[W]	25,87
Mekanik Kayıplar	[W]	3,03	Mekanik Kayıplar	[W]	2,74
Elektriksel Kayıplar	[W]	4,26	Elektriksel Kayıplar	[W]	4,12
Giriş Gücü	[W]	36,71	Giriş Gücü	[W]	32,74
Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,91	Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,90
Elektromotor Verimi	[-]	0,88	Elektromotor Verimi	[-]	0,87
Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,80	Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,79
1200 RPM(İZALASYONLU 200CC)					
Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama			
Sıkıştırma İşi	[W]	21,84			
Mekanik Kayıplar	[W]	2,19			
Elektriksel Kayıplar	[W]	3,94			
Giriş Gücü	[W]	27,97			
Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,91			
Elektromotor Verimi	[-]	0,86			
Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,78			

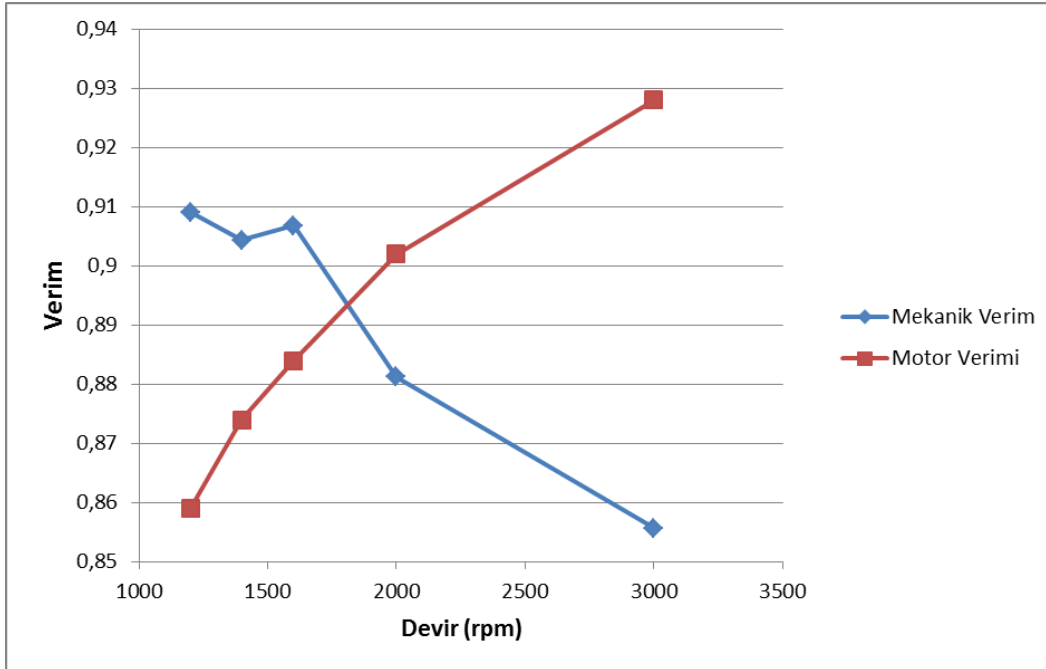
Bu sonuçlar ölçüm sonrasında elde edilen veriler ile 5 farklı devir için oluşturulan pV diyagramlarından sıkıştırma işinin hesaplanması sonucunda oluşturulmuştur. Sıkıştırma işi, giriş gücü ve motor testlerinden elde edilen elektromotor verimi girdileri yardımıyla mekanik, elektriksel kayıplar ve mekanik verim değerleri hesaplanmıştır.

Bu hesaplamalardan elde edilen mekanik kayıp değerleri Şekil 3.32’de gösterilmiştir. Devrin düşüşüyle paralel şekilde mekanik kayıp miktarları azalmaktadır. 1600 devirden sonra eğimde azalma görülmektedir. Burada elde edilen trend mekanik kayıp ölçüm sisteminde elde edilen sonuçlar ile benzerlik göstermektedir.



Şekil 3.32 :Model 105 mekanik kayıp değişimi.

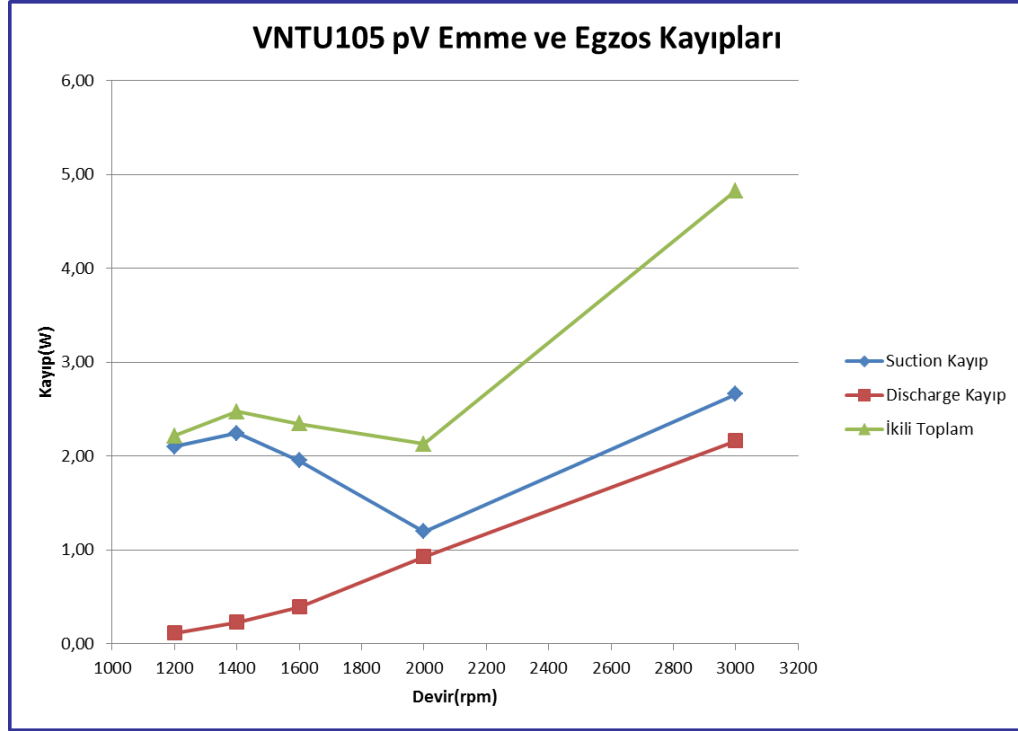
Devir değişimine bağlı olarak elde edilen mekanik ve motor verimleri Şekil 3.34'te verilmiştir. Devir düşüşüyle aynı yönde motor verimi azalırken tam tersi yönde devirler azalırken mekanik verim değerleri artmaktadır.



Şekil 3.33 : Devir değişimine bağlı mekanik ve motor verimi karşılaştırması.

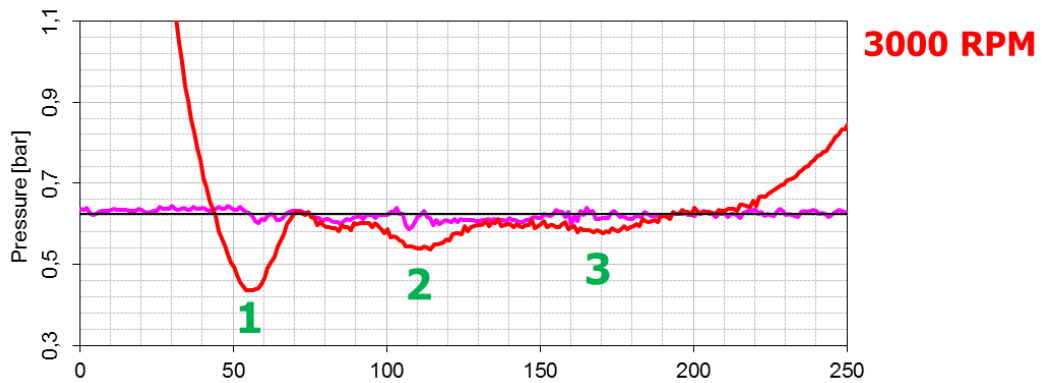
Elde edilen veriler termodinamik açıdan incelendiğinde emme ve egzoz port kayıp değerleri hesaplanmıştır. Bu kayıp değerlerinin devire bağlı olarak değişim Şekil

3.35'te gösterilmiştir. 3000-2000 devir arasında paralel olarak azalan kayıplarda 2000 devirden sonra emme kayıpları artarken egzoz kayıpları azalmaktadır. Bunun sebebi devrin düşmesiyle azalan hız sonucu akışkanın daha çok ısınarak volumetrik verimin düşmesidir.



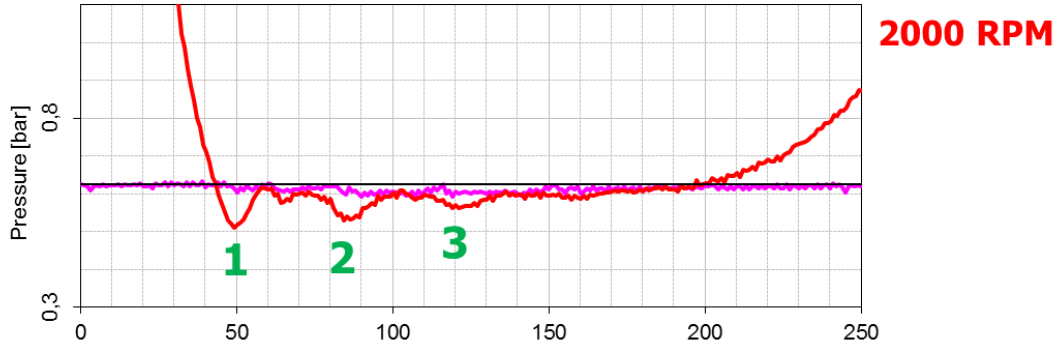
Şekil 3.34: Model 105 port kayıplarının devire göre değişimi.

Elde edilen pV grafiği incelendiğinde farklı devirlerde emme yaprağının hareketine yönelik bazı çıkarımlar yapılabilir. Şekil 3.35'te 3000 devir için flutter(emme yaprağı açılışı) sayısı görülmektedir. Yaklaşık olarak 2 veya 3 defa flutter yapmaktadır.



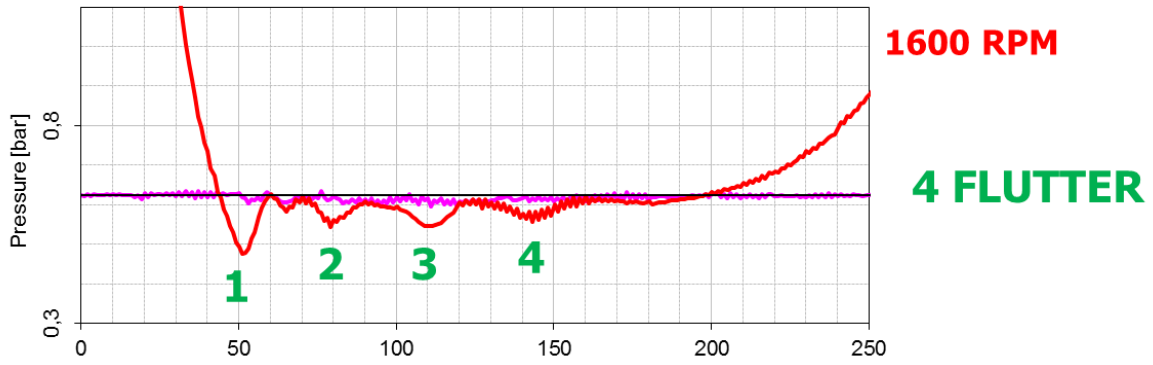
Şekil 3.35: Model 105 pV 3000 devir flutter sayısı.

Şekil 3.36'da 2000 devir için flutter sayısı görülmektedir. Yaklaşık olarak 3 defa flutter yapmaktadır.



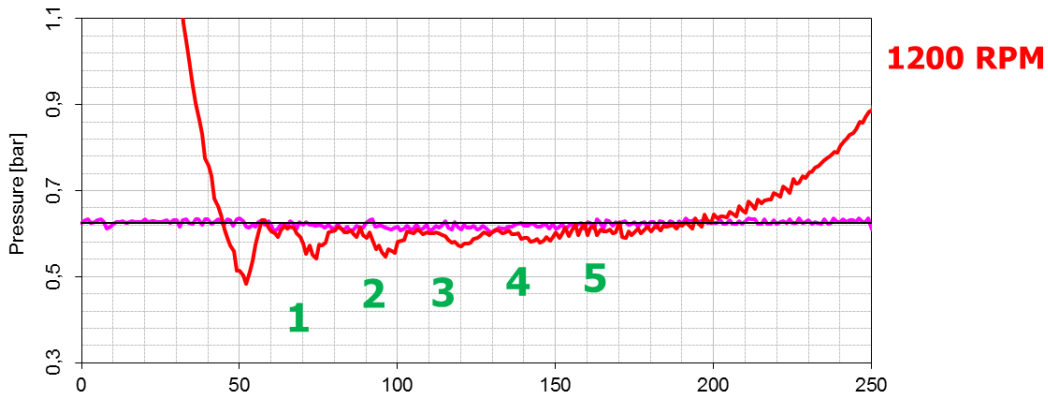
Şekil 3.36: Model 105 pV 2000 devir flutter sayısı.

Şekil 3.37'de 1600 devir için flutter sayısı görülmektedir. Yaklaşık olarak 4 defa flutter yapmaktadır.



Şekil 3.37: Model 105 pV 1600 devir flutter sayısı.

Şekil 3.38'de 1200 devir için flutter sayısı görülmektedir. Yaklaşık olarak 5 defa flutter yapmaktadır.

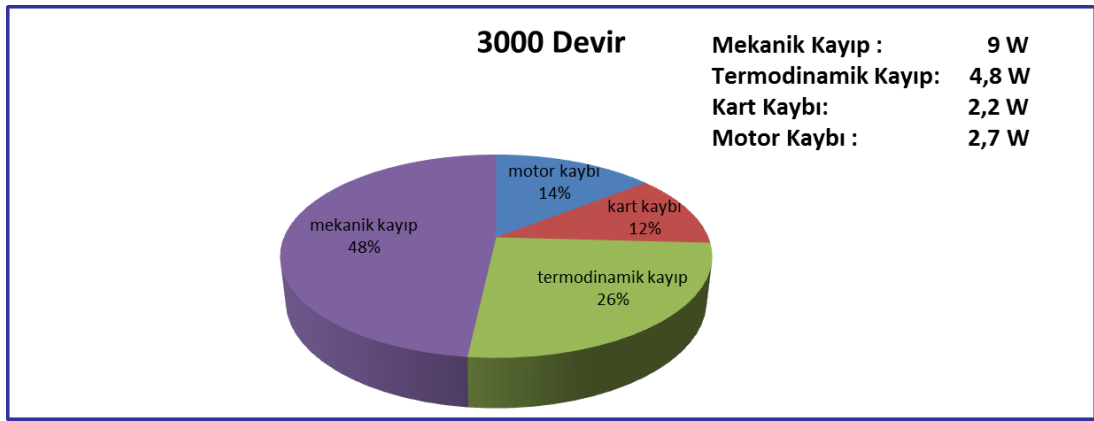


Şekil 3.38: Model 105 pV 1200 devir flutter sayısı.

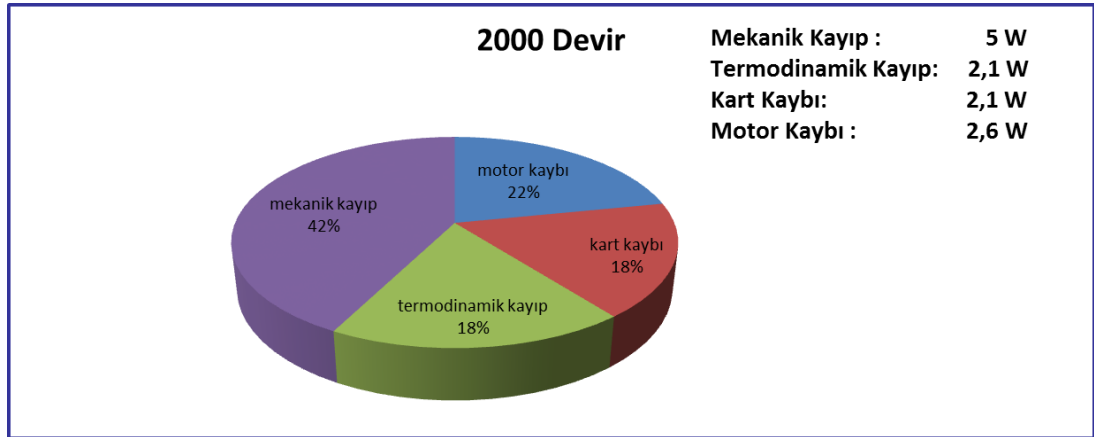
Oluşan flutter sayılarına bakıldığında 1600 devirden sonra oluşan flutter sayısındaki artış kapasiteyi etkilemektedir. Burada yapılacak bir iyileştirme ile flutter sayısında azalma sağlansa bile kapasiteye yaklaşık %2'lik bir etkisi bulunmaktadır.

pV ölçümleri sonucunda elde ettiğimiz verilere göre kayıplar mekanik, termodinamik, elektriksel kart ve motor kayıplarının dağılımı devirlere göre yüzdelerle pie chart grafikleri halinde Şekil 3.39, Şekil 3.40, Şekil 3.41, Şekil 3.42, Şekil 3.43'de gösterilmektedir.

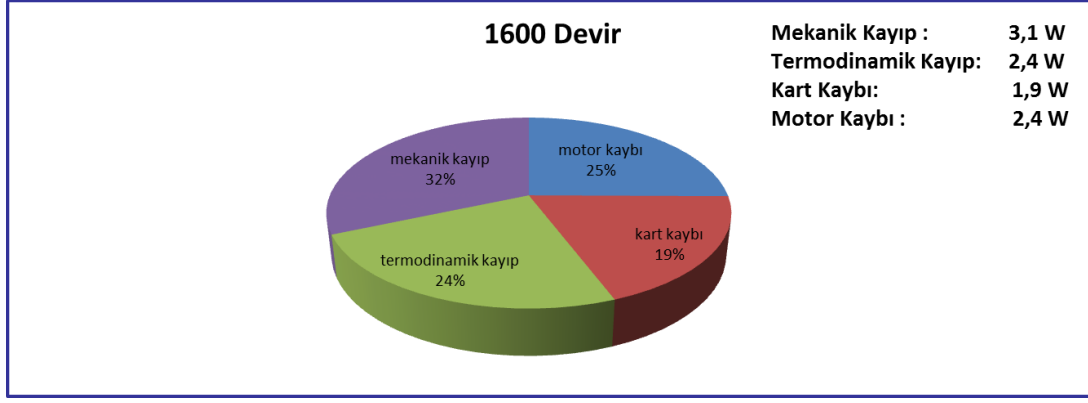
Mekanik kayıpların yüzdelerle etkisi düşük devirlerde azalmasıyla olan etki termodinamik kayıp ve motor kayıplarının yüzdesinin artışına neden olmaktadır.



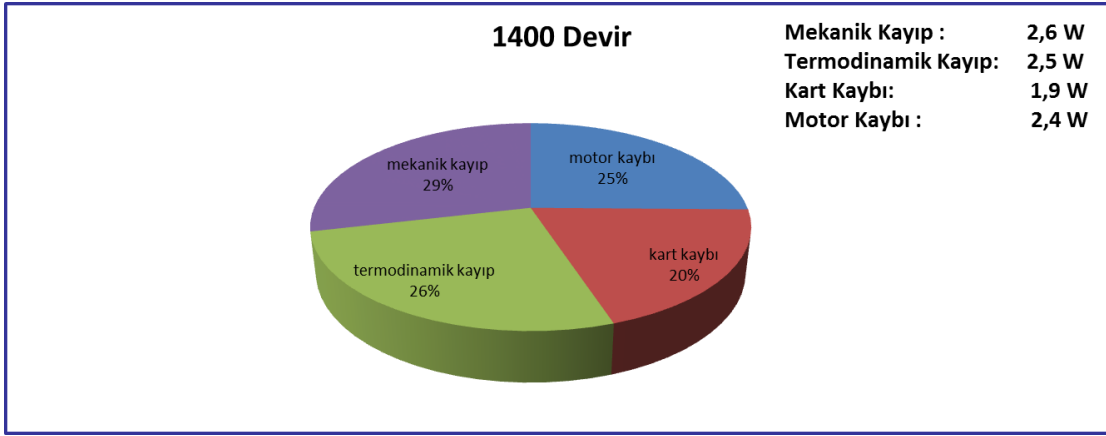
Şekil 3.39: 3000 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı.



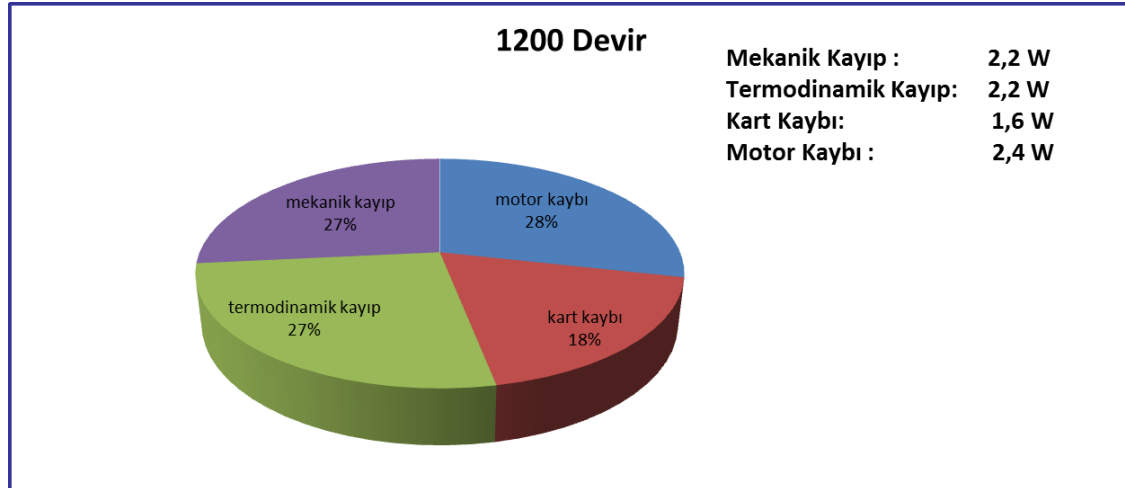
Şekil 3.40: 2000 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı.



Şekil 3.41: 1600 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı.



Şekil 3.42: 1400 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı.



Şekil 3.43: 1200 Devir toplam kayıpların pasta grafiği dağılımı.

Bu dağılım sonuçları incelendiğinde 2000 devir ve daha düşük devirlerde motor ve elektronik kart kaybı toplamının %40-45 olduğu görülmektedir. Motor ve kart birbiri ile etkileşiminin fazla olmasından dolayı birlikte düşünülmektedir. Mekanik ve termodinamik(port ve valf) kayıplar tekil olarak bakıldığında motor ve kart

kayıplarından daha düşüktür. Ayrıca mekanik kayıp değerleri olarak minimum seviyelere gelmiştir. Bu duruma göre yüksek soğutma etkinlik katsayısı(COP) değerlerine ulaşabilmek için motor ve kart kayıplarının azaltılması diğer kayıpların azaltılmasından daha yüksek etki yapacağı görülmektedir. Motor performansındaki değişim kompresör elemanlarını, termodinamik verimi ve COP'yi direkt olarak etkilemektedir.

3.6.2 Rakip B kompresörü pV ölçümleri

Benchmark çalışmaları kapsamında farklı testlerin uygulanmış olduğu Rakip B kompresörü için gerekli ön hazırlıklar gerçekleştirilerek flanşlı muhafaza içerisinde pV ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümler 3 farklı devirde (3000-2000-1600) alınmıştır. Yapılan hazırlık çalışmaları Şekil 3.44'te gösterilmiştir. Model 8 ile benzer şekilde encoder yerleşimi ve basınç transdüseri yerleşimleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.44 : Rakip B pV hazırlık çalışmaları.

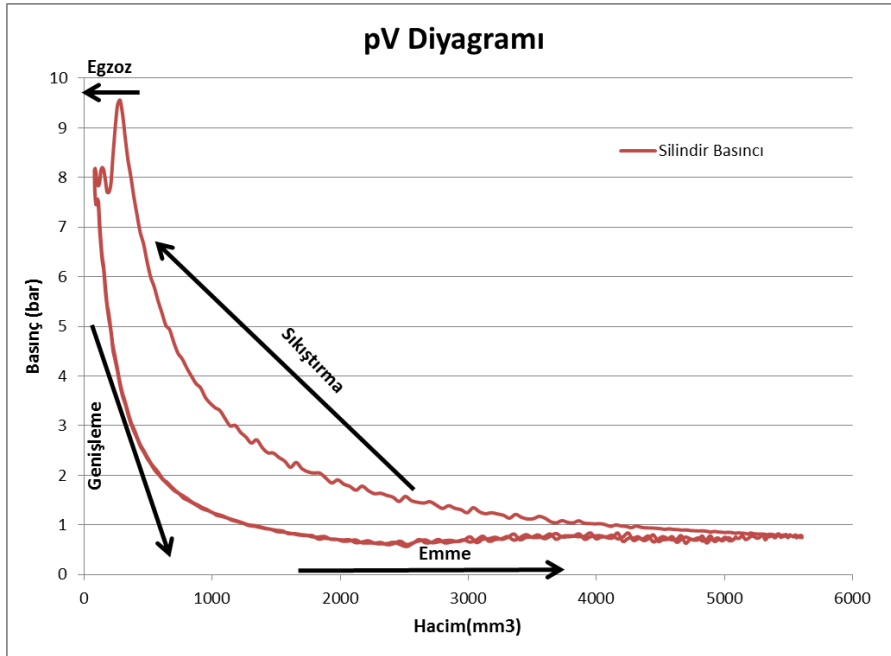
PV ölçümlerinde soğutucu akışkanın basınç değişiminin elde edilmesi için silindir, egzoz plenumu ve egzoz susturucusu olmak üzere 3 adet basınç transdüseri kullanılmaktadır. Emme plenumu kısmında tasarımsal uygunluk olmadığından dolayı basınç sensörü kullanılamamıştır. Silindir basınç transdüseri valf tablasının ince kenarından dik açılan delik içerisine yerleştirilerek pistonun dairesel izdüşümü

içerisine denk gelecek bir yerden silindirin bulunduğu yönde bir patlatma yapılmıştır. Bu çalışmalar sırasında en kritik konu rakip kompresörün valf tablası içerisine yerleştirilecek olan basınç transdüserinin pozisyonunun ayarlanmasıdır. Şekil 3.45'te en uygun pozisyon gösterilmiştir.



Şekil 3.45 : Rakip B valf tablası sensör pozisyonu.

Yapılan hazırlık çalışmaları sonrasında ASHRAE şartlarında basınç-hacim verileri anlık kaydedilerek pV testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler yardımıyla 3 farklı devir için pV gösterge diyagramları elde edilmiştir. Şekil 3.46'da 3000 devir için hazırlanmış olan pV gösterge diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.46 : 3000 rpm için pV diyagramı (Rakip B).

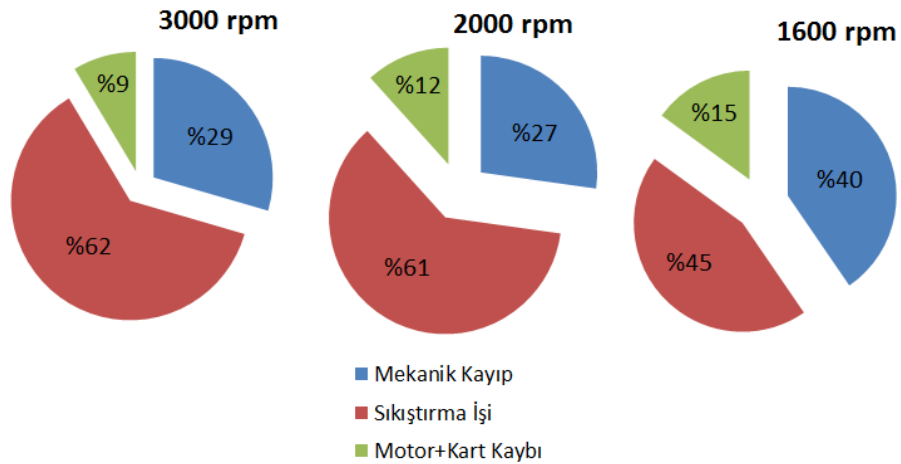
Çizelge 3.7’de 3 farklı çalışma devri (3000-2000-1600) için pV sonuçlarından elde edilen sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 3.7 : Rakip B kompresörü pV ölçüm sonuçları.

3000 RPM(İZALASYONLU 200CC)			2000 RPM(İZALASYONLU 200CC)		
Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama	Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama
Sıkıştırma İşi	[W]	30,36	Sıkıştırma İşi	[W]	19,49
Mekanik Kayıplar	[W]	14,46	Mekanik Kayıplar	[W]	8,68
Elektriksel Kayıplar	[W]	4,22	Elektriksel Kayıplar	[W]	3,73
Giriş Gücü	[W]	49,04	Giriş Gücü	[W]	31,90
Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,68	Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,69
Elektromotor Verimi	[-]	0,91	Elektromotor Verimi	[-]	0,88
Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,62	Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,61

1600 RPM(İZALASYONLU 200CC)		
Enerji Akışı ve Verimler		Ortalama
Sıkıştırma İşi	[W]	11,55
Mekanik Kayıplar	[W]	10,47
Elektriksel Kayıplar	[W]	3,89
Giriş Gücü	[W]	25,91
Hesaplanan Mekanik Verim	[-]	0,52
Elektromotor Verimi	[-]	0,85
Motor ve Mekanik Verim	[-]	0,45

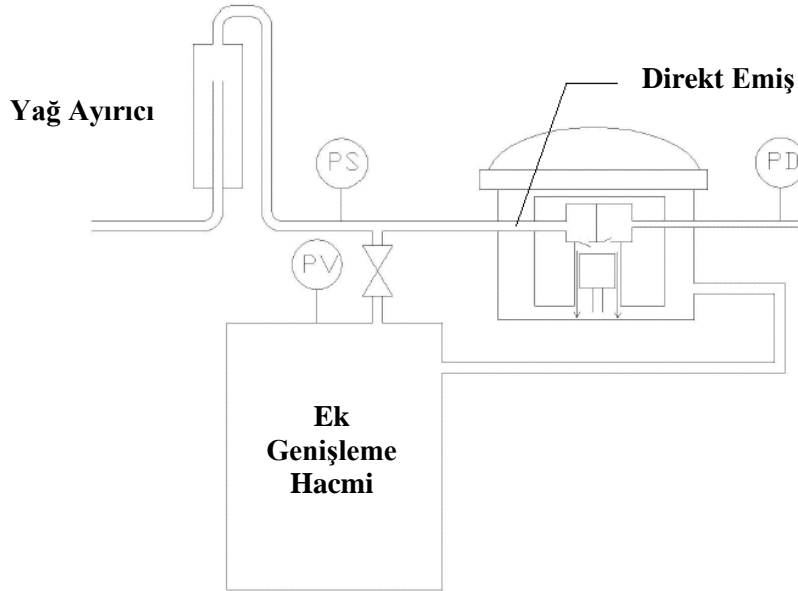
Elde edilen sonuçlara göre giriş gücünü oluşturan sıkıştırma işi, mekanik kayıplar ve elektriksel kayıplar (motor+inverter kart) Şekil 3.47’de pasta grafiği olarak 3 farklı devir için gösterilmiştir. 3000 devirden 2000’e geçerken motor ve elektronik kart kaybında %3’lük bir artış olduğu, 2000 devirden sonra 1600 devirde mekanik kayıplar yüzdesinin %13 arttığı ve yaklaşık aynı seviyelerde sıkıştırma işinin azaldığı belirlenmiştir. Bu durum düşük devirde performansın azalacağını göstermekte ve 1600 devirde mekanik verimdeki düşüşü açıklamaktadır.



Şekil 3.47 : pV sonuçlarına göre giriş gücünün dağılımı.

3.7 Piston Gaz Kaçak Ölçümleri

Kompresörlerde emme borusundan gelen soğutkan silindire emildikten sonra piston hareketi ile sıkıştırılarak kondensere gider. Ancak sıkışan gazın bir kısmı egzoz borusuna ulaşmadan conta, piston ve silindir elemanları arasından bir miktar gaz kaçağı olarak muhafaza içerisine geri döner. Sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan gaz kaçaqları kompresör termodinamik verimi dolayısıyla soğutma etkinlik katsayımı(SEK) doğrudan etkilemektedir. Sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan kaçaqların ölçülmesi güçtür. Ancak bu konuda daha önce literatürde hollandalı bir firma tarafından önerilen bir yöntem bulunmaktadır. Bu firma tarafından denenmiş yapılan çalışmalar bulunmaktadır. Şekil 3.48'de firma tarafından önerilen gaz kaçaqlarını belirlemek için kullanılan düzenek şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.48 : Piston kaçak sistemi şematik gösterimi.

Deney düzeneği, bir kompresör kalorimetresinde gaz kaçaqlarının ölçülmesi için bazı değişiklikler yapılarak oluşturulmaktadır. Prensip olarak evaporatörden gelen soğutkan muhafaza içine alınmadan doğrudan (direct suction) silindire gönderilmektedir. Bu durumda emme borusu ile silindir arasında doğrudan bağlantı sağlanmaktadır. Silindirde pistonun hareketi ile sıkıştırılan gaz egzost portu ve susturucudan geçerek titreşim borusu ile kondensere gönderilmektedir. Bu esnada egzoz borusuna gitmeyen, conta ve piston çevresinden geri dönen piston kaçaqları muhafaza içinde kalarak ve haznenin basıncını yükseltir. Bu basınç değişimi ölçülerek piston kaçak miktarı hesaplanabilmektedir.

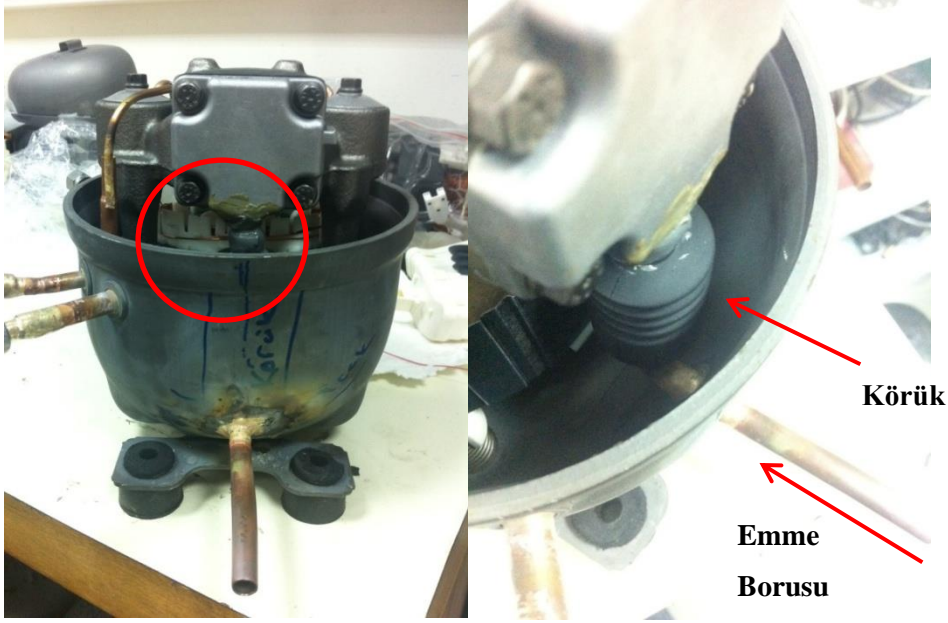
Sistemde akışkan ile beraber akmakta olan yağ, kompresöre geri dönecek ve direkt emme ile silindir haznesine girecektir. Bu durumun neticesinde oluşacak hataların önüne geçebilmek için sistemde kompresör öncesine yağ ayırıcı konulmuştur. Sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan gaz kaçaqları zamanla kompresör içindeki basıncın artmasına neden olmaktadır.

Deneyle sırasında artan basıncın ölçümler sırasında piston kaçaqlarının değişimine neden olmaması için kompresör haznesine ek bir hazne bağlanmıştır. Kalorimetrede istenilen kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklığında kompresör rejime girene kadar normal şartlarda çalışması için emme hattı ile ek hazne birbirlerine vana ile bağlanmıştır. Şekil 3.49'da kalorimetre üzerinde oluşturulan ölçüm sistemi gösterilmiştir.



Şekil 3.49 : Piston kaçak ölçüm sistemi.

Kompresör hazırlanırken yapılan çalışmalar Şekil 3.50'da gösterilmiştir. Şekilde görüleceği gibi emme borusu kauçuk körük ile sızdırmaz olarak bağlanmış ve silindir kafası içerisindeki emme plenumuna direkt emiş işlemi için yönlendirilmiştir.



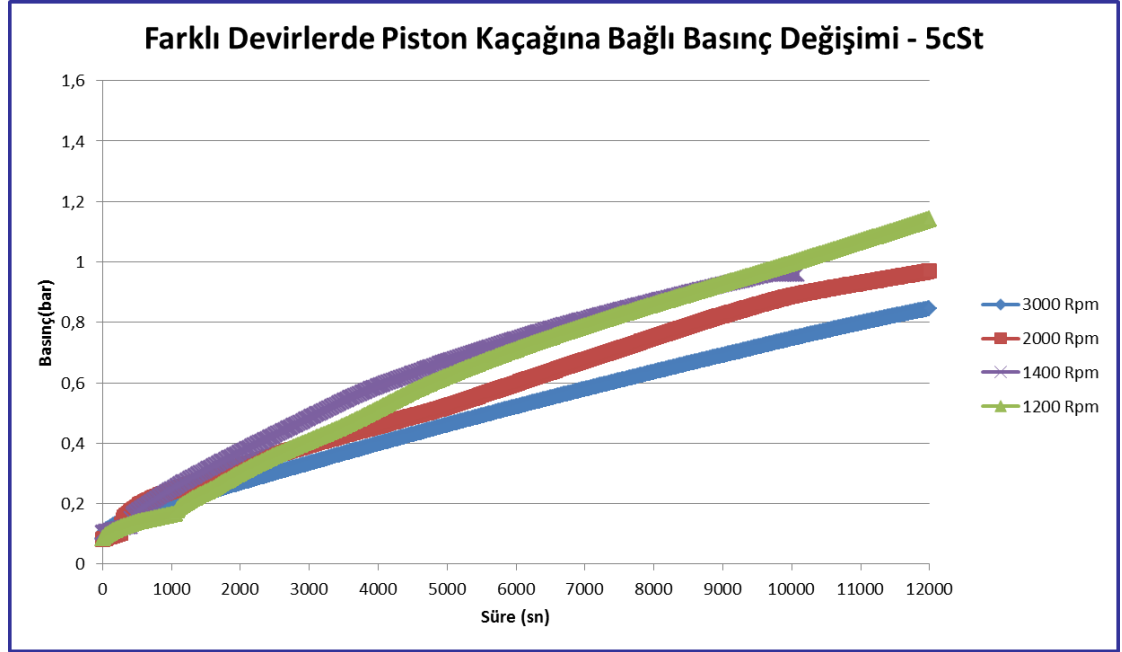
Şekil 3.50: Piston gaz kaçak hazırlık çalışmaları.

Sisteme muhafaza içi gaz basıncı ölçen basınç transdüseri yerleştirilmiştir. Emme ve egzoz hattı gaz basınçları kalorimetre sistemi üzerinden alınmıştır. Kompresör muhafazasına bağlı ek genişleme haznesi üzerinde ayrıca bulunan bir basınç transdüseri yardımıyla basınç değişimi ölçülmektedir. Ölçüm sırasında 10 saniye aralıklarla basınç dataları datalogger ile kaydedilmiştir. Test sırasında direk emiş gerçekleştirildiğinden dolayı normal duruma göre sisteme daha fazla yağ basılmaktadır. Hat üzerinden kompresöre doğru gelen yağ muhafazaya girmeden yağ ayırıcıda ayrıştırılmaktadır. Böylece farklı devirler için yağ basma miktarları da gözlemlenmiştir.

Teorik açıdan bakıldığında değişken devirli kompresörlerde devirlere bağlı olarak hızın değişmesi sonucunda silindir ve piston arasındaki yüzeyde oluşan yağ filmi kalınlıkları değişmektedir. Bunun sonucuna bağlı olarak piston ve silindir arasından kaçan gaz miktarı değişmektedir. Bu değişimin incelenmesi için 3000 devirde 170 kcal/h kapasiteye sahip bir kompresör üzerinde emme susturucusu iptal edilerek kauçuk körük yardımıyla direk emiş yapabilecek şekilde kompresör düzenlenmiştir. Böylelikle gaz kaçağının gerçekleşmesi beklenen en önemli kısım silindir ve piston arasındaki 5,5 mikronluk aralık olacaktır. Ayrıca yağ viskozitesinin gaz kaçaklarına etkisinde bu çalışmada incelenmiştir.

Piston gaz kaçak ölçümleri ASHRAE çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir. İlk deneyde kompresör içerisine 5cSt viskoziteli yağ konularak 4 farklı (3000-2000-

1400-1200) çalışma devrinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ölçümlere başlanırken kompresör içerisindeki gaz tamamen vakumlanarak muhafaza basıncı 0,1 bar seviyesine getirilmiştir. Çalışma şartları sağlandıktan sonra muhafaza içi basıncın 0,624 bar seviyesine gelmesi beklenmiştir. Gaz kaçağı hesabı her devirde 0,1 - 0,624 bar arası değişim miktarına göre hesaplanmıştır. Şekil 3.51’de gaz kaçak miktarları ve kaçak yüzdeleri grafiksel olarak karşılaştırılarak verilmiştir.

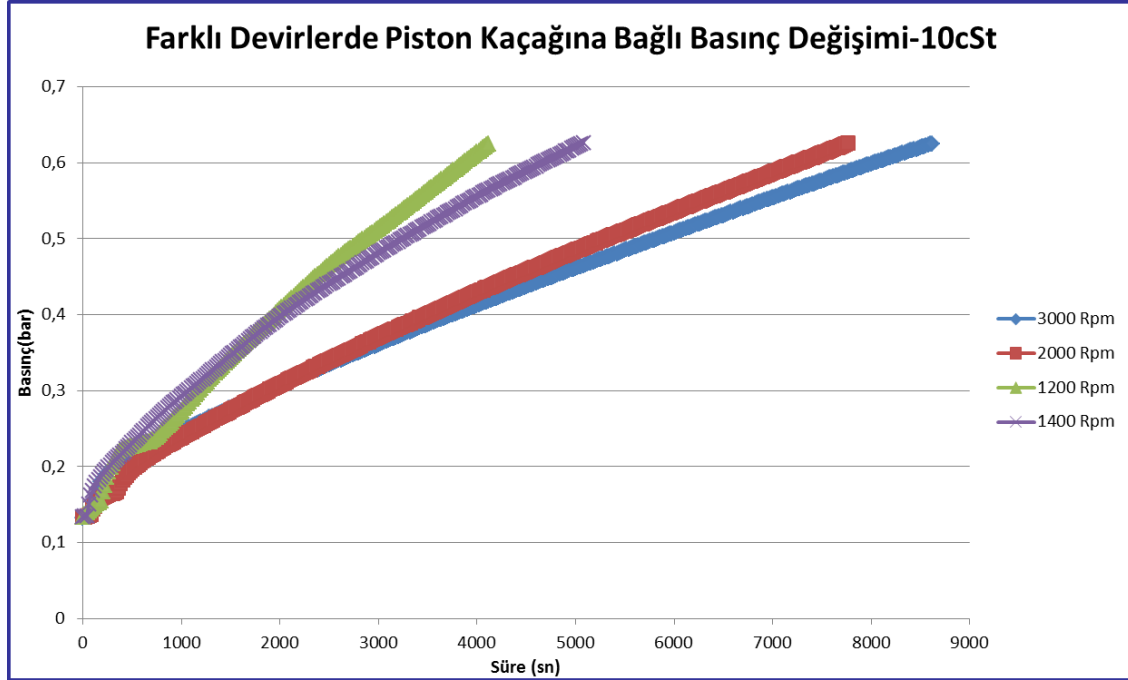


Şekil 3.51: Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (5 cSt viskozite).

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde 0,1 bar – 0,624 bar arası artışa bakıldığında çalışma devrinin azalması ile birlikte piston gaz kaçakları artmakta toplam debiye oranla baktığımızda 3000 devirde %0,6 olan gaz kaçak miktarı 1400 devirde %2’ye çıkmaktadır. 1200 devirdeki ölçümde bir ölçüm hatası olduğu gözlemlenmiştir. Piston gaz kaçakları engellendiği takdirde kapasitede iyileşme sağlanacaktır.

İkinci deneyde kompresör içerisindeki yağ değiştirilerek 10cSt viskoziteli yağ konulmuş ve 4 farklı (3000-2000-1400-1200) çalışma devrinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Gaz kaçağı hesabı her devirde 0,1 - 0,624 bar arası değişim miktarına göre hesaplanmıştır. Şekil 3.52’de 4 farklı devir için 10 cSt viskoziteli yağ

ile ölçümü yapılan kompresördeki gaz kaçak miktarları ve kaçak yüzdeleri grafiksel olarak karşılaştırılarak verilmiştir.

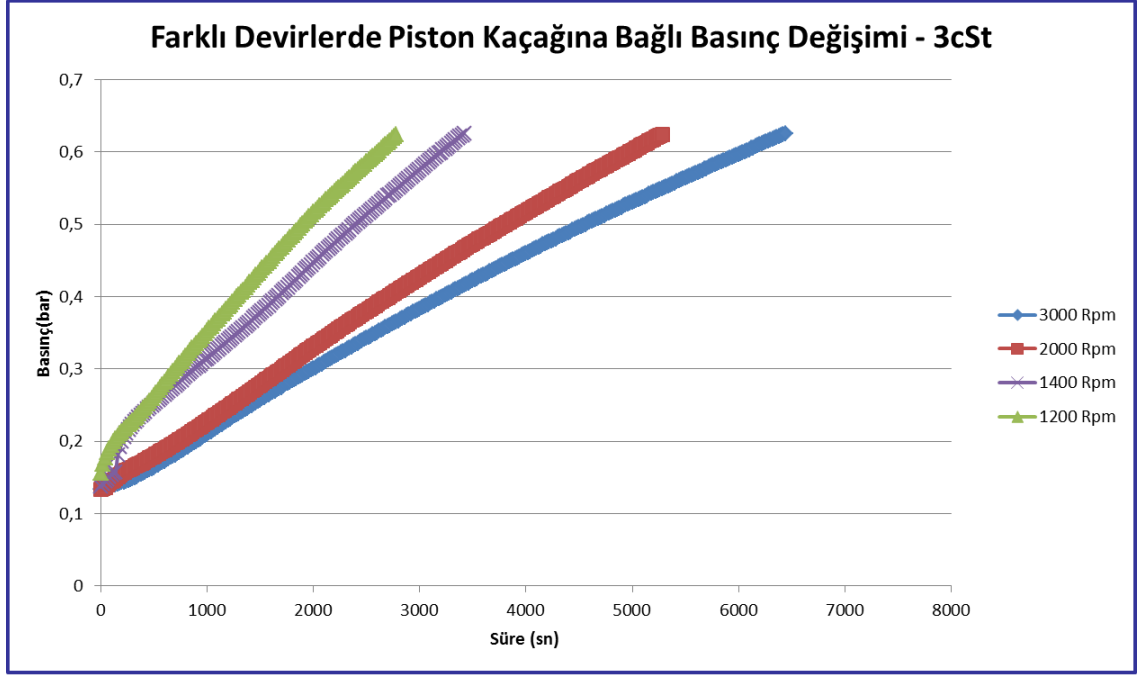


Devir	0,1 - 0,624 bar arası kaçak miktarı(g/sn)	Debi(g/sn)	Kaçak Yüzdesi %
3000	0,002569	0,534	0,5
2000	0,003252	0,371	0,9
1400	0,004956	0,263	1,9
1200	0,007106	0,231	3,1

Şekil 3.52 : Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (10 cSt viskozite).

0,1 bar – 0,624 bar arası basınç değişiminde çalışma devrinin azalması ile birlikte piston gaz kaçakları artmaktadır. Toplam debiye oranla baktığımızda 3000 devirde %0,5 olan gaz kaçak miktarı 1200 devirde %3'ye çıkmaktadır.

Üçüncü deneyde kompresör içerisindeki yağ değiştirilerek 3cSt viskoziteli yağ konulmuş ve 4 farklı (3000-2000-1400-1200) çalışma devrinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Gaz kaçağı hesabı her devirde 0,1 - 0,624 bar arası değişim miktarına göre hesaplanmıştır. Şekil 3.53'te 4 farklı devir için 3 cSt viskoziteli yağ ile ölçümü yapılan kompresördeki gaz kaçak miktarları ve kaçak yüzdeleri grafiksel olarak karşılaştırılarak verilmiştir.

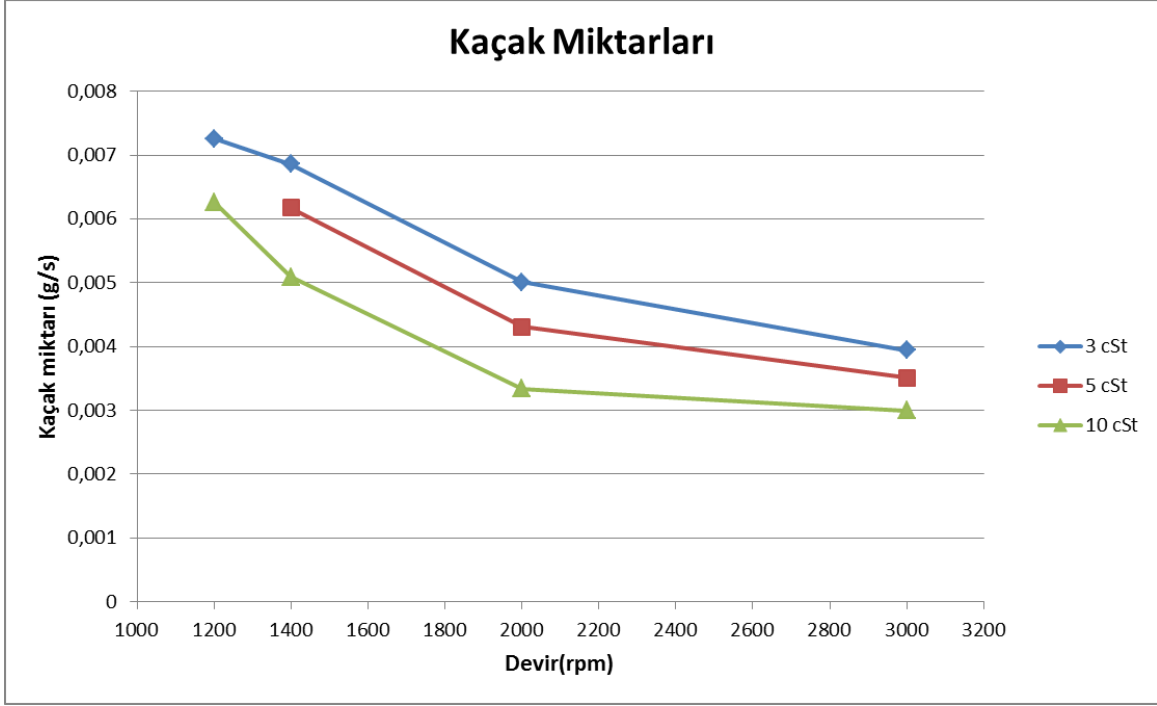


Şekil 3.53 : Piston gaz kaçak ölçüm sonuçları (3 cSt viskozite).

0,1 bar – 0,624 bar arası basınç değişiminde çalışma devrinin azalması ile birlikte piston gaz kaçaqları artmaktadır. Toplam debiye oranla baktığımızda 3000 devirde %0,7 olan gaz kaçak miktarı 1200 devirde %4'ye çıkmaktadır.

Elde edilen 3 farklı deney sonuçlarına göre farklı yağ viskozitesinin ve farklı devirlerin gaz kaçaqlarına etkisi karşılaştırmalı olarak Şekil 3.54'te grafikte verilmiştir. Grafiği incelediğimizde çalışma devrinin azalmasıyla gaz kaçak miktarındaki artış üç deney içinde yaklaşık olarak aynı trendde görülmektedir. Gaz kaçaqlarındaki bu artışın temel sebebi hızdaki düşüşten dolayı piston ve silindir arasında oluşan yağ filminin incelmesidir.

Yağ viskozitelerine göre karşılaştırma yaptığımızda ise yağ viskozitesi arttıkça kaçak miktarlarının düştüğü görülmektedir. Bu sonuç viskozite arttıkça yağ filmi kalınlığının artışı ve viskozite değeri yükseldikçe yağ içerisindeki gaz çözünme miktarının düşüşünü doğrulamaktadır.



Şekil 3.54 : Yağ viskozitesine göre kaçak miktarının karşılaştırılması.

4. COP İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI

4.1 Mekanik Verim İyileştirme Çalışmaları

Değişken devirli kompresörlerde performans iyileştirilmesinde mekanik verim önemlidir. Mekanik verimi etkileyebilecek sebeplerin başında sürtünmelerden dolayı oluşan mekanik kayıplar gelmektedir. Sürtünme miktarına etki eden en önemli faktörlerin başında kompresör içerisinde kullanılan mineral yağ özellikleri gelmektedir. Bu özelliklerde en etkili parametre yağ viskozitesidir. Devir değişimine bağlı olarak hızlar değiştiğinden dolayı yataklarda oluşan film kalınlıklarında yağ viskozitesi önemli rol oynamaktadır. Buna bağlı olarak mekanik kayıplarda değişimler meydana gelir. Bu kapsamda 3000 devirde 105kcal/h ve 3000 devirde 170kcal/h soğutma kapasitesine sahip kompresörlerde farklı viskozite değerlerinde yağ kullanılarak farklı devirlerde performans ölçümleri yapılmış ve yağ viskozitesi değişiminin etkisi incelenmiştir. Testler sırasında 3 , 5 , 7 ve 10 cSt viskoziteli yağlar olacak şekilde çeşitli denemeler yapılarak kalorimetre ölçümleri üzerinden performansa etkisine bakılmıştır.

4.1.1 Model 54 kompresörde yağ viskozitesi değişiminin incelenmesi

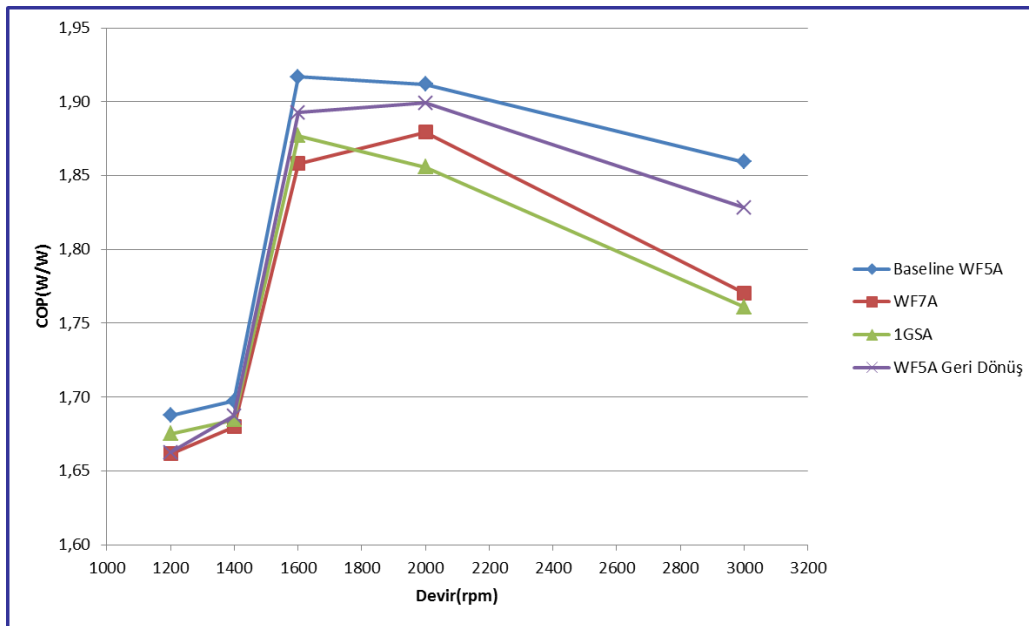
3000 devirde 105kcal/h kapasiteye sahip Model 54 kompresörü üzerinde baseline WF5A(5cSt), WF7A(7cSt), 1GSA(10 cSt) ve WF5A baseline geri dönüş olmak üzere 4 farklı ölçüm gerçekleştirilmiştir. İlk olarak baseline durumda orijinal WF5A yağa sahip olarak ölçüm gerçekleştirilmiştir. Daha sonra WF5A yağ süzülerek WF7A ile ölçüm alınmış ardından 1GSA(10 cSt) yağ konularak ölçüm alınmıştır. Bu ölçümler sonrası tekrar orijinal WF5A yağa dönülüp ölçüm alınarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Çizelge 4.1’de ölçüm sonuçlarına göre elde edilen kapasite, giriş gücü ve COP değerleri bulunmaktadır.

Çizelge 4.1: Model 54 yağ ölçüm sonuçları.

Model 54 Baseline WF5A(5cSt) 200cc				Model 54 Baseline WF7A(7cSt) 200cc			
Devir (rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]
3000	134,0	72,1	1,86	3000	127,4	71,9	1,77
2000	91,2	47,7	1,91	2000	88,5	47,1	1,88
1600	72,4	37,8	1,92	1600	69,7	37,5	1,86
1400	62,4	36,8	1,70	1400	61,3	36,5	1,68
1200	52,8	31,3	1,69	1200	52,3	31,5	1,66

Model 54 Baseline 1GSA(10cSt) 200cc				Model 54 Baseline WF5A(5cSt) 200cc Geri Dönüş			
Devir (rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]
3000	130,3	74,0	1,76	3000	129,7	70,9	1,83
2000	88,5	47,7	1,86	2000	88,8	46,8	1,90
1600	71,9	38,3	1,88	1600	70,9	37,5	1,89
1400	62,5	37,1	1,68	1400	61,3	36,3	1,69
1200	52,5	31,3	1,68	1200	52,2	31,4	1,66

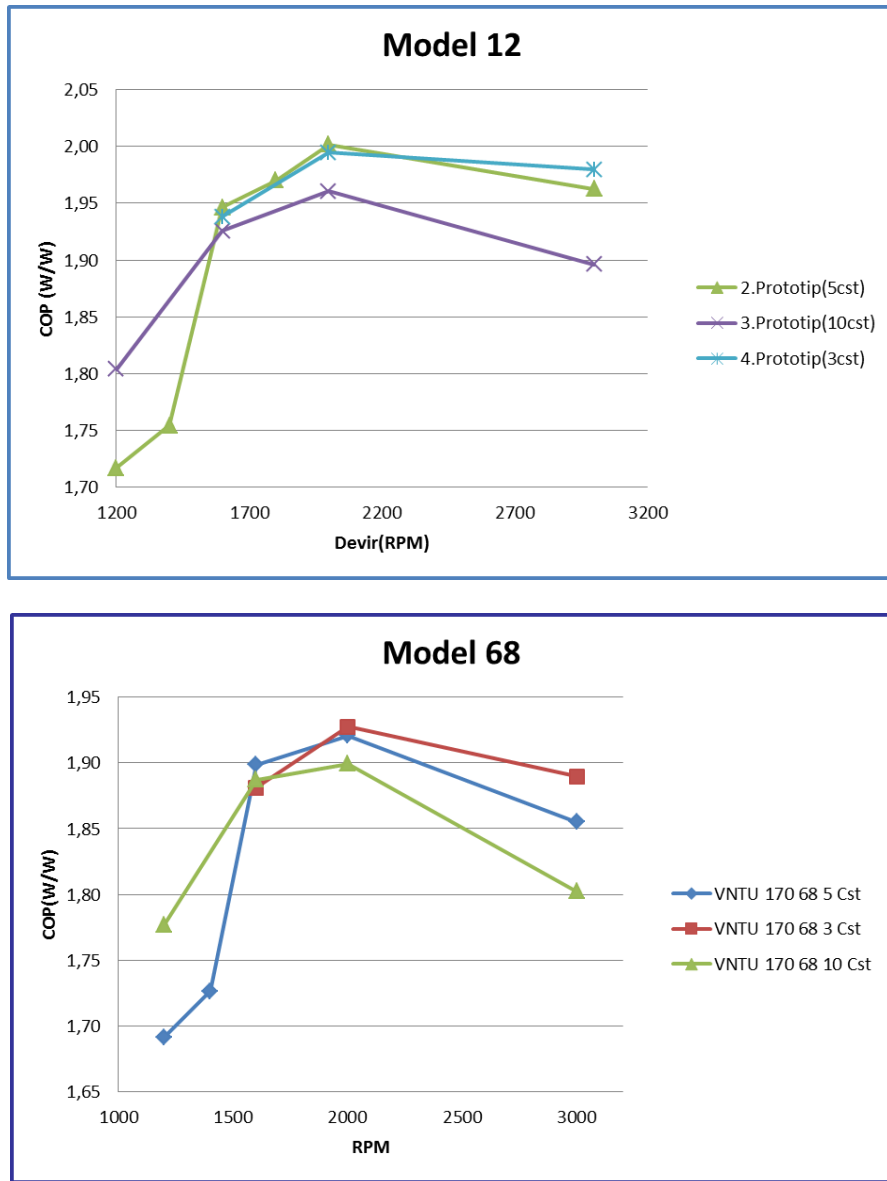
Elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında Şekil 4.1’de görüldüğü gibi 5cSt viskoziteden yüksek viskozitede olan WF7A ve 1GSA yağları yüksek devirlerde mekanik kayıpları arttırmakta düşük devirlerde(1600 Rpm ve sonrası) ise yağ film kalınlığının arttırmasından dolayı mekanik kayıpları azda olsa azaltarak COP’de iyileşme sağlanmaktadır. En son yapılan WF5A’ya geri dönüşte COP’de azalma gözlenmiştir.



Şekil 4.1 : Model 54 farklı yağ viskozitesinin performansa etkisi.

4.1.2 Model 12 ve Model 68 kompresörlerinde yağ değişiminin incelenmesi

Farklı yağ viskozitelerinin farklı devirlerde performansa etkisini görmek için 3000 devirde 170kcal/h kapasiteye sahip Model 12 ve Model 68 kompresörleri üzerinde 5 cSt, 3cSt ve 10cSt viskozite değerlerinde yağlar ile performans ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre 2 farklı kompresörün yağ viskozitesine göre değişimleri Şekil 4.2’de gösterilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre her iki kompresörde de 3cSt viskoziteli yağ yüksek devirlerde yaklaşık %2 performans artışı sağlamaktadır. 10 cSt viskoziteye geçildiğinde ise yüksek devirlerde performans düşerken düşük devirlerde performansın yaklaşık olarak %5 arttığı görülmektedir.



Şekil 4.2 : Model 12 ve 68 yağ değişimi performans sonuçları.

4.2 Termodinamik Verim İyileştirme Çalışmaları

Kompresör performansına etki eden önemli parametrelerden birinide termodinamik verim oluşturmaktadır. Termodinamik verimdeki iyileştirmeler direk olarak kapasiteye etki edeceğinden kapasite artışı ile birlikte kompresör performansı yükselecektir. 3000 devirde 170kcal/h soğutma kapasitesine sahip bazı kompresörler üzerinde termodinamik verimi iyileştirmeye ve dolayısıyla soğutma etkinlik katsayısını(SEK/COP) arttırmaya yönelik bazı komponentler üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

4.2.1 Tek egzoz susturucusu kullanımı

Değişken devirli kompresörde mevcut durumda kullanılan gövde üzerindeki iki egzoz susturucu odadan birinin devre dışı bırakılması verim artışı gözlenmektedir. Şekil 4.3'te gösterildiği gibi susturucu odalardan kafa ile doğrudan bağlantısı olmayan ikinci oda devre dışı bırakılmıştır. Bu sayede egzoz işlemi sonrası yüksek sıcaklıkta gelen egzoz gazı gövde üzerinde tek susturucu içerisinden geçerek gövdeyi daha az ısıtarak tahliye edilmektedir. Böylece termodinamik olarak verim sağlanmaktadır.

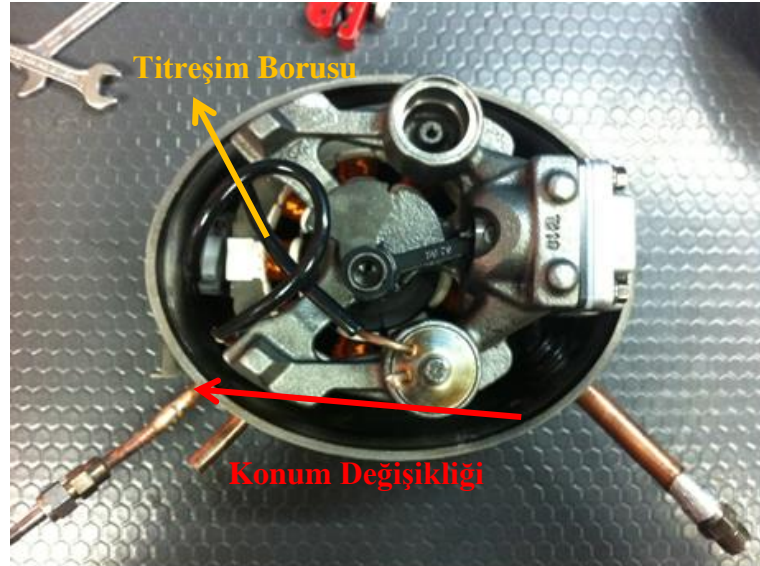


Şekil 4.3 : Tek egzoz susturucusu kullanımı.

4.2.2 Egzoz borusu konum değişimi ve titreşim borusu yalıtımı

Değişken devirli kompresörlerde mevcut durumda emme borusu tarafında bulunan egzoz borusunun çıkış konumu değişikliği yapılarak servis borusunun olduğu tarafa taşınmıştır. Bu sayede egzoz borusu içerisinde yüksek sıcaklıkta olan akışkan emme borusuna daha uzakta bir konumdan dışarı atılarak ısı transferi ile emilen akışkanın daha az ısınması sağlanır. Böylece volumetrik verim artar.

Egzoz susturucusu ile egzoz borusu arasında bulunan titreşim borusunun dış cidarına polimer malzemeli bir boru geçirilerek yalıtım sağlanmakta ve muhafaza içerisindeki sıcaklık artışı belirli düzeyde engellenmektedir. Yapılan denemelerde perfomans artışı gözlenmiştir. şekil 4.4'te egzoz borusu konum değişikliği ve titreşim borusu yalıtımı gösterilmiştir.



şekil 4.4 : Egzoz borusu konum değişikliği ve titreşim borusu yalıtımı.

4.2.3 Emme borusu yalıtımı

Değişken devirli kompresörlerde mevcut durumdaki emme borusu çapı genişletilerek içerisine boyutu orijinal emme borusu çaplarında olan polimer malzemeli bir boru, çapı genişletilmiş olan emme borusu içerisine yerleştirilerek emme gazı yalıtımı sağlanmaktadır. Polimer boru etrafına yerleştirilen o-ringler yardımıyla emme borusu i cidarında minimum düzeyde temas sağlanmaktadır. Temasın az olması yanı sıra emme borusu ve polyamide boru arasında kalan hava katmanını ekstra olarak yalıtım sağlamaktadır. Bu alışma sonucunda emme hattından gelen soğutucu akışkan daha az ısınarak muhafazaya girmektedir ve volumetrik verim artışı sağlanmaktadır.

Böylelikle kapasitede artış gözlenmektedir. Şekil 4.5'te emme borusu yalıtım işlemi, Şekil 4.6'da ise o-ring yerleştirilmiş polyamide boru gösterilmektedir.



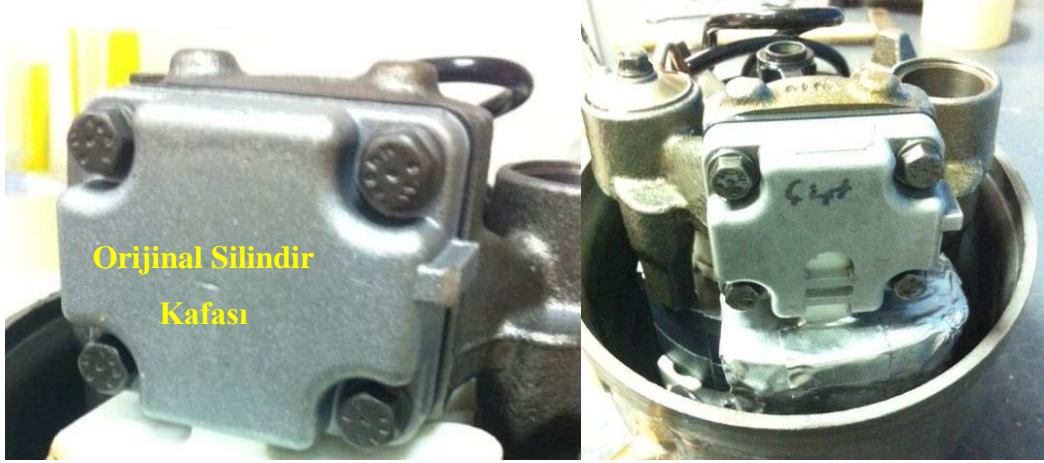
Şekil 4.5 : Emme borusu yalıtımı.



Şekil 4.6 : Polimer malzemeli boru ve o-ringler.

4.2.4 Çift atkılı silindir kafası

Mevcut silindir kafası üzerinde basma noktalarının etkisi korunacak şekilde Şekil 4.7'de görüldüğü gibi yapılan boşaltmalar yardımı ile emme susturucusunun kafa kısmına gelen soğutucu akışkanın daha az ısınması sağlanarak silindire giren akışkan miktarının artırılması sonucu volumetrik verim artırılmıştır. Yapılan ölçümlerde %1 soğutma kapasitesi artışı ve akabinde %2 COP artışı belirlenmiştir.



Şekil 4.7 : Orjinal ve yeni tasarım silindir kafası.

4.2.5 Malzeme boşaltmalı silindir kafası

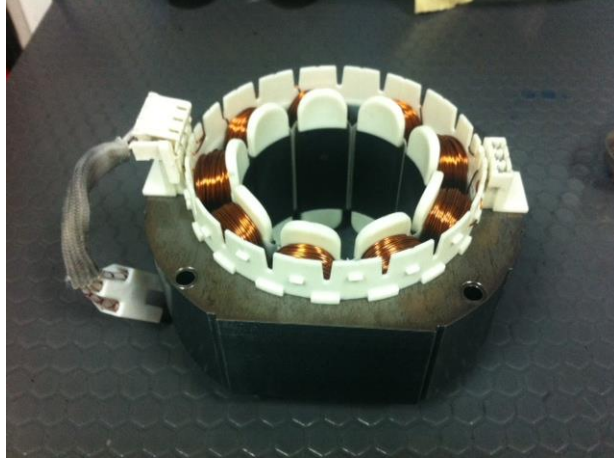
Mevcut silindir kafası üzerinde basma noktalarının etkisi korunacak şekilde Şekil 4.8'de görüldüğü gibi yapılan çoklu boşaltmalar yardımı ile yeni bir tasarım geliştirilmiştir. Yapılan malzeme eksiltmeleri yardımıyla emme plenumuna olan iletimle ısı transferi azaltılmaya çalışılmıştır. Böylece volumetrik verimde artış beklenmektedir. POM malzemesi ve silindir kafası arasındaki bazı gaz kaçaqları bulunmaktadır. Uygun geometrideki conta ile bu sorun engellenecektir.



Şekil 4.8 : Malzeme boşaltmalı silindir kafası tasarımı.

4.2.6 0,35 mm çekirdek yükseklikli motor

Mevcut durumdaki baseline kompresörlerden farklı olarak final prototiplerde 0,35 mm çekirdek yüksekliğine sahip BLDC motor kullanılmıştır. Verimi daha yüksek olan bu motorun yapılan testlerde kapasiteye arttırıcı etkisi olduğu görülmüştür. Final prototiplerde kullanılan bu motorun statoru Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : 0,35 mm çekirdek yükseklikli yüksek verimli motor.

4.2.7 Polimer malzemeli yalıtım tablası

Emme hattından gelen akışkan emme susturucusu çıkış bölümündeki emme plenumundan geçerken egzoz plenumundan çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkandan emme susturucusu çıkışına ısı transferi gerçekleşmekte ve emilen akışkan ısınmaktadır. Valf tablası ile silindir kafası arasına yerleştirilen polimer malzemeli valf tablası yardımıyla emme hattından gelen akışkana aktarılan ısı transferi yalıtım sağlanarak azalmaktadır. Prototipler üzerinde yapılan çalışmalarda Şekil 4.10'da görülen tasarımlar kullanılmıştır.



Şekil 4.10 : Polimer malzemeli yalıtım tablası.

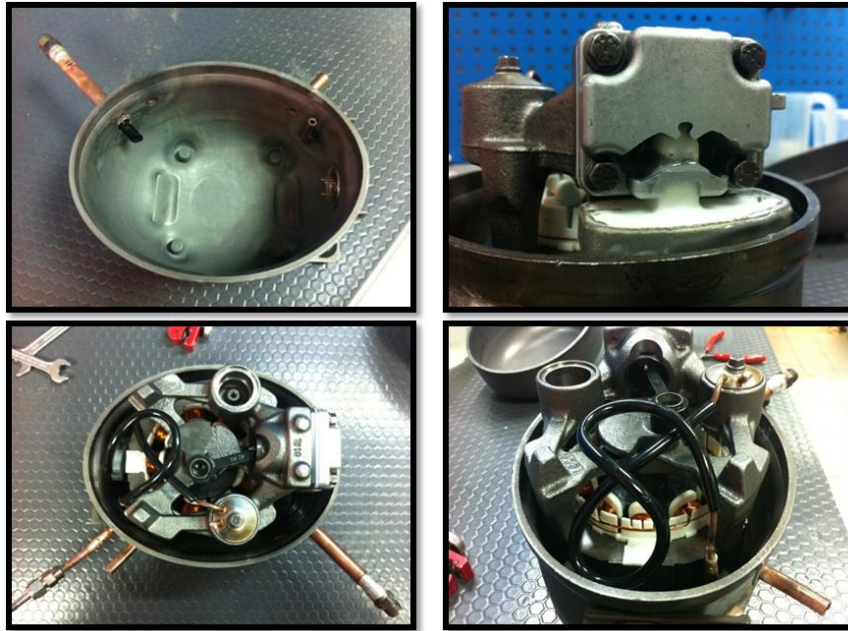
4.3 Hazırlanan Prototipler ve Performans Ölçüm Sonuçları

2 adet 170kcal/h soğutma kapasiteli(Model 99 ve Model 15) değişken kapasiteli hermetik kompresörler üzerinde mekanik ve termodinamik olarak yapılabilecek iyileştirmeler uygulanarak prototip kompresörler oluşturulmuştur. Daha sonra orjinal hali ile karşılaştırılmak üzere kalorimetre sisteminde performans ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

4.3.1 Model 99 prototipi ve performans ölçümleri

Yapılan iyileştirme çalışmaları kapsamında Model 99 kompresörü üzerinde çeşitli iyileştirmeler yapılarak prototip denemesi gerçekleştirilmiştir. Prototip içerisinde uygulanmış olan iyileştirmeler aşağıda verilmiştir. Yapılan Hazırlık çalışmaları Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

- Egzoz borusu konum değişikliği ve titreşim borusu yalıtımı
- Tek egzoz susturucusu
- Malzeme Boşaltmalı Silindir Kafası
- Yeni Emme Susturucusu
- Emme borusu yalıtımı
- Polimer Yalıtımlı Valf Tablası



Şekil 4.11 : Model 99 prototip hazırlık çalışmaları.

Yapılan çalışmalar sonrası kalorimetre ölçümü gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2’de gösterilmektedir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde 3000 devirde kapasite %2,7 artarken giriş gücü %2,8 azalmış ve soğutma etkinlik katsayısı(SEK/COP) 10 puan artmıştır. Benzer şekilde 2000 devirde kapasite %2,5 artarken giriş gücü %1 azalarak SEK/COP değerini 7 puan arttırmıştır. Bu sonuçlar termodinamik ve mekanik verimin artışını destekler niteliktedir.

Çizelge 4.2 : Model 99 baseline ve prototip kalorimetre sonuçları.

Model 99 Baseline ASHRAE				Model 99 Prototip 1 ASHRAE			
Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (Rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (Rpm)
200,6	107,4	1,87	3000	206	104,4	1,97	3000
135,1	70,4	1,92	2000	176	90,4	1,95	2600
108,5	57	1,9	1600	167,5	83,4	2,01	2400
92,5	49,2	1,88	1400	151,8	77,1	1,97	2200
79,7	44,8	1,78	1200	138,4	69,7	1,99	2000

4.3.2 Model 15 prototipi ve performans ölçümleri

Yapılan iyileştirme çalışmaları kapsamında Model 15 kompresörü üzerinde 3 adet prototip denemesi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’te prototip hazırlık çalışmaları gösterilmiştir.



Şekil 4.12 : Model 15 prototip hazırlık çalışmaları 1.



Şekil 4.13 : Model 15 prototip hazırlık çalışmaları 2.

Çizelge 4.3'te baseline sonuçları verilmiştir. Çizelge 4.4'te Prototip1 ve Prototip2'de uygulanan iyileştirme çalışmaları ve kalorimetre sonuçları, Çizelge 4.5'te final Prototip3 üzerinde uygulanan iyileştirme çalışmaları ve kalorimetre sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Model 15 baseline kalorimetre ölçüm sonuçları.

Model 15 Baseline ASHRAE			
Kapasite	Giriş gücü	COP	Devir
[W]	[W]	[W/W]	(Rpm)
201,4	107,8	1,87	3000
136,7	70,9	1,93	2000
109,9	58,9	1,87	1600
95,2	52,2	1,82	1400
81,3	47,9	1,70	1200

Çizelge 4.4 : Model 15 Prototip1 ve Prototip2 kalorimetre ölçüm sonuçları.

Model 15 Prototip 1 ASHRAE				Model 15 Prototip 2 ASHRAE			
Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (Rpm)	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (Rpm)
208,3	104,8	1,99	3000	207,5	106,5	1,95	3000
156,0	77,4	2,02	2200	171,4	85,4	2,01	2400
142,0	71,0	2,00	2000	157,9	77,9	2,03	2200
111,8	58,2	1,92	1600	142,5	71,3	2,00	2000
96,9	51,2	1,89	1400	112,5	59,5	1,89	1600

Prototip 1:

- Egzoz borusu konum değişikliği
- Tek Egzoz susturucusu
- Atkısız Silindir Kafası
- Yeni Emme Susturucusu
- Titreşim borusu yalıtımı
- Polimer malzemeli emme borusu yalıtımı
- 0,35mm çekirdek yükseklikli motor
- Polimer malzemeli ek valf tablası

Prototip 2:

- Egzoz borusu konum değişikliği
- Tek Egzoz susturucusu
- Atkısız Silindir Kafası
- Yeni Emme Susturucusu
- Titreşim borusu yalıtım
- Polimer malzemeli emme borusu yalıtımı
- 0,35mm çekirdek yükseklikli motor
- Polimer malzemeli ek valf tablası

Çizelge 4.5 : Model 15 Prototip3 kalorimetre ölçüm sonuçları ve iyileştirmeler.

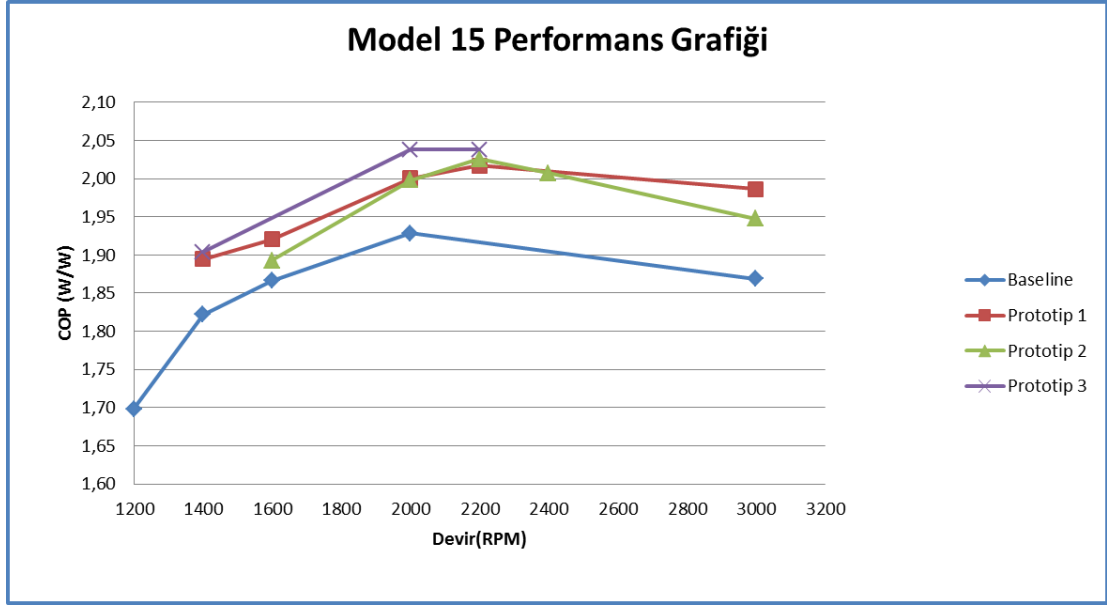
Model 15 Prototip 3 ASHRAE			
Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Devir (Rpm)
159,8	78,4	2,04	2200
144,2	70,8	2,04	2000
98,9	52,0	1,90	1400

Prototip 3:

- Egzoz borusu konum değişikliği
- Tek Egzoz susturucusu
- Çift atkılı silindir kafası*
- Al Folyolu Yeni Emme Susturucusu*
- Titreşim borusu yalıtımı
- Polimer malzemeli emme borusu yalıtımı
- 0,35mm çekirdek yükseklikli motor
- Polimer malzemeli ek valf tablası

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde yapılan iyileştirme çalışmalarının etkisi kapasitenin iyileşmesi ve soğutma etkinlik katsayısının (SEK/COP) artışıyla birlikte görülmektedir. Son durumda Prototip3'e baktığımızda yapılan iyileştirmeler sonucu 2000 devir baz alındığında % 5,48'lik kapasite artışıyla 2,04 COP değerine ulaşılmıştır. COP değeri yaklaşık %5,7 yükselmiştir. Prototip 2'den final prototipe geçiş sırasında çift atkılı silindir kafasına geçilmiş, emme susturucusu alüminyum

folyo ile kaplanmış ve polimer malzemeli el valf tablası emme plenumu kesiti değiştirilmiştir.Şekil 4.14'te Model 15 kompresörü ve prototiplerinin performans değişimi grafikte gösterilmiştir. Çalışmalar sonucunda ulaşılan en verimli değişken kapasiteli hermetik kompresör bu prototip olmuştur. Rakip firmalar incelendiğinde bu seviye en verimli prototip değişken kapasiteli hermetik kompresör olarak sayılabilir.



Şekil 4.14 : Model 15 ve prototiplerin performans değişimi.

5. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında değişken devirli hermetik pistonlu kompresörlerde yapılan deneyler ve ölçümler sonucu mekanik ve termodinamik verimleri incelenmiş, mekanik ve termodinamik açıdan yapılan iyileştirme çalışmaları ile kompresör performansında önemli derecede artış elde edilmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde kompresörlerdetermodinamik, mekanik verim, termal analiz ve performans tespitine yönelik literatürdeki çalışmalar özetlenmiştir.

Tez çalışmasının ikinci bölümündebaseline durumda bulunan değişken devirli bir hermetik kompresörlerdedeneysel olarak yapılan kalorimetre performans ölçümleri, ses gücü düzeyi(SGD) ölçümleri, pV testleri , mekanik kayıp ölçümleri, yağ sıcaklık ölçümü ve piston gaz kaçakları testleri sonucunda elde edilen verilerincelenmiştir. Ölçümler hem ARÇELİK tarafından üretilen hemde benchmark kompresörler üzerinde gerçekleştirilmiş ve karşılaştırılmıştır.

Tez çalışmasının üçüncü bölümündedeğişken devirli bir hermetik kompresörde gerçekleştirilen SEK(COP) iyileştirme çalışmaları anlatılarak, hazırlanan prototipler hakkında bilgi verilerek deneysel olarak elde edilen ölçüm sonuçları paylaşılmış ve performans artışları incelenmiştir.

Bu tez çalışması sonucunda ulaşılan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Arçelik Model 11 kompresörüve Benchmark Rakip A ve B kompresörlerinin ASHRAE çalışmaşartlarında kalorimetre performans ölçümsonuçları elde edilmiştir. Model 11 kompresör diğer kompresörlere göre bir miktar daha yüksek kapasiteye sahip olduğu tespit edilmiştir. Kompresörlerin farklı devirlere göre soğutma etkinlik katsayıları karşılaştırıldığında Model 11 kompreösrün tüm devirlerde Rakip A ve B kompresörlerinden daha yüksek COP'ye sahip olduğu belirlenmiştir. Kapasiteleri birbirine yakın olan Rakip A ve B kompresörleri kendi arasında karşılaştırıldığında Rakip B kompresörünün 2800 devir altında Rakip A kompresöründen daha yüksek COP'ye sahip olduğu belirlenmiştir.

- Arçelik Model 8,7 ve 11 kompresörleri ve Benchmark Rakip A kompresörünün 35°C & -20°C buzdolabı çalışma şartlarında kalorimetre performans ölçüm sonuçları elde edilmiştir. Model 8,7 ve 11 kompresörlerin 1400 ve 1800 rpm arası en verimli şekilde çalıştığı belirlenmiştir. Rakip A kompresörünün ise 2200 ve 2400 devirde veriminin en yüksek olduğu belirlenmiştir. Devir değişimine bağlı olarak COP değişim trendinin birbirine çok yakın olduğu tespit edilmiştir.
- 3000 devir seviyesinde yaklaşık 170 kcal/h soğutma kapasitesine sahip Model 89 kompresörü üzerinde yapılan sıcaklık ölçümlerisonucunda hız düştükçe düşen kapasiteye bağlı olarak tüm soğutkan akış hattı boyunca sıcaklıkların düştüğü belirlenmiştir. Tüm devirlerde akış hattında en yüksek sıcaklığa silindir kafası çıkış konumunda ulaşıldığı tespit edilmiştir. Motor sıcaklığı 3000 devirde yaklaşık olarak ortalama 75 °C, 2000 devirde 69 °C, 1800 devirde 68 °C ve 1200 devirde 66 °C olarak belirlenmiştir.
- Model 8 kompresörü üzerinde yapılan mekanik kayıp ölçüm sonuçlarına göre yağ sıcaklığının artışı sonucu viskozite değerinin düşmesi sebebiyle 2000 rpm ve daha yüksek devirlerde mekanik kayıpların düştüğü belirlenmiştir. Genel olarak kompresör hızı düştükçe mekanik kayıpların azaldığı görülmüş ancak 1600 rpm altına inildiğinde mekanik kayıpların artmaya başlaması sonucu yağın o devirde gerekli kaldırma kuvvetini sağlayamamasından dolayı minimum yağ film kalınlığının azalmasına bağlı olarak asperity kontak ve karma yağlama şartlarına geçildiğini göstermiştir. Ayrıca 1600 rpm ve altındaki devirlerde yağ sıcaklığı arttıkça düşen viskozite nedeniyle mekanik kayıpların arttığı belirlenmiştir.
- Rakip B (VEMX5C) kompresörü üzerinde yapılan mekanik kayıp ölçümlerinde genel olarak hızın düşmesiyle birlikte mekanik kayıplarda azalma olduğu tespit edilmiştir. Farklı yağ sıcaklıklarında tekrarlanan ölçümlerde artan sıcaklık ve buna bağlı düşen viskoziteye bağlı olarak mekanik kayıplarda düşme görülmemektedir. Bunun nedeni Rakip B kompresöründe yüksek mekanik kayıplar nedeniyle düşük viskozite etkisinin ölçüm belirsizliği içinde kalmasıdır.

- 3000 devir seviyesinde yaklaşık 105 kcal/h soğutma kapasitesine sahip kompresörün motor test ölçümlerine göre çalışma şartlarına uygun tork değeri için BLDC motor veriminin 3000-1200 rpm aralığında %93 - %86 arasında değiştiği tespit edilmiştir.
- Rakip B (VEMX5C) kompresörü motor test ölçümlerine göre çalışma şartlarına uygun tork değeri için BLDC motor veriminin 3000-1200 rpm aralığında %92 - %82 arasında değiştiği tespit edilmiştir.
- Model 8 kompresörü ve Rakip B (VEMX5C) için farklı hız değerlerinde pV gösterge diyagramı elde edilerek sıkıştırma işleri ve termodinamik kayıplar belirlenmiştir. pV ölçümleri ve motor test ölçümleri sonrası elde edilen mekanik, termodinamik, elektriksel kart ve motor kayıpları farklı devirler için ayrıştırılmıştır.
- Model 8 kompresörü için kayıp dağılım sonuçlarına göre 2000 rpm ve daha düşük devirlerde tüm kayıplar içinde motor ve elektronik kart kaybı toplamının %40-45 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Mekanik ve termodinamik kayıplara bakıldığında motor ve kart kayıplarından daha düşük olduğu görülmüştür.
- Rakip B (VEMX5C) kompresörü için sıkıştırma işi, mekanik kayıp ve motor+kart kaybının giriş gücü içindeki dağılımına göre 3000 devirden 2000'e geçerken motor ve elektronik kart kaybında %3'lük bir artış olduğu, 2000 devir sonrasında 1600 devirde mekanik kayıplar yüzdesinin %13 arttığı ve yaklaşık aynı seviyelerde sıkıştırma işinin azaldığı belirlenmiştir.
- Değişken kapasiteli hermetik kompresörde piston gaz kaçak miktarının değişimin tespiti için 3 farklı yağ viskozitesi için yapılan testlerde yağ viskozitesi azaldıkça gaz kaçak miktarının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca tüm ölçümlerde kompresör hızı azaldıkça kaçak miktarının arttığı belirlenmiştir.
- Piston gaz kaçak miktarlarını debi miktarı ile kıyasladığımızda kaçaklar 3cSt viskoziteli yağ için 3000-1200 rpm aralığında %1-%4 arası, 5cSt viskoziteli yağ için 3000-1200 rpm aralığında %0,5-%3 arası, 10cSt viskoziteli yağ için 3000-1200 rpm aralığında %0,5-%3 arası değişmektedir.

- Yağ viskozitesi değişiminin mekanik verime etkisi incelendiğinde 5cSt viskoziteden yüksek viskozite değerinde yağ (7cSt ve 10cSt) kullanıldığında 1600 devir üzerindeki devirlerde mekanik kayıpların arttığı ve performansın düştüğü belirlenmiştir. 1600 rpm altındaki hızlarda ise performansın arttığı görülmüştür.
- 3cSt yağ kullanımının 5cSt yağ kullanımına göre 3000 devirde yaklaşık %3'lük bir performans artışı sağladığı tespit edilmiştir. 10 cSt viskoziteye geçildiğinde ise yüksek devirlerde performans düşerken düşük devirlerde performansın yaklaşık olarak %5 arttığı tespit edilmiştir.
- Gerçekleştirilen mekanik ve termodinamik iyileştirmeler sonrası oluşturulan Model 15 final prototip kompresöründe en verimli çalışma durumu olan 2000 rpm'de orijinal haline göre % 5,48'lik kapasite artışıyla 2,04 SEK/COP değerine ulaşılmıştır. Çalışmalar sonucunda ulaşılan en verimli değişken kapasiteli hermetik kompresör bu prototip olmuştur.

Öneriler:

- i.) Arçelik Model 8 kompresörü pV ölçümleri sonucu oluşturulan kayıp dağılımına bakıldığında en yüksek kayıp oranına sahip olan motor ve elektronik kart kayıpları iyileştirmeye açık görünmektedir. Performans artışı için bu konuda iyileştirme çalışmaları (motorun soğutulması ve kayıpların azaltılması) yapılmalıdır.
- ii.) Mekanik kayıp ölçümleri farklı yağ sıcaklıklarında ve farklı viskozitedeki kompresör yağları içinde yapılarak viskozite değişiminin mekanik kayıplardaki değişim etkisi yüzdesel olarak çıkarılmalıdır.
- iii.) Piston gazkaçaklarının incelenmesi kapsamında farklı yağ viskozitelerinde piston ve silindir arasındaki clearance mesafesi değişiminin etkisini görmek optimum gaz kaçak şartlarının tespiti açısından faydalı olacaktır.
- iv.) Kompresörlerin çalışma aralıkları düşünülerek çoğunluklu olarak düşük devirlerde çalışılacak ise mekanik kayıplar ve ömür konusunda daha güvenli durumda kalmak için yüksek viskoziteli yağ kullanımı tercih edilmelidir.
- v.) Kompresör emme susturucusunun çalışma şartlarına uygun esnek bir malzeme ile direk emiş sağlayacak bir yapıda olması kapasiteyi iyileştirecek

ve darbe dayanımını arttıracaktır. Ayrıca geometrik yapının dizaynı sayesinde ses gücü düzeyi istenilen seviyelere çekilebilir.

vi.) Prototipsel çalışmalarda uygulanan performans iyileştirme çalışmaları tekil denemeler ile kompresör performansı üzerine etkisi araştırılarak incelenebilir. Özellikle emilen gazın sıcaklığını düşürerek volümetrik verimi arttıran uygulamalar artırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Özkol N.** (1997). Uygulamalı Soğutma Tekniği. (4. Sürüm) (Sf. 49-76). Ankara, TMMOB.
- [2] **Padhy S.K.**(1992). Heat Transfer Model of a Rotary Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [3] **Çengel, Y.,ve Boles, M.**(2000). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [4] **Özdemir, A. R.**(2007). Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul
- [5] **Pe´rez-Segarra, C.D., Rigola, J., So`ria, M.,& Oliva, A.** (2015). Detailed Thermodynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors, *International Journal of Refrigeration*, 28 579–593.
- [6] **Yu Yu, P., Liang Hsiao, T., Chang Cheng, Y.,& Choung Chang, Y.**(2004). Performance Estimation of Hermetic Reciprocating Compressor With Computer Model, *International Compressor Engineering Conference*,C021.
- [7] **Ribas, F.A., Deschamps, C.J., Fagotti, F., Morriesen, A.,& Dutra, T.** (2008). Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review, *International Compressor Engineering Conference*, 1306.
- [8] **Grolier, P.** (2002). A Method To Estimate The Performance Of Reciprocating Compressors, *International Compressor Engineering Conference*, C4-5.
- [9] **Wijnstekers, J.,&Janssen,M.** (2004). Piston leakage measurements and impact of direct suction on oil flow and shell pressure, *Rapor 04308/AR35*, ReGent.

- [10] **Turfan, E.** (2005). Hermetik Pistonlu Kompresörlerde Sürtünme Kayıplarının İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Şahin, Ç.**(2011). Kompresörde Ölü Hacim Etkisi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] **Dinçer, M.O.** (2014). Hermetik Pistonlu Bir Kompresörde Birleşik (Konjuge) Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] **Kerpiççi, H., ve Kurtuluş, T.** (2011). ANN 889N90 Modeli Kompresörü İçin Piston Kaçaklarının Belirlenmesi ve Benchmark Çalışmaları, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [14] **Cinisi, M. F.** (2002). ANN 366 pV Ölçüm Sisteminde Kullanılan Sensörlerin Çalışma Prensipleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [15] **Top, A. B., ve Özdemir, A. R.** (2011). ANN 1421 A Modeli Kompresörü Mekanik Kayıp Ölçümleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [16] **Url 1** <<http://cygm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/elektrik/moduller/sensorlervetranstusorler.pdf>> alındığı tarih: 05.03.2015.
- [17] **Oğuz, E.** (2006). Hermetik Sogutucu Akiskan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin incelenmesi, *Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.*

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad :Furkan Ahmet TOK

Doğum Yeri ve Tarihi :Bolu - 06.08.1991

E-Posta :furkantok@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2013, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

2013- : Arçelik A.Ş.

Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi

Arge-Mühendisi