

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN ELEKTRİK
MOTORLARININ KOMPRESÖR İÇİ ISI GEÇİŞİ AÇISINDAN DENEYSEL ve
ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAŞİM OTUNÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

EKİM 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN ELEKTRİK
MOTORLARININ KOMPRESÖR İÇİ ISI GEÇİŞİ AÇISINDAN DENEYSEL ve
ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAŞİM OTUNÇ

(503131111)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Güneş

EKİM 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131111 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Haşim OTUNÇ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN ELEKTRİK MOTORLARININ KOMPRESÖR İÇİ ISI GEÇİŞİ AÇISINDAN DENEYSEL ve ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Lütfullah Kuddusi
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç. Dr. Oktay Yılmaz
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 04 MAYIS 2015
Savunma Tarihi : 01 EKİM 2015

Aileme ve arkadaşlarıma,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca yardımlarını ve bilgilerini esirgemeyen değerli öneri ve eleştirileriyle yol gösteren değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'e çok teşekkür ederim.

Tez çalışmamı gerçekleştirmem için imkan ve olanaklar veren Arçelik A.Ş Araştırma ve Geliştirme Merkezine, Sn. Cem KURAL, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR ve Termodinamik Teknoloji Ailesi Lideri Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a çok teşekkür ederim.

Çalışmalarımın her aşamasında bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen Termodinamik Teknolojileri Ailesi üyesi Sn. Yük. Mak. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR' e ayırdığı değerli zaman ve harcadığı emekten dolayı çok teşekkür ederim.

Birlikte geçirdiğimiz çalışma sürecinin her aşamasında bilgi, tecrübe ve desteklerini sunan Sn. Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ, Sn. Yük.Mak. Müh.Çağlar ŞAHİN ve Sn. Dr. Kemal SARIOĞLU'na gösterdikleri ilgi ve içten yaklaşımlarından dolayı teşekkürü borç bilirim.

Tez çalışmalarımı Arçelik A.Ş Merkez ARGE'de yapabilmemde büyük katkıları olan Sn. Dr. Emre OĞUZ'a değerli görüşleri ile yol gösterdiği ve verdiği değerli bilgiler için çok teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca tecrübelerini ve bilgilerini benden esirgemeyen Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge Termodinamik Ailesi Teknisyenleri Sn. Ercan KURTULDU, Sn. İlhan BALIKÇI ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na gösterdikleri güler yüz, sağladıkları rahat çalışma ortamı ve deneysel çalışma rutininde sağladıkları destekler nedeniyle çok teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım süresince iş hayatı ve sosyal hayatta keyifli vakit geçirdiğim, değerli bilgi ve fikirlerine başvurduğum, her konuda desteklerini hissettiğim Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma grubundaki arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Hayatımın her alanında olduğu gibi eğitim hayatım boyunca da desteklerini her zaman hissettiğim sevgili AİLEME, bütün destek ve fedakarlıklarından ötürü saygı ve sevgilerimi sunarım.

EKİM 2015

Haşim OTUNÇ
(Makine-Elektrik Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOLLER.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Soğutma İşlemi ve Soğutma Çevrimleri	1
1.2 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması	5
1.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Bölümleri ve Çalışma Prensibi.....	6
1.4 Asenkron Motorun Bölümleri ve Çalışma Prensibi.....	8
1.4.1 Tek fazlı asenkron motorlar	9
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	13
2.1 Hermetik Kompresörlerde Isı Geçişine Yönelik Literatür Araştırması.....	13
2.2 Patent Araştırması.....	29
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	33
3.1 Kalorimetre Cihazının Tanıtılması	33
3.2 Motor Testleri.....	34
3.2.1 Deney Sistemi.....	35
3.2.2 Motor Test Sonuçları	36
3.3 PV Ölçüm Çalışmaları	39
3.3.1 PV deney sisteminin tanıtılması	39
3.3.2 PV ölçümleri.....	42
3.4 Detay Sıcaklık Ölçümleri.....	45
3.4.1 Motor geneli detay sıcaklık ölçümleri	46
3.4.2 Kompresör genelinde detay sıcaklık ölçümleri	47
3.5 Isı Borusu ile Motorun Soğutulması.....	53
4. ISI GEÇİŞİ AĞI ANALİTİK MODEL ÇALIŞMALARI.....	57
4.1 Elektrik Motorunun Analitik Olarak Modellenmesi.....	57
4.2 Analitik Modelde Motor Soğutma Yöntemleri	62

4.2.1 Sprey soğutma	62
4.2.2 Spiral su ceketı	65
4.2.3 Eksenel su ceketı	70
4.3 Kompresör Elemanları Arası Isı Geçişı Analitik Modeli	74
4.3.1 Elemanlar arası ısı geçişı analitik modelinin oluşturulması	75
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	85
KAYNAKLAR.....	89
ÖĞRENİM DURUMU:.....	91
MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:.....	91

KISALTMALAR

AC	: Alternative Current
ASHRAE	: American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers
DC	: Direct Current
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KDA	: Krank Derece Açısı
RPM	: Revolutions Per Minute
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
TEFC	: Totally Enclosed, Fan-Cooled
PV	: Basınç-Hacim(Gösterge Diyagramı)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Deneysel ve sayısal çalışmalar için çalışma koşulları [7].	15
Çizelge 2.2: Altı farklı çalışma koşulu için UA_{sil} değerleri [12].	22
Çizelge 2.3: Sonuçların değerlendirildiği koşullar ve deneysel-sayısal çalışmaların karşılaştırılması [14].	26
Çizelge 3.1: Motor detay sıcaklık çalışmasında termokuplların yerleştirildikleri bölgeler ve yerleri.	46
Çizelge 3.2: Kompresör geneli detay sıcaklık çalışmasında termokuplların yerleştirildikleri bölgeler ve sayıları.	48
Çizelge 3.3: Stator laminasyonu ve karterine ısı boruları yerleştirilen kompresör kalorimetre ölçümleri.	56
Çizelge 4.1: Modelden elde edilen kayıp dağılımları.	62

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Ters Carnot çevriminin çevrim elemanlarıyla gösterilmesi ve T-s diyagramı[1].	2
Şekil 1.2: İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin elemanlarıyla gösterilmesi ve T-s diyagramı [1].	3
Şekil 1.3: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [1].	4
Şekil 1.4: Kompresörlerin sınıflandırılması.	5
Şekil 1.5: Hermetik kompresör genel görünümü.	6
Şekil 1.6: Kompresörde temel parçalar.	7
Şekil 1.7: Asenkron motorda rotor ve stator [5].	9
Şekil 1.8: Bir fazlı yardımcı sargılı asenkron motor eşdeğer devresi [6].	10
Şekil 1.9: Kondansatör yol vermeli ve daimi kondansatörlü asenkron motorların eşdeğer devreleri [6].	11
Şekil 1.10: Gölge kutuplu asenkron motor eşdeğer devresi [6].	11
Şekil 2.1: Kompresörde ayrılan kontrol hacimleri [7].	14
Şekil 2.2: Tek fazlı asenkron motor eşdeğer devresi [7].	14
Şekil 2.3: Farklı çalışma koşullarında hacimsel ve izentropik verim değişimleri [7]	16
Şekil 2.4: Farklı çalışma koşullarında sıcaklıklar ve şaft gücü değişimleri [7].	16
Şekil 2.5: Kompresörün şematik görünümü [8].	17
Şekil 2.6: Kompresörde incelenen 46 bölüm [9].	18
Şekil 2.7: Krank açısına göre ısı geçişi katsayısındaki değişim [11]	21
Şekil 2.8: Kompresörün iç ve dış yüzeylerinde ölçüm yüzeyleri [13].	23
Şekil 2.9: Elektrik motorundaki ölçüm alanları [13].	23
Şekil 2.10: Motor-CAD programı arayüzü ve çalışma için girilen değişkenler [15].	27
Şekil 2.11: Dış soğutma kılıfları a) Su kılıfı, b) Radyal kanatlı, c) Eksenel kanatlıklı, d) Radyal soğutma oluklu ve farklı rotor tipleri [15].	27
Şekil 2.12: Alüminyum malzeme ve su kılıfı için oluşturulan ısı geçişi ağı [15].	28
Şekil 2.13: Zamana göre sıcaklıklar [15].	28
Şekil 2.14: US7181928 (B2) numaralı patente motor soğutulmasına ilişkin şematik resim ve ventüri [17].	30
Şekil 2.15: US5464332 (A) numaralı buluşta pervane yardımıyla motoru soğutulan kompresör [18].	31
Şekil 2.16: EP0571315 (A1) numaralı buluşta verilen, emme hattını ikiye bölen ayıraç [19].	31
Şekil 2.17: US7070397 (B2) numaralı patente verilen motor soğutma başlığı [20].	32
Şekil 3.1: Kalorimetre cihazı [3].	33
Şekil 3.2: Mevcut kompresörde kullanılan elektrik motoru.	34
Şekil 3.3: Motor test düzeneğinin görünümü.	35
Şekil 3.4: Güç kaynakları, bilgisayar ve veri toplayıcılar.	35
Şekil 3.5: Sıcak çalışma şartlarında deney düzeneği görünümü	36
Şekil 3.6: Farklı hızlara göre verimdeki değişim	37
Şekil 3.7: Farklı hızlara göre tork değişimi	38

Şekil 3.8: Motor gücünün hıza göre değişimi.....	38
Şekil 3.9: PV ölçüm sistemi silindir, emme plenumu ve egzoz plenumu basınç transdüserleri.....	40
Şekil 3.10: Basınç transdüseri bölümleri.....	40
Şekil 3.11: pV ölçüm deney düzeneği.....	41
Şekil 3.12: Enkoder bölümleri.....	41
Şekil 3.13: PV diyagramı	42
Şekil 3.14: PV ölçümleri emme safhası grafiği.....	43
Şekil 3.15: PV ölçümleri egzoz safhası grafiği	44
Şekil 3.16: Giriş gücü dağılımı	44
Şekil 3.17: Detay sıcaklık çalışmalarında kullanılan veri toplayıcı ve kart yerleşimi	45
Şekil 3.18: Motorun sağ ve solunda sıcaklık alınan ölçüm noktaları ve değerleri. ...	47
Şekil 3.19: Motor önü ve arkası için stator laminasyon ve sargılarında sıcaklık ölçüm noktaları.	47
Şekil 3.20: Muhafaza ve taban yağ sıcaklıkları	48
Şekil 3.21: İç gaz sıcaklıkları.	49
Şekil 3.22 Gövde sıcaklıkları.	49
Şekil 3.23: Emme susturucusu içi, ön ve arka bölüm sıcaklıkları.	50
Şekil 3.24: Egzoz plenumu sıcaklıkları.	50
Şekil 3.25: Silindir kafası sıcaklıkları.	51
Şekil 3.26: Egzoz susturucusu sıcaklıkları	51
Şekil 3.27: Egzoz hattı sıcaklıkları.	52
Şekil 3.28: Isı borusu çalışma mekanizması [22].	53
Şekil 3.29: Isı borusu için sıcaklık-entropi diyagramı [22].	54
Şekil 3.30: Elektrik motoru stator laminasyonuna yerleştirilen ısı boruları.....	54
Şekil 3.31: Yağdan dış ortama ısı taşıyan ısı borusu.	55
Şekil 4.1: SPEED modeli ve motor test Tork-Hız grafikleri.....	58
Şekil 4.2: Modelin önden ve yandan görünüşü.	58
Şekil 4.3: Modelin üç boyutlu görünümü.....	59
Şekil 4.4: Model ısı geçişi ağının şematik gösterimi.	60
Şekil 4.5: Şematik gösterimde sembollerin açıklamaları.	61
Şekil 4.6: Modelden elde edilen motor sıcaklıkları.	61
Şekil 4.7: Sprey soğutma yöntemine göre değiştirilen model.	63
Şekil 4.8: Sprey soğutma şematik gösterimi.	63
Şekil 4.9: Sprey soğutma uygulaması sonucu motor geneli sıcaklıkları.....	64
Şekil 4.10: Stator laminasyon ve rotor bölümleri, sonlu elemanlar yöntemine göre alınmış kesit sıcaklık dağılımları.	65
Şekil 4.11: Spiral su ceket.	66
Şekil 4.12: Su ceket. uygulanmış modelin ısı geçişi ağı şematik görüntüsü.....	66
Şekil 4.13: Su ceketinde debi değişimine göre motor sıcaklıkları.....	67
Şekil 4.14: Spiral su ceket. kanal genişliği değişimine göre motor sıcaklıkları.	68
Şekil 4.15: Spiral R600a soğutma ceket. uygulamasında farklı debiler için motor sıcaklıkları.....	69
Şekil 4.16: Spiral R600a soğutma ceket. uygulaması için kanal sıcaklıkları.....	70
Şekil 4.17: Eksenel su kanalı uygulaması.	70
Şekil 4.18: Eksenel su ceket. uygulaması önden görünüşü.....	71
Şekil 4.19: Eksenel su ceket. uygulamasında farklı debiler için motor sıcaklıkları. .	72
Şekil 4.20: Eksenel su ceket. uygulaması için farklı kanal genişliklerinde motor sıcaklıkları.....	72

Şekil 4.21: Eksenel kanallarda su yerine R600a soğutucu akışkan geçirildiğinde motor sıcaklıkları.	73
Şekil 4.22: R600a kullanılan soğutma için farklı debilerde akışkanın kanal sıcaklıkları.	74
Şekil 4.23: Analitik model kontrol hacimleri.	75
Şekil 4.24: Analitik model akış şeması.	79
Şekil 4.25: $T_{mot}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken döngü sayısına göre iç gaz enerji dengesi değişimi. ..	80
Şekil 4.26: Döngü sayısına göre emme susturucusu 2. hacim değişimi.	81
Şekil 4.27: Analitik model ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.	81
Şekil 4.28: Akış hattı dışı deneysel ve model sıcaklıklarının karşılaştırılması.	82
Şekil 4.29: Farklı motor sıcaklıklarına göre akış hattı sıcaklıklarının değişimi.	83
Şekil 4.30: Farklı motor sıcaklıklarına göre akış hattı dışı sıcaklıklarının değişimi.	83

SEMBOLLER

A_{egp}	: Egzoz plenumu ısı geçişi alanı
A_{egs}	: Egzoz susturucusu ısı geçişi alanı
A_{es1}	: Emme susturucusu 1.hacim ısı geçişi alanı
A_{es2}	: Emme susturucu 2. hacim ısı geçişi alanı
A_{gov}	: Gövde ısı geçişi alanı
A_{knl}	: Emme susturucusu kanalı ısı geçişi alanı
A_{mot_yag}	: Motor ve yağ arasındaki ısı geçişi alanı
A_{muh_yag}	: Muhafaza ile yağ arasındaki ısı geçişi alanı
A_{sil}	: Silindir ısı geçişi alanı
C_f	: Yüzey sürtünme katsayısı
C_p	: Soğutkan özgül ısısı (sabit basınç)
C_v	: Soğutkan özgül ısısı (sabit hacim)
h_{cikis}	: Çıkış entalpisi
h_{egp}	: Egzoz plenumu entalpisi
h_{egs}	: Egzoz susturusu entalpisi
h_{eh}	: Emme hattı entalpisi
h_{ep}	: Emme plenumu entalpisi
h_{ig}	: İç gaz entalpisi
h_{knl_cikis}	: Susturucu kanalı çıkışı entalpisi
h_{knl_giris}	: Sustucu kanalı giriş entalpisi
h_{sil}	: Silindir entalpisi
k	: Türbülansın kinetik enerjisi
m_c	: Silindir debisi
$\dot{m}$	: Kompresör debisi
$\dot{m}_{eg_geri}$	: Egzoz plenumu geri akış debisi
$\dot{m}_{kaç}$	: Silindir kaçak debisi
$\dot{m}_{sus}$	: Susturucu debisi
$\dot{m}_{sus_g}$	: Silindirden susturucuya geri akış debisi
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
$\dot{Q}_{iron}$	: Demir kayıpları
$\dot{Q}_{is_sk}$	: Muhafaza ve silindir kafası arasındaki ışıınım ile ısı geçişi
$\dot{Q}_{isinim_muh}$	: Muhafazada ışıınım ile toplam ısı geçişi
$\dot{Q}_{is1}$	: Muhafaza ve emme sus. 1 hacmi arasındaki ışıınım ile ısı geçişi
$\dot{Q}_{is2}$	: Muhafaza ve emme sus. 2 hacmi arasındaki ışıınım ile ısı geçişi
$\dot{Q}_{rot}$	: Rotor kayıpları
$\dot{Q}_{sta}$	: Stator kayıpları
$\dot{Q}_{isinim_mot}$	: Motora ışıınım yoluyla ısı geçişi
Q_L	: Buharlaştırıcıdan birim zamanda çekilen ısı
R	: Omik direnç
Re	: Reynolds sayısı
s	: Kayma
t	: Zaman

T_{buh}	: Buharlaştırıcı sıcaklığı
T_{egp}	: Egzoz plenumu sıcaklığı
T_{egs}	: Egzoz susturucusu sıcaklığı
T_{es1}	: Emme susturucusu 1. hacmi
T_{es2}	: Susturucu 2. hacim sıcaklığı
T_{gov}	: Gövde sıcaklığı
T_{ig}	: İç gaz sıcaklığı
T_{knl}	: Susturucu iç kanal sıcaklığı
T_{mot}	: Motor sıcaklığı
T_{muh}	: Muhafaza sıcaklığı
T_{ort}	: Ortam sıcaklığı
T_w	: Silindir Cıdarı sıcaklığı
T_{wsil_d}	: Silindir cıdarı dışı sıcaklığı
T_{wsil_i}	: Silindir cıdar içi sıcaklığı
T_{yag}	: Yağ sıcaklığı
U	: Isı geçişi katsayısı
U_{eff}	: Sınır tabaka etkin hız
U_x	: Yüzeye paralel hız
U_y	: Yüzeye dik hız
V	: Gerilim
W_{net}	: Kompresörde birim zamanda yapılan iş
$\dot{W}_b$	: Mekanik kayıplar
$\dot{W}_c$	: Sıkıştırma işi
$\dot{W}_{in}$	: Kompresör giriş gücü
$\dot{W}_{shaft,e}$	: Elektriksel şaft gücü
$\dot{W}_{shaft}$	: Mekanik şaft gücü
X	: Reaktans
Z	: Empedans
η_{mot}	: Motor verimi
V_c	: Silindir hacmi
ϕ	: Gaz karışım oranı
ω	: Açısal hız

HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN ELEKTRİK MOTORLARININ KOMPRESÖR İÇİ ISI GEÇİŞİ AÇISINDAN DENEYSEL ve ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Hermetik pistonlu kompresörler, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin en temel elemanlarından birisidir. Küçük boyutları nedeniyle uzun yıllardır ev tipi buzdolaplarında yoğun olarak kullanılmaktadır. Yılların getirdiği birikimle olgunlaşan teknoloji ve dünya çapındaki rekabet koşulları sayesinde gelişimini hızla sürdürmektedir.

Gelişen teknolojiye bağlı olarak kompresörlerdeki mekanik, elektriksel ve termodinamik kayıplar azalmaya ve yüksek performanslı kompresör üretimi hız kazanmaya başlamıştır. Kompresörün toplam kayıpları içerisinde elektrik motorundan kaynaklanan kayıplar önemli yer tutması nedeniyle bu tez çalışmasında hermetik kompresörlerde kullanılan elektrik motoru, kompresör içi ısı geçişi açısından deneysel ve analitik olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde kompresör ve elektrik motorunda ısı geçişine yönelik çalışmalar paylaşılmıştır. İki konu üzerinde literatürde fazlasıyla makale bulunmasına rağmen elektrik motorunun kompresör üzerindeki etkisini özel olarak inceleyen çalışmalara birkaç makale dışında pek rastlanılmamıştır.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde mevcut kompresörde sıkıştırmaya ayrılan iş, kayıplar ve performansı ayırtırmak adına yapılan PV ölçüm çalışmaları, kompresör geneli ve motor özelinde yapılan detay sıcaklık çalışmaları ve motor performansının görülebilmesi için yapılan motor testleri paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında öncelikle elektrik motoru analitik olarak modellenerek mevcut durum ve soğutma yöntemleri uygulandıktan sonraki sıcaklıkları parametrik olarak elde edilmiş, sonrasında kompresör genelinde oluşturulan analitik modelle motorun kompresör genelinde sıcaklık değişimine etkisi incelenmiştir.

EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL INVESTIGATION OF INDUCTION MOTORS' EFFECTS ON PERFORMANCE OF HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

Compressors are mechanical devices that increase the pressure of the gases. There are many types of compressors that have different working principles like screw compressors, scroll compressors, rotary compressors, linear compressors, reciprocating compressors etc. They have many application fields and they are widely used in industry. In this thesis hermetic reciprocating compressors and experimental-theoretical investigation of induction motor's effects are studied. Hermetic reciprocating compressors are the main units of the vapor compression refrigeration systems. These compressors are commonly used due to its smallness and compactness. Especially, the majority of household refrigerators have these type of compressors.

In recent years, environmental concerns and energy consumption become more important. Therefore, compressor manufacturers try to design high-efficiency reciprocating compressors. Owing to developing technology, mechanical, electrical and thermodynamic losses of hermetic compressors are reduced. Nevertheless, the effects of electrical motors are significant phenomena for hermetic compressors. The thermal behavior of an electrical motor is very important for motor performance, but also has a key role for compressor components heat transfer characteristics.

In the first part of this thesis the previous investigations about heat transfer of hermetic compressors and induction motors are presented, important articles and patent applications are summarized. Although there are many articles about hermetic compressors, and also induction motors, there are very few combined studies which are used both these two topics together. Most of the studies about hermetic compressors are focused on heat transfer characteristics among the compressor components and motor is thought just a lumped parameter. In these articles, there are many correlations to calculate heat transfer coefficients and predict temperature distribution inside the compressor. Beside these studies, patent search is given in the first part of this thesis. It can be easily seen from European Patent Office web site that, there are thousands of invention patent applications about hermetic compressors and electrical motors. However, similarly the articles, very few of them are about the motors of hermetic compressors. The patent applications that are given in the first part of this thesis are about cooling the motor inside the compressor housing. For this aim, mostly coolant fluid and oil are used to reduce motor temperatures.

In the second part, the heat transfer between the components of the compressor and the electrical motor of the hermetic reciprocating compressor and also its effects are studied experimentally. The compressor performance, indicator diagram, motor tests

and the detailed temperature measurements of electrical motor and compressor components are given.

Experimental part of the study begins with calorimeter device introduction. To measure compressor performance, calorimeter devices are used. With these devices, cooling cycle is controlled and performance parameters like cooling capacity, input power and coefficient of performance (COP) can be specified. In this thesis, compressor measurements were done for ASHRAE working conditions. Evaporation pressure and temperature were fixed at 0.624 bar and -23.3 °C, condensation pressure and temperature were fixed at 7.61 bar and 54.4 °C.

To get solo performance of compressor motor, motor measurements were done. 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 2895 rpm to 2970 rpm. The increase of efficiency was seen until 2930 rpm and 2940 rpm in cold and hot condition tests respectively. The most efficient intervals were determined from 2920 rpm to 2925 rpm (87.4 %) and from 2930 rpm to 2940 rpm (86.2 %) in cold and hot conditions respectively. In cold condition tests, the torque of motor was changed 0.304-0.252 Nm, while the efficiency of motor were maximum (on the 2920-2925 rpm interval). Similarly with torque, according to increasing the speed, the power of motor was decreased. The power of motor were changed from 100.8 W to 95.3 W and from 100.5 W to 89.7 W in cold condition tests (2920-2925 rpm interval) and hot condition tests (2930-2940 rpm interval) respectively.

Indicator diagram of compressor is used to calculate the energy which transferred to the refrigerant. It was measured by using optical encoder and pressure transducers. A compressor model geometry was modified and pressure transducers were placed inside valve plate (for cylinder pressure measurements), cylinder head (for discharge plenum measurements), discharge muffler and suction plenum. An optical encoder was placed top of the shaft and linked with a coupling. While the modified compressor was running on calorimeter, pressure and angle data were collected. According to the test results, compression work of the compressor was found 81% of the input power.

The temperature distribution in hermetical reciprocating compressor directly effects compressor COP and also motor efficiency. To measure average temperatures of compressor components and electrical motor, measurement points were determined and several thermocouples were placed on these points. Temperature data were collected by data acquisition system while compressor was running on calorimeter device.

In order to get temperature distribution of electrical motor, 40 thermocouples are located on the lamination and windings. The test results show that motor temperatures almost in the same range. There are no significant differences between points. Moreover, lamination and winding temperatures are very close.

After motor temperature measurements, compressor was modified again and new thermocouples were used to specify temperature of hermetic compressor components. According to these measurements, as expected, the hottest components were found discharge plenum and cylinder head, the coldest component was found suction muffler. The other components and fluid temperatures were measured and temperature distribution of compressor was determined.

At the end of the experimental studies section, a motor cooling method is presented. In order to increase motor performance heat pipes were used. Heat pipes are passive heat transfer devices that generally used in electronic industry for cooling. A heat pipe is one of the most effective device for transport thermal energy between two points. They have simple structure and have no moving parts. Inside the heat pipes generally water or acetone are used. The fluid inside the pipe picks up heat and evaporates and then the vapor moves to the other end of the pipe. At this end of the heat pipe, the vapor releases the heat and condenses. After condensation process the fluid turn back to the evaporation end thanks to capillary effect or gravity. All advantages of the heat pipe make it useable inside the compressor housing. Two heat pipes were located on the motor lamination to pick up heat from surface and release it to the oil. In addition to these two heat pipes, another heat pipe was used for cooling oil which was heated by the other two heat pipes. Calorimeter results show that heat pipes were reduced input power of the compressor nearly 1 W, COP of the compressor was increased 0.017 W/W.

In the last part of the this thesis, analytical models of induction motor and compressor components are presented. This part describes analytical models to predict the temperatures of motor and the other parts of hermetic reciprocating compressor. By using Motor-CAD and Matlab softwares, the behaviors of compressor components with different motor temperatures are investigated.

For motor analytical model, the fluid around the motor was modeled as R600a (isobutane) refrigerant. Motor speed was entered 2937 rpm. This speed value was taken when compressor run in calorimeter for ASHRAE conditions. After modeling studies, model was run by Motor-Cad software and temperature distribution was determined. According to the results, similarly experimental measurements, temperature differences between points are almost negligible. In addition to this baseline simulation, the motor cooling methods which available on Motor-Cad software were applied.

In the first, spray cooling method was used. This model shows a design that end winding of stator is cooled by oil passing down the shaft channel and firing it to the end windings. According to the spray cooling method simulation results, motor temperatures were reduced about 6-7 °C.

After spray cooling model, spiral water jacket was modeled and parametric study was done for different flow rates and channel sizes. Motor water jacket is a motor cooling method that spiral shape channels surround the motor laminations and water flows inside these channels. The simulation results show us, by using water jacket on electric motor laminations, motor temperatures can be reduced effectively. Different flow rates from 10^{-7} m³/s to 8.10^{-7} m³/s were reduced temperatures from 77 °C to 73 °C and 63 °C respectively. It can be easily seen from simulation results that channel sizes of spray cooling design did not affect motor temperatures as much as flow rates. Besides the spiral water jacket model, R600a was used as fluid instead of water. Although motor temperatures can be reduced by using R600a, the flow rates are limited by compressor model and performance.

The last motor cooling model, axial water jacket is presented after spiral water jacket method. The procedure which applied for spiral water jacket was repeated, same flow rates and same channel sizes were applied for this model. According to the results for the same flow rates, motor temperatures were found lower than spiral

water jacket model. For example, for $8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ flow rate, motor temperatures were reduced to approximately 54 °C.

In the end of the third part of this thesis, analytical model which was build to predict compressor component temperatures is presented. Compressor was divided into different control volumes and conservation of energy was used for each of them. At first, model was simulated and temperatures were determined for original situation for compressor model. After that motor temperatures were reduced and temperature differences of compressor components were investigated.

1. GİRİŞ

Hermetik kompresörler uzun yıllardır birçok alanda kullanılmaktadır. Yılların getirdiği birikimle olgunlaşan teknoloji ve dünya çapındaki rekabet koşulları sayesinde gelişimini hızla sürdürmektedir.

Son yıllarda yaşanan gelişmelere bağlı olarak kompresörlerden daha fazla verimlilik beklenmektedir. Bu bağlamda gerçekleştirilen çalışmaların odağında kompresör kayıplarının azaltılması bulunmaktadır. Kompresörlerdeki kayıplar, mekanik, elektriksel ve termodinamik kayıplar olarak değerlendirilebilir. Elektrik motorundan kaynaklanan kayıplar toplam kayıplar içerisinde büyük yer tutmaktadır. Bu kayıplar kompresöre ısı olarak yayıldığından kompresörün elektriksel olarak incelenmesinin yanında ısı olarak da incelenmesi gerekmektedir. Kompresördeki termodinamik kayıplar, kompresörün parçaları arasındaki ısı geçişinden ve farklı bölümlerdeki basınç düşümünden kaynaklanmaktadır. Kompresör performansının kompresör ısı geçişi analizleriyle geliştirilmesi mümkündür. Bu nedenle elektrik motorunun kompresör içerisindeki ısı geçişinin incelenmesi kompresör üzerinde gerçekleştirilebilecek birçok tasarım açısından da önem taşımaktadır. Karmaşık yapıdaki kompresör içi ısı geçişi ağı farklı modelleme yaklaşımları ile kontrol hacimlerine ayrılarak incelenebilmektedir.

Bu tez çalışmasında elektrik motorunun ısı geçişi ağı içerisindeki etkisi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında öncelikli olarak literatür ve patent araştırması yapılmış; özet bilgiler ikinci bölümde sunulmuştur. Deneysel çalışmalar dahilinde motor ve kompresör kayıpları ayrıştırılmış, detay sıcaklık çalışmasıyla ısı davranış incelenmiştir. Motor ve kompresör genelinde oluşturulan analitik modellerle farklı sıcaklık ve koşullarda dağılım tezin üçüncü bölümünde değerlendirilmiştir.

1.1 Soğutma İşlemi ve Soğutma Çevrimleri

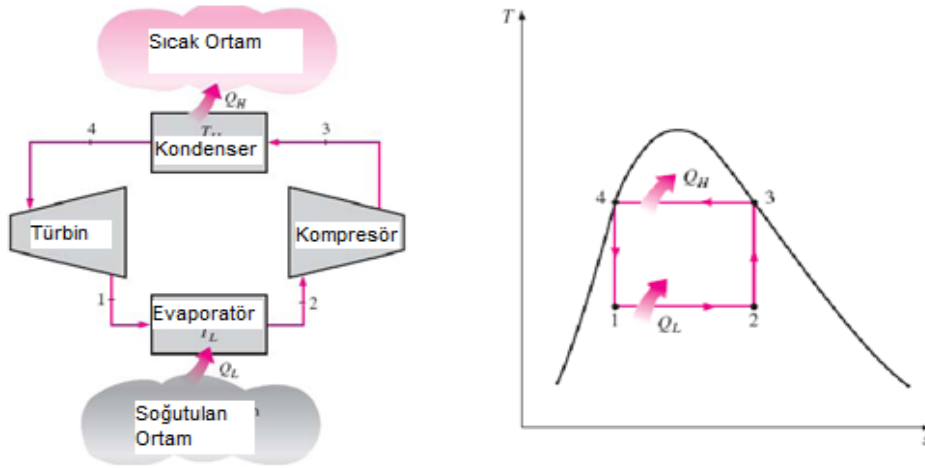
Soğutma işlemi, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama doğru ısı geçişinin sağlanması olarak tanımlanmaktadır. Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa ısı

geçiş dışarıdan müdahale gerekmesizin gerçekleşebilir; ancak bir sıcaklıktan daha yüksek sıcaklığa geçiş için soğutma makinelerine ihtiyaç vardır. Bu soğutma işlemi bir çevrim boyunca gerçekleşir. Buhar sıkıştırılmalı veya gaz akışkanlı olabilmektedir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri çok yaygın kullanılmaktadır. Bu çevrimde akışkana buharlaştırma, yoğuşurma, sıkıştırma ve kısıma işlemleri uygulanır [1].

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör ve kısıma elemanları kullanılmaktadır. Soğutma makinelerinde değerlendirme yapabilmek için soğutma etkinlik katsayısı (SEK/COP) kullanılır. SEK buharlaştırıcıdan çekilen ısıyı kompresöre verilen işe bölümdür, 1'den büyük olabilir. Aşağıdaki eşitlikle ifade edilir:

$$SEK = \frac{Q_L}{W_{net}} \quad (1.1)$$

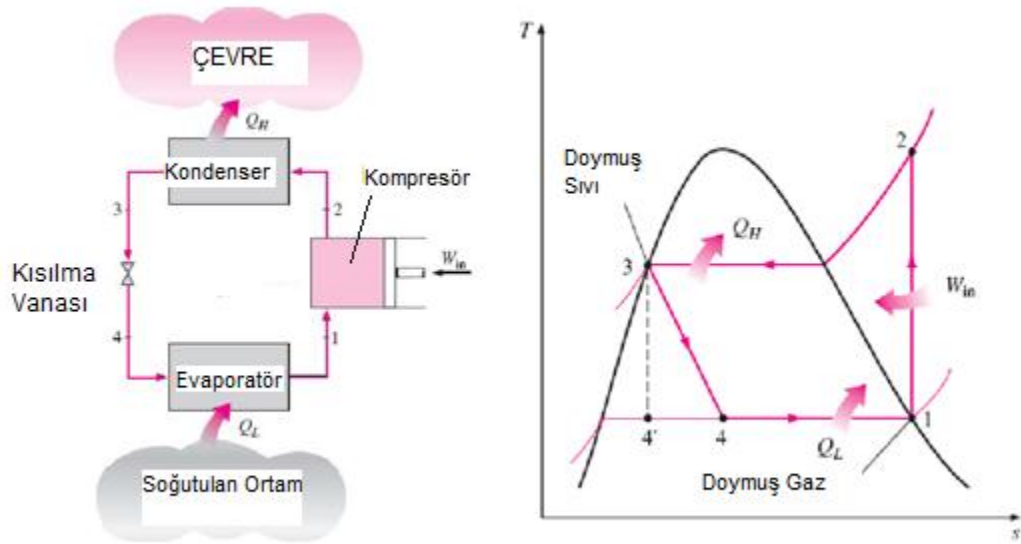
Carnot çevrimi belli bir sıcaklık aralığında verimi en yüksek çevrim olarak tanımlanmaktadır. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesiyle Ters Carnot çevrimi ismini alır. Ters Carnot çevrimine göre çalışan soğutma makineleri Carnot soğutma makineleri olarak adlandırılmaktadır. Carnot soğutma makinesi ve T-s diyagramı Şekil 1.1' de verilmiştir.



Şekil 1.1: Ters Carnot çevriminin çevrim elemanlarıyla gösterilmesi ve T-s diyagramı[1].

Ters Carnot çevrimi ısı verimi en yüksek çevrimdir; fakat uygulanması mümkün değildir. Çevrimin T-s diyagramına bakıldığında 2-3 arasında sıkıştırma işleminin yapıldığı görülmektedir. Fakat burada sıvı buhar sıkıştırma işlemi için sıvı buhar karışımını sıkıştıran bir kompresöre ihtiyaç duyulur. 4-1 arasında ise sıvı miktarında yüksek bir genişleme durumu söz konusudur. Ters Carnot çevrimi ideal çevrimlerin karşılaştırılabileceği bir çevrim olmakla birlikte belirtilen nedenler dolayısıyla uygulanması mümkün olmayan bir çevrimdir [1].

Ters Carnot çevrimi'nde 1-2 arasındaki sıkıştırma işleminin tamamen buhar faza kaydırılarak bir kompresör yardımıyla yapılması ve 3-4 arasındaki genişleme işleminin bir kısılma vanası veya kılcal borularla gerçekleştirilmesi sonucu ideal soğutma çevrimi elde edilir [1]. Şekil 1.2'de ideal soğutma çevrimi elemanları ve T-s diyagramı verilmiştir:



Şekil 1.2: İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin elemanlarıyla gösterilmesi ve T-s diyagramı [1].

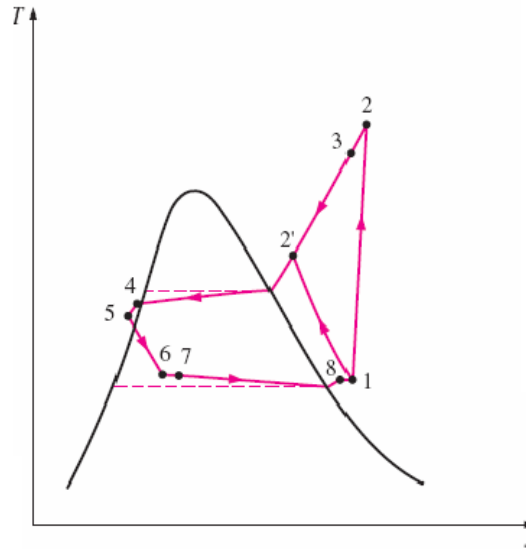
İdeal soğutma çevriminde hal değişimleri aşağıdaki gibidir:

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda sabit basınçta çevreye ısı geçişi
- 3-4 Kısılma işlemi
- 4-1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı çekilmesi

İdeal çevrimde 1 noktasında soğutucu akışkan buhar fazında kompresöre girer ve izentropik olarak yüksek basınç ve sıcaklığa (2 noktası) sıkıştırılır. Yüksek basınç ve

sıcaklıktaki akışkan yoğuşturucuda 3 noktasına kadar yoğuşturulur ve 3 noktasından 4 noktasına kadar kısılma vanası veya kılcal borular yardımıyla kısıılır. Sonrasında buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı çekilir ve akışkan buharlaştırılır. Akışkan 1 noktasından doymuş buhar halinde kompresöre girerek çevrimini tamamlar.

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ideal çevrime göre tersinmezlikler nedeniyle farklılıklar göstermektedir (bkz. Şekil 1.3). Akış sürtünmeleri ve çevreyle olan ısı alışverişi basınç düşüşlerine neden olmaktadır. Kompresöre giren gazın buhar fazında olmasını garanti altına almak için kompresör girişinden önce akışkan bir miktar kızdırılır. Buharlaştırıcıdan kompresöre gelen boru akış sürtünmelerine neden olacak kadar uzundur. Bu nedenle tersinmezlikler çevrimi etkiler. Tersinmezliklerin artması kompresör işinde artışa neden olmaktadır. Sıkıştırma işlemi gerçek çevrimde adyabatik değildir. Sıkıştırma sırasında akışkana ısı geçişi meydana gelmektedir. Kompresördeki tersinmezlikler nedeniyle gerçek çevrimde hiçbir zaman sıkıştırma izentropik olamaz. Kısılma vanasına akışkanın tümüyle sıvı halde girmesi istenir. Bu nedenle kısılma vanasına gelmeden soğutkan doyma sıcaklığından biraz daha fazla soğutulur [1].

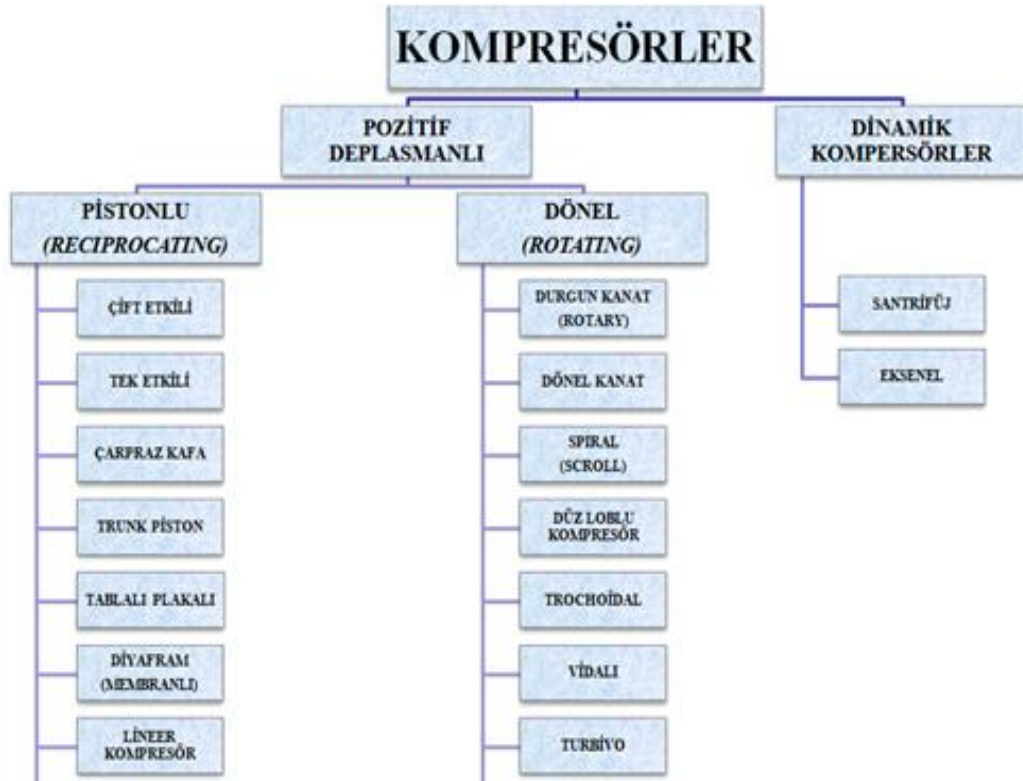


Şekil 1.3: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [1].

Basit buharlı soğutma çevrimlerinin dışında ihtiyaca göre geliştirilmiş soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Bu çevrimleri, bağlantılı iki soğutma çevriminin kullanıldığı ikili soğutma çevrimi, çok kademeli soğutma sistemleri, tek kompresörlü çok amaçlı soğutma sistemleri gibi çevrimlerdir [1].

1.2 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması

Kompresörler, gaz halindeki akışkanları düşük basınçtan yüksek basınca sıkıştıran sistemlerdir. Isıtma, havalandırma, iklimlendirme, soğutma, petrol, petro-kimya, gaz üretim tesisleri, ilaç, tekstil ve otomotiv gibi birçok sektörde kullanılmaktadırlar. Çeşitli çalışma alanlarında duyulan ihtiyaca göre boyut, kapasite ve mekanizma bakımından farklılıklar göstermektedirler. Akış tiplerine göre ikiye ayrılırlar: Sürekli akışlı kompresörler dinamik kompresör, kesikli akışlı kompresörler pozitif deplasmanlı olarak isimlendirilirler. Hermetik pistonlu kompresörler pozitif deplasmanlı kompresörler sınıfında incelenmektedir. Şekil 1.4'te kompresörlerin sınıflandırılması gösterilmiştir.



Şekil 1.4: Kompresörlerin sınıflandırılması.

İlk hermetik kompresör Tecumseh firması tarafından 1938 yılında geliştirilmiştir [2]. Bu tarihten itibaren soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Küçük ve yoğun sistemler olarak buzdolaplarının çok büyük bir bölümünde hermetik kompresör kullanılır. Hermetik kompresörlerde mekanik sıkıştırma grubu ve elektrik motoru aynı muhafazanın içinde yer alırlar. Küçük boyutlu kompresörlerde büyük problem olan soğutkan kaçakları minimuma indirilmiştir. Şekil 1.5'te hermetik pistonlu kompresörün genel görünümü verilmiştir:



Şekil 1.5: Hermetik kompresör genel görünümü.

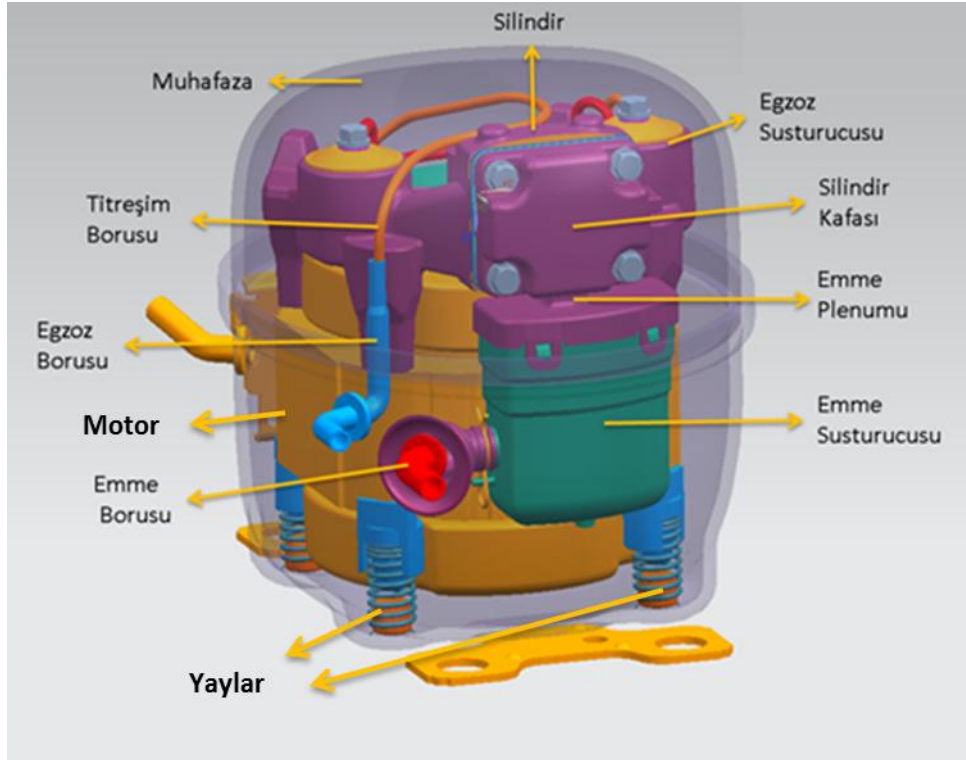
1.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Bölümleri ve Çalışma Prensipleri

Hermetik pistonlu kompresörler birçok parçadan oluşmaktadır. Şekil 1.6’da kompresörün temel bölümleri görülmektedir. Aşağıda bu bölümler kısaca açıklanmaktadır:

- Ana Gövde: Silindir, silindir kafası, emme ve egzoz valfleri, emme ve egzoz susturucuları, emme ve egzoz plenumları, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarından oluşmaktadır. Genellikle yüksek vasıflı dökme demirden üretilmektedir. Bazı durumlarda alüminyum alaşımlarından da üretilir.
- Mekanik sistem: Sıkıştırma işleminin gerçekleşmesi için gerekli olan öteleme hareketinin sağlandığı sistemdir. Elektrik motorunun sağladığı dönel hareket krank, biyel ve piston yardımıyla öteleme hareketine dönüştürülür.
- Yay sistemi: Kompresördeki hareketli parçaların oluşturduğu istenmeyen titreşimleri sönümleyen sistemdir. Kompresör grubu muhafaza içerisinde bu yayların üzerine oturtulur.
- Elektrik motoru: Krank milini tahrik etmek için kullanılır. Stator ve rotor olmak üzere iki ana kısımdan oluşmaktadır. Stator laminasyon ve sargıları

içeren dıştaki kısım, rotor ise stator içerisinde krank miline hareket veren dönel kısımdır. Tek devirli veya değişken devirli olabilir.

- Muhafaza: Kompresör içerisindeki hareketli ve duran kısımları çevreleyen bölümdür. İçerisinde diğer sistemleri barındırmakla beraber yağ ve soğutucu akışkan ile dış ortamı birbirinden ayırır. Üzerinde soğutma çevrimine bağlandığı emme ve egzoz boruları ile yağ verildikten sonra kaynakla kapatılan servis borusunu içerir.



Şekil 1.6: Kompresörde temel parçalar.

Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan emme borusundan muhafaza içerisine alınır. Muhafazaya girdikten sonra büyük kısmı susturucudan emilirken geri kalanı muhafaza içindeki sıcak akışkanla karışır. Bu iç gaz, yüksek sıcaklıktaki elektrik motoru ve kompresör bölümlerinden bir miktar ısı çeker, daha sonra emme susturucusuna bağlı körükten geçerek susturucu içerisine alınır. Emme susturucusu iç hacmi ve kanal boyunca ilerleyen akışkan emme plenumuna gelir. Piston hareketi sonucu oluşan basınç farkıyla açılan emme valfinden silindir içerisine dolar. Pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareketi sonucu sıkıştırma işlemi gerçekleşir ve soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı artırılır. Artan basınç sonucunda egzoz valfi açılır ve akışkan buradan

egzoz plenumuna tahliye edilir, valf tablası ve gövde üzerinde bulunan irtibat deliklerinden geçerek egzoz susturucusuna dolar. Burada periyodik hareketler sonucu meydana gelen basınç dalgalanmaları bir miktar sönümlenir. Sonrasında egzoz hattında bulunan titreşim borusu yardımıyla titreşim problemleri azaltılır. Nihayetinde kompresöre buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan, yoğunlaştırıcıya yüksek basınç ve sıcaklıkta gönderilmektedir.

1.4 Asenkron Motorun Bölümleri ve Çalışma Prensibi

Asenkron motorlar stator sargılarına verilen elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik makineleridir. Endüksiyon motoru olarak da isimlendirilirler. Yük altında devir sayıları çok değişmez, çalışma sırasında elektrik arkı meydana gelmez, bakımları kolaydır, sürekli bakım istemezler. Diğer elektrik motorlarına göre kısmen ucuzdurlar. Endüstride çok sık kullanılmaktadırlar [4].

Şekil 1.7’de asenkron motorda stator ve rotor görünümü verilmiştir. Bir asenkron motor temel olarak stator, rotor ve rulman ile yataklardan oluşmaktadır:

- **Stator:** Çeşitli kalınlıklarda bir tarafı yalıtılmış sacların özel kalıplarda paketlenmesi ile üretilirler. Motorun hareketsiz parçasıdır. Üzerindeki sargılara alternatif akım uygulandığında manyetik alan oluşturarak rotorun dönmesini sağlar [4].
- **Rotor:** İnce çelik sacların üst üste paketlenmesi ile oluşturulur. Motorda stator içinde yerleştirilmiş, dönen kısımdır. Statorda oluşan manyetik alana ek ikinci bir manyetik alan oluşturmak amacıyla üzerinde oyuklar açılarak alüminyum çubuklar veya sargılar yerleştirilmektedir. Asenkron motorlar rotorlarına göre sincap kafesli veya bilezikli olmak üzere iki başlıkta sınıflandırılırlar [4].
- **Rulman ve yataklar:** Rotorun hareketini sağlayabilmesi için rulman veya yataklara ihtiyaç duyulmaktadır. Rulman, kullanıma bağlı olarak zamanla mekanik bozulmaya uğrayabilir. Bu nedenle çeşitli asenkron motorlarda belirli aralıklarla değiştirilmeleri gerekir. Küçük güçlü motorlarda kullanılan metal yataklar uzun yıllar aşınmadan çalışabilirler [4].



Şekil 1.7: Asenkron motorda rotor ve stator [5].

Asenkron motorlarda stator sargısına uygulanan alternatif akım manyetik devrede periyodik olarak değişen alternatif alan yaratır. Üç fazlı asenkron motorlarda birbiri arasında 120 derecelik faz farkı bulunan üç alternatif alan meydana gelmektedir. Statordaki dönel alan hareketsiz rotor iletkenini aynı hızda keserek rotorda alternatif gerilim oluşmasını sağlar. Rotorun senkron hızda dönmesi stator alanının rotor iletkeni kesmemesi ve rotorda alternatif akım oluşmaması demektir. Bu nedenle rotor devir sayısı senkron devir sayısının altında olmalıdır. Asenkron motorlarda rotorun senkron hızda dönmesi mümkün değildir. Rotor hızıyla stator dönel alanı arasındaki bu hız farkı kayma(s) olarak isimlendirilmektedir [4].

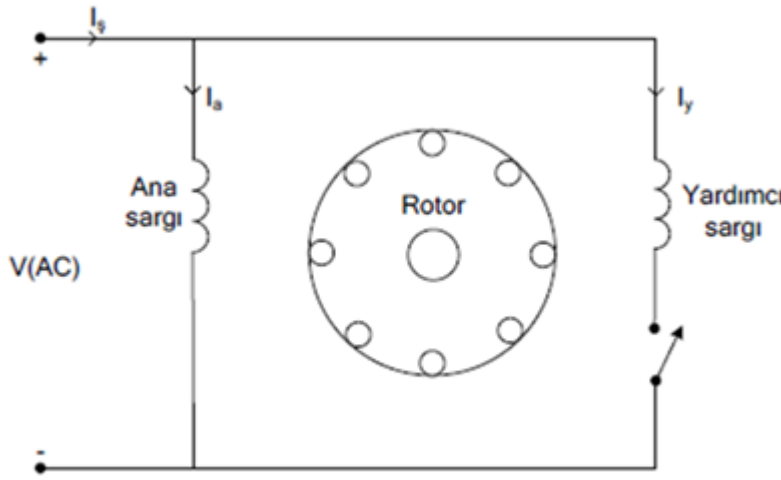
Asenkron motorlarda bu parçalar dışında muhafaza, soğutucu pervane ve kapaklar gibi birçok parça daha kullanılmaktadır. Hermetik kompresör içerisinde -motor özelinde- bu parçalara yer verilmediği için incelenmemiştir. Bu tez çalışmasında hermetik kompresörde kullanılan tek fazlı, yardımcı sargılı, kondansatörlü asenkron motor incelenmiştir.

1.4.1 Tek fazlı asenkron motorlar

Asenkron motorlar faz sayılarına göre tek fazlı veya üç fazlı olmak üzere ikiye ayrılırlar. Tek fazlı asenkron motorlar genellikle buzdolabı kompresörleri, küçük takım tezgahları, ev aletleri gibi küçük güçlü uygulamalarda, bir fazlı kaynakla beslenen yerlerde tercih edilmektedirler. Yüksek güçler için kullanılmak istendiğinde boyutlarını büyütme gerektiğinden fazla maliyetler ortaya çıkmakta ve üç fazlı motorlar bu tür uygulamalar için daha avantajlı hale gelmektedir. Genel olarak yardımcı sargılı, kondansatör yol vermeli, daimi kondansatörlü ve gölge kutuplu olmak üzere sınıflandırılırlar [6].

Tek fazlı asenkron motorlar içerisinde en çok kullanılanları yardımcı sargılı motorlardır. Bu tür elektrik makinelerinde statorda ana sargının yanında bir de yardımcı sargı bulunmaktadır. Ana sargı kalın kesitli çok sarımlı, yardımcı sargı ince kesitli az sarımlı olarak yapılmaktadır. Yardımcı sargılı motorlarda motora ilk hareketinin verilmesi için yardımcı sargılar ana sargıya paralel olarak yerleştirilirler ve kalkış süresince devrede kalırlar. Motor kalkışı gerçekleştirildikten sonra yardımcı sargı merkezkaç kontak veya elektromanyetik röle yardımıyla devreden çıkarılır. Aksi halde fazla akımdan ısınır ve yanar [6].

Şekil 1.8’de tek fazlı asenkron motorun eşdeğer devresi verilmiştir:

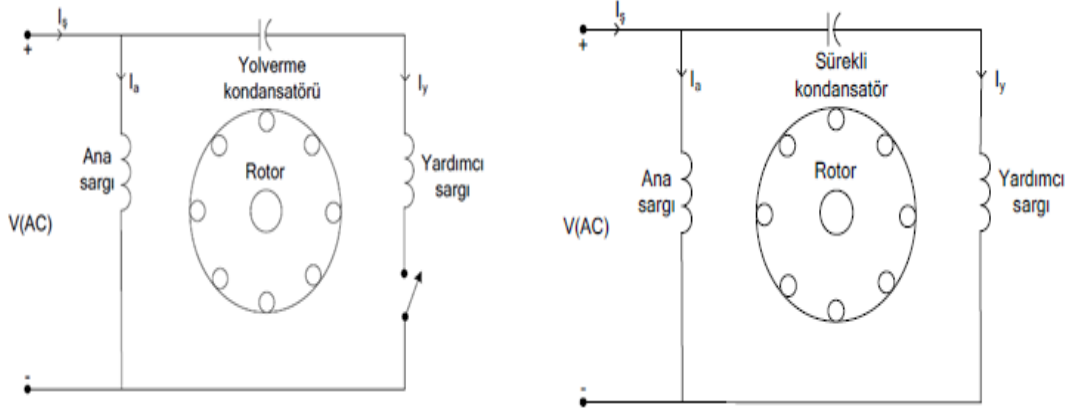


Şekil 1.8: Bir fazlı yardımcı sargılı asenkron motor eşdeğer devresi [6].

Kondansatör yol vermeli asenkron motorlar yüksek kalkış gücüne sahip, kalkış ve işletme performansının yüksek olduğu motorlardır. Kondansatör ek maliyet getirirse de bu avantajı dolayısıyla çok yaygın kullanılırlar. Bu tip motorlarda anma hızının %75’ine ulaşıldıktan sonra yardımcı sargıyla birlikte kondansatör de devreden çıkarılmaktadır [6].

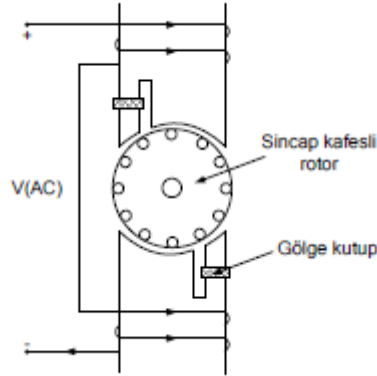
Yardımcı sargı ve kondansatörün sürekli devrede olduğu motorlara daimi kondansatörlü asenkron motorlar denilmektedir. Çok düzgün ve sessiz çalışmaktadırlar. Motor anma hızına ulaştıktan sonra yardımcı sargı ikincil sargı olarak görev yapmaktadır [6].

Kondansatör yol vermeli ve daimi kondansatörlü asenkron motorların eşdeğer devreleri Şekil 1.9’daki gibidir:



Şekil 1.9: Kondansatör yol vermeli ve daimi kondansatörlü asenkron motorların eşdeğer devreleri [6].

Gölge kutuplu motorlar 300 W'a kadar üretilen 50 W gibi düşük güçlerde yaygın olarak kullanılan ucuz motorlardır. Piyasada çok fazla bulunmazlar. Verimleri ve başlangıç momentleri düşüktür ancak, basit yapıları ve merkezkaç anahtarının kullanılmaması gibi avantajlara sahiptirler. Isıtıcı vantilatörleri, saç kurutma makineleri, meyve sıkma makineleri gibi makinelerde kullanılırlar. Rotorları sincap kafeslidir. Şekil 1.10'da gölge kutuplu asenkron motor eşdeğer devresinde gösterildiği üzere statorlarda, üzerinde sargılar bulunan çıkık kutuplar bulunur. Sargılara alternatif akım uygulandığında manyetik alan oluşur ancak moment meydana gelmez. Bu nedenle kutup uçlarına bakır halkalar yerleştirilir [6].



Şekil 1.10: Gölge kutuplu asenkron motor eşdeğer devresi [6].

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde hermetik pistonlu kompresör ve asenkron motorlarda ısı geçişinin analitik ve sayısal modellenmesi ile ilgili yazılmış makaleler ve hermetik kompresör motorunun soğutulmasına yönelik patent başvuruları özetlenmiştir.

2.1 Hermetik Kompresörlerde Isı Geçişine Yönelik Literatür Araştırması

Literatürde hermetik kompresörler ile ilgili deneysel ve teorik olmak üzere birçok makale bulunmaktadır. Bu makaleler arasından kompresörde modelleme ile ilgili olanlar önemle incelenmiş ve aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

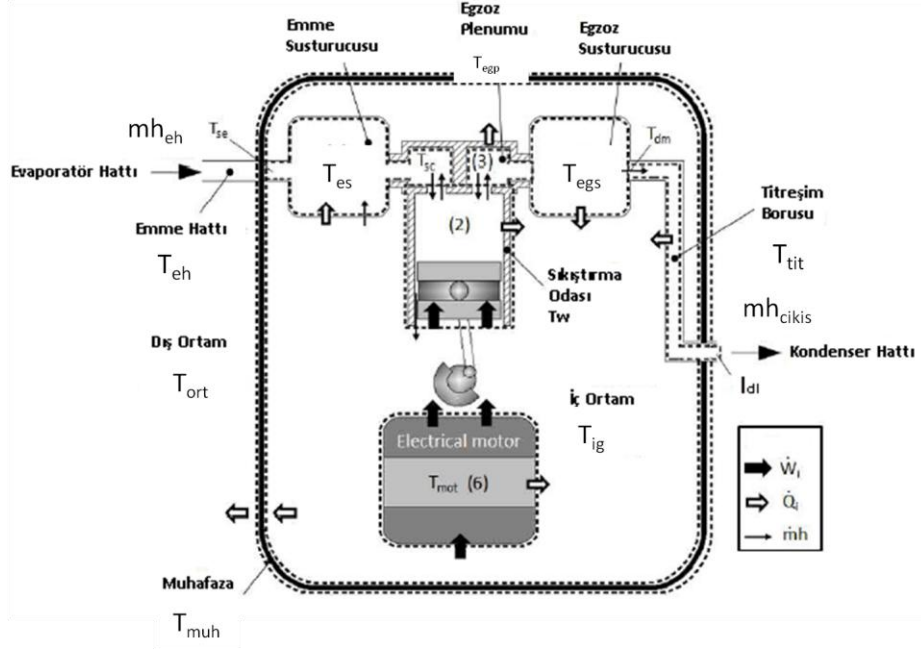
Dutra ve arkadaşları [7] tarafından 2014 yılında kompresörde ısı ve elektriksel açıdan kompresör performansının tahmin edilmesine ilişkin bir birleşik model sunulmuştur. Sıkıştırma çevrimi simülasyonu, kütle ve enerji korunumundan türetilmiş kontrol hacmi için yapılmıştır. Tek fazlı asenkron motorun kararlı hal modeli için eşdeğer devre metodundan faydalanılmıştır. Modelden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak son bölümde çalışmanın tutarlılığı gösterilmiştir.

Birleşik model termodinamik, elektriksel ve ısı modellerden oluşmaktadır. Termodinamik model kompresörde enerji ve kütle dengesi temel alınarak, sıkıştırma çevriminin simülasyonunda kullanılmıştır. Enerji dengesi aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\frac{dT_{sil}}{dt} = \frac{1}{m_c c_v} \left(\dot{Q}_c - h_c \frac{dm_c}{dt} - \sum \dot{m} h - \left[\frac{T_{sil}}{\rho_c} \frac{\partial p_c}{\partial T_c} \right] \left(\rho_c \frac{dV_c}{dt} - \frac{dm_c}{dt} \right) \right) \quad (2.1)$$

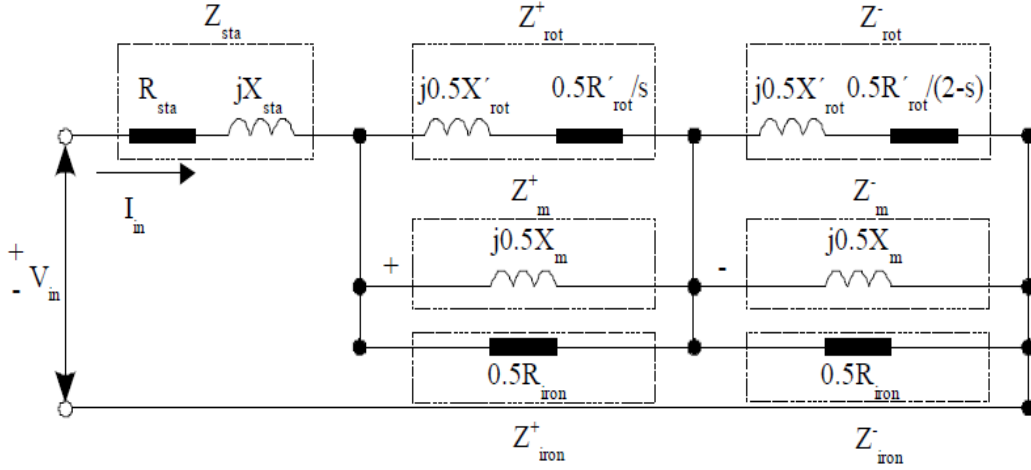
Isı geçişi katsayıları sıcaklık ölçümlerinden elde edilmiştir. Debi, sıkıştırma işi ve entalpi termodinamik modelden; mekanik kayıplar ölçüm sonuçlarından; motor kayıpları ise elektriksel modelden elde edilmiştir.

Isıl modelde kompresör sekiz ayrı eleman olarak incelenmiştir. Kontrol hacimleriyle sınırlanan elemanlar Şekil 2.1'deki gibi verilmiştir:



Şekil 2.1: Kompresörde ayrılan kontrol hacimleri [7]

Modelde tek fazlı asenkron motor eşdeğer devresi kullanılmıştır. Rotor ve manyetizasyon değişkenleri ileri (+) ve geri (-) olmak üzere ikiye bölünmüştür. Şekil 2.2’de tek fazlı asenkron motor eşdeğer devresi verilmiştir:



Şekil 2.2: Tek fazlı asenkron motor eşdeğer devresi [7].

Rotor, stator ve demir kayıpları (sırasıyla $\dot{Q}_{rot}$, $\dot{Q}_{sta}$, $\dot{Q}_{iron}$) motorun toplam kaybının % 75-90 'ını kapsamaktadır. Bu kayıplar ısı kazancı olarak eklenmiştir. Isıya dönüşmeyen enerji şaft gücüdür. Şaft gücü ileri ve geri dönel alan güçlerinin farkından elde edilir:

$$\dot{W}_{shaft,e} = (1 - s)(\dot{W}_{rot}^+ - \dot{W}_{rot}^-) \quad (2.2)$$

Kranktaki şaft gücü sıkıştırma işi ve sürtünme kayıplarını içermektedir ve aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{W}_c + \dot{W}_b \quad (2.3)$$

Sıkıştırma işi termodinamik modelde gösterge diyagramı yardımıyla bulunmuştur.

$$\dot{W}_c = -\omega/2\pi \oint p_c dV \quad (2.4)$$

Kompresör hızı bulunduktan sonra elektromanyetik kayıplar bulunarak ısıl modelin giriş verileri olarak kullanılmakta ve sonuç olarak kompresör giriş gücü ve motor verimi hesaplanmaktadır:

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{shaft,e} + \dot{Q}_{sta} + \dot{Q}_{iron} + \dot{Q}_{rot} \quad (2.5)$$

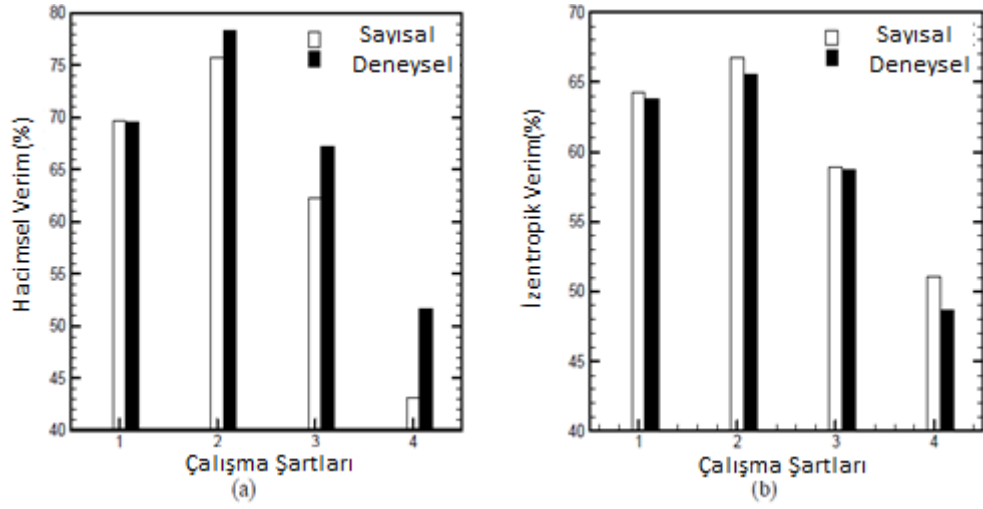
$$\eta_{mot} = \frac{\dot{W}_{shaft,e}}{\dot{W}_{in}} \quad (2.6)$$

Sonuç olarak Dutra ve arkadaşlarının [7] yaptıkları deneysel ve sayısal çalışma Çizelge 2.1’de gösterilen dört koşul için değerlendirilmiştir. Bu sonuçlara göre hacimsel ve izentropik verim değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 2.1: Deneysel ve sayısal çalışmalar için çalışma koşulları [7].

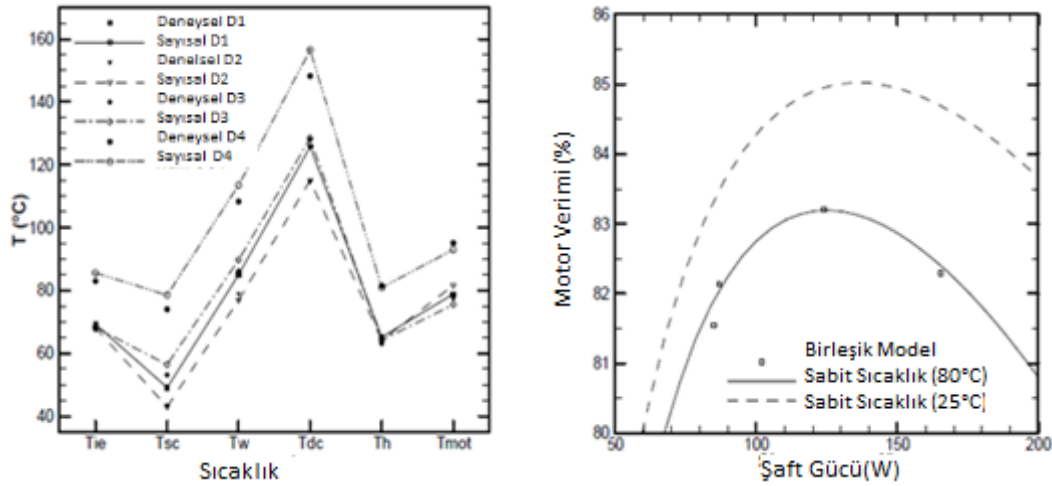
	T _{buh} (°C)	T _{yog} (°C)	T _{eh} (°C)	T _{ort} (°C)
Durum1	-23.3	54.4	32.0	32.0
Durum2	-10.0	60.0	32.0	32.0
Durum3	-35.0	45.0	32.0	32.0
Durum4	-35.0	70.0	40.0	43.0

Şekil 2.3’te deneysel ve sayısal sonuçlara göre hacimsel ve izentropik verim değerlerinin karşılaştırması verilmiştir. Grafiklerden görüleceği üzere teorik ve deneysel sonuçlar arasında tutarlılık vardır. En büyük sapma D4 ile gösterilen koşullarda meydana gelmiştir. Burada hacimsel verimde %9, izentropik verimde %3 fark söz konusudur.



Şekil 2.3: Farklı çalışma koşullarında hacimsel ve izentropik verim değişimleri [7].

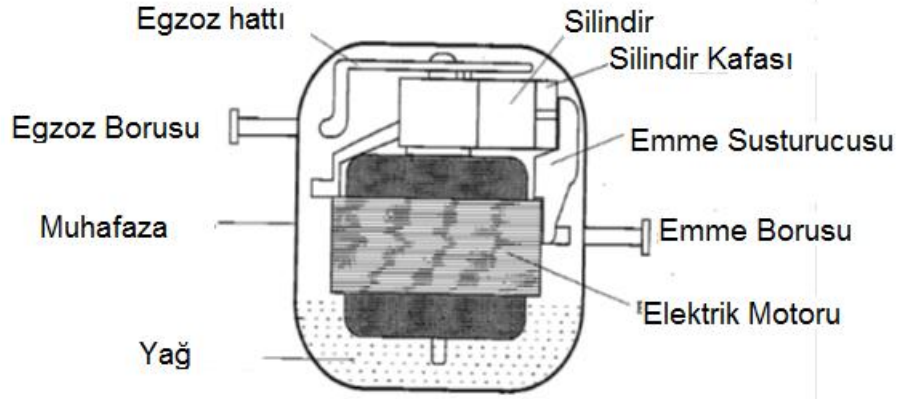
Şekil 2.4'te farklı çalışma koşullarında sıcaklıklar ve şaft gücü değişimleri verilmiştir. Bu grafiklerde de deneysel ve teorik sonuçların tutarlılık gösterdiği görülmektedir. Durum4 koşulları da dahil sıcaklık farkı $\pm 5^\circ\text{C}$ arasında kalmıştır. Motor verimi şaft gücü grafiğinde verilmiştir. Burada 80°C de deneysel ve teorik sonuçlar birbirine çok yakın görülürken, 25°C civarında aradaki fark % 2 'yi bulmaktadır.



Şekil 2.4: Farklı çalışma koşullarında sıcaklıklar ve şaft gücü değişimleri [7].

Hermetik kompresörlerde ısı analiz ile ilgili bir diğer çalışma Cavallini ve çalışma arkadaşları [8] tarafından 1996 yılında gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı farklı hermetik birimlere uygulanabilecek basit bir model geliştirmektir. Kompresör muhafaza, kompresör gövdesi, emme susturucusu, emme odası, egzoz odası ve egzoz hattı olarak altı bölgeye ayrılmış ve bu şekilde incelenmiştir. Sonrasında simülasyon

sonuçları ile R600a ve R134a kullanan örneklerin ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Akış kararlı halde ve tek boyutlu kabul edilmiştir. Basınç ve debi kayıpları dışında elektrik enerjisi dönüşüm kayıpları, sürtünme kayıpları, iç ısı değişimleri hesaplarda dikkate alınmıştır. Kompresörün şematik görüntüsü Şekil 2.5'teki gibi verilmiştir:



Şekil 2.5: Kompresörün şematik görünümü [8].

Deneyssel çalışmada 8 cm^3 süpürme hacmine sahip R600a kullanan ve 6 cm^3 süpürme hacmine sahip R134a ile çalışan iki adet kompresör kullanılmıştır. İki kompresörde elektrik giriş gücü, soğutucu kapasitesi, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, kompresör giriş ve çıkışlarında gaz sıcaklıkları, yoğuşurucu çıkışı ve buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklıklar ölçülmüştür. Bunun dışında yağ sıcaklığı, sirkülasyon gazı, elektrik motorunun sıcaklığı, silindir ve silindir kafası sıcaklıkları, soğutucu gazın emme susturucusu girişinde, silindirin giriş çıkışındaki sıcaklıklar da deneyssel olarak elde edilmiştir[8].

Ooi [9] tarafından 2003 yılında kompresör performansına katkı sağlamak, kompresörde sıcaklık dağılımı ve ısı geçişini incelemek amacıyla bir analitik çalışma gerçekleştirilmiştir. Kompresör tasarımında ısı geçişi ve sıcaklık dağılımları parçaların geometrilerinde ve malzemelerin seçiminde etkili olmaktadır. Üzerinde çalışılan kompresör 4.8 cm^3 deplasmana sahiptir ve 3000 rpm hız ile çalışmaktadır. Kompresörde, analizi zorlaştıran geometrik parçalar 46 şekil olarak alınmıştır. Taşınım eşitliklerinin yazılabilmesi için karmaşık parçalar azaltılmış, basitleştirilmiş standart geometriler haline getirilmiştir. Kompresör elemanları Şekil 2.6'da gösterilmektedir:

Literatürde bir diğer çalışma Rigola, Segerra ve Olivia (2004) [10] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kompresörün sayısal modeli çıkarılmış, önemli görülen bölümlere ayrılarak incelenmiştir. Basınç, sıcaklık ve yoğunluk her kontrol hacminin süreklilik, enerji ve durum eşitliklerinden belirlenmiştir. Momentum eşitliklerinden ana kontrol hacminin hızları elde edilmiştir. Gövde ve kompresör ünitesi arasındaki ısı geçişi katsayısı sabit olarak $150 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınmıştır. Silindir ve piston arasındaki sürtünme katsayısı 0.05, geri kalan sürtünme katsayıları 0.02 olarak alınmıştır.

Hacimsel verim ve SEK değerleri, egzoz valfi çapının ve emme valfinin geometrisi ile sıkıştırma oranına bağlılığını ortaya koymaktadır. En uygun valf boyutlarını elde etmek hacimsel verim ve SEK'in alacağı değerlere bağlıdır. Boyutlarla ilgili yüksek değerler SEK ve hacimsel verimde azalmaya neden olmaktadır. Valflerdeki düşük sertliğin ise daha iyi SEK ve hacimsel verim değerleri alınmasını sağladığı görülmüştür [10].

Emme susturucusu geometrisinin SEK ve hacimsel verim üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Son olarak değişik buharlaşma sıcaklıkları ve kompresör frekanslarında performans incelenmiş ve valf dinamiğine etkisi araştırılmıştır [10].

Keribar ve Morel [11] kompresör elemanları sıcaklıklarının tahmin edilmesi ile ilgili bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada taşınım modelleri tarihsel olarak üç bölüme ayrılmıştır. Bu bölümler basit boyutsal model, boyutsuz modeller ve akışa dayalı modellerdir.

- Basit Boyutsal Modeller: Çok eski modellerdir. İlki Nusselt tarafından ortaya konulmuştur ve yıllarca kullanılmıştır. Fakat bu modelin boyutsuz olmayışı ölçüm sorunları oluşturmaktaydı. Diğer bir erken dönem modeli Eichelberg tarafından yapıldı. Bu model de Nusselt'in modeliyle aynı sorunlarla karşılaşmıştır [11].
- Boyutsuz Model: Annand'ın ortaya koyduğu boyutsuz model $Nu=a.Re^b$ 'dir. Bu ifadeyi tam gelişmiş türbülanslı sınır tabakalarda ısı ve momentum geçişi arasındaki Reynolds benzeri hatları izler. 'b' değeri 0.7 seçilmiştir. 'a' değeri ise hareket yoğunluğuna bağlı olarak 0.35 ile 0.8 arasında

bulunmuştur. Sıkça kullanılan Woschni eşitliğinde $b=0.8$ olarak alınmıştır [11].

- Akışa Dayalı Üçüncü Model: Eski modellerde sadece akışkan hızı kullanılarak, akışkan hareketinin etkisi üzerinde durulmuştur. Fakat gerçek krank açısının değişiminin hızdaki değişime etkisi ve kompresörden kompresöre bu etkinin değişmesi durumu incelenmemiştir. Bu nedenle bu modeller tasarım yapmak için yeterince hassas değildirler. Türbülansın ısı geçişi üzerindeki etkisi ilk olarak Borgnakke ve Davis tarafından düşünülmüştür[11].

Makalede ısı taşınım modeli aşağıda verildiği gibi yazılmıştır:

$$q(t) = h_g(t, A)[T_g(t) - T_w(t, A)] \quad (2.7)$$

$$h_g = \frac{1}{2} C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{-2/3} \quad (2.8)$$

U_{eff} : Sınır tabaka dışındaki efektif hız

ρ : Ortalama sınır tabaka yoğunluğu

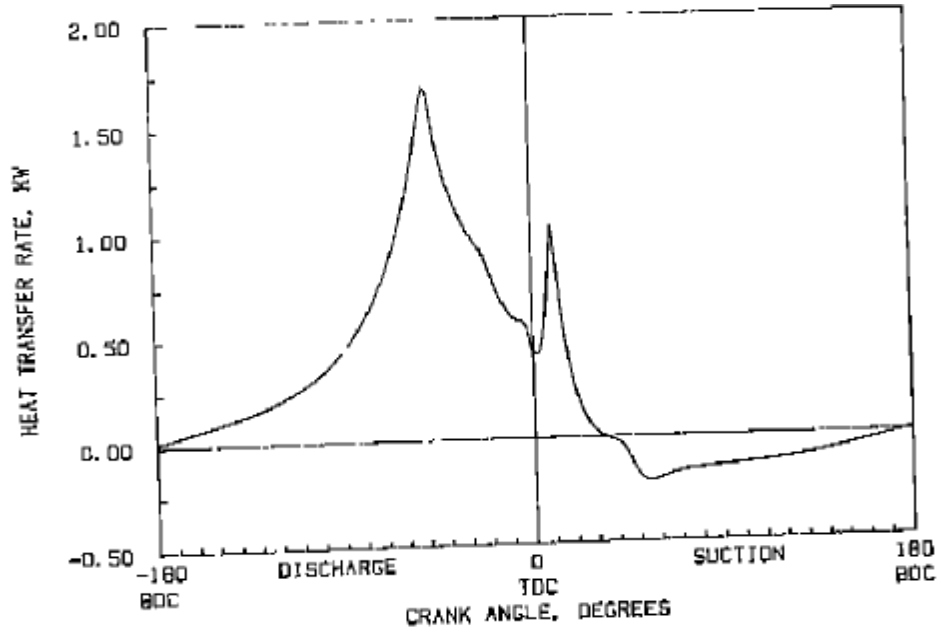
C_f : Yüzey sürtünme katsayısı

C_p : Gazın özgül ısısı

$$U_{eff} = (U_x^2 + U_y^2 + 2k)^{1/2} \quad (2.9)$$

U_x ve U_y yüzeye paralel iki hız değeridir. k türbülansın kinetik enerjisi olarak tanımlanmıştır. Yüzey sürtünme katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Yukarıdaki eşitlikler ve bazı modellemeler kullanılarak krank açısına göre silindirdeki sıcaklıklar Şekil 2.7’de verildiği gibi bulunmuştur:



Şekil 2.7: Krank açısına göre ısı geçişi katsayısındaki değişim [11]

Fagotti ve arkadaşları [12] da pistonlu kompresörde ısı geçişi modellemesi üzerine bir çalışma ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada, pistonlu kompresörde gazdan duvara olan ısı geçişine yoğunlaşmış ve deneysel veriler olmadan simülasyon yardımıyla çalışma karakteristiklerinin bulunması amaçlanmıştır.

Kompresör için oluşturulan simülasyon programında çeşitli modeller kullanılarak en iyisi bulunmaya çalışılmıştır. Bu eşitlikler aşağıdaki gibidir:

- Annand 'ın 1963 yılında içten yanmalı motorlar için geliştirdiği eşitlik:

$$Nu = aRe^b \quad (2.10)$$

(a ve b değerleri deneyler sonucu belirlenmektedir. İki değerin 0.7 alınması tavsiye edilmiştir.)

- Adair (1972) kompresörler için aşağıdaki eşitliği ortaya koymuştur:

$$Nu = 0.053Re^{0.8}Pr^{0.6} \quad (2.11)$$

- Hamilton (1974) iç kanal türbülanslı akış için aşağıdaki eşitliği kullanmıştır:

$$Nu = 0.0245Re^{0.8}Pr^{0.6} \quad (2.12)$$

- Liu & Zhou (1984) Adair'in eşitliğine benzen bir eşitlik kullanmışlardır. Bu eşitlik aşağıda verilmiştir:

$$Nu = 0.75Re^{0.8}Pr^{0.6} \quad (2.13)$$

Farklı çalışma şartlarında üç model incelenmiş ve sonuçlar aşağıdaki tabloda gösterildiği gibi verilmiştir:

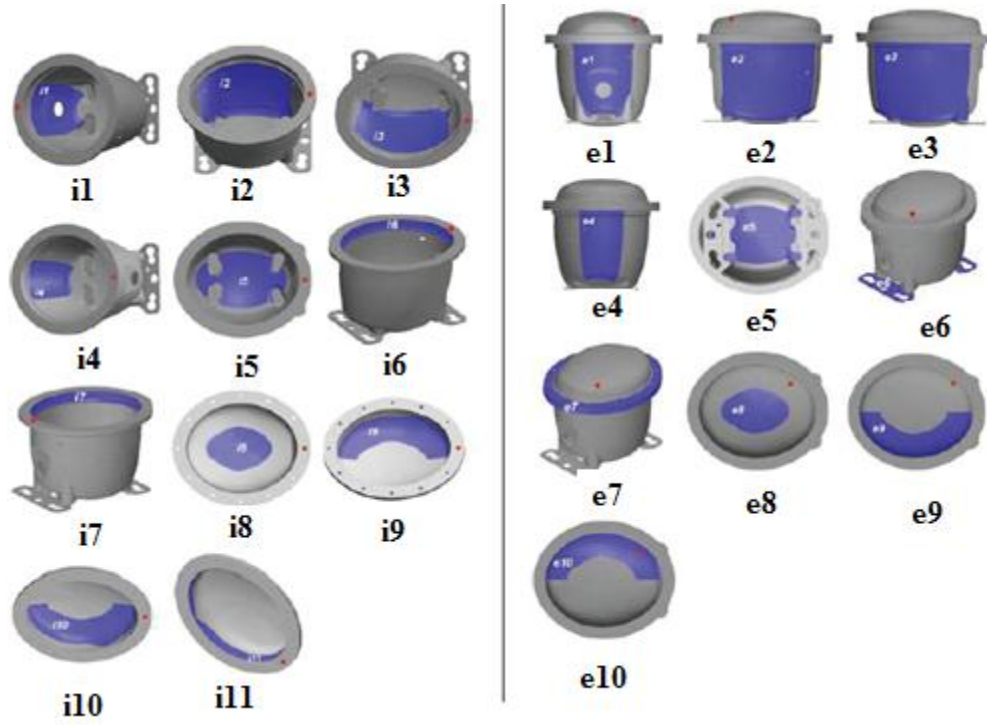
Çizelge 2.2: Altı farklı çalışma koşulu için UA_{sil} değerleri [12].

	-35°C/40°C	-15°C/40°C	-5°C/40°C	-35°C/70°C	-15°C/70°C	-5°C/70°C
Annand	0.577	0.448	1.07	0.511	0.474	0.305
Adair	0.293	0.453	1.19	0.177	0.380	0.340
Liu	0.483	-1.57	-3.17	0.267	-1.31	-4.00

Yazarların hesaplarına göre Liu & Zou modeli ısı akısını fazla, Adair'in modeli ısı akısını olduğundan az tahmin etmektedir. Annand modeli en uygun model olarak göze çarpmıştır. Gazdan duvara ısı geçişi için Annand modeli kullanılmıştır.

Literatürde göze çarpan bir diğer çalışma Dutra ve Deschamps [13] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada hermetik kompresör elemanlarında ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir.

Kompresör muhafazası ve elektrik motoruna ısı akısı sensörleri yerleştirilmiştir. Şekil 2.8'de görüldüğü üzere muhafaza iç yüzeyi 11, dış yüzeyi 10 bölgeye ayrılmıştır. Her bölgeye, i2 ve i3 hariç, birer ısı akısı sensörü yerleştirilmiştir. e5 ve e6 bölgelerindeki ısı akısı kanatlar için olan analitik çözümle değerlendirilmiştir. Stator ve elektrik motoru dört ayrı bölgeye ayrılmıştır (bkz. Şekil 2.9).



Şekil 2.8: Kompresörün iç ve dış yüzeylerinde ölçüm yüzeyleri [13].



Şekil 2.9: Elektrik motorundaki ölçüm alanları [13].

Yağ çalışma sırasında bazı bölgelerde muhafazaya çarpar ve burada ısı geçişini geliştirir. i6 bölgesinde çarpan bu yağın ısı geçişini arttırdığı görülmüştür. Egzoz hattı ve egzoz susturucusu i7 bölgesine yağ sıçramasını engellemiştir. Bu nedenle burada i6 'nın karşısında olmasına rağmen i7'de i6'da görülen yağ etkisi görülmemiştir. Isı geçiş katsayıları karşılaştırıldığında i9, i10 ve i6 'nın aldığı değerlerin yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum yağın etkisini göstermektedir. Çalışma koşulları $-23.3^{\circ}\text{C}/40.5^{\circ}\text{C}$ den $-10.0^{\circ}\text{C}/90.0^{\circ}\text{C}$ ye yükseldiğinde ısı geçişi katsayıları sabit olmasına rağmen ısı geçişi artmıştır [13].

Kompresör muhafazasının dış yüzeyine bakıldığında e2, e4, e5 ve e9 yüzeylerinde ısı geçişi katsayısının yüksek olduğu görülmüştür. Muhafazanın dış yüzeyi havaya

açıktır ve test şartları bir fan da kullanılarak kontrol edilmiş, standartlara uygun ölçüm yapılmıştır. Şartların 23.3°C/40.5°C den -10.0°C/90.0°C ‘ ye değişmesi sonucu ısı akısı artmıştır [13].

Elektrik motoru incelendiğinde en büyük ısı akısının em1 bölgesinde meydana geldiği görülmektedir. Bunun nedeni bu bölgenin kompresörün en soğuk bölgesi olan emme susturucuna çok yakın olmasıdır. em3 bölgesindeki ısı taşınım katsayısı diğer motor bölgelerine göre en yüksek değeri almıştır; fakat yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı düşüktür [13].

Haas ve arkadaşlarının [14] sunduğu çalışmada hermetik kompresörde ısıl ağ ayrıntılı olarak incelenmiştir. Kompresör 63 elemana ayrılmış ve oluşturulan ısıl model ile bu elemanlar boyunca sıcaklıklar tahmin edilmiştir. Modelde ısı geçişi katsayıları hesaplanırken kullanılan bağıntılar aşağıda özetlenmiştir:

- Düz yüzeyler: Isı geçişi katsayısı zorlanmış türbülanslı taşınımına göre modellenmiştir.

$$Nu = 0.037Re^{4/5}Pr^{1/4} \quad (2.14)$$

- Titreşim borusu, dış akış: Boru üzerinden dik akış olarak modellenmiştir.

$$Nu = \frac{0.3 + 0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}[1 + (Re/282000)^{5/8}]^{4/5}} \quad (2.15)$$

- Titreşim borusu iç akış: Yüzey sıcaklığı sabit alınarak aşağıdaki verilen Nusselt sayısı kullanılmıştır.

$$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (2.16)$$

- Emme susturucusu, emme plenumu, egzoz susturucuları ve egzoz plenumu: Dikdörtgen tüpte akış olarak modelleme yapılmıştır. Egzoz plenumu ve egzoz susturucusunda akış hareketinin oluşturduğu çarpıntı nedeniyle Reynolds sayısı 5 ile çarpılmaktadır.

$$Nu = 0.023(5.Re)^{4/5}Pr^{1/3} \quad (2.17)$$

- Muhafaza dış yüzeyi: Kalorimetrede muhafaza bir fan ile soğutulduğundan zorlanmış taşınımına göre hesap yapılmış ve titreşim borusu dış akışında kullanılan Nusselt sayısı eşitliği kullanılmıştır.
- Stator ve emme susturucusu arasındaki boşluk: İki bölüm arasındaki boşluk 2 mm olduğu için aradaki akışkan durgun kabul edilmiş ve gaz boyunca iletim ile ısı geçişi kabulü yapılmıştır.
- Yağ: Yağ ile katı yüzeyler arasındaki ısı geçişi -sabit yüzey sıcaklığında- laminar akış olarak modellenmiştir.

$$Nu = 0.664Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (2.18)$$

- Yağ ile krank arasındaki ısı geçişi katsayısı aşağıdaki Nusselt sayısı eşitliğinden elde edilmiştir:

$$Nu = \left(\frac{0,32 + \frac{3d}{D}}{0,86 - \frac{0,8d}{D}} \right) Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} (d/D)^{0,14 + \frac{4}{5d}/D} \quad (2.19)$$

Model oluşturulduktan sonra üç farklı koşula göre, enerji dengeleri ile iteratif olarak çözülmüştür. Koşullar, deneysel ve sayısal sonuçlar Çizelge 2.3'deki gibi verilmiştir. B durumunda yağ üst muhafazaya ulaşmayacak şekilde değişiklikler yapılmıştır, bu fark dışında A ile aynıdır. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında aradaki sapmanın çok düşük olduğu görülmektedir.

Çizelge 2.3: Sonuçların değerlendirildiği koşullar ve deneysel-sayısal çalışmaların karşılaştırılması [14].

	p_s (kPa)	T_{buh} (°C)	T_s (°C)	p_d (kPa)	T_{yog} (°C)	T_{ort} (°C)
KOŞUL A	114.8	-23.3	33.9	1033.6	40.5	32
KOŞUL B	114.8	-23.3	33.9	1033.6	40.5	32
KOŞUL C	200.4	-10	34.6	3233.6	90	32
GÜÇ(W)	Sayısal Sonuçlar		Deneysel Sonuçlar		Sapma (%)	
KOŞUL A	151.0		152.0		0.7	
KOŞUL B	151.0		152.0		0.7	
KOŞUL C	265.5		263.5		0.8	
ISI KAYBI(W)	Sayısal Sonuçlar		Deneysel Sonuçlar		Sapma (%)	
KOŞUL A	87.5		87.1		0.5	
KOŞUL B	79.5		78.0		1.5	
KOŞUL C	161.6		156.3		3.4	

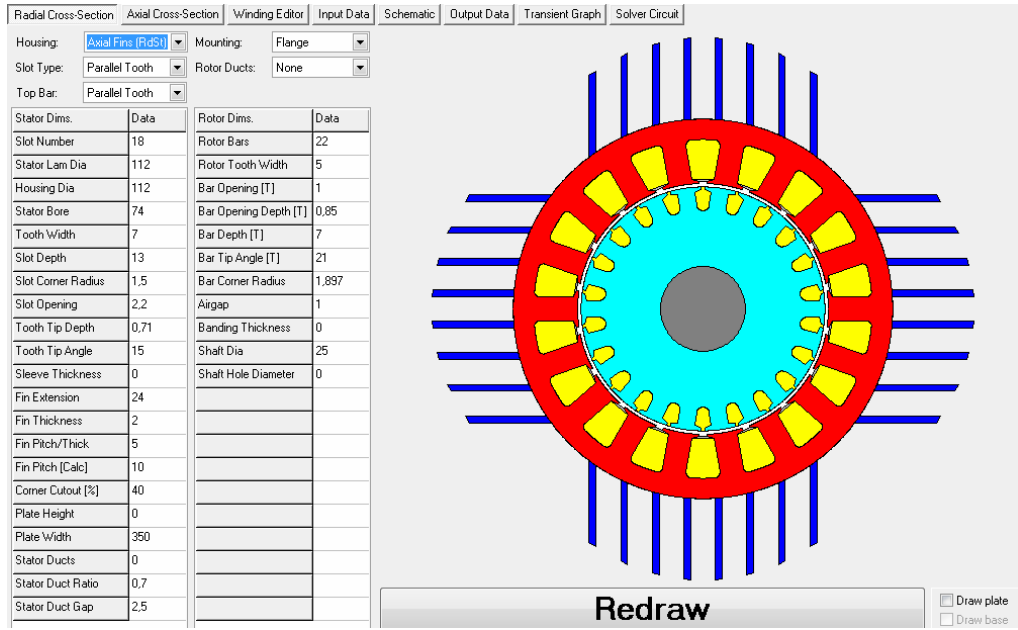
Elektrik motorunun modellenmesine yönelik bir çalışma Öner ve arkadaşları [15] tarafından yapılmıştır. Yayınlanan makalede Motor-Cad programı kullanılarak 3 fazlı bir motorun ısı modelini çıkartılmış ve ısı olarak incelenmiştir. Çalışmada motorun ısı analizinin yanında dış kılıf yapısı değerlendirilmiş ve uygun malzeme ve yapıda kılıf seçilmiştir.

Motorlarda elektrik enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülürken bir miktar enerji kaybı yaşanır. Bu kayıplar sabit kayıplar demir, sürtünme ve rüzgar kayıpları, yüke bağlı olarak değişen kayıplar bakır kayıplarıdır. Motordaki bu kayıplar ısı olarak yayılır ve genel olarak motor geometrisine ve boyutlarına bağlıdır. Bu nedenle uygun tasarım önemlidir [15].

Birleşik devre modelinde bileşenlerin ısı dirençlerinin lineer ağları sayesinde komşu bileşenlerle ısı üretilir ve depolanır. Birleşik değişkenler boyut, malzeme ve sabit ısı katsayılarından oluşturulur [15].

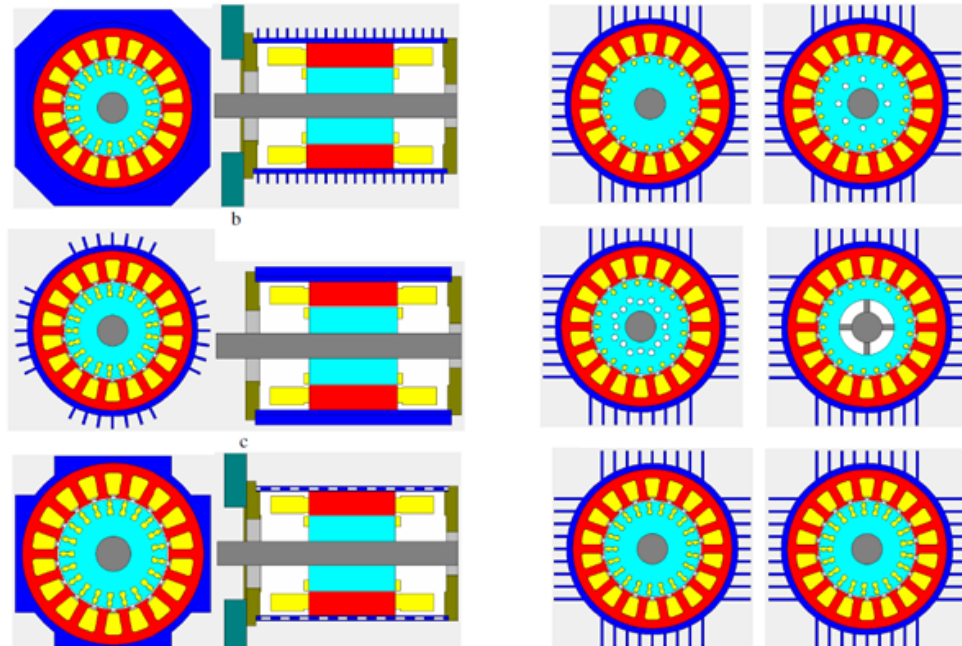
Motor-CAD programı ısı ağları tanımlayarak sürekli ve geçici halde motorun ısı olarak incelenebilmesini sağlar. Motor-Cad programı ısı analizini hızlı ve kolayca

yapılmasını sağlamaktadır. Programın ara yüzü ve girilen motor değişkenleri Şekil 2.10'da verilmiştir:



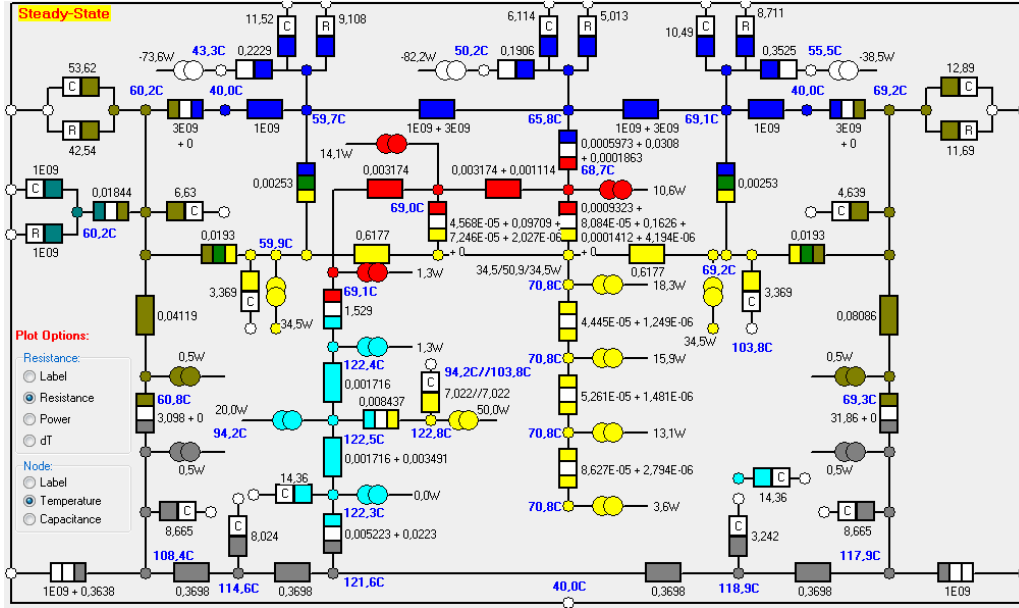
Şekil 2.10: Motor-CAD programı arayüzü ve çalışma için girilen değişkenler [15].

Motora ilişki değişkenler girildikten sonra farklı kılıflar seçilerek performans incelenmiştir. Bunu yanında Şekil 2.11'de görüldüğü üzere, farklı kanat yapıları ve rotor kısa devre çubukları da incelenerek farklı modeller oluşturulmuştur.



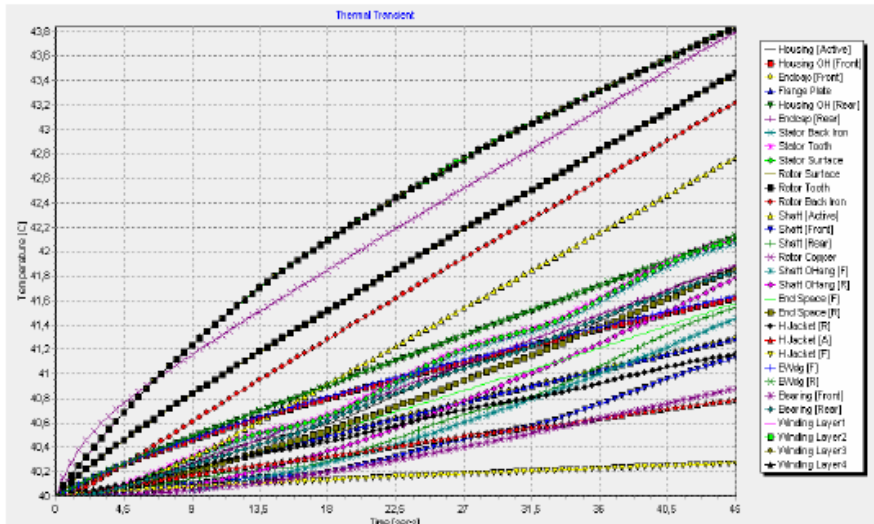
Şekil 2.11: Dış soğutma kılıfları a) Su kılıfı, b) Radyal kanatlı, c) Eksenel kanatlıklılı, d) Radyal soğutma oluklu ve farklı rotor tipleri [15].

Motor modellendikten sonra motorun hal şematiği program tarafından oluşturulmuş olur. Şekil 2.12’de alüminyum malzeme ve su kılıfı için oluşturulan kararlı haldeki şematik verilmiştir:



Şekil 2.12: Alüminyum malzeme ve su kılıfı için oluşturulan ısı geçişi ağı [15]

Program motor parçalarının sıcaklıklarını kararlı hal ve geçici hal için verebilmektedir. Şekil 2.13’te zamana göre sıcaklıklar verilmiştir:



Şekil 2.13: Zamana göre sıcaklıklar [15].

Çalışmada model alüminyum ve su soğutmalı kılıfı, dökme demir ve eksenel soğutma kılıfı, teflon ve eksenel soğutma kılıfı durumlarına göre incelenmiştir. Bu durumlarda rotor sıcaklığı sırasıyla 112.5 °C, 197 °C, 430 °C olarak bulunmuştur. Kılıf malzemesinin ısı iletkenliği rotor sıcaklığını direkt olarak etkilemektedir [15].

Sonuçlara bakıldığında mekanik ve manyetik analizlerin yanında ısı analizinin de ne kadar önemli olduğu görülmektedir. Alüminyum malzeme ve su kanallı soğutma en uygun seçimler olarak görülmektedir. Bu çözümler her motor için geçerli değildir. Analizlerin motor değişkenlerine göre farklılıklar göstereceği unutulmamalıdır [15].

Elektrik motorunda önemli bir ısı çalışması Boglietti ve arkadaşları [16] tarafından sunulmuştur. Makalede hesaplaması zor olan ısı değişkenlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Her ne kadar 250 kW'a kadar olan asenkron motorlar üzerinde çalışılmışsa da diğer motor tasarımcılarının da yararlanılabileceği belirtilmiştir. Isı analizinde etkisi incelenen değişkenler; muhafaza ve ortam arasında zorlanmış taşınım olmadığı durum için eşdeğer ısı direnç, sargı ve laminasyon arasındaki eşdeğer ısı iletkenlik, hava ile zorlanmış taşınım ve laminasyon ile muhafaza arasındaki boşluktur.

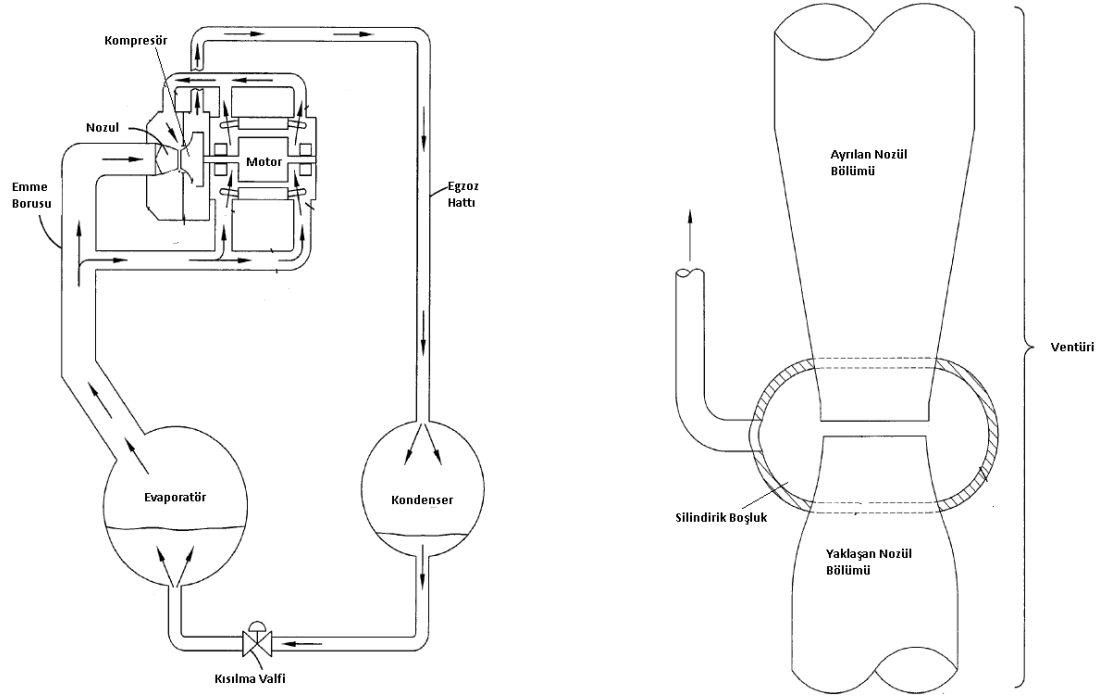
Elektrik motorlarında ısı analiz, analitik birleşik model ve sayısal modellerle gerçekleştirilebilir. Analitik model çok hızlı sonuç vermekteyken sayısal modelde karmaşık geometriler kullanmak mümkündür. Sayısal modelleme de kendi içinde sonlu elemanlar yöntemi(SEY) ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri kullanılmaktadır. HAD motor ve sargılar etrafında akışın modellenmesine olanak sağladığı için avantajlı görünürken, SEY' de ısı geçişi sadece katı parçalar arasındaki iletim ile sınırlıdır. Makalede analitik birleşik çevrim kullanılmıştır [16].

2.2 Patent Araştırması

Kompresörde elektrik motorunun soğutulmasına ilişkin buluşlardan bazıları aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

US7181928 (B2) [17] numaralı patentte soğutma çevriminde düşük basınç tarafından alınan akışkanla hermetik kompresör motorunun soğutulması amaçlanmıştır. Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki akışkan muhafaza içerisine geçerek elektrik motorunu soğutmaktadır. Akışkan soğutma çevriminin düşük basınç tarafından çekildiği için motor etrafında verimli şekilde soğutma sağlayacak basınç farkı mevcut değildir. Bu nedenle tasarıma ventüri veya nozül eklenmiştir. Santrifüj kompresör kullanan büyük soğutma çevrimleri için nozül, pistonlu kompresör kullanan küçük soğutma çevrimleri için ventüri kullanılması önerilmiştir. Nozül veya venturide yüksek hız oluşacak, bırakılan silindirik boşluklardaki düşük basınç

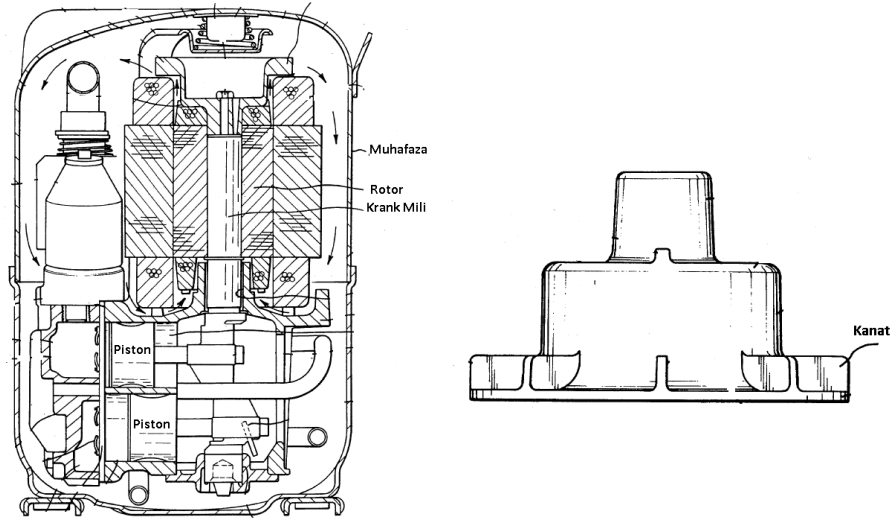
sayesinde de akışkan emme hattına yönlendirilecektir. Sistem şematiği ve ventürü Şekil 2.14’te verilmiştir:



Şekil 2.14: US7181928 (B2) numaralı patenti motor soğutulmasına ilişkin şematik resim ve ventürü [17].

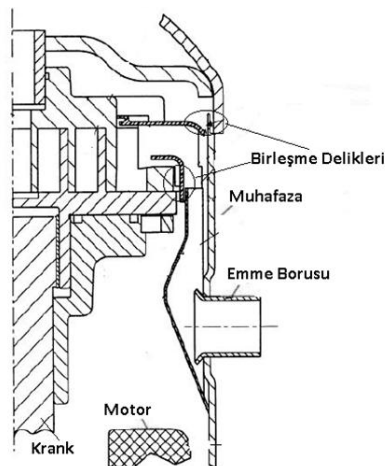
Emme hattından gelen akışkanın bir kısmı ayrılarak muhafaza içerisindeki motora alınmaktadır. Motor etrafında dolaşarak motoru soğutmakta sonrasında ventürü veya nozül yardımıyla akışkan emme hattına geri verilmektedir.

US5464332 (A) [18] numaralı buluşta çift pistonlu bir kompresörde, bir pervane yardımıyla motorun soğutulması amaçlanmıştır. Şekil 2.15’te buluşta bahsedilen kompresör ve kanat yapısı görülmektedir. Pervane motora çakılı olan krank milinin ucuna yerleştirilmiştir. Motoru çalışmasıyla birlikte iç gaz motor, rotor ve krank etrafında sirküle edilerek bu bölgeden ısı çekilir. Sonrasında gaz muhafazaya yönlendirilerek iç gazdan muhafazaya olan ısı geçişini artırır. Isınan muhafaza bulunduğu ortama ısıyı atar. Rotor ve stator arasındaki boşluk ısı geçişinin etkin şekilde yapılmasını sağlayacak kadar büyük olmalıdır. Kullanılacak pervane metal veya plastik olabilmektedir.



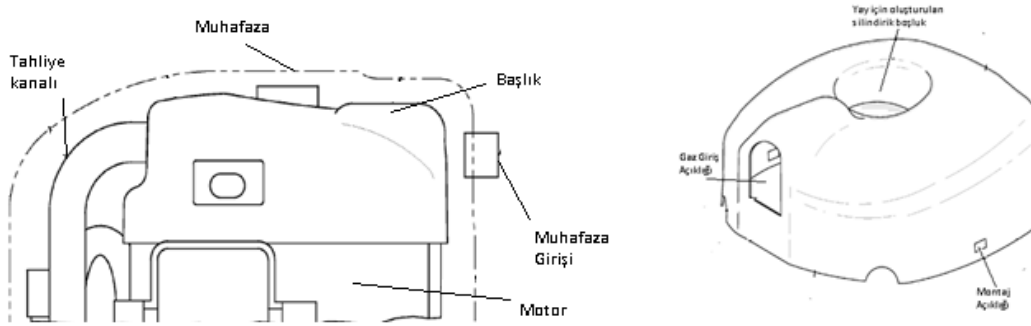
Şekil 2.15: US5464332 (A) numaralı buluşta pervane yardımıyla motoru soğutulan kompresör [18].

EP0571315 (A1) [19] numaralı buluşta bir spiral kompresörde emme borusundan muhafaza içerisine giren akışkanın bir bölümü motora yönlendirilerek motorun soğutulması amaçlanmıştır. Emme borusundan gelen gaz ayırma bölümüne gelerek ikiye ayrılmaktadır. Gazın büyük bir kısmı direkt olarak kıvrımlı sarmalların arasına yönlendirilirken alt bölüme yönlendirilen gaz motora gitmektedir. İç gazın motoru soğuturken ısınması kompresör hacimsel verimini düşürmektedir. Bu nedenle emilen akışkanın ne kadarının ayrılarak motora yönlendireceği iyi belirlenmelidir. Buluşta motora %15 kadar yönlendirmenin yeterli olacağı belirtilmiş, yönlendirmenin %25'ten fazla olmaması gerektiği vurgulanmıştır. Şekil 2.16'da buluşta bahsedilen ayıraç ve kompresördeki yerleşimi verilmiştir:



Şekil 2.16: EP0571315 (A1) numaralı buluşta verilen, emme hattını ikiye bölen ayıraç [19].

US7070397 (B2) [20] numaralı patentte Şekil 2.17’de görüldüğü üzere kompresör motoru üzerine bir başlık yerleştirilmiştir. Patentin temel amacı buharlaştırıcıdan gelen düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanı motor üzerine yönlendirerek motor sıcaklığının düşürülmesi ve performansının artırılmasıdır. Başlık muhafazaya yerleşecek ve düzgün akış sağlayacak şekilde tasarlanmış ve motor üzerine sızdırmaz şekilde sabitlenmiştir. Emme borusu üst muhafazadadır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan emme borusunun karşısına gelecek şekilde başlığa yerleştirilmiş boşluktan geçerek başlığa dolmaktadır. Başlık içerisinde motoru soğutan akışkan buradan emme deliğine ulaşmakta ve silindire alınmaktadır. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkan başlığın diğer tarafından tahliye edilmektedir. Başlığın üst kısmına yay yerleştirilerek muhafaza ile bağlantı sağlanmıştır. Buluşun avantajları olarak motorun soğutulması, akışkanın diğer sıcak bölgelerle teması azaltıldığı için aşırı ısınmasının önüne geçilmesi ve ses problemlerinin düşürülmesi olarak verilmiştir.



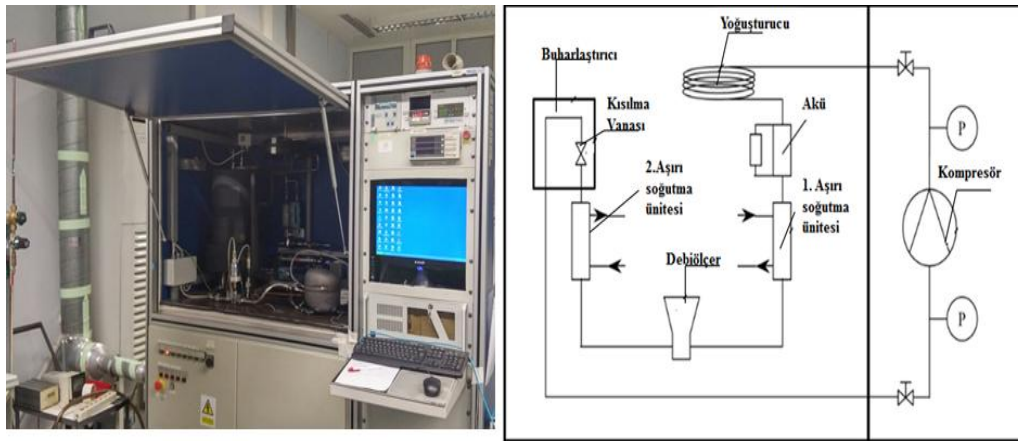
Şekil 2.17: US7070397 (B2) numaralı patentte verilen motor soğutma başlığı [20].

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışmanın bu bölümünde elektrik motorunun kompresör performansına etkisini incelemek üzere gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sunulmuştur. Öncelikle kompresör performans ölçümlerinin gerçekleştirildiği kalorimetre cihazı tanıtılmış, sonrasında motor test, pV ölçümleri ve detay sıcaklık ölçümleri verilmiştir.

3.1 Kalorimetre Cihazının Tanıtılması

Kalorimetre cihazı soğutma çevrimi şartlarının kontrol edilerek kompresör performans değerlerinin; soğutma kapasitesi, giriş gücü, soğutma etkinlik katsayısı (SEK) gibi önemli verilerin ölçüldüğü cihazdır. Kalorimetre cihazının görünümü ve şematik gösterimi Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1: Kalorimetre cihazı [3].

Kompresör performansı ASHRAE standardı şartlarına göre ölçülmektedir. Buna göre R600a (izobütan) soğutucu akışkanı için buharlaştırıcı $-23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve 0.624 bar basınçta, yoğusturucu $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve 7.61 bar basınçta sabitlenmektedir. Kompresörün bulunduğu kalorimetre bölümü ise $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığındadır. 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 sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğusturucuda 7.61 bar basınç ve $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktaki aşırı soğuma noktasına soğutulurak sıvılaştırılır [3].

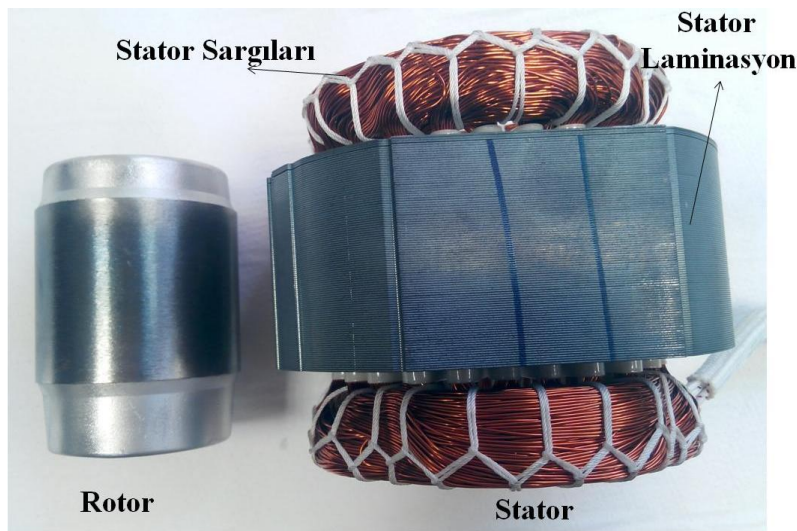
Kalorimetrede iki adet aşırı soğutma ünitesi kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi debi ölçerden hemen önce yerleştirilmiştir ve görevi debi ölçere giren akışkanın tamamen sıvı fazda olmasını garanti altına almaktır. Bu sayede debi ölçerdeki kütleli debi ölçümleri hassas şekilde gerçekleştirilmektedir. İkinci soğutma ünitesinin görevi ise AHSRAE şartlarında verilen 32.2 °C aşırı soğutma sıcaklığını sağlamaktır [21].

Kompresör soğutma kapasitesi, debi ölçer ve ısıtıcı yöntemi olarak üzere iki farklı yöntemle belirlenmektedir. Debi ölçer yönteminde ölçülen kütleli debi buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi ile çarpılarak soğutma kapasitesi elde edilmektedir. İkinci yöntemde 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. Kapasite ilan edilirken edilirken iki sonucun ortalaması alınır [21].

Kalorimetre üzerinde sınırlı sayıda termokupl girişi de bulunmaktadır. Bu sayede kompresör muhafazası, emme borusu ve egzoz borusu gibi noktalardan dış yüzey sıcaklıkları alınabilmektedir.

3.2 Motor Testleri

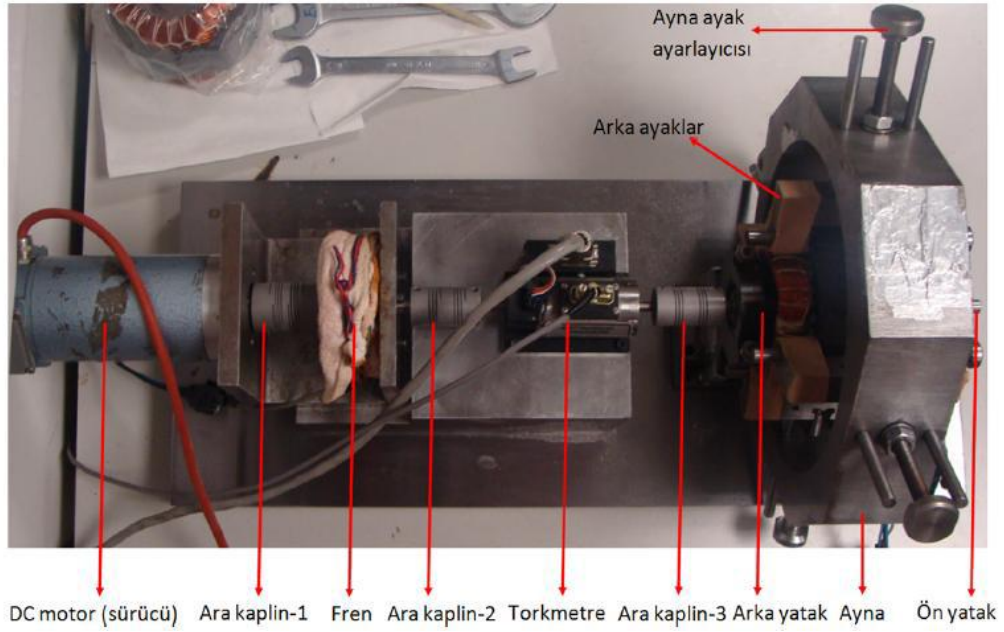
Kompresörde kullanılan motorun performansının elde edilebilmesi için motor testleri yapılmaktadır. Motorun farklı hızlar için verim, tork ve hız değişimleri elde edilmektedir. Tez konusu olan kompresörlerde Şekil 3.2’de gösterilen 2 kutuplu asenkron motor kullanılmaktadır:



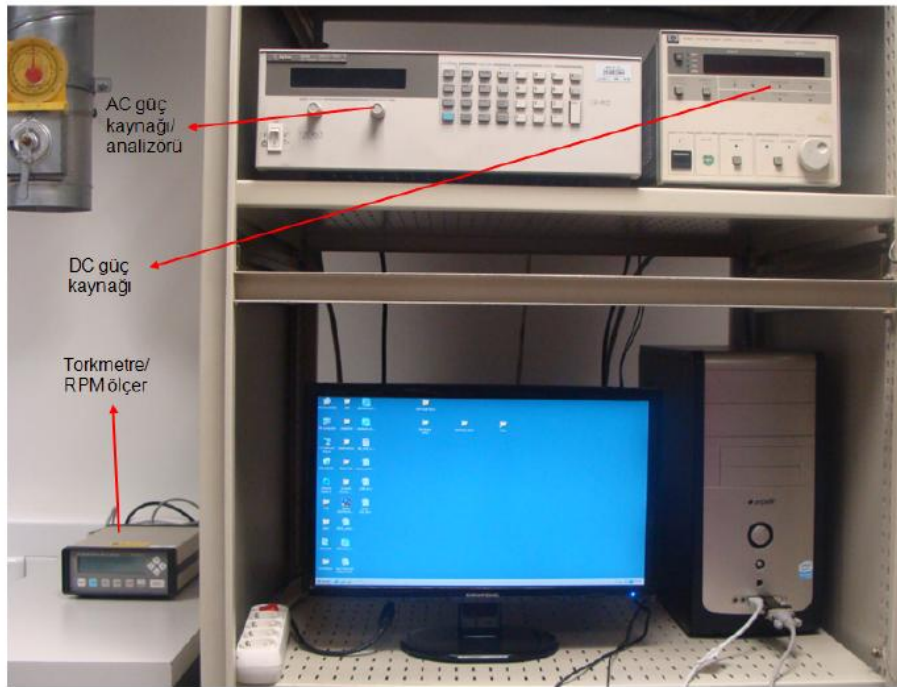
Şekil 3.2: Mevcut kompresörde kullanılan elektrik motoru.

3.2.1 Deney Sistemi

Elektrik motorunun tork-devir ilişkisinin ve verim değerlerinin elde edilmesi için motor test deney düzeneği kullanılmaktadır. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te test düzeneğinin görünümü verilmiştir. Deney düzeneği DC motor, fren, ara kaplinler, ön ve arka yataklar, termokupllar, AC güç kaynağı, DC güç kaynağı, bilgisayar, ayna ve varyaklardan oluşmaktadır.



Şekil 3.3: Motor test düzeneğinin görünümü.

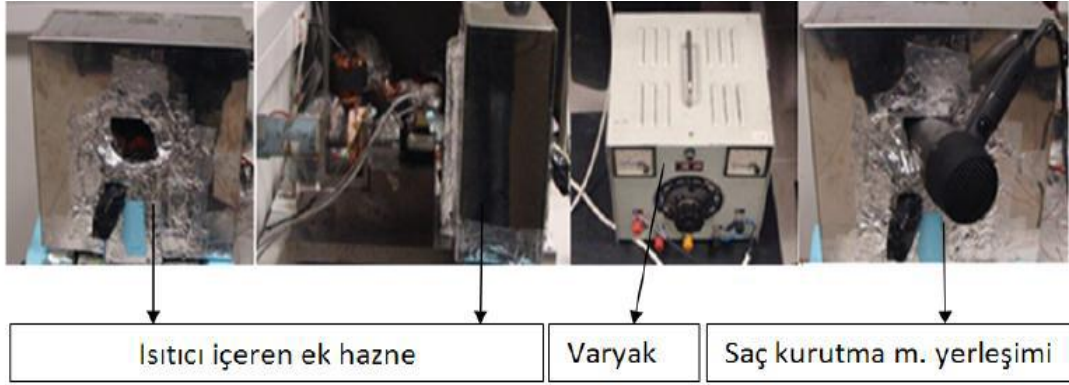


Şekil 3.4: Güç kaynakları, bilgisayar ve veri toplayıcılar.

DC motor sistemin dışarıdan tahrik edilerek yataklardaki sürtünme kayıplarının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Manyetik fren için DC güç kaynağı kullanılarak motor üzerinde yük oluşturulmakta, elektrik motorunun tahrik edilmesi için ise AC güç kaynağı kullanılmaktadır. Motorun tork ve hız değerleri torkmetre ile okunmakta ve hızlı veri toplama işlemi gerçekleştirilmektedir.

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.

Motor testleri sıcak ve soğuk olarak yapılmaktadır. Sıcak testler için Şekil 3.5'te görüldüğü gibi motor ve ayna, ısıtıcı içeren bir hazne içerisine alınmaktadır. Varyak ile ısıtıcı kontrol edilirken saç kurutma makinesi ile sıcaklığın homojen dağılımı sağlanmaktadır. Stator ön ve arka sargı başları, ayna üstü, ön yatak ve arka yatak kısımlarına eklenen termokupllarla sıcaklıklar test sürerken takip edilmektedir.

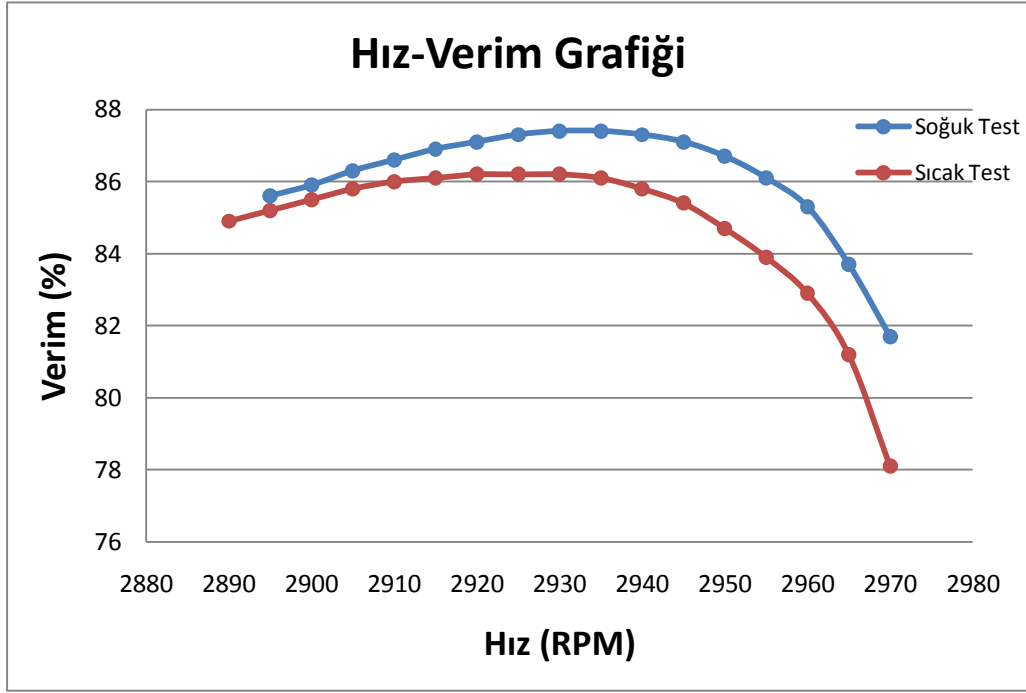


Şekil 3.5: Sıcak çalışma şartlarında deney düzeneği görünümü

3.2.2 Motor Test Sonuçları

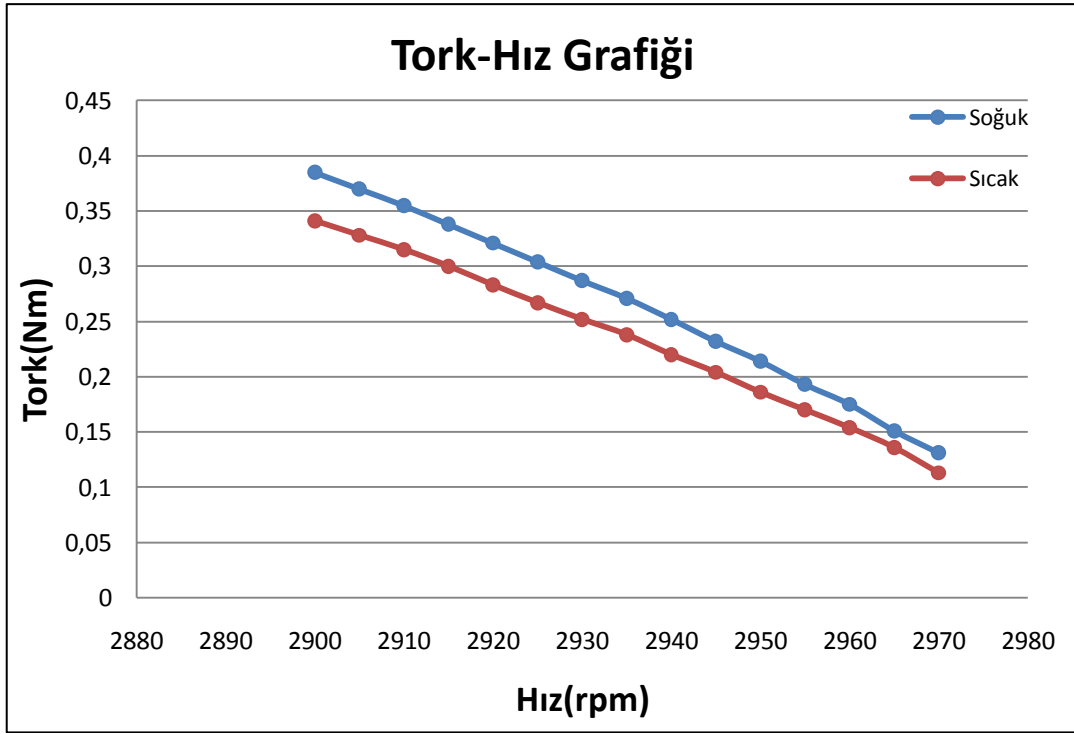
Elektrik motoru sıcak ve soğuk çalışma şartlarına tabi tutularak verim, giriş gücü, tork ve hız değerleri elde edilmiştir. Motor verimi, milden alınan gücün elektriksel giriş gücüne oranıdır. Milden alınan güç, mildeki tork ile açısal hızın çarpımından elde edilmektedir. Farklı hız değerleri için motorun verim değişimi Şekil 3.6'da verilmiştir. Eğrinin elde edilmesi için motor üzerinde farklı hız değeri için yükler

oluşturulmuş ve ölçülen değerlerin ortalaması alınarak 16 nokta elde edilmiştir. Sıcak ve soğuk testler 2895 rpm’de başlatılmış, 2970 rpm’de sonlandırılmıştır. Motorda soğuk testlerde 2930 rpm’e, sıcak testlerde ise 2940 rpm’e kadar kademeli olarak verim artışı görülürken bu değerlerden sonra verim hızlı şekilde azalmaktadır. Soğuk testler için 2920 rpm ile 2925 rpm arası en verimli(%87.4) çalışma aralığı iken sıcak testlerde bu aralık %86.2 ile 2930 rpm ile 2940 rpm arasındır.



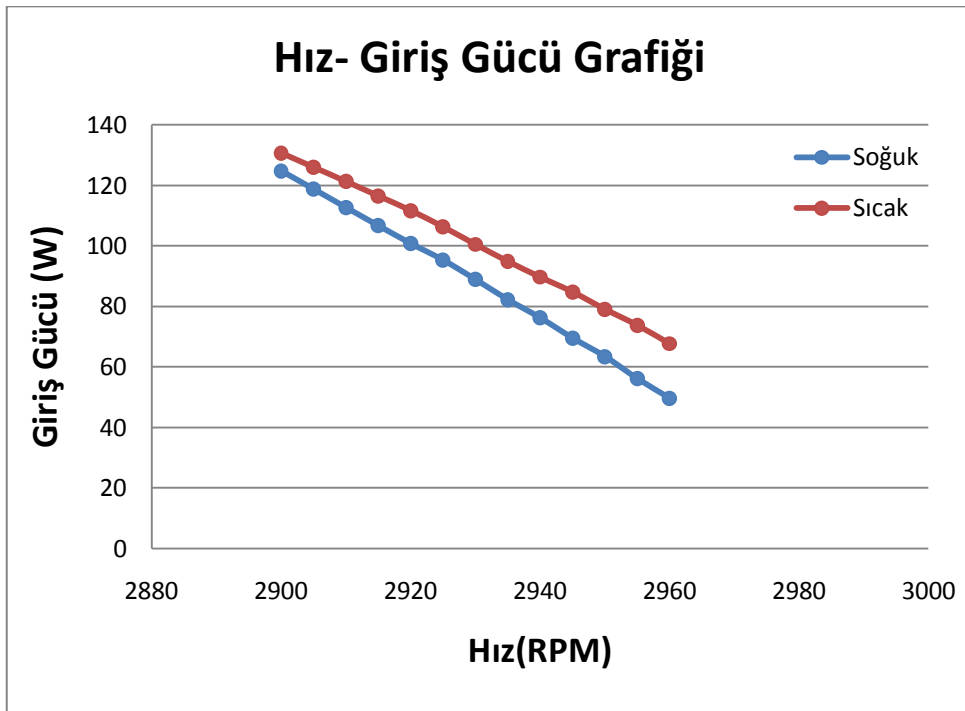
Şekil 3.6: Farklı hızlara göre verimdeki değişim

Şekil 3.7’de 2900-2970 rpm değerleri için motorun tork değerlerindeki değişim verilmiştir. Tork ve hız arasında, bilindiği üzere, ters orantı bulunmaktadır. Düşük hızdan yüksek hız değerlerine doğru tork değeri azalmaktadır. Soğuk test sonuçlarına göre motor veriminin en yüksek olduğu 2920-2925 rpm değerlerinde motorun torku 0.304-0.252 Nm arasında değişmektedir. Sıcak test sonuçlarına göre ise 2930-2940 rpm değerleri arasında tork 0.252-0.238 Nm arasında değişim göstermektedir.



Şekil 3.7: Farklı hızlara göre tork değişimi

Şekil 3.8’de motor gücünün hıza göre değişimi verilmiştir. Tork ile aynı şekilde, düşük hızdan yüksek hıza doğru motor gücü azalmaktadır. Soğuk testler için 2920-2925 rpm değerlerinde motorun çektiği güç 100.8 W ile 95.3 W arasında değişmektedir. Sıcak test için 2930-2940 rpm değerleri arasında 100.5 W ile 89.7 W arasında bir değişim söz konusudur.



Şekil 3.8: Motor gücünün hıza göre değişimi.

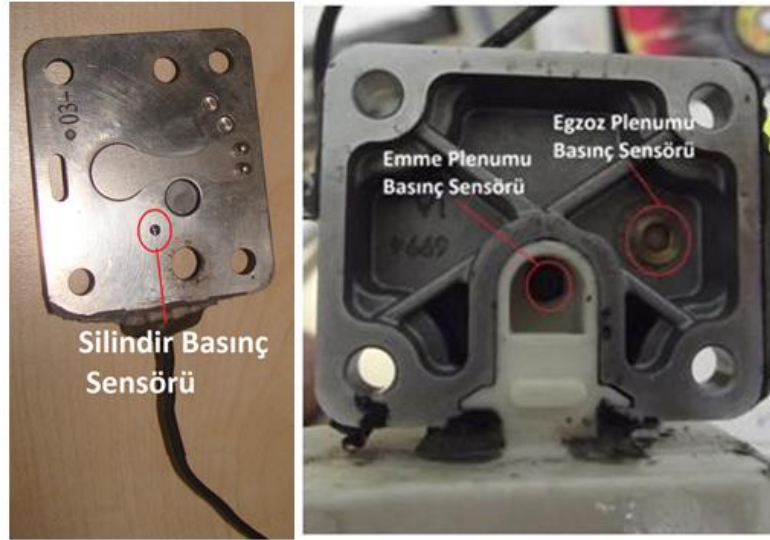
Motor test sonuçları irdelendiğinde kompresör motorunun en verimli olduğu aralıkta çalıştığı görülmektedir. Kompresör çalışma şartlarında yapılan hız ölçümlerine göre motor 2937 rpm’de çalışmaktadır. Sıcak çalışma koşullarında bu noktada verim %86.2 olarak ölçülmüştür. Kompresör üzerinde yapılacak çalışmalarda motora eklenecek yüke bağlı olarak motor verimi düşecek dolayısıyla hermetik kompresör giriş gücü artacaktır. Bu nedenle motor tasarımında kompresör çalışma koşullarını düşünerek en verimli aralığa göre tasarım yapmak önemlidir.

3.3 PV Ölçüm Çalışmaları

Kompresörde sıkıştırma işinin giriş gücünden ayrıştırılması basınç-hacim gösterme (PV) diyagramları yardımıyla yapılmaktadır. Teoride sıkıştırma işi hesaplanabilmesine rağmen, emme ve egzoz safhalarındaki kayıplar 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. Kompresörde kayıp dağılımlarının elde edilmesi termodinamik analiz çalışmaları boyunca yol gösterici olmaktadır.

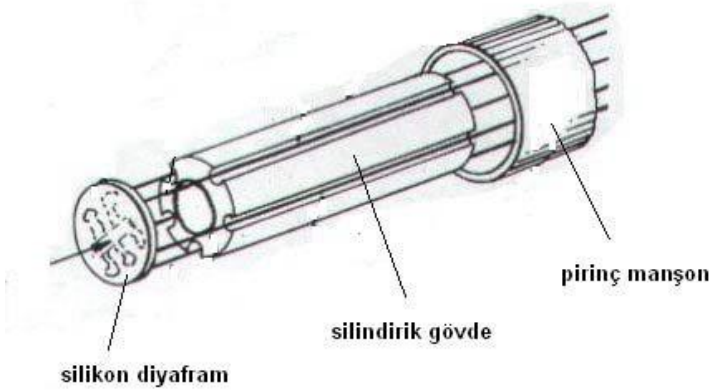
3.3.1 PV deney sisteminin tanıtılması

PV ölçümlerinde soğutucu akışkandaki basınç değişimi hacim değişimine göre elde edilerek gösterge diyagramı elde edilir. Bu amaçla Şekil 3.9 ve Şekil 3.11’de gösterildiği üzere kompresörde değişiklikler yapılmış silindir, egzoz plenumu ve egzoz susturucusunda kullanılmak üzere 4 adet basınç transdüserinden yararlanılmıştır. Silindir basınç transdüseri valf tablası yatay delindikten sonra açılan oluktan geçirilerek yerleştirilmiştir. Egzoz plenumu transdüseri silindir kafası delinerek egzoz plenumuna, emme plenumu transdüseri silindir kafası ve emme susturucusu delinerek emme plenumuna ulaşmaktadır. Egzoz tarafı ölçümlerinde basınç referans değerlerini karşılaştırmak adına bir adet transdüser de egzoz susturucusu üzerinde bulunmaktadır.



Şekil 3.9: PV ölçüm sistemi silindir, emme plenumu ve egzoz plenumu basınç transdüserleri

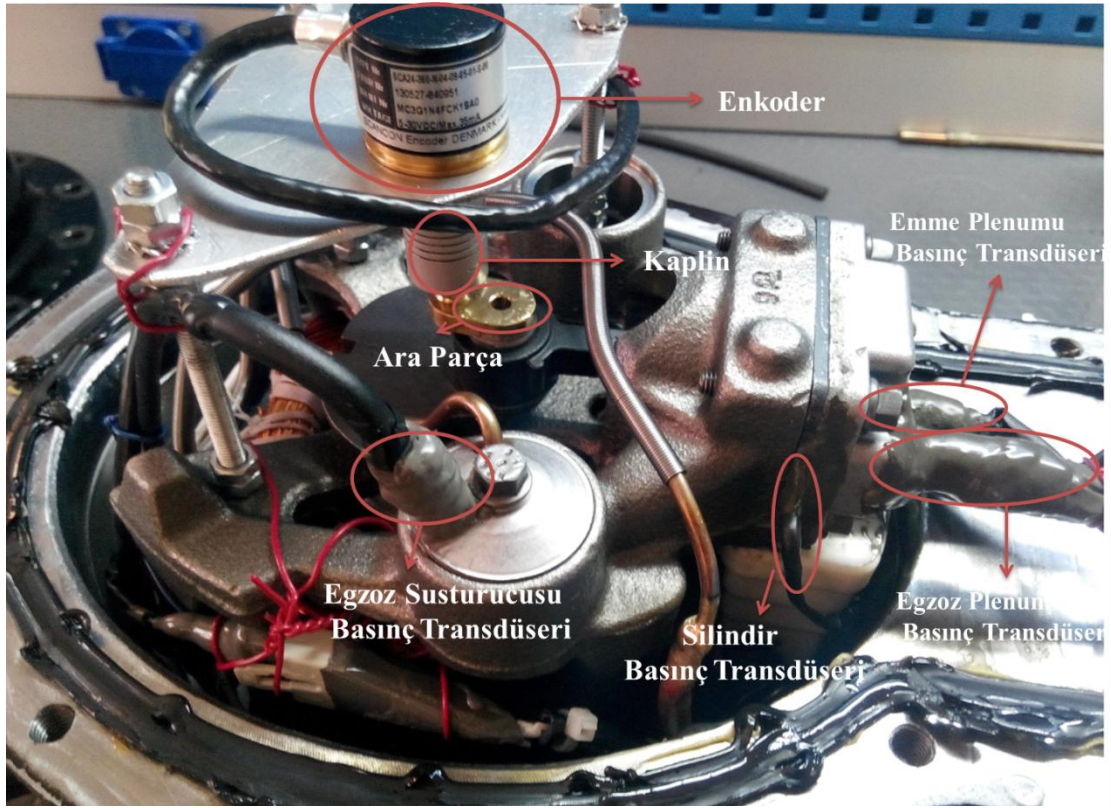
Kullanılan basınç transdüserleri piezo-resistif transdüserlerdir, şematik gösterimi Şekil 3.10'da verilmiştir. Transdüserin basınç ölçülen bölgesinde üzerinde piezo-resistif yarı iletkenlerden oluşan Wheatstone köprüsü bulunmaktadır. Diyafram üzerinde basınç veya kuvvet sonucu oluşan deformasyonlar elektrik sinyallerine dönüştürülmektedir.



Şekil 3.10: Basınç transdüseri bölümleri

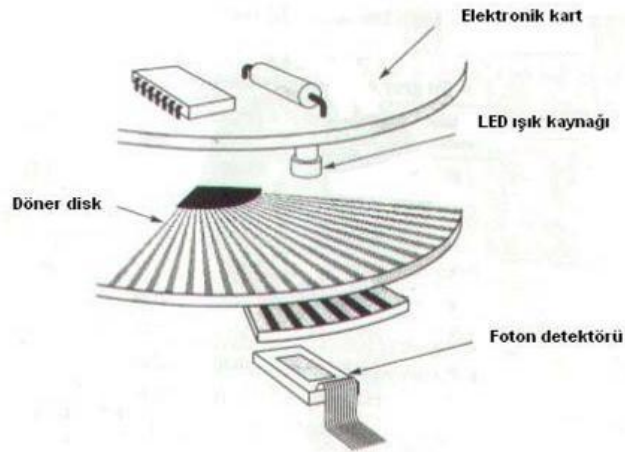
Basıncın krank açısına göre değişimini elde edebilmek için enkoder ile veri toplanmaktadır. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi krank milinin üst kısmına eksen kaçıklığını gideren ara parça ile birlikte optik enkoder yerleştirilmiştir. Enkoder üç ayaklı bir platform ile sabitlenmiş durumdadır. Piston üst ölü noktasıyla enkoderin sinyal verdiği noktaları eşitlemek için kalibrasyon işlemi gerçekleştirilir. Bu

işlemden sonra piston her üst ölü noktaya geldiğinde enkoder bir adet sinyal vermektedir.



Şekil 3.11: pV ölçüm deney düzeneği.

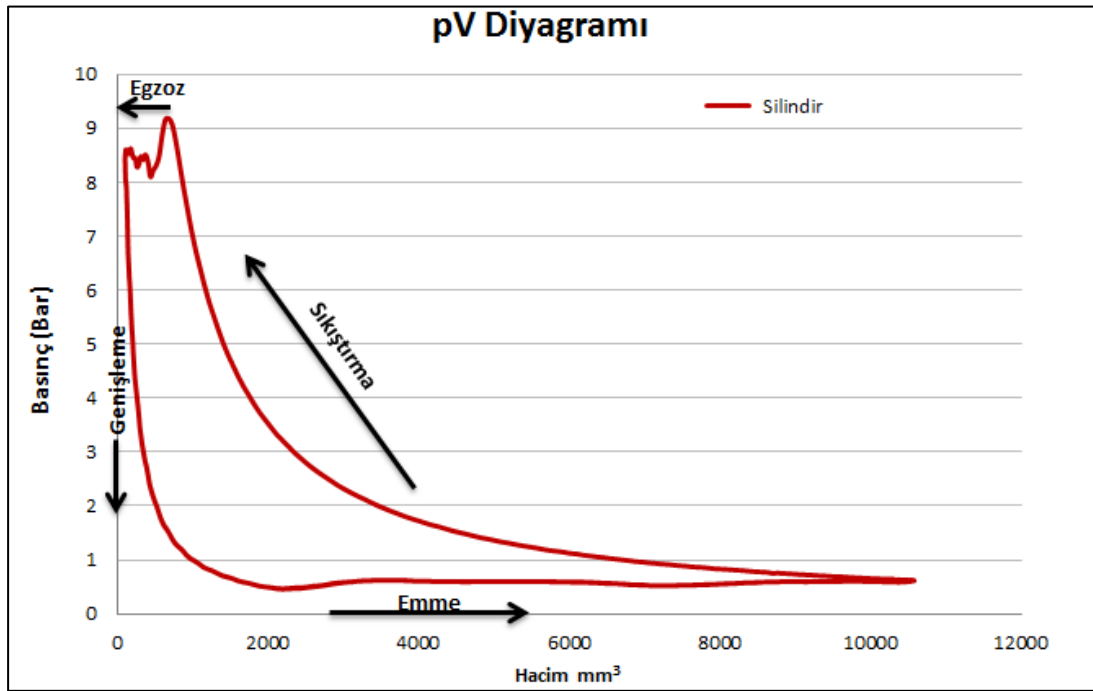
Kullanılan enkoder optik enkoder tipindedir ve Şekil 3.12’de verildiği gibi elektronik kart, LED ışık kaynağı, foton detektörü ve döner diskten oluşmaktadır. Şekilde görüldüğü üzere döner disk opak ve saydam kısımlardan oluşacak şekilde kodlanmıştır. Foton detektörü diskin saydam kısımlarından geçen ışık huzmelerini algılayarak elektrik sinyallerine dönüştürmektedir.



Şekil 3.12: Enkoder bölümleri

3.3.2 PV ölçümleri

Kompresörde PV testleri için hazırlık işlemleri gerçekleştirildikten sonra ASHRAE şartlarında PV testleri yapılmış ve gösterge diyagramı Şekil 3.13 'de verildiği gibi elde edilmiştir. PV diyagramında emme, sıkıştırma, egzoz ve genişleme safhaları silindir hacminin piston hareketine bağlı olarak değişimiyle görülmektedir. Genişleme safhasının sonunda basınç farkı ile birlikte emme valfi açılmakta ve piston alt ölü noktaya doğru hareketine devam etmektedir. Piston alt ölü noktaya ulaştıktan sonra hareket yön değiştirmekte ve sıkıştırma safhası başlamaktadır. Piston üst ölü noktaya doğru silindir hacmindeki akışkanı sıkıştırır ve basınç farkıyla egzoz valfi açılarak, silindirdeki akışkan egzoz plenumuna dolmaya başlar. Egzoz safhasının sonu ve genişleme safhasının başında, piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederken diyagramda görünen hacim ölü hacimdir. Diyagramın içerisinde kalan alan kompresörün sıkıştırma işini vermektedir.

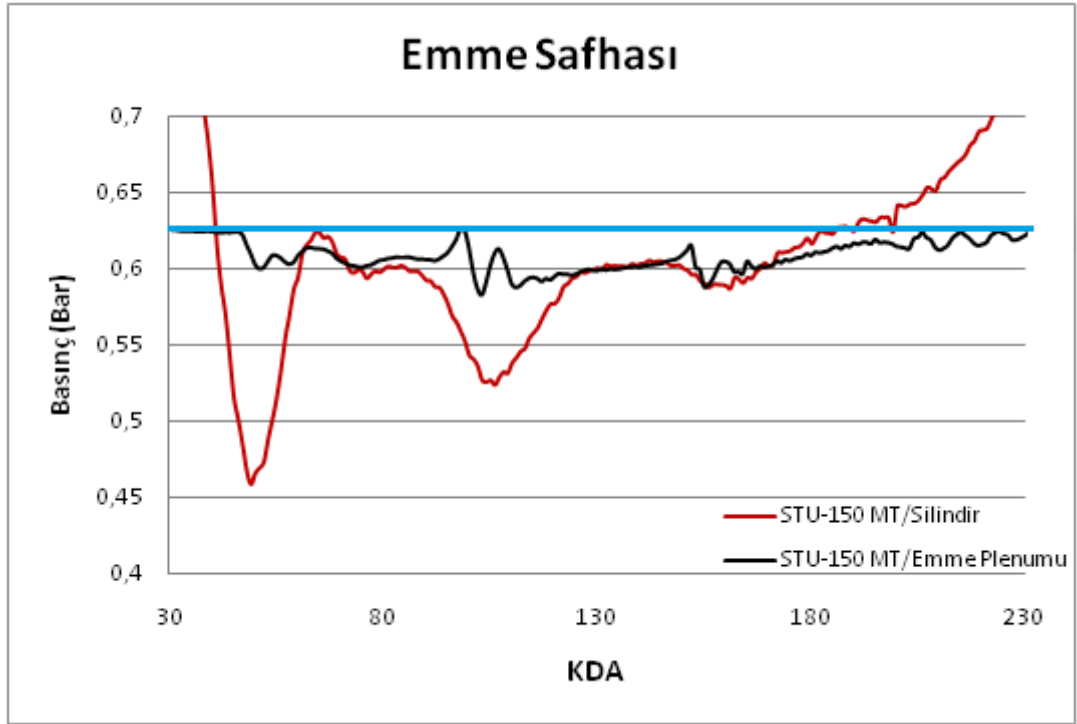


Şekil 3.13: PV diyagramı

Kompresörün krank açısı değişimine göre elde edilen emme safhası grafiği Şekil 3.14 'te verilmiştir. Siyah ile gösterilen silindir basıncı ilk kez 40 krank derece açısı (KDA) civarında kırmızı ile gösterilen emme plenumu basıncının altına düşmektedir. Silindir basıncı ile emme plenumu arasındaki basınç farkı yaklaşık 0.16 bara ulaştıktan sonra emme valfi 46 KDA civarında açılmaktadır. Emme valfi açılıp basınç farkıyla silindire akışkan alınmaya başladıkça emme plenumu basıncının

düştüğü gözlenmektedir. Yaprak emme safhası boyunca üç kez açılıp kapanmaktadır. Piston 175 KDA civarında alt ölü noktaya ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra sıkıştırma işlemine geçilmekte ve grafikte görüldüğü üzere silindir basıncı artmaktadır.

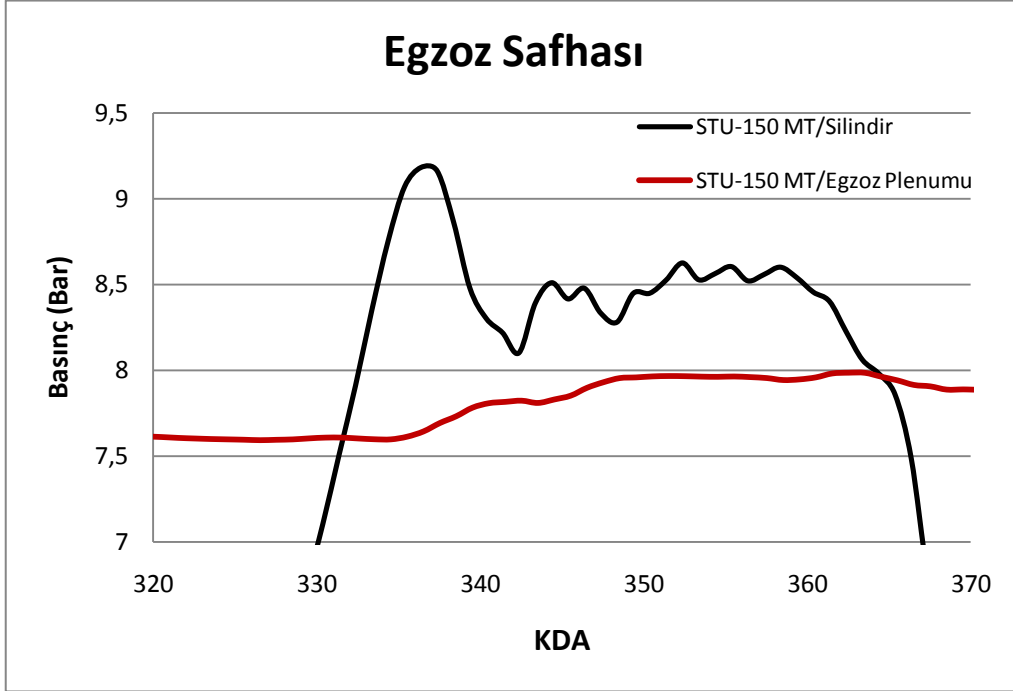
İdeal emme basıncı Şekil 3.14'te mavi renk ile gösterilmiştir. İdeal durumda beklenen ASHRAE şartlarında emme basıncının 0.624 bar'da sabit kalmasıdır. Fakat gerçek çevrimde durum böyle değildir. Silindir ve emme plenumunun ideal emme basıncından sapmaları kayıp olarak ifade edilir. Silindir basıncı ile ideal basınç arasında kalan alan toplam emme hattı kaybını, emme plenumu basıncı ile ideal basınç arasındaki fark emme port kaybını vermektedir.



Şekil 3.14: PV ölçümleri emme safhası grafiği

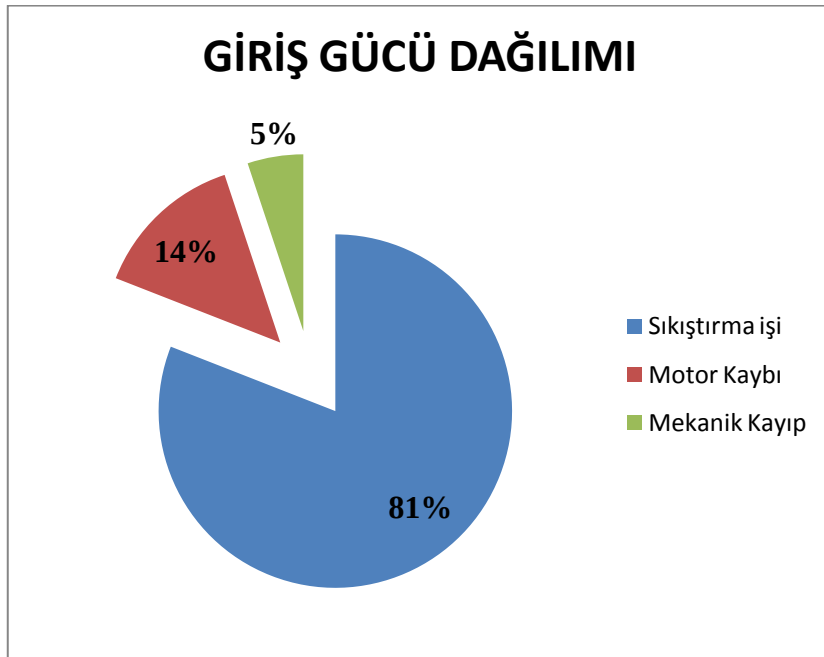
Silindir basıncı ile egzoz plenumunun krank açısına bağlı değişimleri Şekil 3.15 'te verilmiştir. Silindir basıncı 333 KDA civarında egzoz plenumu basıncını geçmekte ve ikisi arasındaki basınç farkı yaklaşık 1.57 bar olana kadar silindir basıncı yükselmektedir. Basınç farkı 1.57 bara ulaştıktan sonra egzoz valfi açılmakta, yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan egzoz plenumuna dolmaktadır. Grafikte görüldüğü üzere silindir basıncındaki düşüşle egzoz plenumu basıncındaki artış birbirine paralel seyretmektedir. Ardından 357 KDA' ya kadar basınç 8.5 bar üzerinde kalmakta, pistonun üst ölü noktaya ulaşmasının ardından silindir basıncı düşme eğilimi

göstermektedir. 365 KDA civarında silindir basıncı egzoz plenumu basıncının altına düşmektedir.



Şekil 3.15: PV ölçümleri egzoz safhası grafiği

Şekil 3.16’da PV sonuçlarından elde edilen kompresör kayıp dağılımı verilmiştir. Giriş gücü mekanik kayıplar, motor kayıpları ve sıkıştırma işinden oluşmaktadır. Sonuçlara göre sıkıştırma işi giriş gücünün % 81’ini, motor kayıpları %14 ve mekanik kayıplar %5’ini oluşturmaktadır.



Şekil 3.16: Giriş gücü dağılımı

PV sonuçları incelendiğinde motor kayıplarının giriş gücünün %14 'ünü oluşturduğu görülmektedir. Bu oran mekanik kayıplar, emme ve egzoz hat kayıpları ve valf tablası kayıplarından yüksektir. Yüksek soğutma etkinlik katsayısı(SEK) değerlerine ulaşabilmek için motor kayıplarının azaltılması diğer kayıpların azaltılmasından daha yüksek etki yapacak görülmektedir. Motor performansındaki değişim kompresör elemanlarını ve SEK' i direkt olarak etkilemektedir. Kompresör performansının artırılması için motorun kompresör performansına etkisinin iyi bilinmesi gerekmektedir.

3.4 Detay Sıcaklık Ölçümleri

Motorun diğer kompresör parçalarıyla ısı alışverişini daha iyi anlayabilmek, yeni tasarımlara temel oluşturulması ve analitik modele girilecek bilgileri elde etmek için detay sıcaklık çalışmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Kompresör parçalarının geometrileri ve konumları gereği motorun farklı bölümlerinde farklı ısı akılarının belirlenebilmesi için elektrik motorunun sıcaklık haritasının çıkartılması önemlidir. Detay sıcaklık çalışmaları kapsamında elektrik motoru ve kompresör genelinde ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Ölçümlerde T tipi termokupl kullanılmakta ve Agilent marka veri toplayıcı cihazlar yardımıyla sıcaklık değerleri bilgisayara aktarılmaktadır. Soğuk kaynak yöntemiyle ölçüm yapılacak noktalara yerleştirilen termokupllar, kompresör muhafazasından açılan kanaldan dışarı alınarak veri toplayıcı kartına bağlanmaktadır. Veri toplayıcı ve termokuplların kanallara yerleştirildiği kartların görünümü Şekil 3.17'de verilmiştir.



Şekil 3.17: Detay sıcaklık çalışmalarında kullanılan veri toplayıcı ve kart yerleşimi

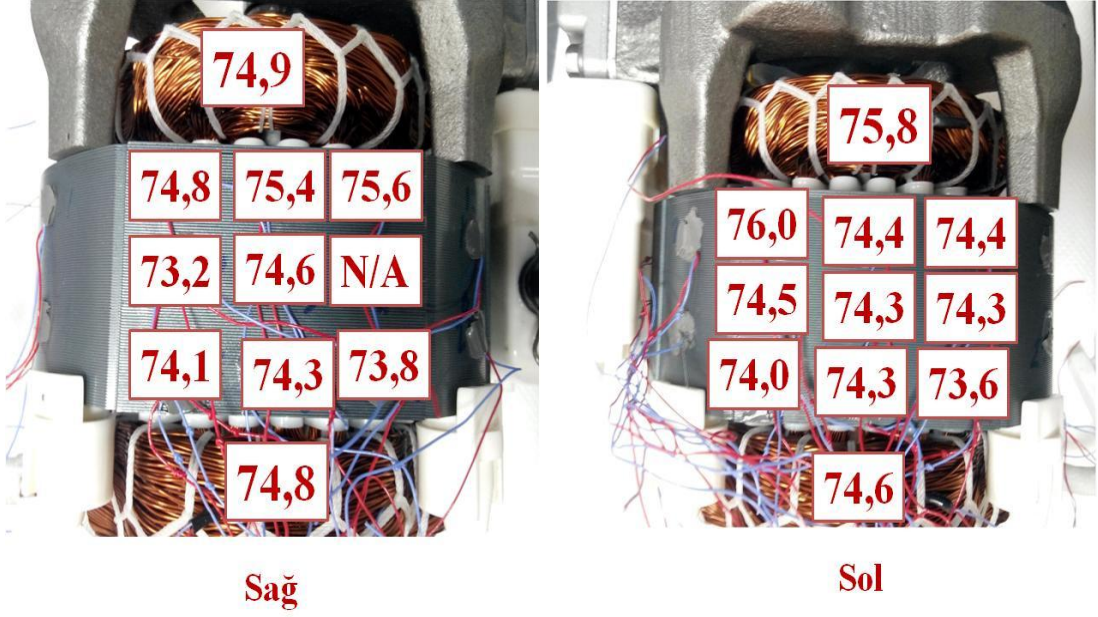
3.4.1 Motor geneli detay sıcaklık ölçümleri

Detay sıcaklık çalışmalarında motorun duran kısmı olan stator laminasyon ve stator sargıları üzerinden 40 termokupl ile ASHRAE şartlarında ölçümler alınmıştır. Termokupllar soğuk kaynak yöntemi kullanılarak ölçüm noktalarına sabitlenmiştir. Termokuplların yerleştirildikleri yer ve sayıları aşağıdaki Çizelge 3.1'deki gibidir:

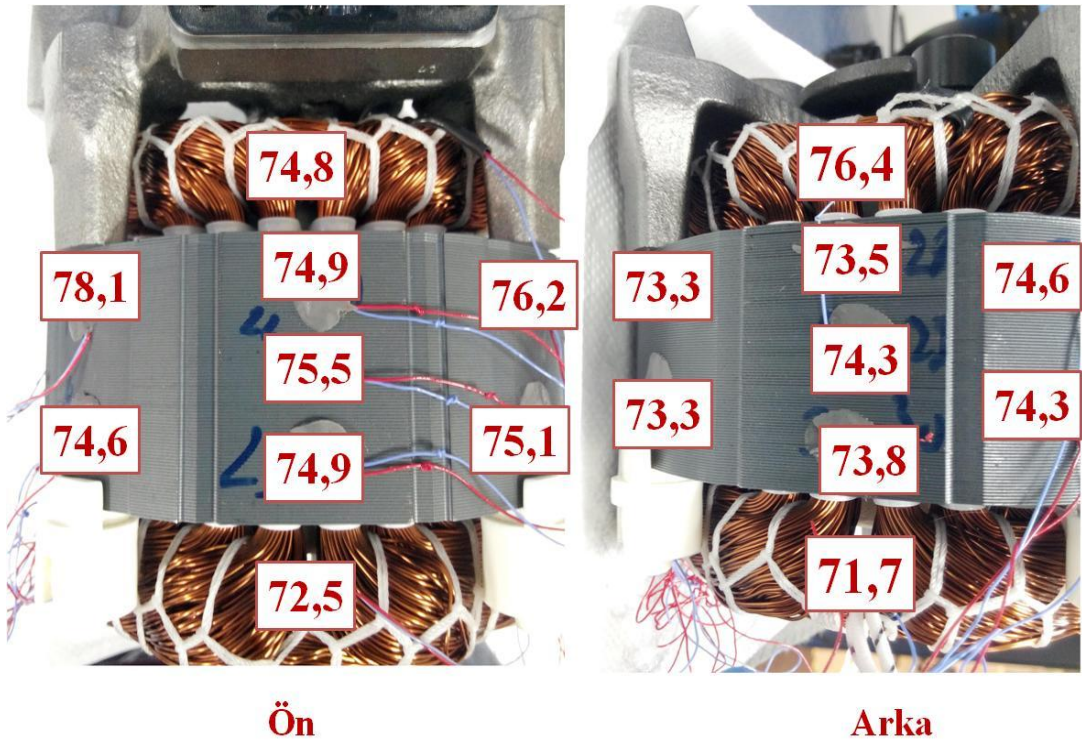
Çizelge 3.1: Motor detay sıcaklık çalışmasında termokuplların yerleştirildikleri bölgeler ve yerleri.

BÖLÜM	ÖLÇÜM NOKTASI	TERMOKUPL SAYISI
Stator Laminasyon	Sol	9
	Sağ	9
	Ön	7
	Arka	7
Stator Sargısı	Sol-Üst	1
	Sol-Alt	1
	Sağ-Üst	1
	Sağ-Alt	1
	Ön-Üst	1
	Ön-Alt	1
	Arka-Üst	1
	Arka-Alt	1

Şekil 3.18 ve Şekil 3.19'da ölçüm alınan motor bölümleri ve sıcaklık değerleri gösterilmektedir. Sıcaklıkların motor laminasyonunda neredeyse homojen dağıldığı görülmektedir. Motorun üst bölümünde egzoz borusuna yakınlığa bağlı olarak diğer bölümlerden daha sıcak bir bölüm görülmektedir. Bunun dışında ön ve arka kısımlarda stator uç sargılıları, yağ ile temas ettiklerinden bir miktar soğukturlar. Bu bölümler dışında stator sargıları da dahil sıcaklıkların görece homojen bir dağılım gösterdiğini söylemek mümkündür. Noktalar arası sıcaklık farkları 1-2 °C kadardır.



Şekil 3.18 Motorun sağ ve solunda sıcaklık alınan ölçüm noktaları ve değerleri.



Şekil 3.19: Motor önü ve arkası için stator laminasyon ve sargılarında sıcaklık ölçüm noktaları.

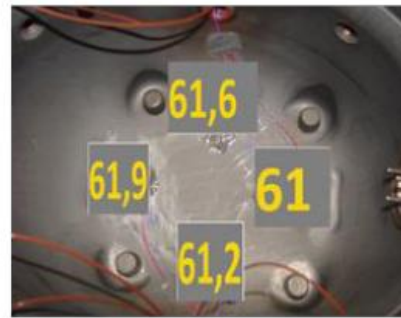
3.4.2 Kompresör genelinde detay sıcaklık ölçümleri

Motor detay sıcaklık çalışmasının ardından kompresör genelinde detay sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Termokupl yerleştirilen bölümler ve termokupl sayıları Çizelge 3.2’de verildiği gibidir:

Çizelge 3.2: Kompresör geneli detay sıcaklık çalışmasında termokuplların yerleştirildikleri bölgeler ve sayıları.

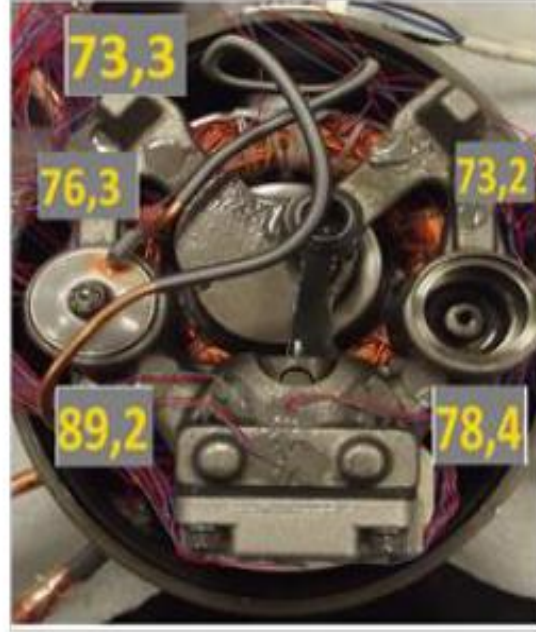
Eleman		Soğutkan Hattı	
Ölçüm Noktası	Termokupl Sayısı	Ölçüm Noktası	Termokupl Sayısı
Muhafaza	4	Emme borusu	1
Taban Yağ	4	Körük	2
Gövde	6	Egzoz Borusu	2
Silindir Cıdarı	4	Emme Susturucusu İçi	3
Silindir Kafası	2	Emme Plenumu	2
Egzoz Susturucusu	2	Egzoz Plenumu	3
Emme Susturucusu	13	Egzoz Hattı	2
		İç Gaz	5

Alt ve üst muhafazaya 4'er adet termokupl yerleştirilmiştir. Üst muhafazada yüzey sıcaklığı okunurken, alt muhafazada termokupl uçları yağ ile temas edecek şekilde konumlandırılıp yağ sıcaklıkları alınmıştır. Şekil 3.20'de iki muhafazaya ait sıcaklık ölçümleri verilmiştir:



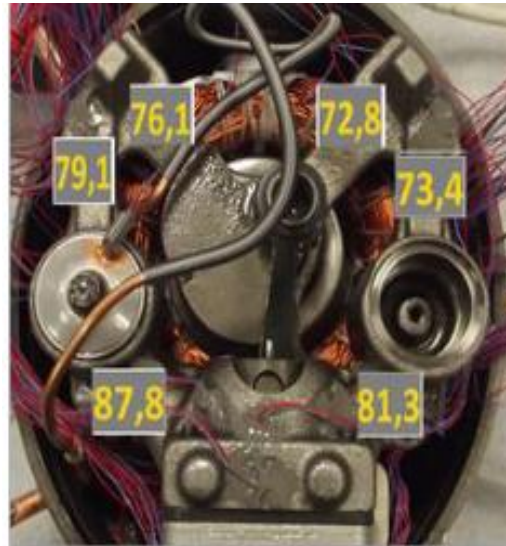
Şekil 3.20: Muhafaza ve taban yağ sıcaklıkları

Gövde üzerinde 5 noktada termokupl uçları iç gaz ile temas edecek şekilde konumlandırılmış ve veri toplanmıştır. Sıcaklık alınan bölgeler ve değerleri Şekil 3.21'de gösterilmiştir:



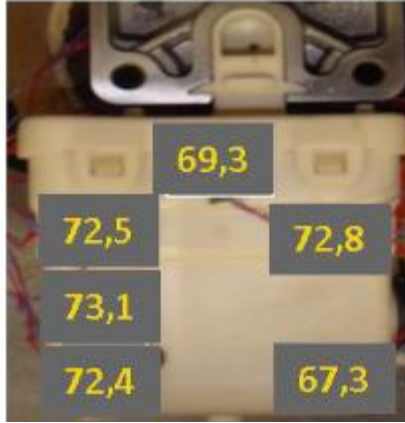
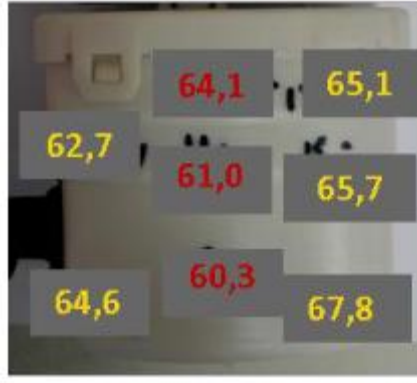
Şekil 3.21: İç gaz sıcaklıkları.

Gövde üzerinden 6 noktada sıcaklıklar toplanmıştır. Termokupl uçları yüzey ile temas halindedir, iç gaz ile bağlantıları bulunmamaktadır. Elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 3.22'deki gibidir:



Şekil 3.22 Gövde sıcaklıkları.

Şekil 3.23'te görüldüğü üzere emme susturucusunda 14 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ön ve arka yüzeylerde toplamda 11 termokupl kullanılarak yüzey sıcaklıkları elde edilmiştir. Aşağıda kırmızı ile gösterilen bölümlerde susturucu delinerek iç gaza uzatılan termokupllarla ölçüm yapılmıştır.



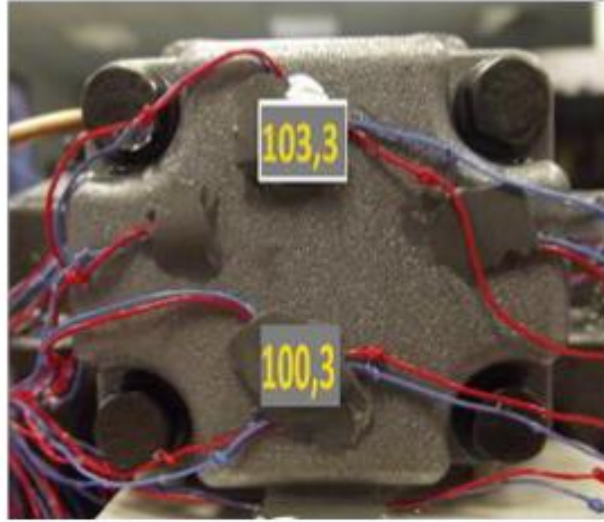
Şekil 3.23: Emme susturucusu içi, ön ve arka bölüm sıcaklıkları.

Egzoz plenumu sıcaklıkları için silindir kafası 3 noktadan delinmiş ve termokupl uçları egzoz plenumundaki gaza temas edecek şekilde içeri uzatılmıştır. Şekil 3.24'te egzoz plenumundan sıcaklık alınan noktalar ve sıcaklık değerleri verilmiştir:



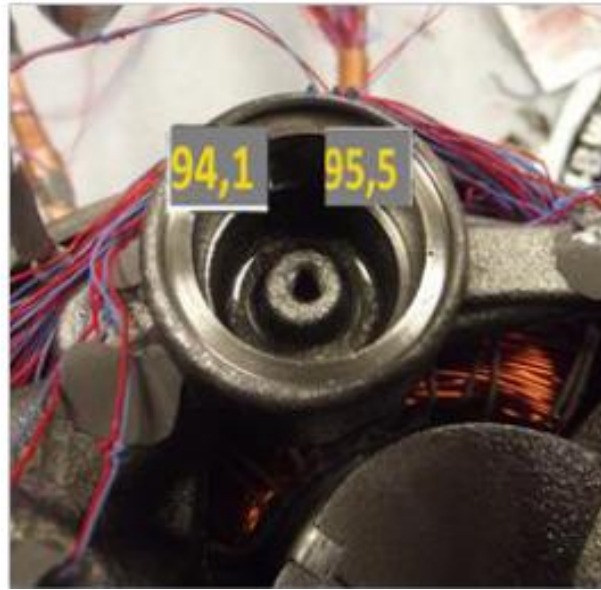
Şekil 3.24: Egzoz plenumu sıcaklıkları.

Silindir kafası ölçümleri için 2 adet termokupl kullanılmıştır. Sıcaklıklar silindir kafası yüzeyinden alınmıştır. Silindir kafası yüzey sıcaklıkları Şekil 3.25'teki gibidir:



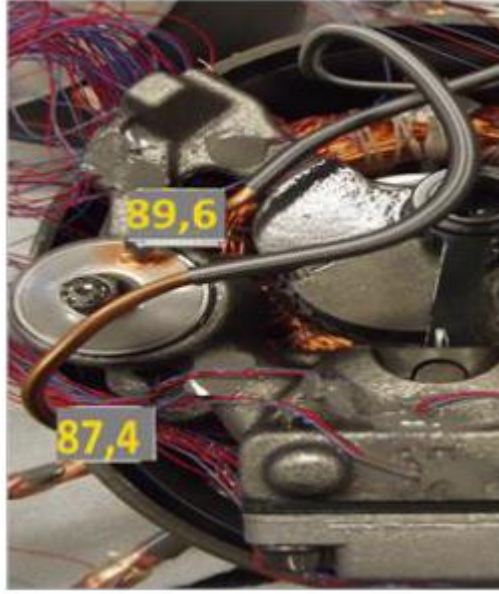
Şekil 3.25: Silindir kafası sıcaklıkları.

Egzoz susturucu üzerinde gövde tarafında açılan iki delikle iç gaza termokupllar uzatılmış ve sıcaklık verileri toplanmıştır. Sonuçlar ve termokupl konumları Şekil 3.26’da verilmiştir:



Şekil 3.26: Egzoz susturucusu sıcaklıkları

Egzoz hattı sıcaklıkları titreşim borusu girişi ve egzoz borusu ile birleşim noktalarından alınmıştır. Konum ve değerler Şekil 3.27’de gösterilmiştir:



Şekil 3.27: Egzoz hattı sıcaklıkları.

Detay sıcaklık ölçüm sonuçlarına göre kompresörde en sıcak bölgeler silindir kafası ve egzoz plenumu bölümleridir. Bu bölümler valf tablası, muhafaza içi gaz ve emme susturucusuyla ısı temas halindedir. Egzoz plenumundaki yüksek sıcaklık nedeniyle valf tablası ve gövde ısınır, piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya giderken emilen düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına neden olur. Bu durumda silindire emilen akışkan debisi düşecek, hacimsel verim ve soğutma kapasitesi azalacaktır.

Silindir kafasıyla iç gaz arasındaki ısı geçişi nedeniyle iç gaz sıcaklığındaki değişim kompresör performansını direkt olarak etkilemektedir. Ortalama iç gaz sıcaklığındaki azalma kompresörün hem ısı hem de elektriksel açıdan daha verimli çalışmasını sağlamaktadır. Yüksek sıcaklıktaki iç gaz, motor veriminin düşmesine, kompresör parçalarının ve yağın ısınmasına neden olur. Bunun yanında, emme susturucusu körüğünden emilen taze soğutucu akışkanla bir miktar karıştığından, emme susturucusu içine dolan soğutucu akışkanın ortalama sıcaklığını da yükseltir. Sıcaklıktaki bu yükseliş silindire alınan akışkanın kütleli debisinde azalma, dolayısıyla soğutma kapasitesinde (W) düşüş meydana getirmektedir. Bu nedenlerle kompresörün en sıcak bölgeleri olan egzoz plenumu ve silindir kafasından iç gaza geçen ısı azaltılması kritik önem taşımaktadır.

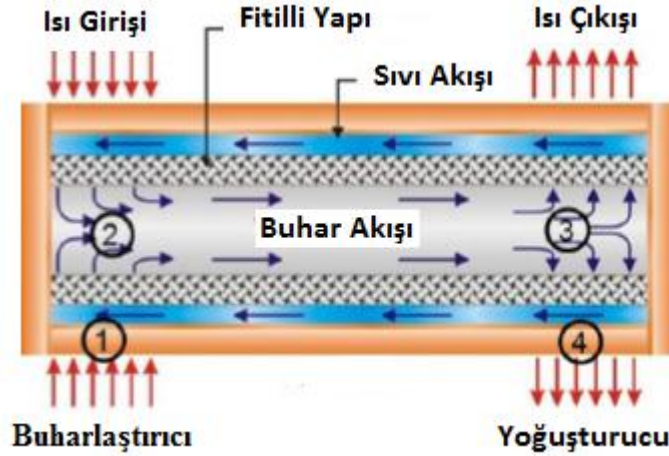
Kompresör parçaları incelendiğinde en soğuk bölge emme susturucudur. Emme borusundan emilen soğutucu akışkan susturucu içindeki kanal ve hacimlerden geçer

ve kademeli olarak ısınarak emme plenumuna kadar ulaşır. Susturucuda görece sıcaklıklar düşük olduğu için bu bölüme bakan elektrik motoru yüzeyinden ısı akısının diğer bölümlere göre daha yüksek olması beklenen bir durumdur. Bu nedenle bu bölümde motordan iç gaza taşınımın yanında susturucuya bakan yüzey ile ışınm mekanizmasıyla ısı geçişi de kritik önem taşımaktadır. Susturucu içerisindeki soğutkanın ısınmasında motor etkisini azaltmak amacıyla bir takım önlemler almak kompresör performansına olumlu etki yapacaktır.

3.5 Isı Borusu ile Motorun Soğutulması

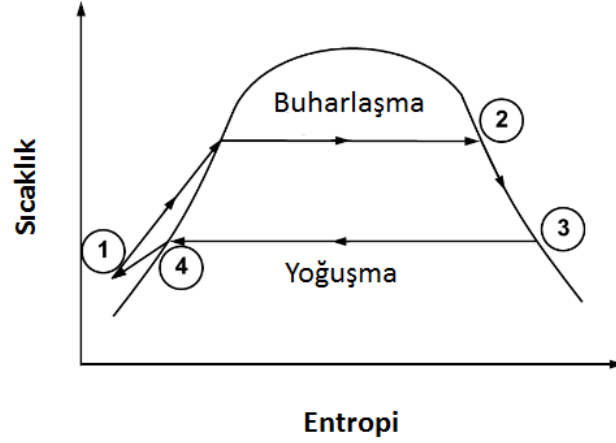
Isı borusu teknolojisi yeni sanılmasına rağmen konsept olarak 19. yüzyılın sonlarından beri kullanılmaktadır. 1892 yılında Angier March Perkins tarafından patentlenmiştir. Isı boruları, kapalı bir hazne içerisinde iki fazlı akışkan sayesinde, ısıyı iki farklı bölge arasında taşıyan borulardır. Kullanılan hazne vakumlanmıştır ve içerisinde genel olarak su veya aseton bulunur. Isı borusunun bir ucundan ısı çekilerek içerideki akışkan buharlaştırılır ve borunun diğer ucundan ısını ortama atarak yoğuşur. Yoğuşan akışkanın tekrar buharlaştırıcı uca dönmesi yerçekimi, kılcal kanallar veya fitilli yapı sayesinde olabilmektedir [22].

Isı borusu mekanizması basit olarak Şekil 3.28’de gösterilmektedir:



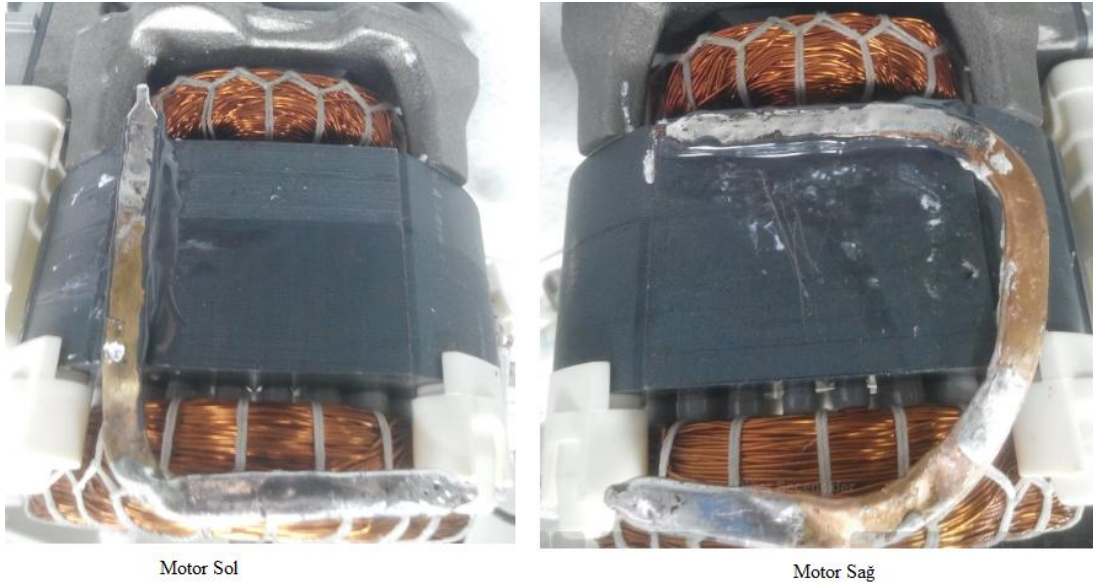
Şekil 3.28: Isı borusu çalışma mekanizması [22].

Isı borusunun çalışmasına ait sıcaklık-entropi (T-s) grafiği Şekil 3.29’daki gibi verilmiştir. Akışkan 1 noktasından ısı çekerek 2 noktasına kadar buharlaşır. Sonrasında 3 noktasından ortama ısı atmaya başlayarak 4 noktasına kadar yoğuşur ve doymuş sıvı bölgesindeki 1 noktasına gelerek çevrime devam eder [22].



Şekil 3.29: Isı borusu için sıcaklık-entropi diyagramı [22].

Elektrik motorunun soğutulması için ısı borularından yararlanılmıştır. Isı borularında hareketli parça yoktur, sessiz çalışırlar ve çok farklı geometrilerde üretilebilirler. Bu özellikleri ile hermetik kompresörlerde kullanıma oldukça elverişlidirler. Şekil 3.30'da hermetik kompresör motoru üzerine yerleştirilmiş ısı boruları görülmektedir. Çalışmada stator laminasyonundan iki ısı borusuyla ısı çekilerek motorun soğutulması hedeflenmiştir. Isı borularının yoğuşturucu uçları motorun sağ ve sol tarafına yerleştirilmiştir. Uygun geometride ısı borusu bulunamadığından ısı borularının esnekliklerinden yararlanılarak bir miktar orijinal geometrileri değiştirilmiştir.



Şekil 3.30: Elektrik motoru stator laminasyonuna yerleştirilen ısı boruları.

Isı borularının iki uçları arasında sıcaklık düşümü çok azdır. Bu nedenle geçtiği bölgeyi ısıtmadan yoğuşturucu ucuna ısıyı taşırlar. Çalışmada ısı borularının buharlaşma ucu laminasyona soğuk kaynak yöntemiyle birleştirilmiş, yoğuşturucu ucu ise stator sargılarının hemen yanından kartere ulaştırılmıştır. Yoğuşturucu uçları yağa daldırılan ısı boruları, krank milinin dönüşü nedeniyle hareketli olan yağa zorlanmış taşınım ile ısılarını atmaktadırlar. Bu sayede ısı borularının daha etkin çalışması hedeflenmiştir. Ancak kompresörde yağın ısınması kompresör performansını olumsuz etkilediğinden istenmeyen bir durumdur. Isınan yağ krank milinin üst ucundan yataklara ulaştırılırken aynı zamanda kompresör parçalarının üzerlerinden akmaktadır. Parçaların üzerinde oluşan yağ filmleri yüzeyler ile ısı geçişi bulunduğu için kompresör performansı olumsuz etkilenecektir. Bunun yanında ısınan yağın viskozitesi düşer. Düşük viskoziteli yağ yataklarda etkin yağlamanın yapılamamasına neden olarak aşınmalara, kaymalı yatakların bozulmasına sebebiyet verebilir. Bu olumsuz etkiler göz önünde bulundurularak bir ısı borusu da yağ ile dış ortam arasına yerleştirilmiştir (bkz. Şekil 3.31). Alt muhafaza delinerek yağın içerisine gelecek şekilde bir ısı borusu soğuk kaynak yöntemiyle sabitlenmiştir. Borunun muhafaza dışında kalan yoğuşturucu ucu üzerindeki kanatlar sayesinde ortama daha fazla ısı atılmaktadır.



Şekil 3.31: Yağdan dış ortama ısı taşıyan ısı borusu.

Isı borulu kompresör yukarıda bahsedildiği gibi hazırlanarak kalorimetreye bağlanmış ve ASHRAE şartlarında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deney Çizelge 3.3' teki gibidir:

Çizelge 3.3: Stator laminasyonu ve karterine ısı boruları yerleştirilen kompresör kalorimetre ölçümleri.

	Kapasite (W)	Giriş Gücü (W)	SEK(W/W)
Orijinal	183,2	95,5	1.92
Isı Borulu Komp.	183.2	94.6	1.94
FARK	% 0.0	% -0.9	0.017

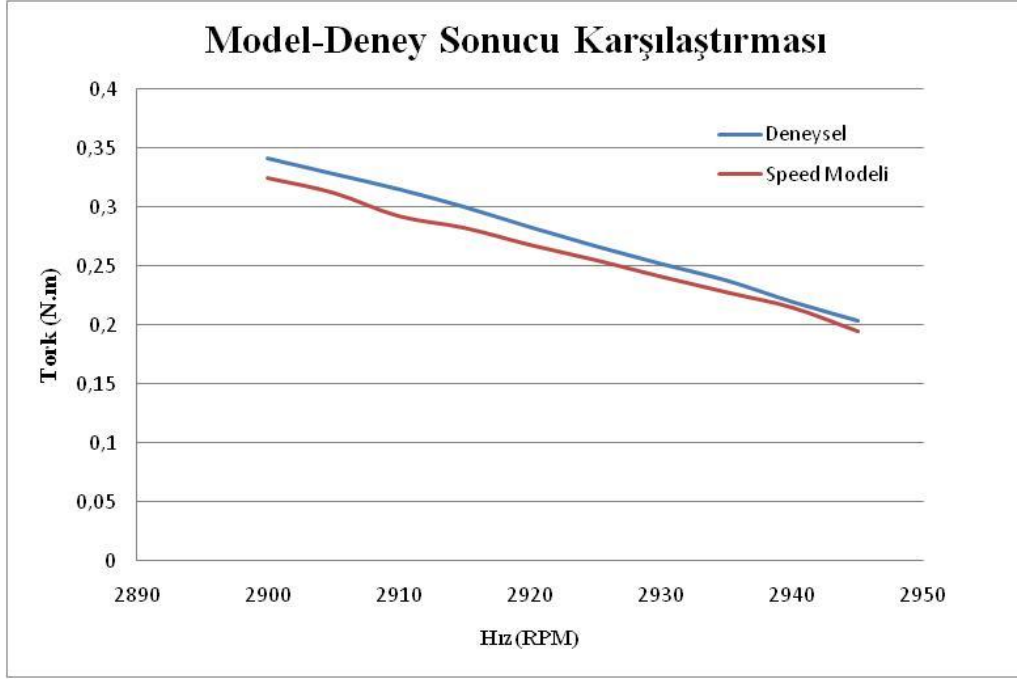
4. ISI GEÇİŞİ AĞI ANALİTİK MODEL ÇALIŞMALARI

Isı geçişi ağı kompresör genelinde ve motor özelinde olmak üzere iki farklı programda analitik olarak incelenmiştir. Motor-CAD programı kullanılarak motor özelinde sıcaklık dağılımları incelenmiş, soğutma yöntemlerine motorun verdiği karşılık irdelenmiştir. Matlab kullanılan ikinci modelde elektrik motorunun ısıl temas halinde olduğu diğer kompresör parçalarıyla olan ilişkisi ve kompresör genelindeki ısı ve sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir.

4.1 Elektrik Motorunun Analitik Olarak Modellenmesi

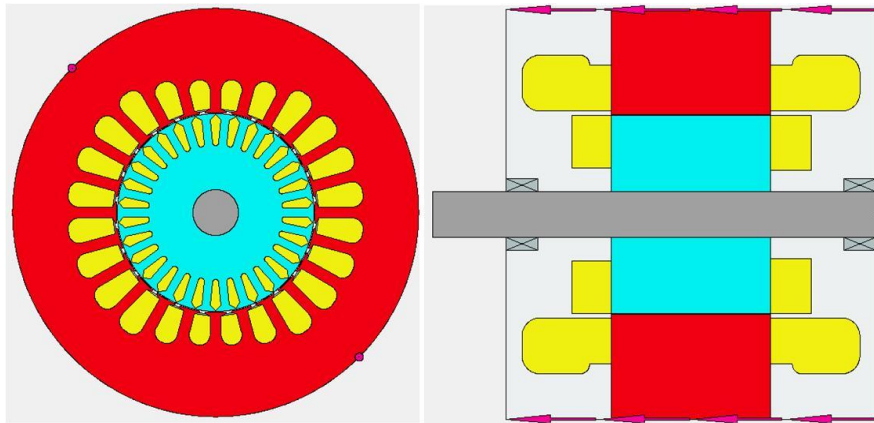
Elektrik motoru Motor-CAD programında modellenerek analitik olarak çözdürülmüştür. Model analitik eşdeğer devre analizi yöntemiyle çalıştığından hızlı şekilde sonuç almak mümkündür. Isıl dirençler motor geometrik değişkenleri ve malzeme özellikleri kullanılarak hesaplanmakta, stator laminasyon, sargılar, şaft vb motor bölümlerinin sıcaklıkları elde edilebilmektedir.

Motor değişkenleri, tasarımcıların motorun tasarımı ve analizinde yararlanan SPEED programında oluşturdukları modelden alınmış, elde edilen geometrik büyüklüklerle Motor-CAD programında yeni model oluşturulmuştur. Şekil 4.1’de model ve deneysel sonuçlar için tork-hız grafiği verilmiştir. İki grafikte de hız artışına bağlı olarak tork kademeli şekilde azalmaktadır. 2940 rpm değerinde modelde tork 0.21 Nm değerindeyken motor test sonuçlarında 0.22 Nm değerindedir.



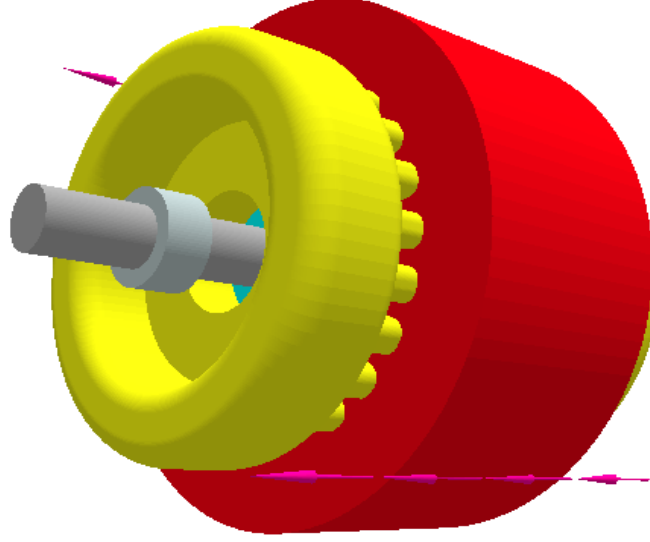
Şekil 4.1: SPEED modeli ve motor test Tork-Hız grafikleri

Motor-CAD programında modellenen motorun önden ve yandan görüşü Şekil 4.2’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere motor 24 stator, 30 rotor oluğuna sahiptir. Stator çapı 124.8 mm, stator deliği 61.018 mm’dir. Orijinal durumdan farklı olarak stator dairesel modellenmiştir. Motor etrafındaki akışkan sıcaklığı hem motor deneylerinde hem de kompresör içerisinde bulunduğu her hangi bir muhafaza kullanılmamış, motor etrafındaki akışkan modellenerek orijinal duruma yaklaşmak hedeflenmiştir. Motor etrafındaki akışkan R600a, motor iç akışkanı olarak ise kompresörlerde kullanılan yağın üretici firma tarafından belirtilen değerleri girilmiştir. Motor hızı kompresör içerisindeki yükü esas alınarak 2937 rpm olarak girilmiştir.



Şekil 4.2: Modelin önden ve yandan görünüşü.

Şekil 4.3'te modelin üç boyutlu görünümü verilmiştir. Stator uç sargıları, şaft, rulman ve akışkanın akış yönü açıkça görülmektedir. Modelde krank mili yerine aynı çapta şaft kullanılmış ve iki ucundan rulmanlarla yataklanmıştır.



Şekil 4.3: Modelin üç boyutlu görünümü.

Şekil 4.4'te oluşturulan modelin ısı geçişi ağı şematik görünümü verilmiştir. Stator kırmızı, rotor mavi, sargılar ve rotor üst bölümü sarı, şaft gri, kapaklar kahverengi ile temsil edilmektedir. Model oluşturulurken kapak kalınlıkları sıfır verildiği için ısıl direnç oluşturmamakla beraber şematik gösterimde yer almışlardır.

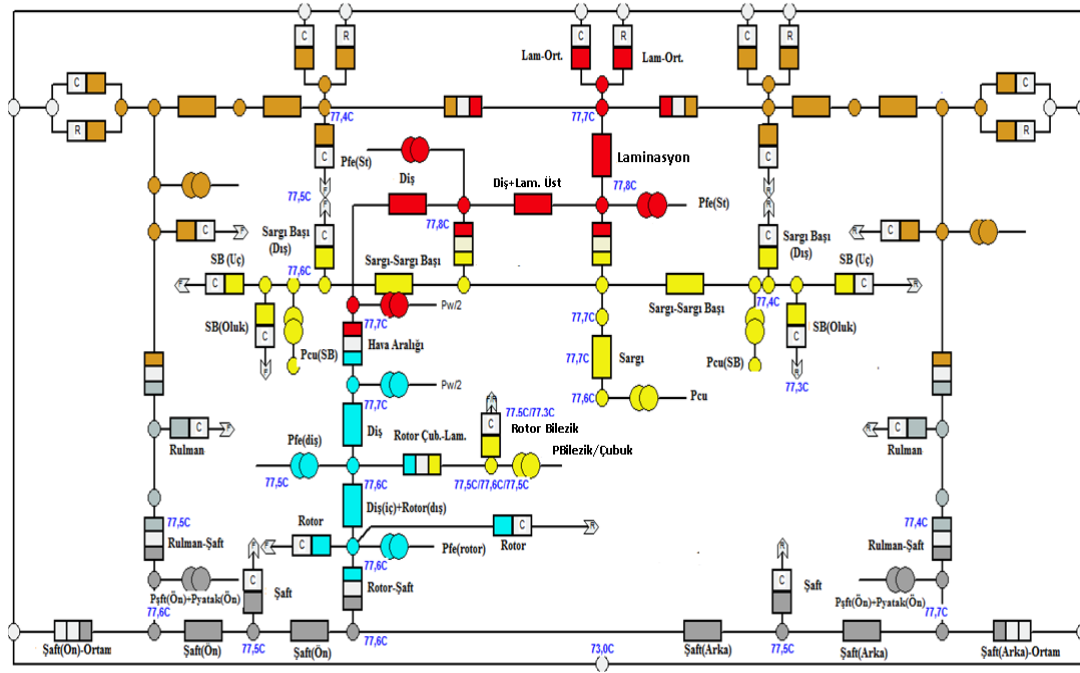
Şematik gösterimde sembollerin anlamları, renklerden bağımsız olarak, Şekil 4.5'de verilmiştir. Bu semboller ışığında şematik ısı geçişi ağında ısıl dirençler, ara yüzler, düğümler, taşınım ve ışınila ısı geçişi olan bölgeler ve kayıplar görülmektedir. Kırmızı renkli stator bölgesine bakıldığında ortamdaki gazla hem taşınım hem ışınila ısıl temas halinde olduğu görülmektedir. Sargılar ve rotorla ısı geçişi durumu ara yüz dirençleriyle gösterilmiştir. Rotor ve stator arasında hava aralığından ısı geçişi bulunmaktadır. Stator demir kayıpları üst üste çift daire ile çeşitli laminasyon düğümlerinde verilmiştir.

Sargılar şematik olarak alt ve üst sargı uçlarına göre iki bölümde verilmiştir. Üst ve alt sargı başlarının uç ve oluk bölgelerinden ortam gazına zorlanmış taşınım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Stator laminasyonu ile arayüz teması alt ve üst sargılar

için iki farklı bölümde gösterilmiş, yine sargılardan bakır kayıpları sağ ve sol tarafta verilmiştir.

Rotor ile şaft ve rotor halkaları arasında iletim ile ısı geçişi, rotor ön ve arka bölümlerinde iç gazla taşınım yoluyla ısı geçişi bulunmaktadır. Rotor laminasyon ve dişler arasındaki ısı dirençleri ve rotor demir kayıpları şematik gösterimde verilmiştir. Ayrıca rotorun ön ve arkasındaki bileziklerden ortama taşınım ile ısı geçişi ve bu bölgedeki kayıplar sarı renkle ve ilgili şekillerle gösterilmiştir.

Şaft Şekil 4.4'te ön ve arka kısımları sağ ve sol bölümde gösterilmiştir. Şaft ile rotor ve rulmanlarda iletim ile ısı geçişi mevcuttur. Ön ve arka kısımlarda ortam ile ışıınım yolu ile ısı alışverişi yapılmaktadır. Yine rulmanlardan taşınım ile ısı geçişi ve bu bölümdeki yataklamadan kaynaklanan kayıplar şekilde görülmektedir.

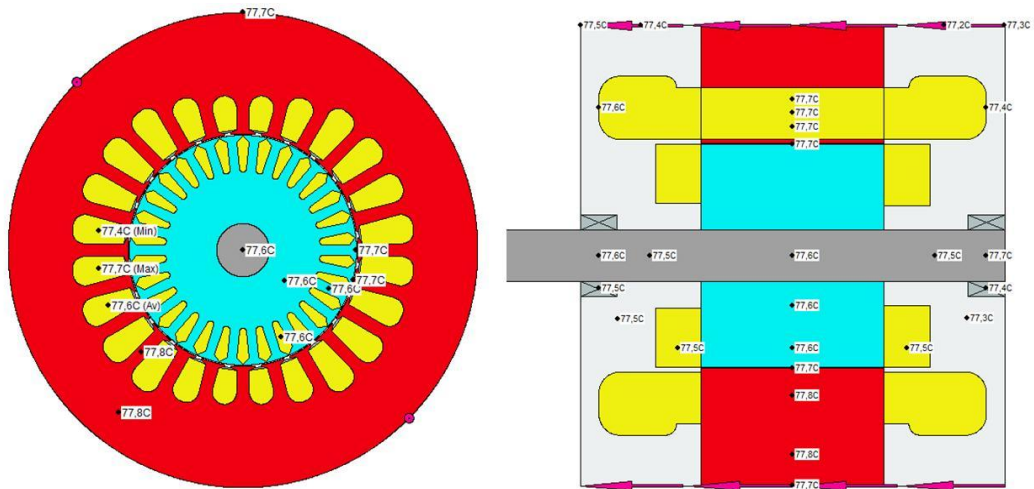


Şekil 4.4: Model ısı geçişi ağının şematik gösterimi.

Sembol	Açıklama
	Termal Direnç
	Arayüz Direnci
	Taşınım
	Işınım
	Kayıp
	Düğüm

Şekil 4.5: Şematik gösterimde sembollerin açıklamaları.

Şekil 4.6’da oluşturulan modelin analitik olarak çözdürülmesiyle elde edilen sıcaklık dağılımları önden ve yandan görünüm olarak verilmiştir. Sıcaklıklar deneysel çalışmalar bölümünde verilen motor detay sıcaklık ölçümlerinde olduğu gibi homojen dağılım göstermektedir. Stator sargıları, stator laminasyonu, rotor, şaft bölgelerinde sıcaklık 77.4 °C ile 77.8 °C arasında değişmektedir. Motor detay sıcaklık ölçümlerinde hareketsiz bölümler olan stator laminasyon ve stator sargılarından alınan 40 farklı sıcaklık ölçümüne göre genel olarak 74-75 °C arasında değiştiği görülmüştü. Bu nedenle modelin ve deneysel sonuçların birbirine hem homojenlik hem de mertebe olarak yakın olduğunu söylemek mümkündür.



Şekil 4.6: Modelden elde edilen motor sıcaklıkları.

Çizelge 4.1’de modeldeki kayıp dağılımı verilmiştir. Dağılım incelendiğinde beklenildiği gibi kayıpların büyük kısmını bakır kayıpları oluşturmaktadır. Statordaki ana ve yardımcı sargılarda toplamda % 37,8’lik kayıp bulunmaktadır. Bunun dışından rotor kafes kayıpları ve stator demir kayıpları toplam kayıplar arasında baskın yer tutmaktadır.

Çizelge 4.1: Modelden elde edilen kayıp dağılımları.

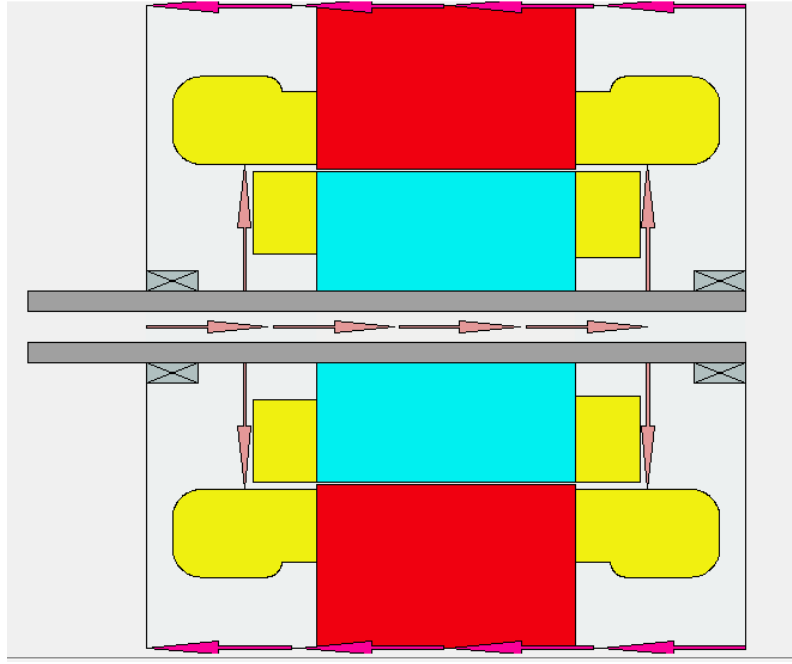
Kayıp Dağılımı (%)	
Stator Bakır Kayıpları	37,8
Stator Demir Kaybı	22,0
Stator Diş	13,5
Rotor Kafes	18,6
Rotor Kafes Bilezik	2,2
Rotor Diş	0,1
Rotor Demir Kaybı	0,1
Sürtünme	5,8
Toplam	100,0

4.2 Analitik Modelde Motor Soğutma Yöntemleri

Yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen kayıp dağılımına göre, motordan kaynaklı kayıpların diğerleri arasında oldukça yüksek bir yer tuttuğu görülmüştü. Bu kayıplar kompresör içerisinde ısı olarak dağıldığından kompresör performansını büyük oranda etkilemektedir. Bu nedenle motorda yapılacak soğutma işlemleri motor performansını arttıracak gibi, kompresör içerisindeki ısı geçişi ağını da olumlu anlamda etkileyecektir. Kompresörde motor özelinde düşünülen bu iyileştirmeler modellenmiş ve aşağıda sunulmuştur.

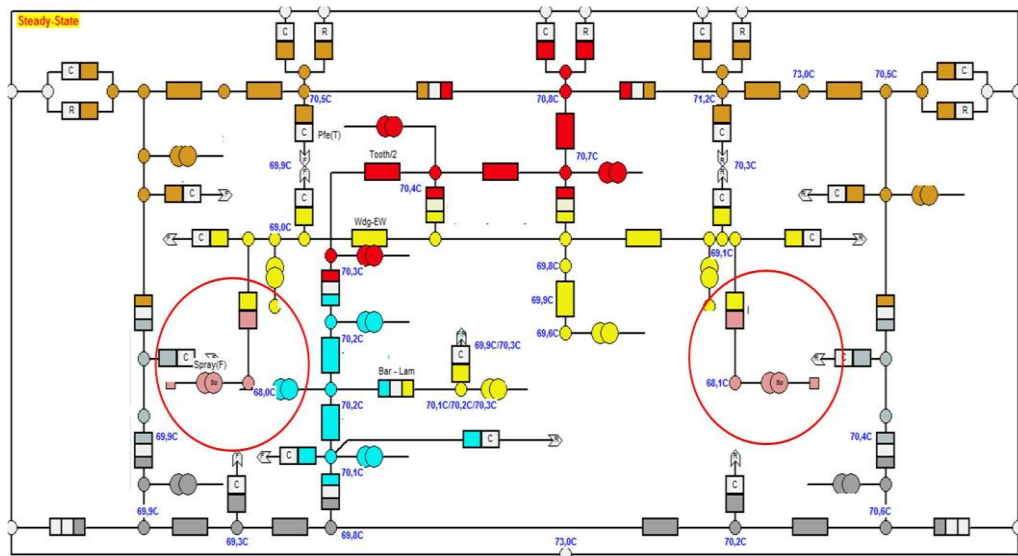
4.2.1 Sprey soğutma

Bu bölümde muhafaza karterinden alınan yağın krank mili yardımıyla sargıları soğutması hedeflenmektedir. Krank milinin hareketiyle alt muhafazada bulunan karterden alınan yağ normal durumda krank deliğinden taşınarak kompresör krank-biyel mekanizması ve piston-silindir bölümünü yağlamamaktadır. Burada krank üzerine açılacak ek iki delikle statorun alt ve üst sargı başlarının soğutulması sağlanmaktadır. Modelde şafta orijinal durumda olduğu gibi 6 mm’lik bir delik açılmıştır. Model görünümü Şekil 4.7’deki gibidir:



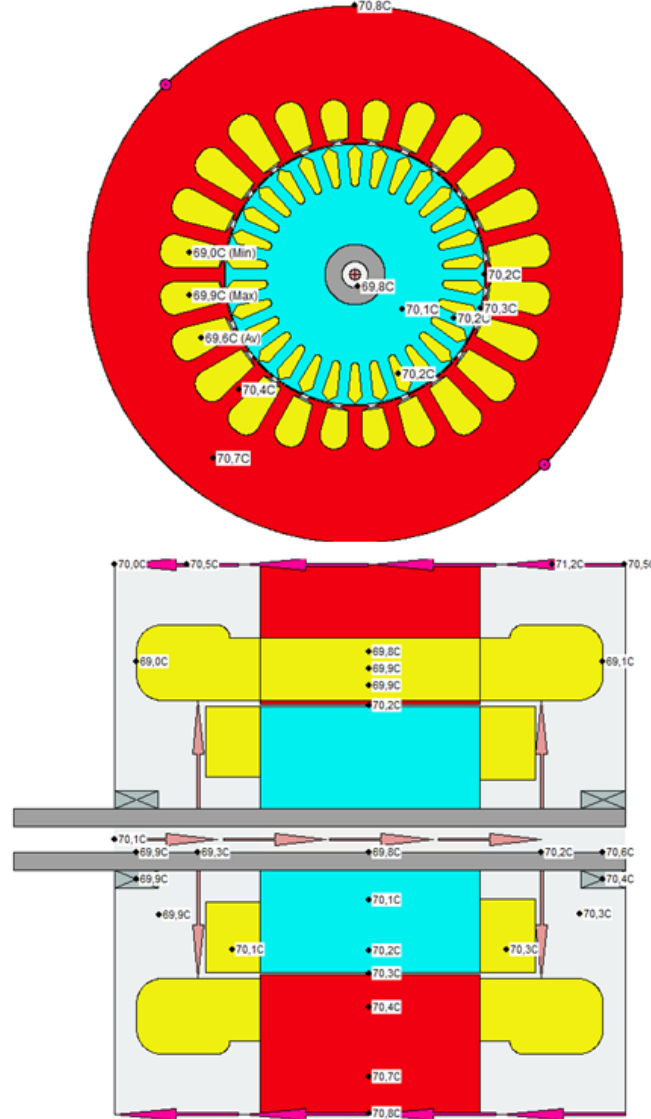
Şekil 4.7: Sprey soğutma yöntemine göre değiştirilen model.

Modelde yağın krank miline girdiği sıcaklık 65°C 'de sabittir. Yağ mile girdikten sonra önce alt sargı başı ve çevresine, sonra üst sargı başı ve çevresine savrulmakta sonrasında rotor ve stator laminasyonu üzerinden akmaktadır. Şekil 4.8'de modelin sprej soğutma değişimleri yapıldıktan sonraki şematik gösterimi verilmiştir. Görüldüğü üzere alt ve üst sargı başları ile kırmızı halkalar içinde gösterilen sprej soğutma bölümleri arasında ara yüz ısıl direnci oluşmuştur. Bu direncin uzantılarında çekilen ısının ortama atıldığı görülmektedir.



Şekil 4.8: Sprey soğutma şematik gösterimi.

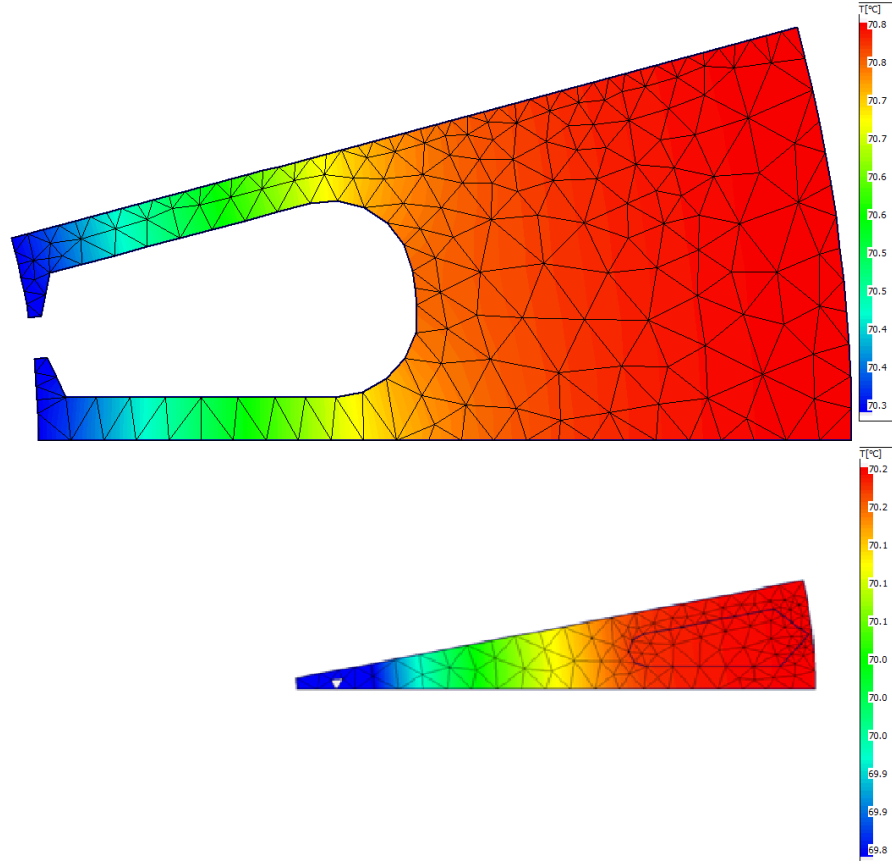
Şekil 4.9’da sprej soğutma yöntemi ile modellenmiş motorun sıcaklıkları radyal ve aksel olarak verilmiştir. Görüldüğü üzere orijinal duruma göre sıcaklıkların kademeli olarak motor genelinde 6-7 °C düşmüştür. Yine ilk duruma göre homojen sıcaklık dağılımı bir miktar bozulmuştur. Sargı başlarında sıcaklık 69 °C’ye kadar düşerken rotor ve statorda 70-71 °C mertebelerine gerilemiştir.



Şekil 4.9: Sprey soğutma uygulaması sonucu motor geneli sıcaklıkları.

Şekil 4.10’da stator ve rotordan sonlu elemanlar analizine göre alınan kesit sıcaklık dağılımları verilmiştir. Otomatik atılan mesh yapıları ve düğümler şekilde görülmektedir. Dağılım incelendiğinde statorun sargıları içinde bulundurduğu oluk kısmında sıcaklığın 70.3 °C ‘ye kadar, laminasyonun dış bölününe doğru ise 70.8 °C’ye kadar düştüğü görülmektedir. Yine rotordan

alınan kesit incelendiğinde sıcaklığın 68.9 °C ile 70.2 °C arasında değiştiği görülmektedir.

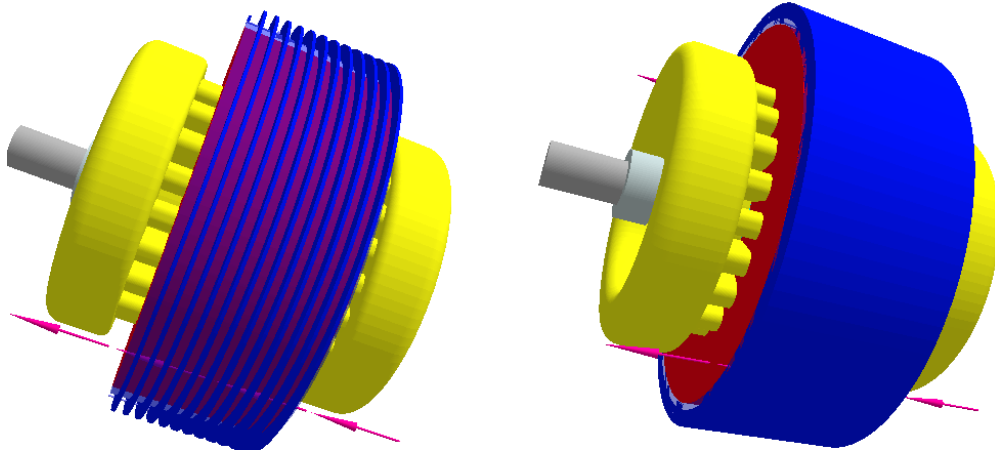


Şekil 4.10: Stator laminasyon ve rotor bölümleri, sonlu elemanlar yöntemine göre alınmış kesit sıcaklık dağılımları.

4.2.2 Spiral su ceketi

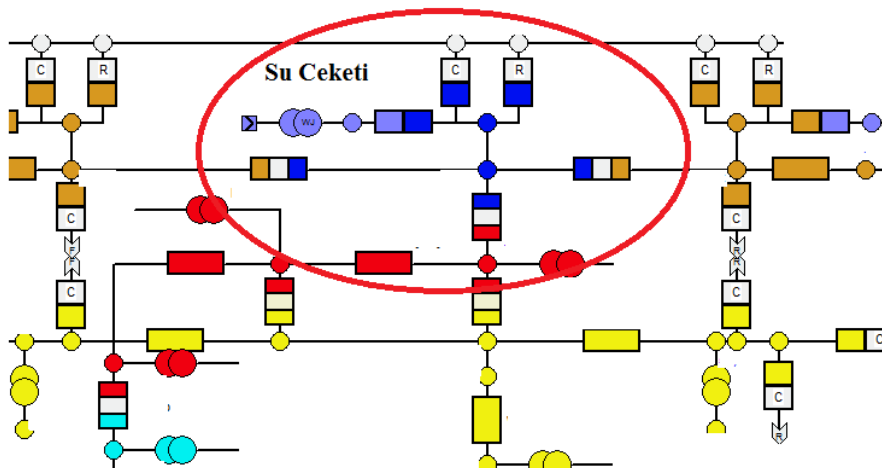
Motoru soğutmak için uygulanan yöntemlerden birisi de spiral su ceketidir. Modelde motor etrafında su kanalları oluşturularak stator laminasyonu üzerinden ısı çekmesi ve ısıyı muhafaza dışına taşıması hedeflenmiştir.

Su ceketi laminasyonun hemen dışında metal plaka, plaka üzerine kanallar ve kanal üzerine ikinci bir plaka gelecek şekilde oluşturulmaktadır. Su kanallarının kalınlığı normal şartlarda motorun kompresör muhafazasına sığacağı genişlik düşünülerek ayarlanmıştır. Su, muhafaza dışından verildiğinden kanala giriş sıcaklığı kalorimetre ortam sıcaklığı olan 32.2 °C olarak girilmiştir. Şekil 4.11’de modelin 3 mm kanal genişliği için üç boyutlu görünümü verilmiştir. İlk görselde kanallar açık haldeyken ikinci görünümde dıştaki plakayla birlikte modelin son hali verilmiştir.



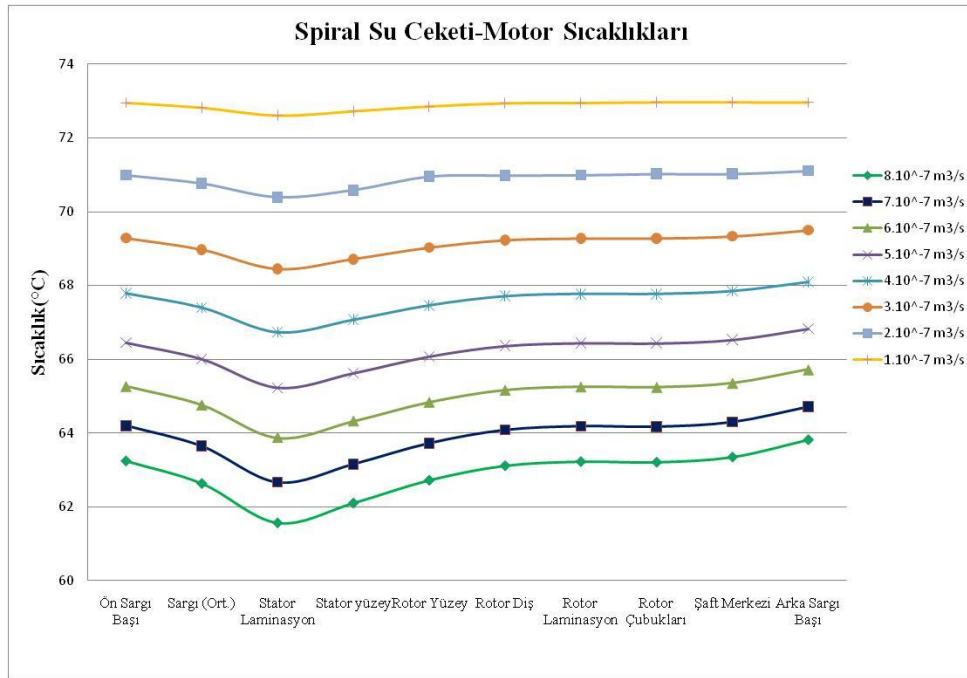
Şekil 4.11: Spiral su ceketi.

Spiral su ceketi uygulamasında farklı debilerde ve farklı boyutlarda kanal kullanmak mümkündür. Spiral su ceketi eklendikten sonra şematik olarak ısı geçişi ağı Şekil 4.12'deki gibi olmaktadır. Şekilde su ceketi uygulamasına odaklanılacak şekilde kesit görüntü verilmiştir. Görüldüğü üzere ceket kırmızı ile gösterilen stator laminasyon ve kahverengi ile gösterilen motor kapakları ile ısıl temas halindedir. Kapakların kalınlıkları modelde sıfır olarak girildiğinden ısı geçişine bir etkileri bulunmamaktadır. Bu nedenle ceket uygulamasıyla sadece stator laminasyon yüzeyinden ısı çekilmektedir. Aynı zamanda su ceketi ve ortam arasında da taşınım ve ışıınım mekanizmalarıyla ısı geçişi vardır.



Şekil 4.12: Su ceketi uygulanmış modelin ısı geçişi ağı şematik görüntüsü.

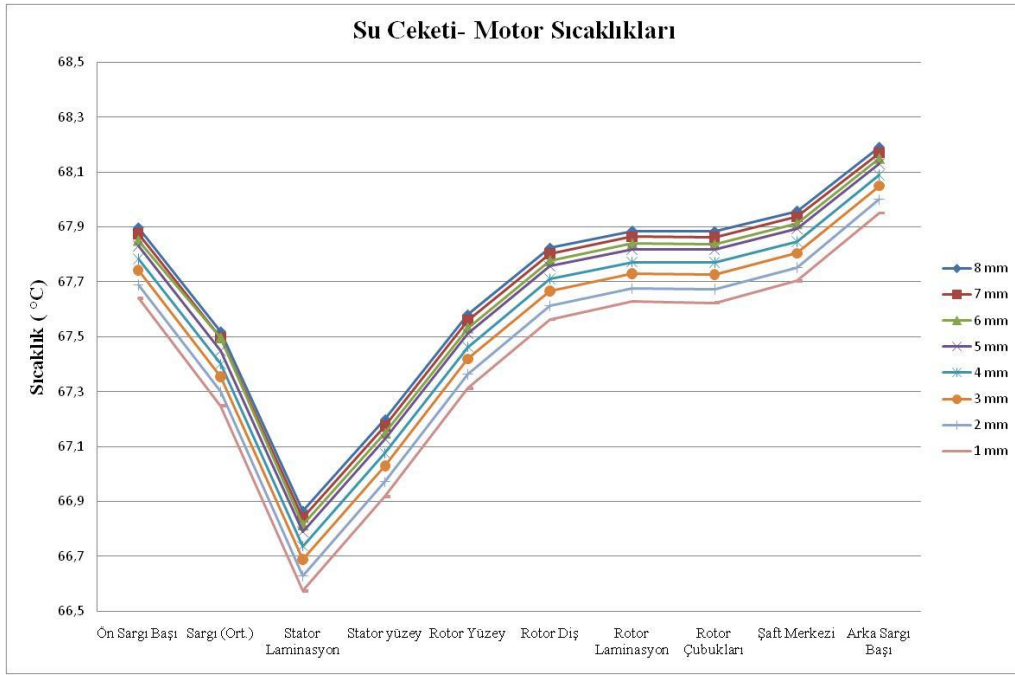
Uygulamada kanallardan geçen debinin motor sıcaklıklarına etkisini irdelemek adına parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Su debisinin 10^{-7} m³/s ve $8 \cdot 10^{-7}$ m³/s akışkan debileri için bazı motor bölümü sıcaklıkları Şekil 4.13'te verilmiştir. Sıcaklıklara genel olarak bakıldığında stator laminasyon sıcaklıklarının diğer bölümlerden daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum su ceketinin laminasyon bölümü ile doğrudan temasının doğal bir sonucudur. Özellikle yüksek debi değerlerinde bu fark daha kolay gözlenirken, debinin düşüşüyle birlikte sıcaklık dağılımı homojenleşmektedir. Debi düşüşüyle çekilen ısı miktarı azalmış, motor sıcaklıkları orijinal halinde olduğu gibi birbirine yaklaşmıştır. Bunun dışında yüksek debi değerleri arasındaki sıcaklık farklarının düşük debilere oranlar daha az olduğu görülmektedir. Debi yükseldikçe etkin soğutma aralığı daralmakta, bir önceki debiye oranla sıcaklık farkı daha az olmaktadır. Düşük debilerdeyse durum bunun tersidir. 10^{-7} m³/s ile $2 \cdot 10^{-7}$ m³/s debileri arasında kademeli olarak ortalama 2 °C fark varken, $7 \cdot 10^{-7}$ m³/s ile $8 \cdot 10^{-7}$ m³/s debileri arasında 0.9 °C fark olduğu görülmektedir.



Şekil 4.13: Su ceketinde debi değişimine göre motor sıcaklıkları.

Şekil 4.14'te uygulanan su ceketinde kanal kalınlığının arttırılması ile motor sıcaklıklarındaki değişim verilmiştir. Spiral su ceketini kare kesitli kanal kullanılarak oluşturulmuştur. Bu sayede stator laminasyonuna temas yüzeyi dairesel boru kullanılan duruma göre daha yüksek olacak ve daha etkin soğutma

sağlanacaktır. Sıcaklıklar irdelendiğinde stator laminasyon sıcaklığının diğer bölgelerden daha soğuk olduğu çok daha net görülmektedir. Bütün kanal genişlikleri için stator laminasyonu en soğuk bölüm, ön ve arka sargı başları ise en sıcak bölümlerdir. Sabit debide ($4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$) kanal genişliği 8 mm'den 1 mm'ye doğru azalırken aynı şekilde motor sıcaklıklarının düştüğü, kanal genişliği düştükçe bir önceki genişliğe göre sıcaklıkların daha fazla azaldığı görülmektedir. Özellikle 6 mm, 7 mm ve 8 mm sıcaklık eğrileri birbirilerine çok yakındır.



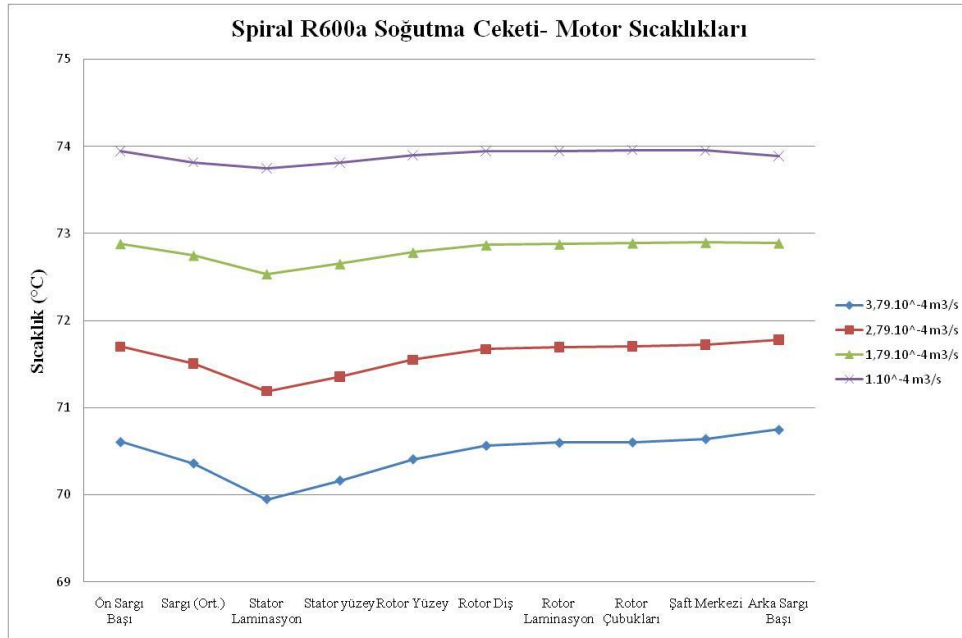
Şekil 4.14: Spiral su ceketi kanal genişliğine göre motor sıcaklıkları.

Mevcut hermetik pistonlu kompresörde motor iç gaz ile ısı temas halinde olduğu için ısısının bir bölümünü iç gaza atmaktadır. Fakat burada motor üzerinde daha etkin soğutma yapabilmek amacıyla kanallardan R600a geçirilerek motorun soğutulması düşünülmüştür. Soğutucu akışkanla motorun etkin şekilde soğutulması US7181928 ve EP0571315 numaralı patentlerde de verilmektedir. Fakat burada soğutucu akışkanın motor üzerinden geçirilmesinden çok kanallar vasıtasıyla motorun soğutulması durumu söz konusudur.

Emme borusundan muhafaza içerisine dolan akışkanın bir kısmı öncelikle motor üzerinden geçirilecek bu sayede motordan daha fazla ısı çekilecektir. Burada uygulama önündeki en büyük problemlerden birisi debinin ayarlanmasıdır.

Mevcut kompresörün hacimsel debisi $3,79.10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Kompresör debisinin tamamının motor üzerinden geçirilmesi akışkanın henüz silindire alınmadan aşırı ısınmasına ve kompresör performansın düşmesine neden olacaktır.

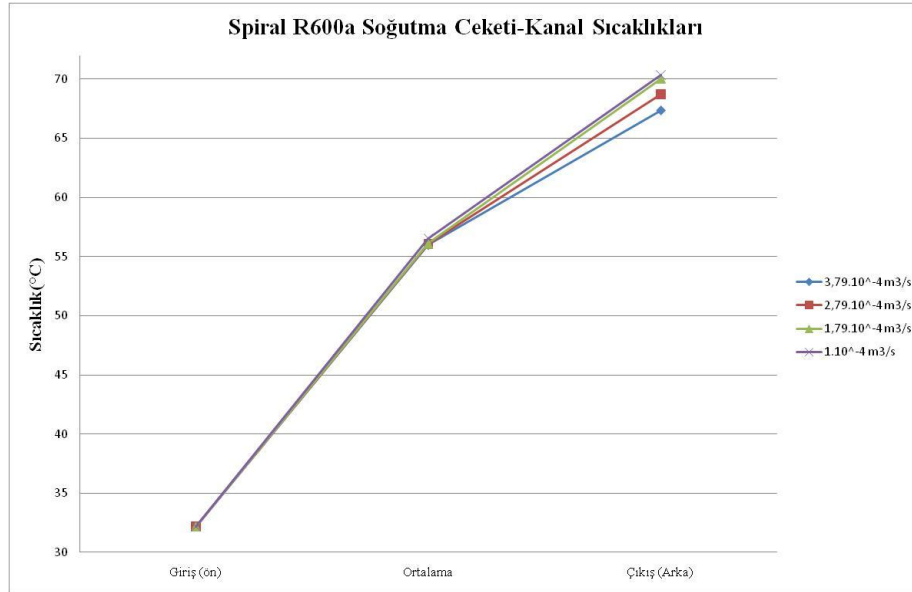
Şekil 4.15'te spiral kanallardan buharlaştırıcıdan gelen ve henüz emme borusundan muhafaza içerisine alınmayan $32.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığındaki soğutucu akışkanın geçirilmesi durumu için sıcaklıklar verilmiştir. Debinin tamamı öncelikli olarak motor üzerinden geçirilmesi durumunda stator sıcaklığı $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düşmüş görünmektedir. Debi düştükçe motor sıcaklıkları artmakta $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ için yaklaşık $74 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi bulmaktadır. Debi değişimleri sırasında ortam sıcaklığı $73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta sabit tutulmaktadır.



Şekil 4.15: Spiral R600a soğutma ceket uygulamasında farklı debiler için motor sıcaklıkları.

Su ceketinden alınan akışkan sıcaklığı silindirdeki kütleli debiyi belirleyeceği için büyük önem taşımaktadır. Kanaldan ayrılan akışkanın emme borusundan emilen taze akışkanla karışacağı ve sonrasında emme susturucusuna emileceği de unutulmamalıdır. Bu nedenle susturucu körüğünden emilen akışkan sıcaklığı soğutma ceketinden alınan akışkan sıcaklığı değil, emme borusundan emilen akışkanla karışım sonucu oluşan sıcaklıktır. Şekil 4.16'da soğutucu akışkanın kanaldaki sıcaklıkları verilmiştir. Debi düştükçe akışkanın kanalı daha sıcak terk etmesiyle birlikte, genel olarak kanaldaki sıcaklıklar birbirine yakın

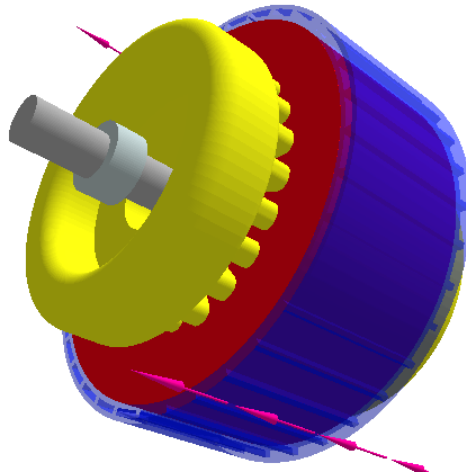
görülmektedir. $3,79.10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ için çıkış sıcaklığı $63.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ iken, $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ debi için $70.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir.



Şekil 4.16: Spiral R600a soğutma ceketİ uygulaması için kanal sıcaklıkları.

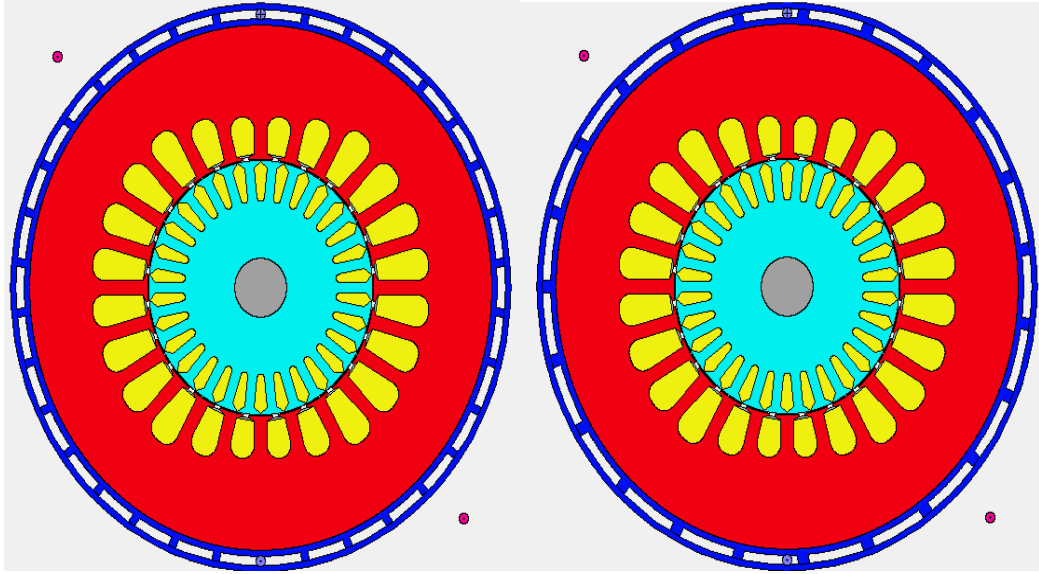
4.2.3 Eksenel su ceketİ

Modelde spiral su ceketinin yanında eksenel su ceketİ uygulaması da denenmiştir. Eksenel su ceketİ uygulamasında motor üzerinde spiral değil laminasyon boyunca uzanan dikey kanallar bulunmaktadır. Spiral uygulamada olduğu gibi eksenel su ceketinde de laminasyon üzerinde, laminasyon şeklinde bir plaka, onun üzerinde su kanalları, su kanallarının üzerinde de ikinci bir plaka bulunmaktadır. Oluşturulan modelin üç boyutlu görünümü Şekil 4.17'de verilmiştir:



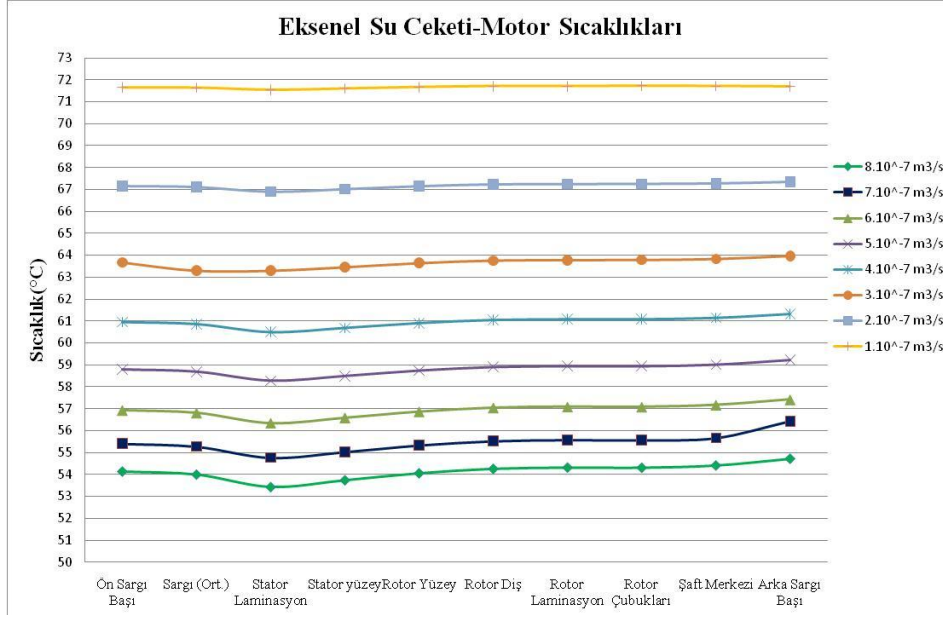
Şekil 4.17: Eksenel su kanalı uygulaması.

Elde edilen aksenal su ceketli modelde farklı debi ve boyutlarda motor sıcaklıklarının bulunması için parametrik çalışma yoluna gidilmiştir. Su kanallarını içten ve dıştan kapatan dairesel plakalar 1.5 mm genişliğindedir. Su bu iki plaka arasındaki kanallardan geçmekte ve statordan ısı çekmektedirler. Şekil 4.18’de 2 mm ve 3 mm kanal kalınlığı için modelin üstten görünüşleri verilmiştir. Kanallar laminasyon boyunca uzandığı ve kanallar arası mesafe sabit tutulduğu için, genişlikleri değiştikçe sayıları da değişmektedir.



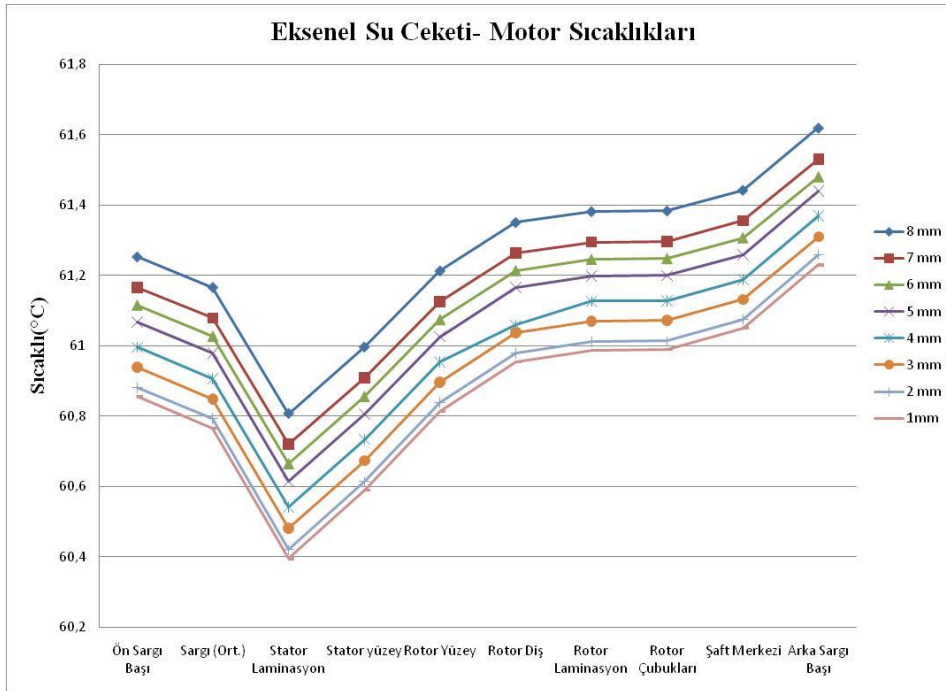
Şekil 4.18: Aksenal su ceket uygulaması önden görünüşü

Şekil 4.19’da aksenal su ceketinin farklı debilerde motor üzerindeki etkisi gösteren sıcaklık dağılımları verilmiştir. Spiral su ceket uygulamasında olduğu gibi, kanal genişlikleri aynı iken (6 mm) su debisi $10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ ve $8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ arasında değiştirilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere yüksek hacimsel debi değerleri için stator laminasyon bölümü daha fazla soğutulurken düşük debilerde sıcaklıklar birbirine daha yakındır. Ayrıca yine debi büyüdükçe iki debi arasındaki sıcaklık farkının azaldığı görülmektedir. $8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ debide ortalama sıcaklıklar 54°C ’ye kadar gerilemişken bu durum $4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ için 61°C , $1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ için ise 71.5°C civarındadır.



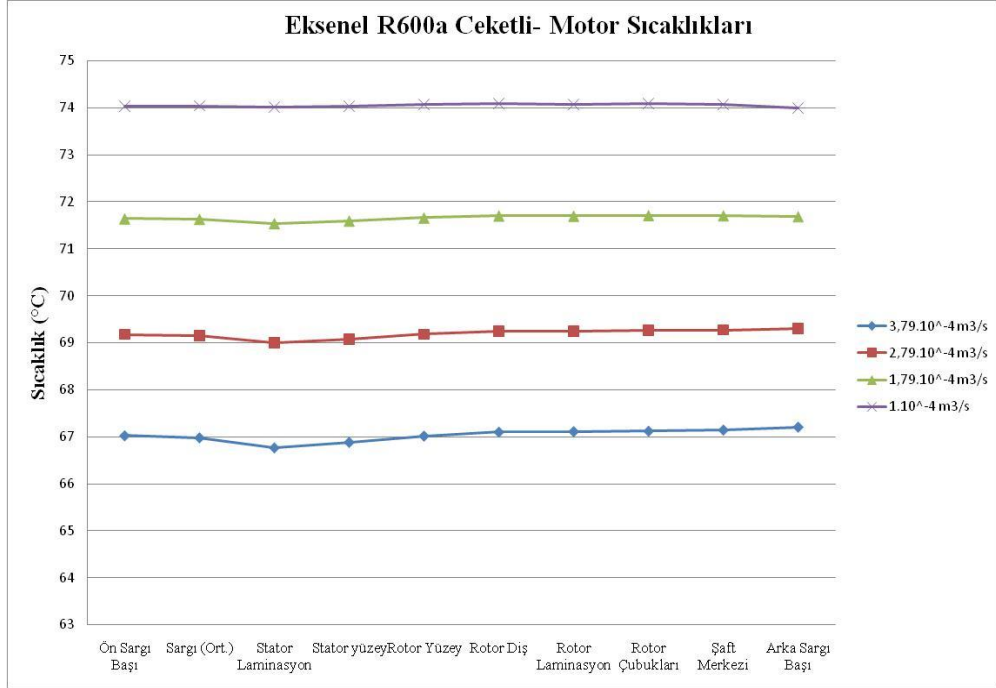
Şekil 4.19: Eksenel su ceketi uygulamasında farklı debiler için motor sıcaklıkları.

Şekil 4.20’de su debisi $4.10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ ‘de sabitken kanal genişliğinin sıcaklıklara etkisi incelenmiştir. Sıcaklıklar arası fark spiral su ceketi uygulamasında olduğundan daha düşük görülmektedir. 8 mm ve 1 mm arasındaki sıcaklık farkı 0.4°C kadar önemsiz bir mertebededir. Eksenel su ceketi için motor soğutmada, mevcut motor için, kanal genişliğinden çok debi etkisinin daha baskın olduğu görülmektedir.



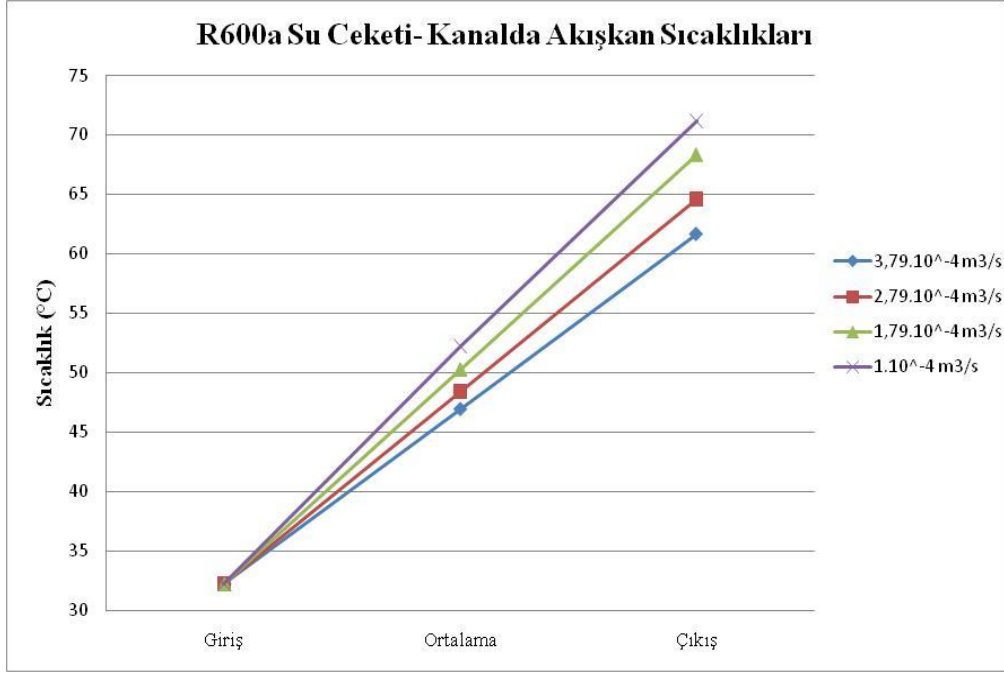
Şekil 4.20: Eksenel su ceketi uygulaması için farklı kanal genişliklerinde motor sıcaklıkları.

Şekil 4.21’de eksenel kanallardan buharlaştırıcıdan gelen 32.2 °C sıcaklığındaki R600a gazının geçirilmesi durumunda farklı debiler için motor sıcaklıkları verilmiştir. Bütün debinin öncelikli olarak motor üzerinden geçirilmesi gibi sıra dışı bir durumda motor sıcaklıkları 67 °C civarına düşmektedir. Su ceketı uygulanmayan modelde motor sıcaklığının 77 °C olduğu düşünülürse 10 °C ‘lık bir fark söz konusudur. 1.10^{-4} m³/s ‘lık debi geçirilmesi durumunda ise sıcaklıklar 74 °C civarına düşmektedir.



Şekil 4.21: Eksenel kanallarda su yerine R600a soğutucu akışkan geçirildiğinde motor sıcaklıkları.

Şekil 4.22’de R600a kullanılan soğutma ceketinde farklı debilerde kanaldaki akışkan sıcaklıkları verilmiştir. Yüksek debi geçirilmesi durumunda akışkan kanalı yaklaşık 62 °C sıcaklıkta terk etmektedir. $2,79.10^{-4}$ m³/s için 64.6 °C, $1,79.10^{-4}$ m³/s için 68.4 °C, 1.10^{-4} m³/s için ise 71.2 °C çıkış sıcaklıkları mevcuttur. Spiral R600a soğutma ceketinin aksine yüksek debilerde kanal çıkış sıcaklıkları görece daha düşüktür.

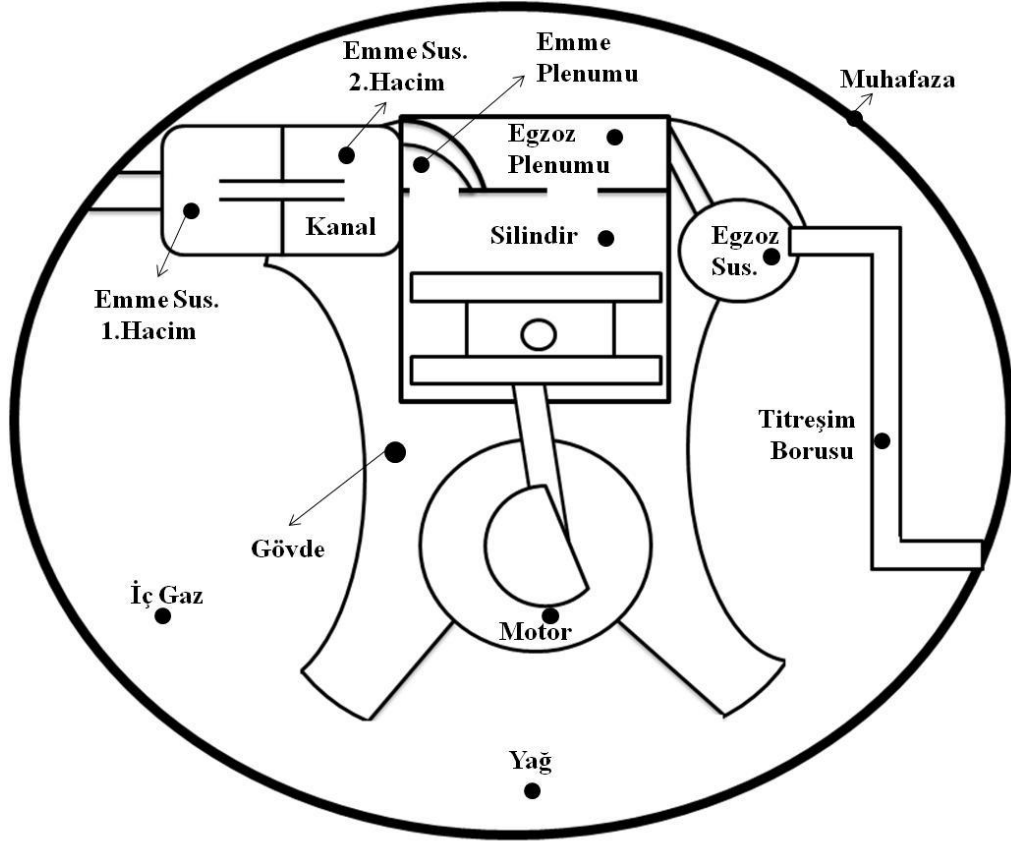


Şekil 4.22: R600a kullanılan soğutma için farklı debilerde akışkanın kanal sıcaklıkları

4.3 Kompresör Elemanları Arası Isı Geçişi Analitik Modeli

Motor sıcaklıklarının analitik olarak bulunmasının yanında bu tez kapsamında kompresör elemanları arası ısı geçişi de incelenmiştir. Analitik model iletim, taşınım ve ışıyım ile ısı geçişi mekanizmalarının kompresör elemanlarına uygulanması, madde ve ısı geçişi ile enerji dengelerinin oluşturulması prensibine dayanmaktadır.

Enerji dengeleri Şekil 4.23'te görülen emme susturucusu 1. hacim, emme susturucusu iç kanalı, emme susturucusu 2. hacim, emme plenumu, silindir, egzoz plenumu, egzoz susturucusu, titreşim borusu, motor, gövde, iç gaz ve muhafaza kontrol hacimleri için kullanılmıştır. Belirtilen kontrol hacimleri kullanılarak motor sıcaklığındaki değişimin kompresörün diğer elemanları üzerindeki etkilerinin ayrıştırılması amaçlanmıştır.



Şekil 4.23: Analitik model kontrol hacimleri.

4.3.1 Elemanlar arası ısı geçişi analitik modelinin oluşturulması

Model oluşturulurken elemanların orijinal geometrileri için eşitlikler bulunmadığından, karmaşık geometriye sahip elemanlar basitleştirilerek literatürde verilen eşitliklerden kullanılmıştır. Kontrol hacimlerinin birbirileri ile ısı geçişi ve R600a gazının bu kontrol hacimlerinin giriş ve çıkışındaki entalpi farkları kullanılarak her bölüm için ortalama sıcaklıklar elde edilmiştir. Model kurgulanırken emme hattının tümü 0.624 bar, egzoz hattı 7.61 bar olarak kabul edilmiş, akışkan özellikleri REFROP'tan bu basınçlara göre alınmıştır. Aşağıda kontrol hacimleri için model oluşturulurken yapılan kabuller kısaca özetlenmiştir:

Susturucu: Üzerinde model kurgulanan kompresörün emme susturucusu iki hacimden oluşmakta ve bir iç kanal vasıtasıyla bu iki hacim birbirine bağlanmaktadır. Bu nedenle emme susturucusu üç adet kontrol hacmine ayrılmıştır. Susturucu hacimleri ve kanal geometrisi kare kesitli kanal olarak kabul edilmiştir. Emme susturucusu içindeki gaz ve dışındaki çevre gaz arasında zorlanmış taşınım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Susturucu ile motor ve muhafaza

arasında görme açısına bağlı olarak ışıyım mekanizmasıyla ısı geçişi de modellenmiştir. Susturucu için kullanılan enerji dengeleri aşağıdaki gibidir:

Emme susturucusu 1. hacim:

$$UA_{es1} (T_{es1} - T_{ig}) + \dot{Q}_{is1} = \dot{m}(\varphi h_{eh} + (1 - \varphi)h_{ig}) + \dot{m}_{kaç} h_{ig} - \dot{m}_{sus} h_{knl_giriş} \quad (4.1)$$

Emme susturucusu kanal:

$$UA_{knl} (T_{knl} - (T_{es1} + T_{es2})/2) = \dot{m}_{sus} (h_{knl_cikis} - h_{knl_giris}) \quad (4.2)$$

Emme susturucusu 2. hacim:

$$UA_{es2} (T_{es2} - T_{ig}) + \dot{Q}_{is2} = \dot{m}_{sus} h_{knl_cikis} + \dot{m}_{sus_g} h_{sil} - \dot{m}_{sus} h_{ep} \quad (4.3)$$

Silindir: Silindir bölgesi ile gövde arasında zorlanmış taşıyım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Gerçekte krank açısına göre piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketine bağlı olarak silindir sıcaklığı sürekli değişmektedir. Oluşturulan modelde silindirin cidar sıcaklığı sabit kabul edilmiştir. Sıkıştırma işine bağlı olarak oluşan ısı i gaz ve gövdeye verilmektedir. Silindir için kullanılan enerji dengesi denklemi aşağıdaki gibidir:

$$UA_{sil} (T_{wsil_i} - T_{wsil_d}) = (T_{wsil_d} - T_{ig})UA_{gov} \quad (4.4)$$

Egzoz Plenumu: Silindir kafası ve egzoz plenumu bölümünde kare kesitli kanal kabulü yapılarak modelleme yapılmıştır. Egzoz plenumunda hattı takip eden akışkanla silindir kafası iç yüzeyi arasında ve silindir kafasını çevreleyen muhafaza içi gaz arasında zorlanmış taşıyım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Görme açısına bağlı olarak silindir kafası ve muhafaza arasında ise ışıyım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Egzoz plenumunun gövde tarafında, valf tablası ile arasındaki ısı geçişi ihmal edilmiştir. Egzoz plenumu enerji dengesi aşağıda verilmiştir:

$$UA_{egp} (T_{egp} - T_{ig}) + \dot{Q}_{is_sk} = \dot{m}(h_{sil} - h_{egp}) - \dot{m}_{eg_geri} h_{sil} \quad (4.5)$$

Egzoz Susturucusu: Soğutucu akışkan egzoz plenumunu terk ettikten sonra gövde üzerindeki patikayı takip ederek egzoz susturucusuna ulaşmaktadır. Bu kısa patikada akışkan ile kanal arasındaki ısı geçişi ihmal edilmiştir. Egzoz susturucusu içi kontrol hacmi olarak alınmıştır. Egzoz susturucusu ile gövde arasında zorlanmış taşıyım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Egzoz susturucusu enerji dengesi aşağıdaki gibidir:

$$UA_{egs} (T_{egs} - T_{gov}) = \dot{m}(h_{egp} - h_{egs}) \quad (4.6)$$

Titreşim Borusu: Egzoz susturucusundan sonra akışkan titreşim borusu ve egzoz borusundan yoluna devam etmektedir. Titreşim borusunun tamamı kontrol hacmi olarak alınmış, ısı geçişi katsayısı titreşim borusu içerisindeki gazla dış yüzeyini çevreleyen iç gaz arasında yazılmıştır. Titreşim borusu içinde zorlanmış taşınım, dışında doğal taşınım ile ısı geçişi bulunmaktadır. Titreşim borusu enerji dengesi aşağıdaki gibidir:

$$UA_{tit} (T_{tit} - T_{ig}) = \dot{m}(h_{egs} - h_{cikis}) \quad (4.7)$$

Gövde: Gövde ile iç gaz arasında doğal taşınım kabulü yapılmıştır. Farklı bölümleri için farklı geometri kabulleri yapılarak iç gaz ile ısı geçişi modellenmiştir. Gövde, üzerinde yatakları ve silindiri bulundurduğundan mekanik kayıplardan doğan ısı bu bölüme dahil edilmektedir. Sıkıştırma ve egzoz susturucusunda zorlanmış taşınım ile ısı geçişi sonucu gövde ısınmaktadır. Gövdeye ilişkin enerji dengesi eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$UA_{gov} (T_{gov} - T_{ig}) = UA_{egs} (T_{egs} - T_{gov}) + UA_{sil} (T_{sil} - T_{gov}) \quad (4.8)$$

Yağ: Yağ krank hareketine bağlı olarak kompresör parçaları üzerine savrulmaktadır. Fakat elemanlar üzerindeki süzülmesine bağlı olarak ısı geçişini modellemek güç olduğundan sadece karterde biriken yağ modele dahil edilmiştir. Karterdeki yağ ile muhafaza arasında zorlanmış taşınım, motor ile ise doğal taşınım yoluyla ısı geçişi kabulü yapılmıştır. Denklem 4.9’da yağa ilişkin enerji dengesi verilmiştir.

$$UA_{mu h_yag} (T_{yag} - T_{mu h}) = UA_{mot_yag} (T_{mot} - T_{yag}) \quad (4.9)$$

Muhafaza: Muhafaza kompresörü dış ortamdan ayıran, içindeki iç gaz ve yağa hazne görevi yapan bölümdür. ASHRAE şartlarına göre ortamı 32.2 °C sıcaklıkta tutabilmek için muhafaza üzerinden zorlanmış taşınım ile ısı kaldırılmaktadır. Muhafaza ile iç gaz arasında doğal taşınım, yağ ile zorlanmış taşınım mekanizmaları ile ısı geçişi bulunmaktadır. Ayrıca muhafaza ile silindir kafası, motor ve emme susturucusu arasında ısınım ile ısı geçişi modellenmiştir. Muhafaza enerji dengesi aşağıda verilmiştir:

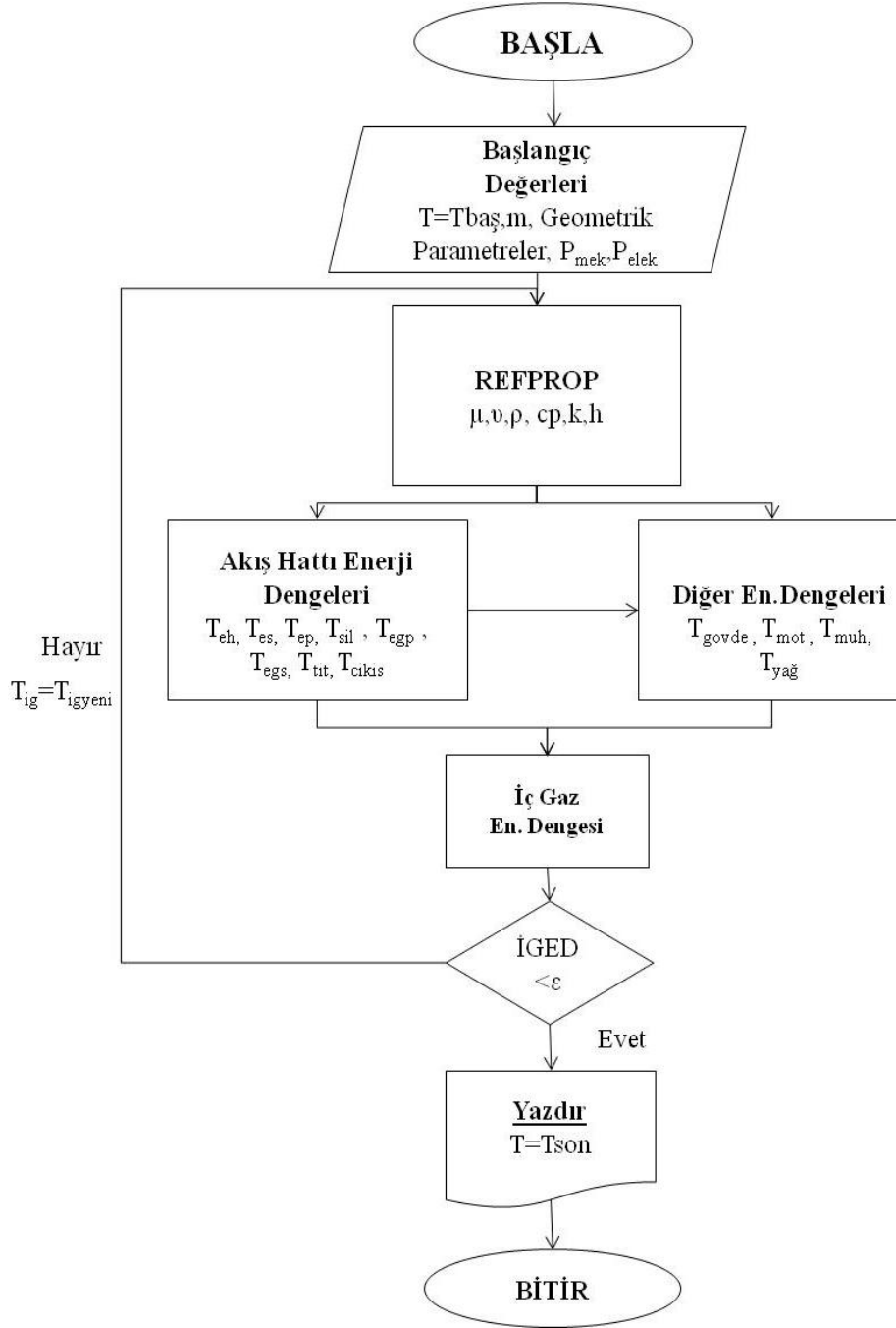
$$UA_{mu h_dis} (T_{mu h} - T_{ort}) = UA_{mu h} (T_{ig} - T_{ort}) + \dot{Q}_{isinim_mu h} \quad (4.10)$$

Elektrik Motoru: Elektrik motoru ile kendisini çevreleyen iç gaz arasında ve alt bölümünde içine batmış halde olduğu yağ arasında doğal taşınım ile ısı geçişi kabulü yapılmıştır. Motorun ön kısmı ile emme susturucusunun arka yüzeyi arasında ve muhafazayı gören yüzeyleri arasında ışıınım ile ısı geçişi kabulü yapılmıştır. Elektrik motoru enerji dengesi Denklem 4.11’de verilmiştir:

$$UA_{mot} (T_{mot} - T_{ig}) = \dot{Q}_{kayıp} + \dot{Q}_{isinim_mot} \quad (4.11)$$

İç gaz: İç gaz ile diğer kompresör elemanları arasında çeşitli ısı geçişi mekanizmaları ile ısı geçişi bulunmaktadır. İç gazı oluşturan emme hattından gelen akışkan, silindir kaçakları, karışım oranına bağlı olarak eklenen akışkan debileri ve elemanlar arası ısı geçişi ile oluşturulan enerji dengesi enerjinin korunumu ilkesine göre eşit olmalıdır. İç gaz enerji dengesi toplamının sıfıra eşit olması oluşturulan modelin doğru olup olmadığını göstermek açısından fikir vermektedir. Bu nedenle model üzerinde yapılan değişikliklerin iç gaz enerji dengesinin sıfıra yaklaşmasına göre kurgulanmıştır.

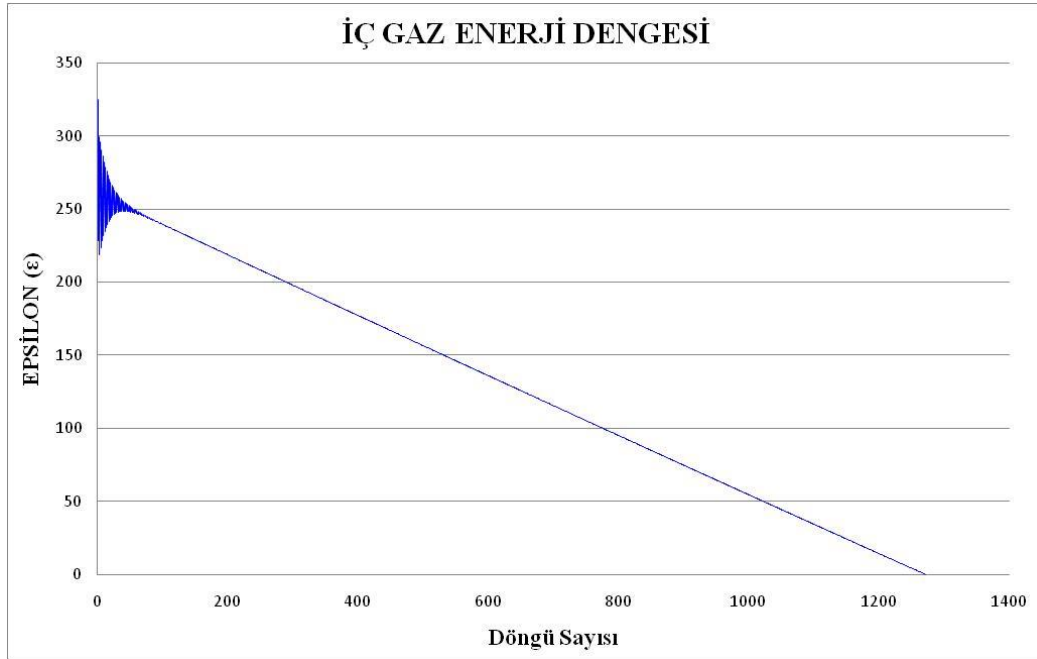
Şekil 4.24’te kompresör geneli bölümler arası ısı geçişine yönelik hazırlanmış analitik modelin akış şeması görülmektedir. Model Matlab ticari yazılımı kullanılarak yazılmıştır. Modele öncelikle başlangıç sıcaklıkları, debiler, geometrik veriler, elektriksel kayıplar, mekanik kayıplar ve sıkıştırma işi girilmektedir. Akışkan özellikleri Matlab kodu içerisine fonksiyon olarak girilmiş REFPROP dosyasından her döngüde otomatik olarak çekilmektedir. Elde edilen bu değerler kullanılarak ısı geçişi katsayıları ve entalpiler hesaplanmakta, sonrasında kompresör genelinde her kontrol hacmi için yazılmış enerji dengesi formüllerinde kullanılarak o döngü için sıcaklıklar elde edilmektedir. Bulunan her sıcaklık sonraki enerji dengesinde kullanıldığı için hepsi direkt olarak birbirini etkilemektedir. Sonraki basamakta, elde edilen sıcaklıklar iç gaz enerji dengesinde kullanılarak, dengenin oluşup oluşmadığı kontrol edilmektedir. Giren ve çıkan enerji farkı ε olarak verilen kontrol değişkenin altındaysa döngü sonlandırılmakta, değilse iç gaz sıcaklığı revize edilerek döngü tekrar başa dönmektedir. İç gaz giren çıkan enerji dengesi sıfıra yaklaşıncaya kadar bütün değerler tekrar hesaplanmaktadır.



Şekil 4.24: Analitik model akış şeması.

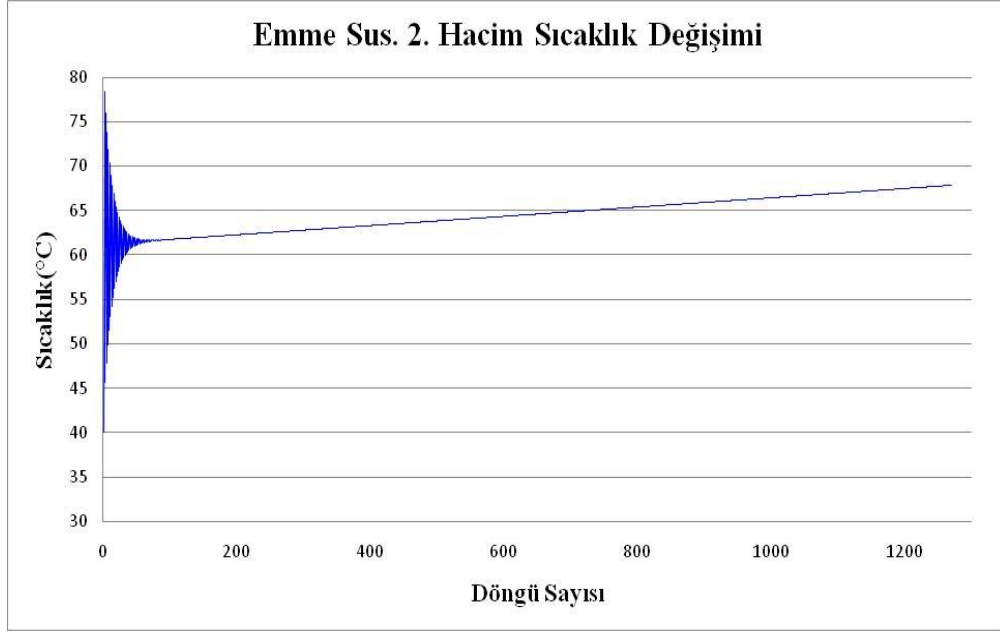
Analitik model kullanılarak 60 °C, 65 °C, 70 °C, 75 °C ve 80 °C motor sıcaklıkları için kompresörün akış hattı ve diğer elemanlarının sıcaklıkları elde edilmiştir. Başlangıçta sabit alınan giriş sıcaklığı ve silindir cidar sıcaklığı dışındaki sıcaklıklar 40 °C'dedir. Kod çalıştırıldıktan sonra sıcaklıklar teker teker hesaplanmakta ve her döngüde düzeltilerek iç gaza giren çıkan enerjiler eşit oluncaya kadar devam etmektedir. Şekil 4.25'te iç gaz enerji farkının motor sıcaklığı 65 °C iken yakınsama durumu verilmiştir. Başlangıçta dengeden uzak

sıcaklıklar dolayısıyla ϵ sıfırın çok uzağındayken döngü sayısı arttıkça önce saçınıklığı azalmakta sonrasında düzgün şekilde sıfıra doğru gitmektedir.



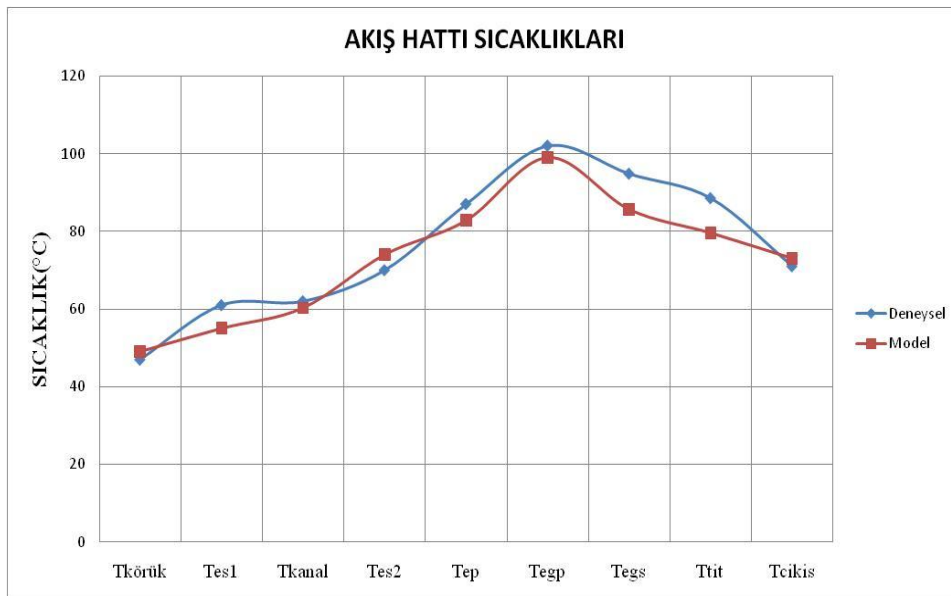
Şekil 4.25: $T_{mot}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken döngü sayısına göre iç gaz enerji dengesi değişimi.

Şekil 4.26’da emme susturucusu ikinci hacminin döngü sayısına göre sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Motor sıcaklığı $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de sabittir ve model başlangıcında kontrol hacmi sıcaklığı $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’dir. Yaklaşık 50 döngü boyunca sıcaklık aşağı yukarı salınmakta bu noktadan sonra karalı halde son sıcaklığına doğru artış göstermektedir. Epsilon değişiminde olduğu gibi 1271. döngüde son sıcaklık elde edilmektedir. Motor sıcaklığı arttıkça kompresör bölümlerinin sıcaklıkları da yukarı taşınacağından son sıcaklıkların elde edilmesi için döngü sayısı artmaktadır.



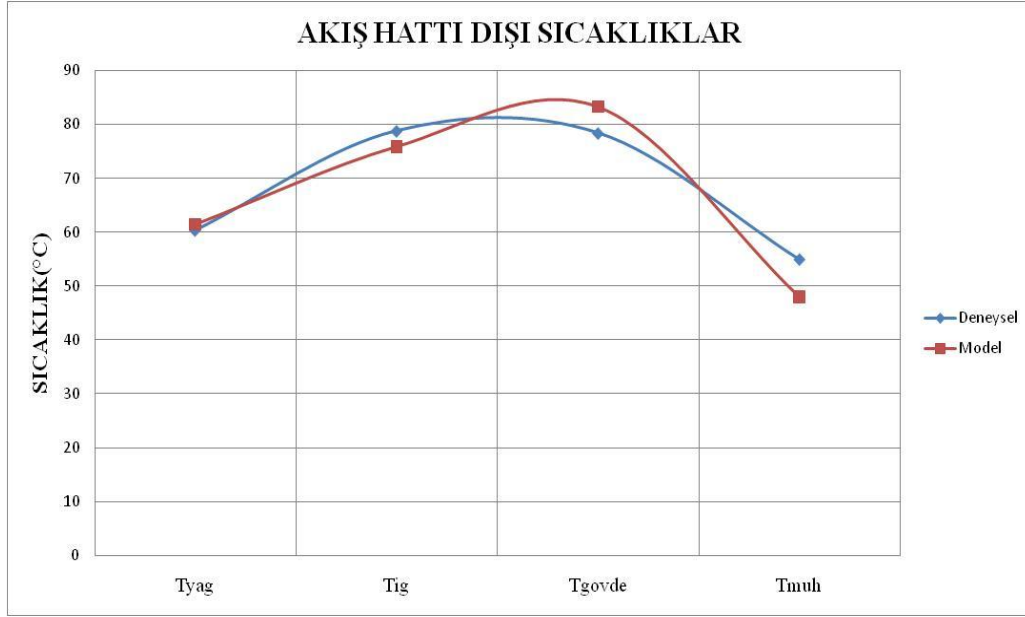
Şekil 4.26: Döngü sayısına göre emme susturucusu 2. hacim değişimi.

Şekil 4.27’de model sonuçları ile deneysel çalışmalarda elde edilen akış hattı sıcaklıklarının karşılaştırılması verilmiştir. Sıcaklık sonuçlarının farklı noktalarda birbiri ile tutarlı olduğu görülmektedir. Soğutucu akışkan emme susturucusu körüğünden girmekte ve emme plenumuna kadar ısınmaktadır. Silindirde sıkıştırıldıktan sonra egzoz plenumuna tahliye edilmektedir. Sonrasında kompresörü terk edene kadar bir miktar soğumakta olduğu görülmektedir. Model ve deneysel sonuçlar incelendiğinde egzoz susturucusu ve titreşim borusu sıcaklıkları dışında birkaç derecelik saplamalar görülmektedir.



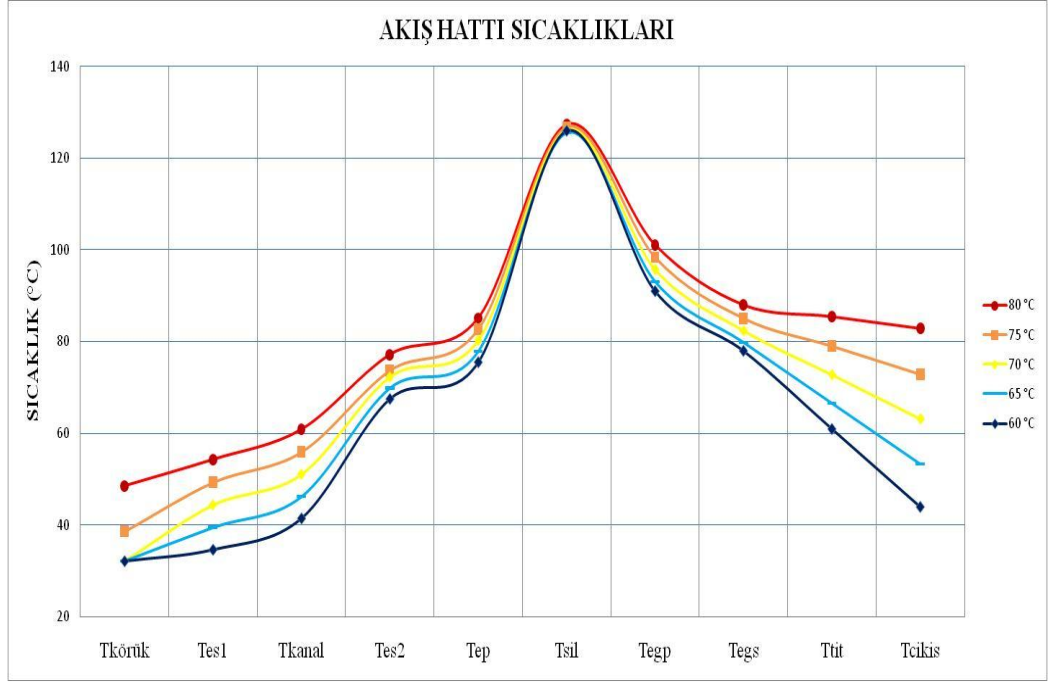
Şekil 4.27: Analitik model ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 4.28’de modelde incelenen akış hattı dışındaki yağ, muhafaza içi gaz, gövde ve muhafaza sıcaklıkları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması verilmiştir. Deneysel ve analitik olarak birbirine benzer eğriler elde edildiği, sonuçların tutarlı olduğu görülmektedir. Gövde geometrisinin karmaşıklığı nedeniyle deneysel sonuçlarla arada 4 °C ‘lik bir fark oluşmuştur. Muhafaza ortalama sıcaklıkları arasında ise yaklaşık 5 °C’lik fark bulunmaktadır.



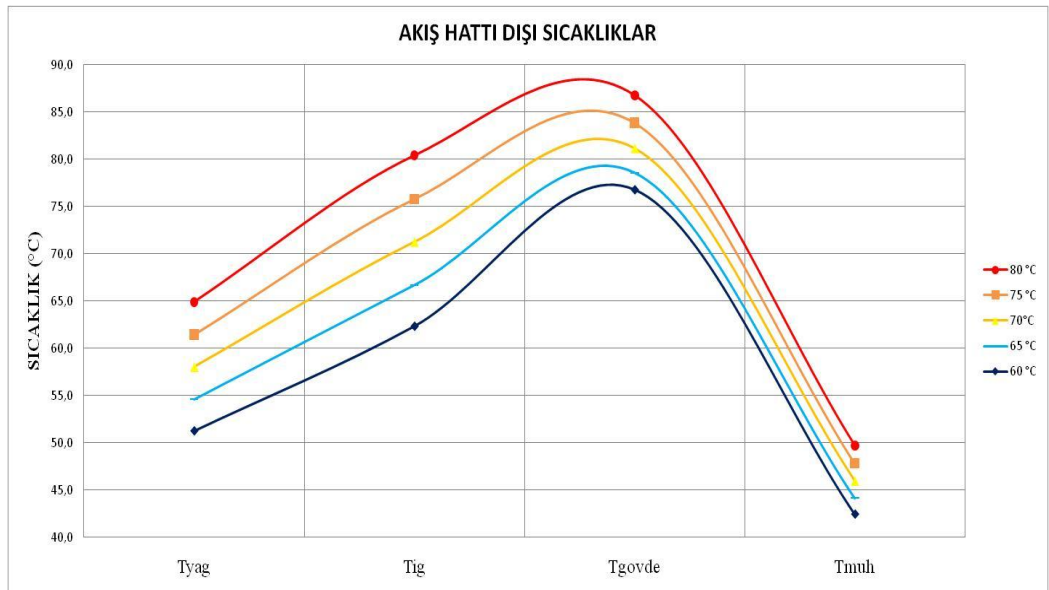
Şekil 4.28: Akış hattı dışı deneysel ve model sıcaklıklarının karşılaştırılması.

Şekil 4.29’da kompresör elemanları arası ısı geçişi için oluşturulmuş analitik modelin farklı motor sıcaklıkları için sonuçları verilmiştir. Motor sıcaklıkları 80 °C’ den 60 °C ‘ye kadar değişirken akış hattında bulunan ortalama sıcaklıklar da belirli oranlarda düşmektedir. Silindir cidar sıcaklığı sabit tutulduğundan silindir içerisindeki sıcaklık farkı belirginleşmemiştir. Emme hattında buharlaştırıcıdan gelen akışkan ASHRAE şartlarına göre 32.2 °C ‘de sabit tutulmaktadır. Bu nedenle motor sıcaklığı 70 °C’ nin altına düştüğünde susturucu körüğünden giren akışkan sıcaklığı 32.2 °C sıcaklığa yaklaşmakta ve sabitleşmektedir. Orijinal durumda motor ortamala sıcaklığı 75 °C olduğu için grafikte bu eğriyi baz değer olarak almak mümkündür. Motor sıcaklığı arttıkça iç gaz sıcaklığı da yükseldiğinden egzoz hattı ile aradaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bu nedenle egzoz plenumu, egzoz susturucusu, titreşim borusu ve çıkış sıcaklıklarının motor sıcaklığı yükseldikçe birbirine yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 4.29: Farklı motor sıcaklıklarına göre akış hattı sıcaklıklarının değişimi.

Şekil 4.30'da farklı motor sıcaklıklarına göre akış hattı dışı sıcaklıklar verilmiştir. Motor sıcaklığı 80 °C'den 60 °C'ye değiştirildikçe yağ, iç gaz, gövde ve muhafaza sıcaklıkları belirli oranlarda azalmaktadır. İç gaz sıcaklığına dikkat edilirse 75 °C orijinal motor sıcaklığında da diğer motor sıcaklıkları için de motor sıcaklığına yakın değerlerdedir. Muhafazanın ortalama sıcaklığı temel durumda da diğer bölümlere göre görece düşük sıcaklıkta olduğu için farklı motor sıcaklıklarında diğerlerine göre daha az sıcaklığı azalmış görünmektedir.



Şekil 4.30: Farklı motor sıcaklıklarına göre akış hattı dışı sıcaklıklarının değişimi.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında hermetik pistonlu kompresörlerde kullanılan elektrik motoru, kompresör içi ısı geçişi açısından deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde kompresör ve elektrik motorunda ısı geçişine yönelik literatürdeki çalışmalar özetlenmiş, kompresör içinde motor soğutmaya yönelik patent çalışmalarından bazıları verilmiştir.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde mevcut kompresörde sıkıştırmaya işi, kayıplar ve kompresör performansını ayırtırmak adına yapılan PV ölçüm çalışmaları, kompresör geneli ve motor özelinde yapılan detay sıcaklık çalışmaları ve motor performansının görülebilmesi için yapılan motor testleri paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında öncelikle elektrik motoru analitik olarak modellenerek orijinal durum ve soğutma yöntemleri uygulandıktan sonraki sıcaklıklar parametrik olarak elde edilmiş, sonrasında kompresör genelinde oluşturulan analitik modelle motorun kompresör genelinde sıcaklık değişimine etkisi incelenmiştir.

Bu tez çalışması sonucunda ulaşılan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Kompresörün PV gösterge diyagramı elde edilerek sıkıştırma işi, motor testleri ile de motor verimi elde edilmiştir. Bu deneysel çalışmalar ile motor kayıplarının giriş gücü içerisinde %14 oran ile diğer kayıplara kıyasla büyük bir yer tuttuğu belirlenmiştir.
- Motor laminasyon ve sargı uçlarında toplam 40 adet termokupl kullanılarak yapılmış detay sıcaklık ölçümlerine göre, motor sıcaklığı ortalama 75 °C olarak elde edilmiştir. Motorun üst bölümü egzoz borusuna yakınlığa bağlı olarak diğer bölümlerden bir miktar daha sıcaktır. Bunun dışında ön ve arka kısımlarda stator uç sargıları yağ ile temas ettiklerinden bir miktar soğukturlar. Bu bölümler haricinde stator sargıları da dahil sıcaklıkların

homojen bir dağılım gösterdiği görülmüştür. Noktalar arası sıcaklık farkları 1-2 °C kadardır.

- Motor-CAD programı ile oluşturulan analitik model ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık 2.5-3 °C'lık bir sıcaklık farkı olduğu görülmüştür. Sonuçlar karşılaştırıldığında ikisinde de sıcaklıklar stator laminasyonu ve stator sargı uçlarında homojen bir dağılım söz konusudur.
- Motor analitik modelinde soğutma ceketi uygulamaları için farklı debilerde motor sıcaklıklarının farklı oranlarda düştüğü görülmüştür. Yüksek debilerde sıcaklık farkı daha fazla olmakla beraber, stator laminasyonu ile su ceketi teması nedeniyle motordaki homojen sıcaklık dağılımının bozulduğu görülmüştür.
- Motor analitik modeli eksenel ve spiral su ceketi uygulamalarında, debideki değişim motor sıcaklık değişimini kanal genişliğinden daha fazla etkilemektedir. Sabit kanal genişlikleri için farklı debilerde motorda yüksek sıcaklık farkı elde edilirken, sabit debi değerinde farklı kanal genişlikleri için aynı etki görülmemiştir. Motor analitik modeline göre, aynı debide eksenel su ceketi uygulamasında spiral su ceketi uygulamasına göre daha düşük motor sıcaklıkları elde edilmiştir. İki uygulama için de debi değerleri yükseldikçe bir önceki debiye oranla sıcaklıklar daha az düşmektedir.
- Kompresör genelinde enerji denge eşitlikleri kullanılarak oluşturulan modele göre motor sıcaklıklarındaki azalma bütün kompresör bölümlerinde kademeli olarak sıcaklık düşüşleri getirmektedir. Motor sıcaklığının 80 ile 60 °C arasındaki değişimine göre kompresör elemanlarındaki sıcaklık değişimi grafikleri elde edilmiştir.

Öneriler:

- i.) Motor-CAD program sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki tutarlılığa istinaden, yeni motor tasarımları yapılırken motor sıcaklıklarının hangi mertebede olacağı ve nasıl bir dağılımın söz konusu olacağı önceden görülebilir. Bu sayede motor tasarımında elektriksel analizler yanında ısı analiz de yapılarak, disiplinler arası çalışmayla yüksek verim elde edilebilir.

- ii.) Motor analitik modeli sprey soğutma uygulamasında karterden alınarak stator uç sargılarına gönderilen yağın motor sıcaklığını 6-7 °C düşürdüğü görülmüştür. Krank mili tarafından piston-silindir bölümü ve diğer yataklar da yağlandığından bu uygulama için uygun krank tasarımı gerekmektedir. Bu nedenle uygulama için belirli debide yağ taşıyabilecek ve istenilen bölgelere savurma yapabilecek krank tasarımını denemek faydalı olacaktır. Motordan ısı kaldıran yağ kartere geleceğinden buradan ısının kompresör muhafazası dışına atılması için ısı borusu kullanılabilir. Bu sayede düşük sıcaklıktaki yağ tekrar sargılara ve yataklara püskürtülebilir.
- iii.) Su ceketi uygulamalarında su, bir pompa yardımıyla muhafaza dışından sirküle edileceğinden fazladan güç harcanması söz konusudur. Sadece motorun soğutulması kompresör SEK değeri için bir anlam ifade etmemektedir. Bu nedenle giriş gücünün azaltılması ve soğutma kapasitesinin artırılması ideal tasarımın hedefidir. Su ceketi uygulamalarının kompresör SEK değerini nereye götüreceği deneysel uygulamalar yardımıyla görülmelidir.
- iv.) Hem motor hem de kompresör genelinde yapılan detay sıcaklık sonuçlarına göre motor ve iç gaz sıcaklıklarının birbirine yakın olduğu görülmüştür. Elektrik motoru yüzey alanı genişliği ve iç gaz ile çevrelenmesi nedeniyle aradaki ısı geçişi önemli ölçüde motor performansını etkiliyor görünmektedir. Kompresör elemanları arası ısı geçişinin simüle edildiği analitik modelde, farklı motor sıcaklıkları için iç gaz sıcaklıkları incelendiğinde de ikisi arasındaki ısı geçişinin kademeli olarak birbirilerini etkilediği görülmüştür. Bu nedenle motor soğutma işleminin yanında, iç gaz sıcaklıklarının düşürülmesi hem soğutma kapasitesini arttıracak hem de motor performansını iyileştirecektir. İç gaz sıcaklığını düşürecek egzoz hattının yalıtılarak ayrıştırılması, muhafazanın soğutulması vb. çalışmalarla giriş gücü de düşürülebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Çengel, Y. ve Boles, M., 2000. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul.
- [2] Tecumseh Products Company, Reciprocating Compressors, <www.tecumseh.com/en/canada/products/reciprocating-compressors>, alındığı tarih:01.04.2015.
- [3] Özdemir, A. R., 2007. Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul
- [4] Bekiroğlu, N., Şenol, İ., Aybar, O., 2006. Elektrik Makineleri Deneyleri, *Birsen Yayınevi*, İstanbul.
- [5] Valco Group- Pumps, Motors and Controls Manufacturing, Stator with Winding and Rotor with Shaft, <<http://www.valco.eu/articolo/196/electric-motors-high-efficiency/motor-parts---stators--rotors-and-shaft/stator-with-winding-and-rotor-with-shaft.aspx>> alındığı tarih: 06.03.2015.
- [6] Özçira, S., Bekiroğlu, N., Ayçiçek, E., 2007. Bir Fazlı Asenkron Motorların Karakteristiklerinin İncelenmesi, Karşılaştırılması ve Uygun Yol Verme Mekanizmasının Seçimi. 12. Elektrik, Elektronik, Bilgisayar, Biyomedikal Mühendisliği Ulusal Kongresi Bildiriler Kitabı. 12. Elektrik, Elektronik, Bilgisayar, Biyomedikal Mühendisliği Ulusal Kongresi ve Fuarı.
- [7] Dutra, T. ve Deschamps, C. J., 2014. Development of a Lumped Parameter Model for Hermetic Reciprocating Compressor with Thermal-Electrical Coupling, *22th International Compressor Engineering Conference* , **1367**, 1-10.
- [8] Cavallini , A., Doretto, L., Longo, G.A, Rosetto, L., Bella, B. ve Zannerio, A., 1996. Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor, *International Compressor Conference at Purdue, Purdue University, USA*, 535-540.
- [9] Ooi, K. T., 2003. Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor, *Applied Thermal Engineering*, **23**,1931-1945.
- [10] Rigola, J., Segerra, C. D., Oliva, A., 2005. Parametric Studies on Hermetic Reciprocating Compressors. *Internal Journal of Refrigeration*, **28**, 253-266.
- [11] Keribar, R. ve Morel, T., 1988. Heat Transfer and Component Temperature Prediction Reciprocating Compressor, *Proceedings of the 9th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, USA*, 454-463.

- [12] **Fagotti, F.**, 1994. Heat Transfer Modelling in Reciprocating Compressor, *International Compressor Technology Engineering Conference at Purdue, Purdue University, USA*, 320-327.
- [13] **Dutra, T. ve Deschamps, C. J.**, 2013. Experimental Characterization of Heat Transfer in The Components of a Small Hermetic Reciprocating Compressor, *Applied Thermal Engineering*, **58**, 499-510.
- [14] **Haas, D., Deschamps, C., Diniz, M.**, 2013. A Thermal Network to Predict The Temperature Distribution in Household Refrigeration Compressors, *8th International Conference on Compressors and Coolents, Smolenice-Slovakia*.
- [15] **Öner Y., Gökdemir F., Çetin E.**, 2009. Lumped-Devre Modelini Kullanarak 3 Fazlı Asenkron Motorun Termal Analizi ve Kayıpların Bulunması, 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Smpozyumu (IAT'09), Karabük-Türkiye*.
- [16] **Boglietti A. ve Cavagnino A.**, 2007. Determination of Critical Paramethers in Electrical Machine Thermal Models, *Industry Applications Conference-42nd IAS Annual Meeting, Conference Recor of 2007 IEEE, New Orleans-LA*, 73-80.
- [17] **Marie, P.**, 2007. System and method for cooling a compressor motor, United States Patent, No:7181928(B2), 2007-02-27.
- [18] **Norman B., Frank Q., Gary H.**, 1995. Compressor with motor cooling fan, United States Patent, No: 5464332, 1995-11-07.
- [19] **Rengasamy, R. ve Shau-Tak C. R.**, 1996. Cooling of a hermetic motor-compressor unit, European Patent Office Patent, No: EP0571315, 1996-08-28.
- [20] **Kenneth, J., Turner, M., Alan, M., Terry, A.**, 2006. Compressor suction gas feed assembly, United States Patent, No: 7070397, 2006-07-04.
- [21] **Oğuz, E.**, 2006. Hermetik Sogutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin incelenmesi, *Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*.
- [22] **Oshman, C.**, 2012. Development, Fabrication And Experimental Study Of Flat Polymer Micro Heat Pipes, *University of Colorado, PhD Thesis*, 2-7.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Haşim OTUNÇ
Doğum Yeri ve Tarihi : Kadıköy - 06.05.1990
E-Posta : hsmotunc@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2013, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü
Lisans : 2014, Yıldız Teknik Üniversitesi, Elektrik-Elektronik
Fakültesi, Elektrik Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

2013-2015 : Arçelik A.Ş.
Termodinamik Teknoloji Ailesi
Arge-Mühendisi
2015- : Arçelik A.Ş.
Elektrik Motorları İşletmesi
Arge-Mühendisi