

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ŞARDON MAKİNELERİNDE KULLANILAN
REDÜKTÖRLERDE MEYDANA GELEN AŞIRI ISINMANIN
FARKLI TASARIMLAR İLE ÖNLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

VELİ AÇIKGÖZ

DENİZLİ, TEMMUZ - 2021

T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



ŞARDON MAKİNELERİNDE KULLANILAN
REDÜKTÖRLERDE MEYDANA GELEN AŞIRI ISINMANIN
FARKLI TASARIMLAR İLE ÖNLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

VELİ AÇIKGÖZ

DENİZLİ, TEMMUZ - 2021

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

Veli AÇIKGÖZ

ÖZET

**ŞARDON MAKİNELERİNDE KULLANILAN REDÜKTÖRLERDE
MEYDANA GELEN AŞIRI ISINMANIN FARKLI TASARIMLAR İLE
ÖNLENMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
VELİ AÇIKGÖZ
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. TEZCAN ŞEKERCİOĞLU)**

DENİZLİ, TEMMUZ - 2021

Şardon makinelerinde kullanılan redüktörlerin aşırı ısınması, redüktörlerin arızalanmasına ve buna bağlı makinelerin durmasına neden olarak üretim kaybı oluşturmaktadır. Bu durum yedek parça ve yağ maliyetini arttırmaktadır. Bunlar hem ekonomik hem de işçilik olarak ilave gereklilikler oluşturmaktadır. Redüktörlerin çalışma esnasında iç aksamalarında bulunan elemanların aralarında oluşan sürtünmeler, enerji kayıplarına ve yağlama sıvısının aşırı ısınmasına neden olmaktadır. Sıcaklığın, kabul edilebilecek en yüksek değeri aşması durumunda, redüktörlerin soğutulması gerekmektedir. Bu tez çalışması kapsamında şardon makinelerinde kullanılan yolucu redüktörlerin aşırı ısınmasına bağlı oluşan problemlerin önlenmesine yönelik alınabilecek çözümler için modeller oluşturulmuştur. Bu modeller deneysel, analitik ve nümerik olarak karşılaştırmaları yapılmıştır. Model 1’de redüktör yüzey sıcaklığı diğer iki modele göre en fazla olanıdır. Fakat ısı transferi değerine bakıldığında en düşük değerde olandır. Model 2’de tasarım değişikliğine bağlı olarak fan ve kanatçık eklendiği için redüktör yüzey sıcaklığı en düşük değerde olduğu görülmüştür. Isı transfer miktarı ise en yüksek bu tasarımdadır. Model 3’te ise Model 1’e göre yüzey sıcaklığı daha düşük fakat model 2’ye göre ise ısı transferi daha az olduğu görülmüştür. Redüktörlerde meydana gelen aşırı ısınmanın farklı tasarımlarla önlenmesi ile redüktör iç aksamalarının daha uzun süre arızalanmadan çalışması sağlanmıştır. Bu şekilde yağlama yağının ömrünün arttırılması ve üretim kayıplarının asgari düzeye indirilmesi sağlanarak çalışmanın gerçekleştiği üretim tesisine ekonomik olarak katkı sağlanmıştır.

ANAHTAR KELİMELEER: Redüktör, Redüktör Tasarımı, Redüktörlerde Soğutma Sistemleri, Isı transferi.

ABSTRACT

PREVENTION OF OVERHEATING OCCURING IN REDUCERS USED IN RAISING MACHINES WITH DIFFERENT DESIGNS

MSc THESIS

VELİ AÇIKGÖZ

PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: PROF. DR. TEZCAN ŞEKERCİOĞLU)

DENİZLİ, JULY 2021

Overheating of the reducers used in raising machines causes the failure of the gearboxes and the resulting machines to stop, resulting in production loss. This increases the cost of spare parts and oil. These create additional requirements both in terms of economy and workmanship. The frictions between the elements in the internal parts of the gearboxes during operation cause energy losses and overheating of the lubricating fluid. If the temperature exceeds the maximum acceptable value, the gear units must be cooled. Within the scope of this thesis, models have been created for the solutions that can be taken to prevent the problems caused by the overheating of the plucker reducers used in the raising machines. These models were compared experimentally, analytically and numerically. In Model 1, the gearbox surface temperature is the highest compared to the other two models. However, considering the heat transfer value, it is the lowest value. Since the fan and blades were added in Model 2 due to the design change, it was observed that the gearbox surface temperature was at the lowest value. The heat transfer amount is the highest in this design. In Model 3, on the other hand, the surface temperature was lower than Model 1, but the heat transfer was lower compared to Model 2. By preventing overheating in the gearboxes with different designs, it was ensured that the internal parts of the gearboxes operate for a longer period of time without any malfunctions. In this way, by increasing the life of the lubricating oil and minimizing the production losses, an economic contribution was made to the production facility where the study was carried out.

KEYWORDS: Gearbox, Gearbox Design, Cooling Systems in Gearboxes, Heat Transfer.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Genel Bilgi.....	1
1.2 Literatür Özeti	3
1.3 Tezin Amaç ve Kapsamı	12
2. REDÜKTÖRLER.....	13
2.1 Giriş	13
2.1.1 Alın Dişli Redüktörler	13
2.1.2 Sonsuz Vidalı Redüktörler.....	14
2.1.3 Konik Dişli Redüktörler.....	14
2.1.4 Planet Dişli Redüktörler.....	15
2.2 Redüktörlerde Isınma	16
2.3 Isınma İçin Alınabilecek Önlemler	18
3. MATERYAL VE METHOD	19
3.1 Redüktörün CAD Modellemesi ve Yapılan Tasarımlar	19
3.1.1 Model 1 CAD Tasarımı	19
3.1.2 Model 2 CAD Tasarımı	19
3.1.3 Model 3 CAD Tasarımı	21
3.2 Sıcaklık Ölçümleri.....	21
3.2.1 Model 1’den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı.....	22
3.2.2 Model 2’den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı.....	23
3.2.3 Model 3’ten Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı.....	24
3.3 Redüktörün Sayısal Modellenmesi.....	24
3.4 Analitik Hesaplama	25
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	26
4.1 Analitik Hesaplar	26
4.1.1 Model 1’in Isı Transferi Hesabı.....	26
4.1.2 Model 2’nin Isı Transferi Hesabı.....	28
4.1.3 Model 3’ün Isı Transferi Hesabı	29
4.2 Sayısal Hesaplamalar.....	32
4.2.1 Kararlı Durum (Steady-State) Termal Analizi.....	32
4.2.1.1 Model 1’in Termal Analizi.....	32
4.2.1.2 Model 2’nin Termal Analizi.....	35
4.2.1.3 Model 3’ün Termal Analizi.....	35
4.2.2 Gerçek Durum Termal Analizi	37
4.2.2.1 Model 1’in Gerçek Durum Analizi	37
4.2.2.2 Model 2’nin Gerçek Durum Analizi	41
4.3 Tasarımların Karşılaştırılması	44
4.3.1 Termal Kamerada Ölçülen Sıcaklıkların Karşılaştırılması	44
4.3.2 Analitik Hesaplamalardan Bulunan Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması.....	46

4.3.3	Numerik Hesaplardan Bulunan Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması.....	46
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER	48
6.	KAYNAKLAR.....	50
7.	ÖZGEÇMİŞ	54

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Şardon Makinesi.....	1
Şekil 1.2: Şardon Silindirleri	2
Şekil 1.3: Yolucu Redüktörü	3
Şekil 2.1: Alın Dişli Redüktör	13
Şekil 2.2: Sonsuz Vida Redüktör.....	14
Şekil 2.3: Konik Dişli Redüktör	15
Şekil 2.4: Planet Dişli Redüktör	16
Şekil 3.1: Yolucu Redüktörü CAD Modeli	20
Şekil 3.2: Redüktörün Fan ve Kanatçık Eklenmiş CAD Modeli.....	20
Şekil 3.3: Redüktör Kaplin Bağlantısı olan CAD Modeli	21
Şekil 3.4: Termal Kamera.....	22
Şekil 3.5: Model 1’den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı	23
Şekil 3.6: Model 2’den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı	23
Şekil 3.7: Model 3’ten Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı	24
Şekil 4.1: Kauçuğun Şematik Gösterimi	31
Şekil 4.2: Mesh Yapılması.....	33
Şekil 4.3: Model 1 Redüktör Yüzey Sıcaklığının Tanımlanması	33
Şekil 4.4: Model 1 Taşınım Katsayısının Tanımlanması.....	33
Şekil 4.5: Model 1’in Işınım Sınır Koşullarının Tanımlanması	34
Şekil 4.6: Model 1’den Toplam Olan Isı Transferi Miktarı.....	34
Şekil 4.7: Model 2’den Toplam Olan Isı Transferi Miktarı.....	35
Şekil 4.8: Model 3 Doğal Taşınım+Işınım Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	36
Şekil 4.9: İletim Sınır Şartının Tanımlanması	36
Şekil 4.10: Model 3’ten Toplam Olan Isı Transferi Miktarı	36
Şekil 4.11: Model 1’in Fluent ortamındaki (a) geometrisi (b) akış hacmi	37
Şekil 4.12: Model 1’in (a) problem girdilerinin tanımlandığı özel isimler (b) mesh örgüsü	38
Şekil 4.13: Model 1’in Setup Ayarlanması.....	39
Şekil 4.14: Model 1’in (a) kesit durumundaki sıcaklık değişimi (b) akış hacmindeki hız dağılımı (c) akış hacmindeki akış çizgileri (streamline).....	41
Şekil 4.15: Model 2’nin Fluent Ortamındaki Geometri ve Akış Hacmi.....	41
Şekil 4.16: Model 2’nin Mesh Örgüsü	42
Şekil 4.17: Model 2’nin (a) kesit durumundaki sıcaklık değişimi (b) akış hacmindeki hız dağılımı (c) akış hacmindeki akış çizgileri (streamline).....	44
Şekil 4.18: Sıcaklık Değer Grafiği.....	45
Şekil 4.19: Sıcaklık Karşılaştırma Grafiği.....	45
Şekil 4.20: Analitik Hesaplamalardaki Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması	46
Şekil 4.21: Nümerik Hesaplamalardaki Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması	47

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1: Redüktör Malzemesinin Farklı Standartlarda Gösterimi	19
Tablo 3.2: Termal Kameranın Teknik Özellikleri.....	22

SEMBOL LİSTESİ

T_f	: Film sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_o	: Ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_r	: Redüktör sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{r, \text{kaplin ort}}$	: Kaplin üzerindeki ortalama sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
T_{mil}	: Redüktör mil sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
c	: Özgül ısı (J/kg.K)
k	: Isı iletim katsayısı (W/m. K)
Ra_D	: Rayleigh sayısı
D	: Redüktör çapı (m)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
Pr	: Prandtl sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
h	: Isı taşınım katsayısı ($\text{W/m}^2.\text{K}$)
β	: Genleşme katsayısı ($1/\text{K}$)
$\dot{Q}_t$	: Doğal taşınım ile olan ısı transferi (W)
A_r	: Redüktörün yanal yüzey alanı (m^2)
$\dot{Q}_l$	: Işınım ile olan ısı transferi (W)
ϵ	: Yayıcılık katsayısı
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti ($\text{W/m}^2.\text{K}^4$)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
V	: Fan hızı (m/s)
n	: Devir sayısı (d/dak)
D_{rm}	: Redüktör mil çapı (m)
Re	: Reynolds sayısı
Re_L	: Karakteristik uzunluktaki Reynolds sayısı
L_c	: Karakteristik uzunluk (m)
A_t	: Kanatçıklı yüzeylerin alanları toplamı (m^2)
$\dot{Q}_{t, \text{kaplin}}$	: Kaplinin doğal taşınım ile olan ısı transferi (W)
$A_{r, \text{kaplin}}$	: Kaplinin yüzey alanı (m^2)
ϵ_{kaplin}	: Kaplinin yayıcılık katsayısı
$\dot{Q}_{\text{toplam}}$	: Toplam ısı transferi miktarı (W)
L_k	: Kaplinin uzunluğu (m)
k_k	: Kaplinin ısı iletim katsayısı (W/m. K)
k_{mil}	: Milin ısı iletim katsayısı (W/m. K)
A_k	: Kaplinin ısı transferine maruz kalan alanı (m^2)
k_{mil}	: Milin ısı iletim katsayısı (W/m. K)
A_{mil}	: Milin ısı transferine maruz kalan alanı (m^2)
L_{mil}	: Milin uzunluğu (m)
$\dot{Q}_{l, \text{kaplin}}$	: Kaplinin ışınlım ile olan ısı transferi (W)
$\dot{Q}_{tk}$	: Kaplinden çevreye toplam ısı transferi (W)
$\dot{Q}_x$	: Redüktör ve kaplinden olan toplam ısı transferi (W)
$\dot{Q}_y$	: Redüktör ve kaplin arasındaki iletimle olan ısı transferi (W)
$\dot{Q}_z$	: Kaplin-kauçuk bağlantısı olmayan sistemde iletimle ısı transferi (W)
$\dot{Q}_s$	: Doğal taşınım, ışınlımla ve engellenen iletimle olan toplam ısı transferi (W)
$\dot{Q}_e$	: Engellenen iletimle olan ısı transferi (W)

ÖNSÖZ

Bu tezin konusunun ve kapsamının belirlenmesine öncülük eden ve çalışmalarım süresince bana destek olan ve tecrübelerini esirgemeyen kıymetli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Tezcan ŞEKERCİOĞLU' na çok teşekkür ederim.

Çalışmanın sayısal modellemesini yapabilmem için bana iş istasyonu (Workstation) bilgisayarını kullanmama izin veren Doç. Dr. Gülay YAKAR' a teşekkürü bir borç bilirim.

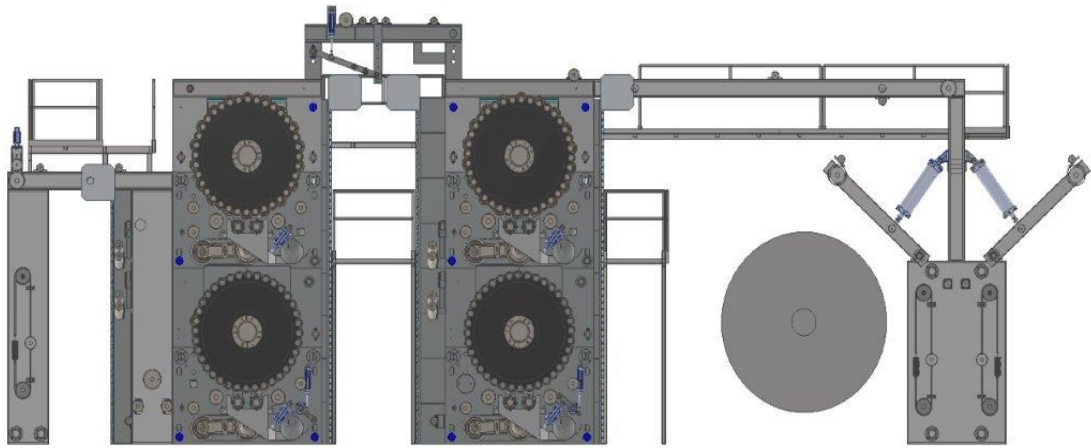
Yüksek lisans eğitimim süresince sürekli dirsek temasında olduğum ve ihtiyaç duyduğum her an yanımda olan kıymetli arkadaşım Sayın Arş. Gör. Dr. Osman YELER' e teşekkür ederim.

Bu tezle birlikte, her zaman maddi-manevi desteklerini arkamda hissettiğim değerli ailem, öğretmenlerim ve dostlarıma minnettarım.

1. GİRİŞ

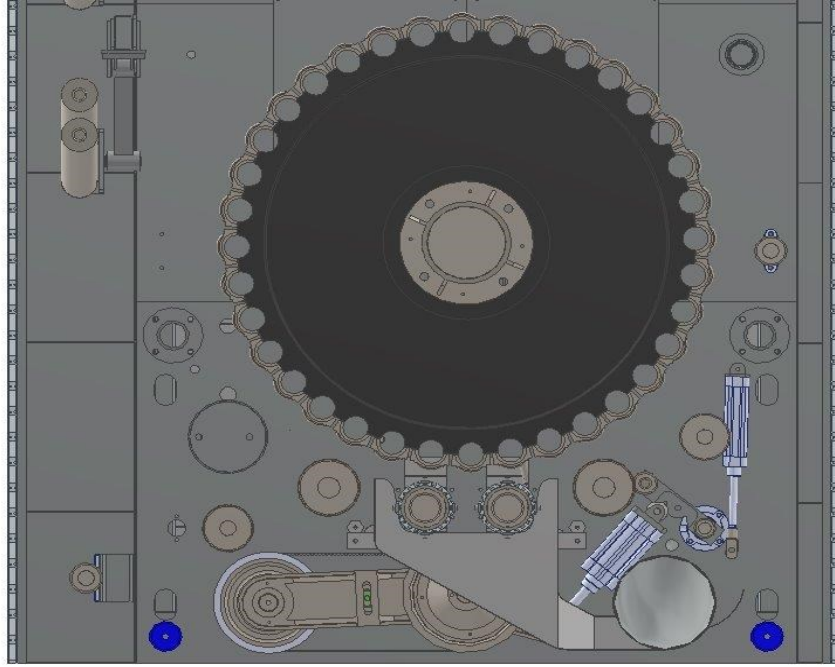
1.1 Genel Bilgi

Şardonlama, dokuma veya örgü kumaşın yüzeyinden geçirilen metal teller yardımıyla ipliklerin içerisinde liflerin çekilmesine dayanan mekanik apre işlemidir. Şardon makinesinde kumaş gerili bir vaziyette makinenin girişindeki çekim silindirinden geçerek üzerinden yolucu ve tarayıcı silindirler bulunan tambura gelir. Şardonlama işlemi de orada yapılır. Şardonlama işlemi dolgun tutumlu, ısı geçirgenliği az, tüylü görünümde olması istenilen kumaşlara uygulanan bir işlemdir. Kullanılan makine, kozalak tellerinin özellikleri, tarayıcı ve yolucu silindirlerinin sayısı ve yönlerine bağlı olarak istenilen etki elde edilir. Yünlü kumaşlar, döşemelik kumaşlar, battaniye, manto, ceket, eşofman, mont gibi tekstil ürünlerinin yapılmasında kullanılan kumaşlar şardonlama işlemine tabi tutulur. Şardonlama işleminin yapıldığı şardon makinesi Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



Şekil 1.1: Şardon Makinesi

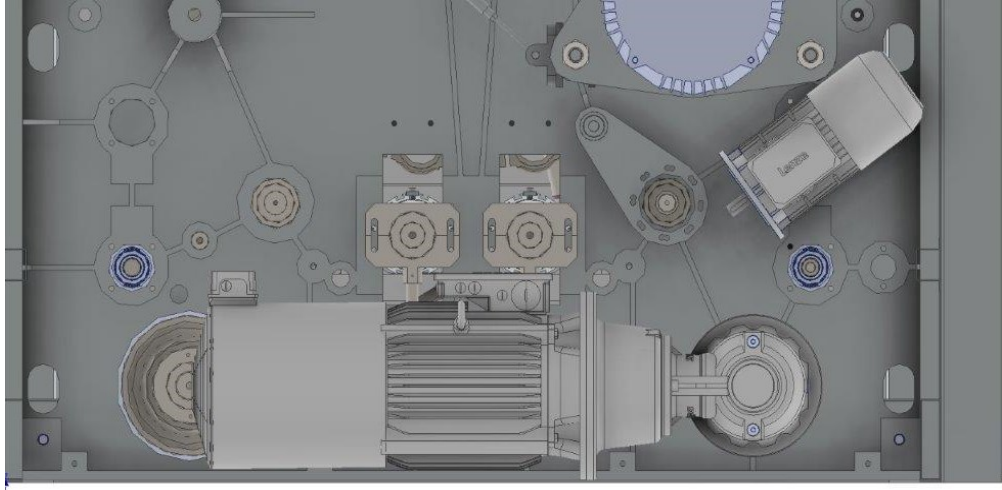
Şardonlama işlemi bir ana tambur üzerine yerleştirilmiş 20-36 adet tarayıcı ve yolucu silindirlerden oluşan silindir bütününe hız ve baskısı düzenlenerek uygulanan işlemdir. Makinede şardonlamanın yapıldığı bölümü oluşturan tamburdur. Çapı 60-90 cm arasında olabilen, kumaş ile aynı yönde dönen ana tamburun üzerinde 20-36 adet tarayıcı ve yolucu amaçlı silindirler mevcuttur. Bu tamburun CAD olarak resmi Şekil 1.2’de verilmektedir.



Şekil 1.2: Şardon Silindirleri

Yolucu silindirleri ana tambur üzerine monte edilmiş silindirlerdir. Bu silindirlerin üzerinde kumaşa yapılacak şardonlamanın özelliklerine göre seçilmiş kozalak telleri (metal şardon telleri) mevcuttur. Ana tamburun hızıyla orantılı bir hızda dönen silindirler üzerindeki teller yardımıyla şardonlama işlemini gerçekleştirir. Silindirler üzerindeki teller, kauçuk veya keçe üzerine yapışmıştır. Bu şekilde silindir üzerine sarılarak şardonlama işlemine hazırlanır. Yolucu silindirlerinin üzerindeki garnitür tellerinin ucu tamburun dönüş yönünün tersinedir. Bu nedenle teller ipliklerin derinine kadar girerek lifleri çeker.

Şardonlamanın etkisi yolucu silindirleri ile belirlenir. Yolucu silindirlerinin kumaş yüzeyinden dalarak lifleri çekme işlemini gerçekleştirmesi sırasında kumaştaki gerginlik de büyük önem taşır. Şardonlama sırasında germe ve çekme silindirlerinin hızları ayarlanarak kumaşın tambur üzerine uygun baskıda yapışması sağlanır. Gerginin gereğinden fazla olması hâlinde kumaşın zarar görmesi söz konusudur. Buradaki yolucu silindirlere tahrik veren redüktörün daha fazla tüy yapması için maximum yükte çalıştırılmasına bağlı redüktörde aşırı ısınmalar meydana gelmektedir. Şekil 1.3'te bu silindirlere tahrik veren yolucu redüktör gösterilmektedir.



Şekil 1.3: Yolucu Redüktörü

1.2 Literatür Özeti

Planet redüktörler, günümüzde çeşitli uygulama alanında ihtiyaç haline gelen küçük hacimde yüksek tork isteklerini karşılamak amacı ile üretilmiş, ufak hacimlerde yüksek tork taşıma kabiliyetleri nedeni ile güç yoğunluğu yüksek redüktörlerdir ve bu nedenle kullanıldıkları uygulamaya bağlı olarak ısıl güçlerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Özellikle mobil uygulamalarda yoğun olarak kullanılan planet redüktörler, vinç, metal şekil verme, inşaat alanlarında da kullanıldığı gibi yenilenebilir enerji sistemlerinden biri olan rüzgâr türbinlerinde, kanat hatve ve kule çevirmede yaygın olarak kullanılmaktadır (Url-1).

Kurt (2011) tarafından yapılan çalışmada, redüktörlerin farklı güç ve hareket iletiminde kullanılan dişlilerden oluşan bir sistem olduğu ve gücün, şekil bağına dayalı olarak iletildiği belirtilmiştir. Redüktörler bir milden diğer bir mile hareket ve güç iletiminde giriş devir sayısına oranla çıkış devir sayısını küçülten veya büyüten güç ve hareket iletim sistemi olarak da tanımlanabileceği ifade edilmiştir. Dişli çark sistemlerinden meydana gelen redüktörler günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Otomotiv, demir-çelik gibi ağır sanayi kuruluşlarından daha küçük ölçekli üretim yapan fabrikalara, asansörden robotlara, vinç sistemlerinden otomasyon sistemlerine kadar çok geniş bir yelpazede önemli bir yer edindiği belirtilmiştir.

Corley ve diğ. (2018) tarafından yapılan çalışmada, durum izlemede kullanılmak üzere küçük bir rüzgâr türbini şanzımanının matematiksel termal modeli geliştirilmiştir. Modelde, bir rüzgâr türbini aktarma organları test cihazından elde

edilen deneysel veriler kullanılarak optimize edilip, model daha sonra ilgili hatalı bileşenlerde ek ısı kayıplarını simüle ederek rulman hatalarını taklit etmek için kullanılmıştır.

Concli ve diğ. (2015) tarafından yapılan çalışmada, hassas konumlandırmayı sağlamak için düşük boşluklu dişli kutularına ihtiyaç olduğunu ve bu tür uygulamalar için, planet hız düşürücülerin iyi bir çözüm olabileceği belirtilmiştir. Diğer taraftan, bu tür uygulamalar yüksek çalışma sıcaklıklarına yol açabileceğini ve çalışma sıcaklıklarını ölçebilmenin, en iyi çalışma ortamını bulmak açısından önemli olduğu belirtilmiştir. Bunun için, farklı çalışma koşulları ve ilgili çalışma sıcaklıkları altında verimliliği ölçebilen yenilikçi bir hesaplama yöntemi yapılması gerekliliği vurgulanmıştır.

Gevigney ve diğ. (2011) tarafından yapılan çalışmada, redüktörlerde kabul edilebilir yağlayıcı sıcaklıklarının korunmasının, güvenilirlik ve kullanım ömrü açısından çok önemli olduğu belirtilmiştir. Kapalı dişlilerin ısıl derecesi genellikle çeşitli güç kaybı kaynakları ile çevreye iletilen ısı arasındaki dengeye dayandığı öngörülmüştür. Kayıplar yüke bağlı olabildiği gibi, diğer taraftan iç viskoz, tork, contalardaki kayıplar ve yağ çalkalamada olduğu gibi iletilen güçten bağımsızda olabileceği üzerinde durulmaktadır. Isı değişimleri, muhafaza bağlantılarından iletim yoluyla, doğal veya zorlanmış konveksiyon ve radyasyon ile gerçekleştiği incelenmektedir.

Öztemiz (2017) tarafından yapılan çalışmada, redüktörler çalışırken dişlilerde, rulmanlarda keçelerdeki sürtünmelere bağlı kayıpların olduğu, bu kaybolan enerjinin ısı enerjisine dönüştüğü belirtilmiştir. Redüktör gövdesi üzerinden ortama bu ısının bir kısmı atıldığını, geri kalan ısı enerjisi ise gövde üzerinden atılamadığı için redüktörlerde aşırı ısınmaya neden olacağı öne sürülmektedir. Bu ısıdan dolayı sıcaklık 95 °C'nin üzerine çıktığı zaman yağ karbonlaşarak özelliğini yitireceği, yağlama yapamayacağı vurgulanmaktadır. Bu nedenle redüktörlerde oluşacak ısının kontrol altında tutulması gerektiği belirtilmektedir. Redüktörün gövde içerisinde kabul edilebilir bir çalışma sıcaklığını sağlamak redüktörün ömrü için önemli olduğunu ve redüktör seçiminde sadece ileteceği tork değeri değil, termal güç değerinin de önemli bir husus olduğunu vurgulamıştır.

Häggström (2017) yaptığı çalışmada, bir şanzımanın termal rejiminin, performansı için büyük önem taşıdığını ve bileşenlerinin verimliliği ve yorulma ömrü gibi birçok önemli şanzıman parametresinin sıcaklığa bağlı olduğu belirtilmiştir. Şanzıman bileşenlerinin sıcaklıklarını belirleyebilmenin önemli bir husus olduğu vurgulanarak sıcaklıkları tahmin edebilen bir simülasyon modelinin önemi üzerinde durulmaktadır. Ayrıca; bir şanzımanda meydana gelen ısı transfer mekanizmasını oldukça karmaşık olduğunu, çok sayıda tasarım ve işletme değişkeninden etkilendiği gözlemlenmektedir. Bu değişkenlerin, bir şanzımandaki sıcaklık artışı üzerinde öngörülemez bir etkiye sahip olduğunu ve doğru bir şekilde modellemenin kolay olmadığı belirtilmiştir. Bu nedenle, genellikle tasarıma büyük bir güvenlik payı dahil edilmesi gerektiğini ve redüktörlerin çoğu izin verilen sıcaklık artış seviyelerinden daha düşük bir seviyede çalıştırılması vurgulanmıştır.

Barday ve diğ. (2018), güç aktarma organı verimliliğinin iyileştirilmesinin kamyon endüstrisi için önemli bir gelişme olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle, aktarma organının güç kayıplarını kesin olarak tahmin etmenin önemli olduğunu, ancak ısı üretildiği ve sistemler kompakt olmaya eğilimli olduğu için, soğutma ve dayanıklılık konularının da unutulmaması gerektiğini vurgulamışlardır. Bu nedenle, bileşenlerin ve yağın termal davranışını modelleyip analiz etmişlerdir.

Montonen ve diğ. (2019) tarafından yapılan çalışmada, elektrikli bir makinenin ve bir planet dişli donanımı incelenmektedir. Bu entegrasyonun, tasarıma yeni zorluklar getirdiği belirtilmiştir. Örneğin, yağlama ve soğutma da pratikte sisteme entegre edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Motorun termal performansı ve dişlinin yağlama yağı ile soğutma analizi yapılmış olup başarılı bir entegrasyonun doğrulanması için uzun soğutma testleri yapılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Neurouth ve diğ. (2014) tarafından yapılan çalışmada, yataklamadaki sıcaklık dağılımını simüle etmek için termal ağ yöntemi kullanılmıştır. Termal ağ, test donanımının izotermal elemanlara ayrılmasını ve sıcaklıktaki farklılıkların, her bir eleman arasındaki ısı akışı tarafından oluşturulduğu termal dirençlerin, karşılaşılan ısı transferinin türüne bağlı olduğu belirtilmiştir. Çalışmada, termal dirençler analitik formüller kullanılarak tahmin edilmiştir. Sınır koşulları söz konusu olduğunda, test cihazında ölçülen bazı sıcaklıklar termal model için giriş parametreleri olarak kabul edilerek buradaki ısı transferi hesaplanmıştır.

Bauer ve diğ. (2017) dişli kutularının artan mekanik güç kapasitesi ile çalıştırılması durumunda, termal gücün bu kapasiteyi sınırlandırdığı belirtilmiştir. Dengeli bir sistem elde etmek için, redüktörün ekstra soğutmaya ihtiyacı vardır. Hızlı dönen bir shafta monte edilmiş bir fan kullanmak yaygın bir çözümdür. Çalışmada, sayısal bir yaklaşım kullanılarak fan ve hava kılavuz kapağı ile optimum bir soğutma konsepti oluşturularak incelenmektedir.

Wellauer (1973) tarafından yapılan çalışmada, dişli kutusunun içerisine yerleştirilmiş kapalı bir devirdaim havası soğutma sisteminin çalışması üzerinde durulmuştur. Burada havayı bir hız düşürücü mahfazasından çıkarmak, soğutmak ve soğutulmuş havayı mahfazaya geri döndürmek için uyarlanmış kapalı bir devirdaim havası soğutma sistemi incelenmiştir.

Buyruk (2017) tarafından yapılan çalışmada, kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için iki farklı kanatçık tipinin taşınım ve iletimle olan ısı transferi miktarlarını ve basınç değişimlerini nümerik olarak incelenmiş, nümerik hesaplamalar yapılarak ve enerji denklemleri Fluent programı kullanılarak zamandan bağımsız olacak şekilde elde edilmiştir. Ayrıca, paralel ve ters akış şartlarında, Reynolds sayısının farklı değerlerinin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transfer artışı üzerine etkileri incelenmektedir.

Özkaya (2014) tarafından yapılan çalışmada, plakalı bir ısı değiştirici plakasının hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla ısı ve hidrolik performansı belirlenmiştir. Geliştirilen HAD metodu, deneysel sonuçlarla kıyaslanarak doğrulanmış ve yeni plakalar tasarlanırken kanal yüksekliği, kıvrım genliği ve dağıtım kanalları gibi geometrik parametrelerin etkisini incelemek için kullanılmıştır. Kıvrım genliğinin artmasıyla, yeni tasarlanan dağıtım kanallarıyla ve kanal yüksekliğinin azalmasıyla ısı performansta artış olduğu incelenmektedir.

Arttırılmış yüzeyler, genellikle uygulanan yüzeyin iletimle olan ısı geçişini ve aynı zamanda yüzeyi ile çevresi arasında taşınım ve ışınlama ısı transferi için kullanılmaktadır. Bir yüzeyden transfer edilen ısı, geçen akışkan ile temas eden yüzeyin arttırılmasıyla arttırılabilir. Birçok endüstriyel uygulamada, yüzeyin boyutlarını çeşitli faktörlerden dolayı optimum olarak arttırmak zor olabilir. Yani taşınım ve iletimle ısı transferinin birlikte gerçekleştiği ve çevresi ile akışkan hareketi sebebiyle ısı transferini arttırmak için kullanılan arttırılmış yüzeylere kanat adı verilir.

Bunun için cisimden geçen akışkan ile temas eden yüzey kanatçıklar eklemek suretiyle ısı transfer yüzeyi arttırılabilir (Bölükbaşı 2003).

Güreşçi (2014) tarafından yapılan çalışmada, yüksek işlem hızı ve küçük boyutlar elektronik cihaz dizaynında önemli faktörlerdir. Yüksek performanslı, çok fonksiyonlu, yüksek eklem sıcaklığına sahip ve küçük boyutlu elektronik cihazların soğutulması ciddi bir dizayn problemi olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sistemlerin etkili soğutulması için ısı transferinin iyileştirilmesi gerekmektedir. Bu sistemlerde ısı transferini iyileştirmek için genellikle kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır. Rüzgâr tüneline optimize edilmiş olan dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların, ısı ve akış karakteristikleri teorik olarak analiz edilmiştir. Hesaplamalarda ANSYS-Fluent programı kullanılmış olup bu farklı tip kanatçıklara göre farklı hızlarda karşılaştırma yapıp kanatçık boyunca dağılım grafikleri elde edilmiştir ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Sakaoğlu (2019) tarafından yapılan çalışmada, kanat ucu bölgesine verilen soğutma havası, kanat ucu kaçak akışını ve kanat ucu ısı transferini etkilediği belirtilmiştir. Kanat ucu soğutması için kullanılan soğutma deliklerinin yeri, büyüklüğü, sayısının çeşitli kombinasyonlarının ve geometrisi de geliştirilen farklı kanat ucu türlerinin, basınç kaybı ve termal performans üzerindeki etkilerini incelenmiştir.

Deniz (2019) tarafından yapılan çalışmada, açık bir boşlukta doğal ve zorlanmış taşınım ısı transferi problemi sayısal olarak incelenmiştir. Boşluk derinliği, boşluk uzunluğu, boşluk eğimi gibi boşluk geometrilerinin ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Akış parametresi olarak Reynolds sayısı, ısı akısı, ısıtılan duvar etkisi ve Richardson sayısının ısı transferine olan etkileri irdelenmiştir. Boşluk sol duvarı sabit ısı akısı ile ısıtılmış, diğer duvarlar adiyabatik durumda tutulmuştur. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır ($Pr=0,71$). Sıkıştırılmaz, iki boyutlu, kararlı hal akışını çözmek için Fluent yazılımı ile analiz yapılmıştır.

Liu (2018) tarafından yapılan çalışmada, ısı dengesi modelinde, tüm şanzıman, geçici koşullar için termodinamiğin birinci yasasına dayanarak, iletim, konveksiyon ve radyasyondan sorumlu termal dirençlerle bağlanmış tek tip bir sıcaklığa sahip elemanlara ayrılmıştır. Termal ağ yöntemi kullanılarak yığın sıcaklık tahmininin etkinliği, simülasyon sonuçları ile deneysel veriler arasındaki karşılaştırma ile

doğrulanmıştır. Sonuç olarak, iki vitesli otomatik şanzımanın ısı transfer karakteristikleri, termal karakteristikleri ve kütle sıcaklık tahminini incelenmiştir.

Patil ve Kumar (2017) tarafından yapılan çalışmada, hızlı tip şanzıman üzerindeki yük, dönme hızı ve yağlamanın etkileri incelenerek bu konuda yapısal analizler yapılmıştır. Sabit durumlu termal analiz yapılarak dişli yağ yağlayıcısı ile şaftların değişen yük durumu detaylı olarak incelenmiştir. Burada dişli yüzeyindeki sıcaklık değişimleri için sonlu elemanlar analizi oluşturulmuş literatürde olan mevcut deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır.

Erden (2011) tarafından yapılan çalışmada, farklı malzemelerle ve üretim yöntemiyle üretilen termostat yuvasında oluşan sıcaklık değişimi deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. ANSYS programına deneylerden elde edilen ortalama sıcaklık değerleri girilmiştir. Sonlu eleman analizinden elde edilen verilerle deneylerden elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Malzemelerden en uygun olanı seçilerek üretim yapılması sağlanmıştır.

Yapısal özellikleri nedeniyle kullanılan kompozit malzemeler, iki veya daha fazla malzemenin kombinasyonundan meydana gelmektedir. Kompozitler matris malzemeye bir veya daha fazla destekleyici malzeme ilavesiyle oluşan malzemelerdir. Deneyler sonucu belirlenen mekanik özellikler kullanılarak farklı oryantasyon açılarında, kompozit malzemenin ANSYS 10 programı yardımı ile modellenmesi ve ısıl gerilme analizi yapılmasını gerçekleştirmiştir (Vatangül 2008).

Çelik (2005) tarafından yapılan çalışmada, bir türbin sabit kanatçığının hesaplamalı akışkanlar mekaniği ile önceden hesaplanan ısı taşınım katsayısı ve basınç dağılımları etkisi altında ortaya çıkan sıcaklık dağılımları ve gerilme dağılımlarını hesaplamak amacı ile termal ve yapısal analizleri üzerinde durulmuştur.

Gönen (2004) tarafından yapılan çalışmada, kompozit malzemelerin ANSYS yazılımıyla modellenmesi yapılmış ve kompozit malzemelerin farklı sıcaklık değerleri için gerilme analizleri yapılmıştır. Gümüş üzerine zirkonyum kaplanarak yapılan modelde 50 K'lık sıcaklık aralıklarıyla 50-250 K arasında sıcaklık uygulanmıştır. Çalışma iki aşamada oluşturulmuş olup, ilk kısımda 2 boyutlu, diğer kısımda 3 boyutlu gerilme analizleri yapılmıştır.

Yaşar (2004) tarafından yapılan çalışmada üç adet farklı malzemeden oluşan dikdörtgen kesitli bir kompozit malzemeye sıcaklık uygulanması sonucu oluşan gerilmeler incelenmiştir. ANSYS programında malzemenin modellenmesi malzeme özelliklerinin girilmesi ve analizin yapılması sağlanmış, modelin geometrisi ve malzeme özelliklerinin değiştirilmesi sonucu analiz sonuçlarının nasıl değiştiği gözlemlenmiştir.

Canpolat ve Sağlamca (2011) tarafından yapılan çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) programı kullanılarak, ısı genleşmeleri farklı iki katmanlı silindirik bir malzemenin farklı sıcaklık değişimleri için problem olabileceği öne sürülmüştür. Bu nedenle katmanlı yapının ısıtılan tarafına farklı kalınlıklarda Cu/Al yerleştirilmiş ve Al/CrNi katmanlı yapının Cu/CrNi katmanlı yapıya göre düşük ısı iletim katsayısı ve yüksek sıcaklık gradyanı gösterdiği gözlemlenmiştir. İki farklı metalin ara yüzündeki ısı gerilmelerinde tasarımcının dikkatine sunulmuştur. Yapılan bilgisayar analizinde, Cu/CrNi katmanlı yapının Al/CrNi katmanlı yapıya göre daha homojen bir sıcaklık dağılımı ve daha düşük ısı gerilme gösterdiği belirlenmiştir.

Benli (2004) tarafından yapılan çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak alın kaynağı ile birleştirilen parçalarda ortaya çıkan artık gerilmelerin modellenmesi ve analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda, literatürde yapılan önceki çalışmalarla elde ettiği sonuçları karşılaştırmış ve oluşturulan modelin doğrulanması gerçekleştirilmiştir.

Ebeperi ve Özer (2008) tarafından yapılan çalışmada, kompozit malzemelerin mikro yapılarının ısı analizlerinin sayısal olarak incelenmiş, elde edilen sonuçların teorik hesaplamalar ve mevcut deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Nümerik incelemede; yöntem olarak sonlu elemanlar metodu esas alınmıştır. Bu yöntemin uygulanmasında paket program olarak ANSYS kullanılmıştır.

Kor (2008) tarafından yapılan çalışmada, ANSYS ortamında modellenen kanatlı boru ısı eşanjörünün indirgenebileceği en küçük parçanın patlatmasız ve patlatmalı uygulamalarını araştırılmıştır. Problem girdisi olarak 300 K hava giriş sıcaklığı ve 280 K boru tarafının sıcaklığı alınmıştır. Yapılan analiz sonucunda sıcaklık düşümünün hangi modelde en uygun olduğu tespit edilmiştir.

Yavaş (2007) tarafından yapılan çalışmada, ANSYS-Fluent yazılımıyla dikdörtgen kesite sahip ve en/yükseklik oranı 1,71 olan dikey bir kanalda laminar akış koşullarında ısı transferi ve hız dağılımları araştırılmıştır. Analizde problemin bir yüzeyine ısı akışı uygulanmış ve diğer yüzeylere yalıtımlı ve akışkan girişi sınır koşulları tanımlanmıştır. Araştırma sonuçları, bilgisayar çözümleri ile karşılaştırılması incelenmiştir.

Altun (2012) tarafından yapılan çalışmada, hava soğutmalı bir evaporatörün tasarımı ve ısı analizi yapılmıştır. Verimli kanat tasarımı için uygun hız ve sıcaklık değerleri tanımlanmış ve sınır koşulları problem girdisi olarak yazılıma girilmiştir. Hesaplamalar sonucunda sıcaklık ve akış dağılımları incelenmiştir.

Durmaz (2014) tarafından yapılan çalışmada, fiber ve tanecik katkılı kompozitlerin ısı iletim katsayıları sonlu elemanlar programı kullanılarak hesaplanmıştır. Dolgu malzemesinin değişik konsantrasyon oranları, matrix malzeme içindeki dağılımları ve geometrileri incelenmiştir. Nümerik analiz çalışması iki boyutlu ve üç boyutlu şekilde yürütülmüştür. İki boyutlu modeller sonsuz uzunluklu silindirler ve sonsuz uzunluklu kare prizma şeklindeki fiberler için oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar teorik modellerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Özügurlu (2013) tarafından yapılan çalışmada, AISI 304 paslanmaz çelikten yapılmış bir kaynatma tenceresinin işletme sıcaklığında, dış yüzeyleri oda sıcaklığındaki havayla ısı taşınımı, iç yüzeyleri oda sıcaklığındaki su ile ısı taşınımı olacak şekilde tanımlanmıştır. Kararlı durumdaki ısı gerilmeler, ANSYS Workbench programı ile Steady-State ısı analiz yapılarak elde edilmiştir. İç hacimleri eşit cidar kalınlıkları farklı üç ayrı modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ısı gerilme ve ekonomik bakımdan en avantajlı modelin seçilmesini sağlamıştır.

Miltenovic ve diğ. (2020) tarafından yapılan çalışmada, çapraz sarmal dişli kutuları gibi çapraz eksenli dişli kutularının aşırı ısınması, konik dişli veya silindirik dişliler gibi diğer sürücülerle karşılaştırıldığında bu dişli kutularının en büyük dezavantajlarından birisi olduğu vurgulanmıştır. Yüksek sürtünme, şanzımanın aşırı ısınmasına ve sürtünmenin oluşmasına neden olur. Aşırı ısınmanın ana nedeni, dişli kutusu içinde yatak sürtünmesi, sızdırmazlık sürtünmesi ve hepsinden önemlisi geçme sırasında diş yanakları arasındaki sürtünmeden kaynaklanan ısı oluşumudur. Sonlu elemanlar yöntemi uygulanarak, bir dişli kutusunun termal kararlılığı tahmin edilmiş

ve bu prosedür, eksenel mesafe 30 mm olan çapraz bir dişli kutusu durumunda doğrulanmıştır. Yapılan sayısal incelemeye dayanarak, çapraz sarmal dişli iletiminde ısı oluşumunun tahmini için yeni bir prosedür önerilmiştir.

Mohammed (2018) tarafından yapılan çalışmada, dişlilerdeki hasarlar aşırı yük, yetersiz çalışma koşulları veya güç aktarımı sırasındaki basit yorgunluğun bir sonucu olabileceği vurgulanmıştır. Farklı uyarma koşulları altında, episiklik dişli sistemli rüzgâr türbininin dişli kutusunun sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal analizini incelenmiştir. Çalışma modunun değişimine veya episiklik dişli takımının tipine göre analizler yapılmıştır. Tasarım prosedürü CAO yazılımı altında detaylandırılmış ve sayısal simülasyonun sonucu ANSYS yazılımı kullanılarak değerlendirilmiştir.

Fan (2011) tarafından yapılan çalışmada, rüzgâr enerji jeneratörü setindeki çekirdek bileşenler olduğu için dişli kutusunun bakımının çok zor olduğunu ve bakım ücreti de son derece yüksek olduğu vurgulanmıştır. Redüktör dişlileri arızalanmalarını önlemek için, rüzgâr enerjisi dişli kutusunun sürtünme ısı dağılımı ve ısı transfer özellikleri incelenip, rüzgâr enerjisi üreticinin dişli kutusu yapısı özellikleri analiz edilmiştir. Dişli kutusunun parametrik modeli UG yazılımında tamamlanıp ve ADINA yazılımında dişli sıcaklığı ve ısı gerilmesinin sonlu eleman analizi yapılmıştır.

Weis (2017) tarafından yapılan çalışmada, uygulanan yük ile dişli kutusu mahfazasının modal karakteristiğinin incelenmiştir. İlk adım yatak reaksiyonları şeklinde yük ile statik analizin çözümünü içermektedir. Daha sonra, doğal frekanslar ve modal şekiller elde etmek için mod analizi ve sonlu eleman analizleri ANSYS Workbench yazılımı ile yapılmıştır.

Kaya (2019) tarafından yapılan çalışmada, bir dalgıç motorunun ömrünü belirleyen ana parametrenin motorun çalışma esnasındaki termal performansı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca motorlardaki termal performans ölçütünün; kayıplar sonucu üretilen ısıнын gövdeden uzaklaştırma hızı olduğu vurgulanmıştır. Bu nedenle termal performansı artırmaya yönelik yöntemler geliştirilebilmesi için motor iç yapısı ve çalışma ortamının birlikte değerlendirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Yürütülen deneysel çalışmasında motor termal davranışının motor performans verileri üzerinde bir etkisinin olduğunu tespit etmiştir. Elde edilen deneysel ölçümler çerçevesinde tanımlanan hesaplama alanlarında yürütülen CFD simülasyonlarında, iki temel sonuca varılmıştır. Motor devrinin motor termal davranışı üzerinde çok kısıtlı bir etkisinin

olduğu ve endüstride yaygın olarak kullanılan su ceketi yöntemi yerine motor sıvısının devir daimî yönteminin motor termal davranışı üzerinde etkilerinin belirgin bir şekilde daha uygun olduğu incelenmiştir.

1.3 Tezin Amaç ve Kapsamı

Şardonlamada kullanılan redüktörler, planet redüktörlerdir. Bu redüktörler birçok uygulamada küçük hacimde yüksek tork ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılmakta ve genel olarak modüler yapıda, planet dış güneş ve iç güneş dişlilerden oluşmaktadır. Bu redüktörler küçük hacimlerde yüksek tork taşıma kabiliyetleri nedeni ile güç yoğunluğu yüksektir. Bu nedenle kullanıldıkları uygulamaya bağlı olarak redüktörlerin ısıl güçlerinin kontrol edilerek sıcaklığın, kabul edilebilecek en yüksek değeri aşmaması sağlanmalıdır. Redüktörlerin çalışma esnasında iç aksamalarında bulunan elemanları (dişliler, keçeler, rulmanlar, miller) aralarında oluşan sürtünmeden dolayı enerji kayıplarına ve yağlama sıvısının aşırı ısınmasına neden olmaktadır. Şardon makinelerinde kullanılan redüktörlerin aşırı ısınması, redüktör aksamaların bozulması ve en önemlisi redüktörlerin arızalanması makinelerin durması üretim kaybı oluşturmaktadır. Bu durum yedek parça ve yağ maliyetini arttırmaktadır. Bunlar ekonomik olarak işletmelere bir külfet getirmektedir. Bahsedilen problemin ortadan kaldırılabilmesi için şardon makinesindeki redüktörlerin soğutulması gerekmektedir.

Bu çalışmada, planet redüktörlerde meydana gelen aşırı ısınma, redüktör kutusunda yapılan tasarım değişiklikleri ile önlenmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda redüktör milinden tahrik alan fan bağlanması, gövde yüzeyine kanatçık eklenerek ısı transfer yüzey alanının artırılması ve ara kaplin bağlantısı yapılarak her birinin etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

2. REDÜKTÖRLER

2.1 Giriş

Redüktörler farklı güç ve hareket iletiminde kullanılan ve dişlilerden oluşan bir sistemdir. Güç, şekil bağına dayalı olarak iletilir. Elektrik motorlarının yüksek dönüş hızlarını makineler için gerekli olan dönüş hızlarına düşürmek için tasarlanan kapalı dişli düzenekleridir. Redüktörler genel olarak sahip oldukları dişli tiplerine göre sınıflandırılırlar.

2.1.1 Alın Dişli Redüktörler

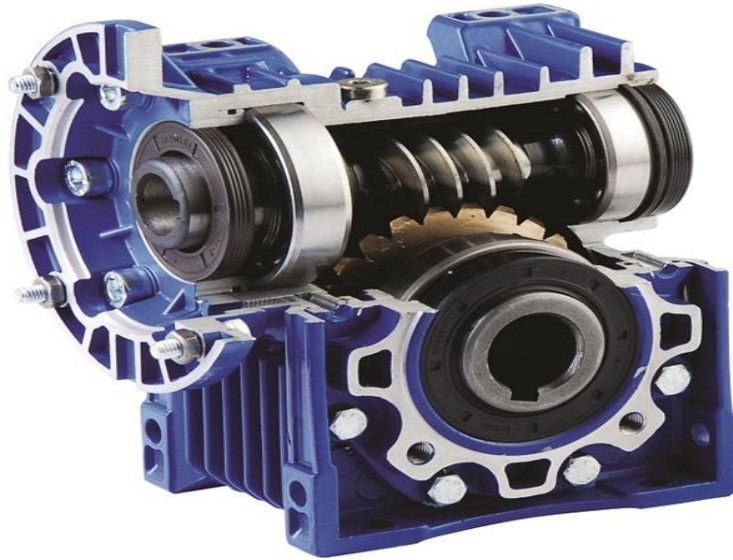
Alın dişli redüktörler birbirine paralel miller arasında düz dişli, helis dişli ya da V (Çavuş) dişlileri kullanarak hareket iletmekte; hız düşümü dişliler arasındaki çap farkı ve bağlı olarak diş sayısı farkı ile oluşturulmaktadır (Ünal 2009). Şekil 2.1’de bu redüktör verilmiştir.



Şekil 2.1: Alın Dişli Redüktör (Url-2)

2.1.2 Sonsuz Vidalı Redüktörler

Hız düşümünün çok fazla olduğu ya da hız yerine güç ihtiyacı duyulan sistemlerde kullanılırlar. Sonsuz vida ve karşılık dişlisinden oluşan bu sistemlerde, vidanın her dönüşünde dişli bir diş ilerlemektedir. Örneğin dişli üzerinde 50 diş olduğunda, bu sistemde 1/50'lik hız düşümü oluşmaktadır. Bu sistemler 90° açılı hareket iletimi için uygundur. Sonsuz vidalarda dişliler birbiri üzerinde kayarak hareket ettiklerinden verimleri düşük ve aşınmalar fazladır. Sürtünme kaynaklı ortaya çıkan verimsizliği en aza indirmek için sonsuz vida çelikten, çark dişli bronz malzemeden yapılmaktadır. Sonsuz dişli redüktörlerde tek kademede yüksek çevrim oranı elde edilebilmektedir. Şekil 2.2'de bu redüktör verilmiştir.



Şekil 2.2: Sonsuz Vida Redüktör (Url-3)

2.1.3 Konik Dişli Redüktörler

Tek kademesi konik dişli çifti (ayna-mahruti) ve diğer dişli kademeleri helisel dişlilerden oluşan redüktör tipidir. Konik dişli redüktörler her iki tork yönünde ve her giriş hızında yüzde 96'nın üzerinde yüksek bir verime sahiptirler. Bu olağanüstü yüksek verim değeri konik dişli redüktörleri, enerji tasarruflu dik açılı hareket iletebilen redüktörler haline getirmektedir. Bakım gerektirmeden uzun süre çalışma özellikleri sayesinde hem AC senkron motorlar ve hem de asenkron ve senkron servo motorlar olarak her yerde kullanılabilirler. Hassas pozisyonlandırma görevleri için az

diş boşluklu tipleride mevcuttur. Girişle çıkış mili arasında 90°'lik açının istendiği uygulamalarda kullanılırlar. Sonsuz dişli redüktörlerinin yeterli olmadığı yüksek tork ihtiyacının olduğu veya enerji sarfiyatının önemli olduğu uygulamalarda verim değerleri yüksek olduğu için sonsuz dişli redüktörler yerine tercih edilirler. Bu redüktör Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3: Konik Dişli Redüktör (Url-4)

2.1.4 Planet Dişli Redüktörler

Planet redüktörler modüler yapıda, planet dış güneş ve iç güneş dişlilerden oluşan redüktör tipleridir. Ufak hacimlerde yüksek tork taşıma kabiliyetleri nedeni ile güç yoğunluğu yüksek redüktörlerdir ve bu nedenle kullanıldıkları uygulamaya bağlı olarak ısıl güçlerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Planet redüktörler, endüstriyel, ister mobil, sabit veya hareketli sahada olsun; kimya sanayii, makina sanayii, tarım, orman, madencilik, inşaat, denizcilik sektörü, rüzgâr jeneratörleri ve enerji alanlarında başarı ile kullanılmaktadır. Şekil 2.4'te bu redüktör tipi gösterilmektedir.



Şekil 2.4: Planet Dişli Redüktör (Url-5)

2.2 Redüktörlerde Isınma

Öztemiz 2017 yılında gerçekleştirdiği çalışmada, planet sistemler, normal redüktörlerde olduğu gibi döndürme momentini ve devir sayılarını değiştirerek ilettiğini ve planet redüktörlerin çalışması esnasında dişlilerde, rulmanlarda keçelerdeki sürtünmelerden ve yağ çalkantılarından dolayı kayıplar meydana geldiği belirtilmiştir. Bu kayıp enerjinin tamamının ısı enerjisine dönüştüğü ve redüktör gövdesi üzerinden ortama bu ısının bir miktarının atıldığı, geri kalan ısı enerjisinin ise gövde üzerinden atılamadığı için redüktörün ısınmasına yol açtığı çalışmada vurgulanmıştır. Ayrıca bu ısıdan dolayı sıcaklık 95 °C'nin üzerine çıktığında yağ karbonlaşarak yağlama görevini yerine getiremediği de belirtilmiştir. Bundan dolayı redüktör üzerinde oluşacak ısının kontrol altında tutulması gerektiğini ve redüktörün gövde içerisinde kabul edilebilir bir çalışma sıcaklığının korumasının redüktörün ömrü için önemli olduğu ve bu nedenle redüktör seçiminde yalnızca aktaracağı tork değeri değil aynı zamanda termal güç değeri de göz önünde bulundurulması gerektiği çalışmada belirtilmiştir.

Hägström 2017 aşırı sıcaklığın bir dişli kutusunun performansını bozduğunu söylemiştir. Ayrıca dişli çarkların, yatakların, rulmanların, keçelerin ve yağın kullanım ömrünün sıcaklıktan büyük ölçüde etkilendiğini belirtmiştir. Buna ek olarak çalışmada, yağ viskozitesi, artan sıcaklıkla hızla düştüğünden, yağlanan makine elemanlarının veriminin de buna bağlı olarak düştüğü vurgulanmıştır. Örneğin,

viskozitede bir azalmanın yataklardaki yağ kayıplarının azalmasına neden olacağını, dişli üzerinde daha ince film kalınlıkları nedeniyle dişlilerin sürtünme kayıplarını arttıracığı belirtmiştir. Bir dişli kutusunun termal rejiminin zamanla değişen yük durumu (motor devri, motor torku ve aktif dişli), bileşen verimleri, şanzımanla ısı değişimi gibi birkaç karşılıklı bağımlı parametreler tarafından belirlendiği vurgulanmıştır. Dişli kutusu soğutma sistemi bileşenler arasında ısı transferinin yanı sıra birçok parametre ve fiziksel olay (çok sayıda bileşen, mekanik kayıplar ve ısı aktarım mekanizmaları) ve uzun zaman aralıkları, FEM (Sonlu Elemanlar Yöntemi) ve CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) gibi ayrıntılı ayrıklaştırma yöntemlerini, bir dişli kutusunun genel termal davranışını simüle etmek için çok hesaplama gerektiren bir hale getirdiğini ve çoğu bileşenin sıcaklığını ölçmenin zor olduğu vurgulanmıştır.

Dişli redüktörlerin seçim sürecinde, termik güç kapasitesinin dikkate alınması gerektiği, redüktörlerin doğru seçiminde bunun faydalı olabileceği üzerine çalışmalar bulunduğu belirtilmiştir. Redüktörlerde aşırı ısınmanın önlenebileceği farklı araştırmaların olduğu vurgulanmıştır (Rackov ve diğ. 2018).

Redüktörler için bir pompa ve ısı eşanjörü kullanılarak soğutma yapılabileceği belirtilmiştir. Bunun için redüktörden pompaya giden hattaki yağlama akışkanının sıcaklığı, sıcaklığa duyarlı bir algılayıcı tarafından algılandığını ve buna bağlı bir soğutma sıvısı hattındaki bir akışkan kontrol vanası yardımıyla akış içerisindeki akışkan sıcaklığının soğutularak yağlama akışkanının soğutulması yani redüktörün soğutulması incelenmiştir (Huff ve diğ. 1976).

Dişli kutularında üretilen termal ısının etkisine göre yağ özelliklerinde değişiklikler meydana gelmektedir. Bu yağın viskozitesinde meydana gelen değişiklikler ve dişli kutusu üzerindeki etkileri CFD analiziyle incelenmiştir. Bunun için dişli kutusu katı modeli oluşturularak ANSYS yazılımı ile analiz edilip farklı yağların termal etkisinin ortaya çıkması nedeniyle şanzımanın performansını etkilediği vurgulanmıştır (Mehta ve diğ. 2013).

Şanzıman içerisindeki ısyı azaltmak için doğrudan dişli kutusu içerisine soğutucu kaynağı koyulması ile ısını azaltılabildiği belirtilmiştir. Bunun için bakır bir boru dişli içerisine monte edilip bakır boru içinden su geçirilerek dişli kutusunun soğutulmasının gerçekleştirildiği incelenmiştir (Ruthy ve diğ. 2006).

2.3 Isınma İçin Alınabilecek Önlemler

Şardon makineleri redüktörlerinde ısınmanın engellenmesi için öncelikle redüktör yüzey alanını arttırılarak redüktör yüzeyinde oluşan sıcaklık düşürülebilir. Bunlar redüktör yüzeyine kanatçık ve fan eklenerek yapılabilir. Fakat bazı durumlarda bu uygulama sıcaklığı düşürmede tek başına yeterli olmayabilir. Bu durumda redüktör bağlantı şekli değiştirilerek elektrik motoru ve redüktör arasında tasarıma uygun şekilde kaplin bağlantısı yapılabilir. Böylece redüktör ve elektrik motoru arasındaki ısı köprüsü engellenerek redüktörün yüzeyinin daha az ısınması sağlanabilir. Redüktör yüzey sıcaklıklarının halen yüksek seviyelerde olması durumunda eşanjörlü soğutma sistemi yapılabilir. Bu sistem sulu ya da havalı sistem olarak uygulanabilir.

Redüktör kutusu içerisindeki, normalde gövdeye çarpacak olan sıçramış yağın kinetik enerjisini, kutunun dışındaki bir soğutma fanını döndürmek için kullanılması ile mekanik enerjiye dönüştüren bir aparat belirtilmektedir. Dönen bir dişliden çıkan sıvının hareket yolunda, pervane muhafazanın dışındaki bir fana bağlı olan ve pervaneye çarpan yağın kuvveti ile döndürülen muhafazadaki bir şaft üzerine monte edilerek şaftın her iki tarafında harici soğutma fanları konularak pervaneyi her iki ucunda muhafazanın dışına açık olan bir dizi içi boş tüp ile çevreleyen aparatın, fanın borulardan hava sirkülasyonu yapması ile redüktör kutusunun soğutulması sağlanmaktadır (Witt 1983).

Bir uçak turboşaft motorunun redüktörünün yağlayıcısını soğutmak için içinden yağın aktığı bir radyatör soğutma sistemi incelenmektedir. Bir hava besleme kanalı radyatör üzerinden soğutma havası sağlamaktadır. Tahliye kanalı, havayı motorun egzoz memesine boşaltmaktadır. Hava besleme kanalı, motorun hava girişine yerleştirilmiş kavisli bir hava çıkış yuvası ile beslenmektedir. Hava tahliye kanalı, hava akışını yavaşlatmak için bir kanat yardımı ile yapılmaktadır (Beutin 2001).

3. MATERYAL VE METHOD

Bu tez çalışmasında araştırılan redüktörün tipi Planet'tir. Bu redüktörün elektrik motoru gücü 15 kW ve çevrim oranı 15,9'dur. Gövde malzemesi EN GJS 500-7'dir. Bu malzemenin farklı standartlarda gösterimi ve malzeme özellikleri Tablo 3.1'de gösterilmektedir (Url-6).

Tablo 3.1: Redüktör Malzemesinin Farklı Standartlarda Gösterimi ve Malzeme Özellikleri

Ticari İsim	EN	DIN	ASTM
GGG50	EN GJS- 500 -7	GGG-50	70-50-05
	Yoğunluk (kg/m³)	Özgül ısı (J/kg. K)	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
GGG50	7150	480	33

3.1 Redüktörün CAD Modellemesi ve Yapılan Tasarımlar

Şardon makinesi yolucu redüktörü inventör çizim programında çizilmiş olup, redüktörün mevcut hali Model 1, redüktörün fan ve kanatçık eklenmiş tasarımı Model 2 ve redüktörün kaplin bağlantısı yapılmış şekildeki tasarımı ise Model 3 olarak adlandırılmıştır.

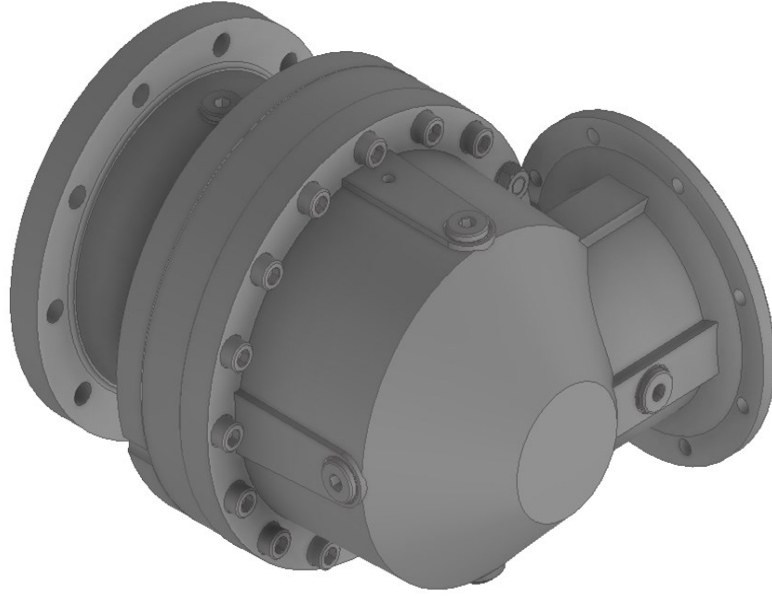
3.1.1 Model 1 CAD Tasarımı

Şardon makinesi üzerinde bulunan ve çalışma anında aşırı ısınan planet redüktör, CAD ortamına aktarılarak birebir modellenmiştir. Daha sonra bu modelden yola çıkılarak ısınmanın azaltılmasına yönelik tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Burada ısınmaya karşı herhangi bir revizyon yapılmamış mevcuttaki hali Şekil 3.1'de verilmektedir.

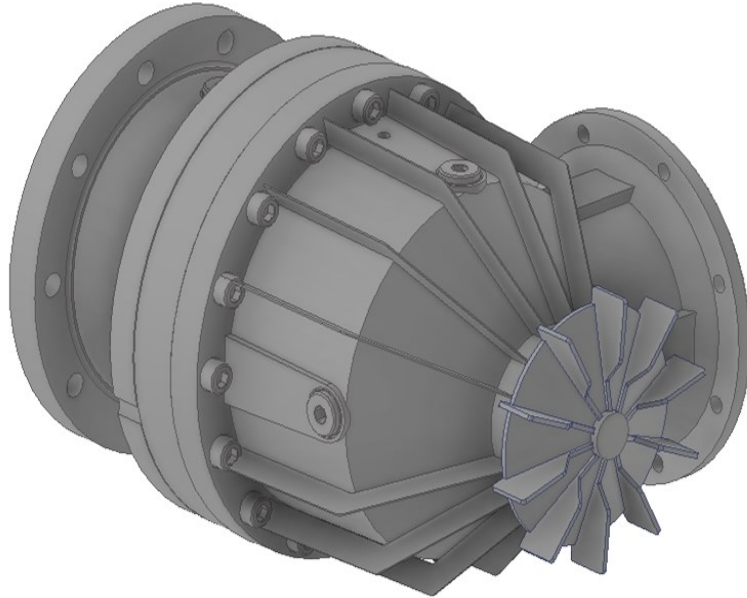
3.1.2 Model 2 CAD Tasarımı

Şardon makinesi Model 2 redüktör kutusu tasarımında, kendi içindeki dişli mili uzatılarak redüktör dışına çıkarılmış ve buna fan pervanesi bağlanarak dışarıdan bir

enerji harcamadan redüktör gövdesinin soğutulması amaçlanmıştır. Ayrıca redüktör gövdesine kanatçık eklenerek redüktör gövdesinin ısı transfer yüzey alanı arttırılmış ve redüktör gövdesinin daha kolay soğutulması sağlanmıştır. Geliştirilen tasarım Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



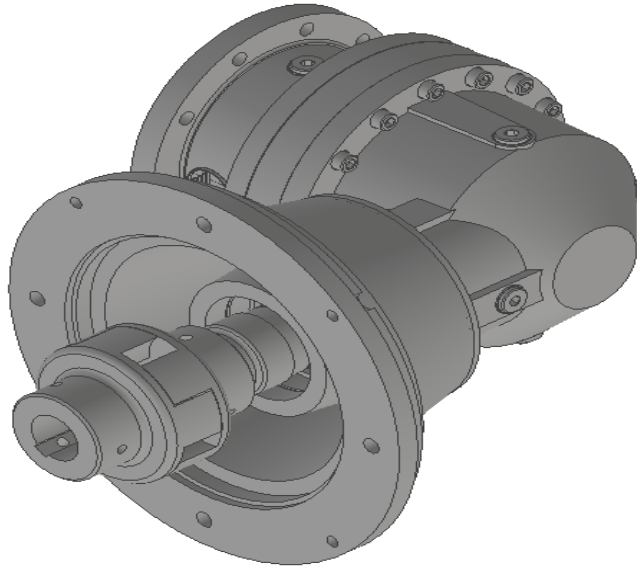
Şekil 3.1: Yolucu Redüktörü CAD Modeli



Şekil 3.2: Redüktörün Fan ve Kanatçık Eklenmiş CAD Modeli

3.1.3 Model 3 CAD Tasarımı

Şardon makinesi Model 3 redüktörü tasarımında elektrik motoru ile redüktör arasındaki bağlantı ayrılarak, redüktöre elektrik motorundan gelecek ısıнын azaltılması amaçlanmış ve araya kaplin bağlantısı yapılarak oluşan ısı köprüsü engellenmiştir (Şekil 3.3). Burada yapılan kaplin bağlantısı sadece ısı transferi ile ısı akışını engellememekte ayrıca elektrik motoru ile redüktör arasındaki eksen kaymalarını tolere ettiği için redüktör içerisindeki rulmanların ve millerin daha uzun süreli çalışmalarını da sağlamaktadır. Redüktör arızalarında redüktörün demontajının kolay yapılması, makinanın arızalarda daha az duruş yapmasını sağlamakta olup daha az üretim kaybına yol açacağı düşünülmektedir.



Şekil 3.3: Redüktör Kaplin Bağlantısı olan CAD Modeli

3.2 Sıcaklık Ölçümleri

Şardon makinesinin sıcaklık ölçümünde, Testo 875 tipi termal kamera kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri aynı çalışma şartlarında, 3 model içinde redüktör gövdesinde aynı noktadan yapılmıştır. Kameranın görünüşü Şekil 3.4’te gösterilmektedir. Termal kameranın teknik özellikleri ise Tablo 3.2’de verilmiştir.



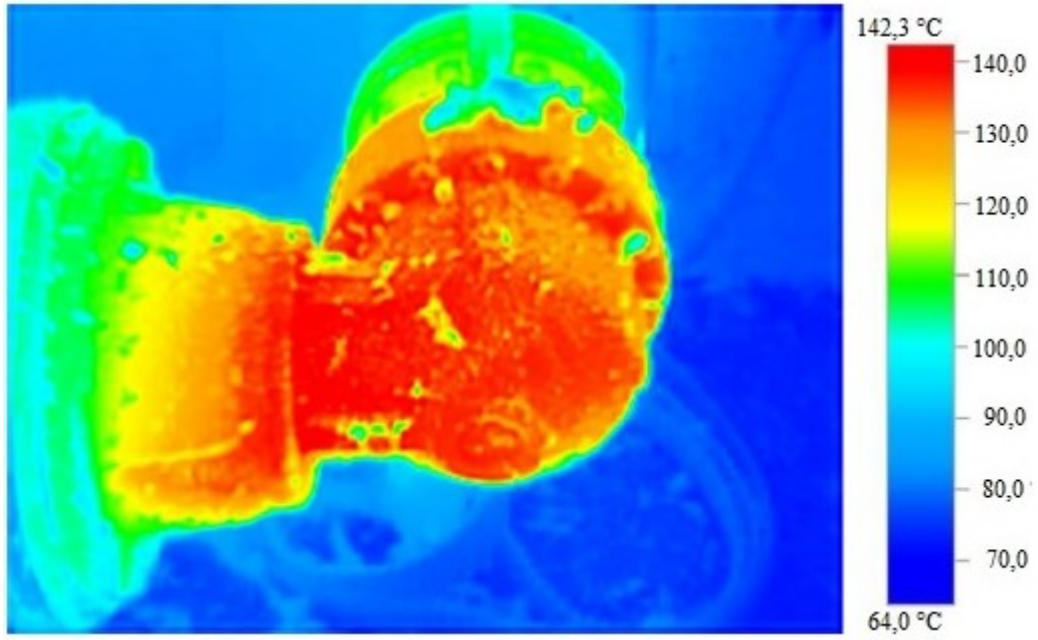
Şekil 3.4: Termal Kamera

Tablo 3.2: Termal Kameranın Teknik Özellikleri (Url-7)

Dedektör Tipi	Termal Duyarlılık	Görüş alanı/min. Odaklama Mesafesi	Geometrik çözünürlük (IFOV)	Spektral Aralık	Sıcaklık Aralığı
FPA 160 x 120 piksel, a.Si	< 80 mK 30 °C'de < 50 mK 30 °C'de	32° x 23° / 0,1 m (standart lens)	3,3 mrad (standart lens)	8 -14 µm	20 +100 °C / 0 -350 °C

3.2.1 Model 1'den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

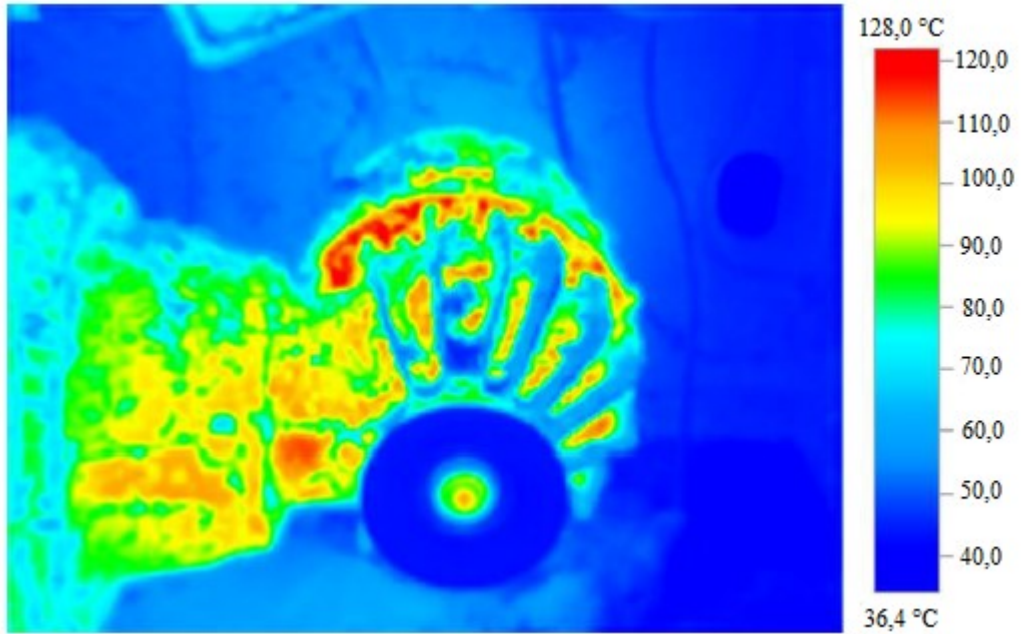
Şardon makinesinde, makinenin çalışması esnasında en yoğun üretimin olduğu maksimum yük ve sıcaklıkta bulunan mevcut yolucu redüktöründen ölçülen termal kamera sıcaklık değeri Şekil 3.5'teki gibidir.



Şekil 3.5: Model 1'den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

3.2.2 Model 2'den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

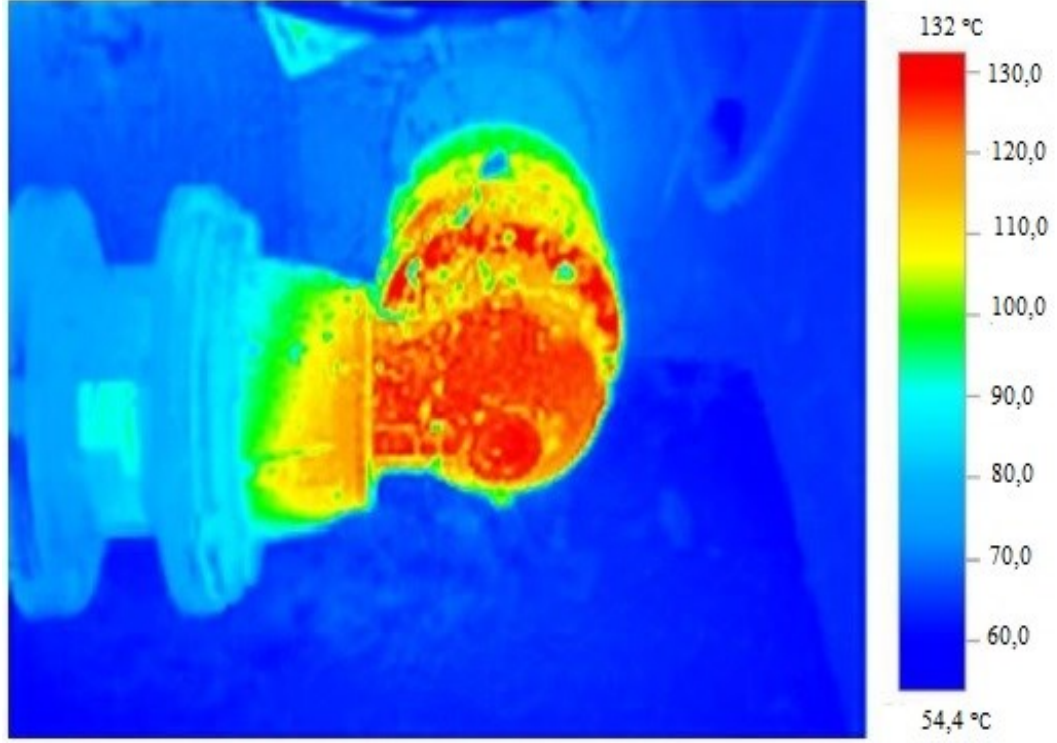
Şardon makinesinde revizyon yapılan yani fan ve kanatçık eklenen yolucu redüktörün yine aynı çalışma koşullarındaki yani yüksek sıcaklık ve maksimum yük altındaki ölçülen termal kamera sıcaklık değeri Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6: Model 2'den Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

3.2.3 Model 3'ten Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

Şardon makinasındaki yolucu redüktöre kaplin bağlantısı yapılmış tasarımda ölçülen termal kamera sıcaklığı Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7: Model 3'ten Ölçülen Termal Kamera Sıcaklığı

3.3 Redüktörün Sayısal Modellenmesi

Termal analizler ürün geliştirme sürecinin vazgeçilmez bir parçasıdır. Isıl enerjinin ürün üzerindeki etkilerini incelemek üzere termal analiz simülasyonları gerçekleştirilir. Burada amaç, oluşan sıcaklık dağılımları ve bu dağılımların etkilerinin incelenmesidir. Termal analiz işlemi sonrası statik analiz/dinamik analiz kısmına geçilerek ısıl değişimin ürün üzerinde oluşturacağı hasarlar tespit edilmeye çalışılır (Url-7).

ANSYS programı ile yapılan analizlerde, redüktörlerde meydana gelen ısının sıcaklık dağılımları görülebilmekte ve yapılan hesaplamalarla ısı transferi miktarları belirlenebilmektedir.

Inventör çizim programında oluşturulan redüktörün üç boyutlu katı modelleri, ANSYS Steady-State termal analizi ve Fluent akış analizi için bir STEP dosyası olarak ANSYS Workbench'e aktarılmıştır.

3.4 Analitik Hesaplama

Şardon makinesinin redüktöründe meydana gelen ısınma değeri, kararlı durum koşullarında deneysel olarak ölçülen verilerle analitik olarak hesaplanmış ve bu çalışmada oluşturduğumuz modellerin redüktörün soğutulmasında ne kadar etkili oldukları matematiksel olarak araştırılmıştır. Bununla birlikte geliştirilen modellerin, hem kararlı koşullarda hem de gerçek koşullarda (Fluent analizi) sayısal olarak modellenmesi yapılmış ve nümerik sonuçların doğruluğu deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1 Analitik Hesaplar

Şardon makinesindeki redüktörün ısınma probleminin önüne geçebilmek için yapılan tasarımların analitik hesaplamaları kararlı durum koşullarında termodinamik ve ısı transferi temel kanunları kullanılarak yapılmıştır.

4.1.1 Model 1'in Isı Transferi Hesabı

Redüktörün mevcut hali olan Model 1'de, yoğunluk farkı sebebiyle doğal taşınım ile ısı transferi ve aynı zamanda redüktörün yüksek yüzey sıcaklığının çevre ortamıyla ısı alışverişinden dolayı ışınlama ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Doğal taşınım ısı transferi hesabında gerekli olan havanın termofiziksel özellikleri Tablo 15'ten belirlenmiştir. Film sıcaklığı Denklem (4.1) kullanılarak elde edilmiştir (Çengel 2010).

$$T_f = \frac{T_r + T_o}{2} \quad (4.1)$$

Bu denklemde, T_r : redüktör yüzey sıcaklığı (°C), T_o : ortam sıcaklığı (°C) ve T_f : film sıcaklığını (°C) göstermektedir. Fabrika ortamında çalışan redüktörün yağ sıcaklığı, Denizli ili Temmuz-Ağustos ayı içerisindeki yaz koşullarında termokupl ile maksimum 140 °C ve redüktörün yüzey sıcaklığı termal kamera ile maksimum 142 °C olarak ölçülmüştür. Bu şartlarda çevre ortamı sıcaklığı ise 40 °C olarak belirlenmiştir. Redüktörün yüzey sıcaklığı için yağ sıcaklığı olan 140 °C alınmış ve Denklem (4.1) kullanılarak $T_f = 90$ °C olarak hesaplanmıştır. Redüktörün geometrisi silindirik olduğu için silindir bir boru olarak düşünülmüş ve doğal taşınım hesabı için geçerli olan eşitlik Denklem (4.2)'de olarak verilmiştir.

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_r - T_o) \cdot D^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (4.2)$$

Redüktör çapı (D), kumpasla 0,24 m olarak ölçülmüştür. β değeri, $\beta = 1/T_f$ bağıntısı kullanılarak $2,754 \times 10^{-3}$ olarak hesaplanmıştır. Havanın ısı iletim katsayısı

0,03024 W/m.K, kinematik viskozite (ν) değeri $2,201 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ve Prandtl sayısı (Pr) 0,7132 olarak Çengel (2010) Tablo A-15'ten elde edilmiştir. Bu ifadeler, Denklem (4.2)'de yerine yazıldığında Rayleigh sayısı (Ra_D) $5,5 \times 10^7$ olarak hesaplanmıştır. Yatay silindir için $Ra_D \leq 10^{12}$ olduğundan Nusselt sayısı için (4.3) ifadesi kullanılmıştır.

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.3)$$

(4.3) ifadesinin yapılan matematiksel işlemi sonucunda $Nu=47,162$ olarak hesaplanmıştır. Nu sayısının genel ifadesinden doğal taşınımda meydana gelen ısı taşınım katsayısı (h), Denklem (4.4) kullanılarak $5,942 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ olarak tespit edilmiştir.

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \quad (4.4)$$

Isı taşınım katsayısı belirlendikten sonra Newton'un Soğuma Kanunu olan Denklem (4.5) ifadesiyle doğal taşınım ile olan ısı transferi elde edilmiş ve büyüklüğü $181,243 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Bu denklemde redüktörün yanal yüzey alanı (A_r) $0,305 \text{ m}^2$ olarak tasarım geometrisinden belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_t = h \cdot A_r \cdot (T_r - T_o) \quad (4.5)$$

Problemin fiziği gereği redüktörün yüzey sıcaklığı ile çevre ortamı arasındaki sıcaklık farkından dolayı ışınlama ile ısı transferi gerçekleşmektedir ve ışınlama ile ısı transferinin büyüklüğü, basitçe Stefan-Boltzmann Kanunu ile Denklem (4.6) ifadesiyle hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon \cdot A_r \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_o^4) \quad (4.6)$$

Denklem (4.6) ifadesindeki, redüktör malzemesinin yayıcılık katsayısı (ε) literatürden 0,1 olarak tespit edilmiştir ve ışınlama ile olan ısı transfer hızı $33,715 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Doğal taşınım ile redüktörden çevreye olan toplam ısı transferinin büyüklüğü, basitçe (4.7) ifadesi kullanılarak toplam $214,95 \text{ W}$ olarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_1 \quad (4.7)$$

4.1.2 Model 2'nin Isı Transferi Hesabı

Redüktörün dış yüzeyine kanatçıklar (10 adet) ve redüktör milinin biraz uzatılarak bir fan eklenmesiyle oluşturulmuş Model 2 tasarımının zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi hesabında, Model 1 hesabında olduğu gibi gerekli olan havanın termofiziksel özellikleri Tablo 15'ten belirlenmiştir. Redüktör milinin üzerine bağlanan fanın devir hesabı için Denklem (4.8) kullanılmıştır ve fanın hava hızı (V) 3,75 m/s olarak hesaplanmıştır. Burada redüktör milinin devir sayısı (n) 551 d/dak ve redüktör milinin çapı (D_{rm}) 0,13 m'dir.

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{rm}}{60} \quad (4.8)$$

Model 2'nin gerçek akış geometrisi, hem silindirik yüzeylere sahip olması hem de iki kanatçık arası mesafenin ilk başta dardan genişleyip sonra sabit kalması problemin modellenmesini ve ısı transferi hesabının yapılabilmesini zorlaştırmaktadır. Bu yüzden iki kanatçık arası mesafenin sabit olduğu ve akışın iki kanatçık arasından sanki bir düz plaka üzerinde paralel akış olarak aktığı kabul edilerek modelleme yapılmıştır. Zorlanmış akışının karakteristiğinin belirlenebilmesi için Reynolds sayısı (Re_L), Denklem (4.9) kullanılarak belirlenmiştir ve matematiksel işlem sonucunda $Re_L = 0,272 \times 10^5$ olarak hesaplanmıştır. $Re_L \leq 5 \times 10^5$ olduğu için akış laminardır. Re_L sayısının belirlenmesinde fan tarafından oluşan hava akışının temas ederek geçtiği karakteristik uzunluk (L_c), Model 2'nin geometrisinden 0,16 m olarak ölçülmüştür.

$$Re_L = \frac{V \cdot L_c}{\nu} \quad (4.9)$$

Model 2'deki Nusselt sayısı ifadesinin belirlenmesinde Denklem (4.10) kullanılmıştır ve yapılan matematiksel işlem sonucunda $Nu = 97,841$ olarak hesaplanmıştır. Nu sayısının genel ifadesinden zorlanmış taşınım ile meydana gelen ısı taşınım katsayısı (h), Denklem (4.11)'den $18,49 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ olarak tespit edilmiştir.

$$Nu = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.10)$$

$$h = \frac{k}{L_c} \cdot Nu \quad (4.11)$$

Zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi miktarı, Denklem (4.12) ifadesiyle elde edilmiştir ve büyüklüğü 635,01 W olarak hesaplanmıştır. Bu denklemde redüktörün yanal yüzey alanı ve kanatçıklı yüzeylerin alanları toplamı (A_t) 0,3434 m² olarak problemin geometrisinden belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_t = h \cdot A_t \cdot (T_r - T_o) \quad (4.12)$$

Model 1 hesabında olduğu gibi, redüktörün dış yüzey sıcaklığı ile çevre ortamı arasındaki sıcaklık farkından dolayı ışınlı ısı transferi gerçekleşmektedir ve miktarı Denklem (4.13) ifadesiyle 37,95 W olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_t = \varepsilon \cdot A_t \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_o^4) \quad (4.13)$$

Zorlanmış taşınım ile redüktörden çevreye olan toplam ısı transferinin büyüklüğü, (4.14) ifadesi kullanılarak 672,966 W olarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_1 \quad (4.14)$$

4.1.3 Model 3'ün Isı Transferi Hesabı

Redüktöre, bir elektrik motoru tahrik vermektedir. Dolayısıyla elektrik motorunun yük durumuna göre kendi içerisinde bir ısınma oluşmaktadır. Elektrik motoru ile redüktör birbirlerine doğrudan bağlantılı olduğu için elektrik motorunda oluşan bu ısı, redüktöre iletilmektedir. Redüktörün içerisinde bulunan dişliler ve bazı mekanik sürtünmelerden dolayı zaten bir aşırı ısınma oluşmaktadır. Dolayısıyla iki mekanizma da çalışma şartlarına bağlı olarak kendi içerisinde ayrı ayrı ısılar oluşturmaktadır. Bu oluşan ısılar birbirlerine sürekli olarak ilettikleri için mekanizma daha fazla ısınmaktadır. Bu yüzden bu mekanizmadaki ısınmanın önüne geçebilmek için elektrik motoru ve redüktör arasına kaplin ve kauçuk bağlantısı yapılarak Model 3 tasarımı oluşturulmuştur.

Model 3'ün ısı transferi büyüklüğünü hesaplanabilmesi için Model 1'deki gibi doğal taşınım ile ve ışınlı ısı transferi ile çevreye olan ısı transferleri büyüklüklerinin ilk önce belirlenmesi gerekir. Redüktörün gövde kısmından olan doğal taşınım ile ve ışınlı ısı transferi miktarı hemen hemen Model 1'deki (214,95 W) aynıdır. Aynı

zamanda Model 3'te kaplin bağlantısı yapıldığı için buradan da doğal taşınım ve ışınlımla ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu bölgenin ısı transferleri için kaplin ile kauçuk arasındaki sıcaklık 125 °C ölçüldüğü için kaplin üzerindeki ortalama sıcaklık 130,5 °C olarak kabul edilmiştir. Kaplinin ortalama sıcaklığı ile Model 1'in yüzey sıcaklıklarına birbirlerine yakın olduğu için ve aynı zamanda geometrileri benzer olduğu için ısı taşınım katsayısı Model 1'deki gibi $h=5,942 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ olarak kabul edilmiştir. Kaplin yüzey alanı problem geometrisinden $A_{r,kaplin}= 0,0128 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır ve bu değerler Denklem (4.15)'te yerine yazıldığında kaplinden çevreye doğal taşınımla olan ısı transferi miktarı 6,883 W olarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_{t,kaplin} = h \cdot A_{r,kaplin} \cdot (T_{r,kaplin \text{ ort}} - T_o) \quad (4.15)$$

Benzer şekilde kaplinden çevreye ışınlımla olan ısı transferi miktarı Denklem (4.16) kullanarak 1,22 W olarak hesaplanmıştır. Burada kaplin malzemesinin yayıcılık katsayısı $\epsilon_{kaplin}=0,1$ literatürden tespit edilmiştir.

$$\dot{Q}_{i,kaplin} = \epsilon_{kaplin} \cdot A_{r,kaplin} \cdot \sigma \cdot (T_{r,kaplin \text{ ort}}^4 - T_o^4) \quad (4.16)$$

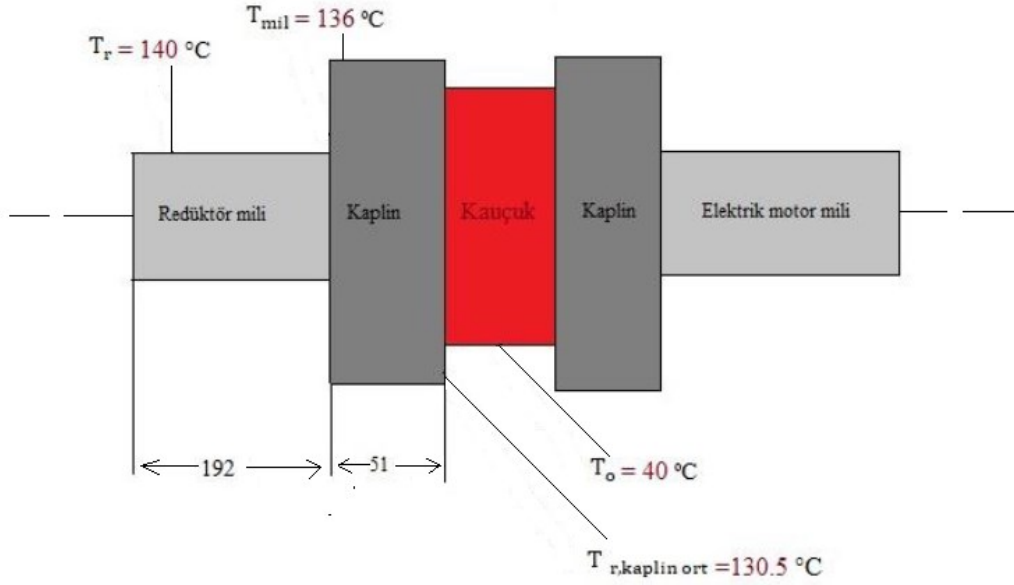
Kaplinden çevreye olan toplam ısı transferi miktarı da Denklem (4.17) vasıtasıyla 8,11 W olarak hesaplanmıştır. Redüktörden olan toplam ısı transferi ile (214,95 W) hesaplanan bu değer toplandığında redüktör ve kaplinden doğal taşınımla ve ışınlımla olan toplam ısı transferi miktarı Denklem (4.18) kullanılarak 223,06 W olarak tespit edilmiştir.

$$\dot{Q}_{tk} = \dot{Q}_{t,kaplin} + \dot{Q}_{i,kaplin} \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_x = \dot{Q}_{tk} + 214,95 \quad (4.18)$$

Bununla birlikte kaplin-kauçuk bağlantısı vasıtasıyla, redüktör ve elektrik motoru arasındaki iletimle olan ısı transferi engellenmiştir. Engellenen bu iletimle olan ısı transferi, kaplin-kauçuklu sistemden olan iletimle ısı transferinin kaplin-kauçuk eklenmeden olan iletimle ısı transferi miktarının çıkartılmasıyla hesaplanabilir. Kauçuk malzemesinin ısı iletim katsayısı (0,28 W/m.K), diğer malzemeler göre çok düşük olduğu için ve aynı zamanda kauçuğun görevi ısı yalıtımı sağlamak olduğu için redüktör ve elektrik motoru arasındaki ısı geçişini hemen hemen tamamen engellemektedir. Dolayısıyla en fazla ısı transferi redüktör ile kaplin arasında gerçekleşmektedir ve bu bölgedeki ısı transferi miktarı, Denklem (4.19) ile

hesaplanmıştır. Yapılan matematiksel işlem sonucunda 25,745 W olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.1: Kauçuğun Şematik Gösterimi

Bu ifade de, kauçuğun sıcaklık (T_o) 40 °C, kaplinin uzunluğu (L_k) 0,051 m ve kaplin malzemesinin ısı iletim katsayısı (k_k) 52 W/m.K'dir. Kaplinin şematik gösterimi Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Kaplin malzemesinin ısı transferine maruz kalan alanı (A_k) 0,000256 m² olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_y = \frac{k_k \cdot A_k \cdot (T_{mil} - T_o)}{L_k} + \frac{k_{mil} \cdot A_{mil} \cdot (T_r - T_{mil})}{L_{mil}} \quad (4.19)$$

Benzer şekilde kaplin-kauçuk bağlantısı olmayan sistemde iletimle olan ısı transferi miktarı Denklem (4.20) kullanılarak hesaplanmıştır. Bu ifadedeki redüktör mil malzemesinin ısı iletim katsayısı (k_{mil}) 61 W/m.K, ısı transferine maruz kalan (A_{mil}) 0,000542 m², mil malzemesinin sıcaklığı (T_{mil}) 136 (°C) ve milin uzunluğu (L_{mil}) 0,192 m² olarak alınmıştır. Buradan kaplin-kauçuk bağlantısı olmayan sistemde iletimle olan ısı transferi miktarı 0,688 W olarak hesaplanmıştır. Engellenen iletimle olan ısı transferi büyüklüğü Denklem (4.21) kullanılarak 25,057 W olarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_z = \frac{k_{mil} \cdot A_{mil} \cdot (T_r - T_{mil})}{L_{mil}} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_y - \dot{Q}_z \quad (4.21)$$

Dolayısıyla redüktöre kaplin-kauçuk bağlantısı ile elde edilen hem doğal taşınım ve ışınlama hem de engellenen iletimle olan toplam ısı transferi büyüklüğü Denklem (4.22) kullanılarak 240 W olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_x + \dot{Q}_e \quad (4.22)$$

4.2 Sayısal Hesaplamalar

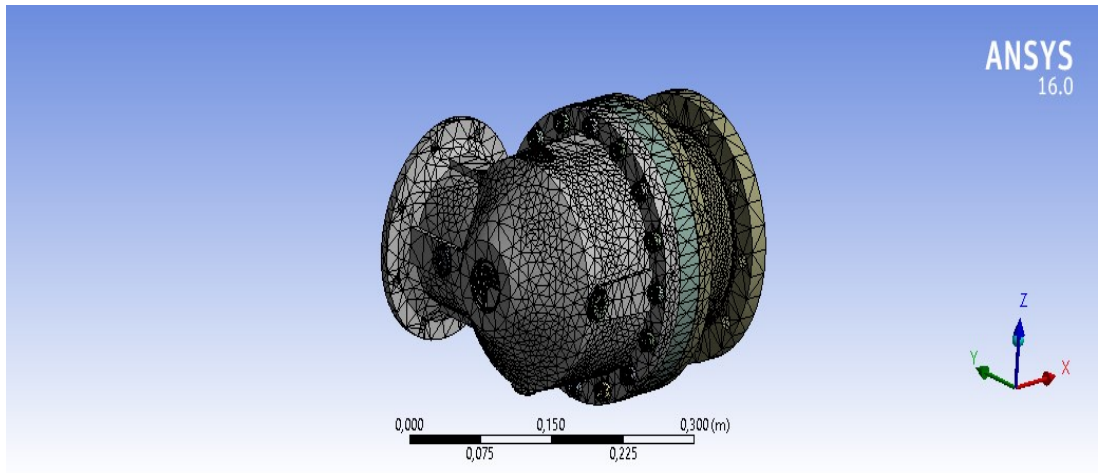
4.2.1 Kararlı Durum (Steady-State) Termal Analizi

ANSYS Programında Steady-State Thermal Analiz için ANSYS Workbench 16.0 programı kullanılmıştır. ANSYS Programında Steady-State Thermal Analiz kısmı seçilmiştir. Burada malzeme seçimi için programa EN GJS- 500 -7 malzeme tipi ve yoğunluğu 7150 kg/m³ girilmiştir. Sonraki işlem basamağında ise önceden tasarımı yapılmış olan CAD modellerinin ANSYS programına aktarılması yapılmıştır.

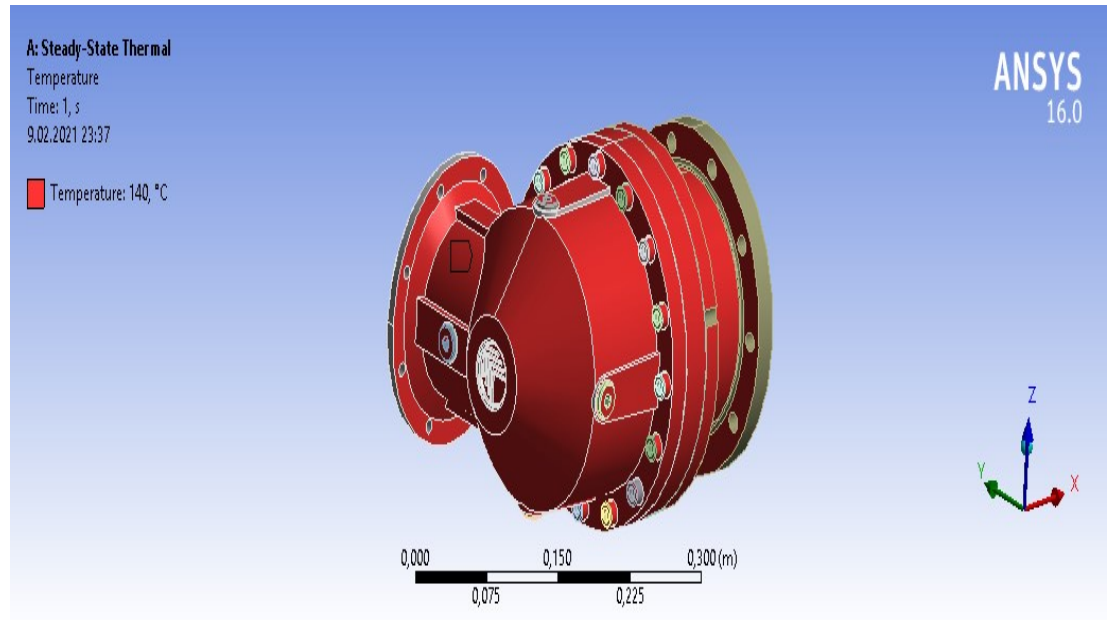
4.2.1.1 Model 1'in Termal Analizi

Redüktör yüzeyinde analiz yapılacak tüm kısımlar için mesh işlemi Şekil 4.2'de gibi işaretlenmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus meshlemenin derecesidir. Yapılan hesaplamalarda global meshleme kullanılmış ve kaba (course) mesh seçeneği seçilmiştir.

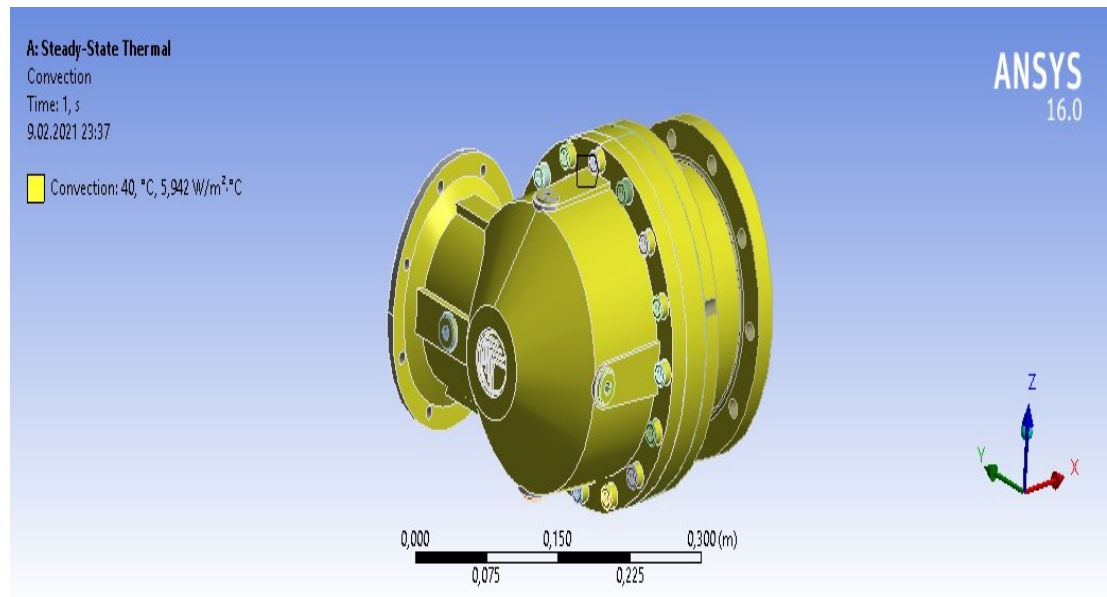
Model 1'den olan ısı transferinin hesaplanabilmesi için redüktör malzemesinin (GGG 50) yüzey sıcaklığı 140 °C, redüktörün bulunduğu ortam sıcaklığı 40 °C ve doğal taşınım ısı transfer katsayısı $h=5,942 \text{ W/m}^2.\text{°C}$ olarak yazılıma tanımlanmıştır (Şekil 4.3 ve Şekil 4.4).



Şekil 4.2: Mesh Yapılması

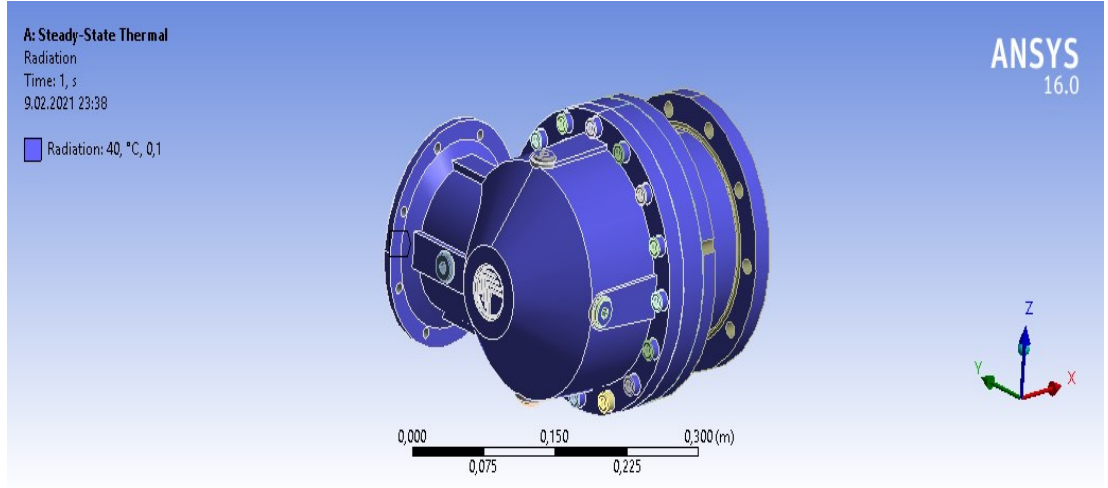


Şekil 4.3: Model 1 Redüktör Yüzey Sıcaklığının Tanımlanması



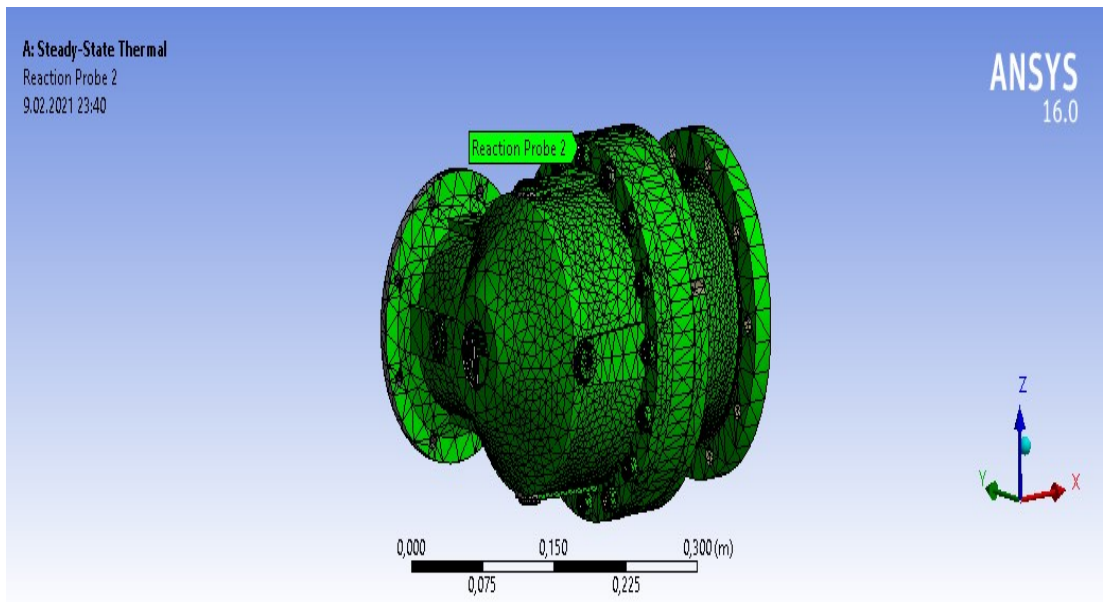
Şekil 4.4: Model 1 Taşınım Katsayısının Tanımlanması

Işıma ile olan ısı transferi hesaplanabilmesi için redüktör malzemesine göre yayma oranı, $\epsilon=0,1$ ve redüktör ortam sıcaklığı 40 °C olarak programa girilmiştir. Şekil 4.5'te gösterilmektedir.



Şekil 4.5: Model 1'in Işınım Sınır Koşullarının Tanımlanması

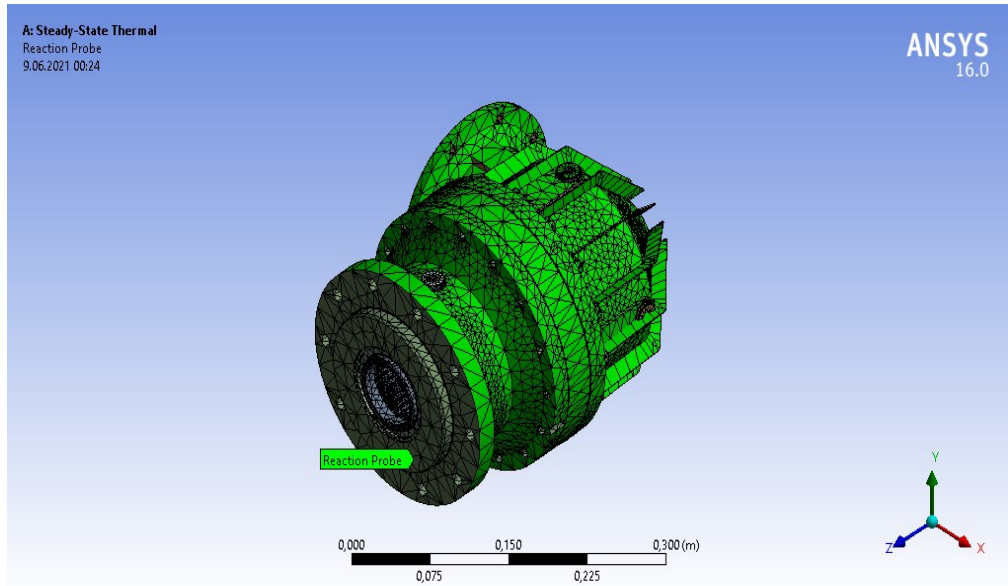
Programa girilen sınır koşullarına göre çözüm işlemi yaptırılmıştır ve doğal taşınım ile olan ısı transferi miktarı 171,43 W ve ışıma ile olan ısı transferi miktarı da 31,68 W olarak hesaplanmıştır. Toplam ısı transferi miktarı da 203,12 W olarak belirlenmiştir ve Şekil 4.6'te gösterilmiştir. Model 1'in yapılan analitik hesaplanmasında bu değer 214,95 W olarak bulunmuştu. Bu şekilde yapılan kararlı durum analizi ile analitik hesaplanmanın doğruluğu gösterilmiştir. Model 1'in analitik hesaplanmasında yapılan kabullerden ve aynı zamanda mesh sayılarından dolayı bir miktar fark oluşmaktadır.



Şekil 4.6: Model 1'den Toplam Olan Isı Transferi Miktarı

4.2.1.2 Model 2'nin Termal Analizi

ANSYS programına Model 1'deki gibi sınır şartları girilerek aynı işlem basamakları Model 2 için yapılmıştır. Sadece Model 2'de taşınım katsayısı $h=18,49 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ olarak yazılıma tanımlanmıştır. Burada zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi miktarı 573,98 W ve ışıınım ile olan ısı transferi miktarı 33,23 W olarak hesaplanmıştır. Toplam ısı transferi miktarı 606,76 W olarak hesaplanmıştır ve Şekil 4.7'te gösterilmektedir. Model 2'in yapılan analitik hesaplanmasında bu değer 672,96 W olarak bulunmuştur. Bu şekilde yapılan kararlı durum analizi ile analitik hesaplanmanın doğruluğu gösterilmiştir. Model 1'de olduğu gibi Model 2'in analitik ve kararlı durum hesaplanmalarında oluşan farkın sebebi yapılan kabullerden ve aynı zamanda mesh sayılarından kaynaklanmaktadır.

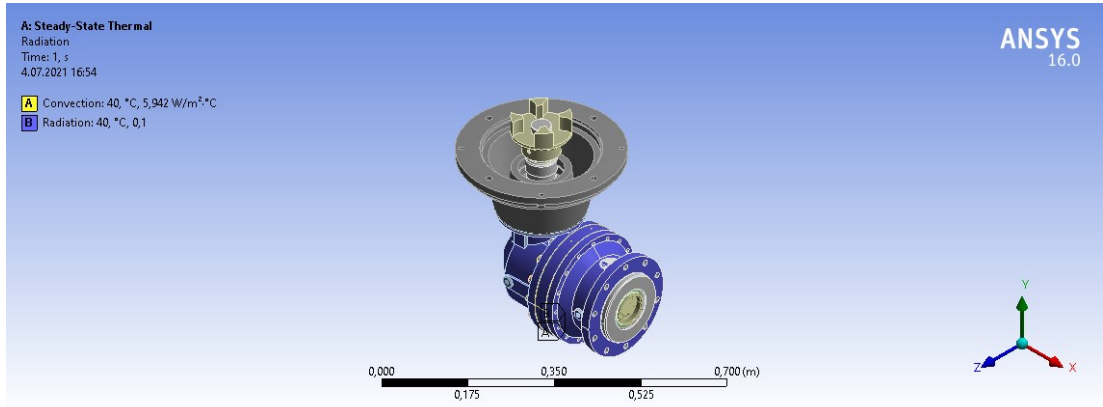


Şekil 4.7: Model 2'den Toplam Olan Isı Transferi Miktarı

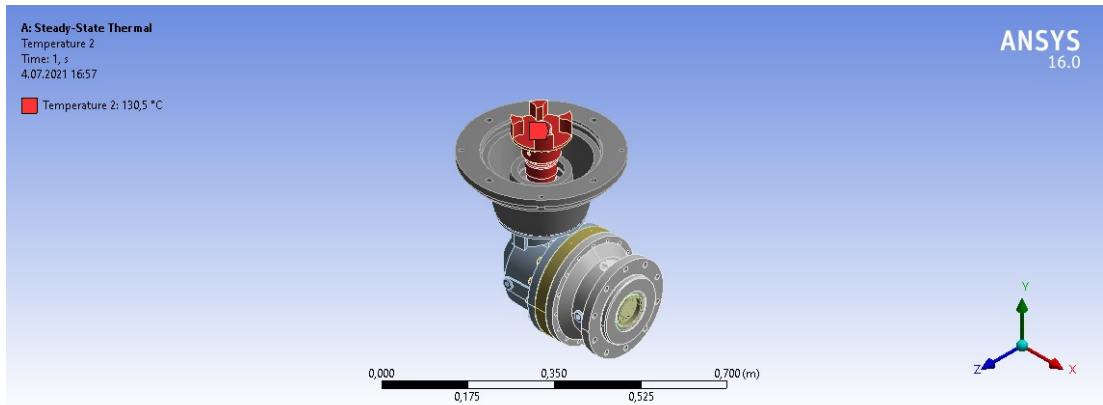
4.2.1.3 Model 3'ün Termal Analizi

ANSYS programına doğal taşınım ve ışıınım ile ilgili ısı transfer katsayıları Model 1'deki gibi değerler girilerek aynı işlem basamakları Model 3 için yapılmıştır (Şekil 4.8). Ayrıca Model 3'te iletimle olan ısı transferi için mil ve kaplin malzemelerine iletimle olan ısı transferi değerleri tanımlanmıştır (Şekil 4.9). Yapılan çözüm sonunda Model 3'ten olan toplam (doğal taşınım+ışıınım+iletim) ısı transferi miktarı 226, 38 W olarak bulunmuştur. Şekil 4.10'da gösterilmektedir. Burada doğal

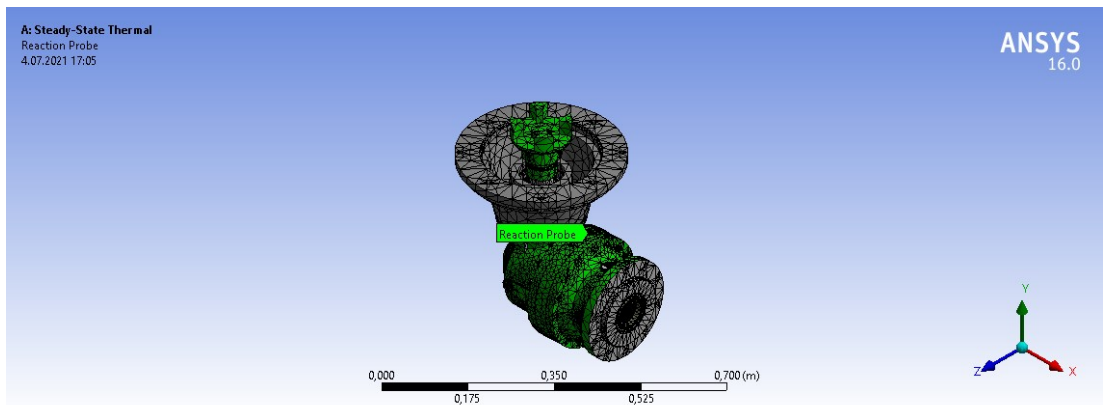
taşıyım ile olan ısı transferi miktarı 166,85 W, ışıyım ile olan ısı transferi miktarı 31,047 W ve iletimle olan ısı transferi miktarı 28,476 W olarak hesaplanmıştır. Model 3'ün yapılan analitik hesaplanmasında bu değır 240 W olarak bulunmuştu. Diğır modellerde olduğu gibi Model 3'ün analitik ve kararlı durum hesaplanmalarında oluşan farkın sebebi yapılan kabullerden ve aynı zamanda mesh sayılarından kaynaklanmaktadır.



şekil 4.8: Model 3 Doğal Taşıyım+Işıyım Sınır şartlarının Tanımlanması



şekil 4.9: İletim Sınır şartının Tanımlanması



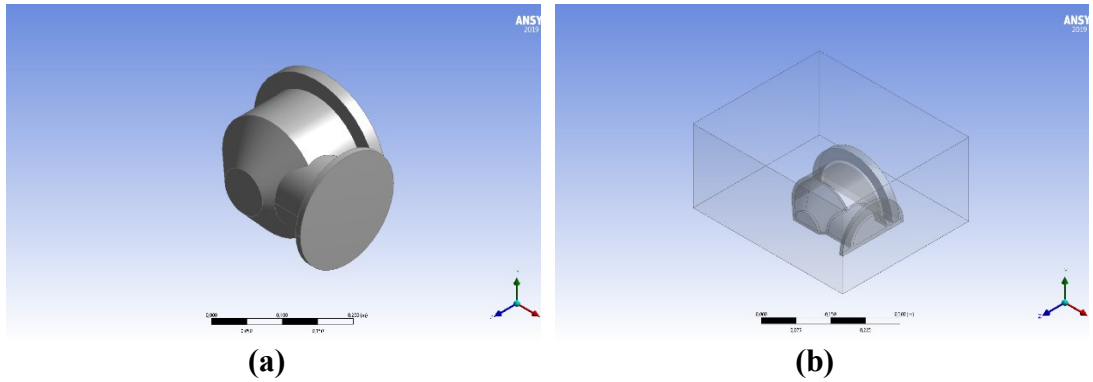
şekil 4.10: Model 3'ten Toplam Olan ısı Transferi Miktarı

4.2.2 Gerçek Durum Termal Analizi

Tez çalışmasında tasarlanarak geliştirilen modellerin gerçek durum analizleri, ANSYS-Fluent yazılımı ortamında modellenmiştir ve gerekli analizleri Model 1 ve Model 2 için yapılmıştır.

4.2.2.1 Model 1'in Gerçek Durum Analizi

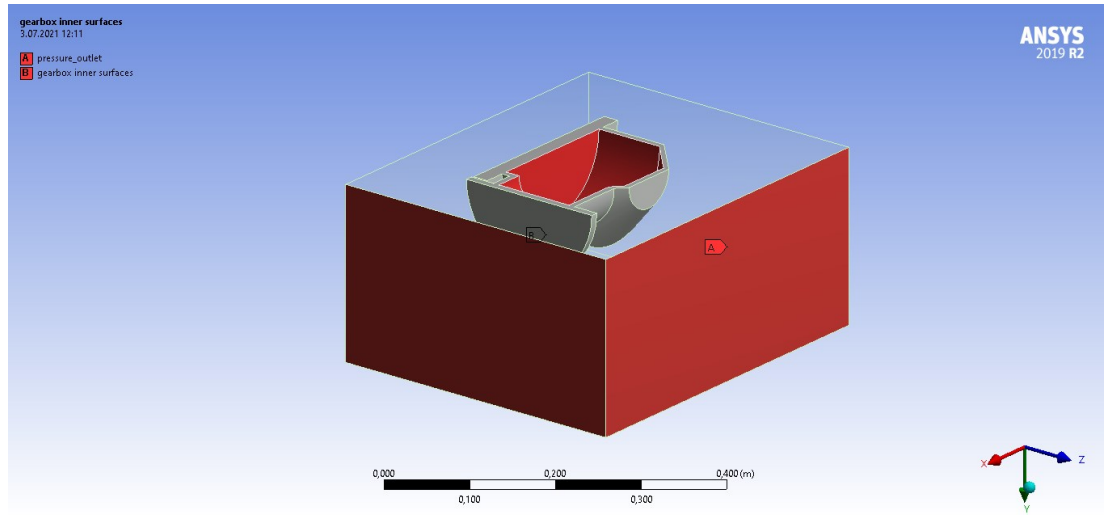
İnventor ortamında katı modeli oluşturulan Model 1'in, gerçek durumda ısınan redüktör kısmı detaylı olarak bu başlık altında incelenmiştir. Bunun için ilk önce problemin geometrisi Fluent içerisinde bulunan Design Modeler ortamına çağırılmıştır. Burada ilk olarak Model 1'in geometrisinde bulunan cıvatalar çıkarılmış ve cıvata delikleri doldurulmuştur (Şekil 4.11a). Ayrıca geometrinin yüzeyinde bulunan çıkıntılar düzleştirilerek Model 1 geometrisi Fluent analizi için ön temizliği yapılmıştır. Bu ön temizliğin yapılma sebebi Fluent ortamında Model 1'in etrafını saracak ağ örgüsünün (mesh) daha kaliteli bir şekilde örülebilmesi içindir. Ayrıca meshleme işleminin bilgisayar performansına minimum etki etmesi için geometri simetrik olarak tanımlanmıştır. Ön temizliği yapılan ve simetrik geometrisi tanımlanan Model 1'in gerçek durum analizi için bir akış hacmine alınmıştır (Şekil 4.11b).



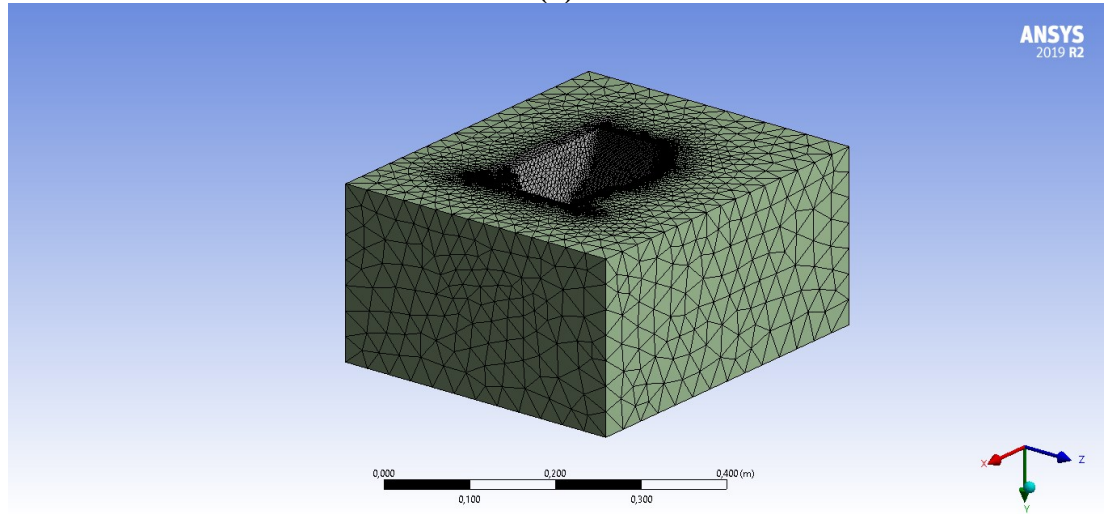
Şekil 4.11: Model 1'in Fluent ortamındaki (a) geometrisi (b) akış hacmi

Gerçek durum analizi için geometrisi hazır hale getirilen Model 1'in sayısal analiz için ağ örgüsünün oluşturulması için yazılımın Mesh ortamı açılmıştır. Burada ilk önce yazılıma problem girdilerinin tanımlanabilmesi için özel isimler verilmiştir

(Şekil 4.12a). Ardından mesh için yazılımın genel mesh ayarlarında düzenlemeler yapılarak (global meshing) ağ örgüsü oluşturulmuştur. Ağ örgüsünün kalitesi için eleman kalitesinin (element quality) 0,20'den düşük olmamasına dikkat edilmiş ve aynı zamanda skewness ve orthogonal quality değerlerinin kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğuna dikkat edilmiştir. Ayrıca problem geometrisi birçok eğri yüzeyden oluştuğu için bütün yüzeylere dört yüzlü (tetrahedral) mesh atılmıştır. Bütün bu parametrelere ilave olarak mesh sayısının problemin çözümünde herhangi bir etkisinin olmaması için mesh sayısı artırılarak (Şekil 4.12b), sonuçların mesh sayısından bağımsız olduğu eleman sayısı 719.147 olarak tespit edilmiştir.



(a)

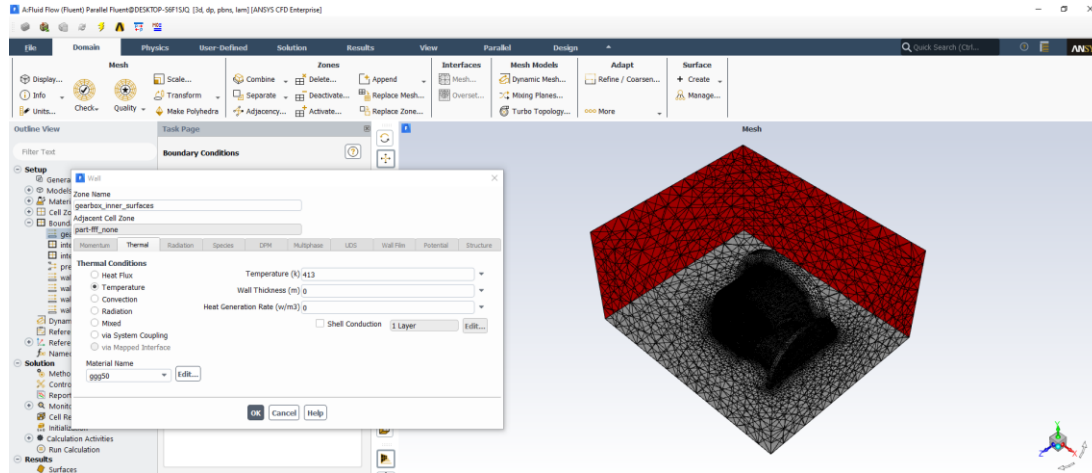


(b)

Şekil 4.12: Model 1'in (a) problem girdilerinin tanımlandığı özel isimler (b) mesh örgüsü

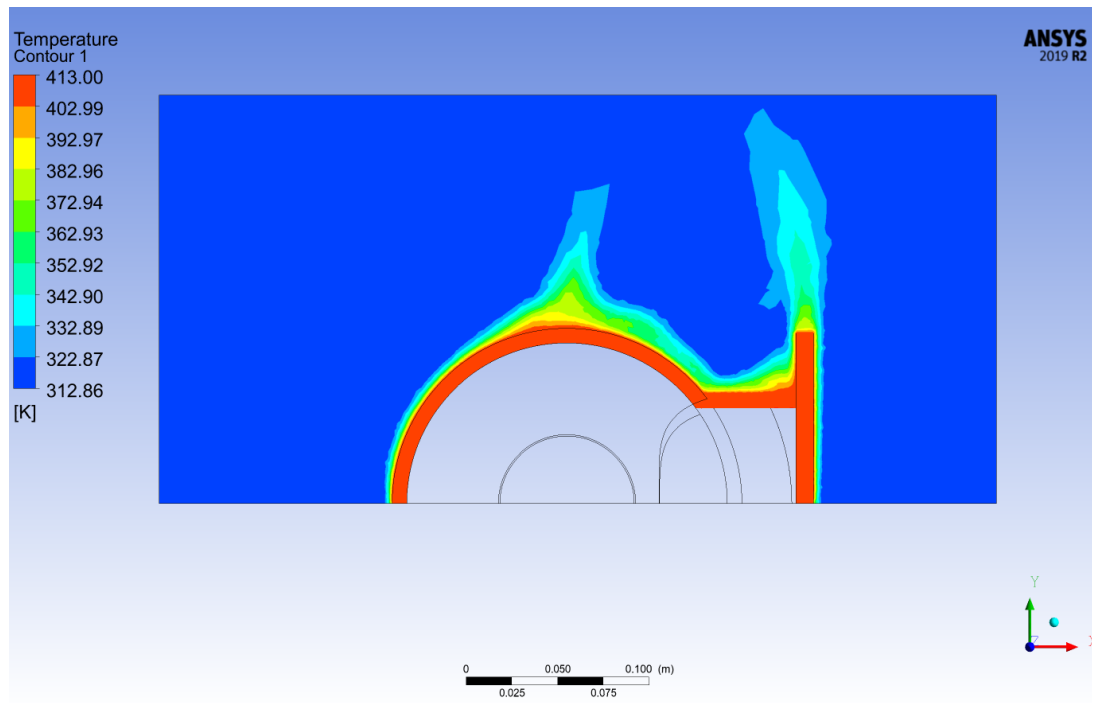
Ardından Model 1, problemin genel ayarlarının yapıldığı Setup ortamına çağırılmıştır. Burada doğal taşınım için yer çekimi değeri $9,81 \text{ m/s}^2$ olarak girilmiştir.

Isı transferi analizi yapabilmek için enerji aktif hale getirilmiştir. Malzeme özellikleri için akış hacmi sıkıştırılamaz havanın özellikleri ve Model 1'in geometrisi için yukarıda Bölüm 3'te belirtilen GGG50 malzemesinin malzeme özellikleri yazılıma tanımlanmıştır. Problemin sınır değerleri için dişli kutusunun iç yüzey sıcaklığı 140 °C ve akış hacminin dış yüzeyleri atmosferi açık (pressure outlet) olarak tanımlanmıştır (Şekil 4.13).

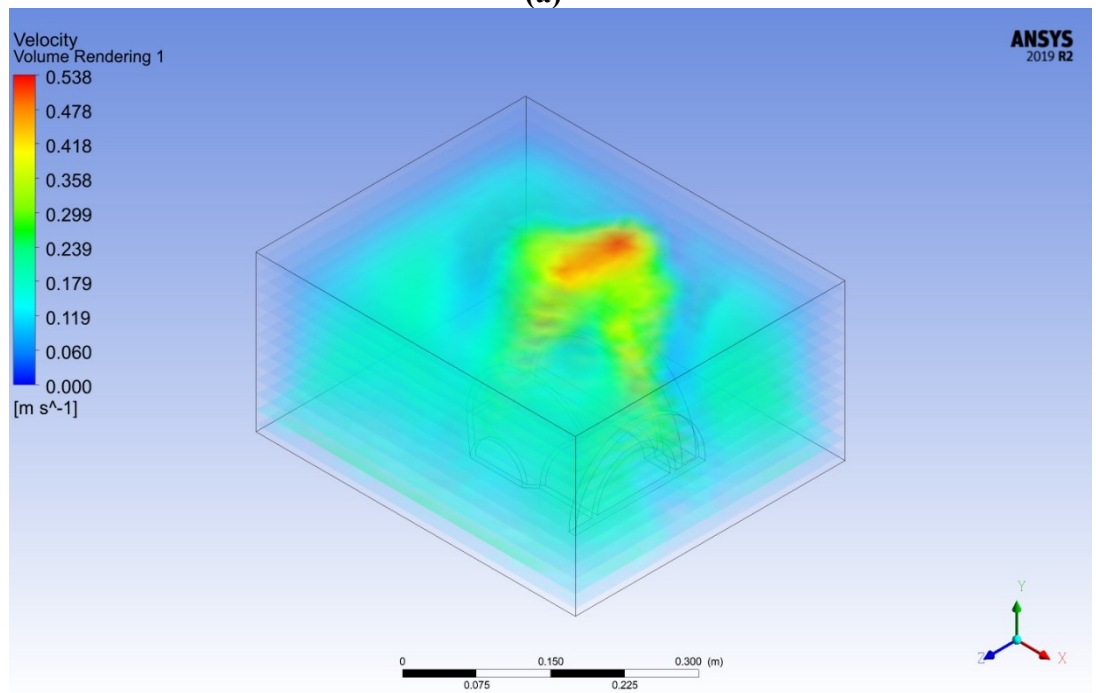


Şekil 4.13: Model 1'in Setup Ayarlanması

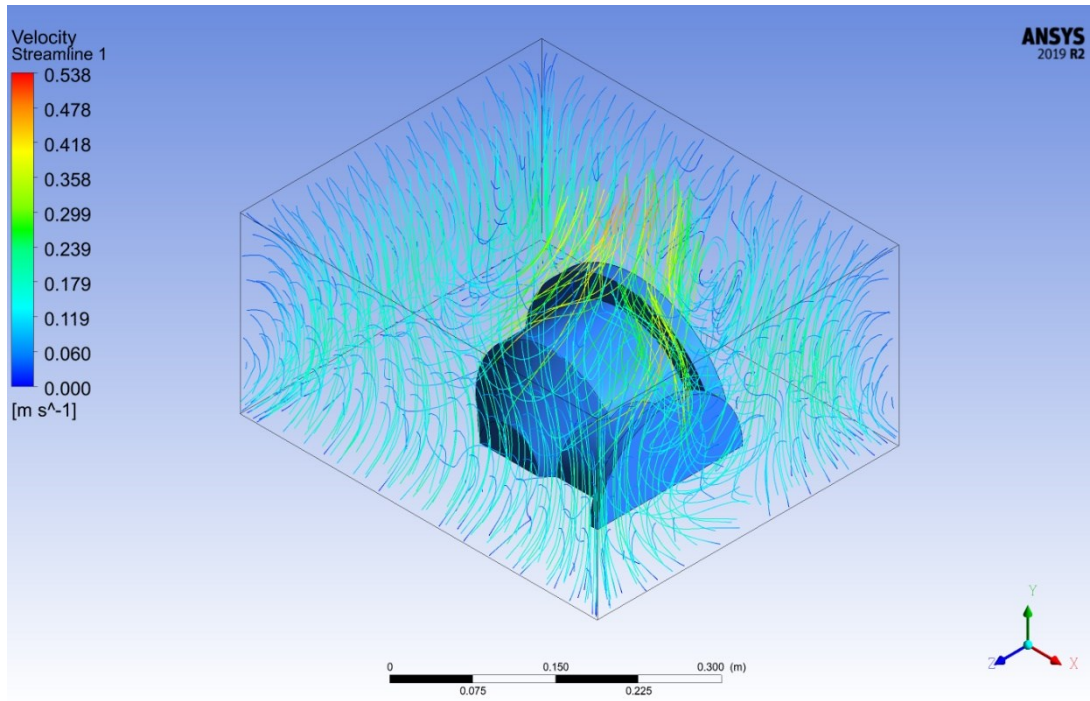
Model 1'in girdileri tanımlandıktan ve gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra problemin gerçek analizi Fluent yazılımında yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.14a'ya bakıldığında doğal taşınımın etkisiyle ısınan hava molekülleri yukarıya doğru hareket ettiği görülmektedir. Aynı zamanda Model 1 tasarımının redüktör üzerindeki sıcaklığı uzaklaştırma da etkili olmadığı tespit edilmiştir. Analizde problem girdisi olarak girilen 413 K'nin doğal taşınım sonucu yine 413 K'de kaldığı görülmektedir (Şekil 4.14a). Bu sonuç gerçekleştirilen deneysel ölçümlerle uyumludur. Çünkü deneysel ölçümlerde Model 1'in redüktörün yüzey sıcaklığını düşürmede yetersiz kaldığı belirlenmiştir. Bununla birlikte doğal taşınımın hız değerleri maksimum 0,538 m/s olduğu Şekil 4.14b ve Şekil 4.14c'de görülmektedir.



(a)



(b)

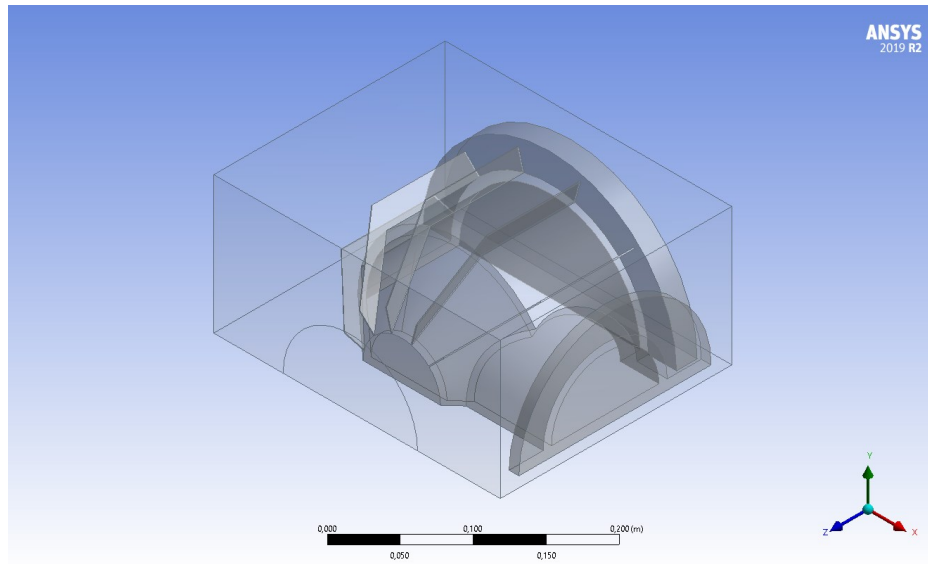


(c)

Şekil 4.14: Model 1'in (a) kesit durumundaki sıcaklık değişimi (b) akış hacmindeki hız dağılımı (c) akış hacmindeki akış çizgileri (streamline)

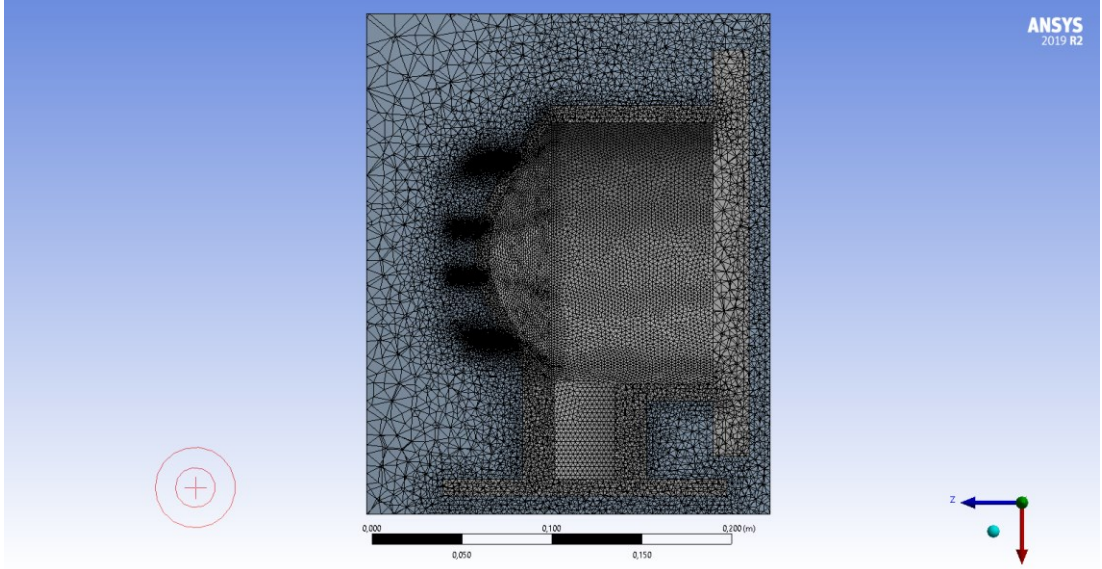
4.2.2.2 Model 2'nin Gerçek Durum Analizi

Model 2'nin Fluent analizinde, Model 1'deki gibi geometri temizliği yapılmış ve katı model, akış hacmine alınmıştır. Model 2 tasarımında redüktör miline 5 cm uzaklıkta yerleştirilen bir fan vasıtasıyla hava hızı sağlandığı için akış hacmine hızın gireceği yüzey oluşturulmuştur (Şekil 4.15).



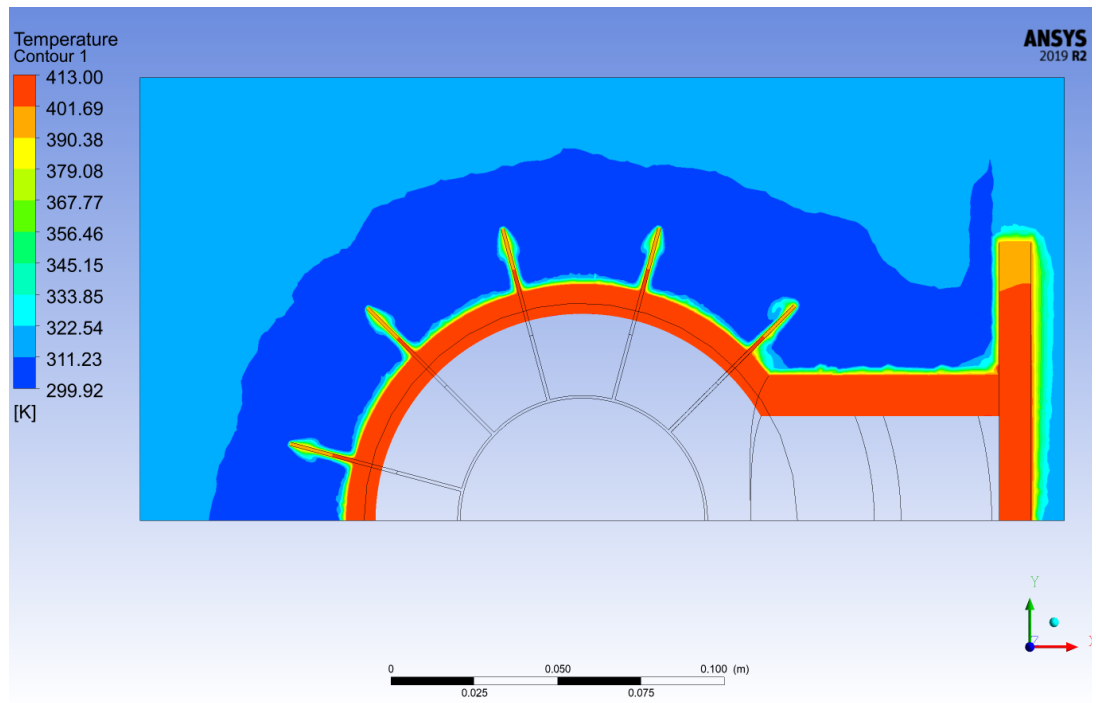
Şekil 4.15: Model 2'nin Fluent Ortamındaki Geometri ve Akış Hacmi

Mesh bölümünde Model 1’de dikkat edilen parametrelere göre ağ örgüsü oluşturulmuştur. Sadece Model 2’de kanatlı yüzeyler bulunduğu için en ince kesitteki eleman sayısı minimum 3 olacak şekilde ağ örülmüştür. Bu bağlamda sonuçların mesh sayısından bağımsız olduğu eleman sayısı 12,3 milyon olarak tespit edilmiştir. Model 2’nin mesh örgüsü Şekil 4.16’da gösterilmiştir.

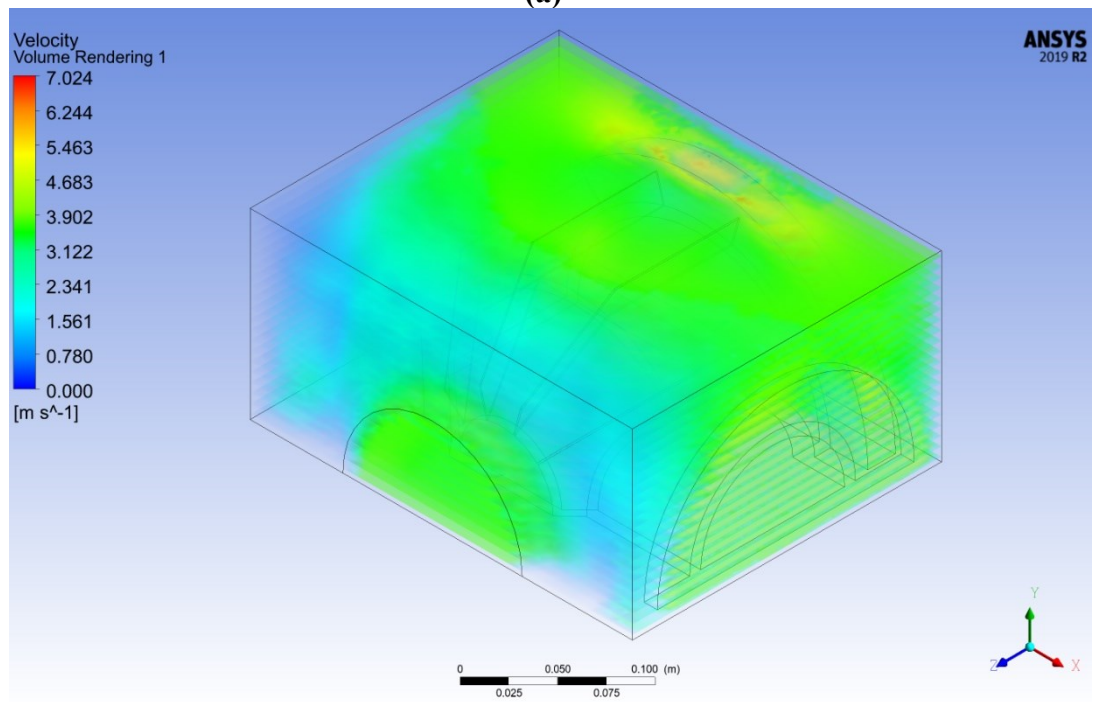


Şekil 4.16: Model 2’nin Mesh Örgüsü

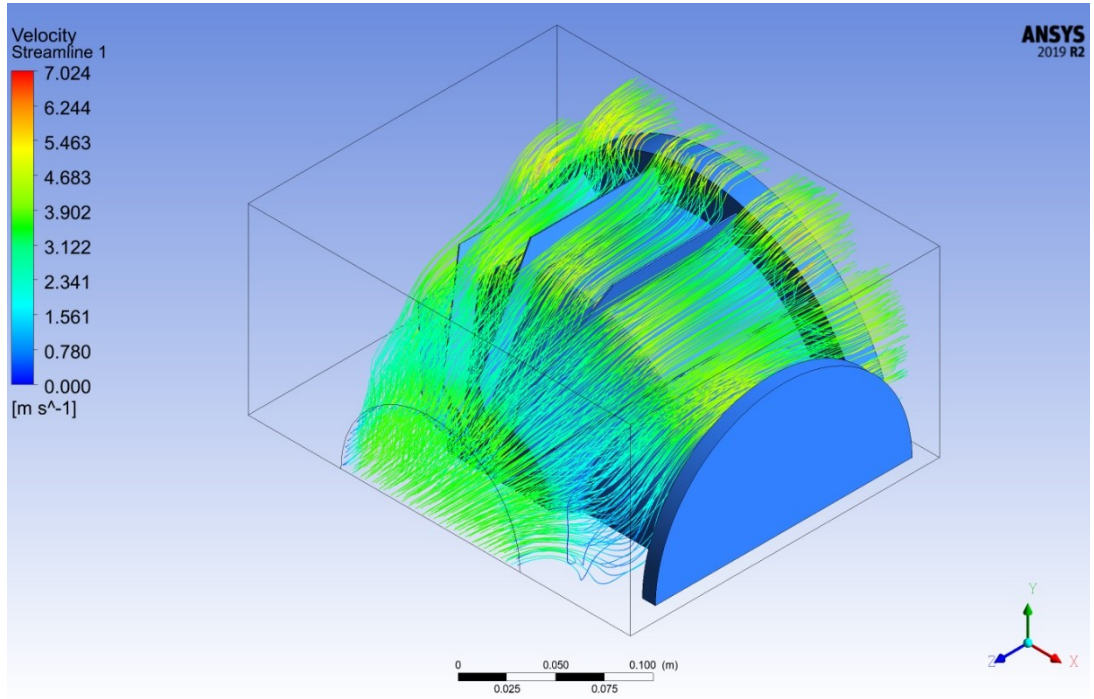
Model 2’nin Setup bölümünde genel olarak Model 1’de adımlar yapılmıştır. Model 1’de ki Setup ayarlarında farklı olarak analitik hesaplama bölümündeki Reynolds sayısına dikkat ederek akış rejimi laminar seçilmiştir. Ayrıca hava hızı Bölüm 3’te belirtildiği gibi 3,75 m/s olacak şekilde yazılıma girilmiştir. Bu parametrelere göre Model 2’nin gerçek durum analizi yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Model 2 tasarımının Şekil 4.17a’da sıcaklık değişimine bakıldığında, eksenel fanın etkisiyle zorlanmış taşınım oluşmaktadır ve zorlanmış taşınımından dolayı redüktörün dış yüzey sıcaklığı 413 K’den 400-404 K sıcaklığına düştüğü tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel sonuçlar Model 2’nin nümerik modellemedeki sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel sonuçlarda yaklaşık olarak 10-12 K redüktörün dış yüzey sıcaklığı düşmüştür. Şekil 4.17b ve 4.17c’deki hız dağılımlarına bakıldığında Model 2 tasarımının kanatçıklı bütün yüzeylere homojen bir şekilde sardığı ve yüzeyden bir miktar ısı uzaklaştırdığı görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

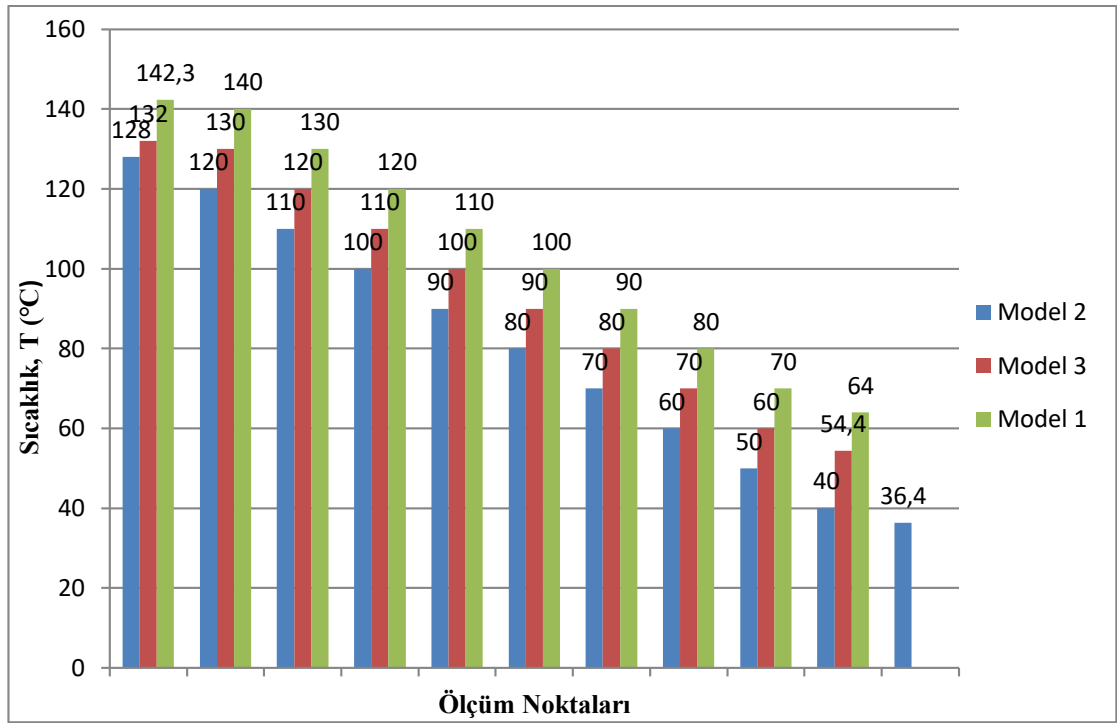
Şekil 4.17: Model 2'nin (a) kesit durumundaki sıcaklık değişimi (b) akış hacmindeki hız dağılımı (c) akış hacmindeki akış çizgileri (streamline)

4.3 Tasarımların Karşılaştırılması

Tasarımlar sıcaklık, ısı transferi miktarlarının analitik ve nümerik olarak karşılaştırılması ile modeller detaylı olarak incelenmiştir.

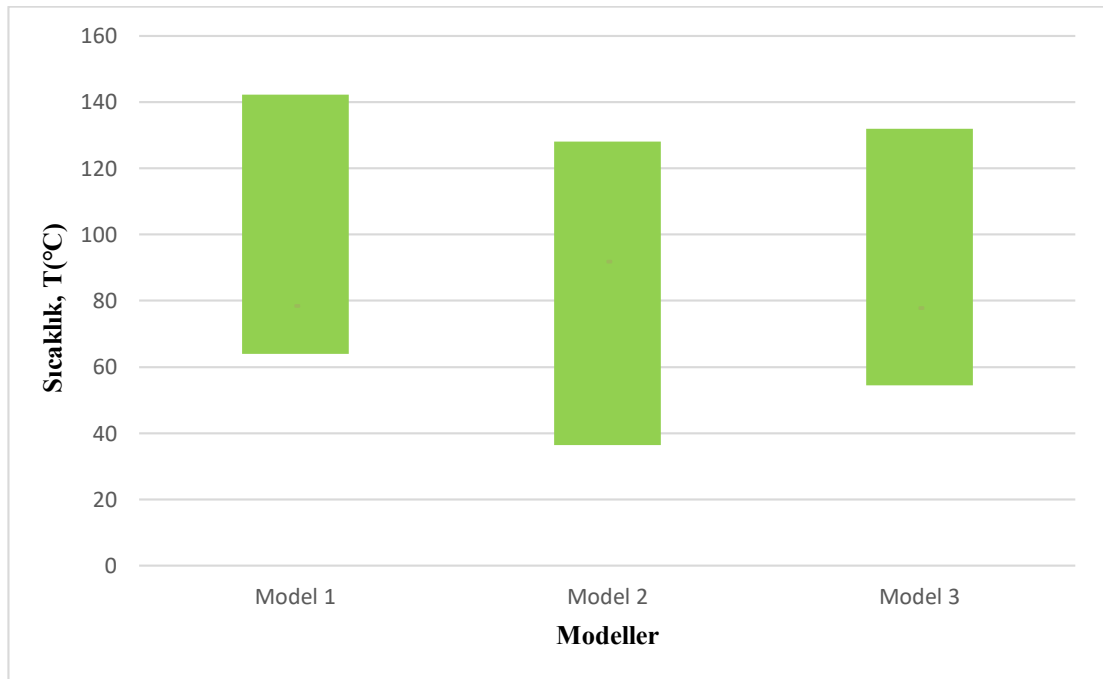
4.3.1 Termal Kamerada Ölçülen Sıcaklıkların Karşılaştırılması

Model 1, Model 2 ve Model 3 için termal kameradan ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.18'de toplu olarak verilmiştir.



Şekil 4.18: Sıcaklık Değer Grafiği

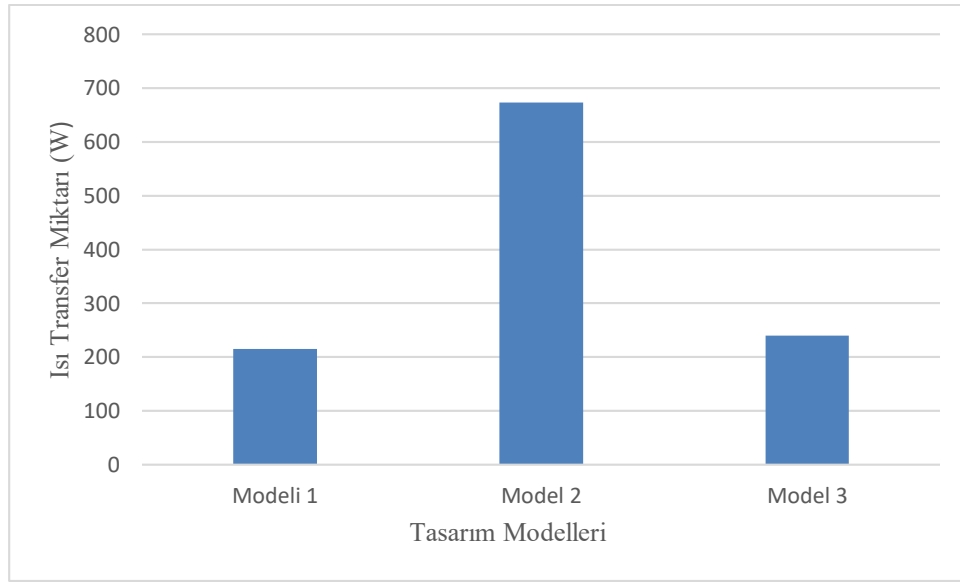
Ölçülen sıcaklıkların minimum, maximum ve fark değerleri alınarak oluşturulan sıcaklık karşılaştırma grafiği Şekil 4.19’da verilmiştir. Burada yapılan tasarımların ısı transferini ne kadar etkilediği ve ısınmanın ne kadar engellendiği açıkça görülmektedir.



Şekil 4.19: Sıcaklık Karşılaştırma Grafiği

4.3.2 Analitik Hesaplamalardan Bulunan Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması

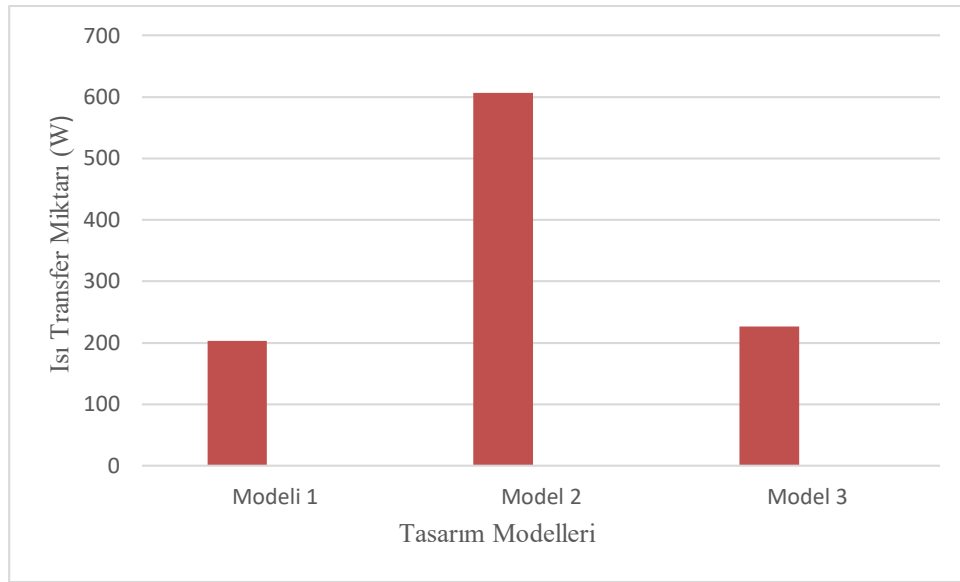
Model 1’deki ısı transferi miktarı mevcut kullanılan redüktör olduğu için diğer tasarım modellerinde daha düşük olduğu hesaplamalarda bulunan değerlerden görünmektedir. Model 2’deki fan ve kanatçık eklendiği için ısı transfer miktarı diğer 2 tasarım modelinden yüksek çıkması yapılan bilimsel hesaplamaların doğruluğu göstermektedir. Analitik hesaplamalardaki ısı transferi miktarlarının karşılaştırılması Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.20: Analitik Hesaplamalardaki Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması

4.3.3 Numerik Hesaplardan Bulunan Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması

Numerik hesaplamalarda bulunan ısı transferi miktarı analitik hesaplamalarla bulunan değerlere yakın değerler olduğu için yapılan çalışmanın doğruluğunu destekler niteliktedir. Numerik hesaplamalardaki ısı transferi miktarlarının karşılaştırılması Şekil 4.21’de verilmiştir.



Şekil 4.21: Numerik Hesaplamalardaki Isı Transferi Miktarlarının Karşılaştırılması

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında Şardon makinelerinde kullanılan yolucu redüktörlerin aşırı ısınmasına bağlı oluşan problemlerin önlenmesine yönelik alınabilecek çözümlerin deneysel, analitik ve numerik olarak detaylı karşılaştırılmaları yapılmıştır.

Burada Model 1 mevcut makinedeki yolucu redüktör olup hiçbir tasarım değişikliği yapılmadığı için redükörden ölçülen sıcaklığın en yüksek olduğu fakat ısı transferi miktarına göre bakıldığında 214,95 W gibi en az değerde olduğu görülmüştür.

Model 2 mevcut redüktörün tasarım değişikliği yapılarak fan ve kanatçık eklenmiş halidir. Bunun için Model 1'e göre sıcaklık belirli miktarlarda düşürülmesi sağlanmıştır. Burada ısı transfer miktarının 672,966 W gibi diğer 2 tasarıma göre daha fazla olduğu görülmüştür. Redüktör yüzey alanı kanatçıklar sayesinde büyütüldüğü için redüktör sıcaklığının düşürülmesine yardımcı olmuştur. Ayrıca redüktör dişlilerinden tahrik alan bir fan eklenmesi bu duruma daha fazla yardımcı olmuştur. Fakat teorikte çok uygun görülen tasarımın pratikte makinede uygulandığında fan bağlanan bölümde ciddi sızdırmazlık problemleri olduğu ve redüktörün yağlama yağının eksilmesine bağlı iç aksamalarının daha çabuk deforme olduğu sonucuna varılmıştır.

Model 3'te redüktöre kaplin bağlantısı yapılarak redüktörün yüzey sıcaklığı düşürülmeye çalışılmıştır. Fakat Model 2'ye göre daha az sıcaklığı düşürdüğü görülmüştür. Fakat Model 1'de ısı transfer miktarı 240 W gibi daha iyi değerlerde olduğu bulunmuştur. Model 3 tasarımı hem ısı transfer mekanizması olarak hem de mekanik problemlerin giderilmesi yönünde fabrikada teoriye nazaran pratik olarak daha büyük avantaj sağladığı sonucuna varılmıştır. Kaplin sisteminin konulması eksen kaçıklıklarının önlenmesini ve elektrik motoru ile redüktör arasındaki ısı köprüsünü engellediği için redüktör ve redüktör içindeki elemanların daha uzun süreli arıza yapmadan çalışmalarını sağlamıştır. Tasarım olarak bu modelin makinelerde kullanılması uygun olacaktır.

Şardon makineleri yolucu redüktörlerinin soğutulması için kullanılan 2 yöntem dışında farklı uygulamalarda tercih edilebilir. Eşanjörlü soğutma ve radyatörlü soğutma sistemleri buna en iyi örnektir. Bu yöntemler stabil redüktör soğutması

sağlarken işletme maliyeti yüksek uygulamalardır ve kontrol edilmeleri dikkat isteyen sistemlerdir. Ayrıca bu tip sistemlerin makine redüktörüne montaj demonatjı zor olduğu için çok yüksek sıcaklıkların soğutulmasında kullanılmaktadırlar.

6. KAYNAKLAR

Altun T., “Hava Soğutmalı Bir Evaporatörün Isıl Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2012).

Barday, D., Fossier, C., Changenet, C. and Ville, F. “Investigations on Drive Axle Thermal Behaviour: Power Loss and Heat-Transfer Estimations”, (2018).

Bauer B., Hambrecht R., Kube A. and Becka S., “Thermal Analysis and Optimization of Gearboxes by Simulation”, (2017).

Benli S., “Kaynaklı Parçalarda Oluşan Artık Gerilmelerin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2004).

Beutin B., “Cooling System For A Turbomachine Speed Reducer”, (2013).

Bölükbaşı A., Kotçioğlu İ., “Düşey Dikdörtgen Kesitli bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi”, (2003).

Buyruk E., Karabulut K., “Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Geometrisinin Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi”, (2017).

Canpolat M., Sağlamca S., “İki Katmanlı Tencere Tabanının Isıl Analizi ve Tasarımı”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2011).

Concli F., “Thermal and efficiency characterization of a low-backlash planetary gearbox: An integrated numerical-analytical prediction model and its experimental validation”, (2015).

Corley B., Carroll J. and McDonald A. “Thermal modelling of a small wind turbine gearbox for condition monitoring”, (2018).

Çelik M., “Türbin Sabit Kanatçığının Verilen Isı Transferi Katsayısı ve Basınç Dağılımını kullanarak Ansys ile 2 Boyutlu Termal ve Yapısal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2005).

Deniz A., “2 Boyutta Açık ve Oyukta Zorlanmış Konveksiyonun Nümerik Modellenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Çankaya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2019).

Durmaz S, “A numerical study on the effective thermal conductivity of composit materials”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2014).

Ebeperi Ç., Özer Ö., “Kompozit Malzemelerin Isıl Özelliklerinin Sayısal Yöntemle Belirlenmesi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2008).

Erden M., “Otomotiv Sektöründe Kullanılan Termostat Yuvasının Farklı Metotlarla Üretimi ve Ansys İle Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2011).

Fan W., Liu X., “Analysis on the Increasing Gearbox Cooling System of Wind Power Generator Based on ADINA”, (2011).

Gevigney J., Changenet C., Ville F., and Ville P. “Thermal modelling of a back-to-back gearbox test machine: Application to the FZG test rig”, (2012).

Gönen E., “Kaplama Malzemelerde Sıcaklığa Bağlı Gerilme Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2004).

Güreşçi K., “Isı Alıcıların Kanal Akışında Isı Ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2014).

Häggström M., “Thermal modelling of a truck gearbox”, (2017).

Huff R., “Cooling System For Gear Reducers”, (1976).

Kaya B., “Dalgıç Pompa Motorunun Farklı Çalışma Koşulları Altında Termal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2019).

Kor O., “Kanatlı Borulu Isı Değiştirgeçlerinin Karışık Taşınım Şartları İçin Sayısal Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2008).

Kurt C., “Özel Redüktör Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ, (2011).

Liu Y., Peng J., Wang B., Qin D. and Ye M., “Bulk temperature prediction of a two speed automatic transmission for electric vehicles using thermal network method and experimental validation”, (2018).

Mehta N., Parekh N. and Dayatar R., “Improve the Thermal Efficiency of Gearbox Using Different Type of Gear Oils”, (2013).

Miltenović A., Banić M. “Thermal Analysis Of A Crossed Helical Gearbox Using Fem”, (2020).

Mohammed O., Rantatalo M., “Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection – A review”, (2018).

Montonen J., Nerg J., Polikarpova M. and Pyrhönen J. “Integration Principles and Thermal Analysis of an Oil-Cooled and -Lubricated Permanent Magnet Motor Planetary Gearbox Drive System”, (2019).

Neurouth A., Changenet C., Ville F. and Arnaudon A., “Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing”, (2014).

Özkaya E., “Plakalı Isı Değiştirgeçlerinde Plakaya Bağımlı Isı Transferi Modellemesi”, Yüksek Lisans Tezi, Tobb Ekonomi Ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara, (2014).

Öztemiz A., “Planet Redüktörlerde Termal Güç ve Soğutma Teknikleri”, (2017).

Özügürlü D., “Kaynatma Tenceresinin Kararlı Rejimde Isıl Gerilme Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (20013).

Patil P., Kumar A., “Dynamic Structural and Thermal Characteristics Analysis of Oil-Lubricated Multi-speed Transmission Gearbox: Variation of Load, Rotational Speed and Convection Heat Transfer”, (2016).

Rackov M., Kuzmanović S., and Anišić, “Selecting the Size of the Universal Reducer, Taking into Account its Thermal Load Capacity”, (2018).

Ruthy M., “Cooler Plate And Gearbox Assembly”, (2013).

Sakaoğlu S., “Soğutma Konfigürasyonu ve Kanat Ucu Geometrisinin Gaz Türbin Kanat Ucu Kaçak Akışı ve Isı Transferine Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Hava ve Uzay Mühendisliği Bölümü, (2019).

Url-1, (<http://www.reduktordergisi.com/kampanyalar/planet-reduktorler/>)

Url-2, (<https://www.globalpiyasa.com/tr/urun/disli-imalati-ceer-duz-disli-helis-disli-reduktor-ayna-mahruti-sonsuz-disli-planet-d/218837>)

Url-3, (<https://www.yeniaymotor.com/urundetay.1693.E-Serisi-Sonsuz-Vidali-Mini-Yilmaz-Reduktor.html>)

Url-4, (<https://grabcad.com/library/bevel-gearbox-2>)

Url-5, (<https://www.el-ma.com/urun/fa0100/>)

Url-6, (<https://argevetasarim.com/metallerin-metalik-elementlerin-ve-alasimlarin-isil-iletkenligi/>)

Url-7, (<https://www.testo.com/tr-TR/urunler/termografi-ozellikler>)

Vatangül E., “Kompozit Malzemelerin Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi ve Ansys 10 Programı İle Isıl Gerilme Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2008).

Yaşar C., “Plastik Üzerine Kaplamalı Kompozit Malzemelerde Gerilme Analizi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2004).

Yavaş O., “Düz Levha Üzerinde Karışık Taşınımın Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2007).

Weis P., Kučera L., Pecháč P., and Mocilán M. “Modal analysis of gearbox housing with applied load”, (2017).

Wellauer J., “Speed Reducer Recirculating Cooling System”, (1973).

Witt R., “Gear Drive Cooling”, (1983).