

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

SİRKÜLASYON POMPASINDA ROTOR VE SÜRÜCÜYÜ
SOĞUTAN DIŞ YÜZEY KANATÇIK KONFIGÜRASYONUNUN
SİSTEM VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

GÜLÜZAR AYDOĞDU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: PROF. DR. SÜLEYMAN KARSLI

TEMMUZ 2024

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

SİRKÜLASYON POMPASINDA ROTOR VE SÜRÜCÜYÜ
SOĞUTAN DIŞ YÜZEY KANATÇIK
KONFIGÜRASYONUNUN SİSTEM VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

GÜLÜZAR AYDOĞDU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: PROF. DR. SÜLEYMAN KARSLI

TEMMUZ 2024

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL

**EFFECT OF EXTERNAL SURFACE FIN CONFIGURATION THAT
COOLS THE ROTOR AND DRIVER IN THE CIRCULATION PUMP ON
SYSTEM EFFICIENCY**

GÜLÜZAR AYDOĞDU

A THESIS OF MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING

ADVISOR: PROF. DR. SÜLEYMAN KARSLI

JULY 2024



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 16/07/2024 tarih ve 2024/38 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 24/07/2024 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Gülüzar AYDOĞDU' nun tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Prof. Dr. Süleyman KARSLI

ÜYE

: Prof. Dr. Mehmet KAYA

ÜYE

: Prof. Dr. Fevzi BEDİR

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Elektrik motorlarının elektrik enerjisi tüketimi dünyada %40, pompaların ise %20 civarındadır. Nitekim klasik sabit devirli pompaların Avrupa enerji verimliliği politikaları nedeniyle 2013 itibariyle yasaklanmış olması ve yeni tasarım yüksek verimli motorların ve sürücülerin pompa sistemlerinde kullanılmaya başlanması ile büyük miktarda enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Yeni nesil ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları pompa, motor ve sürücü olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Bir ıslak rotorlu sirkülasyon pompasında yaklaşık olarak, pompa maliyeti %40, motor maliyeti %30 ve sürücü maliyeti %30 civarındadır. Sirkülasyon pompalarının çalışma sıcaklığı 110-120 °C'ye kadar çıkmaktadır. Bu çalışma sıcaklıklarında sürücü ve motorlarda meydana gelecek yanma ve arızalar pompa ömrünü kısaltıp, sistem maliyetini artırırken, yeterli soğutma yapılmış sürücü ve elektrik motorları sistem maliyetini düşürmekte, sistem ömrünü uzatarak toplam verimliliği artırmaktadır.

Bu çalışmada, verim indeks değeri 0,23 olan, yerli üretim, manyetik motor ve tahrikli ıslak rotorlu sirkülasyon pompası ve sürücüsünün termo ekonomik analizi yapılmıştır. Analizden elde edilen veriler, sıcaklık dağılımı dikkate alınarak deneysel olarak pompaya uygulanmış, sayısal ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada ölçümler üç farklı yöntemde: ilk olarak sürücü pompa gövdesiyle temas halinde, ardından sürücü pompa sisteminden ayrıldığında ve son olarak temas yüzeyine taş yünü izolasyonu yerleştirildiği şekilde yapılmıştır. İkinci yöntemde elde edilen sıcaklık düşümü, birinci yöntemde göre kanatlarda yaklaşık %40, sürücü dijital kart yüzeyinde ise %25 oranında gerçekleşmiştir. Birinci ve üçüncü yöntemler arasında, kanatlarda yaklaşık %14 ve sürücü dijital kart yüzeyinde %15'lik bir sıcaklık düşümü kaydedilmiştir. Son bölümde yılda 3000 saat çalışan sürücüde yapılan iyileştirme çalışması ile yılda 212 kWh enerji tasarrufu yapılırken, 0.92 kg CO₂ salınımının engelleneceği hesaplanmıştır. Sürücü sıcaklığının düşük değerlerde tutulmasının sürücü ömrü ve enerji tasarrufu açısından olumlu etki gösterdiği görülmüştür. Sonuç olarak bu çalışmanın toplam pompa sistem verimliliğine ve sürücü işletme ömrüne katkı sağladığı görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Sirkülasyon Pompası, Sistem Verimliliği, Sürücü, Kanatçık, Pompa Sistemi

ABSTRACT

The electricity consumption of electric motors accounts for approximately 40% globally, while pumps account for around 20%. Indeed, significant energy savings have been achieved with the prohibition of older generation fixed-speed pumps in Europe since 2013 due to energy efficiency policies and the subsequent introduction of new generation high-efficiency motors and drives in pump systems.

New generation wet rotor circulation pumps consist of three main components: the pump, the motor, and the drive. In a wet rotor circulation pump, the cost distribution is approximately 40% for the pump, 30% for the motor, and 30% for the drive. The operating temperature of circulation pumps can reach up to 110-120°C. At these operating temperatures, potential burnouts and failures in the drive and motor can shorten the pump's lifespan and increase system costs. However, adequately cooled drives and electric motors reduce system costs, extend system lifespan, and enhance overall efficiency.

In this study, thermoeconomic analysis of a domestic production, magnetic motor and driven wet rotor circulation pump and driver with an efficiency index value of 0.23 was performed. The data obtained from the analysis was applied to the pump experimentally by considering the temperature distribution, and the numerical and experimental results were compared. In the experimental study, measurements were made in three different methods: first, the driver was in contact with the pump body, then when the driver was separated from the pump system, and finally when rock wool insulation was placed on the contact surface. The temperature decrease obtained in the second method was approximately 40% on the wings and 25% on the driver digital card surface compared to the first method. Between the first and third methods, a temperature decrease of approximately 14% on the wings and 15% on the driver digital card surface was recorded. In the last section, it was calculated that 212 kWh of energy was saved per year with the improvement study carried out on the driver operating for 3000 hours per year, while 0.92 kg of CO₂ emissions would be prevented. It was observed that keeping the driver temperature at a low value had a positive effect in terms of driver life and energy saving. As a result, it is seen that this study contributes to the total pump system efficiency and driver operating life.

Key Words: Circulation Pump, System Efficiency, Driver, Vane, Pump System

TEŞEKKÜR

Başta yüksek lisans eğitimim boyunca desteği, yardımı, derin bilgi ve tecrübesini her daim hissettiğim ve bu çalışmayı tamamlamamda büyük emeği olan danışmanım Prof. Dr. Süleyman KARSLI olmak üzere ilkokuldan bugüne üzerimde emeği olan tüm hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Gerek lisans gerekse yüksek lisans ve muhtemel diğer akademik çalışmalarımda yanımda olan ve olacak olan, yoğun iş tempolarıma ve akademik çalışmalarımın anlayış gösterip destek veren, ilim yolculuğunda bana eşlik eden, kendisinden ve evlatlarımdan ayırdığım zamanları telafi etmeyi umut ettiğim değerli eşime ve eşimin ailesine, gözümün nuru evlatlarıma, bugünlere gelmemde büyük emeği olan, hayatın ve insanların her türlü yükünü Allah rızası için çeken çok kıymetli merhume anneme, gerek akademik gerekse de insani olarak kendisini örnek aldığım, gayreti ve niyeti noktasında ülkemiz için büyük bir değer olacağını umut ve temenni ettiğim, Dr. G. Kaan Esen'e, 13 yıl önce henüz yeni mezun bir teknikerken kapısından adım attığım, küçük hayallerimi büyüten, geliştiren ve beni yetiştiren Türk Standartları Enstitüsü ailesine, değerli yöneticilerim ve kıymetli çalışma arkadaşlarıma, tez çalışmamda laboratuvarlarını bize açarak deneysel çalışma imkânı sağlayan Sumak Pompa yöneticilerine ve personellerine, gönülden ve içten teşekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
TABLolar DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	6
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	9
2.1. Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompalarının Yapısı	12
2.2. Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompalarının Kontrol Yöntemleri	13
2.3. Sirkülasyon Pompasında Enerji Verimliliği İndeksinin (EEI) Önemi ve Hesaplanması	15
2.4. Pompa Sistemlerinin Verimliliği	18
2.5. Hız Sürücülerinin Verimliliği	21
2.6. Pompa Sistemlerinde Termal Analiz ve Önemi	23
2.7. Sıcaklığın Pompa Üzerindeki Etkisi	25
2.8. Sıcaklığın Motor Üzerindeki Etkisi	26
2.9. Sıcaklığın Hız Sürücüleri Üzerindeki Etkisi	27
2.10. Ömür Boyu Maliyet Hesabı	29
3. SAYISAL ANALİZ YÖNTEMİ İLE ISIL PERFORMANSIN BELİRLENMESİ	31
3.1. HAD Yöntemi ve Uygulanması	31
3.2. Sistemin Modellenmesi ve Analizi	35
4. SAYISAL ANALİZ VE DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI	37
4.1. Sayısal Analiz Sonuçları	39
4.1.1. I. Yöntem İçin Analiz Sonuçları	39
4.1.2. II. Yöntem İçin Analiz Sonuçları	44
4.2. Deneysel Çalışma Sonuçları	47
4.2.1. I. Yöntem İçin Deneysel Çalışma Sonuçları	47
4.2.2. II. Yöntem İçin Deneysel Çalışma Sonuçları	48
4.2.3. III. Yöntem İçin Deneysel Çalışma Sonuçları	50
4.3. Termo Ekonomik Analiz	57
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	66
EKLER	67

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu
ÖBM	: Ömür Boyu Maliyet
MTEP	: Milyon Ton Eşdeğer Petrol
EEI	: Enerji Verim İndeksi
kWh	: Kilovatsaat
TÜBİTAK	: Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu
CFTurbo	: Turbomakina Tasarım Programı
PMD	: Programlanabilir Mantık Denetleyicisi
BYS	: Bina Yönetim Sistemi
$P_{L,avg}$	: Pompanın ağırlıklı ortalama elektriksel giriş gücü
P_{ref}	: Referans sabit hız için referans elektriksel giriş gücü
EU	: Avrupa Birliği
MEI	: Minimum verim endeksi
IE2	: Yüksek verimlilik
IE3	: Premium verimlilik
DHS	: Değişken Hız Sürücü
C_p	: Pompanın ilk satın alma maliyeti
C_i	: Kurulum ve Devreye Alma Maliyeti
C_e	: Pompanın kullanım ömrü boyunca tüketeceği enerji maliyeti
C_m	: Bakım ve onarım maliyeti
C_o	: İşletme maliyeti
C_d	: Hurda maliyeti
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
LES	: Büyük Girdap Simülasyonu
DNS	: Doğrudan Sayısal Simülasyon
RSM	: Reynolds Gerilim Modeli
q	: İletim ısı akısı

k	: Isı iletkenliği.
A	: İletken yüzey alanı
h	: Konveksiyon katsayısı
T_s	: Yüzey sıcaklığı.
T_∞	: Çevre sıcaklığı
E	: Boyutsuz yüzey emisitivesi
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti
Q	: Debi
H	: Basma yüksekliği

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1:	Elektrik motorları enerji tüketim payları. 1
Şekil 1.2:	Pompa tipine göre enerji tüketimleri. 3
Şekil 1.3:	Pompalarda ÖBM maliyet oranları. 4
Şekil 2.1:	Örnek ıslak rotorlu sirkülasyon pompası tasarımı. 12
Şekil 2.2:	Isıtma sisteminde sirkülasyon pompasının kullanımı. 13
Şekil 2.3:	Sirkülasyon pompasının temel kısımları. 13
Şekil 2.4:	Maksimum hidrolik çıkış gücü. 17
Şekil 2.5:	Referans kontrol eğrisi ve Q-H noktaları. 17
Şekil 2.6:	Toplam pompa sistem verimliliği. 19
Şekil 2.7:	Toplam pompa sistem verimliliği konsepti. 20
Şekil 2.8:	Değişken frekans sürücü. 21
Şekil 2.9:	Motorun yük gereksinimine göre hız ve frekansın kalibrasyon eğrisi. 21
Şekil 2.10:	Pompa sistem verimliliği ve sürdürülebilirlik. 23
Şekil 2.11:	Pompa sisteminde termal analiz. 25
Şekil 2.12:	Kanatçık yapılarına örnekler. 28
Şekil 3.1:	SolidWorks HAD yöntemi ile akış modellemesi. 31
Şekil 3.2:	SolidWorks HAD yöntemi ile termal analiz. 34
Şekil 3.3:	Pompanın 3 boyutlu modeli. 36
Şekil 3.4:	Pompanın boyutları. 36
Şekil 4.1:	Pompa test düzeneği. 37
Şekil 4.2:	Test edilecek sirkülasyon pompasının performans eğrisi. 37
Şekil 4.3:	Sıcaklık ölçer ve termal kamera. 39
Şekil 4.4:	65 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü. 40
Şekil 4.5:	72 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü. 40
Şekil 4.6:	85 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü. 41
Şekil 4.7:	65 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı. 42
Şekil 4.8:	72 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı. 42
Şekil 4.9:	85 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı. 43
Şekil 4.10:	65 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı. 44

Şekil 4.11:	72 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.	45
Şekil 4.12:	85 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.	45
Şekil 4.13:	65°C de I. Yöntem ile II. Yöntem grafiksel karşılaştırılması.	46
Şekil 4.14:	72°C de I. Yöntem ile II. Yöntem grafiksel karşılaştırılması.	46
Şekil 4.15:	85°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.	47
Şekil 4.16:	I. Yöntem test düzeneği.	48
Şekil 4.17:	II. Yöntem test düzeneği.	48
Şekil 4.18:	65°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.	49
Şekil 4.19:	72°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.	49
Şekil 4.20:	85°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.	50
Şekil 4.21:	III. Yöntem test düzeneği	51
Şekil 4.22:	65°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırması	51
Şekil 4.23:	72°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırması.	51
Şekil 4.24:	85°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırması.	52
Şekil 4.25:	65°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	53
Şekil 4.26:	65°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	54
Şekil 4.27:	72°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	55
Şekil 4.28:	72°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	55
Şekil 4.29:	85°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	56
Şekil 4.30:	85°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.	56
Şekil 4.31:	45.2°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ile farklı maliyet parametreleri (yıllık tüketilen güç maliyeti, 12 yıllık maliyet değeri ve 6 yıllık maliyet değeri) değişim grafiği	58
Şekil 4.32:	52.4°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ile farklı maliyet parametreleri (yıllık tüketilen güç maliyeti, 12 yıllık maliyet değeri ve 6 yıllık maliyet değeri) değişim grafiği	59

Şekil 4.33:	45.2°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ve yıllık güç tüketimi ile yıllık ile karbon salınımı arasındaki değişim grafiği	59
Şekil 4.34:	54.2°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ve yıllık güç tüketimi ile yıllık ile karbon salınımı arasındaki değişim grafiği	60

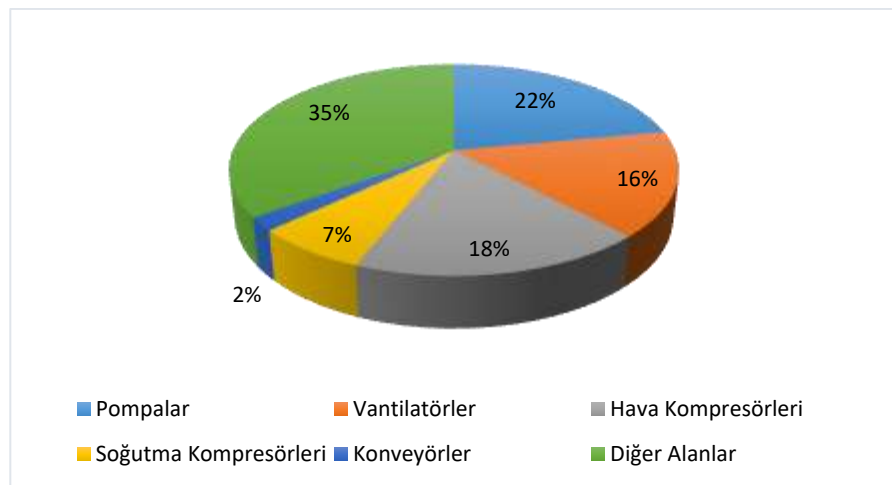
TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1: Pompa ve motorun detaylı bilgileri.	36
Tablo 3.2: Sürücü kanatçığı ve izolasyon malzemesinin termal özellikleri	36
Tablo 4.1: Performans eğrisine ait debi (Q) ve basma yüksekliği (H) verileri.	38
Tablo 4.2: Termal kamera ile pompa üzerinde okunan sıcaklıklar.	40
Tablo 4.3: I. Yöntem için sıcaklık dağılımları.	41
Tablo 4.4: II.Yöntem için sıcaklık dağılımları.	44
Tablo 4.5: I. Yöntem sıcaklık dağılımları.	47
Tablo 4.6: II. Yöntem sıcaklık dağılımları.	48
Tablo 4.7: III.Yöntem sıcaklık dağılımları.	50
Tablo 4.8: 65°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.	52
Tablo 4.9: 72°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.	53
Tablo 4.10: 85°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.	54
Tablo 4.11: 45.2°C ve 52.4°C sıcaklıklarda farklı yıllık çalışma saatlerine göre yapılan hesaplamalar	58

1. GİRİŞ

Sürdürülebilir enerji kaynağı kullanımı ve enerji kaynaklı karbondioksit salınımının azaltılmasına yönelik çalışmalar endüstride enerji verimliliği uygulamalarının gelişmesini sağlarken, bu süreçte enerji birim maliyetlerinin artış göstermesi de dikkati enerji sarfiyatı fazla olan motorlar ve pompalara çevirmiştir.

2013 yılındaki TÜİK (Türkiye İstatistik Kurumu) verilerine bakıldığında Türkiye de elektrik enerjisinin %47,1'i sanayi sektöründe tüketilirken, bu tüketilen enerjinin elektrik motorlarında kullanımının ise %70 civarında olduğu görülmektedir. Dünya çapında 2011 yılında yapılan bir çalışmada havaya salınan CO₂ miktarları incelenmiş, salınan toplam CO₂ miktarının 6040 milyon tonluk kısmının elektrik motorlarından kaynaklandığı görülmüştür [1]. Bu çalışmaya benzer bir diğer çalışma ise Japonya'da yapılmış, elektrik motorlarında yapılacak iyileştirmeler ile motor verimlilikleri arttırılarak 149 milyon ton civarında karbondioksit miktarının azaltılabileceği değerlendirilmiştir [2]. Şekil 1.2'de dünyada endüstriyel bir işletmede çeşitli sistemlerde kullanılan elektrik motorları ve bu motorlara ait enerji tüketim oranları verilmiştir [3]. Türkiye'de kullanılan elektrik motorlarında ise bu oranlar %22'si fan-havalandırma sistemlerinde, %29'u pompa sistemlerinde, %7'si kompresör sistemlerinde ve %42'si diğer alanlarda olmak üzere küçük de olsa değişiklik göstermektedir [4].

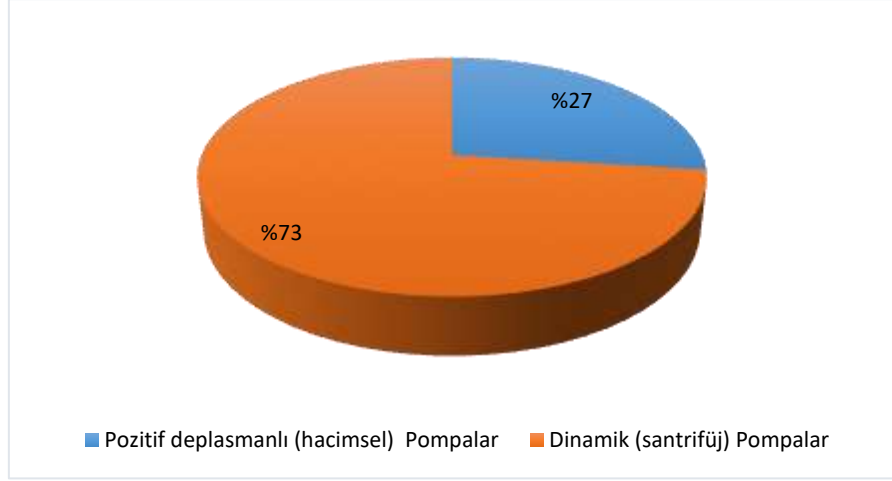


Şekil 1.1: Elektrik motorları enerji tüketim payları.

Avrupa Komisyonunun yapmış olduğu bir çalışma pompa sistemlerinin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin dünyadaki elektrik motorları enerji ihtiyacının %22'sini oluşturduğunu ve bazı sektörlerdeki işletmelerde bu oranın %50 civarında olduğunu göstermektedir [3]. Bir diğer araştırma olan Amerikan Hidrolik Enstitüsü'nün gelişmiş ülkelerde yaptığı bir araştırma da ise tüketilen enerjinin %20'sinin pompalar tarafından tüketildiğini ve bu tüketilen enerjinin verimlilik artırıcı yöntemler ve uygun pompa sistemi tasarımı ile %30'unun tasarruf edilebileceğini öngörmüştür [5]. Nitekim ülkemizde son yıllarda enerji verimliliği alanında yapılan çalışmalar ve hedeflenen stratejiler bu durumu destekler niteliktedir. 20,2 milyar ABD Dolarının Türkiye'de 2024-2030 yılları arasında enerji verimliliği yatırımlarına harcanması ve bu sayede kümülatif olarak 37,1 MTEP birincil enerji tasarrufu hedeflenmiştir. Bu dönemde birincil enerji tüketiminde %16 oranında azalıma denk gelen bu hedef, aynı zamanda 100 milyon ton CO₂ eşdeğer sera gazı azalımına da imkân sağlayacaktır. Aynı eylem planında sanayi sektöründe düşük karbonlu, yeşil ve dijital bir dönüşüm için enerji verimliliği uygulamalarının yaygınlaştırılması başlıklı eylem kodu kapsamında elektrik motoru ve değişken hız sürücü kullanılan sistemlerde (fan, pompa vb.) enerji verimliliğinin geliştirilmesine yönelik etki analizleri yapılarak, tasarruf imkanlarına yönelik çalışmalar planlanmıştır [6].

Günümüzde pompalar kullanım alanı olarak çok geniş bir yelpazede hizmet vermektedir. Pompalar sulama sistemleri başta olmak üzere ısıtma soğutma sistemleri, klima sistemleri, kimya, gıda, makine sektörü gibi birçok alanda ihtiyaç duyulur hale gelmiştir.

Pompalar aldıkları enerji ile sıvıların bir yerden başka bir yere aktarılmasında kullanılırlar. Genel anlamda pompalar iki ana sınıfa ayrılmış olup, **Şekil 1.2**'de bu iki ana sınıfa ait dinamik (santrifüj) ve pozitif deplasmanlı (hacimsel) pompalar ve tükettikleri toplam enerji oranları verilmiştir [3].



Şekil 1.2: Pompa tipine göre enerji tüketimleri.

Santrifüj pompa grubunda yer alan sirkülasyon pompaları suyun hareketini sağlayarak genellikle ısıtma sistemlerinde kullanılırlar. Sirkülasyon pompaları sirkülatör olarak da adlandırılırlar. Akışkanın rotor içerisine girip girmemesi durumuna göre ıslak ve kuru rotorlu olarak sınıflandırılırlar.

Avrupa da 2005/32/AT ile SGM-2011/15 direktifi ve EN 16297-1 standardı, sirkülatörlerde Enerji Verim İndeksi (EEI) kavramını ortaya çıkarmış ve bu EEI değerinin 0.23 değerinin altında olması zorunluluğu getirilmiştir [7].

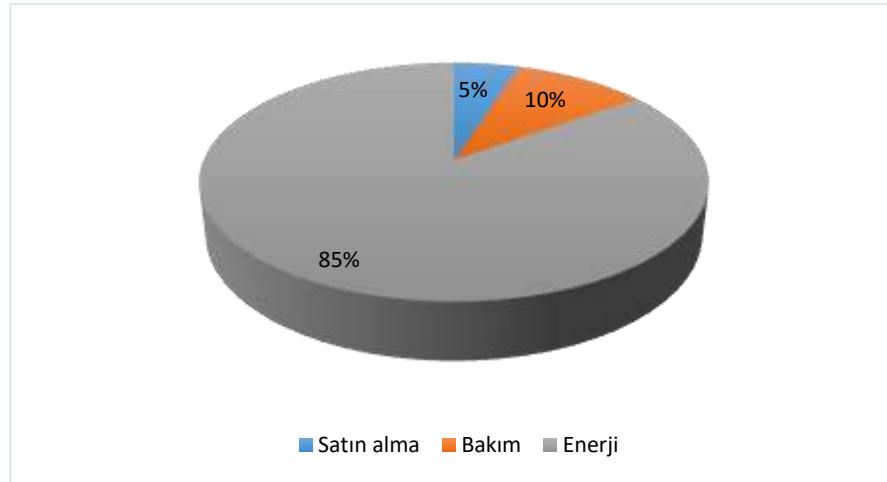
Nitekim eski nesil sabit devirli pompaların Avrupa enerji verimliliği politikaları nedeniyle 2013 itibariyle yasaklanmış olması ve yeni nesil yüksek verimli motorların ve sürücülerin pompa sistemlerinde kullanılmaya başlanması ile büyük miktarda enerji tasarrufu olanağı doğmuştur. Tasarruf imkanlarının yanı sıra pompa sistemlerinde toplam sistem verimliliğinde de önemli iyileştirmeler gözlemlenmiştir.

Yeni nesil ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları pompa, motor ve sürücü olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Pompaların en verimli çalışma sıcaklığı 60°C-80°C civarındadır. Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında motor sargı sıcaklığı, genellikle optimum verimlilik ve uzun ömür için belirli bir aralıkta tutulur. Bu sıcaklık aralığı genellikle 80°C ile 100°C arasındadır. Yüksek sıcaklıklarda ise sargılar bozulur, izolasyon malzemeleri erir, buhar basıncı oluşur, kavitasyon ve gürültü meydana gelir. Bu nedenle pompa ve motor gövdesinin soğutulması teknik bir zorunluluktur.

Geleneksel pompa sistemlerinde hız değışikliği yapılmayan ya da akışın valfler yardımıyla kontrol edildiği sistemler kullanılmıştır. Ancak yaklaşık 10-15 yıldır sektörlerde yeni tasarım ıslak rotorlu sirkülasyon pompa sistemlerinde kullanılan motorları sürmek, devrini kontrol altına almak ve frekansını değıştirerek sistemin ihtiyaç duyduğu akışı üreten, enerji tasarrufu sağlayan değışken frekanslı sürücüler kullanılmaktadır.

Santrifüj fan veya pompa gibi uygulamalarda, güç hızın küpü ile değıştiğinden sürücü kullanılan durumlarda yüklerin hızı sadece %20 oranında azaltıldığında, bile %50'ye varan enerji tasarrufu sağlanabildiği görölmüşür [8].

Pompa sistemlerinde önemli bir tanım olan ömür boyu maliyet (ÖBM); bir sistemin çalışma ömrü boyunca satın alma, montaj, bakım, işletme ve hurda gibi süreçleri içeren toplam maliyeti anlatmaktadır. Ortalama bir endüstriyel işletmede bir pompa sistemine ait ÖBM oranları Şekil 1.3'de verilmiştir [9]. ÖBM analizi pompa sistemlerinde optimum çalışma şartlarında işletmelerin enerji verimliliği sağlamaları ve sürdürülebilir bir sistem yönetimi için önemli bir gerekliliktir. Pompa, motor, sürücü ve diğer yardımcı ekipmanların detaylı ÖBM analizi yapılarak, sistemde yapılabilecek muhtemel iyileştirmelerin görünür hale gelmesi kolaylaşmaktadır.



Şekil 1.3: Pompalarda ÖBM maliyet oranları.

Sirkülasyon pompa sistemindeki elemanların güvenilir çalışma koşullarında işletilebilmesi için çalışma esnasında sıcaklık dağılımlarının bilinmesi ve analiz edilmesi gerekmektedir. Pompa sistemlerindeki verimlilik indekslerinin sağlanması

için enerji verimliliği yüksek motorların ve bu motorlara entegre sürücülerin pompa sistemlerinde önemli maliyet artışlarına neden olduğu bilinmekte olup, sürücü maliyetlerinin farklılık göstermesine rağmen bu çalışmada kullanılan sirkülasyon pompa sistemi için pompa maliyeti %40, motor maliyeti %30 ve sürücü maliyeti %30'dur. Sirkülasyon pompalarının çalışma sıcaklığı 110-120 °C'ye kadar çıkmaktadır. Diğer taraftan motora yön veren sürücü de içindeki elektrik-elektronik elemanlar nedeniyle çalışırken ısınmaktadır. Sürücü devrelerinde yüksek sıcaklıklar devre elemanlarının yanmasına, arızalanmasına neden olduğu için istenmeyen bir durum olarak kabul edilir. Ancak mevcut çalışma şartlarında bu sürücülerin pompaların çalışma şartlarında yüksek sıcaklıklara kadar ısınması muhtemeldir. Isınan sürücü devreleri soğutmak için, sürücülerin kanatçıklarla, fanla zorlamalı veya doğal taşınım yapacak şekilde tasarımının yapılması gerekir. Birçok sürücü yüksek üretim ve tedarik maliyetleri nedeniyle, yüksek sıcaklıklara karşı sıcaklık korumalı olarak üretilir. Sürücülerde meydana gelecek yanma ve arızalar pompa ömrünü kısaltıp, sistem maliyetini artırırken, yeterli soğutma yapılmış sürücüler sistem maliyetini düşürür, sistem ömrünü uzatır ve verimliliği artırır.

Bu çalışmada yerli üretim, verimlilik endeksi değeri 0,23 olan, sürücülü, manyetik motorlu ıslak rotorlu bir sirkülasyon pompası incelenmiştir. Mevcut sistem üzerinde pompanın ve sürücünün farklı çalışma sıcaklıklarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanan SOLIDWORKS simülasyon programı ile termal analizi yapılmıştır. Yapılan analiz neticesinde sürücünün çalışırken ürettiği ısıyı atmak için tasarlanan kanatçığın, sirkülasyon pompasına direkt teması nedeniyle pompanın yüksek çalışma sıcaklıklarında, pompadan ısıyı alarak sürücü tarafına ilettiği tespit edilmiştir.

İlk olarak laboratuvarında test düzeneği üzerinde pompa ve sürücü birbirine temas halinde iken pompa gövdesi, sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinde 2'şer adet problarla sıcaklık değerleri okunmuş ve kayıt altına alınmıştır. Pompanın 100°C çalışma sıcaklıklarında, sürücünün katalog bilgilerinde yer alan 50°C çalışma sıcaklığının değerinin pompa ile sürücü temas halinde iken bu değer üzerine çıktığı, çalışma sıcaklığı yükseldikçe bu artışın arttığı gözlemlenmiştir. Daha sonra sürücünün kendi başına ürettiği ısıyı belirlemek için pompa ve sürücü üzerinden çalışır vaziyette iken 2 pompa gövdesi, 2 kanatçık yapısı, 2 tanede sürücü içerisinden problarla sıcaklık

değerleri tekrar okunmuştur. Sürücü kanatçığının pompaya temas etmediği durumda temas ettiği duruma göre üç farklı çalışma sıcaklığında sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinde önemli sıcaklık düşümünün olduğu gözlenmiştir.

Son aşamada ise pompadan sürücü tarafına ısı geçişini önlemek amacıyla eldeki imkanlar nispetinde değerlendirmeler yapılmış, araya taş yünü konularak pompanın sürücü kanatçığından izole edildiği aynı çalışma şartları için sıcaklıklar ölçülmüştür. Sürücü kanatçığının pompaya temas etmediği arada izolasyon olduğu durumda üç farklı çalışma sıcaklığında sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinde önemli sıcaklık düşümünün olduğu gözlenmiştir.

Sayısal ve deneysel sonuçlar birbirleri arasında karşılaştırılmış, anlamlı bir benzerliğin olup olmadığı irdelenmiştir. Son bölümde ise sıcaklık değişiminin sürücü üzerindeki iyileştirme yapmadan öncesi ve sonraki durumları için tasarruf durumu ve enerji maliyet verileri karşılaştırılmıştır. Sürücü sıcaklığının düşük değerde tutulmasının tasarruf ve enerji maliyeti açısından olumlu etki gösterdiği görülmüştür. Son olarak iyileştirme öncesi ve sonrası için elde edilen verilerden ve kabullerden yararlanılarak basit bir ÖBM hesabı ve sürücüde yapılan iyileştirme ile karbon ayak izindeki azalma miktarı hesaplanmıştır.

1.1 Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Bu çalışmada verim indeks değeri 0,23 olan, yerli üretim, manyetik motorlu ve tahrikli ıslak rotorlu sirkülasyon pompası üzerinde sayısal ve deneysel olmak üzere iki metotla pompa gövdesi, kanatçık ve sürücü üzerinde termal analiz yapılmıştır. Mevcut şekliyle satın alınarak pompa ve motora monte edilen sürücünün, imalatçısı tarafından pompa tarafına bakan yüzeyinin sürücüde oluşacak ısıyı atmak etmek amacıyla kanatçıkla imal edildiği görülmüştür. Pompa üreticisi olan firmanın bu tasarımı korumak amacıyla sürücüyü satın aldığı ancak kanatçık kısmını alüminyum malzemeden kendi ürettiği görülmüştür. Bir tarafı alüminyum kanatçıklı olan sürücü pompaya ara bağlantı elemanları ile monte edilmiş, bu şekilde satışa sunulmuştur. Ancak kanatçıklı sürücünün katalog bilgileri incelendiğinde çalışma sıcaklığının 50°C civarında olduğu görülmüş, pompanın çalışma şartları incelendiğinde ise 110-120°C'lere çıktığı ve pompadan sürücü tarafına, temas olduğu için bir ısı geçişinin gerçekleştiği, kanatçık tasarımının gerçekte sürücüye daha fazla ısı geçişine sebep olduğu anlaşılmıştır. Bu

durum sayısal analiz programı kullanılarak pompadan sürücüye yüksek çalışma sıcaklıklarında ısı geçişi olup olmadığı konusunda fikir vermesi ve deneysel olarak da ilerleyen süreçte incelenmesi için analiz edilmiştir. Yapılan analiz neticesinde yüksek çalışma sıcaklıklarında pompadan, sürücü tarafına yoğun bir ısı geçişi olduğu ve bu durumun sürücünün ısınmasına neden olduğu görülmüştür. Bu durumun katalog bilgilerinde maksimum 50°C olması gereken sürücünün çalışma sıcaklığı değerinin üzerinde olduğu ve sürücüyü soğutmak için tasarlanan kanatçıkların, sürücünün çalışma sıcaklığının arttırmasına, devrelerin aşırı ısınması, yanması veya arızalanmasına zemin oluşturduğu anlaşılmıştır. Termal verimin ve maliyetin önemli olduğu pompa sistemlerinde istenmeyen bu duruma çözüm geliştirmek amacıyla pompadan ısı geçişini önlemek amacıyla pompa ile sürücü kanatçığı arasına yaklaşık 1cm kalınlığında taş yünü konularak sistem tekrar analiz edilmiştir.

Sayısal analizi yapılan sistem sonuçlarını deneysel olarak da doğrulamak amacıyla ısı ölçer cihaz ile ilgili pompa üreticisi firmanın test düzeneğinde pompa üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. İlk yöntemde pompanın ürettiği sıcaklık ile sürücünün pompa çalışırken kendi başına ürettiği sıcaklık değerlerini görmek amacıyla, pompa ile sürücü birbirinden ayrı konumlandırılmış ve sisteme bu şekilde akışkan verilmiştir. Yüksek sıcaklıklarda akışkan sisteme verilmiş 80°C, 90°C ve 100°C deki sıcaklık değerlerinde pompa gövdesi, kanatçık ve sürücü üzerindeki sıcaklık değerleri okunmuştur. Pompa gövdesi üzerinde bu çalışma sıcaklıklarına yakın değerler bulunurken, sürücü kanatçığı ve sürücünün iç yüzeyinde 28°C ile 41°C arasında değerler okunmuştur. Pompa ile sürücünün temas halinde olduğu tasarım üzerinde bu sıcaklıklarda tekrar ölçümler yapılmış, kanatçık ve sürücü üzerinde 40°C-60°C'lere varan sıcaklık değerleri okunmuştur. Özellikle yüksek çalışma sıcaklıklarında sürücünün iç yüzeyinde 50°'nin üzerinde ölçümlerin alınmış olması sürücülerin kritik çalışma sıcaklıklarında çalıştırıldığı tespit edilmiştir. Pompanın sürücü ile temas halinde olduğu ve pompanın sürücü ile taş yünü izoleli hali olan iki farklı yöntem karşılaştırıldığında ise kanatçık ve sürücü yüzeyinde 8°C-12°C'lere kadar bir sıcaklık düşümü olduğu tespit edilmiştir. Taş yünü ile izole edilmiş sürücü bağlantılı yeni model özellikle sürücünün iç yüzeylerindeki sıcaklığı 50°C'nin altında tutması açısından önemli bir sonuçtur. Sistem homojen bir yapıda olmadığından, sıcaklıklar lokal farklılıklar göstermiştir. Pompa, kanatçık ve sürücü üzerinde her kısım için 2

prob olmak üzere toplam 6 proba ölçümler eş zamanlı yapılmış ve ortalama değerler kullanılmıştır.

Yeni tasarım pompa ve motor sistemlerinde kullanılan sürücülerin bu uygulamalarda mevcut çalışma ortamından nasıl etkilendiği, sürücüdeki elektronik elemanlar sebebiyle bir ısı kaynağı olması ve yerli üretim imkanların azlığı nedeniyle, üzerinde çalışılması ve analiz edilmesi gereken bir konu olarak karşımıza çıkmıştır. Bu kapsamda tezin literatüre katkısı, ıslak rotorlu bir sirkülasyon pompası sisteminde sistemin 3 büyük bileşeninden biri olan sürücünün mevcut sistemde termo ekonomik analizi yapılmış ve çalışma sıcaklığı yüksek sistemlerde ısı geçişinden dolayı sürücünün çalışma sıcaklığının üzerine çıkabileceği ve sistem verimliliğini olumsuz etkilediği görülmektedir. Mevcut durumda taş yünü ile yapılan iyileştirme çalışmasının, ilerleyen süreçte daha farklı kanatçık geometrisi tasarımı, yerleşimi veya izolasyon seçenekleri ile daha iyi sonuçlar verebileceği değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Uçar [10], sabit mıknatıslı bir sirkülasyon pompa sisteminde termal network yöntemi ile senkron motorun ve sonlu elemanlar yöntemi ile sürücünün termal modellemesini yaparak, analiz sonuçlarından elde ettikleri verileri yorumlamış, gerekli soğutucu tasarımları ile optimizasyon çalışması yapmıştır.

Şenol ve Karakuş [11], demir-çelik sektöründeki bir işletmede kullanılan pompa sistemi için enerji tasarrufu potansiyelini incelemiş, inceleme neticesinde ilk durumda operatör ile çalışma zamanına göre 2 veya 3 pompanın çalıştırıldığı durum analiz edilmiş, analiz sonucunda pompa kontrolünün operatörle değil, 266.685 TL yatırım ile sürücü ile yapılması kararlaştırılmıştır. Sürücü ile pompa değişken hızlarda sistem ihtiyacına uygun çalıştırılmış, farklı sezonlarda toplamda yılda 920.000 kWh tasarruf sağlanmıştır.

Moreno ve arkadaşları [12], bir tesis için çalışma koşullarına bağlı kalarak, enerji maliyetini en aza indirecek şekilde yeni bir enerji verim analiz modeli imkânı oluşturmuş ve basınç, debi, gibi parametreleri baz alarak sürücü için optimum çalışma devir sayılarını belirleyerek, düşük enerji tüketimi koşullarını irdelemişlerdir.

Bulca [9], 2010 yılında Alarko Carrier firmasının enerji verimliliği indeksi 0,27 değerinin altında olan hız geçişli sirkülasyon pompası projesi ile basınç sensörü yardımıyla hız kademesinin ayarlanmasını, 2012 yılında tamamlanan daimi mıknatıslı frekans invertörlü sirkülasyon pompası tasarımı ile de önemli ölçüde sağlanan enerji tasarrufu çalışmalarına değinmiştir.

Sarıgül [13], yaptığı tez çalışmasında sanayide tüketilen elektrikte önemli bir orana sahip santrifüj pompalar ve bu pompalara ait enerji verimliliği seçeneklerini araştırmıştır. Pompa performansını optimize edecek uygulamalar irdelenmiş, sayısal yöntemler ile bu uygulamaların karşılaştırılması yapılmıştır. Pompa sistemleri için önemli bir tasarruf imkânı sağlayan sürücüler ve yeni tasarım yüksek verimli motorların önemine değinmiştir. Ömür boyu maliyet hesabında yer alan parametreler üzerinde yapılabilecek tasarruf imkanları irdelenmiştir.

Kaya ve arkadaşları [14], bir sanayi tesisinde mevcut pompaların enerji tasarruf uygulamalarını incelemişler, debi, basınç, sıcaklık gibi parametreleri göz önünde bulundurarak verimlilik hesabı yapmışlardır. Mevcut klasik pompaların yeni tasarım pompalarla değiştirmesi başta olmak üzere, bakım masrafları ve klasik elektrik motorlarının yeni tasarım elektrik motorları ile değiştirilmesi dahil olmak üzere yapılacak iyileştirmeleri hesaplamışlardır. Tüm bu uygulamalar için geri ödeme süresi ve maliyet analizini de göz önünde bulundurulmuştur.

Eren [15], yaptığı tez çalışmasında bir sanayi tesisinde kullanılan pompaların enerji verimliliği imkanlarını araştırmış, farklı işletme koşulları ve maksimum yükte basınç, debi ve sıcaklık değerlerini ölçmüştür. Mevcut sistemde pompa, elektrik motoru ve türbin elemanları için muhtemel tasarruf imkanları ve bu iyileştirmeler için yatırım maliyeti ve geri ödeme süreleri hesaplanmıştır.

Demirel [16], HAD yöntemi ile farklı kanat tasarımlarına bağlı özgül hızdaki çark geometrisi için optimizasyon çalışması yapmıştır. Ticari bir santrifüj pompa ile aynı özgül hızda olan bir pompa çarkı Turbomakine Tasarım Programı (CFTurbo) programı ile tasarlanarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

İlkan [17], pompa sistemlerinin karakteristiğini belirlemede önemli bir yeri olan özgül hız konusunda bir çalışma yaparak, TÜBİTAK destekli bir proje kapsamında mevcut olan pompalar için özgül hız karakteristiklerini deneysel yolla elde etmiş ve sayısal bir çalışma ile bu sonuçları karşılaştırmıştır. Deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların bazı çalışma bölgeleri için benzer olduğu, çark ve salyangoz bölgelerinde ise akışın farklılaşması nedeniyle farklı sonuçlar elde edildiği değerlendirilmiştir.

Yumurtacı ve Sarıgül [18], sürücülerin santrifüj pompa sistemlerinde kullanımının ve motor seçimi parametrelerinin değişken debi ihtiyacı olan pompa sistemlerinde enerji tasarruf imkanlarını incelemişler, sürücü ile örnek uygulama gerçekleştirmişlerdir.

Eşer [19], tez çalışmasında Avrupa'da verimlilik endeksi değeri yüksek olduğu için satılamayan verimlilik endeksi 0.2'den yüksek, mıknatıslı senkron motorlu bir sirkülasyon pompası için yeni kontrol algoritması geliştirerek, verimlilik endeksi değerini düşürmeyi yönelik çalışma gerçekleştirmiştir.

Değişken hızlı sürücülerin pompa sistemlerinin farklı uygulamalarında kullanımını araştıran çalışmalar da bulunmaktadır.

Lavrič ve arkadaşları [20], sürücülerin özellikle üstün verimliliğe sahip motorlar ve modern pompa tasarımlarıyla birleştirildiğinde önemli miktarda enerji tasarrufu sağlayabileceğini gösteren bir çalışma yapmıştır.

Sirový ve arkadaşları [21], yüksek güçlü pompa sistemlerinde sürücülerin kullanımını frekans dönüştürücüler ve hidrodinamik kaplinlerle karşılaştırmış ve sürücülerin verimlilik potansiyelinin daha fazla olduğunu göstermiştir.

Ciontuve arkadaşları [22], turbo pompalarda sürücülerin ekonomik ve enerji verimliliğini analiz etmek için, enerji tasarrufu ve ekipman maliyetlerini dikkate almanın önemini gösteren bir program üzerine çalışmıştır.

Feng ve arkadaşları [23], ışın pompalama ünitelerinde sürücülerin optimizasyonuna odaklanarak gelişmiş sistem verimliliği, güç tasarrufu ve azaltılmış pik yük potansiyelini ortaya koymuştur.

Bu çalışmalar sürücülerin pompa sistemlerinde kullanımının enerji tasarrufu sağlama ve genel sistem performansını iyileştirme konusunda önemli bir parametre olduğunun göstergesi niteliğindedir. Değişken hızlı sürücülerin termal analizi ile ilgili ise literatürde birkaç çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar değişken hızlı sürücülerin performansını ve güvenilirliğini optimize etmede termal analizin önemini göstermektedir.

Karami ve arkadaşı [24], değişken hız sürücülerinde tepe bağlantı sıcaklığının ve güç döngüsü etkilerinin minimize edilmesinde SiC güç modüllerinin faydalarını göstermiştir.

Boglietti ve arkadaşları [25], kendinden soğutmalı endüstriyel endüksiyon motorları için deneysel olarak doğrulanan ve değişken hızlı sinyal genişlik modülasyonlu endüksiyon motor sürücüleri için güç azaltım işlemleri için kullanılan basitleştirilmiş bir termal model önermiştir.

Valenzuela [26], değişken hızlı sürücülerde çalışma esnasında sıcaklık artışını doğru bir şekilde tahmin eden üçüncü dereceden bir termal model önererek, kendinden

havalandırmalı değişken hızlı endüksiyon motorlarını aşırı ısınmadan koruma gerekliliğini göstermiştir.

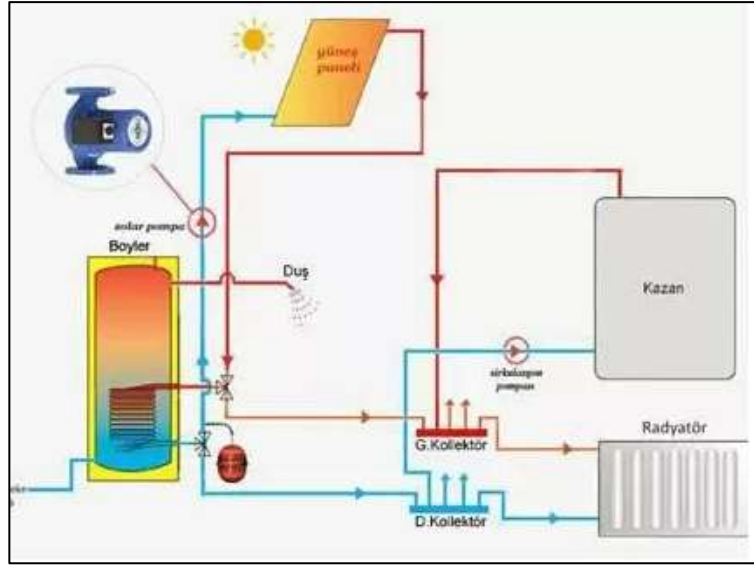
2.1 Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompalarının Yapısı

Islak rotorlu sirkülasyon pompaları, genellikle su veya diğer akışkanların binaların ısıtma, soğutma veya su tedarik sistemleri içinde dolaştırılmasında kullanılan pompalardır. Bu pompaların ana özelliği, rotorun doğrudan sıvı ile temas halinde olmasıdır. Bu nedenle, "ıslak rotorlu" olarak adlandırılırlar. **Şekil 2.1**'de örnek bir ıslak rotorlu sirkülasyon pompası tasarımı ve **Şekil 2.2**'de ısıtma sistemi için sirkülasyon pompasının kullanımı verilmiştir. Sirkülasyon pompası temel olarak üç kısımdan pompa, motor ve sürücüden oluşur. **Şekil 2.3**'de sirkülasyon pompasının temel kısımları verilmiştir. Islak rotorlu sirkülasyon pompaları elektrik motorları ile tahrik edilir. Elektrik motoru, stator adı verilen sabit bir manyetik alan oluşturur. Bu manyetik alan, rotorun dönmesini sağlar. Rotor pompalanan sıvı içinde döner. Rotorun dönmesiyle sıvı pompa gövdesi içinde hareket eder ve rotor kanatları akışkanı merkezden dışa doğru iterek basınç meydana getirir. Pompa oluşan basınç farkı sayesinde akışkanı pompanın çıkışına doğru iter ve akışkanın sistemde dolaşması sağlanır.

Islak rotorlu sirkülasyon pompaları, güvenilir ve verimli çalışmaları sayesinde hem konut hem de endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak tercih edilen bir pompa türüdür.



Şekil 2.1: Örnek ıslak rotorlu sirkülasyon pompası tasarımı.



Şekil 2.2: Isıtma sisteminde sirkülasyon pompasının kullanımı.



Şekil 2.3: Sirkülasyon pompasının temel kısımları.

2.2. Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompalarının Kontrol Yöntemleri

Islak rotorlu sirkülasyon pompaları, ısıtma, soğutma ve sıhhi tesisat sistemlerinde yaygın olarak kullanılan pompalardır. Bu pompalar, düşük gürültü seviyeleri ve basit bakım gereksinimleri nedeniyle tercih edilir. Ancak, bu pompaların verimli ve güvenilir bir şekilde çalıştırılabilmesi için uygun kontrol yöntemlerinin uygulanması büyük önem taşır. Bu kontrol yöntemleri sayesinde enerji verimliliği, sistem performansı ve güvenirliliği, kullanıcı memnuniyeti, ekonomik kazanım, konfor ve

evre dostu kullanım imkânı sağlanır. Doğru kontrol yöntemlerinin uygulanması hem kısa vadeli hem de uzun vadeli faydalar sağlar ve bu nedenle bu pompaların kullanımında kritik bir rol oynar.

Islak rotorlu sirkülasyon pompalarının geçmişten günümüze birçok kontrol yöntemi vardır, bunlardan bir kısmı aşağıda verilmiştir:

- Manuel Kontrol: Pompanın hızı veya çalışma durumu, el ile kontrol edilebilir. Bu yöntem, basit sistemlerde veya nadiren ayarların değiştirilmesi gerektiğinde kullanılabilir olmaktadır.
- Termostatik Kontrol: Termostatik kontrol, sıcaklığa bağlı olarak pompanın çalışmasını kontrol eder. Örneğin, bir oda sıcaklığı belirli bir eşiği geçtiğinde, termostatik pompayı çalıştırarak soğutma sistemini aktif edebilir.
- Basınç Kontrolü: Pompanın debisini veya hızını, sistemdeki basına göre ayarlayan bir kontrol sistemi kullanılabilir. Bu, genellikle su dağıtım sistemlerinde kullanılır ve basınç seviyelerini sabit tutmaya yardımcı olur.
- Sürücü ile pompanın hızını ve dolayısıyla debisini veya basıncını hassas bir şekilde kontrol edebilmek mümkündür. Bu, enerji tasarrufu açısından çok etkili bir yöntemdir, çünkü pompanın hızını ihtiyaç duyulan seviyeye düşürebilir ve gereksiz enerji harcamasını önler.
- Otomatik Kontrol Sistemleri: Modern otomasyon sistemleri, pompaların kontrolünü optimize etmek için kullanılabilir. Bu sistemler, çeşitli sensörler ve algılayıcılar kullanarak pompanın çalışmasını gerçek zamanlı olarak kontrol edebilir ve gerektiğinde otomatik olarak ayarları değiştirebilir.
- PMD (Programlanabilir Mantık Denetleyicisi) Kontrolü: PMD'ler, pompaların ve diğer sistemlerin kontrolünde yaygın olarak kullanılan bir tür otomasyon kontrol cihazıdır. PMD'ler, komple kontrol stratejilerini uygulamak için programlanabilir ve çeşitli işlemleri otomatik olarak gerçekleştirebilir.
- BYS (Bina Yönetim Sistemi) Entegrasyonu: BYS, bina içindeki tüm mekanik ve elektrik sistemlerini entegre eden bir sistemdir. Islak rotorlu sirkülasyon pompaları, BYS ile entegre edilerek, binanın genel kontrol ve optimize edilmesi için kullanılabilir.

Her kontrol yöntemi, farklı uygulama alanlarına ve ihtiyaçlara göre uygulanabilir olmaktadır. En uygun kontrol yönteminin seçimi, sistemin boyutu, karmaşıklığı, enerji verimliliği hedefleri ve maliyetleri gibi faktörlere bağlı olarak yapılmalıdır.

2.3. Sirkülasyon Pompasında Enerji Verimliliği İndeksinin (EEI) Önemi ve Hesaplanması

Islak rotorlu sirkülasyon pompaları için TSE EN 16297-1 standartına göre enerji verimlilik indeksinin hesabı açıklanmıştır. Enerji verimlilik indeksi pompaların standartlara göre enerji verimliliği açısından değerlendirilmesinin bir gereğidir. EEI, belirli bir uygulama türünde kullanılan sabit veya değişken hızlı pompa grubunun performansının enerji verimliliğini gösteren boyutsuz bir değerin belirleneceği şekilde tanımlanır. EEI matematiksel olarak Eşitlik (2.1)'deki gibi tanımlanır.

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \times 0,49 \quad (2.1)$$

Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında enerji verimlilik indeksinin hesabının nasıl yapılacağı detaylı bir şekilde aşağıda açıklanmıştır.

Önce motor maksimum hız ve güç sınırında sürülür ve pompaya hidrolik performans testi uygulanarak pompanın maksimum eğrisi deneysel olarak belirlenir. Daha sonra alınan deneysel ölçüm noktaları kullanılarak debiye göre basma yüksekliğini verecek polinomun katsayıları belirlenir. Bu polinom H_{fit} olarak isimlendirilir ve matematiksel olarak eşitlik (2.2)'deki gibi ifade edilir. Bu hesaplama için farklı programlar kullanılabilir.

$$H_{fit} = A \times Q^3 + B \times Q^2 + C \times Q + D \quad (2.2)$$

İlk aşamada alınan ölçümlerdeki debi aralığı için debi ve H_{fit} denklemi kullanılarak hesaplanan basma yüksekliği eşitlik (2.3)'de yerine konularak tüm debi aralığı için pompanın hidrolik çıkış gücü hesaplanır.

$$P_{hid}(Q) = 2,72 \times Q \times H_{fit}(Q) \quad (2.3)$$

Hidrolik çıkış gücünün maksimum olduğu nokta bulunur ($Q_{\%100}$, $H_{\%100}$). Bu nokta noktası $P_{hid,r}(Q)$ olarak sembolize edilir ve pompanın en verimli çalışma noktası

olarak da isimlendirilir, matematiksel olarak eşitlik (2.4) ile ifade edilir. Maksimum hidrolik güç noktası grafiksel olarak **Şekil 2.4**'de verilmiştir.

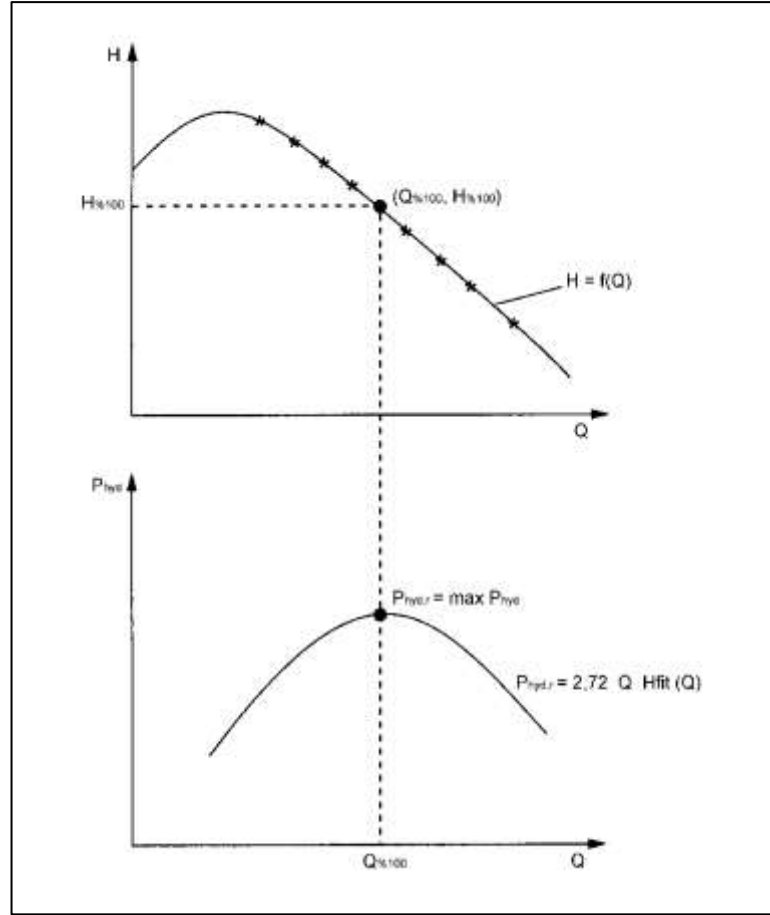
$$P_{hid,r}(Q) = \max(P_{hid}) \quad (2.4)$$

Referans giriş gücü Eşitlik (2.5) kullanılarak hesaplanır. Bu güç değeri pompanın hidrolik gücünün bir fonksiyonudur.

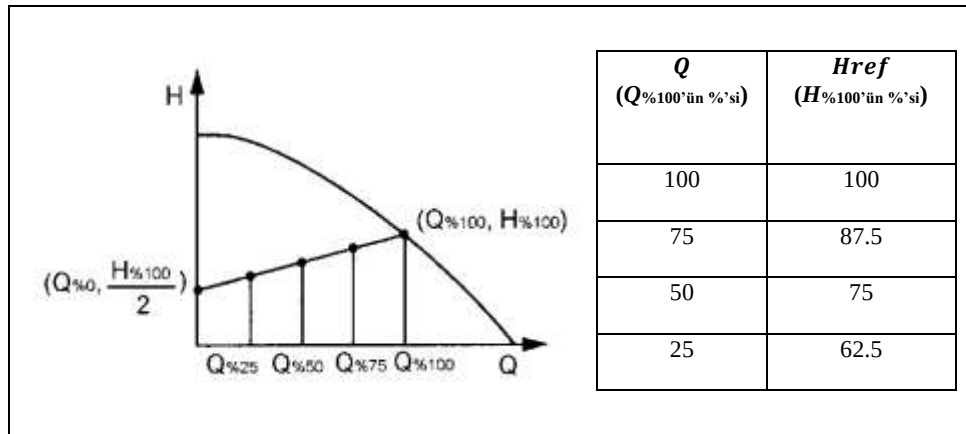
$$P_{ref} = 1,7 \times P_{hid,r} + 17 \times (1 - e^{-0,3 \times P_{hid,r}}) \quad (2.5)$$

P_{ref} pompa grubunun teknik özelliklerinden bağımsız olacak şekilde tanımlanır ve maksimum ulaşılabilir enerji verimliliği üzerindeki fiziksel ve teknolojik farklılıkları ayırt etmek için EEI'nin değerlerini normalleştirmeyi sağlar. Bu şekilde farklı boyut ve nominal verilere sahip, fakat aynı enerji verimliliği seviyesine sahip pompa grupları, aynı yük-zaman profili ve basınç kontrol eğrisi için karşılaştırılabilir sayısal EEI değerlerine sahip olacaktır.

Son olarak referans kontrol eğrisi oluşturulur. Referans kontrol eğrisi ($Q_{\%100}, H_{\%100}$) ve ($Q_{\%0}, H_{\%100/2}$) noktalarını birleştiren doğrusal eğridir ve teorik olarak **Şekil 2.5**'de ki gibi tanımlanır.



Şekil 2.4: Maksimum hidrolik çıkış gücü.



Şekil 2.5: Referans kontrol eğrisi ve Q-H noktaları.

Pompanın motoru, elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürür. Motor verimliliği, bu dönüşüm sırasında ne kadar enerjinin kaybolduğunu belirler. Yüksek verimli motorlar, daha az enerji kaybı ve daha düşük enerji tüketimi sağlar.

Sürücü kullanımı, pompanın tam kapasitede çalışmadığı durumlarda enerji tasarrufu sağlar. Sürücünün kendisi de enerji tüketir bu nedenle yüksek verimli sürücüler, daha az enerji kaybına neden olur ve genel sistem verimliliğini artırır.

Sirkülasyon pompasında Enerji Verimliliği İndeksi (EEI) hesaplanırken, motorun ve sürücünün verimliliği büyük bir rol oynar. Yüksek verimli motorlar ve değişken hızlı sürücüler, pompanın toplam enerji tüketimini azaltarak EEI değerini düşürür ve pompanın daha enerji verimli olmasını sağlar. Bu nedenle, enerji verimliliği değerlendirmelerinde motor ve sürücünün performansı dikkatle analiz edilmelidir.

2.4. Pompa Sistemlerinin Verimliliği

Pompa sisteminin toplam verimliliği, pompanın kendisi ve sürücü elemanlarının (örneğin elektrik motoru, hız kontrol cihazları vb.) verimliliklerinin toplam etkisini içerir. **Şekil 2.6**'da toplam pompa sistem verimliliği verilmiştir. Bu verimlilikler çarpılarak sistemin toplam verimliliği hesaplanır. Toplam verimliliğin hesaplanmasında aşağıdaki adımlar izlenir:

- Pompa verimliliğinin hesaplanması: pompa verimliliği (η_p) hidrolik gücün pompa mil gücüne oranıdır.

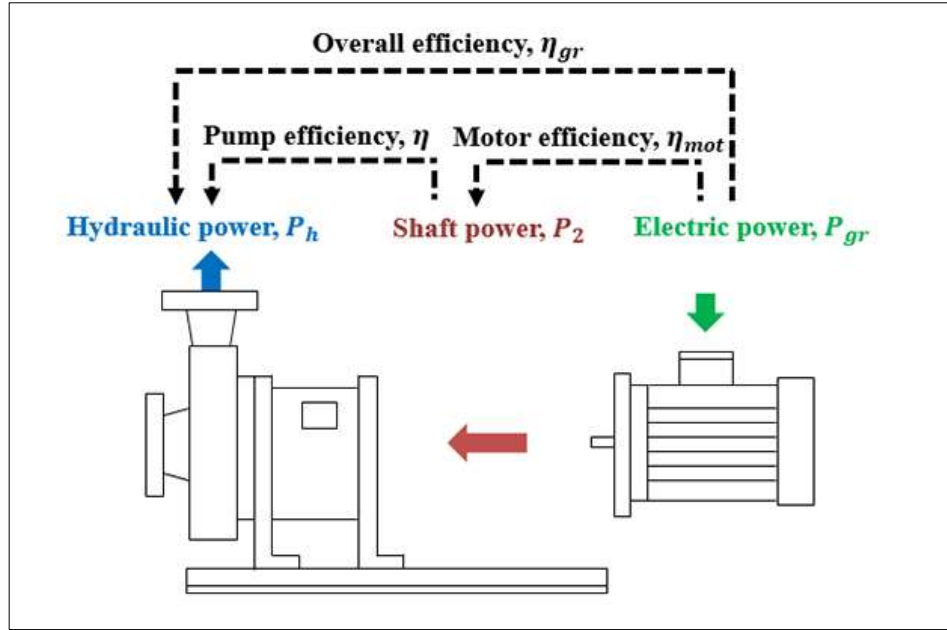
$$\text{Pompa verimliliği: } \eta_p = \frac{P_{hidrolik}}{P_{mil}} \quad (2.6)$$

- Motor verimliliğinin hesaplanması: elektrik motoru verimliliği (η_m) motor çıkış gücünün (pompa mil gücü) ve motor giriş gücünün (elektrik gücü) oranıdır.

$$\text{Motor verimliliği: } \eta_m = \frac{P_{mil}}{P_{elektrik}} \quad (2.7)$$

- Diğer elemanların verimliliği: eğer sistemde hız kontrol cihazları veya diğer elemanlar varsa, bunların verimlilikleri de hesaba katılmalıdır (η_d). Bu elemanların verimliliği genellikle üretici tarafından beyan edilir.
- Toplam sistem verimliliğinin hesaplanması: toplam verimlilik, tüm komponentlerin verimliliklerinin çarpımı ile bulunur.

$$\text{Toplam sistem verimliliği: } \eta_{toplam} = \eta_p \times \eta_m \times \eta_d \quad (2.8)$$



Şekil 2.6: Toplam pompa sistem verimliliği konsepti

Pompa sistemlerinin toplam verimliliği enerji tüketiminin azaltılarak işletme maliyetlerinin düşürülmesi, daha az enerji tüketilerek çevresel etkilerin azaltılması ve karbon salınımının düşürülmesi, daha az aşınma ve yıpranma ile daha uzun ömür ve daha az bakım maliyeti oluşturması nedeniyle kritik bir öneme sahiptir.

Eko tasarım yönetmeliği, enerjiyle ilişkili ürünlerin çevresel performansını iyileştirmeyi amaçlayan bir dizi düzenlemeyi içermektedir. Bu yönetmelik, enerji verimliliğini artırarak ve ürünlerin ömür döngüsü boyunca çevresel etkilerini azaltarak karbon salınımını düşürmeyi hedeflemektedir. Eko tasarım yönetmeliği yeşil enerji politikaları ve 2020, 2030 ve 2050 hedefleri kapsamında genişletilerek, daha kapsayıcı hale getirilmektedir. Eko tasarım yönetmeliğiyle beraber yapılan standardizasyon çalışmaları ve düzenlemeler, tekil parça yaklaşımını "genişletilmiş ürün yaklaşımına" çevirmiştir. Bununla amaçlanan farklı yük profilleri karşısında sistemin tüm bileşenlerinin verimli tasarlanmasıdır. **Şekil 2.7'**de toplam pompa sistem verimliliği konsepti verilmiştir



Şekil 2.7: Toplam pompa sistem verimliliği konsepti

Enerji verimliliği konusunda pompa ve sürücü sistemler için yapılan son yasal düzenlemeler aşağıda verilmiştir:

Santrifüj Pompaları için EU 547 / 2012 gereği gerekli minimum verimlilik indeksi (MEI):

- 1 Ocak 2013'den itibaren $MEI \geq 0,1$
- 1 Ocak 2015'den itibaren $MEI \geq 0,4$

Sirkülasyon pompaları için EU 622 / 2012 gereği gerekli minimum verimlilik indeksi (EEI):

- 1 Ocak 2013'den itibaren $EEI \leq 0,27$
- 1 Ocak 2015'den itibaren $EEI \leq 0,23$

Elektrik Motorları için EU 4 / 2014 gereği gerekli minimum verimlilik indeksi:

- Ocak 2011'den itibaren motorlar en az IE2 sınıfı
- 1 Ocak 2015 7,5kW – 375kW motorlar en az IE3 veya IE2+Değişken Hız Sürücü
- 1 Ocak 2017 0,75kW – 375kW motorlar en az IE3 veya IE2+Değişken Hız Sürücü

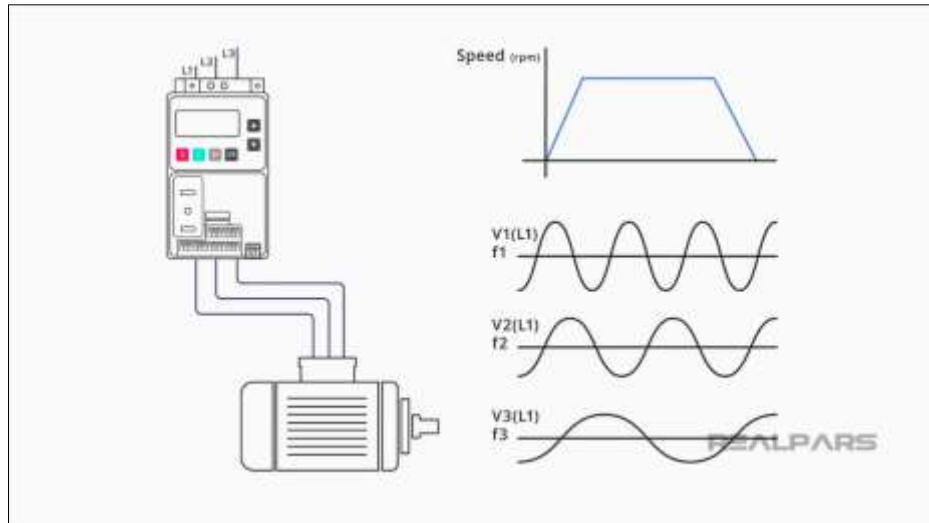
2.5. Hız Sürücülerinin Verimliliği

Pompalarda değişken hız sürücülerinin kullanımı, enerji verimliliği, kontrol ve sistem performansını optimize etmek için oldukça yaygınlaşmış bir uygulamadır. Sürücü, bir elektrik motorunun hızını kontrol ederek pompanın debisini ve basıncını ayarlamaya olanak tanır. Bu sayede pompanın çalışma koşullarına göre daha verimli bir şekilde çalışması sağlanır. Örnek bir değişken hız sürücü **Şekil 2.8**'de verilmiştir.



Şekil 2.8: Değişken frekans sürücü

Değişken hız sürücüler, asenkron motorların hızını kontrol etmek için motorlara uygulanan voltaj ve frekansı değiştiren cihazlardır. Bu cihazlar, motorun hızını doğrudan debi veya basınca göre ayarlayarak pompanın performansını optimize ederler. **Şekil 2.9**'da motorun yük gereksinimine göre hız ve frekansın kalibrasyon eğrisi verilmiştir.



Şekil 2.9: Motorun yük gereksinimine göre hız ve frekansın kalibrasyon eğrisi

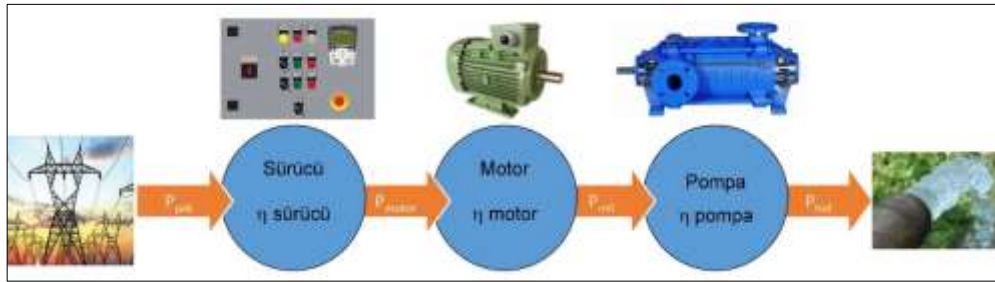
Pompalarda sürücü kullanmanın avantajları; enerji tasarrufu, uzun sistem ve işletme ömrü, sistem optimizasyonu ve çevre dostu kullanımdır.

Pompalarda sürücü kullanımı, su arıtma tesisleri, endüstriyel süreçler, binaların HVAC sistemleri, sulama sistemleri ve diğer pek çok uygulamada yaygın olarak tercih edilmektedir. Bu teknoloji, özellikle enerji maliyetlerinin yüksek olduğu veya sürekli debi ve basınç değişikliklerinin gerekli olduğu durumlarda oldukça etkili bir çözüm sunmaktadır.

Pompalarda hız sürücülerinin verimliliği hesaplanırken, birkaç farklı faktör dikkate alınır. Bu faktörler arasında pompanın ve hız sürücüsünün verimlilikleri, sistemin kontrol edilme şekli ve enerji tasarrufu gibi unsurlar bulunur. Hız sürücüsü ile birlikte kullanılan pompaların verimliliği, genellikle aşağıdaki adımlarla hesaplanabilir:

- **Temel Verimlilik Değerleri:** Pompanın ve hız sürücüsünün verimlilik değerleri belirlenir. Bu değerler, üreticiler tarafından sağlanan verilerden veya gerçek dünya testlerinden elde edilebilir.
- **Hız Değişimi Etkisi:** Hız sürücüsü ile pompanın hızı değiştirildiğinde, pompanın verimliliğinin nasıl değiştiği hesaplanır. Pompaların verimliliği, genellikle optimum hızlarında en yüksektir ve hız azaldıkça düşebilmektedir.
- **Sistem Etkileşimleri:** Hız sürücüsü ile pompanın birlikte çalışması, sistemdeki diğer komponentlerin de verimliliğini etkileyebilir. Bu etkileşimler de dikkate alınmalıdır.
- **Enerji Tasarrufu:** Hız sürücüsü kullanarak pompanın hızını ve dolayısıyla debi ve basıncını istenilen değerlere sabitleyerek sağlanan tasarrufu hesaplanır. Bu tasarruflar, sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak değişebilmektedir.
- **Maliyet Analizi:** Enerji tasarrufları ve diğer maliyet faktörleri (örneğin, hız sürücüsünün satın alma ve bakım maliyetleri) dikkate alınarak, hız sürücüsü kullanmanın maliyet etkisini gösteren bir analiz yapılır.
- **Ömür Boyu Maliyet Analizi:** Pompanın ve hız sürücüsünün toplam yaşam döngüsü maliyeti hesaplanır. Bu, satın alma, kurulum, işletme, bakım ve amortisman maliyetlerini içerir.

- Karşılaştırmalı Analiz: Hız sürücülü ve sürücüsüz pompanın çalışma maliyetleri karşılaştırılır. Bu da, hız sürücüsünün kullanımının maliyete olan etkisini ortaya çıkarır.
- İzleme ve Raporlama: Çeşitli periyotlarla enerji ve su kullanımının düzenli olarak izlenmesi ve raporlanması, karbon ayak izi ve diğer çevresel etkilerin düzenli izlenmesi, performans verilerinin analiz edilmesi ve sürekli iyileştirme fırsatlarının belirlenmesi açısından önemlidir. **Şekil 2.10**'da pompa sistem verimliliği ve sürdürülebilirlik yaklaşımı verilmiştir.



Şekil 2.10: Pompa sistem verimliliği ve sürdürülebilirlik.

Bir işletmede elektrik tüketimine bağlı karbon salınım miktarı, o işletmedeki elektrik tüketimi ile emisyon faktörünün çarpılmasıyla hesaplanmaktadır. Ülkelere değişkenlik gösteren emisyon faktörü, ülke genelinde üretilen elektriğe bağlı olarak o ülkede üretilen toplam elektrik miktarına oranı ile belirlenmektedir Türkiye genelinde 1 MWh brüt elektrik üretimi başına ortalama 0,439 ton CO₂-eşd. sera gazı emisyonu salınmaktadır [27].

$$\text{Salınım Değeri (tonCO}_2\text{)} = \text{Üretilen Elektrik Enerjisi (MWh)} \times 0.439 \quad (2.9)$$

2.6. Pompa Sistemlerinde Termal Analiz ve Önemi

Pompa sistemlerinde termal analizin önemi, sistemin verimli ve güvenli çalışmasını sağlamak için kritik rol oynar. **Şekil 2.11**'de termal kamera ile yapılan bir çalışma verilmiştir. Termal analiz, akışkanın termik özellikleri, ısının transferi, sıcaklık dağılımı ve sistemde oluşabilecek ısı stresleri gibi faktörleri kapsamaktadır. Bu analiz, aşağıdaki nedenlerden dolayı önemlidir:

- **Verimlilik Artırımı:** Termal analiz, pompanın ve sistemin en verimli çalışma koşullarını belirlemede yardımcı olur. Akışkanın termik özellikleri, pompanın verimini doğrudan etkilediğinden, bu analizler verimliliği artırmak için optimize edilmiş çalışma parametrelerinin belirlenmesine yardımcı olmaktadır.
- **Enerji Tasarrufu:** Sistemin ısı performansını analiz ederek, enerji kayıplarının azaltılması ile enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu, özellikle sürekli çalışan endüstriyel pompalar için önemlidir.
- **Güvenlik ve Dayanıklılık:** Termal analiz, sistemde aşırı ısınma, ısıl genleşme veya soğuma gibi potansiyel riskleri tespit etmede yardımcı olur. Bu riskler, pompanın veya sistemin diğer komponentlerinin hasar görmesine veya arızalanmasına neden olabilir. Analiz, bu riskleri azaltmak için önlemlerin alınmasını sağlamaktadır.
- **Sistem Optimizasyonu:** Termal analiz, pompanın ve sistemin performansını optimize etmek için kullanılmaktadır. Örneğin, ısı kaybını azaltmak için izolasyon malzemelerinin seçimi veya akışkan akışını optimize etmek için boru çaplarının belirlenmesi gibi.
- **Arıza Tespiti ve Bakım:** Termal analiz, sistemdeki potansiyel arızaların veya bakım ihtiyaçlarının erken tespitinde de kullanılmaktadır. Sıcaklık anomalileri, sık sık arızaların veya bakım gereksiniminin bir göstergesi olabilmektedir.
- **Çevresel Etkiler:** Sistemin çevresel koşullar altındaki performansını değerlendirmek için de termal analiz kullanılmaktadır. Örneğin, sıcak ortamlarda çalışan pompaların performansını etkileyen faktörler analizde dikkate alınmaktadır.
- **Maliyet Yönetimi:** Termal analiz, sistemin maliyet etkinliğini artırmaya yardımcı olmaktadır. Enerji tasarrufu ve azaltılan bakım maliyetleri, uzun dönemde toplam işletme maliyetlerini de düşürmektedir.

Pompa sistemlerinde termal analiz, genellikle mühendislik simülasyonları veya gerçek dünya testleri yoluyla gerçekleştirilir. Bu analizler, sistemin tasarım, kurulum ve işletme aşamalarında kullanılmakta ve sürekli iyileştirme hedefinin önemli bir parçası olmaktadır.



Şekil 2.11: Pompa sisteminde termal analiz

2.7. Sıcaklığın Pompa Üzerindeki Etkisi

Sıcaklık yönetimi, pompa performansını optimize etmek ve ömrünü uzatmak için kritik öneme sahiptir. Sıcaklığın pompa üzerindeki etkilerini detaylı olarak açıklamak gerekirse:

- Sıcaklık arttıkça, metal ve plastik gibi malzemeler genişir. Bu, pompa gövdesi ve ekipmanlarda gerilmelere ve deformasyonlara neden olmaktadır.
- Yüksek sıcaklıklar genellikle malzemelerin mukavemetini ve sertliğini azaltır, bu da pompa bileşenlerinin daha kolay aşınmasına veya hasar görmesine neden olmaktadır.
- Sıcaklık, korozyon hızını artırmaktadır, özellikle agresif kimyasallarla çalışan pompalar için bu durum önemlidir.
- Sıvının sıcaklığı arttıkça viskozitesi genellikle azalmaktadır. Bu, pompalanan akışkanın akışkanlık özelliklerini değiştirmekte ve pompa performansını etkilemektedir.

- Akışkanın sıcaklığı arttıkça buhar basıncı artar, bu da kavitasyon riskini artırabilir. Kaviteasyon, pompa performansını düşüren ve ekipmanlarda hasara yol açan bir fiziksel olaydır.
- Sıcaklık değişimleri pompa verimliliğini doğrudan etkilemektedir. Örneğin, yüksek sıcaklıklarda akışkanın viskozitesinin düşmesi, pompa verimliliğini artırabilir, ancak aynı zamanda kavitasyon riskini de yükseltebilmektedir.
- Pompa debisi ve çıkış basıncı, akışkanın özelliklerindeki değişikliklere bağlı olarak değişebilir. Yüksek sıcaklıklarda bu parametrelerin kontrolü zorlaşabilmektedir.
- Sıcaklık değişimleri, contaların ve sızdırmazlık elemanlarının performansını da etkileyebilmektedir. Yüksek sıcaklıklarda bu elemanlar daha hızlı aşınmakta veya deformasyon gösterebilmektedir.
- Pompa içindeki hareketli parçalar için kullanılan yağlayıcı maddeler, sıcaklığa bağlı olarak özelliklerini kaybedebilmekte, bu da aşınmayı ve sürtünmeyi artırabilmektedir.
- Yüksek sıcaklıklar, pompanın soğutma sistemlerinin daha etkin çalışmasını gerektirmekte, bu durum ek enerji ve bakım maliyetleri anlamına gelmektedir.
- Genel olarak, yüksek sıcaklıklara maruz kalan pompaların ömrünün, normal çalışma koşullarına kıyasla daha kısa olduğu bilinmektedir.
- Kimyasal proseslerde kullanılan pompalar, sıcaklık değişikliklerine karşı özellikle hassastır. Sıcaklık, kimyasal reaksiyon hızlarını etkileyebilir ve bu da pompalanan akışkanın özelliklerini değiştirebilmektedir.
- Gıda ve ilaç endüstrisi gibi sektörlerde kullanılan pompalar, sıcaklık kontrolü gerektiren özel hijyenik standartlara tabi tutulabilmektedir.

2.8. Sıcaklığın Motor Üzerindeki Etkisi

Motorlarda sıcaklık, performans ve dayanıklılık açısından kritik bir faktördür. Sıcaklığın motor üzerindeki etkilerini detaylı olarak açıklamak gerekirse:

- Yüksek sıcaklık, motor sargılarının yalıtım direncini azaltarak, elektrik kaçaklarına ve kısa devrelere yol açabilmektedir.

- Sıcaklık artışı, motorun stator ve rotor gibi komponentlerinin manyetik özelliklerini olumsuz etkileyebilmekte, bu da motor verimliliğini düşürmektedir.
- Pompa motorları genellikle kendi soğutma sistemlerine sahiptir. Ancak, ortam sıcaklığı çok yüksek olduğunda, bu sistemler yetersiz kalmakta ve motor aşırı ısınmaktadır.
- Motorun çalışma sıcaklığı artarsa, termal koruma devreleri motoru kapatmakta ve kesintilere neden olarak ve çalışma süresini olumsuz etkilemektedir.
- Yüksek sıcaklık, motor komponentlerinin termal genleşmesine neden olur. Bu durum, mekanik gerilimlerin artmasına ve bileşenlerin aşınmasına yol açabilmektedir.
- Yüksek sıcaklıklar, motor içindeki yağlama sistemlerinin verimliliğini düşürebilir. Yağlayıcıların viskozitesi azalır, bu da sürtünme ve aşınmanın artmasına neden olur.
- Motor sargılarının aşırı ısınması, direnç artışına ve enerji kayıplarına yol açar. Ayrıca, bu durum sargı yalıtımının bozulmasına ve motorun ömrünün kısılmasına neden olabilmektedir.
- Yüksek sıcaklık, transistörler, kondansatörler ve diğer elektriksel bileşenlerin ömrünü kısaltmaktadır.
- Sıcaklık artışı, motor arıza oranını artırır. Yüksek sıcaklıklarda çalışan motorlar daha sık bakım gerektirir ve beklenmedik arızalarla karşılaşmaktadır.
- Aşırı ısınma nedeniyle daha sık bakım yapılması gerekeceği için bakım maliyetleri artmakta, motorun ömrü kısaldığından daha erken değiştirilmesine yol açmaktadır.
- Çevresel sıcaklıkların yüksek olduğu yerlerde çalışan motorlar, bu olumsuz etkilerden daha fazla etkilenmektedir. Bu durum, motor seçimi ve tasarımı sırasında dikkate alınmalıdır.

2.9. Sıcaklığın Hız Sürücüleri Üzerindeki Etkisi

Sıcaklık, pompalarda kullanılan değişken hız sürücülerinin (DHS) performansı, güvenilirliği ve ömrü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bir sürücünün kullandığı elektrik enerjisinin %3'ü ısıya dönüşmektedir [29]. Hem pompanın için yapısındaki

motor bileşenleri için hem de sürücü içerisindeki devrelerin yanmasını önlemek ve düzgün çalışması için üretilen ısıların çevreye atılması gerekmektedir. Bu ısıнын çevreye doğru dağıtılması verimlilik, performans, maliyet ve üretim kabiliyeti gibi faktörleri doğrudan etkilediğinden analizlerde ve uygulamalarda dikkate alınmalıdır.

Isı transferinin iki temel yöntemi zorlanmış ve doğal taşınımıdır. Zorlanmış taşınım, akış hareketini oluşturmak ve artırmak için harici bir fan veya ekipman gerektirir. Harici bir ekipman eklemek, fazladan alan, güç ve maliyet oluşturacağı için kullanılması her zaman önerilmemektedir. Diğer yöntem ise olan doğal taşınımıdır. Bu yöntemde ısı transferi sıcaklık farkından kaynaklanmakta, gürültüsüz ve basit bir yöntemdir. Fazladan bir fan, ekipman gerektirmez, düşük maliyete sahiptir. Pompa sistemlerinde özellikle pompa gövdesi ve sürücü üzerinde doğal taşınımla soğutma işlemi yapmak için çeşitli geometrilerde kanatçıklar yapılmıştır. **Şekil 2.12**'de pompalardaki farklı kanatçık yapılarına örnek verilmiştir.



Şekil 2.12: Kanatçık yapılarına örnekler.

Sıcaklığın sürücü üzerindeki etkilerini detaylı olarak açıklamak gerekirse:

- DHS'lerdeki transistörler, diyotlar ve entegre devreler gibi yarı iletken bileşenler, sıcaklık artışı ile daha fazla termal strese maruz kalmakta, bu da komponentlerin verimliliğini ve ömrünü azaltmaktadır.
- Kondansatörler, özellikle elektrolitik kondansatörler, yüksek sıcaklıklara karşı hassastır. Sıcaklık arttıkça, bu bileşenlerin kapasitesi azalmakta ve sık sık arıza oluşmaktadır.

- DHS'ler genellikle entegre soğutma sistemlerine sahiptir. Ancak ortam sıcaklığı çok yüksek olduğunda, bu sistemler yetersiz kalabilmekte ve cihazın aşırı ısınmasına neden olabilmektedir.
- DHS içindeki ısı dağılımı, komponentlerin termal dayanıklılığı açısından kritik öneme sahiptir. Yetersiz ısı dağılımı, belirli bileşenlerin aşırı ısınmasına ve termal arızalara yol açmaktadır.
- Yüksek sıcaklık, yarı iletken malzemelerin iletkenlik özelliklerini olumsuz etkiler. Bu, DHS'nin enerji kayıplarını artırabilir ve genel verimliliği düşürebilir.
- Sıcaklık artışı, DHS'nin kontrol devrelerinin hassasiyetini etkilemekte, bu da motor hızının ve moment kontrolünün doğruluğunu azaltmaktadır.
- Yüksek sıcaklık, DHS içindeki devre elemanlarının yıpranmasına yol açmakta, arıza olasılığını arttırarak DHS'nin güvenilirliğini azaltabilmekte ve beklenmedik sistem duruşlarına yol açabilmektedir.
- Sürekli yüksek sıcaklıklara maruz kalan DHS elemanları, zamanla yıpranmakta ve cihazın genel ömrü kısalmaktadır.
- Yüksek sıcaklık koşullarında çalışan DHS'ler, daha sık bakım gerektirmekte ve bu durumda, işletme maliyetlerini arttırmaktadır.
- Sıcaklık nedeniyle daha sık arızalanan devre elemanları, yedek parça ve değişim ihtiyacını doğurmaktadır.

2.10. Ömür Boyu Maliyet Hesabı

Pompalarda "ömür boyu maliyet" (ÖBM) yaklaşımı, bir pompanın satın alınması, kurulumu, işletilmesi ve bakımı dahil olmak üzere tüm yaşam döngüsü boyunca ortaya çıkan maliyetleri dikkate alan bir değerlendirme yöntemidir. Bu yaklaşım, sadece pompanın ilk satın alma maliyetine bakmak yerine, uzun vadeli maliyetleri ve verimliliği göz önünde bulundurarak daha akıllıca yatırım kararları almayı amaçlamaktadır. ÖBM teoremi, aşağıdaki unsurları içermektedir:

$$\text{ÖBM} = C_p \times C_i \times C_e \times C_m \times C_o \times C_d \quad (2.9)$$

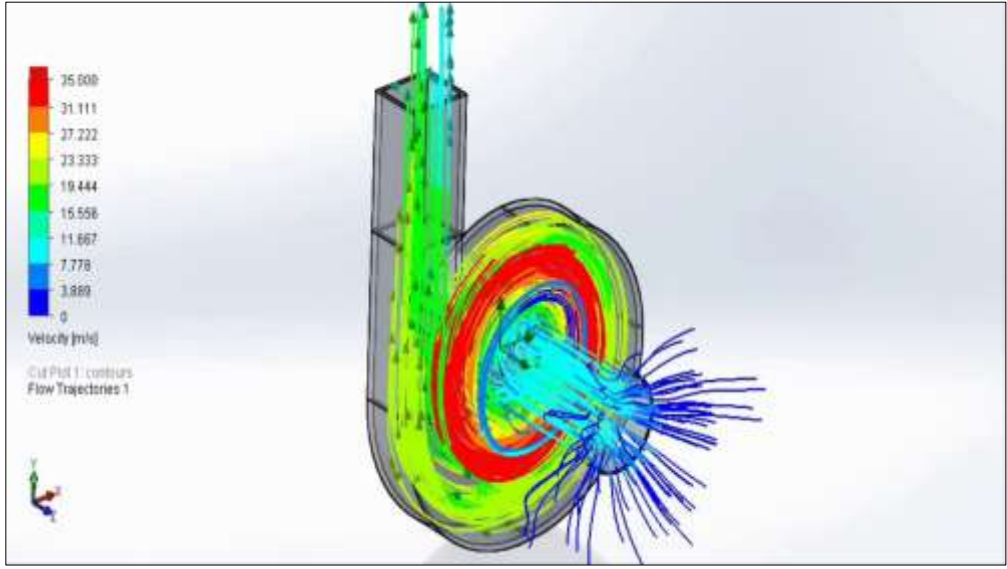
ÖBM analizi, bu maliyetleri hesaplayarak pompanın toplam maliyetini tahmin etmekte ve böylece farklı pompaların veya farklı teknolojilerin maliyet etkinliği

karşılaştırılabilmekte ve en düşük toplam maliyete sahip olan tipin seçimi yapılmaktadır. ÖBM analizi, özellikle enerji verimliliği ve sürdürülebilirlik açısından önemlidir. Çünkü enerji verimli bir pompanın satın alma maliyeti daha yüksek olsa da, uzun vadede işletme maliyetlerindeki tasarruflar nedeniyle toplam maliyet daha düşük olabilir. Ayrıca, çevresel etkileri düşük olan pompaların seçilmesi, sürdürülebilir bir geleceğe yatırım yapmak anlamına gelir.

3. SAYISAL ANALİZ YÖNTEMİ İLE ISIL PERFORMANSIN BELİRLENMESİ

3.1. HAD Yöntemi ve Uygulanması

Akışkanlar dinamiği, sıvılar ve gazlar içindeki akışın matematiksel modellemesi ve analizidir. HAD, akışkanların hareketini etkileyen akış hızı, basınç, sıcaklık ve diğer değişkenlerin bilgisayar simülasyonlarıyla çözülmesini içerir. **Şekil 3.1**'de pompa üzerinde akış modellemesi verilmiştir.



Şekil 3.1: SolidWorks HAD yöntemi ile Akış Modellemesi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde korunum denklemleri kullanılmaktadır. Bir diğer adı Navier-Stokes Denklemleri olan korunum denklemlerinin akış çeşitlerine uygun bir çözüm sunacağı kabul edilmektedir [31]. Bir akışın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olması durumu Mach sayısına bakılarak anlaşılır. Mach sayısının 0.3'ün altında olması durumunda akışkanın bölgesel yoğunluk değişimi ihmal edilebilir ve sıkıştırılamaz olduğu kabul edilir [32].

Navier-Stokes Denklemleri kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini içermektedir [31]. Aşağıda üç boyutlu akışlar için Navier-Stokes Denklemleri verilmiştir [30].

- Kütle Korunum Denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

- Momentum Korunumu Denklemi (x yönü):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div} (u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \text{div}(\text{grad } u) + \rho \overline{g_x} \quad (3.2)$$

- Momentum Korunumu Denklemi (y yönü):

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div} (v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \text{div}(\text{grad } v) + \rho \overline{g_y} \quad (3.3)$$

- Momentum Korunumu Denklemi (z yönü):

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div} (w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \text{div}(\text{grad } w) + \rho \overline{g_z} \quad (3.4)$$

Genel bir akışkan özelliği olarak ϕ eklendiğinde ise şu denklem elde edilebilir [37].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div} (\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3.5)$$

Bu denklem, korunum denklemlerini ifade eder ve bu denkleme transport denklemi denmektedir. ϕ , akış çevresinde dağılan veya üretilen ikinci bir akışkanı temsil ederken, Γ ise akışkan içerisindeki ϕ ifadesinin hareketini temsil eder. S_ϕ ise kaynak terimi olarak verilmektedir. Bu çalışmada kullanılan akış sıkıştırılamaz ve daimi olduğu için ϕ ifadesi 1 olarak alınmış olup, yoğunluğun zamana bağlı değişimi ihmal edilmiştir. Transport denkleminin sıkıştırılamaz akışlar için ifadesi aşağıda verilmiştir [29]:

- Kütle Korunum Denklemi (Sıkıştırılamaz akış):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

- Momentum Korunumu Denklemi (x yönü ve sıkıştırılamaz akış):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \text{div}(\text{grad } u) \quad (3.7)$$

- Momentum Korunumu Denklemi (y yönü ve sıkıştırılamaz akış):

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \text{div}(\text{grad } v) \quad (3.8)$$

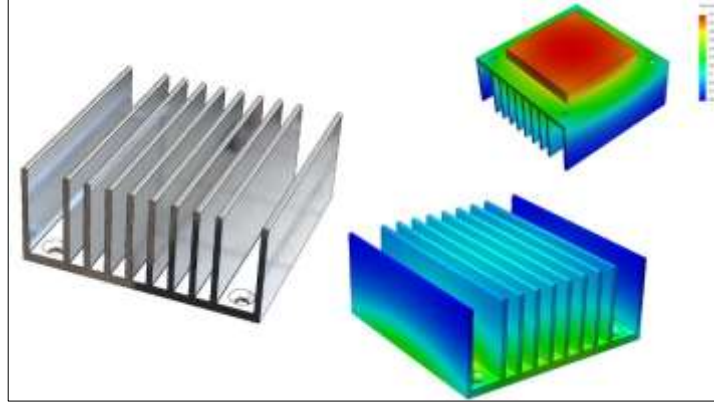
- Momentum Korunumu Denklemi (z yönü ve sıkıştırılamaz akış):

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \text{div}(\text{grad } w) \quad (3.9)$$

Günümüzde korunum denklemleri analitik olarak çözülememektedir, ancak çeşitli hesaplama teknikleri kullanılarak bu denklemler, sayısal yöntemler aracılığıyla cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülmektedir. Yaklaşık çözümler elde etmek için kullanılan bu işlem ayrıklaştırma olarak adlandırılır. Bu teknikler arasında en yaygın kullanılan yöntem sonlu hacimler yöntemidir. Bu yöntem, basit veya karmaşık üç boyutlu birçok geometrik yapıyı çözümlemesi daha kolay olan küçük kontrol hacimlerine ayrıklaştırır [31].

Pompa sistemlerinde, hava akışı ve ısı transferi türbülans etkileri nedeniyle karmaşık bir şekilde gerçekleşir. Bu nedenle, sistem tasarımı, performans değerlendirmesi ve iyileştirmesi için doğru bir türbülans modellemesi gereklidir. Pompa sistemlerinde türbülans modellemesi için yaygın olarak; RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) Modelleri, LES (Large Eddy Simulation), DNS (Direct Numerical Simulation) ve RSM (Reynolds Stress Model) kullanılmaktadır.

HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) içinde termal analiz, ısıнын akışkan içindeki ve akışkanla etkileşimde olan katı cisimler arasında nasıl taşındığını ve dağıldığını inceleyen bir süreçtir. **Şekil 3.2**'de termal analiz örneği verilmiştir. Termal analiz yöntemlerinde kullanılan ısı transfer modelleri aşağıda verilmiştir:



Şekil 3.2: SolidWorks HAD yöntemi ile termal analiz

- **İletim:** Katı cisimlerdeki ısı transferini modellemek için kullanılır. Materyal özellikleri, sıcaklık gradyanları ve ısı akışı bu modele göre belirlenir.

Fourier'in Isı İletim Kanunu:

$$q = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad (3.10)$$

- **Taşıma:** Akışkanlarla temas halindeki katı yüzeyler arasındaki ısı transferini modellemek için kullanılır. Akışkan hızı, sıcaklık ve akışkan özellikleri bu modele göre hesaplanır.

$$q = h \times A \times (T_s - T_\infty) \quad (3.11)$$

- **Radyasyon:** Elektromanyetik radyasyon yoluyla ısı transferini modellemek için kullanılır. Yüzey sıcaklıkları, yüzey özellikleri ve ortam radyasyonu bu modele göre belirlenir.

$$q = \varepsilon \times \sigma \times A \times (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (3.12)$$

3.2. Sistemin Modellenmesi ve Analizi

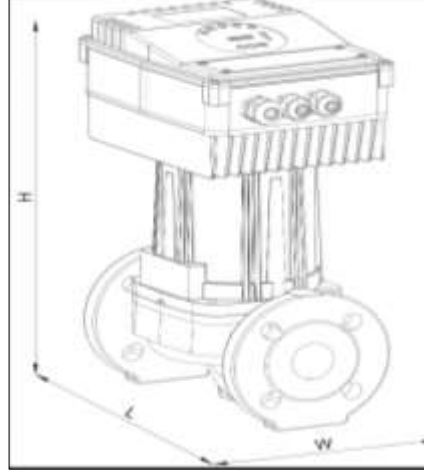
Bu bölümde mevcut çalışma için hazırlanan pompa sistemi tanıtılmıştır. Bu çalışmada analiz etmek için kullanılan sirkülasyon pompasının ve motorun detaylı bilgileri **Tablo 3.1**'de ve 3 boyutlu modeli **Şekil 3.3** ve **Şekil 3.4**'de verilmiştir. Sürücü kanatçığı

yaklaşık 1525 gram alüminyum malzemeden oluşmaktadır. Sürücü ve izolasyon malzemesine ait özellikler **Tablo 3.2**'de verilmiştir.

Çalışmanın içerdiği hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri, SolidWorks'ün Flow Simulation modülü ile gerçekleştirilmiştir. Pompa sisteminin termal analizini incelemek için ısı transfer modelleri kullanılmıştır.



Şekil 3.3: Pompanın 3 boyutlu modeli.



Şekil 3.4: Pompanın boyutları.

Tablo 3.1: Pompa ve motorun detaylı bilgileri.

Motor						Pompa					
Tip	Watt	V	Hz	A	d/dk	L	W	D1	D2	D3	H
SSP 65/12	80	230	50	4	1000	340	185	145	130	122	412
INV	920				3300						

Tablo 3.2: Sürücü kanatçığı ve izolasyon malzemesinin termal özellikleri.

	Malzeme özellikleri		
Malzeme adı	Yoğunluk	Isıl iletkenlik	Özgül ısı
Alüminyum	2688.9 kg/m ³	205 W/m*K	950 J/kg*K
Taş yünü	150 kg/m ³	0.04 W/m*K	840 kg*K

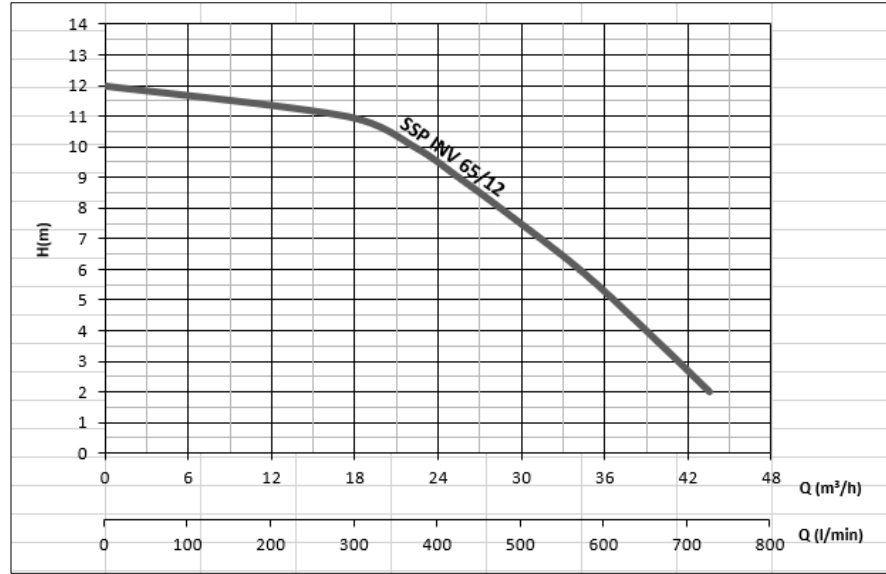
4. SAYISAL ANALİZ VE DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI

Sirkülasyon pompasının ısıl performansının deneysel olarak ölçülmesi için pompanın sıcaklık, basınç ve debi gibi parametrelerinin dikkatlice ölçülmesi gerekir. Bu işlem genellikle bir test düzeneği kurularak gerçekleştirilir. **Şekil 4.1**'de pompa test düzeneği gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Pompa test düzeneği.

Deneysel çalışma için kullanılacak pompanın (SSP INV 65/12 tip) Q-H performans eğrisi laboratuvar ortamında test edilerek oluşturulmuş ve **Şekil 4.2**'de verilmiştir. Debi (Q) ve basma yüksekliği (H) verileri **Tablo 4.1**'de detaylı verilmiştir.



Şekil 4.2: Test edilecek sirkülasyon pompasının performans eğrisi.

Tablo 4.1: Performans eğrisine ait debi (Q) ve basma yüksekliği (H) verileri.

Debi (Q)	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	40	44	48
Basma yüksekliği (H)	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	666,7	733,3	800

Pompa test düzeneğinde test edilecek sirkülasyon pompası başta olmak üzere, sıcak ve soğuk tanklar, debimetre, basınç sensörleri, termometre, güç ölçer, boru ve bağlantı elemanları ile sıcaklık ölçer cihaz, termal kamera kullanılmıştır. **Şekil 4.3**'de deneysel çalışmada kullanılan sıcaklık ölçer cihaz ve termal kamera verilmiştir. Deneysel ölçüm adım adım aşağıdaki şekilde yapılmıştır:

- Pompa boru hattına bağlanmıştır.
- Pompa test düzeneğine su basılmış ve havası alınmıştır.
- Pompa daha sonra çalıştırılmış ve sistemin kararlı bir duruma gelmesi beklenmiştir.
- Pompa, kanatçık ve sürücü üzerindeki sıcaklık değerlerini almak için sıcaklık ölçer cihaz ve termokupllar (problar) kullanılmıştır (**Şekil 3.6**). 110 ve 112 nolu problar pompa gövdesi üzerinden farklı 2 noktadan, 109 ve 111 nolu problar sürücü kanatçığı üzerinden farklı 2 noktadan ve son olarak 102 ve 105 nolu problar sürücünün iç yüzeyinden farklı 2 noktadan ölçüm almak için her 3 yöntemde de aynı yerlerde kullanılmıştır.

- Pompanın üzerinden 80°C, 90°C ve 100°C çalışma sıcaklıklarında, mevcut ilk yöntemde (I.yöntem) iken pompa gövdesi, sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinden termokupllarla 2’şer adet ölçümler eş zamanlı olarak alınmıştır.
- Daha sonra sürücü, pompanın çalışma sıcaklığından etkilenmeyecek şekilde sistemden uzaklaştırılarak tekrar pompa gövdesi, sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinden termokupllarla 2’şer adet ölçümler eş zamanlı olarak alınmıştır. Burada amaç sürücünün çalışırken kendi başına hangi sıcaklıklara çıktığını pompadan bağımsız olarak görmektir. (II.yöntem)
- Son olarak sayısal analiz kısmında iyileştirme için seçtiğimiz ve olumlu etkisini gördüğümüz taş yünü uygulaması (1 cm) yapılarak aynı çalışma sıcaklıklarında pompa gövdesi, sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinden termokupllarla 2’şer adet ölçümler eş zamanlı olarak tekrar alınmıştır.



Şekil 4.3: Sıcaklık ölçer ve termal kamera.

4.1. Sayısal Analiz Sonuçları

Sayısal analizde yürütülen iki yöntem için elde edilen sonuçlar sırasıyla aşağıda verilmiştir.

4.1.1. I. Yöntem İçin Analiz Sonuçları

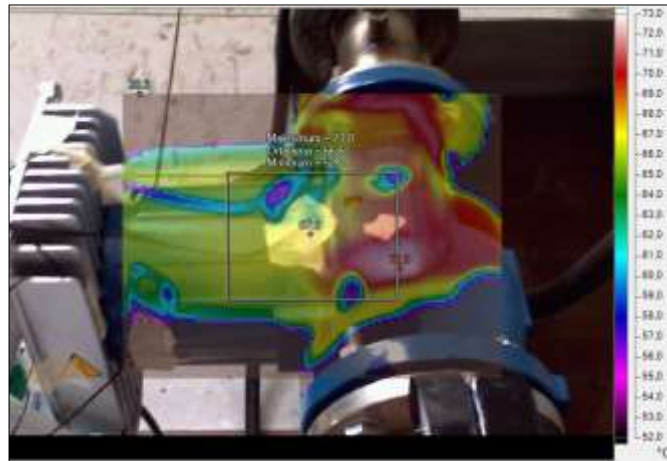
Sirkülasyon pompasının ısı performansını belirlemede çeşitli güçlükler vardır. Özellikle motorun karmaşık geometrisi ve hareketli akşamların oluşu, ısı analizi zorlaştırmaktadır. Çalışma sıcaklıklarında pompanın iç yapısı olan çark ve motor etrafındaki akışı modellemek süreksizlikler, dirençler ve motor sargılarındaki sıcaklık

artışlarının etkisi gibi birçok belirsiz durumdan dolayı oldukça güçtür, bu nedenle bu çalışma için daha basit bir yöntem olan ve kritik noktadaki sıcaklıklara odaklanan, sistem için 80°C, 90°C ve 100°C deki çalışma sıcaklıklarında, pompa gövdesi üzerinde sürücü kanatçığına yakın yerlerdeki sıcaklık değerleri termal kamera ile okunarak, bu sıcaklıklar baz alınıp sürücü kanatçığı ve iç yüzeyi için bir termal analiz modellenmiştir.

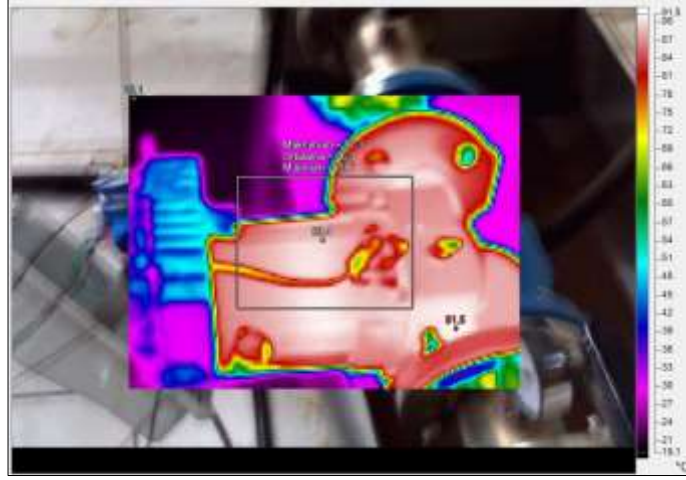
Pompa çalışma sıcaklığının 80°C, 90°C ve 100°C olduğu durumlarda, pompa yüzeyinde oluşan sıcaklıklar **Tablo 4.2**'de verilmiştir. Belirlenen bu sıcaklıkların ortalaması alınarak pompa yüzeyinden sürücü kanatçığına doğru 3 farklı sıcaklıkta bir akış modellenmiştir. Bu akışlara ait sürücü kanatçığı ve sürücünün iç kısmında oluşan sıcaklıklar Tablo 4.1'de verilmiş olup, sıcaklık dağılımlarına ait görseller **Şekil 4.4**, **Şekil 4.5** ve **Şekil 4.6**'da verilmiştir.

Tablo 4.2: Termal kamera ile pompa üzerinde okunan sıcaklıklar.

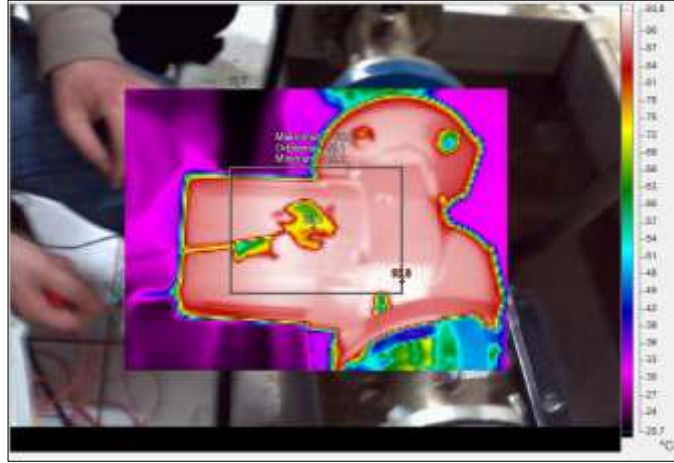
Çalışma Sıcaklığı	Termal kamera ile Pompa Gövdesi Sıcaklıkları		
	1.Nokta	2.Nokta	Analiz için Kullanılacak Ortalama Değer
80 °C	65,4°C	64,1°C	65°C
90 °C	73,2°C	71,5°C	72°C
100 °C	86,6°C	83,5°C	85°C



Şekil 4.4: 65 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü.



Şekil 4.5: 72 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü.

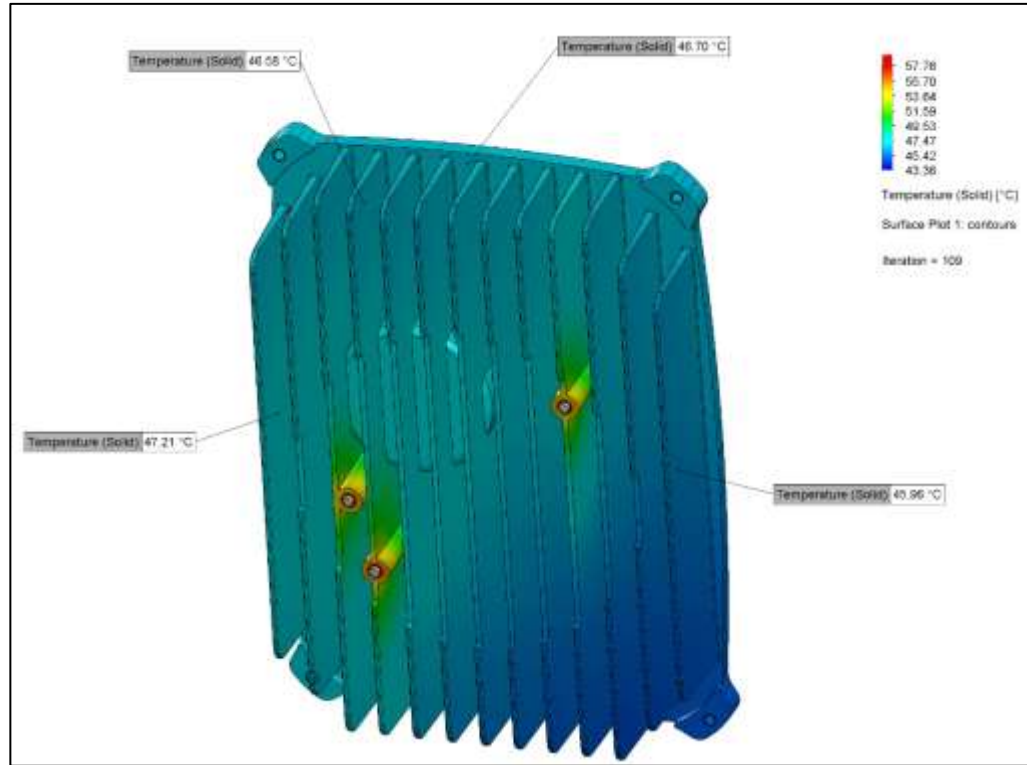


Şekil 4.6: 85 °C de termal kamera ile sıcaklık ölçümü.

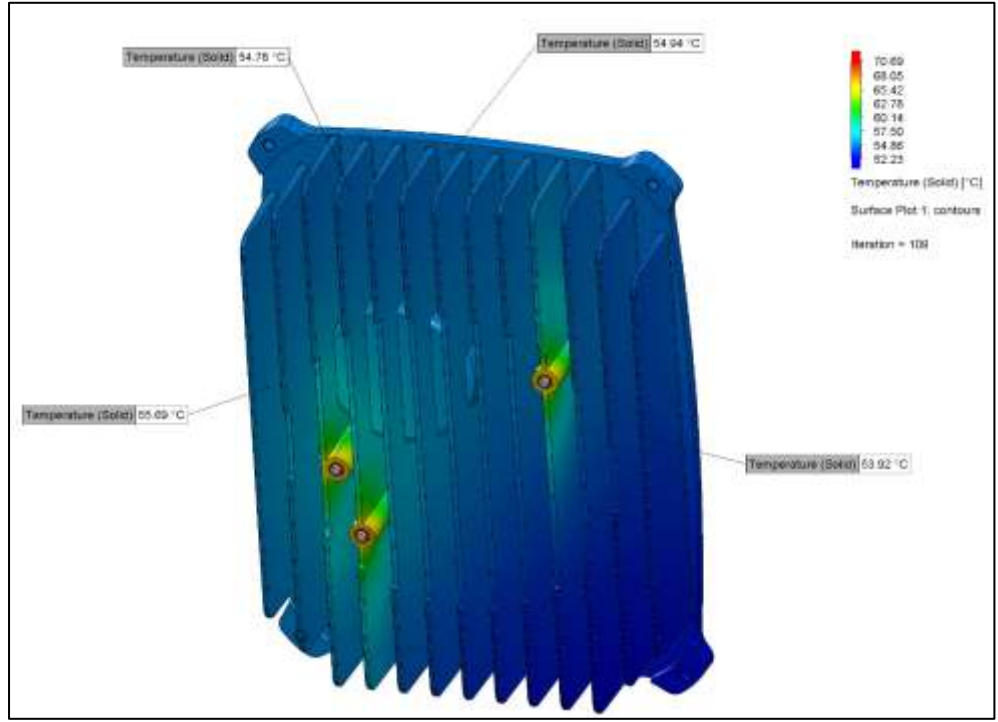
Pompa çalışma sıcaklığının 80°C, 90°C ve 100 °C olduğu, pompa yüzey sıcaklığının sırasıyla 65°C, 72°C ve 85°C olduğu durumlarda yapılan termal analiz neticesinde sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinde oluşan sıcaklıklar **Tablo 4.3**'de, görsel modelleri ise **Şekil 4.7**, **Şekil 4.8** ve **Şekil 4.9**'da verilmiştir. Sayısal analiz ve deneysel çalışma sonucu oluşacak verilerin doğru analiz edilerek karşılaştırılması için sıcaklık değerleri her iki çalışmada da aynı noktalardan alınmaya çalışılmıştır.

Tablo 4.3: I.Yöntem için sıcaklık dağılımları.

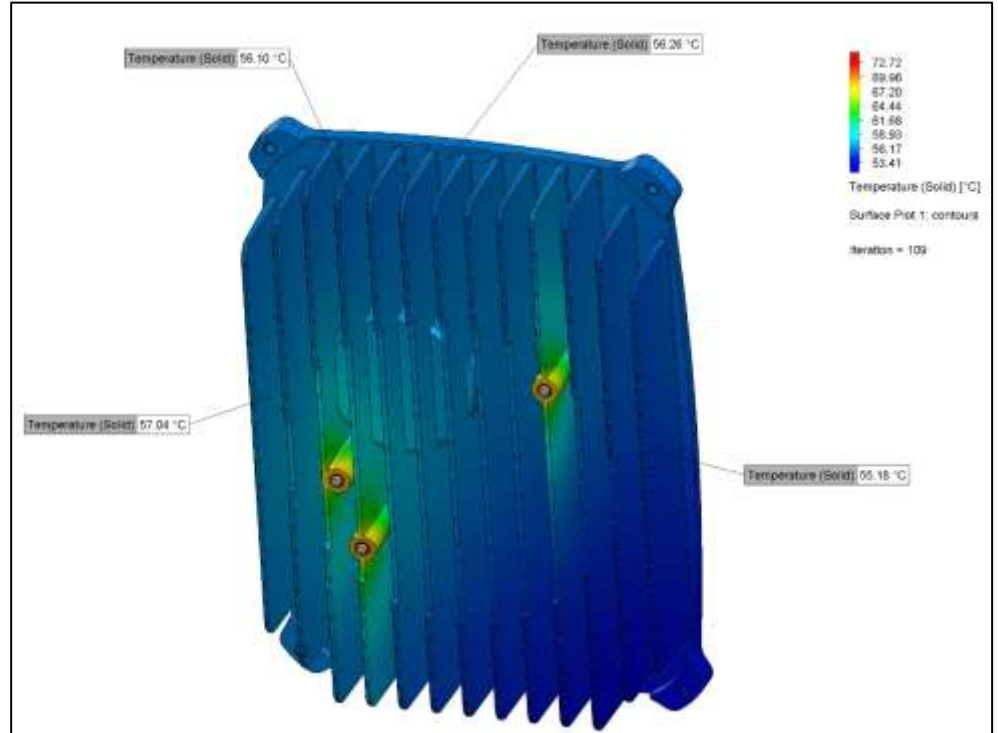
1. Yöntem Pompa Sürücü Kanatçığına Temas Halinde					
	Pompa Gövdesi	Sürücü Kanatçığı		Sürücünün iç kısmı	
Çalışma Sıcaklığı	Analiz için Kullanılan Ortalama Değer	3.Nokta	4.Nokta	5.Nokta	6.Nokta
80 °C	65°C	47,21	46,70	45,96	46,58
90 °C	72°C	55,69	54,94	54,78	53,92
100 °C	85°C	57,04	56,26	56,1	55,18



Şekil 4.7: 65 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.8: 72 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.9: 85 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.

4.1.2. II. Yöntem İçin Analiz Sonuçları

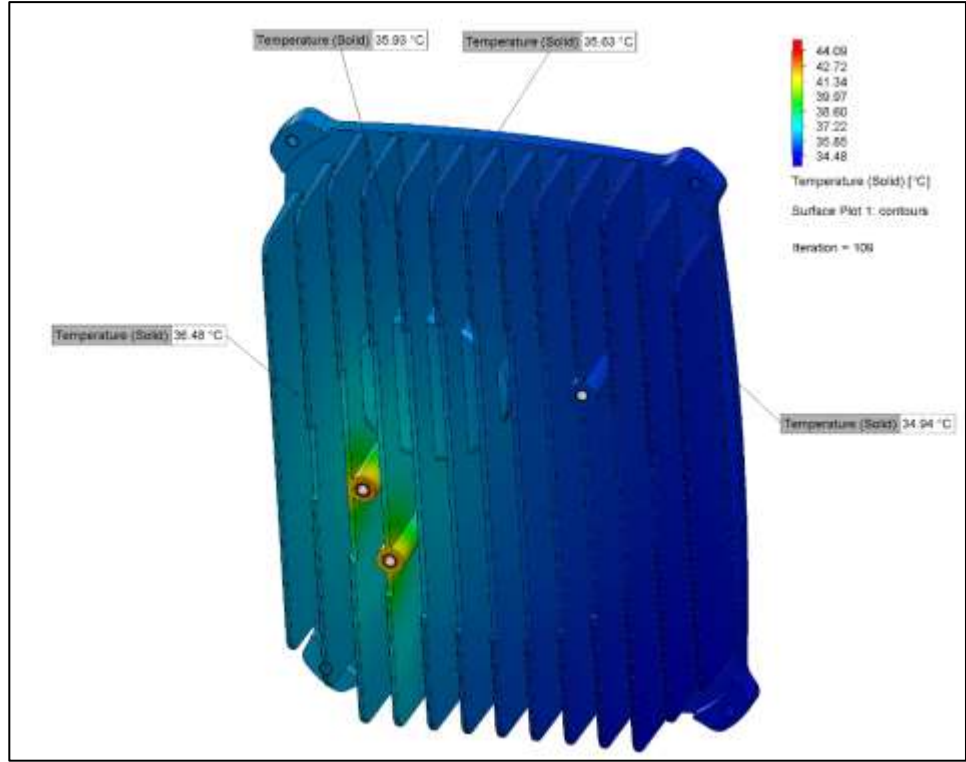
I. Yöntemdeki analiz sonuçları sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyindeki sıcaklığın, 80°C ve 90°C pompa çalışma sıcaklıklarında, sürücü çalışma sıcaklığı olan 50 °C'nin altında olduğunu göstermiştir. Ancak pompa çalışma sıcaklığının 90 °C 'nin üzerine çıkması durumunda, yapılan ısı analiz sürücünün çalışma sıcaklığının üzerine çıkıldığını göstermiştir. Sistemdeki çalışma sıcaklığı artışının, pompa tarafından sürücü tarafına ısı geçişine sebebiyet verdiği, sürücü kanatçığı ve sürücü iç kısmında önemli sıcaklık artışlarının gözlenmesiyle desteklenmiştir.

Yüksek çalışma sıcaklıklarında pompa tarafından sürücü tarafına ısı geçişini azaltmak amacıyla mevcut imkânlar değerlendirilmiş, pompa ile sürücü arasına uygulanacak 1 cm kalınlığındaki taş yünü izolasyonunun termal analizi yöntemi ile sürücü kanatçığı ve sürücü iç kısmına etkisi incelenmiştir (II.yöntem).

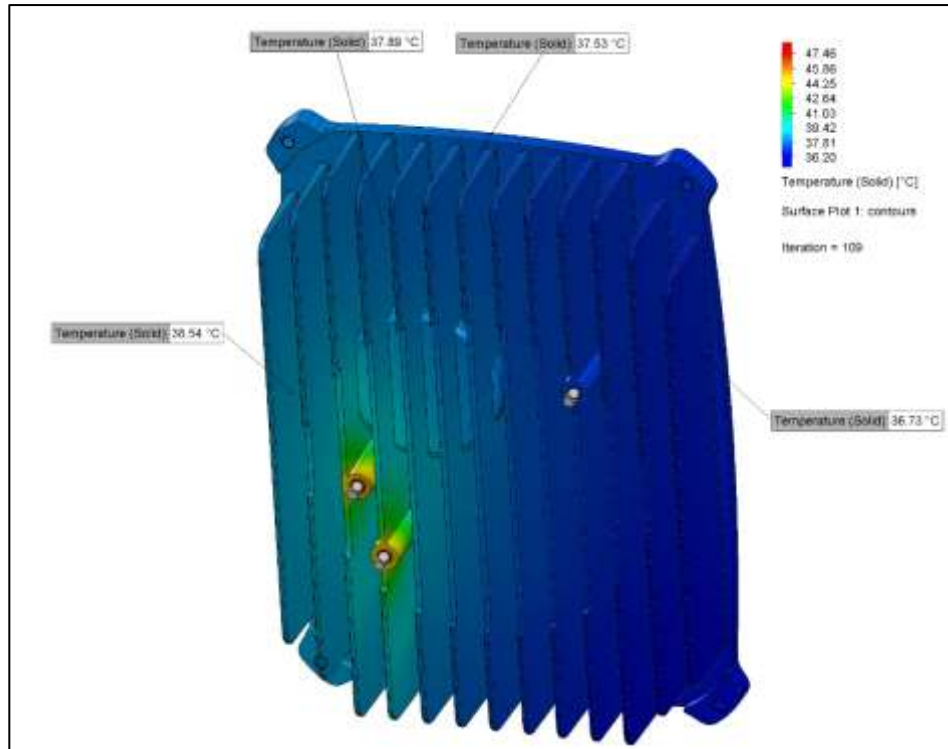
II. Yönteme ait sürücü kanatçığı ve sürücünün iç kısmında oluşan sıcaklıklar **Tablo 4.4'**de verilmiş olup, sıcaklık dağılımlarına ait görseller **Şekil 4.10**, **Şekil 4.11** ve **Şekil 4.12'**da verilmiştir.

Tablo 4.4: II. Yöntem için sıcaklık dağılımları.

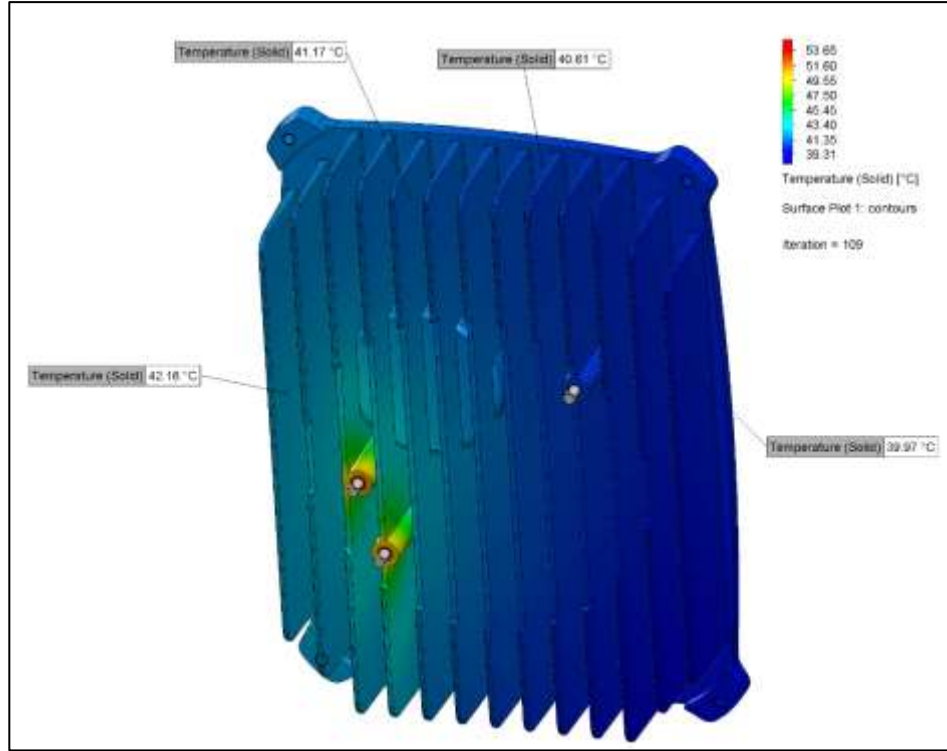
2. Yöntem Pompa ile Sürücü Kanatçığı arasında Taş yünü var, 1 cm kalınlığında					
	Pompa Gövdesi	Sürücü Kanatçığı		Sürücünün iç kısmı	
Çalışma Sıcaklığı	Analiz için Kullanılan Ortalama Değer	3.Nokta	4.Nokta	5.Nokta	6.Nokta
80 °C	65°C	36,48	35,93	34,94	35,63
90 °C	72°C	38,54	37,89	36,73	37,53
100 °C	85°C	42,16	41,17	39,97	40,61



Şekil 4.10: 65 °C de sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.

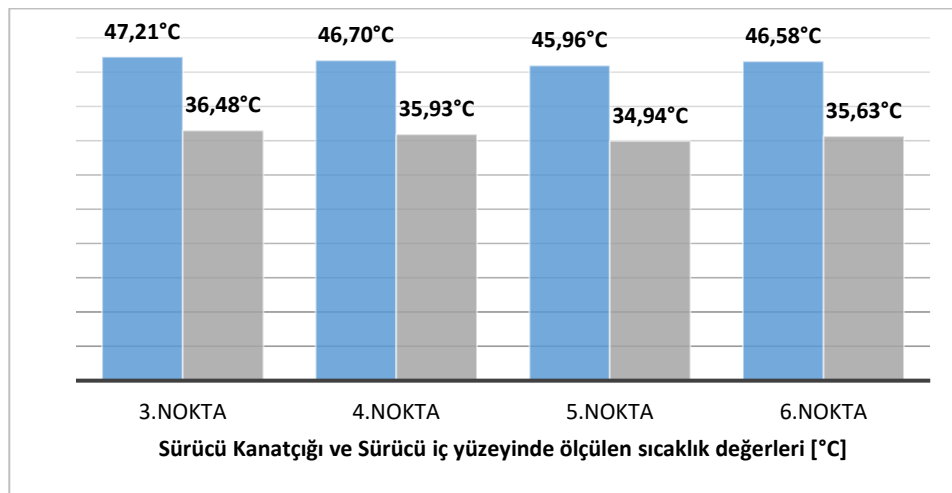


Şekil 4.11: 72 °C sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı.

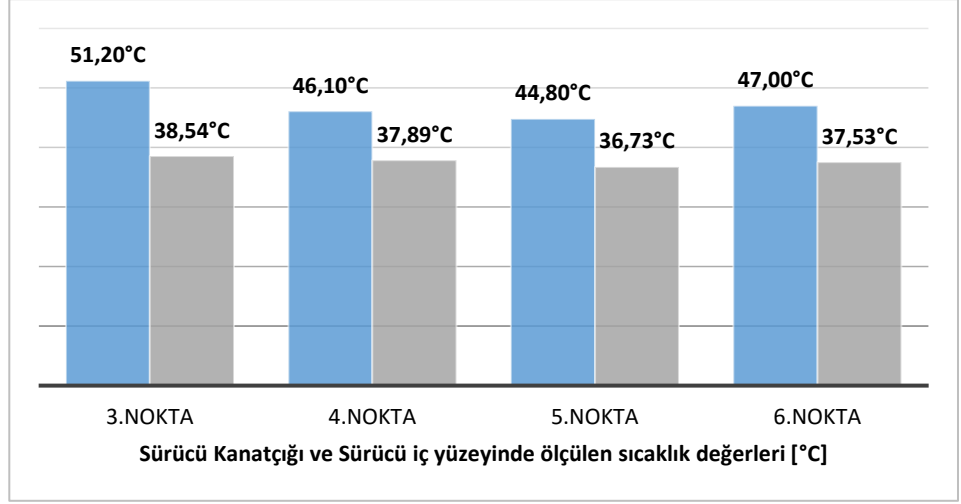


Şekil 4.12: 85 °C sürücü üzerindeki sıcaklık dağılımı

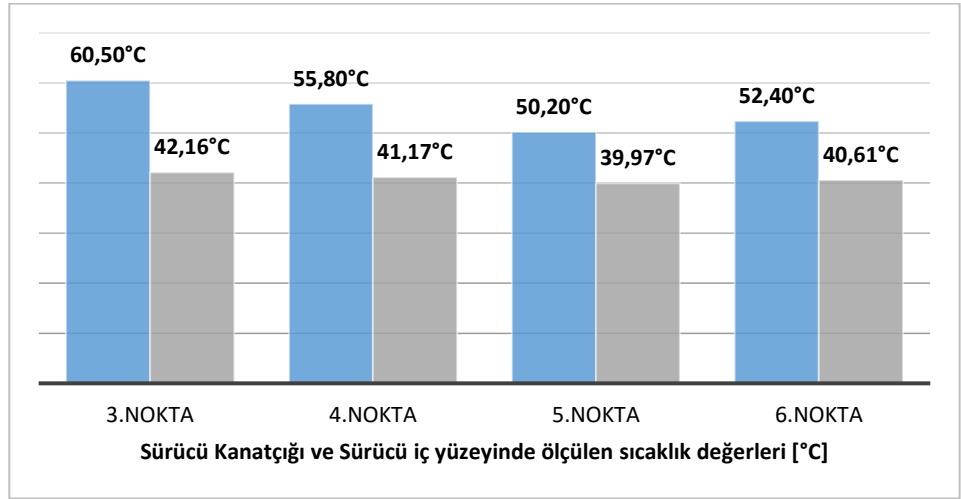
Yukarıda I. Yöntem ile II. Yöntem arasındaki sıcaklık verileri karşılaştırılmış, yüzdesel farkları ile **Şekil 4.13**, **Şekil 4.14** ve **Şekil 4.15**'de verilmiştir. Birinci ve ikinci yöntem arasındaki veriler karşılaştırıldığında, taş yünü ile yapılan iyileştirme çalışmasının kanatlarda yaklaşık %24 ve sürücü iç yüzeyinde %21'lik bir sıcaklık düşüşü sağladığı görülmüştür.



Şekil 4.13: 65°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.



Şekil 4.14: 72°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.



Şekil 4.15: 85°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.

4.2. Deneysel Çalışma Sonuçları

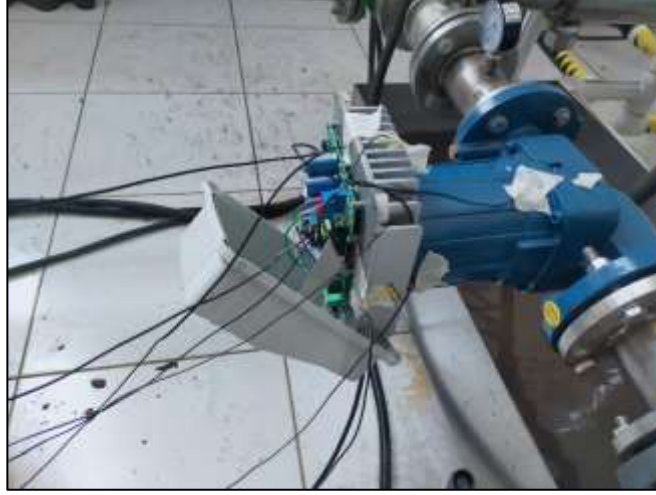
Deneysel çalışmada yürütülen üç yöntem için elde edilen sonuçlar sırasıyla aşağıda verilmiştir.

4.2.1. I. Yöntem İçin Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde **Tablo 4.5**'de sürücü kanatçığının pompa yüzeyine temas halinde olduğu ölçüm sonuçları ve **Şekil 4.16**'da test düzeneği verilmiştir.

Tablo 4.5: I. Yöntem sıcaklık dağılımları.

1. Yöntem Pompa Sürücü Kanatçığı İle Temas Halinde						
	Pompa Gövdesi		Sürücü Kanatçığı		Sürücünün iç kısmı	
Sıcaklık	1.Nokta (112)	2.Nokta (110)	3.Nokta (111)	4.Nokta (109)	5.Nokta (102)	6.Nokta (105)
80 °C	66,1	64,8	65,0	43,7	40,1	39,4
90 °C	73,0	71,7	72,0	51,2	46,1	44,8
100 °C	86,5	84,6	85,0	60,5	55,8	50,2



Şekil 4.16: I. Yöntem test düzeneği.

4.2.2. II. Yöntem İçin Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde **Tablo 4.6**'da sürücü kanatçı ile pompanın birbirinden ayrı olduğu ölçüm sonuçları ve **Şekil 4.17**'de test düzeneği verilmiştir

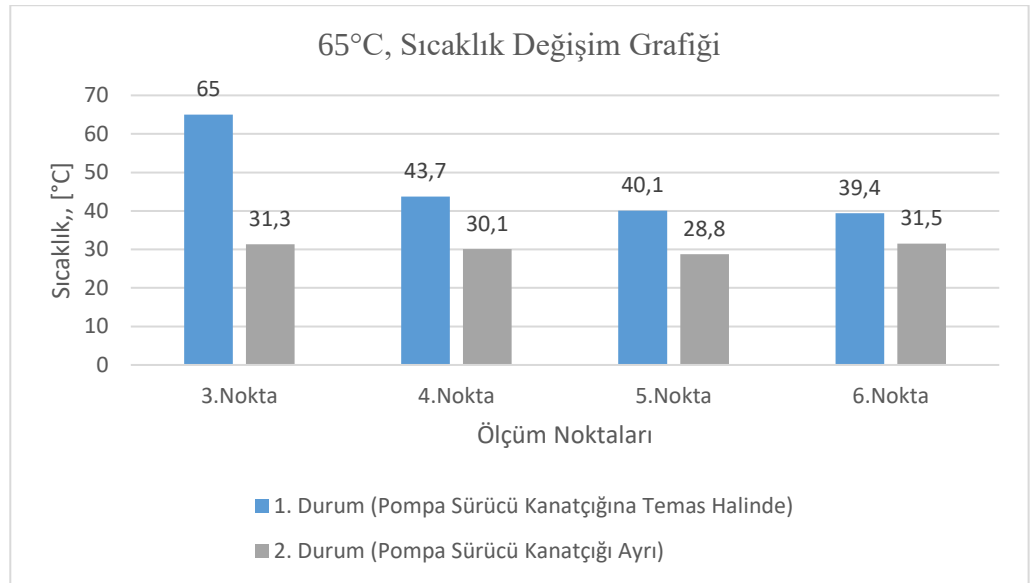
Tablo 4.6 : II. Yöntem sıcaklık dağılımları.

2. Yöntem Pompa Sürücü Kanatçığı Ayrı						
	Pompa Gövdesi		Sürücü Kanatçığı		Sürücünün iç kısmı	
Sıcaklık	1.Nokta (112)	2.Nokta (110)	3.Nokta (111)	4.Nokta (109)	5.Nokta (102)	6.Nokta (105)
80 °C	64,9	63,8	31,3	30,1	28,8	31,5
90 °C	73,1	72,2	35	31,5	32,8	36,9
100 °C	85,0	81,7	41	38,6	36	41,8

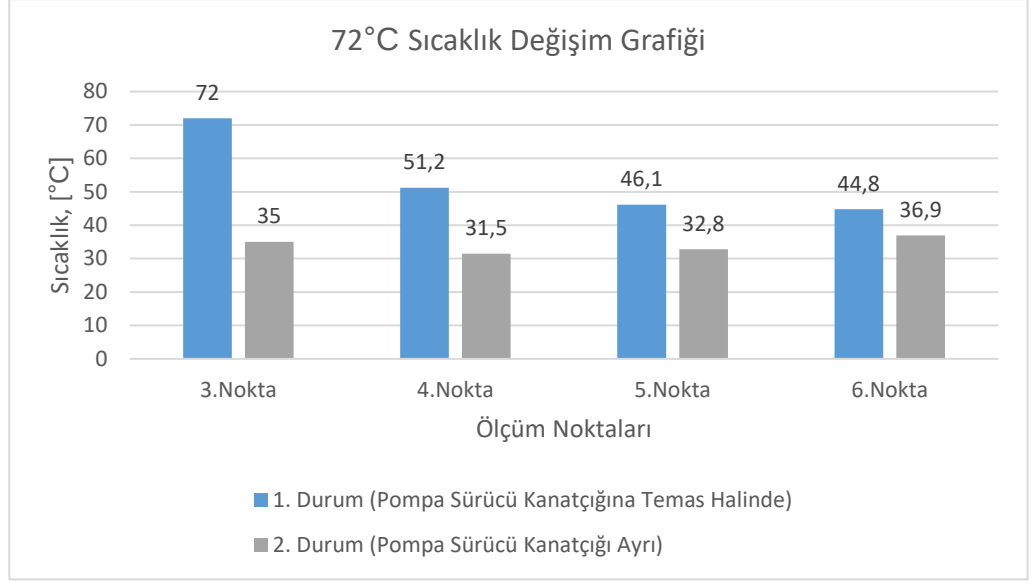


Şekil 4.17: II. Yöntem test düzeneği.

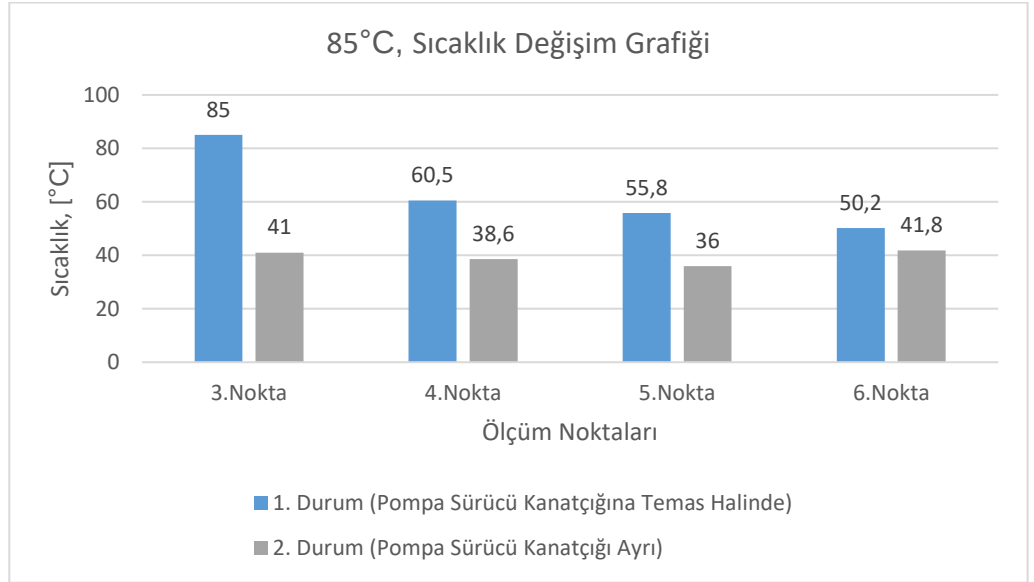
I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.18: 65°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.



Şekil 4.19: 72°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.



Şekil 4.20: 85°C de I. Yöntem ile II. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması.

4.2.3. III. Yöntem İçin Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde sürücü kanatçığı ile pompa arasında 1 cm'lik taş yünü konulmuş ve ölçüm sonuçları **Tablo 4.7'**de ve test düzeneği **Şekil 4.21'**de verilmiştir.

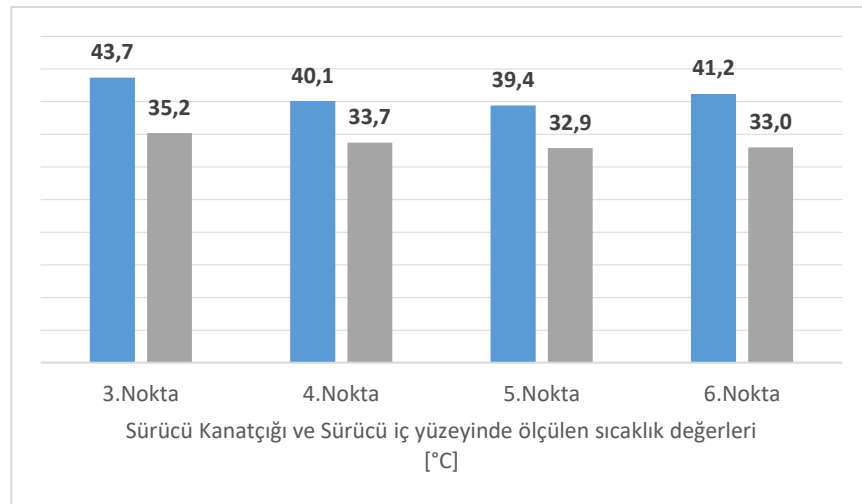
Tablo 4.7: III.Yöntem sıcaklık dağılımları.

3. Yöntem Pompa ile Sürücü Kanatçığı arasında Taş yünü var 1 cm kalınlığında						
	Pompa Gövdesi		Sürücü Kanatçığı		Sürücünün iç kısmı	
Sıcaklık	1.Nokta (112)	2.Nokta (110)	3.Nokta (111)	4.Nokta (109)	5.Nokta (102)	6.Nokta (105)
80 °C	64,9	63,9	35,2	33,7	32,9	33
90 °C	81,8	80,7	41,2	40,8	39,9	40,3
100 °C	86,1	85,3	48,1	49,7	44,4	45,2

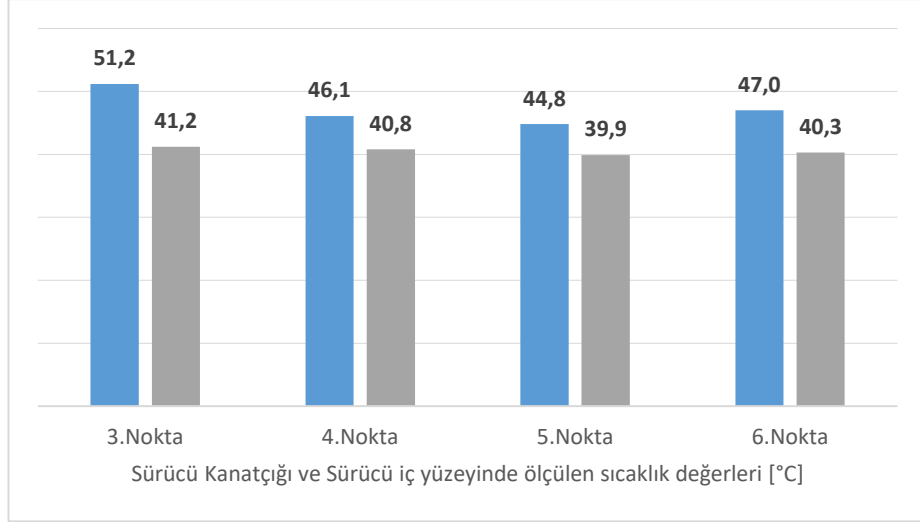


Şekil 4.21: III. Yöntem test düzeneği.

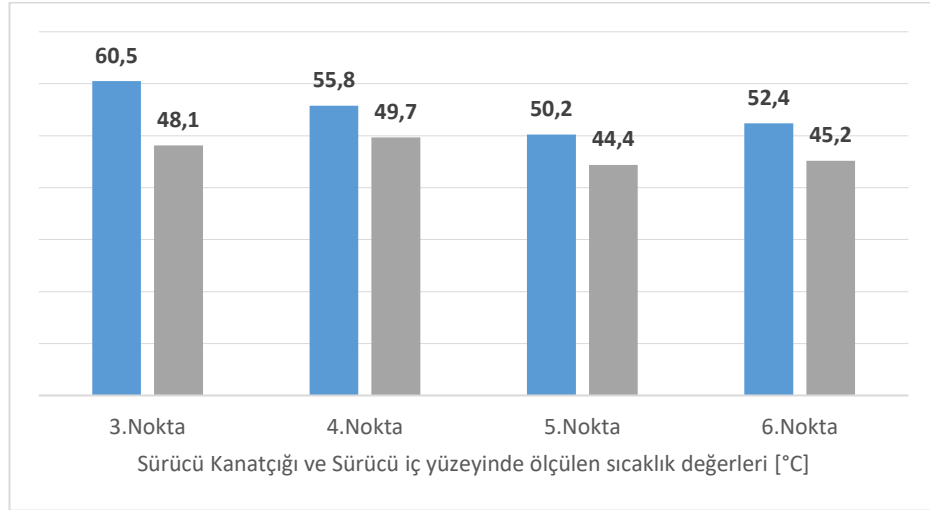
I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de verilmiştir.



Şekil 4.22: 65°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırması.



Şekil 4.23: 72°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırması.

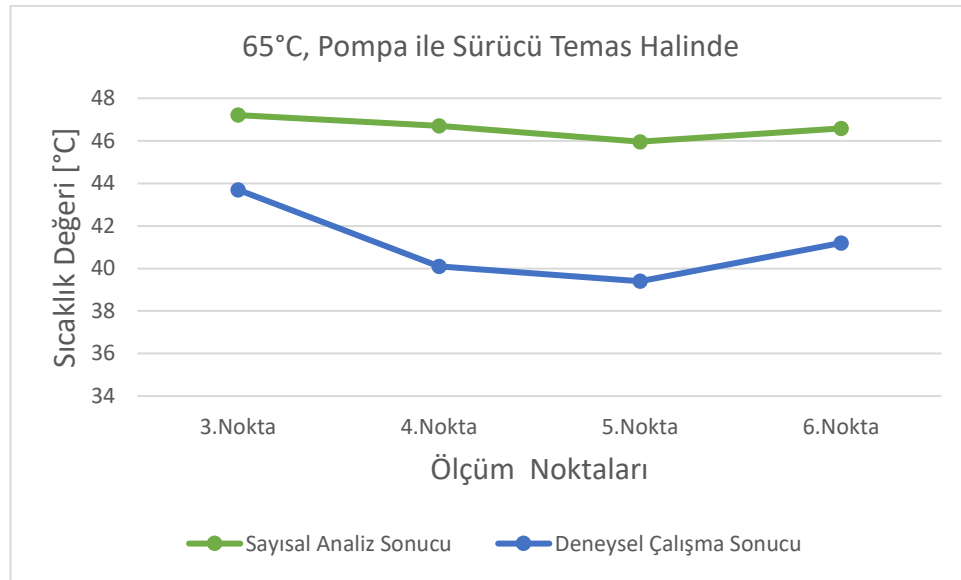


Şekil 4.24: 85°C de I. Yöntem ile III. Yöntemin grafiksel karşılaştırılması

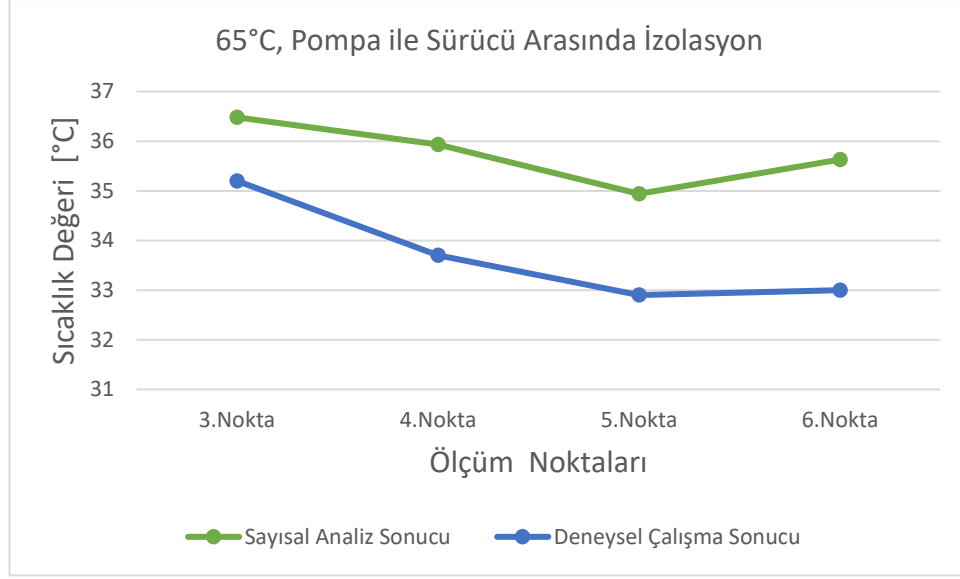
Isıl performansın 65°C de sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması **Tablo 4.8**'de ve **Şekil 4.25** ve **Şekil 4.26**'da grafiksel olarak verilmiştir.

Tablo 4.8: 65°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.

		3.Nokta	4.Nokta	5.Nokta	6.Nokta
65°C de Pompa ile sürücü temas halinde	Sayısal Analiz Sonucu	47,21	46,70	45,96	46,58
	Deneysel Çalışma Sonucu	43,7	40,1	39,4	41,2
	% Fark	7,43	14,13	14,27	11,55
65°C de Pompa ile sürücü arası izolasyon	Sayısal Analiz Sonucu	36,48	35,93	34,94	35,63
	Deneysel Çalışma Sonucu	35,20	33,7	32,9	33
	% Fark	3,51	6,21	5,84	7,38



Şekil 4.25: 65°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırılması.

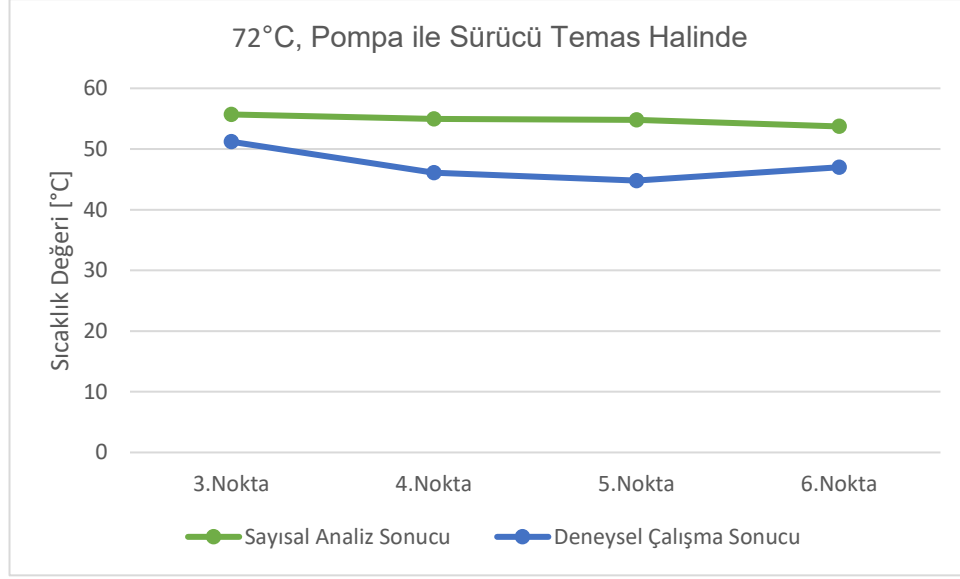


Şekil 4.26: 65°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırması

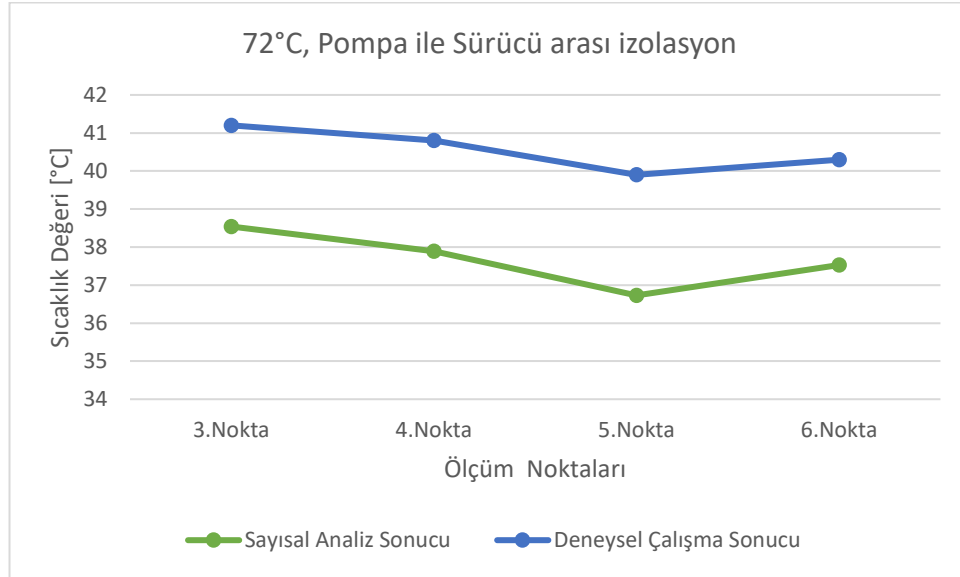
Isıl performansın 72°C de sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması **Tablo 4.9**'de ve **Şekil 4.27** ve **Şekil 4.28**'de grafiksel olarak verilmiştir.

Tablo 4.9: 72°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.

		3.Nokta	4.Nokta	5.Nokta	6.Nokta
72°C de Pompa ile sürücü temas halinde	Sayısal Analiz Sonucu	55,69	54,94	54,78	53,72
	Deneysel Çalışma Sonucu	51,2	46,1	44,8	47,0
	% Fark	8,06	16,09	18,22	12,51
72°C de Pompa ile sürücü arası izolasyon	Sayısal Analiz Sonucu	38,54	37,89	36,73	37,53
	Deneysel Çalışma Sonucu	41,2	40,8	39,9	40,3
	% Fark	6,90	7,68	8,63	7,38



Şekil 4.27: 72°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırması.

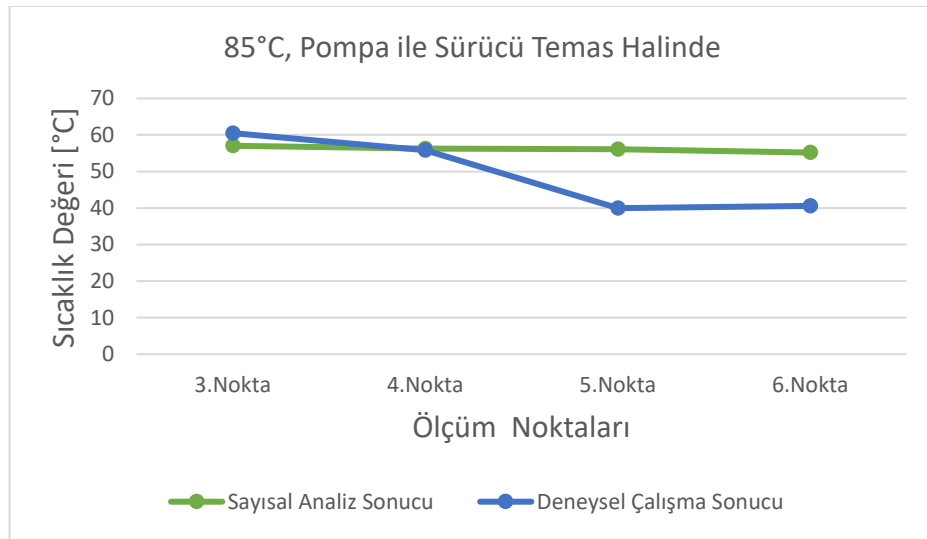


Şekil 4.28: 72°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırması

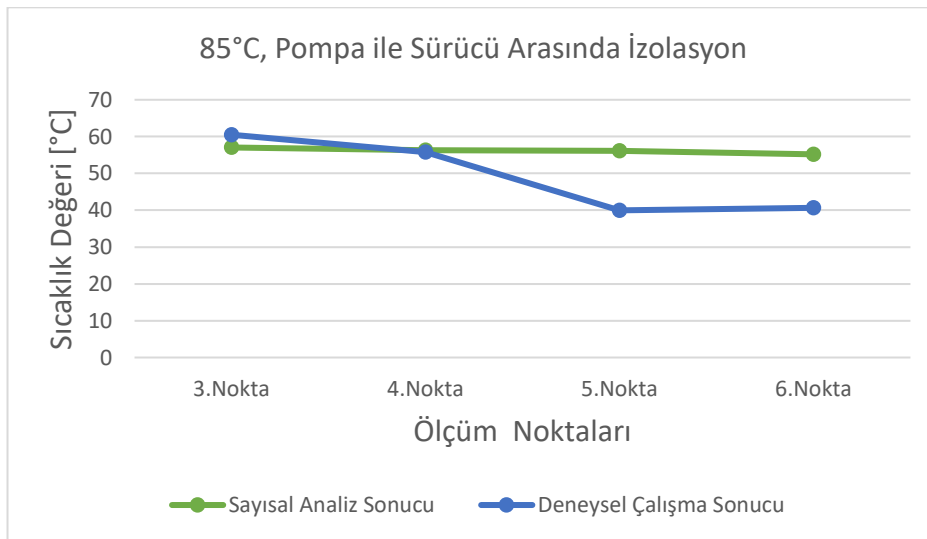
Isıl performansın 85°C de sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması **Tablo 4.10**'da ve **Şekil 4.29** ve **Şekil 4.30**'de grafiksel olarak verilmiştir.

Tablo 4.10: 85°C de Isıl performansın sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması.

		3.Nokta	4.Nokta	5.Nokta	6.Nokta
85°C de Pompa ile sürücü temas halinde	Sayısal Analiz Sonucu	57,04	56,26	56,1	55,18
	Deneysel Çalışma Sonucu	60,5	55,8	39,97	40,61
	% Fark	6,07	0,82	28,75	26,40
85°C de Pompa ile sürücü arası izolasyon	Sayısal Analiz Sonucu	42,16	41,17	39,97	40,61
	Deneysel Çalışma Sonucu	48,1	49,7	44,4	45,2
	% Fark	14,09	20,72	11,08	11,30



Şekil 4.29: 85°C de I. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırması.



Şekil 4.30: 85°C de II. Yöntem Sayısal ve Deneysel çalışmanın karşılaştırması

4.3. Termo Ekonomik Analiz

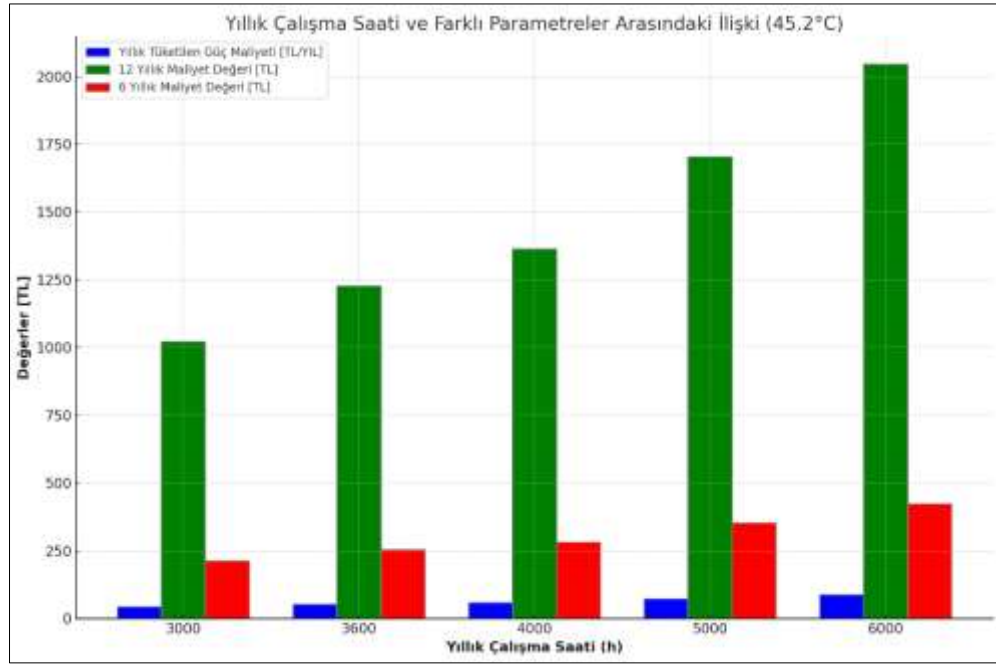
Pompa sistemlerinde yüksek sıcaklıklar sürücü bileşenlerin elektrik direncinde artışa neden olarak tahrikin frekansı ve motor hızını doğru bir şekilde kontrol etme yeteneğini etkilemektedir. Özellikle termal dalgalanmalar elektronik bileşenlerin kalitesini tehlikeye atar, aşınmanın artmasına ve uzun vadeli işletme ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Elektrik motorları da sıcaklığın bir fonksiyonu olarak performans ve verimlilikte farklılık göstermektedir, artan sıcaklık motorun soğutma kapasitesini olumsuz yönde etkileyerek artan sargı direncine ve sonunda yalıtımın bozulmasına yol açabilmektedir. Bu etkilerde artan enerji kayıplarına ve genel sistem verimliliğinde azalmaya neden olmaktadır. Yapılan bir çalışmada frekans dönüştürücünün -10°C ile 40°C arasında sürücü nominal değerleri içinde çalıştığını ancak, $+40^{\circ}\text{C}$ ile $+50^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklık aralığında, nominal çıkış akımının her ek 1°C için %1 azaldığını göstermiştir [33]. Sürücülerin arıza oranı, sıcaklığın artmasıyla birlikte üssel olarak artmaktadır. Çalışma ömrü ise, sıcaklığın artmasıyla birlikte üssel olarak azalmaktadır. Ortam sıcaklığı 10 derece arttığında, sürücünün işletme ömrü yarıya inmektedir. (grafik) Sürücüler çalışırken üzerindeki elektronik devre ve elemanlarından geçen akım nedeniyle ısı ürettiği bilinmektedir. [34]. Bir frekans sürücüsü için maksimum ortam sıcaklığı yaklaşık 40°C civarındadır. [35].

İşletme esnasında ısınan sürücü devre ve elemanlarında artan direnç nedeniyle güç tüketimi artmaktadır. Buna örnek olarak, %95'lik nominal verimliliğe sahip 3,73 kWh güç üretmek isteyen bir sürücünün bu çıkış gücünü üretebilmesi için, sürücünün aslında %5 daha fazla güç tüketmesi ve toplamda 3,92 kW güç tüketimi sağlaması gerekmektedir. 0,19 kW fazla güç, şebeke gücünü değişken frekanslı güce dönüştüren sürücüde kaybedilen enerjiyi temsil eder ve ısı olarak dağılır [36]. Sürücüler genel olarak %95 güç verimi ile çalışmakta ve 1,1 kW, 11 kW ve 110 kW'lık motorlar için sırasıyla 12, 15 ve 20 yıllık işletme ömürleri söz konusu olmaktadır [37].

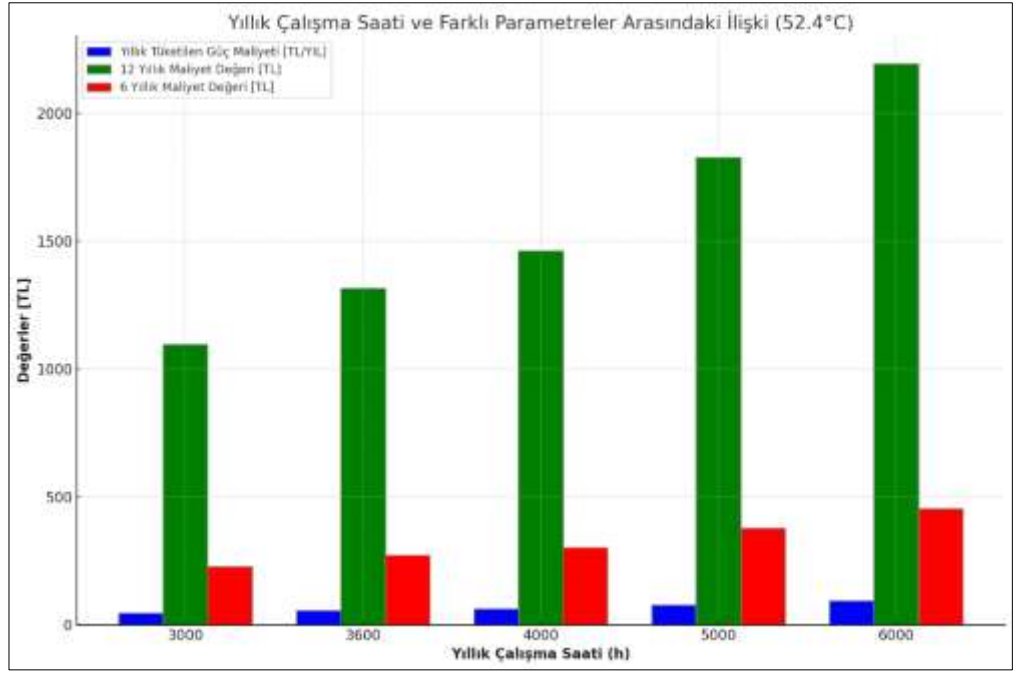
İlgili literatür çalışmaları dikkate alınarak yapılan termo ekonomik analiz ile 45.2°C ve 52.4°C sıcaklıklardaki yıllık çalışma saati ile farklı maliyet parametreleri (yıllık tüketilen güç maliyeti, 12 yıllık maliyet değeri, 6 yıllık maliyet değeri ve karbon salınım miktarı) arasındaki ilişkiler **Tablo 4.11**, **Şekil 4.31**, **Şekil 4.32**, **Şekil 4.33** ve **Şekil 4.34** 'de gösterilmektedir.

Tablo 4.11: 45.2°C ve 52,4°C sıcaklıklarda farklı yıllık çalışma saatlerine göre yapılan hesaplamalar

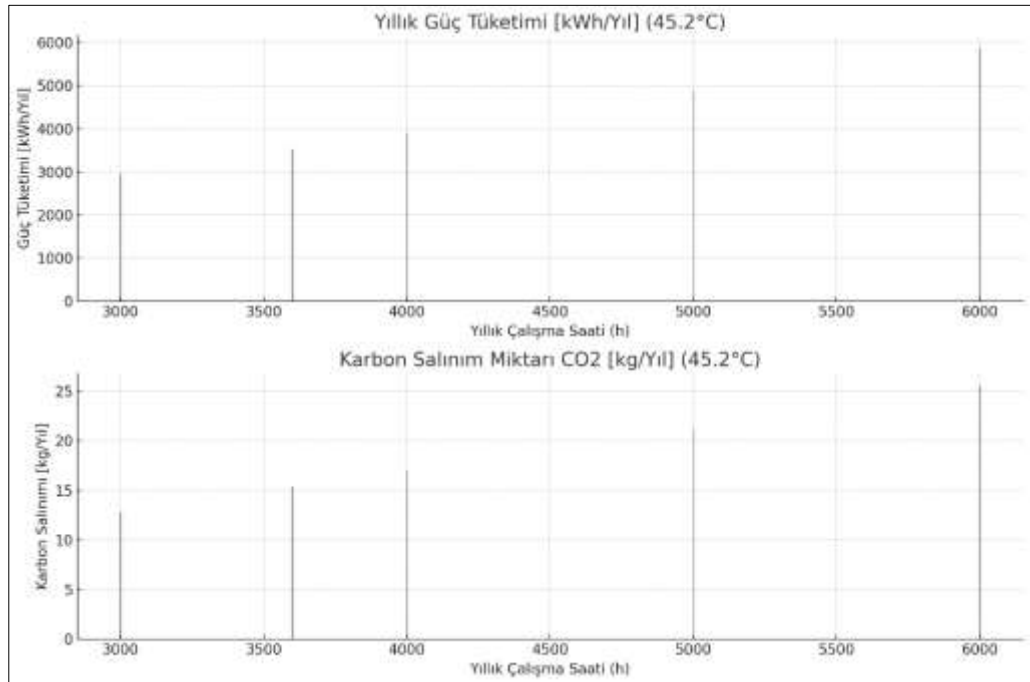
T (°C)	Güç (%) [kWh]	Yıllık Çalışma Saati (h)	Yıllık Güç Tüketimi [kWh/Yıl]	Yıllık tüketilen güç maliyeti [TL/Yıl]	12 Yıllık Sürücü Ömrü ve % 30 Ortalama Faiz Oranı için Maliyet [TL]	6 Yıllık Sürücü Ömrü ve % 30 Ortalama Faiz Oranı için Maliyet [TL]	Karbon Salınım Miktarı CO2 [kg/yıl]
45,2	97,9	3000	2936,36	43,90	1022,79	211,90	12,76
52,4	104,9	3000	3148,17	47,07	1096,57	227,18	13,68
45,2	97,9	3600	3523,63	52,68	1227,34	254,28	15,32
52,4	104,9	3600	3777,81	56,48	1315,88	272,62	16,42
45,2	97,9	4000	3915,14	58,53	1363,71	282,53	17,02
52,4	104,9	4000	4197,56	62,76	1462,09	302,91	18,24
45,2	97,9	5000	4893,93	73,17	1704,64	353,16	21,27
52,4	104,9	5000	5246,96	78,44	1827,61	378,64	22,81
45,2	97,9	6000	5872,72	87,80	2045,57	423,79	25,53
52,4	104,9	6000	6296,35	94,13	2193,13	454,36	27,37



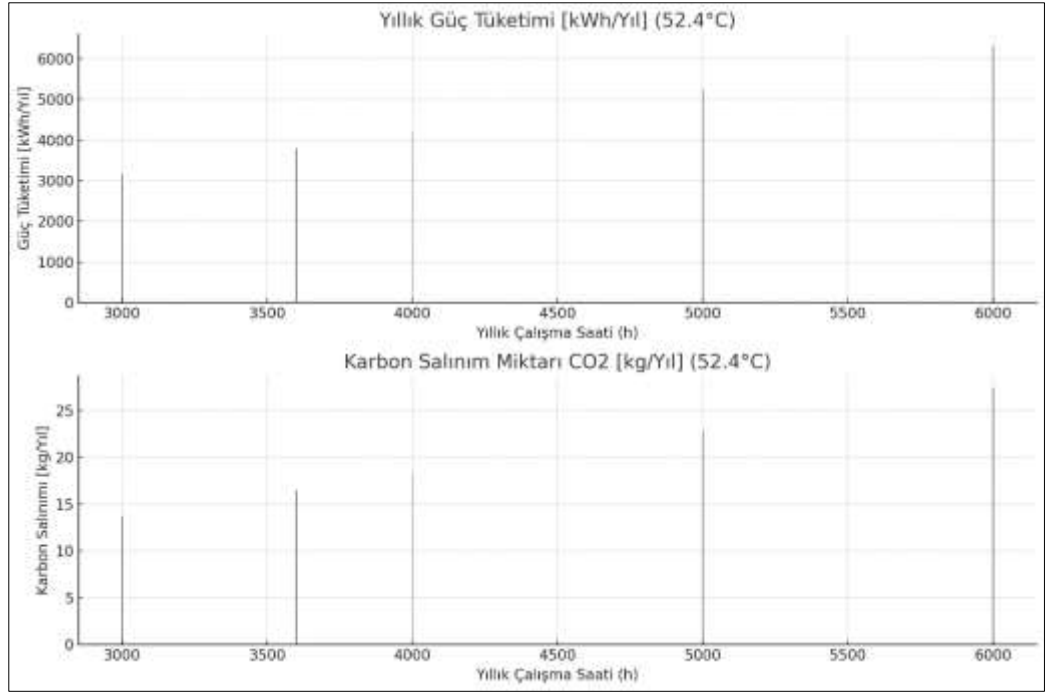
Şekil 4.31: 45.2°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ile farklı maliyet parametreleri (yıllık tüketilen güç maliyeti, 12 yıllık maliyet değeri ve 6 yıllık maliyet değeri) değişim grafiği



Şekil 4.32: 52.4°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ile farklı maliyet parametreleri (yıllık tüketilen güç maliyeti, 12 yıllık maliyet değeri ve 6 yıllık maliyet değeri) değişim grafiği



Şekil 4.33: 45.2°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ve yıllık güç tüketimi ile yıllık karbon salınımı arasındaki değişim grafiği



Şekil 4.33: 52.4°C sıcaklıkta yıllık çalışma saati ve yıllık güç tüketimi ile yıllık ile karbon salınımı arasındaki değişim grafiği

Bu hesaplamalar, iyileştirme öncesi ve sonrası enerji kayıplarının sürücünün ekonomik ömrü üzerindeki etkilerini göstermektedir. Genel olarak, sıcaklık artışı sistemin enerji tüketimini artırır, bu da hem maliyetleri hem de çevreyi olumsuz etkilemektedir. Grafiklerden ve tablodan görüldüğü üzere, yılda 3000 saat çalışan bir sürücüde yapılan iyileştirme çalışması ile yılda 212 kWh enerji tasarrufu yapılırken, 0.92 kg CO₂ salınımının engelleneceği hesaplanmıştır. Sıcaklık arttıkça, hem 12 yıllık hem de 6 yıllık dönemlerde sürücüdeki maliyet tasarruf değeri artmaktadır. Bu, uzun vadeli enerji tasarruflarının sıcaklıkla nasıl etkilendiğini göstermektedir. Sürücü sıcaklığının ideal limitlere düşürülmesi, bileşenlerin daha verimli çalışmasını sağlar ve enerji maliyetlerini azaltır. Sonuç olarak sürücü sıcaklığının düşümü sayesinde sürücü üzerinde önemli enerji tasarrufu sağlanmış, maliyet ve karbon salınımında dikkate değer iyileştirmeler hesaplanmıştır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan çalışmada mevcut bir ıslak rotorlu sirkülasyon pompa sisteminde pompa ve sürücünün hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile termo ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analiz neticesinde işletme esnasında pompadan sürücüye iletilen ısı geçişi ile sürücünün çalışırken ürettiği ısıyı uzaklaştırmak için tasarlanan kanatçığın, sirkülasyon pompasına direkt teması nedeniyle ters etki yaptığı anlaşılmıştır.

İlk olarak laboratuvarında test düzeneği üzerinde pompa ve sürücü birbirine temas halinde iken pompa gövdesi, sürücü kanatçığı ve sürücü iç yüzeyinde 2'şer adet problarla sıcaklık değerleri okunmuş ve kayıt altına alınmıştır. Pompanın 100°C çalışma sıcaklıklarında, sürücünün katalog bilgilerinde yer alan 50°C çalışma sıcaklığının değerinin pompa ile sürücü temas halinde iken bu değerin üzerine çıktığı, çalışma sıcaklığı yükseldikçe bu artışın arttığı gözlemlenmiştir. İkinci durumda pompadan sürücü uzaklaştırılarak çalıştırılmış, ölçümler tekrar aynı noktalardan alınmıştır. Birinci ve ikinci koşullar arasında kanatlarda yaklaşık %40 ve sürücünün iç yüzeyinde ise %25 oranında bir sıcaklık düşümü gözlemlenmiştir. Üçüncü durumda sayısal analiz ile yapılan taş yünü izolasyonu uygulaması yapılarak, pompa ile sürücü kanatçığının temas etmediği şekilde tekrar ölçümler alınmıştır. Birinci ve üçüncü koşullar arasında, kanatlarda yaklaşık %14 ve sürücü iç yüzeyinde %15'lik bir sıcaklık düşümü kaydedilmiştir. Bu sayısal ve deneyler sonuçları birbirleri arasında karşılaştırılmış, anlamlı bir benzerliğin olup olmadığı irdelenmiştir. Son bölümde ise 100°C'deki üçüncü durum için yapılan izolasyon uygulamasının ilk duruma olan termo ekonomik etkisi irdelenmiş, yılda 3000 saat çalışan bir sürücüde yapılan iyileştirme çalışması ile yılda 212 kWh enerji tasarrufu yapılırken, 0.92 kg CO₂ salınımının engelleneceği hesaplanmıştır. Sürücü sıcaklığının düşük değerde tutulmasının sürücü ömrü ve enerji tasarrufu açısından olumlu etki gösterdiği görülmüştür.

Yapılan çalışma ile pompanın çalışma ömrünün ve sürücünün işletme ömrünün arttırılması, pompanın ortalama veriminin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Literatürde yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak pompa ve motor verimliliği üzerine yoğunlaşmış olup, gün geçtikçe kullanımı artan ve önemli verimlilik artışları sağlayan sürücülerin yüksek çalışma sıcaklığındaki pompa sistemlerindeki ısı performansını üzerine

yeterince odaklanılmadığını göstermektedir. Verimlilik açısından, pompaların çalışma sıcaklığının optimal aralıkta tutulması, enerji tasarrufu ve ekipmanların uzun ömürlü olması açısından oldukça önemlidir. Bu kapsamda tezin literatüre katkısı, ıslak rotorlu bir sirkülasyon pompası sisteminde sistemin 3 büyük bileşeninden biri olan sürücünün mevcut sistemde termo ekonomik analizi yapılmış ve çalışma sıcaklığı yüksek sistemlerde ısı geçişinin sürücü çalışma sıcaklığının üzerine çıkabileceğini göstermiştir. Mevcut durumda taş yünü ile yapılan iyileştirme çalışmasının, ilerleyen süreçte daha farklı kanatçık geometrisi tasarımı, yerleşimi veya izolasyon seçenekleri ile daha iyi sonuçlar verebileceği değerlendirilmiştir. Bu alanda daha kapsamlı analizler ve deneysel çalışmalar yapılabilir. Bu çalışmalar ile pompa sistem verimliliği hesaplamalarında önemli iyileştirmeler sağlanacağı öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Falkner, H. ve Holt, S., 2011. Walking The Torque, Proposed Work Plan For EnergyEfficiency Policy Opportunities For Electric Motor-Driven Systems. Erişim Tarihi: Mayıs 2024. https://www.oecd-ilibrary.org/energy/walking-the-torque-proposed-work-plan-for-energyefficiency-policy-opportunities-for-electric-motor-driven-systems_5kkg52g5bzm-x-en.
- [2] Ni, C., C., 2013. Potential Energy Savings And Reduction Of CO₂ Emissions Through Higher Efficiency Standards For Polyphase Electric Motors in Japan. Energy Policy, 2013(52), 737-747. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2012.10.035>
- [3] Europump and Hydraulic Institute. (2006). Değişken hızlı pompalama, Başarılı uygulamalar için bir kılavuz, POMSAD evirisi.
- [4] Akgün, E. , 2018. Motor Kullanılan Sistemlerde Enerji Verimliliği, 9. Enerji Verimliliği Forum ve Fuarı, 29-30 Mart 2018.
- [5] Ertz A. ., Pompalarda Enerji Verimliliği, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 2003
- [6] T.C. ETKB. (2024). Enerji Verimliliği 2030 Stratejisi ve II.Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı 2024-2030. Erişim tarihi: 01.04.2024. Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı: https://enerji.gov.tr/Media/Dizin/BHIM/tr/Duyurular/T%C3%BCrkiyeninEnerjiVerimlili%C4%9Fi2030StratejisiVeIIUlusalEnerjiVerimlili%C4%9FiEylemPlan%C4%B1_202401161407.pdf
- [7] t B., “Sirkülasyon Pompalarında Enerji Verimliliğinin İncelenmesi” (Haziran 2016), Alarco Carrier Teknik Bülten, Su Basınçlandırma, Sayı 84
- [8] Elektrik Mühendisleri Odası, Srclerle Enerji Verimliliği, Erişim Tarihi:01.04.2024 https://www.emo.org.tr/ekler/919a6d3c32bf18a_ek.pdf
- [9] ISKAV, Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompalarında Yapılan Geliştirmelerin Enerji Verimliliğine Etkisi, Erişim Tarihi: 05.03.2024., <https://www.iskav.org.tr/bilgi-bankasi/islak-rotorlu-sirkulasyon-pompalarinda-yapilan-gelistirmelerin-enerji-verimliligine-etkisi-1.pdf>
- [10] Uçar N., Sirkülasyon Pompalarının Termal Modellemesi, Alarco Teknik Bülten, Ağustos 2011
- [11] şenol, G. K., & Karakuş, C. (2017). Pompa ve Pompaj Sistemlerinde Enerji Tasarrufu Uygulamaları. Mühendis Ve Makina, 58(687), 1-16.
- [12] Moreno, M., Carrion, P. A., Planells, P., Ortega, J. F., Tarjuelo, J. M. 2007. “Measurement and Improvement of the Energy Efficiency at Pumping Stations,” Options Mediterraneennes: Seri B, Etudes et Recherches, vol. I, no. 56, p. 353-366.

- [13] Sarıgül, A. (2010). “Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi. Erişim Tarihi: 01.02.2016
- [14] Kaya, D., Yağmur, E. A., Yiğit, K. S., Kılıç, F. C., Eren, A. S., Çelik, C. 2008. “Energy Efficiency in Pumps,” *Energy Convers Management*, vol. 49, no. 6, p. 1662-73
- [15] Eren, A. S. (2008). “Elektrik Motoru ve Buhar Türbini Tahrikli Pompa Sistemlerinde Enerji Analizi ve Verim Arttırmada Yöntemler”, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi. Erişim Tarihi: 15.02.2024.
- [16] Demirel, E. (2021). “Santrifüj Pompaların Verim ve Kaviteasyon Açısından Çok Amaçlı Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi. Erişim Tarihi: 22.03.2024
- [17] İlkan, A. N. (2008). “Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel ve Nümerik Yollarla Elde Edilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi. Erişim Tarihi: 11.02.2023.
- [18] Yumurtacı, Z., Sarıgül, A. 2011. “Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları,” *TMMOB MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi*, sayı 122, s. 49-58.
- [19] Eşer, M. (2020). “Sirkülasyon Pompası Uygulamalarında Kalıcı Mıknatıslı Senkron Motorun Vektör Kontrolü ve EEI Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi. Erişim Tarihi: 12.11.2024
- [20] Lavrič, H., Drobnič, K., Fišer, R., (2013). Document clustering using GIS visualizing and EM clustering method. 2020 IEEE International Conference on Compatibility, Power Electronics and Power Engineering <https://doi.org/10.1109/CPE-POWERENG48600.2020.9161666>
- [21] Sirový, M., Peroutka, Z., Molnár, J., Michalík, J., Byrtus, M., (2011). Sophisticated software for design and optimization of variable speed drives for high-power pumps: Hydrodynamic coupling versus frequency converter. Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. <https://doi.org/10.1109/IECON.2011.6119439>
- [22] Ciontu, M., Bratu, C., (2010). Program for efficiency analyzing for variable speed drive of pumps. International Conference on Information Science, Electronics and Electrical Engineering. <https://doi.org/10.1109/ISEEE.2010.5628496>
- [23] Feng, Z., Chenhao, G., Zhang, D., Cui, W., Tan, C., Xu, X., (2020). Variable speed drive optimization model and analysis of comprehensive performance of beam pumping unit. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.107155>
- [24] Karami, M. And Tallam, R., (2019). Thermal Characterization of SiC Modules for Variable Frequency Drives. IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE) <https://doi.org/10.1109/ECCE.2019.8913132>

- [25] Boglietti, A., Cavagnino, A., Lazzari, M., Pastorelli, M. (2002). A simplified thermal model for variable speed self cooled industrial induction motor. *Electric Power Components and Systems* Volume 32, 2004 - Issue 7. <https://doi.org/10.1080/15325000490461091>
- [26] Valenzuela, M., Reyes, P., (2010). Simple and Reliable Model for the Thermal Protection of Variable-Speed Self-Ventilated Induction Motor Drives. *IEEE transactions on industry applications*. <https://doi.org/10.1109/TIA.2009.2039842>
- [27] Web 1, <https://enerji.gov.tr/evced-cevre-ve-iklim-elektrik-uretim-tuketim-emisyon-faktorleri> Erişim Tarihi: 05.02.2024
- [28] Web 2, <https://www.semanticscholar.org/paper/General-Methodologies-of-Determining-the-of-Pump-in-Lang-Ludwig/8d57f773844b563c1b191cf4265e7fd08b677ed5> Erişim Tarihi: 05.06.2024
- [29] Web 3, <https://www.processingmagazine.com/pumps-motors-drives/variable-frequency-drives/article/21288904/protecting-vfds-from-overheating>. Erişim Tarihi: 25.05.2024
- [30] Versteeg H. K., Malalasekera W., (1995), “An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method” Harlow, England: Pearson Education Ltd.
- [31] Cebeci T., Shao J. P., Kafyeke F., Laurendeau E., (1995), “Computational Fluid Dynamics for Engineers”, Horizon Publishing, Long Beach, California and Springer, New York.
- [32] Gökçe M.K., (2020), “Gemi Özitme Parametrelerinin Sayısal ve Deneysel Olarak Hesaplanması”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [33] Web 4, <https://vectorenergy.com/en/articulo-tecnico-problemas-derivados-de-la-temperatura-en-los-variadores/> Erişim Tarihi: 20.05.2024
- [34] Web 5, <https://www.linkedin.com/pulse/vfd-variable-frequency-drive-heat-dissipation-problem-jane-zhang/> Erişim Tarihi: 13.06.2024
- [35] Web 6, https://www.engineeringtoolbox.com/variable-frequency-drives-d_656.html Erişim Tarihi: 10.06.2024
- [36] Web 7, <https://thermaledge.com/how-vfd-heat-dissipation-affects-cooling-in-electrical-enclosures/> Erişim Tarihi: 19.05.2024
- [37] A. de Almeida, F. Ferreira, J. Fong, and P. Fonseca, “EuP Lot 11 motors, ecodesign assessment of energy using products,” ISR—Univ. Coimbra, Brussels, Germany, DG-TREN, Apr. 2008.

ÖZGEÇMİŞ

Gülözar AYDOĞDU, 2010 yılında Trabzon Meslek Yüksek Okulundan, 2021 yılında Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2011 yılında KPSS ile Türk Standartları Enstitüsü Gebze Makine Laboratuvarına Makine Teknikeri olarak atandı, halen aynı kurumda Marmara Bölge Koordinatörlüğüne Bağlı Laboratuvarlar Grup Başkanlığında Makine Mühendisi olarak çalışmaktadır. 2021 yılından bu yana Gebze Teknik Üniversitesi'nde yüksek lisans eğitimine devam etmekte olup, 2024 Temmuz ayı itibariyle Kocaeli Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği lisans programından da mezun olmuştur.

EKLER

Ek A: Tez Çalışması Kapsamında Yapılan Yayınlar

Aydoğdu G., Karşlı S., (2024), “Sirkülasyon Pompasında Rotor Ve Sürücüyü Soğutan Dış Yüzey Kanatçık Konfigürasyonunun Sistem Verimliliğine Etkisi”, 8. Lisansüstü Araştırmalar Sempozyumu, Gebze Teknik Üniversitesi, Kocaeli, TÜRKİYE, 30-31 Mayıs.