

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT DİSK VE FREN SIVI SICAKLIĞININ TAHMİNİ İÇİN
BİR MODEL GELİŞTİRİLMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yiğit DALGA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT DİSK VE FREN SIVI SICAKLIĞININ TAHMİNİ İÇİN

BİR MODEL GELİŞTİRİLMESİ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yiğit DALGA
(503141719)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Dr. Alper Tolga ÇALIK

HAZİRAN 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141719 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi Yiğit DALGA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “TAŞIT DİSK VE FREN SIVI SICAKLIĞININ TAHMİNİ İÇİN BİR MODEL GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı: **Dr. Alper Tolga ÇALIK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Dr. Alper Tolga ÇALIK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özgen AKALIN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 4 Mayıs 2018
Savunma Tarihi : 7 Haziran 2018



ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamda bilgi birikimi ve emeğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli hocam Sayın Dr. Alper Tolga ÇALIK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez çalışmam süresince her zaman yanımda olan aileme, arkadaşlarıma ve Ford OTOSAN ailesine teşekkür ederim.

Mayıs 2018

Yiğit DALGA
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ VE TEZİN AMACI	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	3
3. FREN SİSTEMİ	19
3.1 Fren Sistemi Tarihçesi.....	19
3.1.1 Mekanik kampanalı frenler.....	19
3.1.2 Hidrolik frenler	20
3.1.3 Fren yardımı.....	21
3.1.4 Kendinden ayarlı frenler	22
3.1.5 Kilitlenmeyen frenler	22
3.1.6 Diskli frenler	22
3.1.7 Çift ana silindir	23
3.2 Fren Sistemi Elemanları	23
3.2.1 Disk.....	23
3.2.1.1 Aerofoil yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar	24
3.2.1.2 Geriye kavisli yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar	24
3.2.1.3 Geriye eğik yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar	25
3.2.1.4 Dairesel uçlu yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar.....	25
3.2.1.5 Öne eğik yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar	25
3.2.1.6 Düz dairesel yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar	25
3.2.3 Balata	26
3.2.3.1 Organik fren balataları	26
3.2.3.2 Yarı metalik fren balataları	27
3.2.3.3 Seramik fren balataları	28
3.2.4 Fren sıvısı.....	29
3.3 Fren Sistemi Kaynaklı Problemler ve Hatalar.....	31
3.3.1 Frenleme kaybı	31
3.3.2 Fren sıvısının buharlaşması	31
3.3.3 Fren elemanlarının aşırı aşınması	32
3.3.4 Termal etkinin titreşime neden olması.....	32
4) ISI TRANSFERİ İLKELERİ	35

4.1 Isı Transferinin Uygulama Alanları.....	36
4.2 Isı Transferi Mühendisliği	37
4.3 Isı Transferini Modelleme	37
4.4 Isı ve Enerjinin Farklı Formları	38
4.5 Enerji Transferi.....	39
4.6 Isı Transfer Yöntemleri	40
4.6.1 İletim (Kondüksiyon).....	40
4.6.2 Taşınım (Konveksiyon)	42
4.6.3 Işınım (Radyasyon).....	43
5. TAŞIT HAREKET DENKLEMLERİ	45
5.1 Yuvarlanma Direnci	45
5.2 Aerodinamik Direnç	46
5.3 Yokuş Direnci.....	47
5.4 İvmelenme Direnci	47
5.5 Çeki Direnci.....	48
5.6 Taşıtın Boş Viteste Yavaşlama Deneyi	48
6. FREN SİSTEMİNİN ISIL MODELLEMESİ	51
6.1 Frenleme Torku	51
6.2 Disk ve Balatanın Malzeme Özellikleri.....	51
6.3 Disk ile Balata Arasındaki Isı Dağılımı.....	52
6.4 Disk Sıcaklığı	54
6.4.1 Diske ısı girişi ve çıkışı.....	55
6.4.2 Diskin hareket halindeki konveksiyon katsayısının hesaplanması	55
6.4.2.1 Deneysel doğrulama.....	56
6.4.2.2 CFD analiziyle hesaplama.....	56
6.4.2.3 Matematiksel hesap	56
6.4.3 Diskin durağan haldeki konveksiyon katsayısının hesaplanması	58
6.5 Balata Sıcaklığı.....	59
6.6 Kaliper ve Fren Sıvısı Sıcaklığı.....	61
6.7 Jant Sıcaklığı.....	61
6.8 Fren Sistemi Sıcaklık Modelinin Oluşturulması	63
7. FREN SICAKLIK TESTİ	67
7.1 Test Hazırlığı	70
7.2 Test Sonuçları	71
7.2.1 Test disk sıcaklığı	71
7.2.2 Test fren sıvısı sıcaklığı	73
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	75
8.1 Model ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	75
8.1.1 Disk model ve test sonuçlarının karşılaştırması.....	75
8.2.1 Fren sıvısı model ve test sonuçlarının karşılaştırması	78
8.2 Sadeleştirilmiş Fren Sistemi Sıcaklık Modeli	80
8.3 Gelecek Çalışmalara Öneriler.....	83
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	89

KISALTMALAR

ABS	: Anti-lock Braking System
ASTM	: American Society for Testing and Materials
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DOT	: Department of Transportation
GM	: General Motor
NHTSA	: National Highway Traffic Safety Administration

SEMBOLLER

\dot{Q}_{brake}	: Frenleme anında birim zamanda ortaya çıkan ısı	(W)
\dot{Q}_{conv}	: İletim ile birim zamandaki ısı transferi	(W)
\dot{Q}_{conv}	: Taşınım ile birim zamandaki ısı transferi	(W)
\dot{Q}_{total}	: Taşınım ve radyasyon ile birim zamandaki ısı transferi	(W)
$h_{combined}$: Taşınım ve radyasyonun ısı transfer sabiti	(W/m ² °C)
A_f	: Taşıtın hava direncine maruz kalan alanı	(m ²)
A_{in}	: Disk kanal giriş alanı	(m ²)
A_{out}	: Disk kanal çıkış alanı	(m ²)
A_{piston}	: Kaliper piston alanı	(m ²)
C_D	: Aerodinamik direnç katsayısı	-
C_{fric}	: Aktarma organları sürtünme direnci katsayısı	-
D_I	: Diskin iç çapı	(m)
D_o	: Diskin dış çapı	(m)
F_B	: İvmelenme direnç kuvveti	(N)
F_L	: Aerodinamik direnç kuvveti	(N)
F_{RR}	: Yuvarlanma direnci	(N)
F_{St}	: Yokuş direnci	(N)
F_T	: Çeki direnç kuvveti	(N)
F_{drag}	: Araca etki eden direnç kuvvetleri toplamı	(N)
F_{fric}	: Balata ve disk arasındaki sürtünme kuvveti	(N)
F_{ij}	: Balata ön yüzey alanının disk yüzey alanına oranı	-
$M_{TÖ}$: Ön tekerleğe etki eden moment	(Nm)
M_{TA}	: Arka tekerleğe etki eden moment	(Nm)
\dot{Q}	: Birim zamandaki ısı transferi	(W)
$Q_{abs,pad}$: Balatanın diskten yayınım ile aldığı ısı miktarı	(J/s)
$Q_{rad,disc}$: Diskin yayınım ile attığı ısı miktarı	(J/s)
T_{∞}	: Yüzey çevresinden geçen akışkanın sıcaklığı	(°C)
T_{brake}	: Frenleme torku	(Nm)
T_s	: Yüzey sıcaklığı	(°C)
T_{surr}	: Radyasyondan etkilenen yüzeyin sıcaklığı	(°C)
V_{ave}	: Disk kanallarından geçen ortalama hava hızı	(m/s)
V_{in}	: Disk kanal girişindeki havanın hızı	(m/s)
V_o	: Rüzgar hızı	(m/s)
\dot{W}	: Birim zamandaki iş miktarı	(J/s)
W_{drag}	: Direnç kuvvetlerinin yaptığı iş	(J)
c_p	: Sabit basınç altında ısı kapasitesi	(J/kg°C)
c_v	: Sabit hacim altında ısı kapasitesi	(J/kg°C)
d_h	: Hidrolik çap	(m)
f_r	: Yuvarlanma direnci katsayısı	-

n_{pistons}	: Kaliperdeki piston sayısı	-
p_{fluid}	: Fren sıvısı basıncı	(Pa)
\dot{q}	: Isı akısı	(W/m ²)
r_{eff}	: Efektif frenleme çarıçapı	(m)
t_{disc}	: Diskin kanalların kalınlığı	(m)
v_{slide}	: Balata ve disk arasındaki hız	(m)
w_k	: Kanat akış genişliği	(m)
α_{pad}	: Balatanın ısı emme katsayısı	-
μ_{fric}	: Sürtünme katsayısı	-
σ_{disc}	: Disk balata arasındaki ısı dağılım oranı	-
h	: Taşınım ısı transfer sabiti	(W/m ² °C)
λ	: İvmelenme direnç katsayısı	(-)
γ	: Disk balata arasındaki ısı dağılım oranı	-
D	: Diskin ortasındaki çap	(m)
E	: Toplam enerji	(J)
G	: Taşıtın ağırlığı	(kgm/s ²)
N	: Diskin saniyedeki dönüş sayısı	(1/s)
R	: Konveksiyon direnci	(°C/W)
Q	: Isı	(J)
S	: Disk ve balatanın temas yüzey alanları	(m ²)
T	: Sıcaklık	(°C)
U	: İç enerji	(J)
V	: Aracın hızı	(m/s)
W	: İş	(J)
Z	: Diskin kanat sayısı	-
g	: Yer çekimi ivmesi	(m/s ²)
k	: Isı iletim katsayısı	(W/m°C)
l	: Soğutma kanalının uzunluğu	(m)
m	: Kütle	(kg)
r	: Tekerlek yarıçapı	(m)
t	: Zaman	(s)
w	: Diskin açısız hızı	(rad s ⁻¹)
α	: Yol eğim açısı	(°)
ϵ	: Yüzeyin ısı yayma oranı	-
ξ	: Disk balata ısı dağılım oranı katsayısı	-
ρ	: Havanın yoğunluğu	(kg/m ³)
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti	-

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1: Hava yoğunluğunun sıcaklığa bağlı değişimi.	46
Çizelge 6.1: Diskin malzeme özellikleri.....	52
Çizelge 6.2: Diskin ve balatanın özellikleri.....	53





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Disk ve kampanalı frenlerin şematik görünümü.	5
Şekil 2.2: Hava kanalından geçen ortalama hava hızı.	12
Şekil 2.3: Tipik sedan bir otomobile etki eden aerodinamik kuvvet.	13
Şekil 2.4: Disk ve balatadan ısı transfer mekanizmaları.	14
Şekil 2.5: Disk sıcaklık ölçüm metodu karşılaştırması.	17
Şekil 3.1: Hava kanalsız ve hava kanallı diskler.	23
Şekil 3.2: Çeşitli kanat yapısına sahip diskler.	24
Şekil 3.3: Farklı kanallara sahip diskler.	25
Şekil 3.4: Organik fren balatası.	27
Şekil 4.1: Isı transferinin kullanıldığı bazı alanlar.	36
Şekil 4.2: Çeşitli katı, sıvı ve gazların termal iletkenliğinin sıcaklık ile değişimi. ...	41
Şekil 5.1: Araca etki eden kuvvetler.	45
Şekil 5.2: Bir taşıta etki eden yokuş direnci.	47
Şekil 5.3: Coasting down test ve hesap karşılaştırması-1.	49
Şekil 5.4: Coasting down test ve hesap karşılaştırması-2.	50
Şekil 6.1: Fren enerjisinin ilk frenleme anında dağılımı-1.	54
Şekil 6.2: Fren enerjisinin ilk frenleme anında dağılımı-2.	54
Şekil 6.3: Diskin c değerinin sıcaklığa bağlı değişimi.	55
Şekil 6.4: Hava kanallı disk.	57
Şekil 6.5: Hava kanalı kesit gösterimi.	58
Şekil 6.6: Diskin durağan haldeki soğuması.	59
Şekil 6.7: Balata üzerindeki sıcaklık dağılımı.	60
Şekil 6.8: Jant ve diskin temas yüzeyi.	62
Şekil 6.9: Jantın taşınım ile hava ısı aktardığı yüzey.	62
Şekil 6.10: Detaylı fren sistemi ısı akış modeli.	63
Şekil 6.11: Sistemde kullanılan elemanların kesit görüntüsü-1.	64
Şekil 6.12: Sistemde kullanılan elemanların kesit görüntüsü-2.	64
Şekil 6.13: Matematiksel model çalışma şekli.	65
Şekil 7.1: Grossglockner rotası.	67
Şekil 7.2: Grossglockner rotasında araca etki eden yokuş direnci.	68
Şekil 7.3: Pistte taklit edilmiş yokuş direnci.	68
Şekil 7.4: Disk sıcaklık ölçer konumu.	70
Şekil 7.5: Balata ve kaliper sıcaklık ölçer konumu.	71
Şekil 7.6: Test disk sıcaklıkları.	72
Şekil 7.7: Disk sıcaklık farkı.	72
Şekil 7.8: Test fren sıvısı sıcaklıkları.	73
Şekil 7.9: Fren sıvısı sıcaklık farkı.	74
Şekil 8.1: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığının karşılaştırılması.	75

Şekil 8.2: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-2	76
Şekil 8.3: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-3.	76
Şekil 8.4: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-4.	77
Şekil 8.5: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-5.	77
Şekil 8.6: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-6.	78
Şekil 8.7: Modeldeki fren sıvısı ve kaliper sıcaklığı karşılaştırması.	79
Şekil 8.8: Hesaplanan fren sıvısı sıcaklığı ile test sonuçlarının karşılaştırılması.	79
Şekil 8.9: Sadeleştirilmiş fren sistemi sıcaklık modeli.	81
Şekil 8.10: Hesaplanan ve ölçülen fren sıvısı sıcaklıkları.	82
Şekil 8.11: Hesaplanan ve ölçülen disk sıcaklıkları.	82
Şekil 8.12: Detaylı ve sadeleştirilmiş model disk sıcaklık farkı	83



TAŞIT DİSK VE FREN SIVI SICAKLIĞININ TAHMİNİ İÇİN BİR MODEL GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Fosil enerji kaynakları gün geçtikçe tükenmekte ve enerjiye olan talep sürekli olarak artmaktadır. Toplumda artan çevre bilinci, gerek ulusal olarak gerekse uluslararası komitelerin almış olduğu kararlar ile temiz ve yaşanılabilir bir çevre için çalışmalar yürütülmektedir. Otomotiv üreticileri de çevre duyarlılığı, zaman ve maliyet gibi nedenlerden dolayı yeni tasarımların doğrulama süreçleri için alternatif yöntemler arayışındadır. Artan müşteri beklentileri, hızla değişen teknolojiye ayak uydurma çabası, farklı bir sektörde geliştirilen bir yeniliğin otomotiv sektörüne uygulanması için hızlı, doğruluk payı yüksek ve güvenilir yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Artan müşteri beklentileri ile araçların taşıma kapasitelerinde artış meydana gelmekte, bu artış da frenleme sırasında ısıya dönüşecek enerji miktarının artmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda yakıt tüketimini düşürmek için aracın dış tasarımında yapılan değişiklikler fren disklerine gelen hava debisini azaltmaktadır. Azalan hava debisi ile diskler üzerinden havaya aktarılacak ısı azalmaktadır. Artan fren disk sıcaklıkları sürücünün ve trafiğin güvenliği olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu tezin yazımında geçmiş çalışmalardan, araca etki eden sürtünme kuvvetlerinden, fren sisteminin çalışmasından, taşıtının ve fren sisteminin ısı akışından bahsedilmiş, bir taşıtın fren disk ve fren sıvı çalışma sıcaklıklarını, projenin başlangıç aşamasında hesaplayabilecek bir matematiksel modelin ortaya konulması hedeflenmiştir.

Bu bağlamda matematiksel modelde ihtiyaç duyulan teknik hesaplamalar yapılmış, üretici firmalardan gerekli teknik veriler toplanmış, matematiksel modelin çıktılarının desteklenmesi amacıyla araç testleri ile karşılaştırması yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucu oluşturulan matematiksel model sayesinde istenen test çevrimi, taşıt özellikleri ve fren diski için zamana bağlı çalışma sıcaklıkları hesaplanabilmektedir. Yapılan çalışma ile projenin tasarım aşamasında fren disk sıcaklıkları tahmin edilebilmekte, ihtiyaç duyulan değişiklikler parça fiziken üretilmeden yapılabilmekte en uygun çözüm için gerekli tasarım prototip - kalıp maliyetleri oluşmadan tamamlanabilmektedir. Aynı zamanda araçla ilgili sağlanacak ek verilerle fren disk sıcaklıklarının frenleme performansına yapacağı etkiler görülerek regülasyonun sağlanmasını zorunlu kıldığı frenleme performansı için öngörülebilir bulunulabilmektedir. Tez kapsamında öncelikle bir rotadaki disk ve fren sıvısı sıcaklığı doğru şekilde tahmin edilmeye çalışılmış ve gerçek test sonuçları ile kıyaslama yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Fren, fren diski, ısı transferi, taşıtlarda ısıl yönetim, soğutma, fren performansı, fren sıvısı



DEVELOPING A MODEL FOR ESTIMATION OF VEHICLE DISC AND BRAKE LIQUID TEMPERATURE

SUMMARY

Fossil energy sources are running out and the demand for energy is constantly increasing. Increasing environmental awareness in the society, as well as decisions taken by both national and international committees are being carried out for a clean and livable environment. Automotive manufacturers are also looking for alternative methods for verification of new designs due to reasons such as environmental sensitivity, time and cost. Increased customer expectations, a fast-paced effort to adapt to technology, the need for fast, accurate and reliable methods to implement an innovation to automotive industry which developed in a different area.

Increasing customer expectations have led to an increase of the load capacity of vehicles, which increases the amount of energy that will be converted to heat during braking. At the same time, changes on the exterior design of the vehicle to reduce fuel consumption, reduce airflow to the brake discs. With decreasing airflow, the heat transferred to the air through the discs is also reduced. Increased brake disc temperatures affect the driver and traffic safety negatively.

In this study, it is aimed to present a mathematical model that can calculate the operating temperatures of a brake disk and brake fluid of a vehicle, which are mentioned also in previous studies like friction force acting on the brake system, running of the brake system, heat flow of the vehicle and brake system.

In order to calculate accurately the temperatures of the elements in the brake system, the energy generated during braking must be determined with high accuracy. For this, the coast down value is measured and the coefficients in the equation are replaced. The heat is obtained according to the force of the brake in which direction the vehicle must be distributed between the front and rear axle. In the scope of the study, the front wheel with disc brake was chosen. The heat distribution between the disc and the lining was calculated analytically and compared with past works after the heat was calculated on how much the front wheel affected.

During the course of the study, the focus was on the brake disc and the brake fluid. Information about the failure modes of these elements has been given and the problems that can be encountered at high temperatures have been addressed. The boiling point of the brake fluid drops quickly when the moisture is inside it, evaporation seriously affects the braking. For this reason automobile manufacturers are testing vehicles in certain cycles. In the study, the need for testing and how it was performed is explained. One point to note during testing is the placement of measurement equipment on the vehicle. It is known that the measurement location

changes the results seriously and different temperatures can occur at different points on the reference part during the test.

Some of the information needed for the mathematical model was determined analytically and some of these were determined from experimental paths. The technical calculations required by a mathematical model with a brake system and other system components were made and necessary technical data were collected from the manufacturers and the mathematical model was compared with the vehicle tests to support the outputs. By means of the mathematical model which is the result of these studies, time dependent operating temperatures for brake disc and brake fluid in desired test cycle can be calculated. The changes required to predict the brake disc temperatures during the design phase of the process can be made without producing parts and the design which needs prototype can be completed without tooling costs with most appropriate solution. At the same time, the vehicle will be provided with additional provisions to predict the braking performance that the brake disc temperatures require to be regulated by observing the effects of braking performance. Within the scope of the thesis, firstly the attempt was estimating the temperature of the disc and the brake fluid temperature accurately in a single cycle and comparing with the actual test results.

In the next stage it has been decided to simplify the model for improvement which seems working good in accordance with the test results. It is the desired to make the model simple to apply it to different vehicles and routes. In this context, a second model has been created and is called as simplified brake system temperature estimation model. In the second model, parts which have small effect on the heat distribution in the system are not used. The model was checked with test results and previous model results since it should not be distracted from reality.

There is no thermo-couple or sensor that determines the disc temperature in a majority of existing vehicles. Car manufacturers design the system safely during the design phase and do not use a temperature sensor on the discs. However, the driver can push the vehicle limit beyond the conditions of normal usage and exceed the criteria determined during the design. When considering the high cost of putting sensors on each wheel, car manufacturers are looking for alternative solutions. One of these solutions is the ability to calculate disc and brake fluid temperatures with the help of a mathematical model with high accuracy. However, it should be known that there are many variables during driving. In this master thesis study, the temperatures in a certain and challenging condition are calculated. Future work can be extended by expanding the driving routes, performing the generated mathematical model real time on the vehicle.

Another point is that today's vehicle will leave its place for autonomous vehicle in the future. Commercial vehicles have the most challenging brake system. Vehicles with high load emit excessive amounts of heat during braking. Commercial vehicles also use auxiliary brake systems for the brake system. Auxiliary braking systems allow the vehicle to use the discs less that means less wearing and overheating. Autonomous heavy commercial vehicles will take the place in our lives after autonomous vehicles. These vehicle's software must decide when to use the primary braking system and the auxiliary braking system. One of the most critical point for decision is the disc temperatures. Heavy commercial vehicles have an air braking system so it is not necessary to calculate the brake fluid temperature. Instead of that,

the overheating disc can cause the tires to explode, in further studies on this subject can be studied.

The automotive world imitates its verification in the virtual environment during vehicle development with an ever-increasing rate. This thesis study and similar studies will serve this subject.

Key words: Brake, brake disc, heat transfer, heat management of vehicle,brake cooling, fren fluid





1. GİRİŞ VE TEZİN AMACI

Bu tez çalışmasında taşıtın hareketinden dolayı sahip olduğu dinamik ve/veya konumundan dolayı sahip olduğu potansiyel enerjinin araca etki eden sürtünme kuvvetleri çıkartıldıktan sonra frenler tarafından ısı enerjisine dönüşmesi ve bu ısı enerjisi ile fren sistemi elemanlarının ısınma ve soğuması incelenmiştir. Öncelikle aracın sahip olduğu enerjiden, fren sisteminin absorbe ettiği enerjiye geçerken ilk andaki toplam enerji ve sürtünmelere giden enerji miktarını doğru şekilde hesaplamak gerekmektedir. Aracın tüm enerjisinden sürtünmelere giden enerji çıkartıldıktan sonra geriye kalan enerji frenler tarafından harcanmaktadır.

Frenler tarafından harcanan ısı aracın ön ve arka frenlerinde farklı olmaktadır. Bunun için deneysel ve hesaplamalı yöntemler kullanılabilir, bu tez kapsamında test sonuçları kullanılmıştır. Frenlemelerde binek taşıtların ön frenleri daha fazla fren kuvvetine maruz kalmakta ve dolayısıyla daha fazla ısınmaktadır. Bu bilgi de göz önünde bulundurularak tez kapsamında ön fren diskleri için hesaplama ve analiz yapılacaktır.

Bir sonraki aşamada, bir tekerlek için disk ve balata arasındaki ısı dağılım oranı yüzdesel olarak tespit edilerek diske ve balataya giden ısı hesaplanacaktır. Bu hesaplamada direkt olarak malzeme özellikleri etkilidir.

Disk ile balatanın sürtünmesi ile ortaya çıkan ısı öncelikle bu elemanların da ardından iletim, taşınım ve radyasyon vasıtasıyla diğer çevre parçaların sıcaklığını arttıracaktır.

Yüksek sıcaklığın bir çok eleman üzerinde ciddi problemler oluşturduğu bilinmektedir ve tasarım aşamasında taşıt kullanımı sırasında ulaşabileceği en yüksek sıcaklıklar belirlenmektedir. Eğer taşıt parçalarının sıcaklıkları belirlenen testler sırasında bu değerlere ulaşıyorsa tasarım tekrar değiştirilip doğrulama yapılmalıdır. Bu da otomotiv üreticileri için ciddi işgücü, zaman ve para kaybına sebebiyet vermektedir. Belirtilen nedenler göz önünde bulundurulduğunda tek seferde doğru tasarım ile bir çok kazanım elde edilebilir.

Bilgisayar programları ve matematik modeller ile araç henüz üretilmeden doğruluk payı yüksek hesaplamalar yapılabilmektedir. Bilgisayar programlarının gelişmesi, yapılan testlerden elde edilen verilerin bu programların doğruluk derecesini arttırmasıyla, bir takım testler yerini tamamen bilgisayar ortamındaki doğrulamaya bırakmaktadır. Fren sistemi için henüz tamamiyle bilgisayar ortamındaki doğrulamalar kullanılamamaktadır. Günümüzdeki bilgisayar programları tasarımın nasıl olması gerektiği konusunda fikir vermekte ancak fiziksel olarak parçalar üretildikten sonra test ile kontrolü sağlanmaktadır. Teknolojinin gelecekte ilerlemesiyle testlere duyulan ihtiyacın azalması, matematik modeller ve bilgisayar programlarının gelişmesi beklenmektedir.

Tez kapsamında bu amaca hizmet edecek gelecek çalışmalara ışık tutacak bir model ortaya koyulmaya çalışılmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Disk frenlerinin ısınması frenleme performansını düşürmekte ve fren sıvısının kaynama noktasına ulaşmasıyla beraber ciddi güvenlik riskleri oluşturmaktadır. Bu çalışmanın amacı otomotiv disk frenlerindeki sıcaklığın, matematiksel bir model yardımıyla tahmin edilmesini sağlamaktır. Disklerin sıcaklığı üzerine geçmişte çalışmalar yapılmış olup frenleme sırasındaki davranışı anlaşılmasına çalışılmış tasarım faktörlerinin sıcaklık üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Stephens [1] otomotiv disk frenlerinin soğumasını iyileştirmek için aerodinamiğin nasıl kullanılabileceğine dair bir bakış açısı ortaya koydu. Çalışma sırasında iki farklı rüzgar tüneli deneyi geliştirildi. Çeşitli koşullar altında dönen hava kanallı bir disk üzerindeki kanal iç akışını ölçmek için disk (rotor) üzerinde testler yapıldı. Araç üzerinde yapılan testler bir rüzgar tüneline, amacına uygun tasarlanan bir fren test cihazı kullanılarak yapıldı. Bu testlerde farklı işletme koşullarında farklı fren disklerinin termal performansları ölçüldü. Testler sırasında sabit yükte frenleme, çeşitli hızlarda yüksek sıcaklıktan soğuma, tekerlek ve disk tipleri değişkenler olarak alındı. Hava kanallı rotor içerisindeki hava akışı simüle edilmiş yol boyunca ölçüldüğünde araç hızından özellikle etkilenmese de azaldığı bulundu. Test edilen durumlarda hava kanallı disklerde eşdeğer boyutlardaki kanalsız rotolara göre soğutma konusunda %40'lık bir iyileşme görülmüştür. Fren termal performansındaki en önemli etkenin fren elemanları bölgesine hava akışı ve en etkin soğumanın bu akışın en üst seviyeye gelmesiyle elde edilebileceği de anlaşılmıştır; tekerleğin açık alanının artırılması ve aracın hızının artırılması da akışı iyileştireceğinden soğuma performansını arttıracaktır. İyi iletkenlik özelliklerine sahip bir malzeme kullanarak ve diskin kütlelerinin artırılmasıyla da iyileştirmeler elde edilebilir. Stephens [1] öncelikli olarak, fren düzeneği içindeki ve çevresinde bulunan aerodinamik koşulların değiştirilmesi veya iyileştirilmesiyle fren rotorlarının ısı dağılımının nasıl olabileceği üzerine odaklanmıştır ve aşağıdaki sorulara cevap aramıştır.

- Etkin otomobil freni soğumasına katkıda bulunan başlıca faktörler nelerdir?

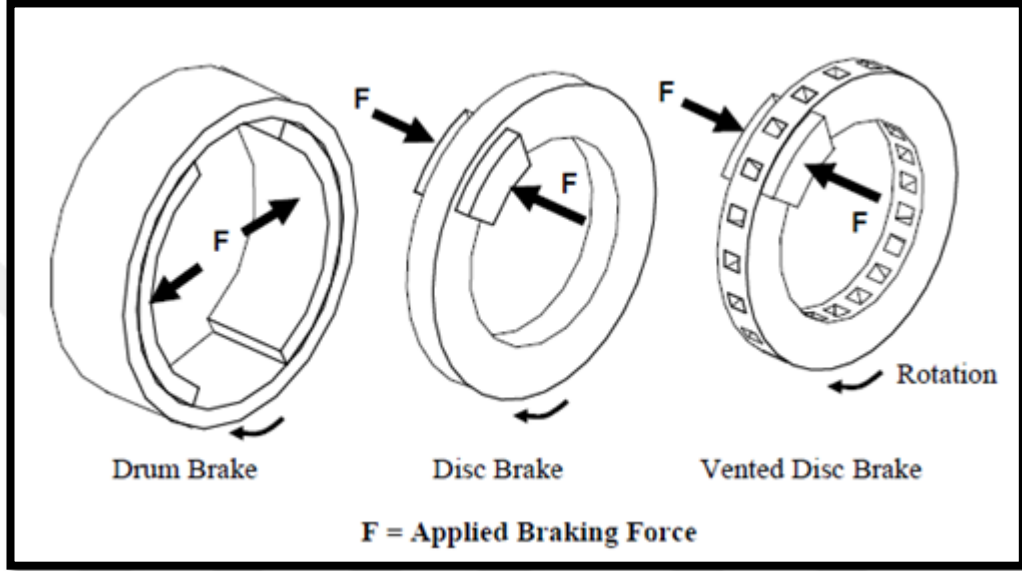
- Otomotiv disk frenlerinden ısı dağılımı geliştirilmiş bölgesel aerodinamik etkilerle artırılabilir mi?
- Tekerleğin çevresindeki hava akışlarıyla fren rotorunun termal performansı iyileştirilebilir mi?
- Hava kanallı disklerin performansı tüm koşullar için kanalsız disklerle göre daha iyi midir?

Stephens [1] otomobil endüstrisine etkili aerodinamik fren soğutması gereksinimlerini daha iyi anlayabilmenin yanı sıra aerodinamik ısı dağılımını iyileştirme yöntemleri tavsiye etmeyi amaçlamıştır. Çalışmanın sonuçları otomotiv fren soğutmasında aerodinamik iyileştirmelerin nasıl ve nerede yapılabileceği hakkında bilgi sağlamıştır. Ağırlık azaltma, otomotiv endüstrisinde birincil tasarım hedeflerinden biridir ve fren soğumasını iyileştirerek fren elemanlarının ağırlığı da azaltılabilir. İyileştirilmiş fren soğumasının diğer yararları arasında termal fren hatalarını (fren zayıflaması ve fren sıvı buharlaşması) önleme, daha uzun parça ömrü, daha düşük ses ve maliyet bulunmaktadır. Bu çalışma ayrıca soğuma konusunda önemli iyileştirmeler sağlamak için fren dizayn sürecinin erken safhalarında aerodinamik elemanların nasıl optimize edileceği hakkında bilgi sağlamıştır.

Daha sonra Stephens [1] deneysel bir yaklaşım geliştirme sürecinde hava kanallı rotorlardaki ve çevresindeki hava akışını incelemek için bir prosedür geliştirmenin yanı sıra mevcut endüstriyel bir rüzgar tüneline bir fren testi tesisi ekleyerek hareket halindeki bir aracın frenlerinin etrafındaki hava akışını taklit etmeye çalıştı. Deneysel çalışmasını iki aşamaya bölmüştür. Birinci aşamada hava kanallı disk içindeki akışın ayrıntılı bir şekilde incelenmesini, ikinci aşamada ise fren soğumasını etkileyen ana parametreleri incelemek için araç testlerini tamamlamıştır.

Sürtünme frenleri araçların kinetik ve bazen de potansiyel enerjisini termal enerjiye (ısı) dönüştürerek çalışır. Isı, rotor (disk veya tambur) ile stator (balata) arasındaki yüzey sürtünmesi nedeniyle oluşur. Frenleme esnasında büyük miktarda ısı oluşur ve bu ısı rotor tarafından dışarı atılmalıdır. Rotor ve çevre bileşenler etkili bir şekilde geçici termal depolama cihazları gibi davranır ve fren sisteminin tatminkar performansını sağlamak için bu bileşenlerin yeterli derecede soğutulması gereklidir [2].

Kampanalı ve diskli olmak üzere araçlarda iki temel fren tipi mevcuttur. Kampanalı frenler, balataları dönen rotora karşı radyal olarak baskı uygulayarak çalışırken, diskli frenler aksenel olarak baskı uygulayarak çalışır. Diskli frenlerin daha gelişmiş bir biçimi iç soğutmanın radyal kanallardan veya disk kanatlarından akan hava ile sağlandığı hava kanallı diskli frenlerdir. Şekil 2.1’de disk ve kampanalı frenlere ait şematik gösterime yer verilmiştir.



Şekil 2.1: Disk ve kampanalı frenlerin şematik görünümü [3].

Diskin kampana üzerindeki çeşitli avantajları binek otomobillerde ve hafif ticari araçlarda evrensel olarak kabul gördü ve bu nedenle araştırmaların odak noktasıdır [4]. Bununla birlikte kampanalı frenler hala ağır ticari araçlar da dahil olmak üzere birçok uygulamada kullanılmaktadır. Diskin kampanaya göre temel avantajları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Disk freninin sürtünme yüzeyleri daha iyi soğutma sağlar ve termal zayıflama olasılığını azaltacak şekilde atmosfere açıktır.
- Kampanalı frenlerde kampananın yüksek sıcaklıklarda genişlemesi daha fazla pedal hareketine ve kampana ile balata arasındaki uygunsuz temasa neden olurken disk frenlerinde yüksek sıcaklık disk kalınlığında bir artışa neden olur ve frenlemede ters etki yapmaz.
- Disk freni ayarı otomatik olarak gerçekleştirilirken, kampanalı frenlerin sürtünme malzemesi aşınmaya göre ayarlanır.

- Diskli frenler yüksek sıcaklıklara karşı daha az hassastır ve 1000°C'ye kadar olan sıcaklıklarda çalışabilirler. Geometrisi ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkilerinden ötürü fren sıcaklıkları 500-600 °C'yi geçmemelidir.

Fren diskleri (hava kanallı veya hava kanalsız) genellikle demir alaşımından dökülüp gerekli kaplamaya göre işlenir ve deformasyonu en aza indirmek için yapısal güç sağlayacak şekilde tasarlanırlar.

Herhangi bir frenleme sırasında fren diskinin sıcaklığındaki artış aracın kütlesi, diskin dönüş hızı ve frenleme süresine bağlıdır. Kısa süreli fren uygulamaları durumunda düşük ivmeli yavaşlama ile rotor ve sürtünme malzemesi üretilen tüm termal enerjiyi emebilir. Sonuç olarak rotordaki sıcaklık artışı az olduğu için çok az bir ısı dağılımı görülür. Yüksek eğimli inişler veya tekrarlanan yüksek ivmeli fren uygulamaları gibi zorlu frenleme işlemlerinde güvenilir ve sürekli frenlemeyi sağlamak için yeterli ısı dağılımı kritik hale gelir. Rotor sıcaklığı yükseldiğinde ısı dağılımı başlar. Kararlı durum koşullarında frenleme yoluyla üretilen ısı, dağıtılan ısıya eşittir ve daha fazla sıcaklık artışı gerçekleşmez. Isı oluşumu dağılımdan daha büyükse sıcaklık artacaktır. Yeterli ısı yayılımı meydana gelmezse rotorun ve sürtünme malzemesinin sıcaklığı kritik seviyelere gelebilir ve fren arızaları meydana gelebilir.

Fren diskinden ısı dağılımı, fren grubu ve göbeğine iletimle yakındaki bileşenlere radyasyon ve atmosfere konveksiyon vasıtasıyla gerçekleşir. Yüksek sıcaklıklarda sürtünme sonucu malzemeler arasında bazı kimyasal reaksiyonlar gerçekleşebilir bu da enerjinin bir kısmını harcayabilir. Bununla birlikte Day ve Newcomb [2] tarafından yapılan araştırmalar bunun toplam enerji tüketiminin yüzde ikisinin altında olduğunu gösterdi. İletim, ısı aktarımının etkili bir modudur ancak yakındaki bileşenler üzerinde olumsuz etkilere neden olabilir. Bu tür etkiler arasında hasar görmüş contalar, fren sıvısının buharlaşması ve tekerlek rulman hasarı bulunmaktadır. Rotordan radyasyonla ısı transferi yüksek sıcaklıklarda büyük etkiye sahip olacaktır ancak lastiğin zarar görmesini önlemek için kontrol edilmelidir [5].

Rotorun ısı transferini en üst düzeye çıkarmak ve rotor sıcaklığını en düşük seviyede tutmak için ısı transfer katsayısının (h) veya rotor yüzey alanının değerinin artırılması gerekir. Yüzey sıcaklığının en düşük değerde tutması gerektiği için ısı

transfer katsayısının ve/veya rotor yüzey alanının arttırılması yoluyla iyileştirmeler yapılmalıdır.

Yüzey alanının artabileceği miktar tekerlek çapı ve yaylanmamış kütleyi en aza indirgeme gereksinimleri ile sınırlıdır, bu nedenle soğutma iyileştirmeleri ısı transfer katsayısının (h) artan değerleri yoluyla en iyi şekilde yapılabilir [5]. Bu ısı transfer katsayısı, yüzey geometrisi, rotor etrafındaki akışkan hareketinden etkilenen sınır tabakasına, ayrıca termodinamik ve akışkanın ısı transferi özelliklerine bağlıdır.

İç kanallar ile hava akışı arttırılan bir rotorun kullanılması, oluşturulan zorlanmış konveksiyon nedeniyle hem yüzey alanını (atmosfere maruz kalan tüm iç alan) hem de ısı transfer katsayısını arttıracaktır. Rotorun malzeme seçimi ve fiziksel boyutları da soğutma kabiliyeti üzerinde önemli bir role sahiptir. Rusnak ve arkadaşlarının analitik çalışması [6], rotorun ısıl iletkenliğinin artmasıyla kararlı durum yüzey sıcaklıklarının düştüğünü göstermiştir. Bu temel olarak yüksek iletken malzemelerin bir ısı emici görevi gören göbeğe ve tekerlek grubuna ısı iletme kabiliyetine bağlıdır. Bununla birlikte bu durum geçmişte tartışıldığı gibi avantajlı bir durum değildir ve bu nedenle enerjiyi havaya aktarmak daha tercih edilen iyi bir durumdur. Isıtılmış elementlerle etkileşen havanın miktarı ne kadar yüksekse ısı dağılımı o kadar büyük olur. Aerodinamik konusundaki çalışmalar aerodinamik sürtünme kuvvetinin indirgesinden yolcu konforuna kadar binek araçlarındaki hava akışını optimize etmek için uzun zamandır kullanılmaktadır. Fren soğutmasını arttırmak için aerodinamiğin nasıl daha fazla kullanılabileceğini belirlemek için öncelikle konunun kapsamlı bir incelemesi yapılmalıdır.

Rüzgar tünellerinin yüksek maliyetleri ve rüzgar tüneli geliştirme zamanının uzun olması otomotiv endüstrisinin daha uygun alternatifler aramasına neden oldu. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, akışkanların hareketini tanımlayan denklemleri bölgesel olarak çözmek için bilgisayarların kullanılmasına dayanır ve araçların etrafındaki hava akışını taklit ve tahmin etmek için kullanılabilir. Bir sıvının hareketini düzenleyen matematiksel denklemler kütle, momentum ve enerjinin korunum ilkelerine dayanır. CFD (bilgisayar destekli akış dinamiği) yazılımının çoğunluğu Navier-Stokes denklemlerine dayanmaktadır. Bunlar (bazı özel durumların yanı sıra) analitik olarak çözülmesi gereken, ikinci mertebeden doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemler kümesidir. Bu nedenle CFD teknikleri sayısal olarak çözülebilen Navier-Stokes denklemlerinin yaklaşımlarını kullanır. Bu

yaklaşımlar, Euler yöntemi, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS), Büyük Eddy Simülasyonu (LES) ve Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS) gibi teknikleri kullanmaktadır. Bu denklemleri çözmek için sonlu elemanlar, sonlu hacim ve sonlu fark gibi sayısal yöntemler kullanılır. Nümerik çözümler yalnızca belirli noktalarda sonuçlar sağlayabileceğinden model önce bir dizi ayrık nokta ya da bir kafese bölünmelidir, ardından yaklaşma denklemleri her kafesin noktalarında çözülür. Nihai sonuç genellikle kolay anlaşılması için bir grafik olarak gösterilen bir dizi sayıdır. Kafes boyutunun yoğunluğu simülasyonu tamamlamak için gereken hesaplama süresinin yanı sıra sonuçların doğruluğunu doğrudan etkiler. CFD simülasyonlarının araç modelini fiziksel olarak oluşturmak zorunda kalmadan yapılması mümkün olduğundan araç geliştirmenin ilk evrelerinde akış eğilimlerini tahmin etmek için yararlıdır. Doğru niceliksel verilerin mümkün olmadığı durumlarda CFD çözümleri nadiren rüzgar tüneli testinin yerini alamaz ancak rüzgar tünelinde harcanacak zamanın daha verimli kullanılmasını sağlar [7]. CFD'nin halen gelişmekte olan bir teknoloji olduğunu ve hızlı bir gelişme kaydettiğini de belirtmek gerekir.

Daha önce belirtildiği gibi bir fren rotorundan birincil ısı dağıtımı konveksiyon vasıtasıyla yapılır. Rotorun yüzey alanının veya ısı transfer katsayısının (h) artırılması konveksiyonu arttıracaktır. Soğutmaya konveksiyonla en üst düzeye çıkarmak için yeterli miktardaki soğutma havası ısınmış elemanlarla etkileşime girmelidir. Net olarak soğutma, havayı uygun parçalara yönlendirmek suretiyle iyileştirilebilir. Bunun birçok örneği otomobil yarışlarında görülebilir ancak bunun araçların aerodinamik sürtünme katsayısına olumsuz bir etkisi de olabilir [8]. Sonuç olarak etkili soğutma ve minimum sürtünme katsayısı arasında bir denge sağlanmalıdır. Bu durum fren rotorunun çevresindeki hava akışından dolayı daha da karmaşık hale gelmektedir. Genellikle bu hava akışı son derece kararsız ve türbülanslıdır ve bölgesel geometri ve aracın hızından etkilenir [9]. Bununla birlikte soğuma ile bileşenlerin geometrisi ve araç hızı arasında ilişki kurmak çok zordur [8]. Fren rotoru içerisindeki ve çevresindeki akışın karakteri aynı zamanda tek bir Reynolds sayısının bu bölgedeki akışı tam olarak tanımlamakta yetersiz olacağı anlamına gelmektedir [8,10]. Akış, rotor dış yüzeyinde laminar olup kanatlar içerisinde türbülanslı olabilir ve kanatlardan türbülans ile çıkabilir.

Tekerlek seçimi aynı zamanda fren bileşenleri çevresinde aerodinamik olarak da bir etki oluşturacaktır. Daha geniş bir açıklığa sahip bir tekerlek rotora daha fazla

akışının ulaşmasına izin verecektir. İki farklı tekerleğin fren soğutması üzerindeki etkisi karşılaştırılırken soğutma üzerine önemli etkileri bulunmuştur [10]. Karşılaştırma açık alanı 80 cm^2 olan bir çelik tekerlek ile iki katı açıklık alanına sahip bir alüminyum jant arasında yapıldı. İyileşmiş soğumada daha büyük havalandırma alanı birincil etken olarak saptandı. Garrett ve Munson [11], orta büyüklükte bir binek otomobilde minimum açık alan 70 cm^2 olmalıdır ancak iyileştirmelerle 150 cm^2 'ye kadar açıklıkların sağlanabileceğini öngörmüştür.

Bugüne kadar bu belirli aerodinamik alan üzerinde çok az çalışma yapılmıştır ve araştırmalar genellikle Fabijanic [9] ve Axon [12] ve diğerleri gibi sabit ve dönen tekerleklerin neden olduğu kaldırma ve sürüklenme etkileri üzerine sınırlıydı. Tekerlek haznesindeki akış ile kaldırma ve sürüklenme arasındaki ilişki deneysel ve hesaplamalı olarak CFD kullanılarak incelenmiştir [9,12]. Fabijanic [9], tekerlek haznesindeki akışın çok kararsız olduğunu ve tekerlek haznesine girerek, belirgin bir periyodiklik olmaksızın akışın aynı konumdan çıktığını gösterdi. Bu akış süspansiyonun hareketi ile tekerlek bölgesine hava pompalama etkisi yaratarak daha da karmaşık hale gelir. Fren soğutması alanındaki çoğu aerodinamik araştırma hava kanalları ile soğutulan rotorlardaki hava akışına odaklanmıştır ve sürüş koşullarında akış üzerindeki etkilerini düşünmemiştir.

Disk frenlerinin soğutulmasına duyulan ihtiyaç hava kanallı disklerinin geliştirilmesine yol açtı ancak hava kanallı disklerin, kanalsız disklere kıyasla avantajları bazı şartların konusunu oluşturuyor. Hava kanallı rotorların başlıca avantajı içerisindeki havanın akışından kaynaklanan ısı dağılımının artmasıdır ancak düşük hızlarda kanatlarında hava akışı çok azdır ve rotor hızı arttıkça etkisi belirginleşir [2]. Daha yüksek hızlarda aracın hareketi neticesinde disk etrafındaki hava akımı kanatların üzerinden havanın etkin pompalamasını önleme eğilimi gösterir [5].

Limpert [5] tarafından yapılan ilk çalışmalar iç hava akışından kaynaklanan ısı dağılımının rotorun toplam ısı dağılımının yaklaşık üçte birine ulaştığını gösterdi ancak soğumaya büyük katkıda bulunan havanın pompalanması hareketi değil daha geniş yüzey alanı olduğunu önermişti. Hava kanallı rotorlar ısı dağılımı için daha büyük bir yüzey alanı ve kanatların pompalama etkilerinden ekstra hava akışı sağlarken, eşdeğer kanalsız rotora göre genellikle daha düşük bir kütleyle sahip oldukları ve bu nedenle termal enerjiyi depolamak için daha az ısı tutma kapasitesine

sahip oldukları unutulmamalıdır. Bu işin çoğunu dahili olarak hava akışı sağlanan rotorlar yoluyla akışın artırılmasını içermektedir. Bir başka yaklaşım ise düz kanatlar yerine kavisli kanatların kullanılmasıdır. Kıvrımlı kanatlar iki yoldan ilave soğutma oluşturabilir. İlk olarak% 30'a varan bir yüzey alanı artışına ulaşılabilir [5] ve ikinci olarak kanat optimizasyonu havanın pompalanmasının verimliliğini artırabilir. Daudi [13] düz ve kavisli kanatlı rotorlarla üretilen akışı karşılaştırmak için piyasada bulunan CFD yazılımını kullanmış ve durgun havada kıvrımlı kanatlı rotorlar kullanıldığında rotor sıcaklıklarında önemli düşüşler bulmuştur. Bununla birlikte kavisli kanada sahip rotorların imalatı karmaşıktır ve belirli bir araç için potansiyel olarak dört farklı rotora yol açar. Otomobilin her bir bölgesi için farklı tipte tasarlanmış rotora ihtiyaç vardır [14,15].

Düz kanatlı hava kanallı rotorların soğutma kabiliyetini arttırmak için birçok çalışma yapılmaktadır. Zhang [15] hava kanallı rotorlar için optimum sayıda akış kanalı, kanal girişinde geliştirilmiş yuvarlama ile işleme ve kısa-uzun alternatifli kanal düzenlemesi olan tasarımları önerdi. Bu tasarım giriş tıkanıklığını azaltmak ve havayı çıkışa daha kolay yönlendirmek için giriş kanatlarının iki katı kadar çıkış kanadı içermektedir. Düzenleme CFD yazılımı ile modellendi ve kanatlardan akışı % 42 arttırdığı iddia edildi ancak deneysel bir doğrulama yapılmadı. Benzer bir teknik Daudi'nin [13] giriş kanatları çıkış kanatlarının sayısının üç katı olan bir rotor geliştirmesi için kullanıldı ve bir model üzerinde test edildiğinde kanatlardan % 35 daha fazla akış sağladı. Kubota ve arkadaşları [16] tarafından uzun kısa bir kanat rotor düzeni de geliştirildi. Bu, rotor şekli ile soğutma performansı arasında bir ilişki bulmak için bir su deposuna daldırılmış onda bir ölçekli bir disk fren tertibatı modeli kullanılarak test edilmiştir. Hudson ve Ruhl [14] geleneksel turbo makine teknikleri kullanarak kanat girişindeki akış durumunu iyileştirmek suretiyle mevcut hava kanallı rotorların santrifüj pompalamasını artırmanın yollarını inceledi. Tekerlek ve jant engellemesi olmadan harici bir hava akışının olmadığı durumda modifiye edilmiş rotorun hava akışı kanatların çıkışında ölçülmüştür. Kanatların çıkışına uyarlanmış üç delikli bir pitot statik tüp kullanılmıştır. Değişiklikler, mevcut havalandırılmış rotorların simetrisini muhafaza ederken, akış ayrımlarını azaltmak ve kayıpları azaltmak üzere tasarlandı. Modifiye edilmiş rotorun deneysel araç testinin sonunda rotorda % 3-6 daha düşük sıcaklıklarla sonuçlandı. Daudi [13] ayrıca CFD modellemesinde hava kanallı bir rotor içerisine artan hava akışının rotorun hem

içinden hem dışından kanallarına girmesine izin vererek sağlanabileceği sonucuna varmıştır.

Başka bir çalışma ise çapraz delikli veya aksel olarak soğutulmuş rotordur. Bu atmosfere açılan yüzey alanını artırır ve soğutmayı potansiyel olarak artırabilir ancak rotor kütlesi ve sürtünme alanı azalmış olur. Limpert [5] tarafından yapılan analitik çalışma aksel soğutma pasajlarının eklenmesinin soğutma etkinliğini azalttığını gösterdi, bu ağırlıklı olarak artan ısı akısına bağlıdır. Kubota [16] tarafından suya daldırılmış ölçek modelleri kullanılarak hava kanallı rotorlar vasıtasıyla akışın görselleştirilmesi, rotor kanatları içinde ayrılan akışın belirgin bölgelerini gösterdi. Bu durum optimize edilmiş tasarımlarla akış artışının elde edilebileceğini gösterdi. Hava kanallı bir rotorun kanatları boyunca hava akışının ölçülmesi araç üzerinde son derece zor olduğundan genellikle izole bir ortamda yapılır [8,14]. Sisson [17], çeşitli hızlarda hava kanallı rotor içerisindeki akışın ölçümlerinden ampirik bir denklem geliştirdi.

$$V_{ave} = wD_o \sqrt{0.0201 + (0.2769D_1) - (0.0188D_1^2)} \quad (\text{m/s}) \quad (2.1)$$

Burada:

- V_{ave} = Disk kanallarından geçen ortalama hava hızı (m/s)
- w = Diskin açısal hızı (rad s^{-1})
- D_o = Diskin dış çapı (m)
- D_1 = Diskin iç çapı (m)

Bu ilişki dış çapları 9 inç ile 16 inç arasında ve iç çapları 4 inç ile 7 inç (101-178 mm) arasında test edilen rotor serileri için geçerlidir. Limpert [5] tarafından yapılan benzer çalışmada bir rotorun ortalama hızı için ifade ortaya konulmuştur.

$$V_{ave} = \frac{V_{in}}{2} \left(1 + \frac{A_{in}}{A_{out}} \right), \quad V_{in} = 0.0158N(D_o^2 - D_1^2)^{1/2} \quad (\text{m/s}) \quad (2.2)$$

Burada:

- N = Diskin saniyedeki dönüş sayısı (1/s)
- V_{in} = Disk kanal girişindeki havanın hızı (m/s)
- A_{in} = Disk kanal giriş alanı (m^2)
- A_{out} = Disk kanal çıkış alanı (m^2)

Her iki çalışmada da akış alanlarının aynı olması koşuluyla, hava kanallarının sayısının pompalanan havanın miktarını etkilemediği bulunduğu için denklemin rotordaki kanat sayısı için öngörülmediğine dikkat edilmelidir. Bununla birlikte Zhang [15] kare bir kesitin en düşük ıslak çevre ve dolayısıyla en düşük viskoz

sürtünme kayıplarını sağladığı sonucuna varmıştır. Çünkü çevre uzunluğu diğer dikdörtgen şekillerden daha fazladır. Böylece optimum kanat sayısı aşağıdaki formül kullanarak hesaplanabilir:

$$Z = \frac{\pi D}{(w_k + t_{disc})} \quad (2.3)$$

Burada:

- Z = Diskin kanat sayısı
D = Diskin ortasındaki çap (m)
 w_k = Kanat akış genişliği (m)
 t_{disc} = Diskin kanalların kalınlığı (m)

Hudson ve Ruhl [14] hava kanallı bir rotorda hava akışını iyileştirmek için turbo makina tekniklerini kullandılar ve deneysel bulguları hem Limpert hem de Sisson denklemlerinden beklenen değerlerle karşılaştırdılar. Hudson ve Ruhl [14] var olan fren rotorunda yuvarlak bir giriş yivine, yuvarlak bir giriş hunisine ve bir ön çarka sahip olmak üzere üç iyileştirme önermektedir. Bunların hepsi akışın etkileştiği keskin kenarların sayısını azaltır. Bu deneylerin sonuçları, Sisson ve Limpert denklemlerinden analitik olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Her ikisinin de Hudson ve Ruhl [14] tarafından kaydedilen ortalama hız ile makul bir uyum göstermesine rağmen, Sisson'ın ilişkisi ortalama hızda Limpert'ten daha yüksek değerler verir. Şekil 2.2'de ölçülen ve hesaplanan hızlara ait değerler verilmiştir.

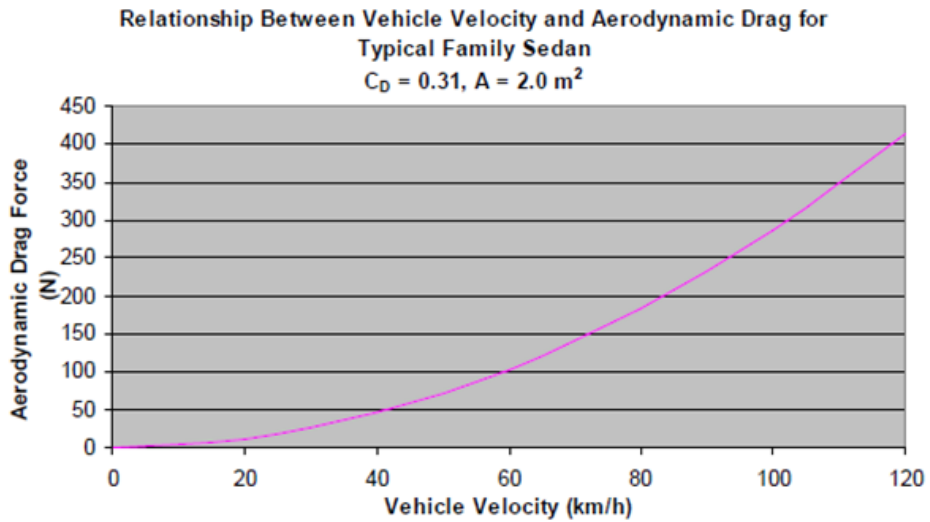
Average Vent Flow Velocity (m/s) – Calculated vs. Measured						
RPM	Calculated		Measured - Improved Rotor			
	Limpert	Sisson	Prod.	Cham.	Horn	PreImp.
600	0.80	1.20	0.957	1.058	1.264	1.526
800	1.07	1.60	1.159	1.281	1.688	1.967

Şekil 2.2: Hava kanalından geçen ortalama hava hızı [14].

Unutulmamalıdır ki yukarıdaki sonuçlar durgun ortamda çalışan rotorlar üzerinde yapılan deneysel çalışmalardan elde edilmiştir ve normal çalışma koşullarında bir rotorun deneyimlerinden oldukça farklıdır. Ayrıca araç hızı, koruyucu parçalar, kaliperler ve süspansiyon geometrisi gibi giriş kısıtlamalarının etkisi de dikkate alınmamıştır. Bu bölgedeki hava akışını ölçmek için doğru çalışma ortamı olan yolda veya tam ölçekli rüzgar tüneli testleri gerekmektedir. Rüzgar tüneli testlerine olan ihtiyacı azaltmak ve rüzgar tüneli testini tamamlamak için hesaplamalı akışkan

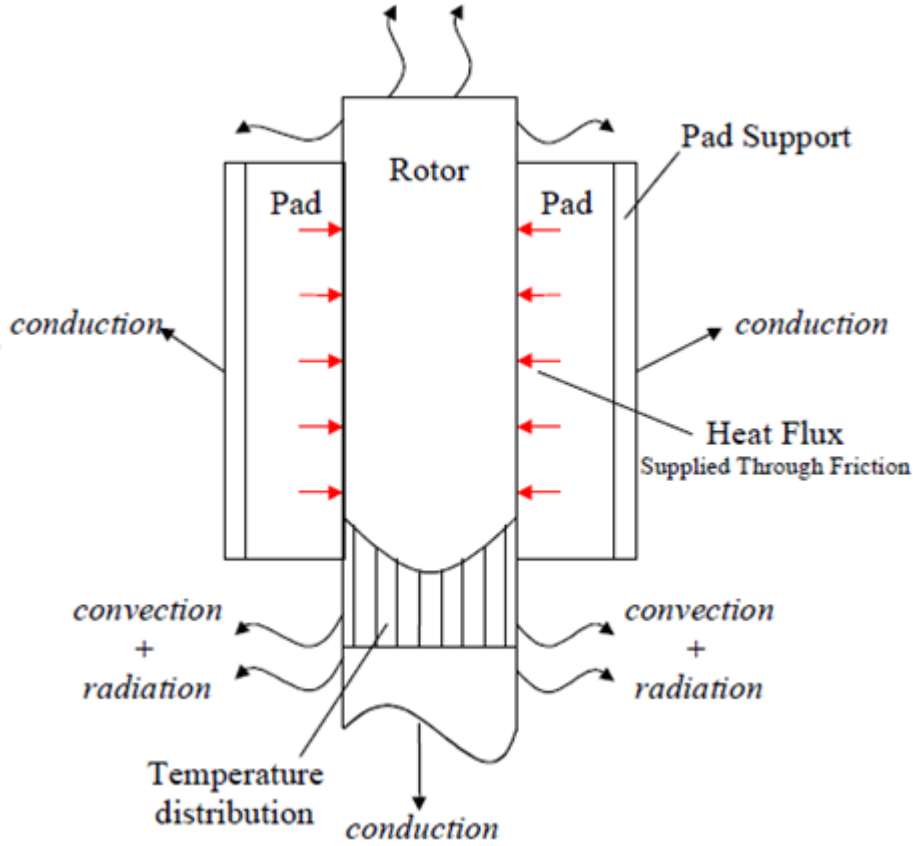
dinamikleri giderek artan bir şekilde kullanılmaktadır [1]. Jerhamre ve Bergstrom [8] deneysel sonuçları ile durgun ortamda çalışan bir rotor ile CFD simülasyonundan elde edilen sonuçlar arasında iyi bir korelasyon bulmuşlardır. Sheridan ve arkadaşları [10], Zhang [15] ve Daudi [13] termal modelleme ve CFD tekniklerini fren soğutma sistemini iyileştirmek için kullanmıştır, fakat bu çalışmalar deneysel doğrulama içermemektedir.

Frenleme, tekerleklerin yuvarlanma direnci ve aerodinamik sürtünme ile az da olsa desteklenecektir. Frenlemede üretilen enerjinin tahminini ancak bazı varsayımlar altında denklemlerden elde etmek mümkündür. Tek frenleme ile durma durumunda olduğu gibi [5] fren bileşenlerinin tüm ısı enerjisini emdiğini varsayarsak, rotor tarafından emilen enerjiyi tahmin etmek mümkündür. Bununla birlikte Garrett ve Munson'a [11] göre rotordan herhangi bir doğrulukla analitik olarak ısı dağılımını tahmin etmek mümkün değildir ve ısı dağılımının tahmin edilmesi ampirik formüller ile olabilir. Isı dağılım oranı ile ilgili bilgi sahibi olunmadan frenleme sırasında ulaşılan sıcaklıkları doğru bir şekilde tahmin etmek son derece zordur. Birden fazla fren uygulamasına aerodinamik sürtünmeler ve motorun frenleme hesabı da dahil edildiğinde bu tahmin daha da karmaşık olmaktadır. Aşağıdaki şekilde gösterilen grafik 2 m^2 ön cephe alanına ve $0.31 C_D$ değerine sahip tipik modern bir aile sedan aracında, araç hızı ve aerodinamik çekme kuvveti arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Araca etki eden sürtünme kuvvetleri ileriki bölümlerde daha detaylı olarak ele alınacaktır. Şekil 2.3'te tipik sedan bir otomobile etki eden aerodinamik kuvvetlerin araç hızına bağlı değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Tipik sedan bir otomobile etki eden aerodinamik kuvvet.

Bununla birlikte yokuş aşağı iniş gibi tekrarlı fren uygulamaları için basit bir ısı ifadesi bileşenlerin sıcaklığını belirlemek için kullanılamaz. Böyle bir uygulama için sıcaklık tahmini daha da karmaşık bir hal almaktadır [10]. Sistemin basitleştirilmiş enerji dengesi şekil 2.4'te gösterilmektedir.



Şekil 2.4: Disk ve balatadan ısı transfer mekanizmaları.

Yukarıdaki diyagramdan da görüleceği üzere sıcaklık dağılımı oldukça karmaşıktır ve ısı akışı zamanla değişmektedir. Lineer olarak azalan bir ısı akışı varsayılmaktadır [17]. Isı iletim katsayısı (h) nadiren sabit olacaktır ve genellikle ortalama bir değer varsayılmaktadır. Noyes ve Vickers [18] sayısal sonlu fark yöntemine dayanan bir termal model geliştirdi ve 60 km/saat hızdan 0 km/saate kadar olan çevrimde 10 tekrar sonucunda enerji akışı üzerine şu sonuçlara varmışlardır:

- Enerjinin % 60'ı konveksiyon yoluyla harcanır
- % 34'lük kısım parçada depolanmış termal enerji olarak kalır
- Geriye kalan enerji iletim ve ışınım ile harcanır.

Sheridan ve arkadaşları [10], neredeyse tüm frenleme koşullarında ısı dağılımının % 90'lık bölümünün atmosfere konveksiyonla olduğunu bulmuştur. Limpert [5] disk frenlerinin yığın sıcaklığını tahmin etmek için denklemler sundu ve ifadesinde sıcaklık dağılımı ortaya koymuştur. Frenleme aşamasındaki belirli bir zamanda fren sıcaklıklarını doğru bir şekilde tespit etmek için ısı transfer katsayı bilgisi gereklidir. Isı transfer katsayısı (h), fren rotoru bölgesindeki hava akımına ve araç hızına bağlı olacaktır. Bu nedenle frenleme süresi boyunca sürekli değişir. Genellikle ısı transfer katsayısının doğru değerlerini elde etmek, aşırı derecede zordur. Kabul edilen % 10 - %30 mertebelerindeki hata ile sonuç elde etmek kabul edilebilir. Limpert [5] hem hava kanalsız hem de hava kanallı rotorların ısı transfer katsayıları için ampirik denklemler sundu. Bu denklemler deneysel olarak elde edilmiş olup laminar ve türbülanslı akış için farklı Reynolds sayılarına dayanmaktadır.

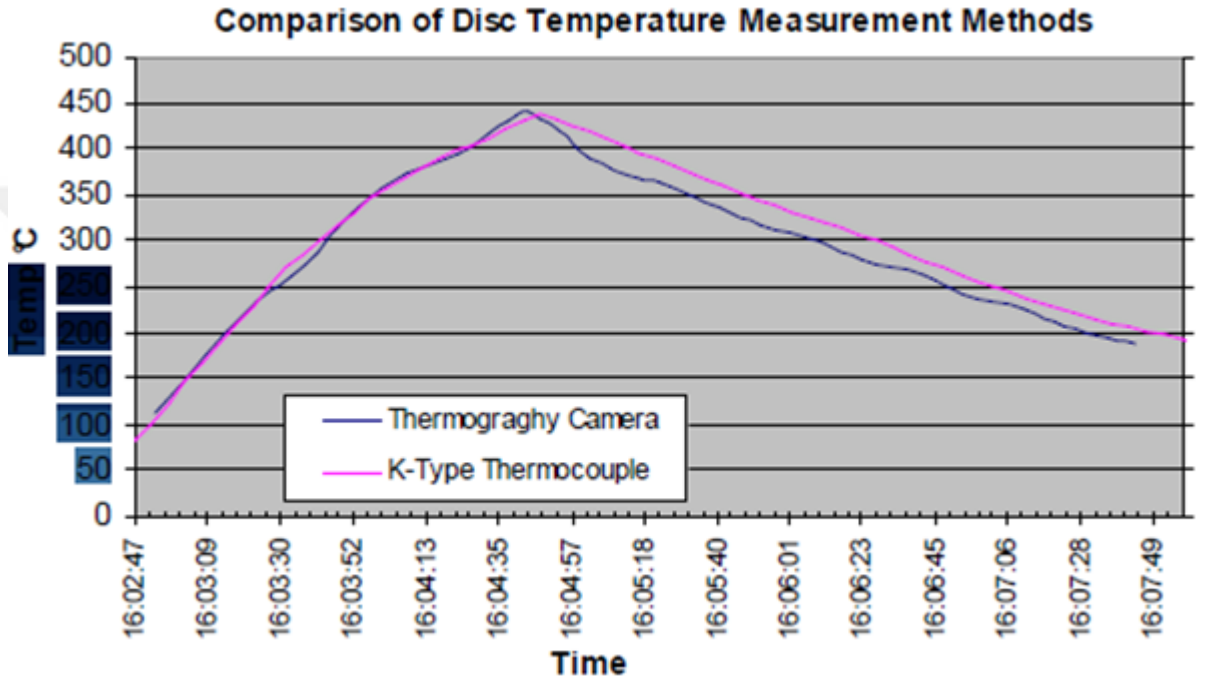
Fren rotorlarını değişken derecelerde geçici ve sabit sıcaklıklar altında modellemek için birçok çalışma yapılmıştır. Noyes ve Vickers [18], Sisson [17], Day and Newcomb [2] ve Sheridan ve arkadaşları [10] bu modellerin doğruluğunu genellikle ısı transfer katsayısının doğruluğu belirler yaklaşımını desteklemiştir. Modellerin karmaşıklık seviyesi ilerleyen bilgisayar teknolojisini ve o anda mevcut olan teknolojiyi yansıtıyordu. Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler temel termo-akışkan denklemlerinin CFD çözümlerini sağlamıştır. Bu yaklaşımlar fren rotor yüzeyindeki sıcaklık profillerini ve hava hızı çizgilerini belirlemek için modellerin yığın sıcaklığı analizinden uzaklaşmasına izin vermiştir. Jones ve arkadaşları [19] deneysel ve CFD sonuçları arasında mükemmel korelasyon yakalamıştır. Krusemann ve Schmidt [20] de CFD'yi fren diski ve çevresindeki hava akışını anlamada kullanışlı bir araç olarak gördüler. Jerhamre ve Bergstrom [8] tarafından yapılan daha yeni çalışmalar deneysel bulgularla CFD çalışmalarını karşılaştırarak standart CFD yazılımından "kabul edilebilir doğruluk" elde edilebildiğini bulmuştur. Çoğu durumda CFD'nin doğruluğu bilgisayar gücü ile sınırlandırılan hücrelerin boyutuna bağlıdır.

Malzemenin gözden geçirilmesinden sonra fren rotoru ve çevresindeki aerodinamiğin daha iyi anlaşılmasının otomobil frenlerindeki gelişmelere katkıda bulunacağı olduğu açıktır. Genel olarak araç aerodinamiği, asgari aerodinamik sürtünme, kabin gürültüsünün azaltılması, motor soğutmasının en üst düzeye çıkarılması gibi unsurlar araç üzerinde en iyi hale getirilmekte ve frenlerin

aerodinamik soğutması ikinci planda düşünülmektedir. Aracın geliştirilmesi aşamasında genellikle sadece temsilci (prototip) bir araç bulunduğunda aerodinamik özelliklerinin doğru bir şekilde anlaşılabilirdiği görülür [11]. Bu nedenle yarış araçları hariç araç gelişiminin ilk aşamalarında fren sisteminin aerodinamik soğutma kabiliyetleri hakkında çok az şey bilinmektedir ve frenleri soğutmak için havanın verimli kullanılması ikinci plandadır. Fren soğutulmasının aerodinamik yönüne ilişkin araştırmalar, frenleme sırasında oluşan ısının büyük bir kısmının rotorun çevre bileşenlerine aktarıldığı ve havaya yayıldığı bilinse de sınırlıdır. Fren soğutmasında aerodinamik araştırmanın eksikliği fren rotorlarının izolasyonda ve bazı durumlarda araç gövdesinde CFD modellenmesi ile son yıllarda azalmıştır. Ancak bu çalışmalarda gerçekçi deneysel geçerlilik olmaksızın mutlak doğruluğuna erişmek zordur.

Kullanılan diskin türüne (hava kanallı veya hava kanalsız) bağlı olarak otomotiv disk frenlerinin soğutulmasına katkıda bulunan iki ayrı fakat birbiri ile etkileşimli akış alanı olabilir. Birincisi, tekerleğin dönüşüyle hava kanallı bir rotor içerisindeki hava akışı ve ikincisi, aracın ileri hareketi (dış hava akışı) sonucunda rotor etrafında oluşan hava akımıdır. Her ikisi de araç hızının yanı sıra tekerlek ve gövde yapısı nedeniyle de karmaşıktır. Bu belirli mühendislik problemine bakıldığında benimsenebilecek üç olası yaklaşım vardır. Bunlar analitik, hesaplamalı ve deneyseldir. Analitik bir yaklaşım genelde herhangi bir mühendislik gelişiminin ilk adımıdır ve bazen birçok varsayım yapılmak zorunda kalırsa da iyi bir kılavuz işlevi görebilir ancak denklemlerin karmaşıklığı nedeniyle detaylı doğru sonuçlar mümkün değildir. Termo-akışkan problemlerin karmaşık yapısından dolayı analitik bir yaklaşımın çok basit veya özel durumlarla sınırlı olduğu genel kabul görmektedir. Hesaplamalı yaklaşımlar hızla gelişmekte ve doğruluklarının değerlendirilmesi üzerinde bir çok çalışma yapılmaktadır. Bununla birlikte iki ayrı akış alanının birleşimi ile sonuçlar deneysel bir doğrulama olmaksızın sorgulanabilir. Karmaşık geometrik şekillerin yüksek Reynolds sayısı ile ayrılmış akışlarla ilişkili olduğu durumlarda CFD performansını tahmin etmek için son derece zordur. Deneysel yöntemler en çok denenilen ve güvenilir olanlardır. İlgili bölgedeki hava akışı son derece karmaşık ve turbülanslı olduğu için bu yaklaşım incelenen soruna en uygun çözüm olarak kabul edilmiştir [1].

Stephens [1], dönen disk sıcaklığı ölçümünden güvenilir bilgilerin elde edilebileceğini tespit etmek için, disk fren sıcaklık ölçerlerinin çıktısının sayısal termografi kamerasıyla karşılaştırıldığı bir dizi test gerçekleştirmiştir. Sonuçlar iki yöntem arasındaki mükemmel uyumluluğu göstermektedir. Şekil 2.5’de gerek ısınma fazı gerekse soğuma fazında iyi bir uyumluluk vardır. Sıcaklık ölçer eleman, soğuma sırasında üzerinde bulunan ısı nedeniyle yaklaşık 15-20 saniye geride kalmaktadır.



Şekil 2.5: Disk sıcaklık ölçüm metodu karşılaştırması.



3. FREN SİSTEMİ

3.1 Fren Sistemi Tarihçesi

İlk araçlarda basit frenler kullanılmıştır. Sürücü bir tahta parçasını hareket ettiren manivela sistemi ile tekerleği kitliyordu. Bunlar trafiğin seyrek ve hızının 10-20 mil olduğu zamanlarda nispeten iyi çalışmaktaydı. 1890'ların sonunda Michelin kardeşler kauçuk pnömatik lastikler ile ortaya çıktıklarında bu manivela sistemi artık geçersiz kaldı. 1898 yılında Cleveland'da Elmer Ambrose Sperry isimli bir mucit ön tekerlek disk frenleri ile bir elektrikli otomobil tasarladı. Disk frenler, fren balataları ve kaliperden meydana gelmekte ve bisiklet frenlerini andırmaktaydı. Bu fikrin patentini 1902 yılında alan ise İngiliz mühendis Frederick William Lanchester'di. Frenler ile ilgili en büyük problem bakır fren balatalarının metal bir diske karşı hareket etmesi sonucu oluşan çığlık sesiydi. Başka bir İngiliz Herbert Froot'un gürültü sorununu iyileştirmesi 5 yıl aldı ve uzun ömürlü asbestli fren balatalarını ortaya koydu. Aslında asbest sağlık ve güvenlik endişeleri ile kullanımdan kalktığı 1980'lere kadar otomobil frenlerinde kullanılmaya devam etti, yine de disk frenler geçmişte çok popüler değildi. 1967 yılında Federal Motorlu Taşıt Güvenliği Standardı 105, 1970'li yılların başında Amerikan otomobillerinde disk frenlerinin yaygın olarak kullanılmasına yol açan performans testlerini belirledi. 1924 yılında New York Otomobil fuarında sadece Duesenberg ve Rickenbacker dört tekerlekte fren sundu. Chalmers firması araçlara 75 dolar karşılığında, opsiyon olarak bir seçenek sundu ve Buick, Cadillac, Chrysler ve diğerleri de aynı çizgiye geldiler [21].

3.1.1 Mekanik kampanalı frenler

1902 yılında Ransom E. Olds of Oldmobile dıştan sürtünmeli bir fren tasarımını test etti. Bu dizayn arka aks tamburunun etrafına esnek paslanmaz çelik bir bant sarılmasıydı. Sürücü silindiri tutan fren malzemesini çalıştırmak için zemine monte edilen ayak pedalına basıyordu. 14 mil hızla giden bir araç 77.5 feet mesafede durdurulurken Victoria 37 feet, Olds ise 21.5 feet mesafede aracı durdurmayı başarmıştı. Sonuçlar 1903 yılında pek çok üreticinin ve 1904 yılında tüm üreticilerin

her bir arka tekerlekte harici Olds fren tasarımını kullanması için yeterince etkili olmuştur. Bununla birlikte harici frenlerin bazı dezavantajları vardı, zaman zaman eğimli yerlerde frenlerin açılmasıyla araç hareket etmeye başlıyordu, bunun için ise tekerleklerin altına takoz koyuluyordu. Ayrıca frenler dış elementlere maruz kaldığı için sık sık değişimi gerekliydi. Frenlerin her iki yüz milde bir değiştirilmesiyle üreticilerin içten genişleyen kampanalı frenlere geri dönmeleri uzun sürmedi. Bu sayede frenlerin ömürleri 1000 milin üzerine çıktı. 1899 yılında Gottlieb Daimler araç şasisine sabitlenmiş bir tambur etrafına bir kablo sararak kampanalı frenler için basit bir fikri ortaya attı. Mercedes'in ilk tasarımcısı Wilhelm Maybach 1901 yılında mekanik tamburlu frenler kullanmıştır. Bunlar arka tekerleklerin tamburlarının etrafına sarılmış ve bir el koluyla çalışan çelik kablolardır. Ancak Louis Renault, otomobilleri için 1902 yılında kampanalı frenleri standart hale getirmiştir. Kampanalı frenlerde fren balataları tekerleğe bağlı fren kampanasının yüzeyine sürtünerek sürtünme kuvveti oluşturur. ABD'de kampanalı frenleri üreten ilk firmalardan biri olan A.H. Raymond Co. of Bridgeport 1902 yılında üretime başlamıştır. 1904 yılında ismini Royal Equipment Co. olarak yenileyen firma özellikle Raybestos olarak bilinen asbest ve bakır telli fren balatasıya frenleri geliştirmeye devam etmiştir. Raymond Co.'nun iddiası hem ileri hem de geri harekette aracı durduran ve şoförün aniden veya kademeli olarak durmayı seçebileceği çift etkili frenlere sahip olmasıydı [21].

3.1.2 Hidrolik frenler

Başka bir gelişme ise 1918'de Malcolm Lougheed'in hidrolik fren sistemi icat etmesiyle ortaya çıktı. Mekanik frenler, sürücülerin fren pedalı üzerinde önemli bir güç kullanmalarını zorunlu kılmamanın yanı sıra tüm tekerlekleri eşit şekilde frenleyemedi ve bazen kontrol kaybına yol açtı. Lougheed fren papuçlarına karşı sıvı basıncını kullanarak itme kuvveti oluşturdu. Sürücünün bu frenleri kullanmak için daha az çaba sarf etmesi gerekiyordu. 1921 Model A Duesenberg dört tekerlekli hidrolik frenleri kullanan ilk üretim aracı olma özelliğini taşıyordu. 1923'ün sonlarında Chalmers otomobilleri de hidrolik fren sistemini kullanmaya başlamıştı. Hidrolik frenlerin iyi çalıştığı biliniyordu ancak sistemdeki su, soğuk kış aylarında donuyordu. Dodge, Desoto, Aubrun, Graham, ve Plymouth gibi bazı otomobil üreticileri ancak 1931 yılında hidrolik fren kullanmaya başladılar.

Ancak Ford ve GM hala mekanik fren kullanmaya devam ediyordu. Vincent Bendix, Fransız mühendis Henri Perrot ile 1924'te bir Avrupa otomobil fuarında görüştüktan sonra, mekanik frenleri yapma lisansını aldı ve Perrot'un sözleşmesini GM'e fren sağlamak için devraldı. Tasarım geliştirmeleri ile birlikte, Bendix dört tekerlekten çekişli mekanik bir frenleme sistemi sunarken, mekanik veya hidrolik frenlerin daha iyi olup olmadığı konusunda tartişma daha da arttı. Bendix hiç kimsenin garaj zeminine sızan sıvılara ihtiyaçı olmadığını düşünerek güvenilir mekanik frenleri tercih etti. Ancak Lougheed hidroliğin daha az kayma anlamına geldiğini ve genel olarak mekanik frenlerden daha güvenilir olduğunu iddia etti. Daha fazla üretici hidrolik frenleri seçtiğinde Bendix sonunda Lougheed'in şirketini satın aldı. 1930'ların ortasında tüm GM araçları hidrolik frenlere geçti.

Ford Model A, Edsel Ford tarafından ilk tasarlandıda hidrolik frenlere sahipti. Ancak Edsel Ford'un babası Henry Ford tarafından geçmişte test edilmiş ve fren hattında kırık olan bir aracı kullandığı sırada frenleri tutmadı ve böylece hidrolik frenler 1940'lara kadar Ford tarafından kullanılmadı. 1908 yılında üretimi başlayan Ford Model T, şanzımanın içindeki bir silindire uygulanan servis frenine sahipti ve Ford tarafından bu mekanik frenler 1938 yılına kadar kullanıldı ve hidrolik sisteme geçen son otomobil üreticisi oldu [21].

3.1.3 Fren yardımı

Frenler ile ilgili bazı erken yenilikler, zamanının önündeymiş gibi gözükmemektedir. Örneğin, fren asistanı ilk olarak 1903 yılında Chicago merkezli Tincher ile kullanıma sunuldu. Arabayı durdurmak için küçük bir pompa basınç üretmekteydi. Bununla birlikte 1928'de Pierce-Arrow frenler için vakumlu güçlendiriciyi ortaya koydu. Chandler araçları 1927-1929 arasında vakum destekli fren güçlendirici ile üretime sunuldu. Vakum güçlendirici 1930'lu yılların başında Lincoln, Cadillac, Duesenberg, Stultz ve Mercedes'te kullanıldı ancak kampanalı frenler ucuz ve iyi oldukları için standart olarak kullanılmaya devam etti. 1940'lı yıllardan başlayarak diğer güç yardım sistemleri ortaya çıkmaya başladı ve 1950'li yıllarda yaygınlaştı. Hydrovac sisteminde sürücü fren pedalına bastıda sıvı basıncı yardımcı bir silindir vasıtasıyla tekerlekteki silindire basıncı arttırılmış olarak iletildi. Hydroboost sistemi bir vakum kullanmak yerine hidrolik direksiyon pompasının ürettiği hüce dayanıyordu. Bendix güç yükselticisi fren pedalının altındaki döşemeye monte

edilmekteydi. Bu sistem, 1950'li yıllarda GM, Mercedes ve Lincoln gibi firmalar tarafından kullanılmıştır [21].

3.1.4 Kendinden ayarlı frenler

Ayrıca kendi kendini ayarlayabilen frenler bu tarihlerde mevcuttu. 1925 yılında Cole bu sisteme sahipti, ancak 1946 yılında Studebaker kullanana kadar tekrar piyasada görülmemiştir. Balatalar aşındığında bir pim ve manivela gergi yayına doğru hareket eder bu da ayar kamalarını kavrar ve kampanaları yavaşça hareket ettirip tamburla aynı mesafede tutar. Kendinden ayarlı frenler 1957 Mercury ve 1958 Edsel'de tekrar ortaya çıktı ve sık ve masraflı fren ayarlamasını önlemek için alıcılara önerildi [21].

3.1.5 Kilitlenmeyen frenler

Kilitlenmeyen frenler (ABS) de çok yeni sayılmayan bir sistemdir. Fren yaparken tekerleklerin kilitlenmesini engelleyen bir güvenlik özelliğidir. Hız ölçerler bir tekerleğin kilitlenmek üzere olduğunu tespit ederse bir dizi hidrolik valf tekerleğin frenlemesini azaltır. Havacılık ve otomotivde bir öncü olan Fransız Gabriel Voisin 1929'da uçaklar için bu sistemi tanıtmıştır. 1936 yılına geldiğimizde Bosch ve Mercedes Benz'in bir elektronik ABS'ye sahipti. 1958 yılında otomobiller için bir ABS geliştirildi. 1960'larda Ford Zodiac dört tekerlektek çekiş için ABS'yi denedi ancak ABS'nin üretilmesi çok pahalıydı. Daha sonra Ford, Lincoln Continental Mark 3 ve Thunderbird'ü tekerlek hız ölçerlerinin bir bilgisayara veri aktardığı kilitlenme engelleme ünitesi ile çıkarttı. Sistem sadece arka tekerlekleri kontrol ediyordu ve bazı teknik sorunlar da vardı. Mercedes 1978 yılında Bosch ile birlikte Mercedes S serisi için yeni bir ABS üretti ve büyük bir adım attı. Bu tamamen elektronik ve dört tekerlek için çok kanallı bir sistemdi [21].

3.1.6 Diskli frenler

Kampanalı frenlerde baştan beri sıcaklık artışı ve titreşim gibi bazı problemler mevcuttu. Diğer yandan disk frenler daha uzun ömürlü, kendiliğinden ayarlanabilen, kendiliğinden temizlenebilen, çekmeye daha az meyilli ve daha iyi durma özelliğine sahipti. 1949'da Crosley, Hotshot'da disk frenleri kullandı. 1954'te ise Chrysler Town, Country ve Imperial modellerinde disk frenleri kullandı. Bu frenler disklere daha az basınca ihtiyaç duymakta ve daha yüksek bir sürtünme kuvveti sağlamaktaydı fakat maliyeti çok yüksekti. 1964'te Studebaker tüm modellerine disk freni getirdi ve bu gelişmiş yeni disk frenlerin diğer araçlarda görülmesi ancak bir

kaç yıl aldı. Arabaların boyutu ve gücü arttığından kampanalı frenler artık artan talepleri karşılayamadığı için bu büyük bir gelişmedir [21].

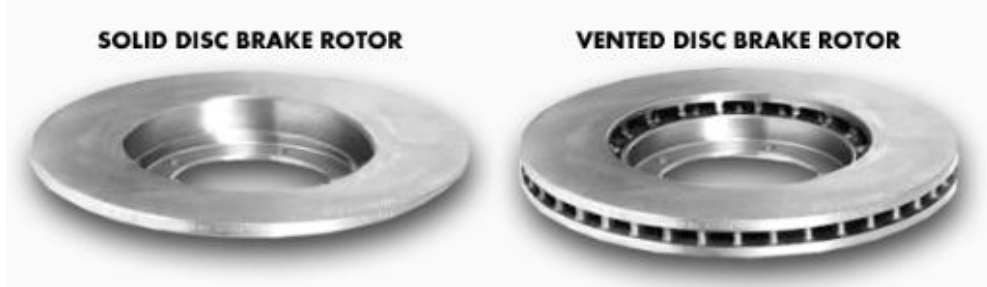
3.1.7 Çift ana silindir

Başlangıçta bir bağlantı bloğundan fren hatlarına ve hortumlara sıvı pompalayıp dağıtan tek bir ana silindir haznesi vardı. Tek büyük problemi, sistemin herhangi bir bölümünde bir hata veya kaçak olması durumunda tüm sistem çalışmayı durduruyordu. 1960 yılında Wagner Electric çift silindirli bir fren sistemi için patent aldı. Bundan iki yıl sonra Cadillac, bir çift ana silindir ve ayrı ön-arka hatları olan yeni sistemi tanıttı. Böylece bir devrede sızıntı varsa diğeri hala aracı durdurabilirdi. Ardından 1967’de Amerika’da hükümet de devreye girdi ve çift ana silindirli frenlerin kullanımını zorunlu hale getirdi. 1983’te NHTSA’nın raporuna göre her yıl bu sayede 40.000 kazanın önüne geçildi [21].

3.2 Fren Sistemi Elemanları

3.2.1 Disk

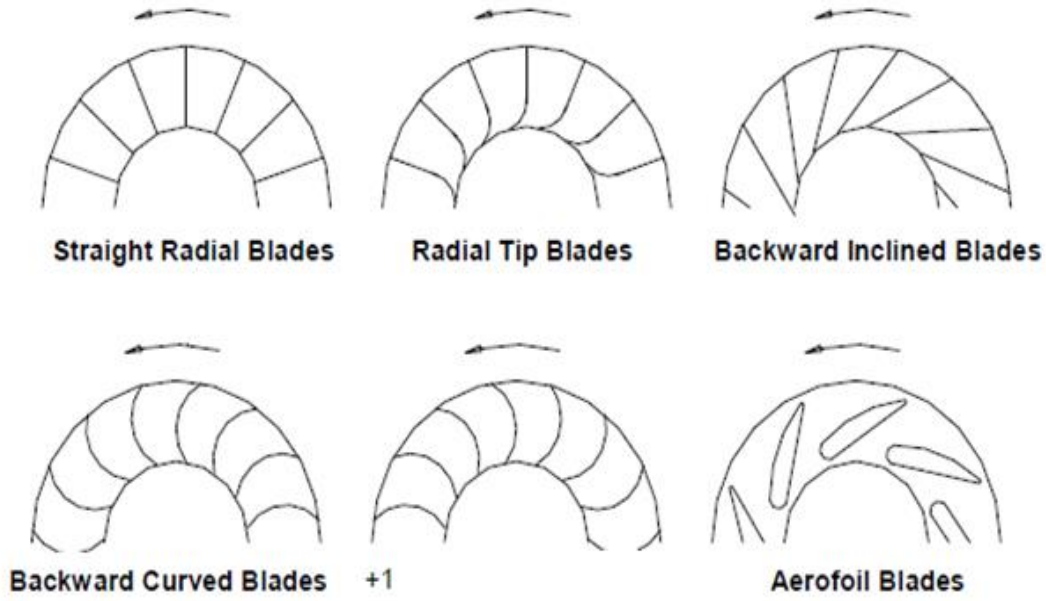
Fren sisteminin performansını belirleyen başlıca elemanlardan biri disklerdir. Diskler temel olarak hava kanallı ve hava kanalsız olarak ikiye ayrılabilir (Şekil 3.1). Hava kanallı diskler yaygın kullanım ve yüksek soğuma performansına sahiptir.



Şekil 3.1: Hava kanalsız ve hava kanallı diskler [22].

İç kanallar ile hava akışı sağlanan rotorlar merkezkaç fan veya üfleyciye benzer şekilde hava akışı oluşturmak üzere tasarlanmıştır. Hava akışı, akıştaki sapma ve merkezkaç kuvveti kombinasyonu ile oluşturulur [23]. Turbo makine teorisi ve merkezkaç fan tasarımı teorisi Hudson ve Ruhl [14] tarafından rotorlar üzerindeki hava akışını iyileştirmek amacıyla kullanılmıştır. Vantilatör veya yönlendirme kanat düzenlemesi merkezkaç fanlarında çok önemlidir, ancak basitlik ve kolaylık sağlamak için fren rotorları genelde radyal düzenlemeye sahip basit düz kanatları

içerir. Merkezkaç fanlarda kullanılan ana yönlendirme kanat tipleri ve bunların fren rotorlarında kullanılması olasılığı aşağıdaki bölümde incelenmektedir. Merkezkaç fanlar genellikle fren rotorları dökülürken imal edilmektedir. Bu nedenle çeşitli tür merkezkaç fanların avantajları mevcut fren rotoru uygulamalarına sonradan kolayca aktarılamayabilir. Bir sonraki bölümde farklı havalandırma kanal yapılarına sahip disklerden bahsedilecektir. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de farklı tipteki diskler gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Çeşitli kanat yapısına sahip diskler [23].

3.2.1.1 Aerofoil yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Bu tip vantilatör en iyi mekanik verime sahiptir, bu nedenle belirli bir güç girişi için en fazla havanın yerini alacaktır. Ancak verimlilik fren rotorlarında çok önemsiz bir husustur. Soğutma için maksimum hava akışının faydası verimlilikteki muhtemel kazanımlara oranla çok üstündür [14]. Bu tip kanal düzenlemesi havalandırma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

3.2.1.2 Geriye kavisli yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Bu kanatlar dönme yönünün tersine eğiktir ve eşit kalınlıktadır; aerofoil kanatlara göre daha az verimlilik gösterirler ancak karışık hava akımlarını işleyebilirler. Hava emme sistemlerinde ve hem indüklenmiş hem de zorlanmış çekiş sistemleri için kazanlarda sıkça kullanılırlar.

3.2.1.3 Geriye eğik yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Bu kanat düzenlemesi en ekonomik yöntemlerinden biridir; mekanik verimlilik ve yapısal mukavemet değerleri biraz daha düşük olmasına rağmen performans geriye kavisli fanlara benzer.

3.2.1.4 Dairesel uçlu yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Bu kanatların ön kenarları kavisli ancak yönlendirme kanatları daireseldir. Genellikle büyük boyutlarda (çapları 750 mm ila 1500 mm) kullanılır. Fan kanatlarının dairesel ucu kendiliğinden temizlenmeyi sağlar ve genellikle yüksek sıcaklık ve yüksek konsantrasyonlu alanlarda kullanılır.

3.2.1.5 Öne eğik yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Kanallar geniş bir yönlendirme kanal açısıyla dönme yönüne doğru kavislidir. Bu fanlar diğer herhangi bir tür merkezkaç fanından daha yüksek debilere ulaşabilir. Yekparelik verimlilikten daha önemli olduğunda sıklıkla kullanılırlar ve bu fren-rotor sistemi için en uygun hale gelir.

3.2.1.6 Düz dairesel yönlendirme kanallı merkezkaç fanlar

Bu düzenleme çoğunlukla fren rotorlarında kullanılır. Düz kanatlar aynı rotorun aracın iki tarafında kullanılmasına ve aynı zamanda dökümün kolay olmasına izin verir. Dairesel bıçak fanları sağlam ve kendiliğinden temizlenebilir ancak ön yüzeyindeki akış koşulları nedeniyle verimliliği düşüktür.



Şekil 3.3: Farklı kanallara sahip diskler [24].

Kanat düzeni dışında merkezkaç fan tasarımında kullanılan ve hava kanallı rotorlara uygulanabilen başka teknikler de vardır. Merkezkaç fanlar genellikle tasarım hesaplamasından ziyade ampirik verilerden ve tasarımcının tecrübesiyle tasarlanmaktadır [23]. Merkezkaç vantilatörlerde kanat sayısı ve dolayısıyla akış geçişleri çok önemlidir. Akışın izlediği yol, akışın iyi yönlendirilmesi için yeterince dar olmalı ancak yüksek akış direncini engelleyecek kadar da geniş olmalıdır. Merkezkaç fanlar için geriye doğru eğimli ve geriye eğik fanlar için 9-12 arasında, ileri yönde eğimli fanlar için 24'ten 64'e kadar çeşitli sayıda kanat bulunmaktadır [23]. Sisson [17] tarafından yapılan deneysel çalışma kanat sayısının 20'den 40'a kadar değiştiği bir aralık için akış küçük bir değişim meydana geldiğini göstermiştir. Daudi [13] CFD tekniklerini kullanarak fren rotorunda çeşitli akışları incelemiş ve uzun-kısa kanat düzenini kullanarak en uygun sayıyı 72 olarak bulmuştur. Bu kısmi kanatların dış kısımda kullanılması alanın en geniş olduğu yerde, akış alanını azaltabilir ve hava akışını yönlendirebilir, fakat bu dış kanatlar türbülansın ana kaynağı olan akış kısıtlamalarını iki katına çıkardığı için merkezkaç fanlarda faydalı olarak kabul görmezler. Fren rotorlarında bu türbülansa bağlı kayıplar ek termal kütle ve yüzey alanı tarafından sağlanan soğuma kazanımlarına kıyasla önemsiz olabilir.

3.2.3 Balata

Fren balatasının kısa bir geçmişi ile başlarsak, disk frenler 1950'ler ve 60'larda popülerliğini kazanmaya başladığında, asbest ısı direnci ve dayanıklılığı nedeniyle fren balatası yapımı için tercih edilen malzemeydi. Aynı zamanda diğer malzemelere göre nispeten ucuzdu. Ancak, asbestin çevresel ve sağlıkla ilgili yansımaları daha yaygın olarak bilinir hale geldikçe, bu tip fren balataları hızla ortadan kalktı ve üreticiler yeni, daha güvenli ve daha etkili bir malzeme arayışına girdiler. Fren balata malzemeleri temel olarak üç grup altında toplanabilir [25].

3.2.3.1 Organik fren balataları

Organik fren balataları, bağlayıcı reçinelerle karıştırılmış çeşitli liflerden oluşmaktadır ve asbest balatalara alternatif olarak geliştirilmiştir. Organik fren balatalarında kullanılan bazı yaygın malzemeler arasında cam, elyaf, kauçuk, karbon ve kevlar bulunur. Organik fren balataları üretmek için kullanılan malzemeler ve makineler bugün hala en uygun fiyata sahiptir. Bu da tahmini olarak araçların %70'inin bu tip balata ile üretilmesini sağlamaktadır [25].

Olumlu özellikleri sıralarsak;

- Yumuşak, sessiz çalışma
- Yeterli sürtünme oluşturmak için fazla ısıya ihtiyacı yoktur
- Metalik balatalardan daha az toz üretir
- Düşük üretim maliyeti
- Günlük kullanım için mükemmeldir

Olumsuz özellikleri sıralarak;

- Sadece nispeten sınırlı bir sıcaklık aralığında çalışma
- Diğer tipteki fren balatalarına kıyasla çabuk aşınma
- Yüksek sıkıştırılabilirlik yumuşak fren pedalı hissiyatına neden olabilir
- Aşırı ısındığında sürtünme katsayısı çok hızlı düşer
- Performanslı kullanıma uygun değildir

Şekil 3.4'te organik yapıdaki fren balatasına ait bir görsel mevcuttur.



Şekil 3.4: Organik fren balatası [26].

3.2.3.2 Yarı metalik fren balataları

Adından da anlaşılacağı gibi, yarı-metalik balatalar, ağırlıkça %30-65 çelik, demir, bakır, vb metal içeren, sürtünme düzenleyici olarak bir grafit kayganlaştırıcı ile bir araya gelirler. Yarı metalik fren balataları, mümkün olan en çok yönlü stil olup, gürültü ve toz alma konusunda bir miktar taviz vermektedir. Aynı zamanda daha uzun ömürlü ve daha dayanıklıdır ve metalik bileşenleri rotordan ısı çekmeye ve daha verimli fren soğutmaya yardımcı olur [25].

Olumlu özellikleri sıralarsak;

- Organik balatalara göre önemli ölçüde artan frenleme performansı
- Metalik içerik nedeniyle daha yüksek termal eşik değeri
- İyi soğuma performansı
- Daha geniş bir sıcaklıkta çalışma aralığı
- Düşük sıkıştırılabilirlik nedeniyle daha iyi bir fren pedalı hissi
- Günlük kullanım ve aynı zamanda spor kullanıma uygunluk

Olumsuz özellikleri sıralarak;

- Organik veya seramik balatalardan daha gürültülü olma eğilimi gösterir.
- Daha fazla fren tozu üretir
- Diğer tipteki balatalardan daha aşındırıcıdır, fren disklerini daha hızlı aşındırır
- Organik balatalardan daha pahalı (ama genellikle seramikten daha ucuzdur)
- En iyi performans için dikkatli ve uygun yataklama gerektirir.

3.2.3.3 Seramik fren balataları

Piyasadaki son ürün seramik fren balatasıdır. Seramik balatalar, bakır lifleri olan yoğun bir seramik malzemeden (bir fırında pişirilen seramik gibi) oluşur. 1980'lerden beri kullanımda olan seramik balatalar, organik ve yarı metalik fren balatalarına alternatif olarak geliştirilmiştir [25].

Olumlu özellikleri sıralarsak;

- Yarı metalik balatalardan daha sessizdir.
- Tekerleklere yapışmayan daha ince, daha açık renkli fren tozu üretir.
- Organik veya yarı metal balatalardan daha uzun ömre sahiptir.
- Sürekli performans için geniş bir sıcaklık aralığında kararlıdır.

Olumsuz özellikleri sıralarak;

- En pahalı tipteki fren balatasıdır.
- Aşırı soğuk iklim için ideal değildir.
- Yarı metal balatalar kadar iyi ısı emmez, bu da fren sistemi sıcaklıklarını arttırabilir.
- Her yönüyle iyi frenleme özellikleri vardır ancak asla ağır hizmet tipi veya yarış fren balataları olarak tasarlanmamıştır.

Detayları açıklandığı gibi farklı tipteki balataların birbirlerine göre olumlu ve olumsuz yönleri vardır. Şekil 3.5'te bu karşılaştırma görülmektedir.



The image shows a comparison chart for three types of brake pads: Organic, Ceramic, and Metallic. The chart is presented in a table format with a dark background and orange and white text. Above the table, there are three 3D renderings of the brake pads, each labeled with its type: Organic (yellow), Ceramic (orange), and Metallic (grey). The table below compares these types based on Price, Performance, Noise, and Wear & Tear On Brake System.

BRAKE PAD TYPE	ORGANIC	CERAMIC	METALLIC
Price	\$	\$\$\$	\$\$
Performance	★	★★★	★★★
Noise	★★	★★★	★
Wear & Tear On Brake System	★★	★★★	★

Şekil 3.5: Fren balata karşılaştırması [27].

3.2.4 Fren sıvısı

Fren hidrolik yağı, fren sisteminde basıncın iletilmesinde kullanılır. Fren pedalına uygulanan kuvvetin bir hidrolik basıncına dönüştürülmesini ve bu basıncın tekerlek kaliper pistonlarına iletilmesini, böylece balataların diske bastırılarak frenlemenin yapılmasını sağlar.

Fren hidrolik yağı, aşındırıcı ve zehirli bir sıvıdır. İnsan vücuduyla veya boyalı yüzeylerle fren hidroliği temas ettirilmemelidir. Fren hidroliği, fren sistemindeki metal parçaların paslanmasını ve oksidasyon oluşmasını engeller, sistemdeki plastik-kauçuk conta ve keçelerle uyumlu olarak çalışır. Fren sisteminde balatalarda sürtünmeden dolayı ve fren hidrolik sistemindeki basınçtan dolayı yüksek sıcaklık oluşur, fren hidroliği bu yüksek sıcaklıklarda stabil olarak, özelliğini kaybetmeden çalışabilmektedir. Fren hidrolik yağları, DOT numaralarıyla belirli standartlara göre sınıflandırılmıştır. DOT, İngilizce 'Department of Transport' kelimelerinin kısaltılmış halidir, anlamı ABD Ulaştırma Bakanlığı'dır. ABD Ulaştırma Bakanlığı'na belirlenmiş hidrolik yağda bulunması gereken özellikler (kaynama

noktaları), DOT numaraları olarak standart haline gelmiş ve endüstride kabul edilmiştir.

Frenleme sırasında yüksek sıcaklıklar meydana geldiğinden, fren hidrolik yağları yüksek sıcaklıklara dayanıklı ve yüksek sıcaklıklarda özelliklerini kaybetmeyecek yapıda olmalıdır. DOT numaralarının anlamları, hidrolik yağın kaynama noktalarını verir.

- DOT 3 : 205 °C
- DOT 4 : 230 °C
- DOT 5.1 : 260 °C

DOT 3, DOT 4 VE DOT 5.1 tipi yağlar, poli glikol bileşiklerden meydana gelir. Günümüzdeki araçlarda genellikle bu çeşit fren hidrolikleri kullanılır. DOT 3 ve DOT 4 yağlar birbirleriyle karıştırılarak kullanılabilir. Yanlış tip fren hidrolik yağı, fren sistemindeki sızdırmazlık elemanlarının bozulmasına ve büyük masraflar açılmasına sebep olabilir ve ayrıca frenlerin iyi tutmamasına sebep olabilir. DOT 5 tipi yağ ise silikon temelli hidrolik yağdır. Boyayı kaldırmaz, aşındırmaz, kaynama noktası yüksektir, su-nem emme eğilimi yoktur bu sebeple paslanma ve aşınma problemi olmaz. Bununla birlikte havayla karışma yatkınlığı, poli glikol (DOT 3-4-5.1) yağlardan daha fazladır, sisteme hava girdiğinde havasının alınması daha zordur.

Fren hidrolik yağları, su çeken (su ile karışmaya meyilli) sıvılardır. Fren hidrolik yağına, havadaki nem (su) fren yağı rezervuar deposundan, bu deponun kapağının gevşek olmasından, depo kapağının açılıp uzun süre kapatılmamasından, sistemdeki boru ve hortumlardan, zamanla karışır. Fren hidrolik yağına su karıştığında, sıvının kaynama noktası neredeyse yarı yarıya düşer.

Örneğin DOT 3 fren yağına %3 oranında su karışması halinde, sıvının kaynama noktası 205°C'den 140 °C'ye düşer. Fren hidrolik yağının düşük sıcaklarda kaynama noktasına sahip olması demek, yağın içerisinde çok fazla hava kabarcığı ve buhar oluşması demektir. Sistemde buhar ve hava olursa, frenler tutmaz veya çok zayıf tutar. Çünkü sıvılar sıkıştırılamaz ve basıncı aynen iletirken, hava sıkıştırılabilir; sistemde hava olursa frene basınca balatayı iteceğine, boru ve hortumların içinde havanın kendisi sıkışır ve fren tutmaz [28].

Fren hidrolik yağında bulunması gereken özellikler aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Sıcaklığa bağılı olarak değişmeyen viskozite
- Yüksek kaynama noktası (yaklaşık 300 °C)
- Düşük donma noktası (yaklaşık -60,-70 °C)
- Fren sistemindeki hareketli parçaların yağlanması (örn: merkez ve tekerlek pistonları gibi)
- Aynı standartlardaki fren hidrolik yağlarıyla karıştırılabilir olması

Çalışmada kullanılan referans araç için DOT4'ün kaynama noktası 260°C'dir. Ancak zamanla içerisine nem gireceği ve kaynama noktasını düşüreceği göz önünde bulundurularak sürüş sırasında asgari 165 °C'yi geçmemesi hedeflenmektedir.

3.3 Fren Sistemi Kaynaklı Problemler ve Hatalar

Frenleme sırasında ulaşılan sıcaklıklar çok yüksek mertebelere ulaşırsa, fren elemanlarında parçalanma ve aşırı koşullar altında fren sisteminin çalışmaması meydana gelebilir. Fren sıcaklıkları normal seviyelere indiğinde frenleme performansı da normale döneceğinden fren gücü kaybı nedeniyle oluşan kazaları anlamak oldukça zordur [29].

Yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan en yaygın problemlerden biri de frenleme kaybıdır (fren boşalması); diğer problemler ise fren elemanlarının aşırı aşınması, rotor yüzeyinin bozulması ve termal olarak uyarılan titreşimdir (fren sarsıntısı). Çevredeki bileşenlere ısı iletimi, hasarlı contalara, fren sıvısının buharlaşmasına ve tekerlek yatağına zarar verebilirken, lastiğe yayılan ısı hasara neden olabilir [5]. Yüksek fren sıcaklıkları ile ilgili başlıca sorunlar aşağıda özetlenmiştir.

3.3.1 Frenleme kaybı

Frenleme kaybı, sürtünme malzemesindeki çok yüksek sıcaklıklar sonucunda frenlemenin geçici olarak kaybedilmesidir. Yüksek sıcaklık balata ve rotor arasındaki sürtünme katsayısını azaltır ve frenleme etkinliğini düşürür ve nihayetinde arıza ile sonuçlanır. Genellikle fren kaybı aşırı sıcaklıklarda yanma olasılığını azaltmak için sürtünme malzemesinin alev sıcaklığından daha düşük sıcaklıklarda oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Normal frenleme gücü, sıcaklıklar kritik seviyesinin altına düştüğünde genellikle geri gelecektir.

3.3.2 Fren sıvısının buharlaşması

Ağır ticari araçlar dışındaki bir çok taşıt freni, hidrolik kontrollü olarak tasarlanmaktadır. Frenleme esnasında ulaşılan sıcaklıklar hidrolik kaynama noktasını aşarsa fren sıvısı buharlaşması meydana gelecektir. Bu durumda fren devresinde bir

buhar kilidi oluşacaktır. Hidrolik devrede gaz, sıvıdan daha fazla sıkıştırılacağı için fren pedalı hareketi frenleme yapmadan bu gazı sıkıştıracaktır. Fren hidroliği hidroskopiktir ve zamanla atmosferdeki suyun emilmesine neden olur; bu da fren sıvısının kaynama sıcaklığının düşmesine neden olabilir [29]. Bu nedenle fren hidroliğinin araç üreticileri tarafından periyodik olarak değiştirilmesi önerilir.

3.3.3 Fren elemanlarının aşırı aşınması

Fren sistemindeki yüksek sıcaklıklar rotorun termal bozunumuna bu da dengesiz frenleme, hızlanan aşınma ve erken parça değişimine yol açar. Sürtünme malzemesinin ömrü aynı zamanda sıcaklığa bağlıdır, daha yüksek sıcaklıklarda sürtünme malzemesindeki kimyasal reaksiyonlar mekanik dayanımın düşmesine neden olabilir, bu da frenleme gücünü azaltır ve hızlı aşınmaya neden olur. Sürtünen malzemenin aşınması temas basıncıyla doğrudan orantılıdır, ancak sıcaklık ile üssel ilişkilidir. Bu nedenle yüksek sıcaklıklarda daha hızlı aşınma meydana gelecektir [2].

3.3.4 Termal etkinin titreşime neden olması

Araçta frenleme sırasında düşük frekanslı titreşimler meydana gelebilir. Bu titreşimler sürücü tarafından vücut titremesi, direksiyon titremesi ve bazı durumlarda bir vızıltı gibi hissedilebilir [30]. Bu olay fren sarsıntısı veya fren titreşimi olarak bilinir. İki çeşit fren titreşimi vardır; bunlar sıcak (veya termal sarsıntı) ve soğuk sarsıntıdır. Soğuk sarsıntı disk kalınlığı değişimi olarak da bilinen rotorun düzensiz kalınlığından kaynaklanır. Bu da balatalar rotor ile bağlantı kurduğunda temas basıncında sapmalara neden olur. Bu eşit olmayan frenleme ve fren torkundaki değişim ile sonuçlanır. İkinci tip titreşim yüksek sıcaklıklarda oluşur ve rotorun termal bozunumundan kaynaklanır. Soğuk disk kalınlık çeşitliliği içeren bir rotor frenlemeye maruz kaldığında, daha kalın parçalardaki temas basıncı incelmış parçalardan daha büyük olacaktır. Sonuç olarak daha kalın parçalar daha sıcak hale gelir ve orijinal disk kalınlık çeşitliliğini oluşturan ve kendiliğinden hızlanarak artan karasız durum rotorun düzensiz ısıl genişlemesine neden olur. Termal titreşim, rotor yüzeyindeki sıcak noktalardan kaynaklanıyor olabilir. Sıcak noktalar, balata ve rotor arasındaki bölgesel temastan kaynaklanabilir. Bunun sonucunda termal disk kalınlığının değişmesine neden olan 700°C 'den büyük, yüksek sıcaklığa sahip küçük alanlar oluşur. Bu termal disk kalınlığı değişimi dökme demir hızlı bir şekilde soğutulduğunda, perlitten martensite bir faz değişiminden dolayı daimi bir disk

kalınlığı değişimi oluşturabilir. Martensit perlitten daha büyük bir hacim kaplar ve bu nedenle soğuk bir disk kalınlığı değişimi oluşur [30].





4) ISI TRANSFERİ İLKELERİ

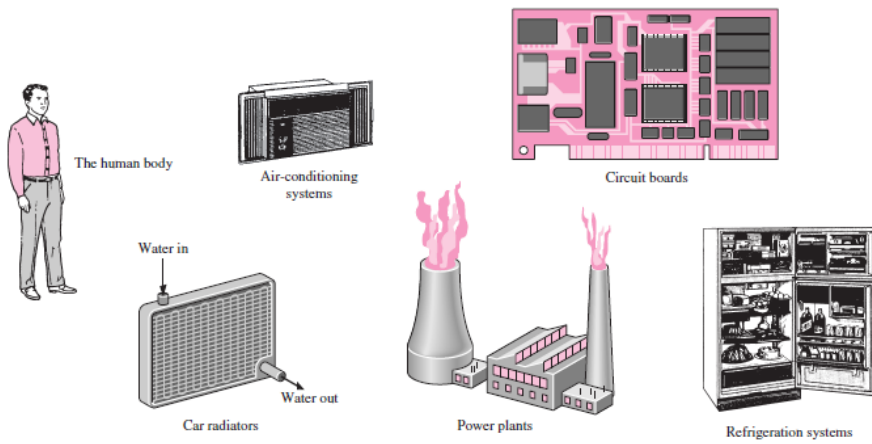
Termodinamik bilimi bir sistemin bir denge durumundan diğereine geçtiği ısı iletim miktarı ile ilgilidir ve sürecin ne kadar süreceğine hiçbir atıfta bulunmaz. Fakat mühendislikte genellikle ısı transferi biliminin konusu olan ısı transferi oranı ile ilgilenilir. İletim, konveksiyon ve radyasyon olmak üzere ısı transferinin üç temel mekanizması vardır, bu transfer mekanizmaları ve ısı iletkenlik üzerine bilgi verilecektir.

İletim, enerjinin maddenin daha enerjik parçacıklarından, parçacıklar arasındaki etkileşimlerin sonucu olarak bitişindeki daha az enerjik olanlara enerji aktarmasıdır. Konveksiyon, katı bir yüzey ile hareket halindeki komşu sıvı veya gaz arasındaki ısı transferinin modudur ve iletim ile sıvı hareketinin birleşik etkilerini içerir. Radyasyon, elektronik düzenlerde, atomlarda veya moleküllerde meydana gelen değişiklikler sonucunda madde tarafından elektromanyetik dalgalar (veya fotonlar) şeklinde yayılan enerjidir. Tecrübelerden biliyoruz ki bir odada bırakılan soğuk bir içecek ısınır ve buzdolabında bırakılan içecek soğur. Bu, enerjinin sıcak ortamdan soğuk olana aktarılmasıyla gerçekleşir. Enerji transferi daima yüksek sıcaklık ortamından düşük sıcaklığa ve her iki ortam da aynı sıcaklığa ulaşana kadar enerji aktarımı devam eder. Isı ,sıcaklık farkı sonucunda bir sistemden diğereine aktarılan enerji şeklindedir. Bu enerji transfer oranlarının belirlenmesiyle ilgilenen bilim ise ısı transferidir. Bunun nedeni, bir sistemin bir denge durumundan diğereine geçiş süreci termodinamiğin ısı transferi miktarı ile ilgilidir ve sürecin ne kadar süreceği konusunda hiçbir bilgi vermez. Termodinamik analiz, enerjinin korunması ilkesini tatmin etmede belirlenmiş bir değişim halini gerçekleştirmek için ne kadar ısı transfer edilmesi gerektiğini bize bildirir. Pratik uygulamada ısı transferinin (birim zaman başına ısı transferi) oranı ile daha çok çalıştığımızdan toplam miktarına daha az dikkat ediyoruz. Bir sisteme giren veya çıkan ısı transfer miktarı, soğuma veya ısınma süreleri ve sıcaklık değişimleri ısı transferinin konusudur. Termodinamik, denge durumlarıyla ilgilenir ve bir denge durumundan diğereine değişiklik gösterir.

Diğer taraftan ısı transferi termal dengede olmayan sistemler ile ilgilendir ve bu nedenle de bir eksiklik olayıdır. Bu nedenle ısı transferi tek başına termodinamiğin esaslarına dayanamaz. Bununla birlikte termodinamiğin yasaları, ısı transferi biliminin çerçevesini oluşturur. İlk yasa, bir sisteme enerji aktarım hızının, o sistemin enerjisinin artış hızına eşit olmasını gerektirir. İkinci yasa, sıcaklığın azalan sıcaklık yönünde transfer edilmesini savunur [31].

4.1 Isı Transferinin Uygulama Alanları

Isı transferi genellikle mühendislik sistemleri ve hayatın çeşitli alanlarında karşımıza çıkar. Isı transferinin günlük uygulamalarını görmek için detaylı bir araştırmaya gerek yoktur. İnsan vücudu sürekli olarak çevreye ısı yayar ve konforumuz bu ısı yayılımının ne kadar kontrol altında olduğu ile doğrudan ilgilidir. Bu ısı transferini iklim koşullarına göre giyilen kıyafetler ile kontrol altında tutmaya çalışırız. Bir çok ev aleti, tamamen veya kısmi olarak ısı transferi prensipleri göz önünde bulundurularak tasarlanmıştır. Örnek olarak, ısıtma ve iklimlendirme sistemleri, buzdolabı, derin dondurucu, su ısıtıcı, ütü, bilgisayar ve televizyon verilebilir. Enerji verimli binalar da kışın bina içerisindeki ısının kaybını, yazın ise dışarıdan bina içerisine ısı transferini azaltma prensibine göre tasarlanırlar. Isı transferi, otomobil radyatörleri, güneş panelleri, güç santrallerinin bazı parçaları ve hatta uzay araçları gibi diğer birçok cihazda da büyük rol oynamaktadır. Bina duvarları ve çatıları, sıcak su boruları ve su ısıtıcıları gibi bir çok sistemdeki optimum izolasyon kalınlığının belirlenmesi de ısı transferi analizinin bir ürünüdür [31]. Şekil 4.1’de ısı transferinin günlük hayatta kullanıldığı alanlar gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Isı transferinin kullanıldığı bazı alanlar [31].

4.2 Isı Transferi Mühendisliği

Yukarıda da bahsedildiği gibi çevremizde bulunan bir çok cihaz, makina, eşanjörler gibi ısı transferi ekipmanları öncelikle ısı transferi analizini temel alarak tasarlanmışlardır. Isı transferi problemleri iki grup altında değerlendirilebilir. Birincisi mertebelendirme ikincisi ise boyutlandırma problemleri. Mertebelendirme problemleri belirli bir sıcaklık farkında oluşan ısı transfer oranına odaklanır.

Isı transferi süreci veya ekipmanları üzerine deneysel veya analitik olarak çalışmalar yürütülebilir. Deneysel yaklaşımın faydası gerçek fiziksel bir sistemin istenilen miktarda ölçüm ile belirlenip gözlemlenebilmesidir. Ancak deneysel yaklaşım beraberinde bütçe, zaman gerektirmekte ve pratik olmamaktadır. Ölçümün yapılması istenilen sistem henüz hayata geçmemiş olabilir, yeni yapılacak bir binanın ısıtma sisteminin özellikleri henüz yapılmadan belirlenmeli ve buna göre inşa edilmelidir. Bu noktada analitik sistemin avantajı ortaya çıkmaktadır. Hızlı ve düşük maliyetlerle sonuca ulaşılmaktadır. Fakat sonucun doğruluğu yapılan kabullere bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Isı transferi çalışmaları genel olarak analitik yaklaşım ile fazla olan seçenek sayısını azaltma ve ardından test ederek doğrulama ile yürütülmektedir [31].

Bu tez çalışmasında da yukarıda belirtildiği gibi belirli kabuller ile doğru sonuca varmaya çalışılıp, değerler test sonuçları ile kıyaslanacaktır.

4.3 Isı Transferini Modelleme

Bir çok bilimsel problemin tanımı birbiri tarafından etkilenen parametrelerden oluşur. Değişkenlerde küçük ondalık basamak kullanımı bizi doğru sonuca yaklaştırır. Sonsuz diferansiyel değişimin problem çözümünü limitlediği durumlarda denklemler modellerin oluşması için prensip ve yasa değişimlerini türevsel olarak temsil edebilir. Diferansiyel denklemler bir çok mühendislik dalında kullanıldığı gibi ısı transferi için de kullanılmaktadır. Pratikte ise bir çok ısı transferi problemi bu denklemlere ihtiyaç duyulmadan çözülebilmektedir.

Bazı yasalar bilim adamları tarafından net olarak analiz edilmiş ve ortaya konulmuştur. Yasaların net ortaya konulması bir durumun gerçekleşmeden önce tahmin edilebilmesini ve pahalı çalışmalar yapılmadan sonuç üzerinde matematiksel olarak çalışma imkanı sağlar. Uygun ve gerçeğe yakın matematiksel modeller kullanılarak problemlere doğru sonuçlar bulunabilir. Doğru kabuller ile kurulamamış

modeller ise gerçekten uzak ve kabul dışı sonuçlar verecektir. Mühendislik problemleri ile ilgilenen bir kişi çoğunlukla doğru ancak kompleks veya basit ama doğruluk payı düşük modeller arasında seçim yapmak durumunda kalmaktadır. Yapılması gereken ise yeterli doğruluğu veren basit modelleri tercih etmektir. Doğruluk payı yüksek ve detaylı bir modeli hazırlamak çok zor değildir. Ancak analizi yapan kişiler çözümü zor ve uzun süreli olduğundan bu tip modelleri fazla tercih etmemektedir. Basit modeller kullanılarak da bir çok problem çözülebilir. Ancak dikkat edilmesi gereken nokta, problem çözümü için kullanılan kabuller oranında sonuncun doğruluğu değişecektir. Uygulanan durumlarla uyum olmayan kabuller yapılmamalıdır. Bir takım kabuller yapılarak çözülen bir problem çözümünde istenilen sonuçlara ulaşılamıyorsa bir veya daha fazla kabul problemden çıkartılarak tekrar çözüm yapılmalıdır. Her ne kadar problemin zorluk seviyesi artacak olsa da doğruluk payı artacaktır [31].

Bu tez çalışması kapsamında fren diskinin çevresindeki parçaları da içerisine alan karmaşık bir denklem sistemi kurulacak ardından mümkün olduğunca doğruluktan uzaklaşmadan belirli kabuller ile denklemler sadeleştirilmeye çalışılacaktır. Böylece gelecek çalışmalar için yol göstermesi ve farklı sistemlere de kolaylıkla uygulanması amaçlanmıştır.

4.4 Isı ve Enerjinin Farklı Formları

Enerji doğada farklı formlarda bulunabilir. Örnek olarak termal, mekanik, kinetik, potansiyel elektriksel, manyetik, kimyasal ve nükleer verilebilir. Bunların toplamı toplam enerji diye adlandırılır ve E ile gösterilir. Enerjinin formu moleküllerin yapısı ile ilişkilidir ve bu enerji iç enerji olarak adlandırılıp U harfi ile gösterilir. Uluslararası enerji birimi olarak joule kullanılır, İngiliz birim sistemindeki karşılığı ise BTU'dur. c_v sabit hacim altındaki ısı kapasitesidir, birim hacimdeki bir kütlenin sıcaklığını arttırmak için gerekli enerjiyi tayin edecek katsayıdır. c_p sabit basınç altındaki ısı kapasitesidir, ısı kapasitesi bir maddeye aktarılan ısının sıcaklık değişimine oranıdır. m ise sistemin kütlesini temsil eder. Sıkıştırılmayan maddeler için ısı kapasitesi yalnızca sıcaklığa bağlıdır. Buna bağlı olarak katı ve sıvıların iç enerjisi aşağıda gösterildiği gibi C sabitini kullanarak hesaplanabilir.

$$\Delta U = mc\Delta T \quad (J) \quad (4.1)$$

Tez çalışmasında matematik model oluşturulurken ısı transferi sonrası sıcaklığın bulunması için yukarıda gösterilen formül baz alınmıştır. Burada tüm parçanın tek bir sıcaklığı olduğu kabulü yapılmıştır, ancak bilinmelidir ki bir parçanın farklı bölgeleri çevresel hava akışı, sıcaklığın etki ettiği bölgelerin farklı olması, radyasyon etkisine mağruz kalma alanı gibi sebeplerden dolayı sıcaklık farklılığı göstermektedir. Bu konuda daha yakınsak bir sonuca varmak ancak bilgisayar analiz programları yardımıyla mümkün olmaktadır [31].

4.5 Enerji Transferi

Enerji belirli bir kütleyle iki mekanizma ile aktarılabilir: Isı (Q) ve iş (W). Bir enerji etkileşimi, itici kuvvetin bir sıcaklık farkı olması durumunda ısı transferidir, aksi halde iştir. Hareket eden bir piston, dönen bir mil iş etkileşimleriyle ilişkilidir. Birim zaman başına yapılan işe güç adı verilir ve \dot{W} ile gösterilir. Birim güç watt veya hp'dir. Isı transfer miktarı Q ile gösterilmektedir. Birim zamandaki ısı transferi ise \dot{Q} ile gösterilir ve birimi joule/saniyedir (J/s). Üzerinde bulunan indis işareti birim zamanı temsil etmektedir.

$$Q = \dot{Q} \Delta t \quad (J) \quad (4.2)$$

Isı transferi oranı \dot{Q} mevcut olduğunda, bir zaman aralığı boyunca toplam ısı transferi miktarı Q belirlenebilir.

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q} dt \quad (J) \quad (4.3)$$

Birim zamandaki ısı transferi belirlenmiş bir alan üzerinde ve belirlenmiş bir yönde gerçekleşir. Birim zamanda gerçekleşen ısı transferinin yüzey alanına bölünmesiyle ısı akısı bulunur.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (W/m^2) \quad (4.4)$$

Termodinamiğin birinci yasası aynı zamanda enerjinin korunumu yasası olarak da bilinir. Bu yasa enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin yok edilemeyeceğini, sadece şekil değiştirebileceğini savunur. Bu sebeple tüm enerji süreçler boyunca eşit kalmalıdır. Enerji, ısı, iş ve kütle transferi şekillerinde sisteme verilebilir veya sistemden çıkarılabilir.

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \quad (J) \quad (4.5)$$

Isı transferi analizlerinde genellikle ilgilenilen enerji türü transfer edildiğinde sonuç olarak sıcaklık farkının nedeni ısı enerjisi veya termal enerjidir. Bir çok durumda bundan ısı dengesi olarak bahsetmek ve nükleer, kimyasal ve elektriksel enerjinin ısıya dönüşümüne de ısı üretimi demek doğrudur. Bu durumda enerji dengesi şöyle olacaktır.

$$Q_{in} - Q_{out} + E_{gen} = \Delta E_{thermal,system} \quad (J) \quad (4.6)$$

Enerji dengesi açık ve kapalı sistemler için iki şekilde incelenir. Açık sistemlerde sistem içine veya dışına kütle transferi söz konusudur ve sistemi içine alan bir kontrol hacmi belirlenerek hesaplamalar yapılır. Kapalı sistemlerde sistemin kütlesi bellidir ve sisteme kütle giriş-çıkışı olmaz. Kapalı sistemlerde toplam enerji, pratikte sistemin iç enerjisine eşit sayılır. Bu özellikle süreç esnasında hızında veya yüksekliğinde değişim olmayan sabit sistemler için uygulanabilir [31].

Enerji dengesi kapalı sistemler için şöyle ifade edilebilir;

$$E_{in} - E_{out} = \Delta U = mc_v \Delta T \quad (J) \quad (4.7)$$

Sistem sınırlarında iş alışverişi olmaz sadece ısı transferi gerçekleşirse enerji dengesi şu şekilde sadeleşebilir.

$$Q = mc_v \Delta T \quad (J) \quad (4.8)$$

4.6 Isı Transfer Yöntemleri

Isı üç farklı şekilde transfer olabilir. Bunlar iletim, taşınım ve ışıdır. Her üç ısı transfer mekanizması için de sıcaklık farkı gereklidir.

4.6.1 İletim (Kondüksiyon)

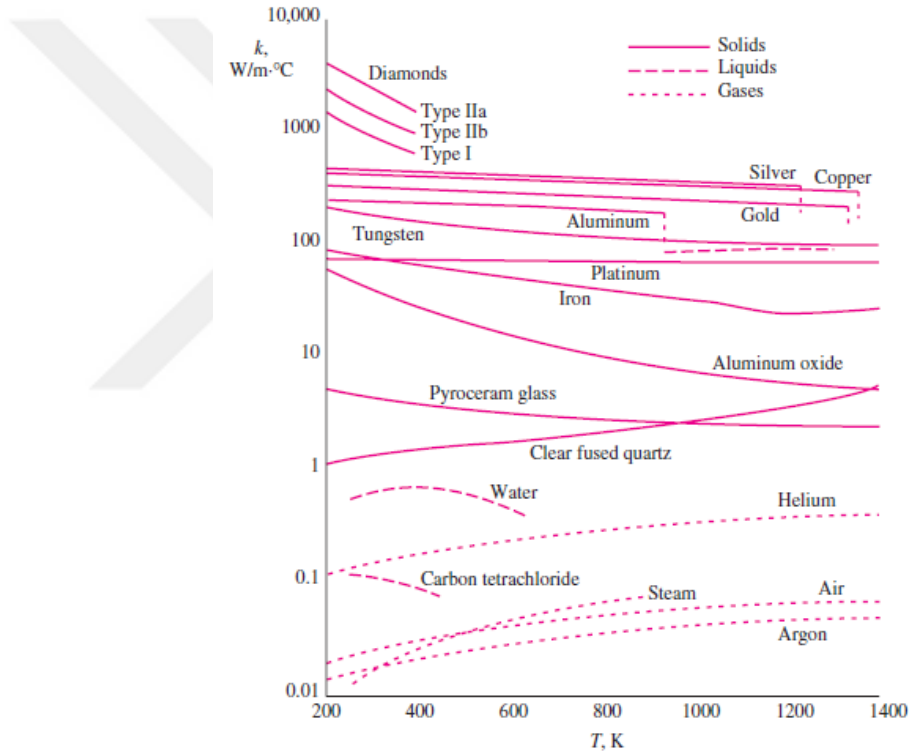
İletim, yüksek enerjili partiküllerin enerjilerini çevresindeki daha düşük enerjili partiküllere iletmesi olayıdır. İletim her katı, sıvı ve gazda olmak üzere her üç fazda da gerçekleşebilir.

$\Delta x = L$ kalınlığında bir duvar düşünelim. Bu duvarın alanı ise A olsun. Duvar boyunca sıcaklık farkı $\Delta T = T_2 - T_1$. Yapılan deneylerde bu duvar boyunca gerçekleşen ısı transfer miktarının \dot{Q} , sıcaklık farkı ΔT veya alan A iki katına çıktığında iki katına çıktığını, duvar kalınlığı yarıya indirildiğinde aynı şekilde iki katına çıktığı gözlemlenmiştir. Böylece düz levhada veya duvarda gerçekleşen ısı

transfer miktarının sıcaklık farkı ve alanla doğru, levhanın kalınlığı ile ters orantılı olduğu görülmüştür.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (4.9)$$

k katsayısı malzemenin ısı iletme yeteneğidir. Isı transfer alanı A, her zaman ısı transferine dik yöndedir. Bir malzemenin ısıl iletkenliği, birim sıcaklık farkı başına malzemenin birim kalınlığı boyunca ısı aktarımı oranı olarak tanımlanabilir. Bir malzemenin ısıl iletkenliği, malzemenin ısı iletme kabiliyetinin bir ölçüsüdür. Isı iletkenliği için değeri, malzemenin iyi bir ısı iletkeni veya yalıtkan olduğunu gösterir. Farklı maddelere ait ısı iletkenliğinin sıcaklıkla değişimi şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Çeşitli katı, sıvı ve gazların termal iletkenliğinin sıcaklık ile değişimi [31].

Isı iletkenliğinin sıcaklığa bağımlılığı iletkenlik analizlerinde önemli derecede karmaşıklığa neden olmaktadır. Bu nedenle ortalama sıcaklık değerindeki ısı iletkenlik değeri k'yı hesaplamalarda bir sabit olarak kullanmak yaygın bir uygulamadır [31].

Bu tez çalışmasında fren parçalarının sıcaklığının matematiksel olarak hesaplanması sırasında k değeri sabit olarak kabul edilmiştir.

Isı transferi analizinde, bir materyalin genellikle izotropik olduğu varsayılır. Yani her doğrultuda aynı niteliklere sahip olduğu kabul edilir. Bu varsayım kompozit malzemeler ve ahşap gibi farklı yönlerde farklı yapısal özellikler gösteren malzemeler haricinde, çoğu malzeme için geçerlidir [31].

Farklı tipteki malzemeler arasında iletim ile ısı transferi yapılırken önce termal direnç hesaplanır ardından bu direnç kullanılarak ısı transfer miktarı tespit edilir.

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{wall,1} + R_{wall,2} + R_{conv,2} \quad (4.10)$$

$$= \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{1}{h_2 A} + \frac{L_2}{k_2 A} \quad (^\circ C/W)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_i - T_j}{R_{total,i-j}} \quad (W) \quad (4.11)$$

4.6.2 Taşınım (Konveksiyon)

Taşınım, katı bir yüzey ile hareket halindeki komşu sıvı veya gaz arasındaki enerji transferinin modudur, iletim ve sıvı hareketinin birleşik etkilerini içerir. Sıvı hareketi ne kadar hızlı olursa konveksiyon ısı iletimi o kadar büyük olur. Enerji, ilk olarak iletkenlikle cisme bitişik hava katmanına aktarılır. Bu enerji daha sonra hava moleküllerinin rastgele hareketi ve yüzeyin yakınındaki ısınan havayı uzaklaştıran havanın toplu veya makroskopik hareketinden kaynaklanan havadaki iletimin etkisi ile konveksiyon yoluyla yüzeyden taşınır ve soğuk hava ile yer değiştirir. Bir akışkan, fan, pompa veya rüzgar gibi harici yollarla yüzeyden akmaya zorlanırsa buna zorlanmış konveksiyon denir. Buna karşın akışkan hareketi, akışkandaki sıcaklığın değişimi nedeniyle yoğunluk farklarıyla tetiklenen kuvvetlerinden kaynaklanıyorsa, doğal konveksiyon olarak adlandırılır. Konveksiyonun karmaşıklığına rağmen konveksiyon ısı transferinin hızı ve sıcaklık farklılığı ile orantılı olarak gözlenir ve Newton'un soğuma kanununa göre rahatça ifade edilir.

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (4.12)$$

Burada h konveksiyon ısı transfer katsayısıdır ve birimi W/m^2 'dir. A_s konveksiyonun gerçekleştiği yüzey alanı, T_s yüzey sıcaklığı, T_∞ ise yüzey çevresinden geçen akışkanın sıcaklığıdır. Konveksiyon ısı transfer katsayısı h , akışkanın bir özelliği değildir. Deneysel olarak belirlenmiş bir parametredir ve değeri

yüzey geometrisi, akışkan hareketi, sıvının özellikleri ve akışkanın hızı gibi konveksiyonu etkileyen tüm değişkenlere bağlıdır [31].

Tez çalışması kapsamında da h değeri matematiksel modelde yukarıda bahsedilen değişkenlere bağlı olarak kullanılmıştır. h değeri matematiksel modelde hesaplanırken Limpert'in Fren Tasarımı ve Güvenlik kitabındaki formüller referans alınmıştır. Detaylı açıklamalara hesap kısmında yer verilmiştir.

4.6.3 Işınım (Radyasyon)

Radyasyon, atomların veya moleküllerin elektronik düzeninin değişikliklerin bir sonucu olarak madde tarafından elektromanyetik dalgalar şeklinde yayılan enerjidir. İletim ve konveksiyonun aksine enerjinin radyasyonla aktarımı için aradaki bir ortamın varlığına gerek yoktur. Isı transferi çalışmalarında, sıcaklığından dolayı cisimler tarafından yayılan radyasyon şeklindeki termal radyasyonla ilgilenilir. Radyasyona etki etmeyen bir gaz ile yayma oranı ϵ , yüzey alanı A_s , mutlak sıcaklık T_{surr} seçildiğinde bu iki yüzey arasındaki net radyasyon ışıma hızı şu şekilde verilir.

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (W) \quad (4.13)$$

Burada $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ dir. σ Stefan-Boltzmann sabiti olarak adlandırılır. ϵ bir yüzeyin ısı yayma oranı olarak geçer ve değeri 0 ile 1 arasındadır. Parça yüzeyi siyaha doğru yaklaştıkça değerde 1 sayısına doğru yakınsar.

Basitlik ve kolaylık sağlamak için genellikle hem taşınımın hem de radyasyonun etkilerini içeren birleşik bir ısı transfer katsayısı tanımlanır. Ardından bir yüzeyden konveksiyon ve radyasyon ile toplam ısı aktarım hızı şu şekilde ifade edilir [31].

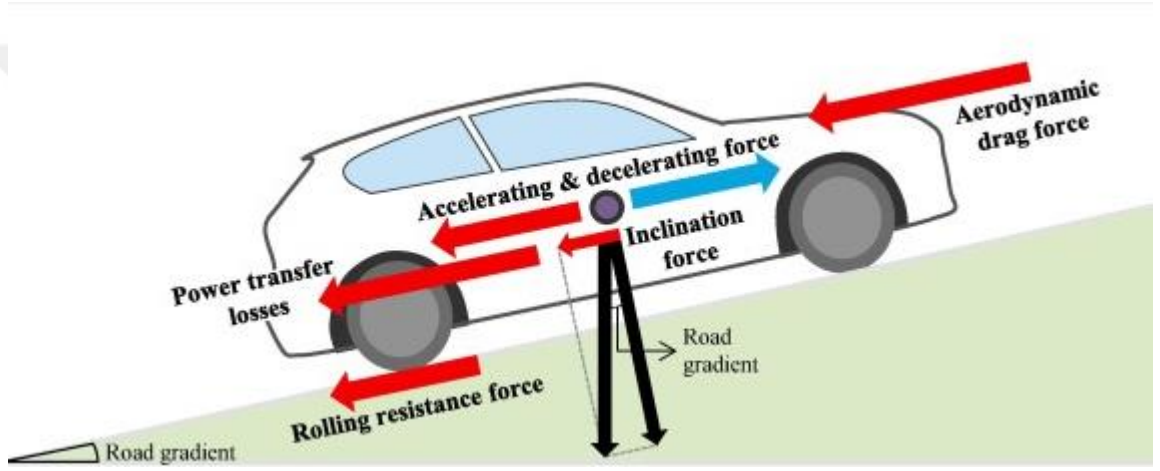
$$\dot{Q}_{total} = h_{combined} A_s (T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (4.14)$$

Litaratür araştırmasında fren disk sıcaklık hesaplarında konveksiyon ve radyasyon değerlerinin toplandığı ve birleşik bir ısı transfer katsayısının kullanıldığı görülmüştür. Bu çalışmada her iki değer de ayrı olarak gösterilecektir.



5. TAŞIT HAREKET DENKLEMLERİ

Bir taşıt hareket halindeyken motor gücü tarafından aşılması gereken seyir dirençlerine maruz kalmaktadır. Dirençlerin toplamı, aracın ileri doğru hareketi için motordan tekerleklere iletilmesi gereken kuvveti belirler. Bu dirençler genel olarak aşağıdaki şekil 5.1'deki gibi sınıflandırılabilir.



Şekil 5.1: Araca etki eden kuvvetler [32].

- Yuvarlanma Direnci
- Aerodinamik Direnç
- Yokuş Direnci
- İvmelenme Direnci
- Çeki Direnci

5.1 Yuvarlanma Direnci

Yuvarlanma direnci hareket eden bir aracın tekerleğine etki eden dirençlerin en büyüğüdür. Bu direnç tekerleğin yuvarlanması sırasında lastiklerdeki şekil değişiminden kaynaklanır. Sert zeminlerdeki yuvarlanma direncinin ana kaynağı, yuvarlanma anındaki lastiğin yapısında şekil değiştirmeden dolayı ortaya çıkan histerizislerdir. Lastik tekerleğe verilen enerjinin tamamı dönme için kullanılmamakta, bir kısmı ısıya dönüşmektedir. Serbest yuvarlanan tekerleğin moment dengesinden yuvarlanma direnci elde edilir.

$$F_{RR} = f_r G \cos \alpha = f_r m g \cos \alpha \quad (N) \quad (5.1)$$

f_r değerine yuvarlanma direnci katsayısı denir ve bir çok etkene bağlıdır. Bu tez çalışması kapsamında modelde bu katsayı $f_r=0.01057$ olarak alınmıştır. θ açısı yokuşun eğimidir ve çalışma kapsamında %10 olarak alınmıştır. %10'luk açı pistte simule edilen yolun eğimidir.

5.2 Aerodinamik Direnç

Hava direnci olarak adlandırabileceğimiz bu direnç taşıtın hareketi sırasında çevrelendiği hava tabakası tarafından maruz kaldığı akıştır. Taşıtın dış hatları hava direncine etki eden temel faktördür. Taşıt üzerindeki aerodinamik kuvvet aşağıdaki şekilde gösterilir.

$$F_L = \frac{1}{2} C_D A_f \rho (V + V_o)^2 \quad (N) \quad (5.2)$$

C_D ile ifade edilen katsayı aracın aerodinamik direnç katsayısını temsil etmektedir. Rüzgar direnci katsayısının değeri taşıtın şekline bağlıdır ve deneysel olarak tespit edilmektedir. A_f aracın hareket sırasında hava direncine maruz kalan alandır. ρ ise hava yoğunluğunu göstermektedir. Hava yoğunluğu sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir ve çizelge 5.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1: Hava yoğunluğunun sıcaklığa bağlı değişimi [33].

Sıcaklık (C ⁰)	Hava yoğunluğu (ρ)
-17,8	1,382
-6,7	1,326
4,4	1,274
15,6	1,222
20	1,202
26,7	1,176
37,8	1,135
48,9	1,109

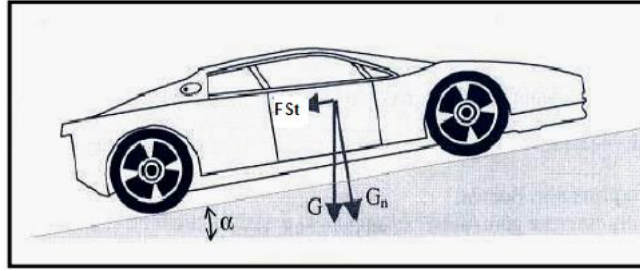
Çalışma kapsamında ortam sıcaklığı 20 °C olarak alındığı için hava yoğunluğu $\rho=1,202$ olarak seçilmiştir. Aerodinamik direnç formülünde kullanılan hız, taşıt hızı

(V) ile rüzgar hızının (V_o) vektörel farkıdır. Hesaplamalarda rüzgar hızının olmadığı yalnız taşıt hızının aerodinamik direnci oluşturduğu varsayımında bulunulmuştur.

5.3 Yokuş Direnci

Çıkış eğimli yolda, hareketi engelleyen ve taşıt ağırlığının hareket doğrultusunda, hareket yönüne ters yönlü bileşenidir [33]. Bir taşıta etki eden yokuş direncinin gösterimi şekil 5.2’de verilmiştir.

$$F_{St} = mgsina \quad (N) \quad (5.3)$$



Şekil 5.2: Bir taşıta etki eden yokuş direnci [33].

5.4 İvmelenme Direnci

İvmeli hareket yapan taşıtın ivmeli öteleme hareketi ve dönen elemanların ivmelendirilmesi esnasında, taşıtın hareket yönüne zıt yönde oluşan kuvvet, ivme direncidir. İvme direncinin değeri, toplam kütle ve dönen elemanların atalet momentlerine bağlıdır. Aracın kullanıldığı vites kademesinin, dönmeye zorlanan elemanları belirlemesi nedeni ile ivme direncine doğrudan etkisi vardır. Dönen elemanların, atalet momentlerinin, belirlenmesindeki zorluk, uygulamada, dönen elemanların açısal hızlarının arttırılmasından dolayı oluşacak direnç etkisine eşit etki yaratacak eşdeğer bir kütle hesaplanmasına yol açmıştır. Araç kütlesi ile eşdeğer kütle toplamının araç kütlesine oranına ivme direnç katsayısı (λ) adı verilir. İvme direnci, dönen elemanların ataletleri dikkate alındığında aşağıdaki formül ortaya çıkar.

$$F_B = \lambda m \frac{dV}{dt} \quad (N) \quad (5.4)$$

Burada m taşıtın toplam kütlesi, λ ise taşıtın tahriğinde, aktarma organlarında, tekerleklerinde ve fren düzeneğindeki dönen kütlelerin ivme direncine etkisini ifade eden boyutsuz ivme direnç katsayısıdır.

Kütle faktörünün hesabı için tüm dönen parçaların atalet momentlerinin değerlerinin bilinmesi gerekir. Bu yüzden bu değerlerin bilinmediği yerlerde kütle faktörü yolcu araçları için çıkartılmış deneysel formülle hesaplanabilir [34].

5.5 Çeki Direnci

Bir aracın çektiği römork tarafından araca uygulanan dirençtir. Tekerlek çeki kuvveti F_T ile gösterilir ve aşağıdaki denklem yardımı ile ifade edilir. r tekerlek yarıçapı, $M_{TÖ}$ ön tekerleğe etki eden moment, M_{TA} ise arka tekerleğe etki eden momenttir.

$$F_T = \frac{M_{TÖ}}{r} + \frac{M_{TA}}{r} \quad (5.5)$$

Bu çalışma kapsamında yokuş direncini simule etmek için yapay bir çeki kuvveti kontrollü olarak uygulanacaktır. Detayları ileriki sayfalarda anlatılmıştır.

5.6 Taşıtın Boş Viteste Yavaşlama Deneyi

Litaratürde ‘coast down’ olarak geçen boş viteste yavaşlama deneyi bir araca etki eden sürtünme kuvvetlerinin toplam etkisini anlamak için kullanılmaktadır. Araç belirli bir hıza çıktıktan sonra boş vitese alınarak eğimsiz bir yolda süzülmesi sırasında hız zaman grafiği çıkartılmaktadır ve toplam katedilen mesafe ölçülmektedir. Bu sayede farklı değişkenlerin araç sürtünmesi üzerindeki etkileri anlaşılabilir. Örneğin yalnızca aracın lastikleri değiştirilerek veya yük artırıp azaltılarak toplam katedilen mesafeye etkisi anlaşılabilir. Yeterince denemeden sonra ortaya bir denklem koyularak değişkenlerin etkisi ifade edilmektedir. Bu eğri araçtan araca geçişip aracın karakteristik özelliklerinden birini ortaya çıkarmaktadır.

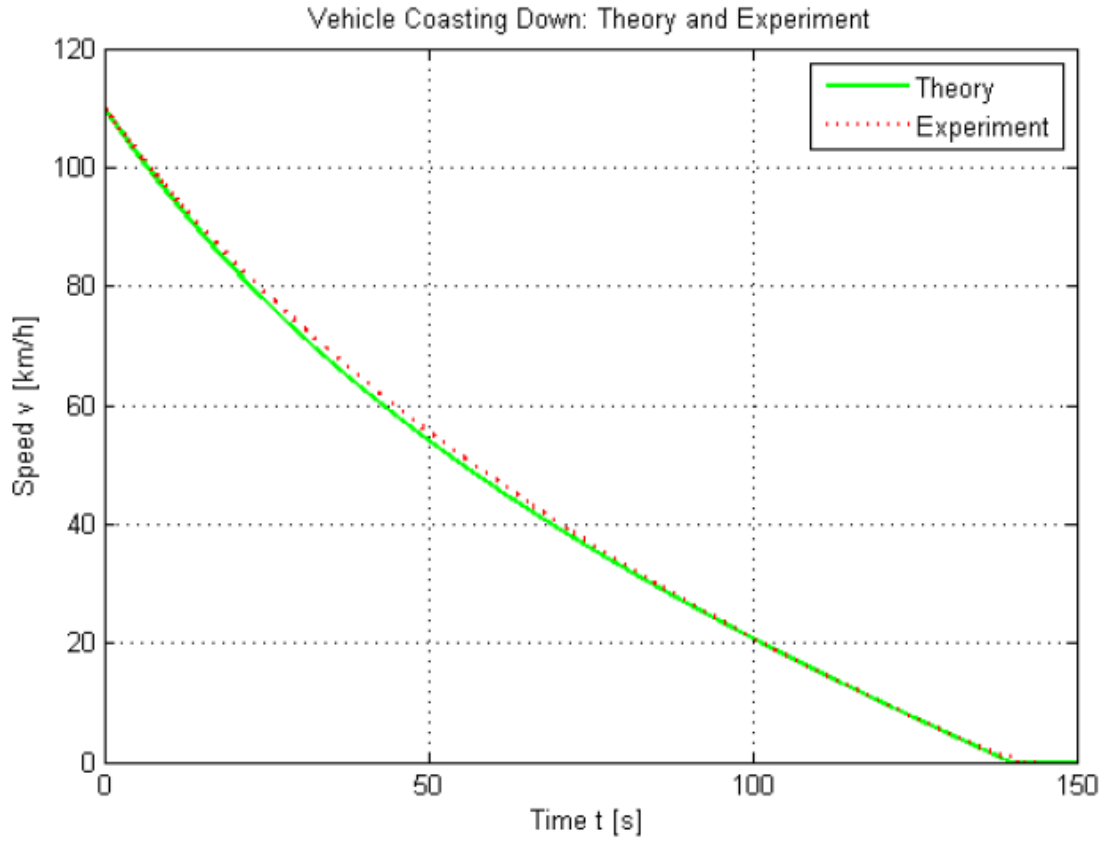
Neys [35] araca etki eden sürtünme kuvvetlerini F_{drag} olarak ifade etmiş ve aşağıda gösterilen formülleri kullanmıştır.

$$F_{drag} = \frac{1}{2} C_d \rho A_f V^2 + C_{fric} V + m g f_r \quad (N) \quad (5.6)$$

$$W_{drag} = \int F_{drag} V dt \quad (Nm) \quad (5.7)$$

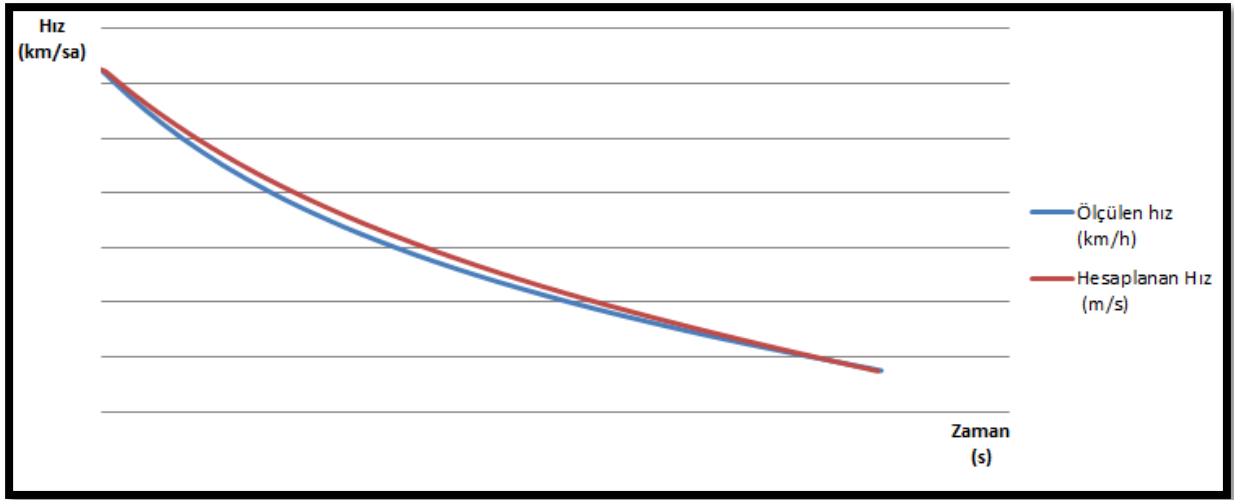
Sonraki aşamada tekerleğin yuvarlanma direnç katsayısı (f_r) ve aracın güç aktarma sistemindeki dönen ve hareket eden parçaların etkisinin katıldığı C_{fric} katsayısını seçerek neredeyse mükemmel doğrulukla gerçek test sonuçlarını teorik formül yardımı ile doğrulamıştır. Aşağıda şekil 5.3’te grafiği gösterilen Neys [35] tarafından

deneysel ve formül yardımı ile hesaplanan değerlerin kıyaslamasında yalnız %0.03'lük bir hata bulunmaktadır.



Şekil 5.3: Coasting down test ve hesap karşılaştırması-1 [35].

Aracın kinetik ve potansiyel enerjisi kolaylıkla hesaplanabilmektedir. Eğer yüksek doğrulukla sürtünmeye giden enerji de hesaplanabilirse frenlerin sönmülediği enerji yüksek doğrulukla hesaplanacaktır. Bu grafik hıza bağlı olarak sürtünme kuvvetinin değişimi konusunda yol göstermektedir. Yüksek lisans tezi kapsamında yukarıda belirtilen yöntem ile denklemin katsayıları bulunmuştur. Aşağıdaki şekil 5.4'te ise referans aracın ölçülen ve hesaplanan yavaşlama grafikleri görülmektedir. Karakteristik bir özellik olduğu için grafik değerler belirtilmeden paylaşılmıştır. Kinetik enerji hesabı sırasında hesabı basitleştirmek için dönen kütleler taşıt kütlesine eklenerek eşdeğer kütle üzerinden sonuca gidilmiştir. Hata payı ise %0.1 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.4: Coasting down test ve hesap karşılaştırması-2.

6. FREN SİSTEMİNİN ISIL MODELLEMESİ

6.1 Frenleme Torku

Fren sisteminin ısıl modellemesi sırasında önceki bölümlerde detaylı açıklanan ısı transfer ilkeleri temel alınacaktır. Frenlerin işlevi araç kinetik enerjisini azaltmaktır ve frenler için bu kinetik enerji disk veya kampana ile balatalar arasındaki temas sonucu oluşan sürtünme yoluyla ısıya dönüştürülür. Balata ve disk arasındaki bu sürtünme kuvveti tekerlekte bir tork üretir ve bu tork taşıt hareketine göre tekerlek dönüşünü yavaşlatan ısıya dönüştürülür. Sürtünme ile ısı üretim miktarı aşağıdaki iki şekilde de ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{brake} = F_{fric}v_{slide} \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{brake} = T_{brake}\omega \quad (6.2)$$

Buradan da frenleme torkuna geçiş yapılabilir.

$$T_{brake} = F_{fric}r_{eff} \quad (6.3)$$

Frenleme torkunu fren sıvı basıncı, piston yüzey alanı, piston sayısı, sürtünme katsayısı ve efektif frenleme yarıçapı yardımı ile hesaplayabiliriz. Burada karşımıza çıkan zorluk sürtünme katsayısının sabit olmaması sıcaklığa bağlı olarak değişmesidir.

$$T_{brake} = 2p_{fluid}A_{piston}n_{pistons}\mu_{fric}r_{eff} \quad (6.4)$$

Frenleme sırasında frenleme kuvvetinin aracın ön ve arkası arasında hangi oranda paylaştırıldığı otomobil üretici firmadan temin edilmiştir. Bu değer geçmişte yapılan deneysel çalışmalar sonrasında saptanmıştır.

6.2 Disk ve Balatanın Malzeme Özellikleri

Disk malzemesi gri dökme demirdir. Malzeme özellikleri ASTM40 referans alınarak çizelge 6.1'de paylaşılmıştır.

Çizelge 6.1: Diskin malzeme özellikleri [36].

Gri Dökme Demir ASTM 40				
Kimyasal bileşenler: C=2.7-4%, Mn=0.8%, Si=1.8-3%, en fazla S=0.07% , en fazla P=0.2%				
Özellik	Metrik Birim Değeri	Birimi	Imperial Birim Değeri	
Density	$7.06 \cdot 10^3 - 7.34 \cdot 10^3$	kg/m ³	441-458	lb/ft ³
Elastiklik katsayısı	124	GPa	18000	ksi
Isıl genişleme değeri (20 °C)	$9.0 \cdot 10^{-6}$	°C ⁻¹	$5.0 \cdot 10^{-6}$	in/(in* °F)
Özgül ısı kapasitesi (25 °C)	490	J/(kg*K)	0.117	BTU/(lb*°F)
Isı iletim katsayısı	53.3	W/(m*K)	370	BTU*in/(hr*ft ² *°F)
Özdirenç	$1.1 \cdot 10^{-7}$	Ohm*m	$1.1 \cdot 10^{-5}$	Ohm*cm
Çekme dayanımı	276	MPa	40000	psi
Uzama	1	%	1	%
Kesme dayanımı	400	MPa	58000	psi
Basma dayanımı	Min. 827	MPa	Min. 120000	psi
Yorulma dayanımı	138	MPa	20000	psi
Sertlik (Brinell)	180-302	HB	180-302	HB
Aşınma dayanımı	Düşük			
Korozyon direnci	Düşük			
Kaynaklanabilme	Düşük			
İşlenebilme	İyi			
Dökülebilirlik	Yüksek			

6.3 Disk ile Balata Arasındaki Isı Dağılımı

Genel olarak, disk ve balata arasındaki temas, mükemmel veya kusurlu bir temas olarak modellenebilir. Mükemmel temas, disk ve balatanın aynı yüzey sıcaklıklarına sahip olduğunu varsayar. Kusurlu temas ise her iki parça arasında bir sıcaklık tutarsızlığı varsayar. Gerçekte, fren olayları çok geçicidir ve kısa bir süredir. Bu nedenle, mükemmel temas elde edilemez ve disk balata arayüzünün modellenmesinde çoğunlukla kusurlu temas kullanılır [37]. Kusurlu temasta disk ve balata yüzeyleri arasında koparılmış parçacıklardan oluşan üçüncü bir cisim bulunur. Isının balata yüzeyinde olduğu varsayılır ve bu üçüncü gövde aracılığıyla diske dağıtılır. Bu, disk ve balata yüzey sıcaklığı arasında bir uyumsuzluğa neden olur. Bu kusurlu temas, (disk ve balata arasında sıcaklık farkı olan) deneysel gözleme daha fazla uyumludur. Bununla birlikte, bu üçüncü cismin ısı direncinin belirlenmesinde zorluklar yatmaktadır [38]. Matematik modelde üçüncü bir cisim kullanılmayacak disk ve balata sisteme dahil edilecektir.

Frenleme sırasında oluşan ısının bir kısmı konveksiyon yoluyla derhal çevredeki havaya dağıtılır. Rao'ya [39] göre bu sadece % 1 oranındadır. Talati, F. [37] kusurlu

bir kontak için disk ile balata arasındaki ısı dağılım katsayısı σ_{disc} için teorik bir model şu şekilde verilir:

$$\sigma_{disc} = \frac{\xi_a S_d}{\xi_a S_d + \xi_p S_p} \quad (6.5)$$

S diskin ve balatanın sürtünme yüzey alanıdır. ξ ise aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\xi = \sqrt{k\rho c_p} \quad (6.6)$$

Limpert ise Brake Design and Safety kitabında diske giden ısı miktarını γ ile göstermiş ve şöyle ifade etmiştir:

$$\gamma = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_P c_P k_P}{\rho_R c_R k_R}\right)^{1/2}} \quad (6.7)$$

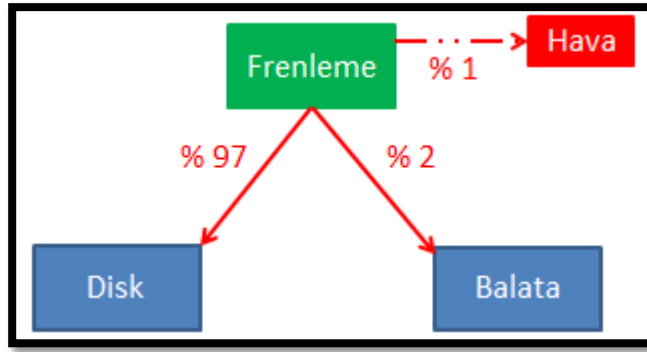
ρ yoğunluk, c özısı, k ısı iletkenlik katsayısıdır. Buradan çıkartacağımız sonuç sürtünme yüzeyleri arasındaki ısı dağılımı direkt olarak malzeme özellikleri ile ilgilidir.

Disk ve fren sıvı sıcaklıklarını doğru tahmin etmek için frenleme sırasında ortaya çıkan ısının iki sürtünme yüzeyi arasında yani disk ile balata arasında hangi oranda dağıldığının doğru hesaplanması son derece önemlidir. Bu çalışma kapsamında referans olarak Talati'nin [37] sunduğu denklem alınmış ve %1'lik enerjinin direkt havaya gittiği varsayımından sonra enerjinin %97'i disk %2'si balata yönünde aktarıldığı hesaplanmıştır. Bu sonuçlar Neys'in [35] çalışmalarında bulduğu sonuçlar ile benzerdir. Disk ve balataya ait alınan referans değerler aşağıda çizelge 6.2'de paylaşılmıştır.

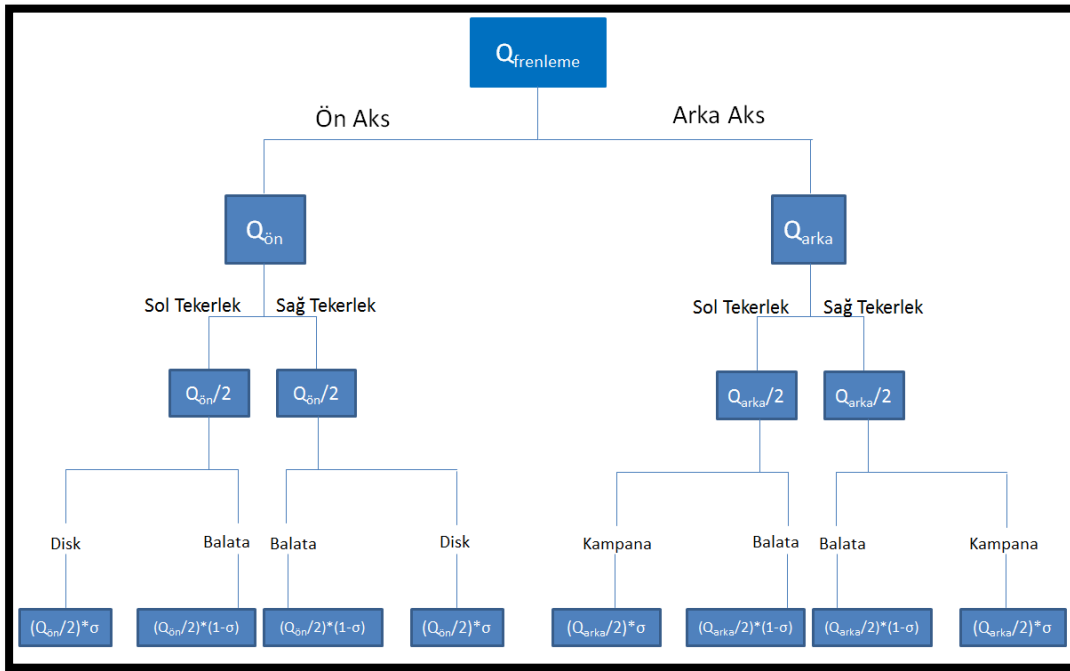
Çizelge 6.2: Diskin ve balatanın özellikleri.

	k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	ρ (kg/m ³)	c (J.K ⁻¹)	S (m ²)
Disk	53.3	7206	490	0.077563
Balata	1.2	2595	1465	0.00355

Şekil 6.1 ve 6.2'de frenleme sırasında ortaya çıkan ısının hangi şekilde dağıldığı görülmektedir.



Şekil 6.1: Fren enerjisinin ilk frenleme anında dağılımı-1.



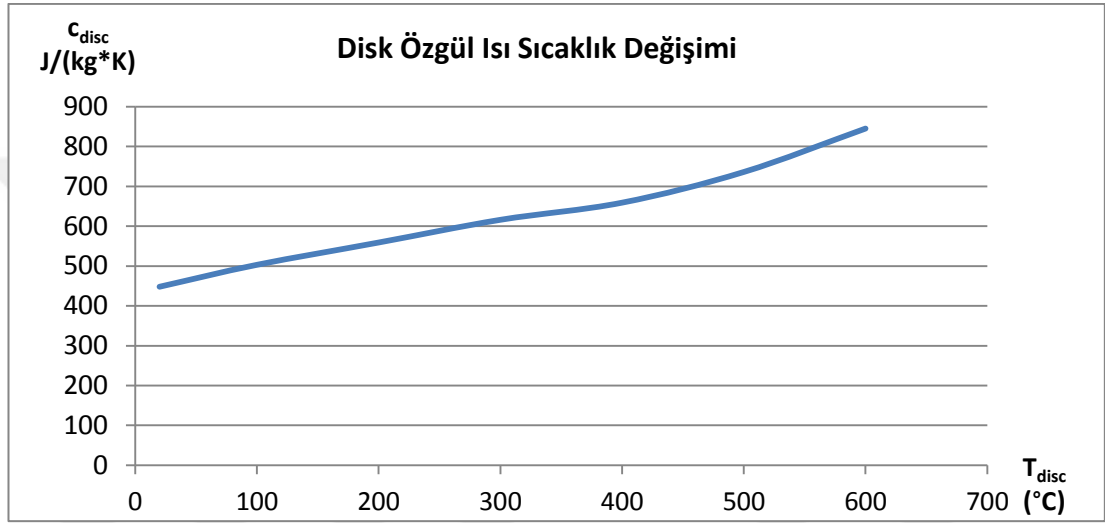
Şekil 6.2: Fren enerjisinin ilk frenleme anında dağılımı-2.

6.4 Disk Sıcaklığı

Lai, H. [40], çevresel yöndeki plakalardan oluşan bir disk modeli önerilmiştir. Fren diskinin genel olarak büyük açısal hızından ötürü, ısı girdisinin açısal yönde eşit olarak yayıldığı varsayılmaktadır. Disk frenleme enerjisinin büyük kısmını emer. Bu disk malzemesi tarafından gerçekleştirilir ve çevreye özellikle konveksiyon ve radyasyon yoluyla yayılır. Bunun davranışı karmaşık bir süreçtir ve diskin şeklinden ve aerodinamiğinden büyük ölçüde etkilenir. Fren diskinin termal davranışı, şekle ve aerodinamiğe olan bağımlılığı hakkında daha ayrıntılı araştırmalar Sun'da [41] bulunabilir.

6.4.1 Diske ısı girişi ve çıkışı

Fren diski tarafından emilen ısı, iletim yoluyla disk boyunca yayılır ve disk sıcaklığının artmasına neden olur. Disk kütlesi modelinin sıcaklık artışı (4.1) ve (4.2) denklemleri yardımıyla hesaplanır. c bir maddenin özgül ısısını ifade etmektedir ve ortam sıcaklığında maddenin ayırt edici özelliklerinden biridir. Sıcaklık arttıkça diskin özgül ısı değeri artmaktadır. Bu nedenle birinci dereceden bir denkleme bağlanarak sıcaklık arttıkça özgül ısı değerinin değişerek doğru sonuç vermesi amaçlanmıştır. Denklemdaki c değerini lineer olarak şekil 6.3'te gösterilmiştir.



Şekil 6.3: Diskin c değerinin sıcaklığa bağlı değişimi.

Hesaplamalarda aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$c = 0.6417 * T_{disk} + 429.38 \quad (6.8)$$

Diskten ısı çıkışında ise iletim, taşınım ve yayınım mekanizmaları rol oynamaktadır. Diskten ısı çıkışında en yüksek pay taşınım (konveksiyona) aittir. Yüksek sıcaklıklarda yayınım (radyasyon) yolu ile ısı çıkışı artsada taşınım oranda ikinci plandadır. Yüksek disk sıcaklıklarına ulaşmış bir araç durduğunda hava akışı durduğu için yayınımın taşınım oranı artmakta ve bazı durumlarda taşınımı geçebilmektedir.

6.4.2 Diskin hareket halindeki konveksiyon katsayısının hesaplanması

Diskin sıcaklığını hesaplamak için en kritik noktalardan birisi de konveksiyon katsayısını doğru bulmaktır. Bu katsayı h , üç şekilde hesaplanabilir.

- Deneysel doğrulama
- CFD analiziyle hesaplama
- Matematiksel hesap

6.4.2.1 Deneysel doğrulama

Deneysel olarak hesaplamak için matematik modelde diğer değerleri bildiğimizi varsayalım. h değeri temel olarak parçanın geometrisine ve geometri üzerinden geçen akışkanın hızına bağlıdır.

Aracın diskine sıcaklık ölçerler bağlandıktan sonra soğutulmak istenen sıcaklığa kadar diskler ısıtılır. Ardından farklı hızlarda, hız değiştirilmeden ve fren yapılmadan hareket edilirse zamanla diskin soğuma eğrisine bağlı olarak h değeri elde edilebilir. Bunun pozitif yanı h değerinin yüksek doğrulukla bulunmasıdır. Negatif yanları ise her bir farklı deneme için test koşullarının oluşturulmak zorunda olunması, bunun zaman alan ve maliyetli bir iş olması. Sonuçların ancak tasarım tamamlandıktan sonra görülebilmesi tasarımın erken aşamalarında olası sıcaklıkların tahmin edilememesidir.

6.4.2.2 CFD analiziyle hesaplama

Teknoloji ve bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sanal ortamda tasarım doğrulamanın güvenilirliği artmıştır. Ancak henüz tamamen CFD analiziyle doğrulamaya tam anlamıyla geçilmiş değildir. Analiz sonucu bize test sonucu hakkında bilgi verse de yine de teste bir gereklilik vardır.

6.4.2.3 Matematiksel hesap

Hava kanallı disk frenler genellikle hava kanalsız disklerle göre yaklaşık iki kat daha büyük konveksiyon ısı transfer katsayıları sergiler. Ancak şekil 6.4'te görülebileceği gibi pas yada çamur gibi kullanım faktörleri hava kanallı disklerin ısı transfer katsayısını önemli ölçüde azaltabilir.



Şekil 6.4: Hava kanallı disk.

Fren rotorunun kanatları içindeki ısı transfer katsayısını elde etmek için aşağıdaki ilişki kullanılabilir.

$$h_R = 0.023 \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{k_a}{d_h} \quad (6.9)$$

d_h = hidrolik çap (m)

l = soğutma kanalının uzunluğu (m)

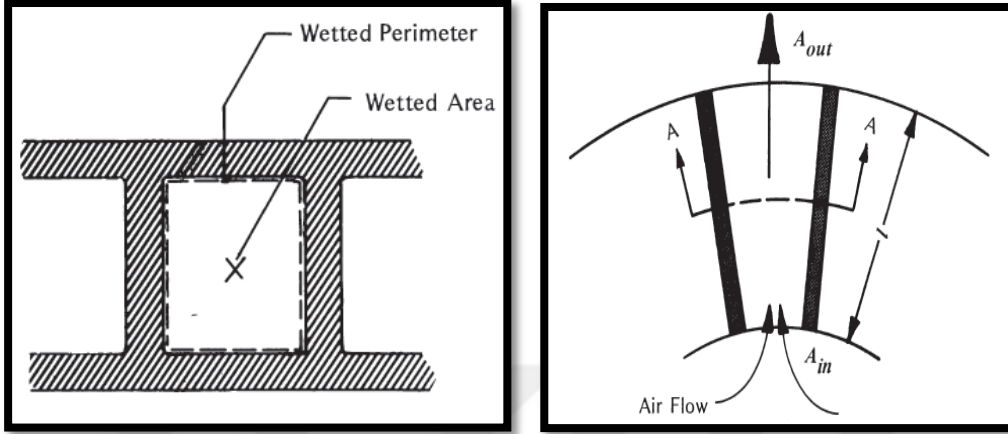
V_{ave} = ortalama hava akış hızı (m/s)

$$Re = \frac{\rho d_h}{m} V_{ave} \quad (6.10)$$

Denklem (6.9) $Re > 10^4$ için geçerlidir. Hidrolik çap, kesitsel alanının dört katının ıslak çevre uzunluğuna oranı olarak tanımlanır. Hava kanalları için ortalama bir hidrolik çapı bulunur. Bu hidrolik çap hava kanallarının giriş ve çıkış çapları kullanılarak bulunmaktadır. Reynolds sayısı ile ilişkili hız, kanatların içinde mevcut olan hava akış hızıdır, bu hız aracın ileri hızıyla aynı değildir. Düşük hız değerleri için kanatlarda laminer akış görülecektir. $Re < 10^4$ için konvektif ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$h_R = 1.86 (RePr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.33} \frac{k_a}{d_h} \quad (6.11)$$

h değeri daha önce da bahsedildiği gibi geometri ve geometri üzerindeki akış ile ilişkilidir. Şekil 6.5'te hava kanallı diskin kesiti verilmiştir. Akışın hızı h değerini değiştirecektir. Hava kanallarından geçen havanın hızı aşağıdaki ifadeler yardımı ile tespit edilebilir.



Şekil 6.5: Hava kanalı kesit gösterimi.

$$V_{ave} = \frac{(V_{in} + V_{out})}{2} \quad (\text{m/s}) \quad (6.12)$$

Burada;

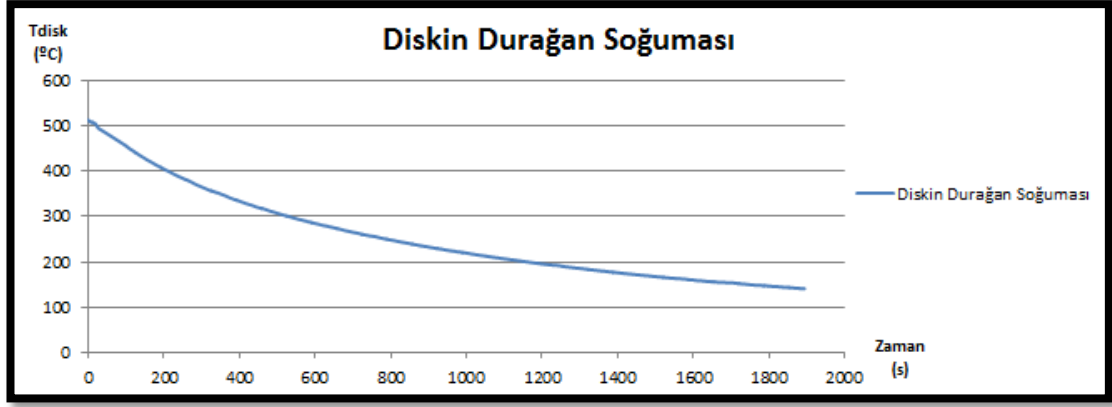
- A_{in} = Disk kanalının giriş kesit alanı (m^2)
- A_{out} = Disk kanalının çıkış kesit alanı (m^2)
- D_i = Disk kanal iç çapı (m)
- D_o = Disk kanal dış çapı (m)
- N = Diskin dakikadaki dönüş sayısı (1/dk)

$$V_{in} = 0.0158N(D_o^2 - D_i^2)^{1/2} \quad (\text{m/s}) \quad (6.13)$$

Reynolds sayısı 10^4 'ten küçük olduğu için Denklem (6.11) kullanılmıştır ve h değeri $35.99 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ olarak hesaplanmıştır. h değeri sıcaklık modelindeki hesaplamalarda kullanılacaktır. Disk üretici firmasından öğrenilen h değeri ise $40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 'dir. Yine ileriki bölümlerde $35.99 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ve $40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ değerleri kullanılarak gerçek ölçüm sonuçları ile karşılaştırmaları yapılacaktır.

6.4.3 Diskin durağan haldeki konveksiyon katsayısının hesaplanması

Diskin durağan haldeki taşınım katsayısı deneysel olarak saptanmıştır. Diskler belirli bir sıcaklığa kadar ısıtıldıktan sonra araç rüzgar etkisinden etkilenmemesi için kapalı bir ortama alınmış diskin zamana bağlı soğuma grafiği elde edilmiştir. Şekil 6.6'da bu grafik paylaşılmıştır.



Şekil 6.6: Diskin durağan haldeki soğuması.

Zamana bağlı disk sıcaklığı aşağıdaki üçüncü derece denklem yardımıyla ifade edilebilir.

$$T_{disk} = -6.7 \cdot 10^{-7} t^3 + 2.95 \cdot 10^{-4} t^2 - 0.51 t + 499.62 \quad (^\circ\text{C}) \quad (6.14)$$

T_{disk} = Disk sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

t = Zaman (s)

Diskin frenleme sırasında bir ısı depolama hacmi olarak kullanıldığı ve üzerinden hava akışı geçmiyorken yavaş bir soğuma eğiliminin olduğu yukarıdaki grafikten çıkartılabilecek sonuçlardır. Konveksiyon katsayısı ise belirli bir sıcaklık aralığı için denklem 4.12 yardımıyla hesaplanabilir.

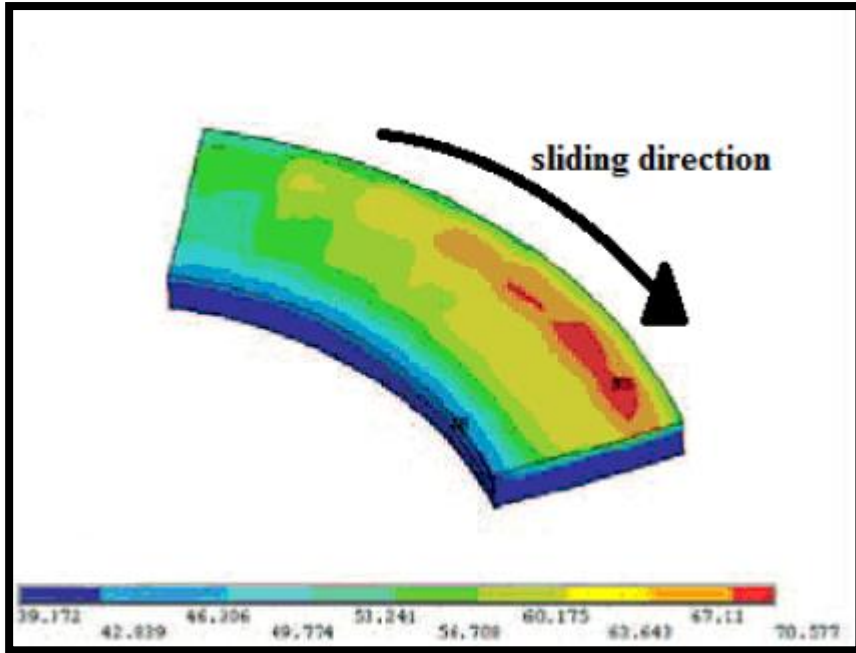
6.5 Balata Sıcaklığı

Hesaplarda görüldüğü gibi balatalar kullanıldığı malzemedan dolayı frenleme sırasında ortaya çıkan enerjinin küçük bir kısmını emer. Disk ile balata arasındaki ısı oluşumu ve dağılımı mikroskobik ve makroskobik boyutta ele alınmıştır.

Mikroskobik seviyede konu ele alınırsa, balata yüzeyinde sıcak küçük noktalar söz konusudur. Bunun nedeni, belirli bir zamanda birkaç küçük alana sınırlandırılmış gerçek temas yüzeyine bağlıdır. Bu alanlar nominal temas alanı üzerinden dağıtılmaktadır. Bu sınırlı temas ara yüzeyinde çok yüksek sıcaklıklar ortaya çıkar. Bununla birlikte, küçük boyutlardan dolayı, ulaşılan yüksek sıcaklıklara rağmen, sıcak noktanın taşıdığı ısı miktarı oldukça düşüktür. Bu nedenle bu ısı malzemenin derinlerine nüfuz etmez. Yüzeyden az bir miktar derinde zaten çok homojen bir sıcaklık dağılımı mevcuttur [42,43].

Makroskopik seviyede, disk balata temas alanları ileri ve geri hareket eder. Bu ise aşınma ve termal genişmeden etkilenir. Termal genişleme, temas alanını azaltmaya çalışırken sürtünmeyi artırır, bu da aşınmayı artırarak temas alanını artırır. Her iki etki arasındaki etkileşim, temas basıncı dağılımını etkiler.

Modelleme amacıyla iki farklı model önerilmiştir. Bunlar eş dağılımlı aşınma ve eş dağılımlı basınçtır. Yeni balatalar için, eş dağılımlı basınç modeli en yakın yaklaşımı verecektir. Bu modele göre balata ve disk arasındaki basınç, tüm yüzey üzerinde aynıdır. Balata yüzeyi üzerindeki ısı dağılımına bakıldığında, makro ölçekte sıcaklıkta iki ayrı artış kaydedilebilir. Birincisi, disk ve balata arasındaki izafi kayma hızı, tekerlek merkezine göre artan mesafe ile artar. Bu hız farkı nedeniyle, dış yarıçaptaki balata yüzey ısı üretimi ve sıcaklığı kayma hızı ile ilgili olduğundan, iç yarıçaptan daha yüksektir. İkinci olarak, disk halkasının balata ile temas eden parçası, balatanın kayma teması sırasında büyük ölçüde ısınır ve balatanın arka ucunda en üst düzeye ulaşır. Turun geri kalanı boyunca disk tekrar balata ile temasa girmeden önce soğumak için bir süreye sahiptir. Bu nedenle, sıcaklıktaki ikinci farklı artış, dönme yönünde balatanın ilk temas eden yüzeyi ile son temas eden yüzeyi arasında ortaya çıkar. Şekil 6.7’de balata üzerinde frenleme sırasında meydana gelen sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 6.7: Balata üzerindeki sıcaklık dağılımı [44].

Sıcaklığın bu bölgede artmasıyla beraber aşınma da artacaktır. Artan aşınma bu yüzeydeki basıncı azaltacak. Azalan basınç ise ısı üretimini azaltacaktır. Böylece aşınma balata yüzeyi üzerinde ilerleyecektir. Böylece eş dağılımlı basınç yerini eş dağılımlı aşınma modeline bırakacaktır. Neys'e [35] göre düşük fren kuvvetlerinde ısı dağılımı daha eştir ve eş dağılımlı basınç ve eş dağılımlı aşınma modellerinin birleştirilmesi en doğru sonucu verecektir.

Balataya ısı frenleme anındaki ısı dağılımı ile disk üzerinden iletim ve yayılım yoluyla olmaktadır. Diskte sıcaklık hesabında olduğu gibi, ısı transferi denklemleri kullanılacaktır. Disk üzerinden balataya radyasyonla gelen ısı miktarını ise Incropera [45] aşağıdaki ifade ile tarif etmiştir.

$$Q_{abs,pad} = \alpha_{pad} F_{ij} Q_{rad,disc} \quad (6.15)$$

Burada;

$Q_{abs,pad}$	= Balatanın diskten yayılım ile aldığı ısı miktarı (J/s)
α_{pad}	= Balatanın ısı emme katsayısı
F_{ij}	= Balata ön yüzey alanının disk yüzey alanına oranı (birimsiz)
$Q_{rad,disc}$	= Diskin yayılım ile attığı ısı miktarı (J/s)

Balataları tutan ve kaliper bağlayan metal parça sıcaklık modelinde ihmal edilmiştir. Balatalar metal parça üzerinden kalipere ve fren hidroliğine ısı iletmektedir.

6.6 Kaliper ve Fren Sıvısı Sıcaklığı

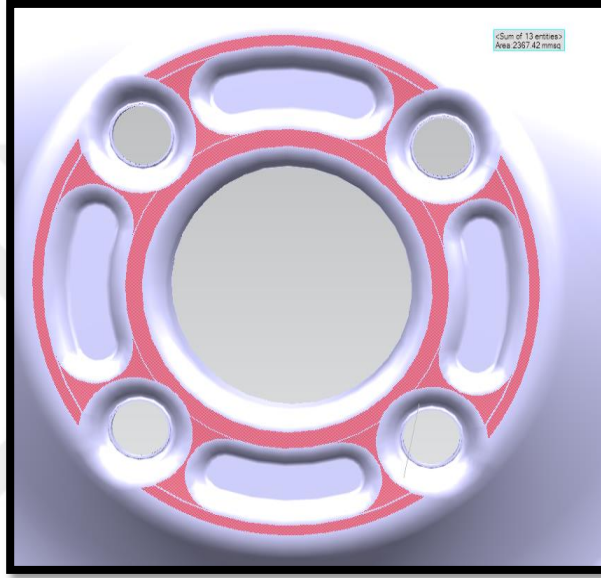
Kaliper sıcaklığı ile fren sıvı sıcaklığının temas yüzeylerinden dolayı birbirini takip etmesi beklenmektedir. Kaliperin büyük hacminden dolayı farklı noktalarında farklı sıcaklıklar görülmektedir. Modelde tek kütle gibi sıcaklık hesaplandığı için sonuçların doğru olması için bir varsayımda bulunularak kütle dörtte biri gibi kabul edilmiş ardından test sonuçları yapılan karşılaştırmada uyumluluk görülmüştür.

Neys [35], rüzgar tüneline yaptığı bir çalışmada kaliper malzemesinin yüksek iletim katsayısına sahip olması ve kaliper ile fren sıvısının yüksek temas alanına sahip olmasıyla bu durumu açıklamıştır. Kaliper ve fren sıvısının tek bir parça gibi modellenebileceğinden ancak bu durumda ısı transfer katsayılarının test sonuçlarına göre ampirik olarak belirlenmesi gerektiğini ortaya koymuştur.

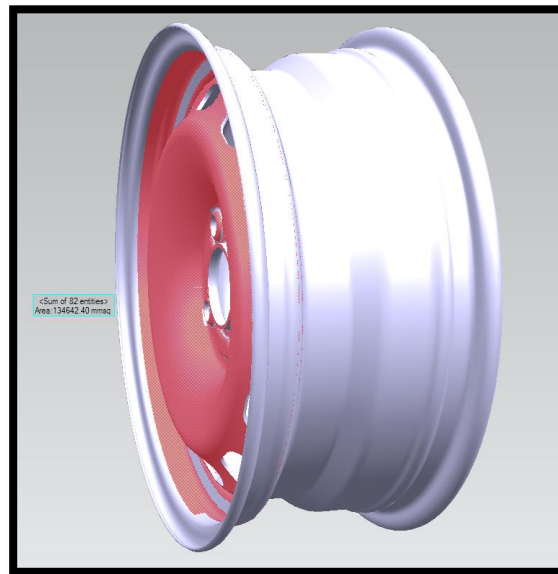
6.7 Jant Sıcaklığı

Jant ile disk temas halindedir ve bu temas yüzeyinden iletim ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Diskten janta ısı transferinin diskten toplam ısı transferine oranı

hareket halindeyken %1.5 iken aracın durmasıyla taşınım ile ısı transfer miktarı azalmakta ve etkisi %3.5 mertebesine varmaktadır. Bu büyük etki nedeniyle jant detaylı ve basitleştirilmiş modellerde kullanılacak ihmal edilmeyecektir. Jant aracın dış tarafına doğru büyük bir alana sahip olduğu için aldığı ısıyı kolaylıkla havaya verebilmekte ve ısınmamaktadır. Bu tez çalışmasında jant sıcaklığı ile ilgili daha detaylı bir çalışma yapılmayacaktır. Jant yalnızca diskten ısı çeken bir eleman olarak kullanılacaktır. Şekil 6.8’de jantın disk ile temas eden yüzeyi, şekil 6.9’da ise jantın hava ile temasta olan yüzeyi gösterilmiştir.



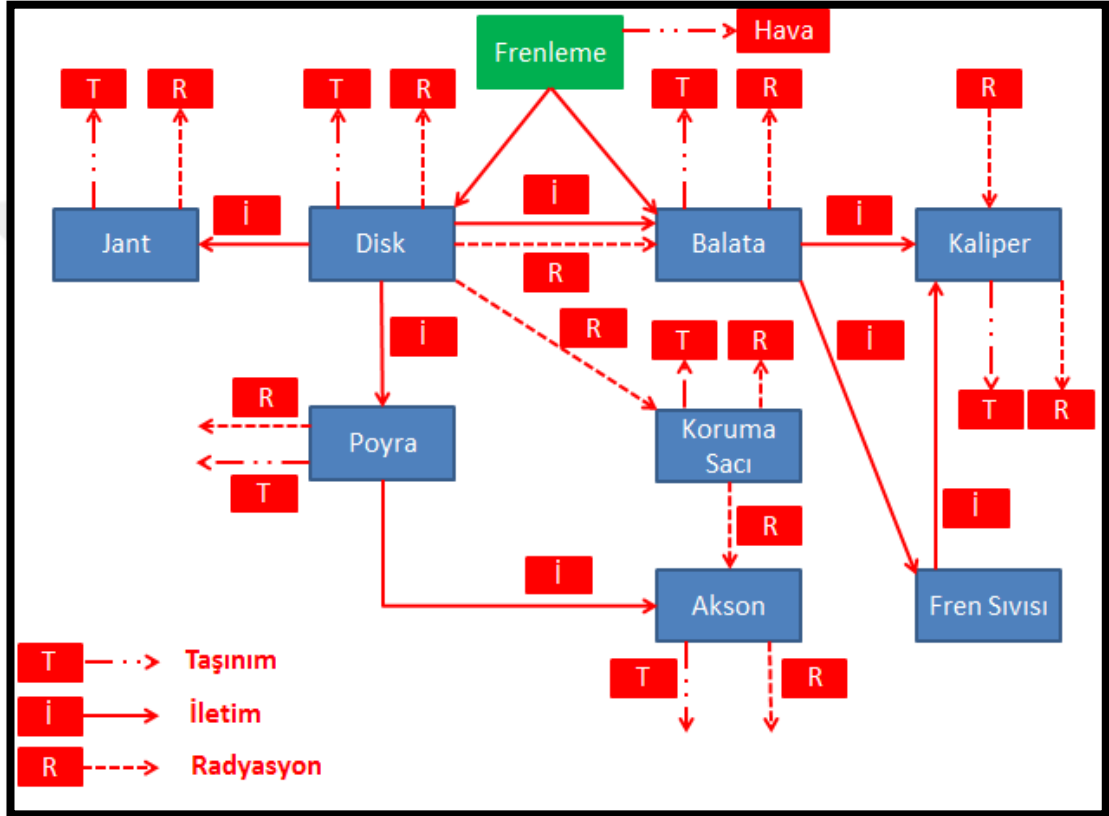
Şekil 6.8: Jant ve diskin temas yüzeyi.



Şekil 6.9: Jantın taşınım ile hava ısı aktardığı yüzey.

6.8 Fren Sistemi Sıcaklık Modelinin Oluşturulması

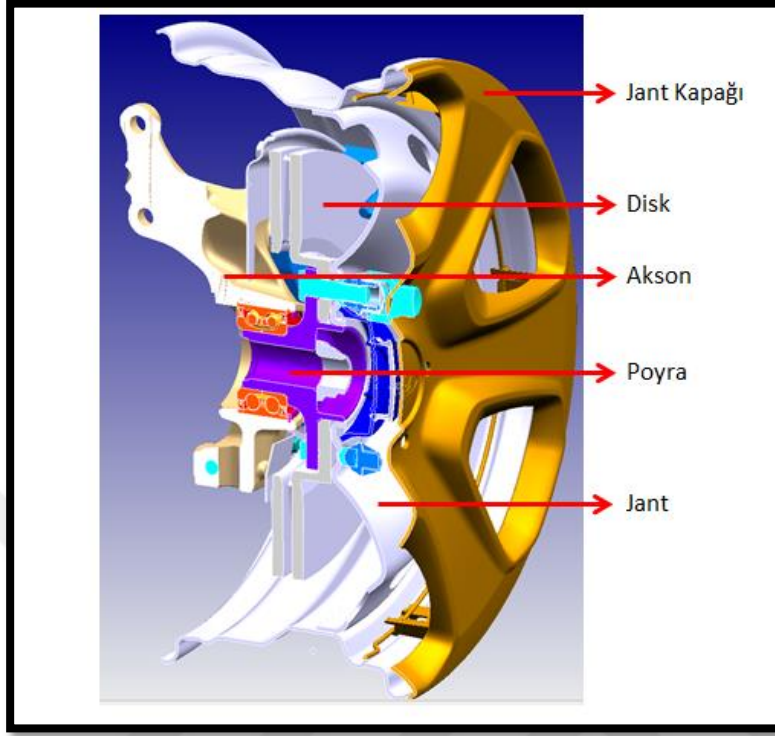
Fren sisteminin modelini oluştururken kullanılan elemanlar ve birbiri ile etkileşimleri aşağıda gösterilmiştir. İlk olarak detaylı ve karmaşık sayılabilecek bir model kurulacak, ikinci aşamada ise farklı araçlara uygulanabilmesi, genel geçerliliğinin olması gibi sebeplerden sadeleştirilecektir. Detaylı modele ait ısı transfer mekanizmaları şekil 6.10'da gösterilmiştir. Şekilde, T taşınım, İ iletim, R ise radyasyonu ifade etmektedir.



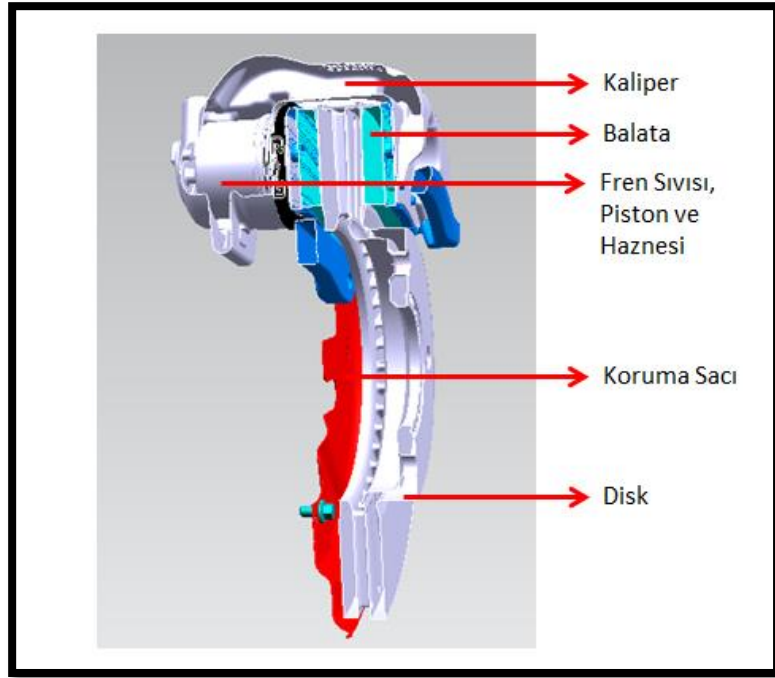
Şekil 6.10: Detaylı fren sistemi ısı akış modeli.

Frenleme sırasında disk ve balata yüzeyi arasında ortaya çıkan ısı bu iki eleman ve hava arasında dağılmaktadır. Bölüm 6.1'de detaylı açıklandığı gibi frenleme ısısının %97'lik kısmı diske, %2 balataya ve %1 direkt olarak havaya gitmektedir. Şekilde oklar ısının genellikle aktığı yönde gösterilmiştir. Ancak modelde elemanların sıcaklığına göre ters yönde de ısı aktarımı yapılmaktadır. Parçaların yüzey alanları ya bir başka parçanın yüzey alanına temas etmekte ya da hava ile temas etmektedir. Bir başka parçanın yüzeyi ile temas halinde olan alanlardan iletim, hava ile temas halindeki yüzey alanlarından ise taşınım ve radyasyon yoluyla ısı transferi

hesaplamlarda kullanılmıştır. Sistemde kullanılan elemanların kesit görüntüsü şekil 6.11 ve 6.12’de gösterilmiştir. Jant kapağı ise hesaplamlara dahil edilmemiştir.

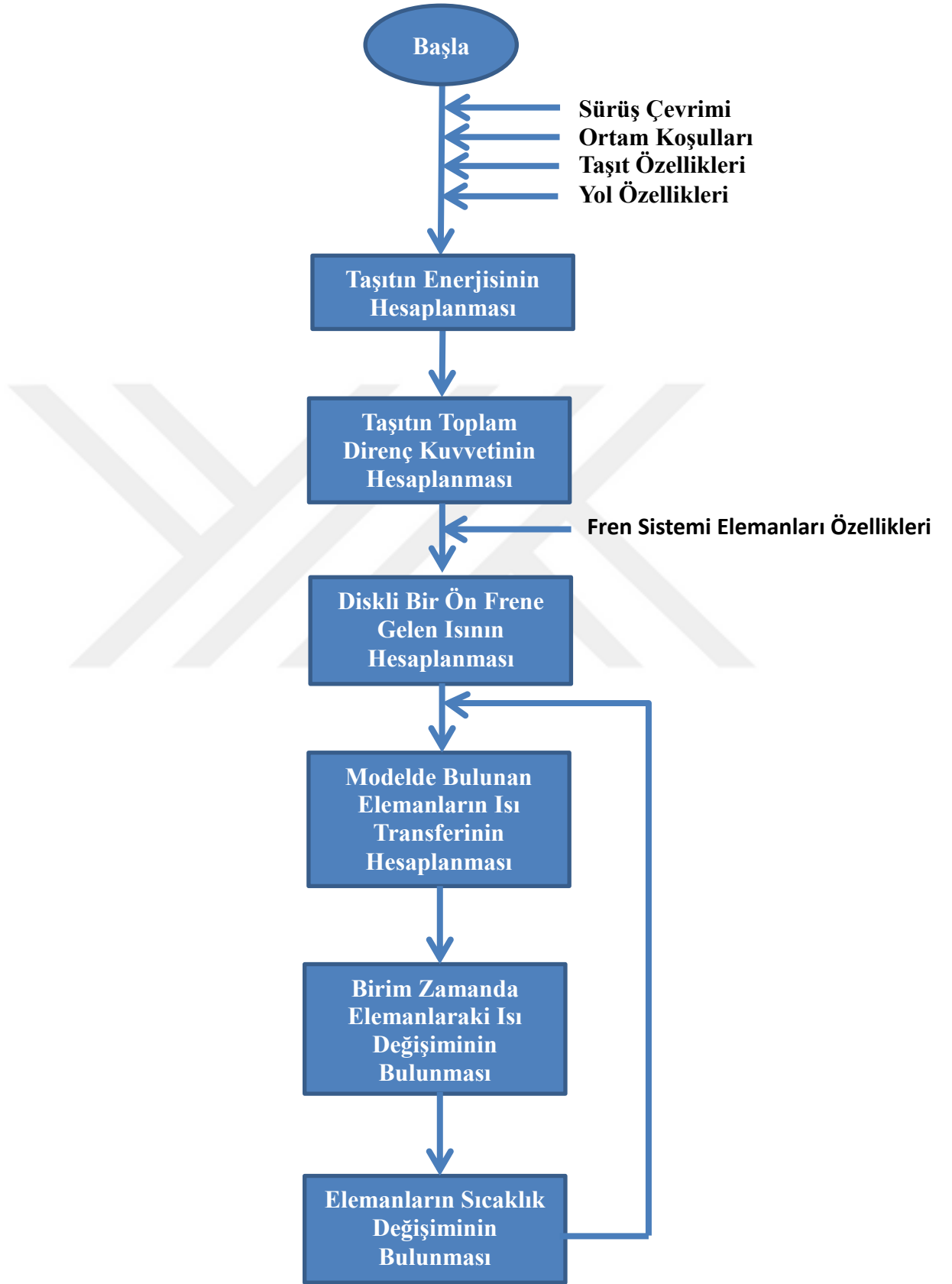


Şekil 6.11: Sistemde kullanılan elemanların kesit görüntüsü-1.



Şekil 6.12: Sistemde kullanılan elemanların kesit görüntüsü-2.

Şekil 6.13'te matematiksel modelin çalışma ve hesaplama şekli gösterilmektedir.



Şekil 6.13: Matematiksel model çalışma şekli.



7. FREN SICAKLIK TESTİ

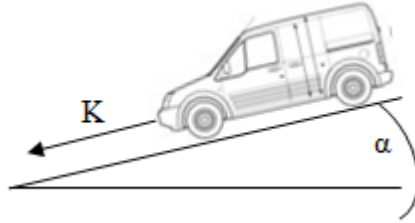
Fren sisteminin güvenilirlik açısından zorlu talepleri, sisteminin yoğun kullanıldığı durumlarda test edilir. Fren sistemi tasarımı, maliyetler, ağırlık ve performans arasında bir dengeyi gözetmektedir. Fren sistemi, ömrü boyunca karşılaşılabileceği en zor durumlarla baş edebilmek için tasarlanmaktadır. Avrupalı otomobil üreticilerinin genellikle frenlerini teste tabi tutulduğu yer Alp dağlarının uzun inişleridir. Bu iniş sırasında sürekli frenleme yapıldığı için sıcaklıklar yüksek değerlere ulaşır. Otomobil üreticileri tarafından en yaygın kullanılan rotalardan biri de Grossglockner rotasıdır. Bu rotanın zirvesi 2571 metre yüksekliğindedir ve eğim yüzde 6 ile 16 arasında değişir bitiş noktası otomobil üreticileri tarafından tayin edilmektedir. Şekil 7.1’de Grossglockner rotasına ait bir görsel paylaşılmıştır.



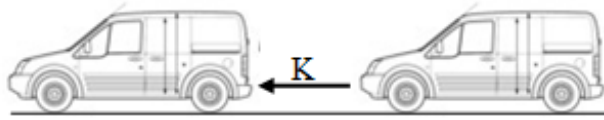
Şekil 7.1: Grossglockner rotası [46].

Test ile ilgili bilinmesi gerekenler, aracın azami olan sınır değerinde yüklü olması gerektiği ve test sırasında motor freninin kullanılmadığıdır. Bu rota halkın

kullanımına da açık olduğu için test sırasında dış etkilerden dolayı tamamen kontrollü olamama durumu ortaya çıkmaktadır. Test sırasında aracın önüne çıkan başka bir araç hızın istenilen değerden sapmasına frenin istenilenden fazla veya az kullanımına yol açabilir bu durumda testi tekrarlamak gerekecektir. Aynı şekilde doğa ve özellikle kış şartları testlerin zamanında yapılamaması riskini ortaya çıkartmaktadır. Otomobil üreticileri bu nedenle tamamen kontrollü ortamda testlerini yapmak için Grossglockner rotasını taklit edecek çalışmalar ortaya koymuşlardır. Bu kapsamda yapılan çalışmalarda aracın Grossglockner rotası boyunca maruz kaldığı yokuş direnç kuvveti şekil 7.2’de gösterildiği gibi hesaplanmıştır. Bu kuvvet, düz bir pistte birbirine bağlanan ve aralarında yeterince mesafe bulunan iki araç arasına yerleştirilen kuvvet ölçer ile kontrol altına alınmıştır. Test sırasında şekil 7.3’te gösterildiği gibi öndeki araç hızlanmaya çalışmakta ve gaza basmakta, arkadaki araç ise frene basarak yavaşlamaya çalışmaktadır. Araçlar kuvvet olarak denge halinde olduğu için hız değişmemektedir ve aralarına koyulan kuvvet ölçer ile Grossglockner inişinde araca etki edecek kuvvet kontrol altında tutulmaktadır. Yapılan çalışmaların ve karşılaştırmaların sonucunda pistte kontrollü testlerde Grossglockner rotası ile benzer sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 7.2: Grossglockner rotasında araca etki eden yokuş direnci.



Şekil 7.3: Pistte taklit edilmiş yokuş direnci.

Fren hidroliği, sıvı kaynama noktasına bağlı olarak DOT kategorilerine ayrılır. Zamanla fren sıvısı nemi emer ve sıvı kaynama sıcaklığını önemli ölçüde azaltır. Bugünkü araçların büyük bir çoğunluğunda kullanılan DOT 4 fren sıvısının kaynama noktası başlangıcı 260 °C’dir. Hidroskopik etkilerden dolayı sadece birkaç yıl çalıştıktan sonra fren hidroliğinin kaynama sıcaklığı 165 °C’ye kadar düşmüştür. Bu

düşüş Grossglockner inişi gibi uzun fren kullanımının olduğu durumlarda fren sıvısı buharlaşması riskini ortaya çıkarır.

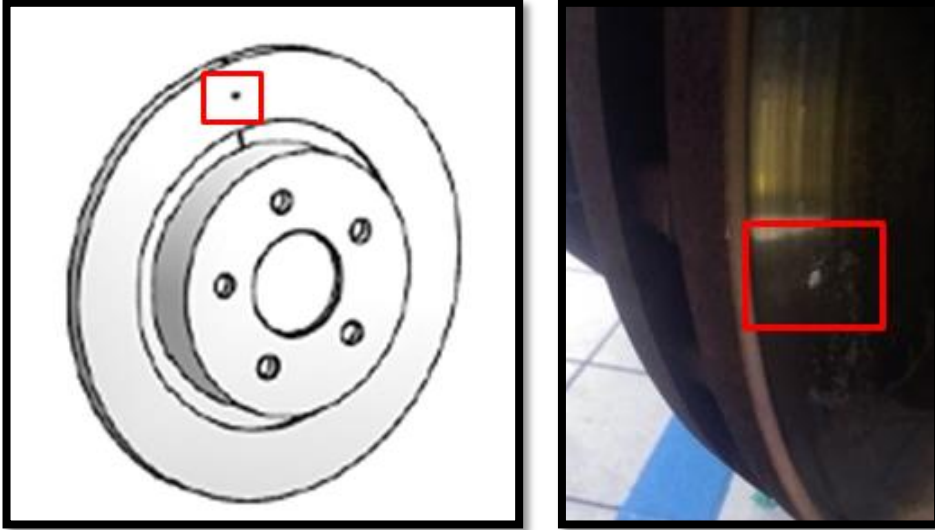
Araç geliştirme sırasında, fren hidroliğinin her iki yılda bir değiştirildiği varsayılmaktadır. Gerçekte birçok araç sahibi araçlarının fren sıvısını asla değiştirmez. Bu, bazı eski araçların fren sıvısı buharlaşmasıyla karşılaşma riskini ortaya koymakta ve fren hidroliği buharlaşması meydana gelmesi durumunda (hareket etme riski) harekete geçebilmek için fren hidroliği sıcaklığını tahmin eden bir sisteme yönelik talebe doğru ilerlemektedir. Frenleme sırasında aracın kinetik enerjisi, sürtünme temasıyla ısıya dönüştürülür. Kampanaya sahip frenler için bu ısının % 95'i kampana üzerinden dağıtılır. Kalan kısım fren balatasına girer. Fren balatası ve kampana arasındaki zayıf iletkenlik nedeniyle fren hidroliği kampanalı frenler için ısıdan üretiminden etkili bir şekilde yalıtılmıştır. Bu nedenle fren hidroliği buharlaşması için sadece disk fren sistemlerinde önemli bir risk vardır. Bunun yanı sıra, araçların büyük çoğunluğu, aracın dengesini sağlamak için fren torkunun çoğunun uygulandığı ön aksta disk frenlerle donatılmıştır. Bu faktörler, fren sistemi sıcaklık modelinin kampana frenleri üzerine değil, diskli frenlerde üzerine odaklama kararına yol açmıştır [35]. Yukarıda sıralanan nedenler de göz önünde bulundurularak bu çalışma kapsamında aracın ön disk frenleri incelenmiştir.

Bu tezin amacı araç uygulaması için bir Fren Sistemi Sıcaklık Modelinin ön modelini geliştirmek geliştirmek ve bu modeli testlerle kıyaslamaktır. Bu model;

- Fren sisteminin aşırı ısınması nedeniyle ortaya çıkabilecek tehlikeli durumları tespit etmek için farklı fren sistemi bileşenlerinin sıcaklığını tahmin etmelidir.
- Tahmin için ihtiyaç duyduğu verileri mevcut sensörlerden almalı fazladan bir sensöre gerek duymamalıdır.
- Disk sıcaklığının tahmini ile gerçek ölçüm arasında kabul edilebilir farklar olmalıdır.
- Öncelikle Grossglockner çevrimindeki sıcaklıkları tahmin etmeyi amaçlamaktadır ve farklı rotalarda yapılacak çalışmalar için yol göstermelidir.
- Sonraki çalışmalarda baz alınan araç değiştirildiğinde de uygulanabilir olmalıdır.

7.1 Test Hazırlığı

- Test öncesinde ölçüm sırasında kullanılacak tüm ekipmanların kalibrasyonları kontrol edildi.
- Pistte fren yapılacak ve frenleme yapılmadan geçilecek bölgelerdeki işaretler kontrol edildi.
- Aracın azami yük ile yüklenip ağırlığı ölçüldü.
- Kullanılmamış disk ve balatalar sıcaklık ölçer kurulumu için getirildi.
- Fren diskine ve fren hidroliği içerisine şekil 7.4'teki gibi sıcaklık ölçerler yerleştirildi. Diske yerleştirilen sıcaklık ölçerler sürtünme yüzeyinin tam ortasına gelecek şekilde pozisyonlandı ve yüzeyden 0.5 mm derinliğe yerleştirildi. Balata için de benzer şekilde sürtünme yüzeyinin orta noktası referans alındı ve 2mm derinliğe yerleştirildi. Sıcaklık ölçerin konumu şekil 7.5'te gösterilmiştir.
- Teste başlamadan hava sıcaklığı, rüzgar hızı kontrol edildi. Hava sıcaklığı 20.3°C, rüzgar hızı ise 2.2 m/s olarak ölçüldü. Rüzgar hızı ve yönü tez çalışmasında ihmal edilmiştir.
- Fren hidrolik basınçları, pedal mesafesi ve iki araç arasındaki kuvvet test sırasında ölçüldü.
- Ford Motor Company standartlarınca belirlenen çevrimde test tamamlandı.



Şekil 7.4: Disk sıcaklık ölçer konumu.



Şekil 7.5: Balata ve kaliper sıcaklık ölçer konumu.

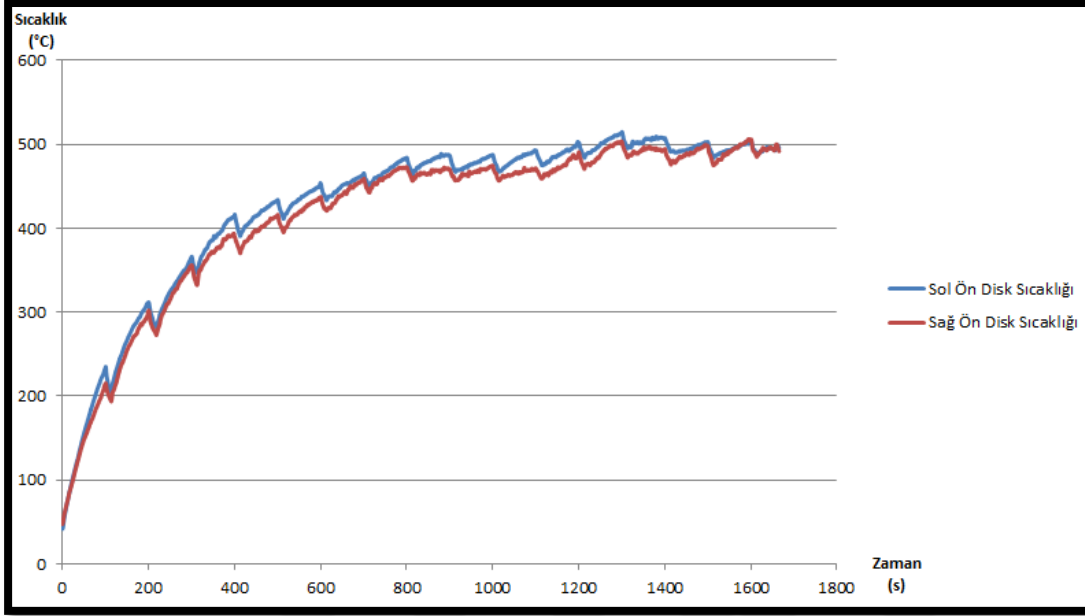
7.2 Test Sonuçları

Testler önceki bölümlerde açıklanan koşullar ve ekipman kurulumu ile planlanan şekilde tamamlanmıştır.

7.2.1 Test disk sıcaklığı

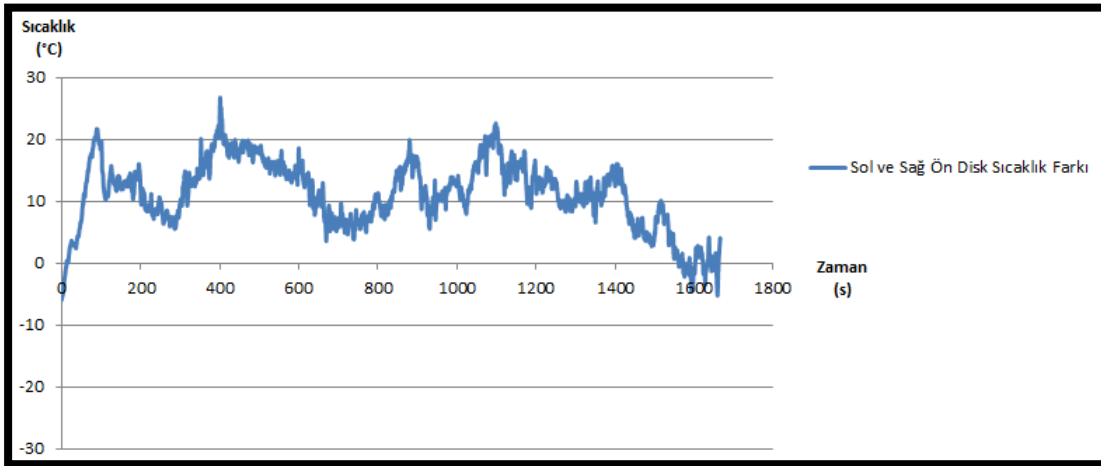
Fren disk sıcaklığı ve fren sıvısı sıcaklığı sonuçları bu bölümde değerlendirilecektir. Referans araç test sırasında sol ön diskte 514,64 °C sağ ön diskte ise 506,21 °C'lik en yüksek sıcaklık değerleri görülmüştür.

Şekil 7.6’da aracın sağ ve sol tarafındaki ısıl dağılımın birbirini takip ettiği görülmektedir. Sağ ve sol disk arasındaki farkı daha detaylı incelersek matematik model için sapma miktarının ve kabul kriterinin ne olması gerektiğini tespit edebiliriz.



Şekil 7.6: Test disk sıcaklıkları.

Aşağıda şekil 7.7’de sol ön tekerlek disk sıcaklığı referans olarak alınarak sağ ön disk sıcaklığına göre farkı hesaplanmıştır.



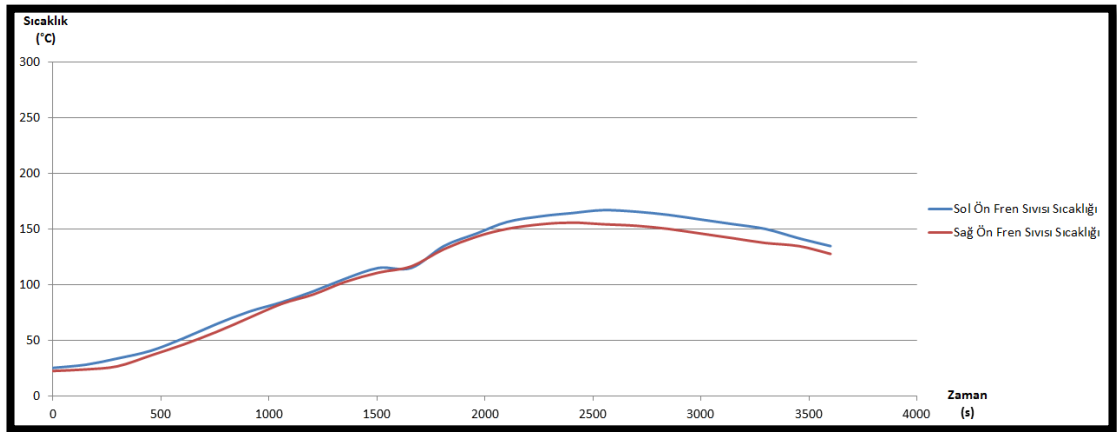
Şekil 7.7: Disk sıcaklık farkı.

Grafikten çıkartılan sonuç sol taraftaki diskin test boyunca bir miktar daha sıcak olduğudur. Bunun nedeni olarak bazı motor ve çevre parçaların hava akışını

etkileyerek diskler üzerinde sıcaklık farkı meydana getirmesi düşünülmektedir. Sıcaklık farkı en fazla 26.74 °C'ye çıkarken ortalama 11.14 °C'dir. Bu sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda matematik model için 30 °C'lik bir fark iyi olarak değerlendirilebilir.

7.2.2 Test fren sıvısı sıcaklığı

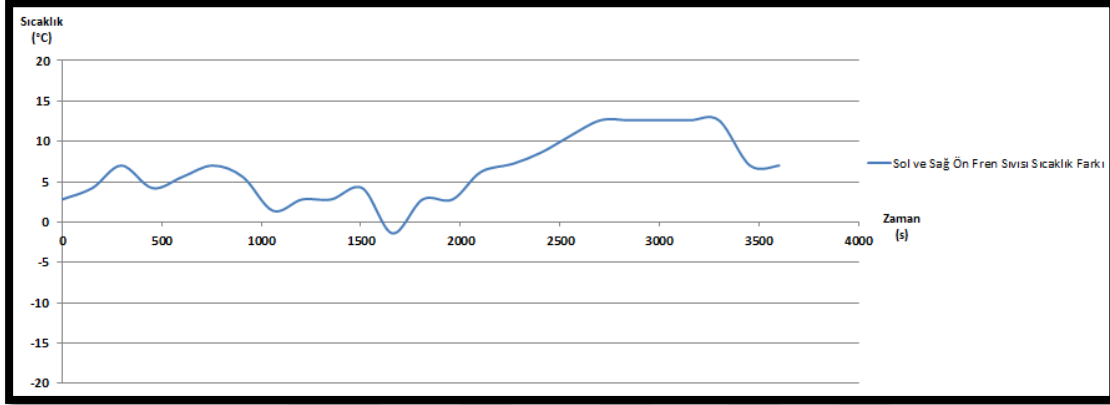
Şekil 7.8'de test sırasındaki fren sıvı sıcaklıkları görülmektedir. Disk sıcaklığında olduğu gibi sol taraftaki fren hattında bulunan sıvı sıcaklığı daha yüksektir. Bunu da benzer nedenlerle açıklayabiliriz. Disk sıcaklığından farklı olarak fren sıvı sıcaklığında test sonrası soğumaya bırakılan aracın verileri de eklenmiştir. Bunun nedeni test bitişi ile birlikte diskin sıcaklığının fren sıvısına oranla çok yüksek olması ve soğurken ısınısını fren sıvısına da aktarmasıdır. Ulaşılan en yüksek fren sıvı sıcaklıkları aracın soğumaya bırakıldığı anda ortaya çıkmaktadır. Test sırasında da görülmüştür ki bu yaklaşım doğrudur ve fren sıvısının en yüksek sıcaklık değerine ulaşması testten sonra yaklaşık 15 dakika sürmüştür. Bu önemli bir çıkarımdır çünkü eğer veri toplamayı diskin en yüksek sıcaklık değerine ulaştığı noktada tamamlamış olsaydık fren sıvısı için kritik olan en yüksek sıcaklık değerini kaçırmış olacaktık. Bu nedenle veri toplanması araç durduktan sonra belirli bir süre daha devam etmelidir.



Şekil 7.8: Test fren sıvısı sıcaklıkları.

DOT4 kategorisindeki fren sıvısının kaynama noktası 260°C iken sıvının nem tutmasıyla bu 165°C'ye kadar düşebilmektedir. Bu nedenle test sırasında referans olarak 165°C alınmıştır. Sol tarafta ölçülen en yüksek sıcaklıklar 160-165°C arasında görülürken, sağ tarafta ise 150-155°C aralığı ölçülmüştür.

Diskte olduğu gibi yine aracın sol tarafı referans alınmış ve sağ taraftaki fren sıvısı sıcaklığı ile farkı Şekil 7.9'da verilmiştir. Sol ve sağ taraf arasındaki en fazla 12.62°C fark görülürken ortalama fark ise 6.47°C'dir. Test sırasında yani araç hareket halindeyken fark 5°C civarında devam ediyorken, araç soğumaya bırakıldığında fark 10-15 °C arasındadır. Bu sonuçlar göz önüne alındığında anlık 15°C'lik bir fark matematik model için iyi olarak değerlendirilebilir. Ancak modelde en yüksek sıcaklık için bu fark 5°C'yi geçmemelidir.



Şekil 7.9: Fren sıvısı sıcaklık farkı.

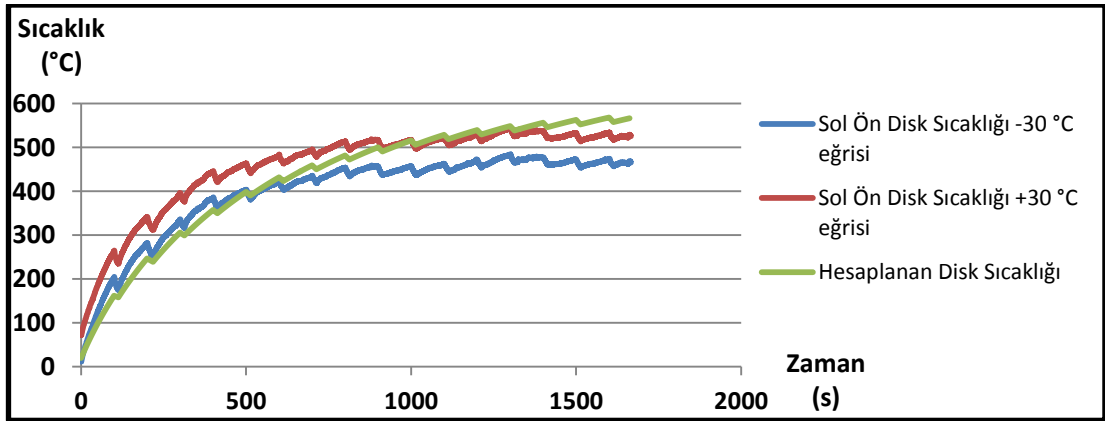
8. SONUÇ VE ÖNERİLER

8.1 Model ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bu bölümde bölüm 6.8’de fren sistemi sıcaklık modeli ile bulunan sonuçlar ile bölüm 7.2’de test sonuçları sırasında bulunan sonuçlar karşılaştırılacaktır. Modelin yeterliliği ile ilgili bilgi elde edilmesi ve mümkün olduğunca daha az parçanın kullanıldığı sadeleştirilmiş bir model için çıkarımlar yapılması hedeflenmiştir.

8.1.1 Disk model ve test sonuçlarının karşılaştırması

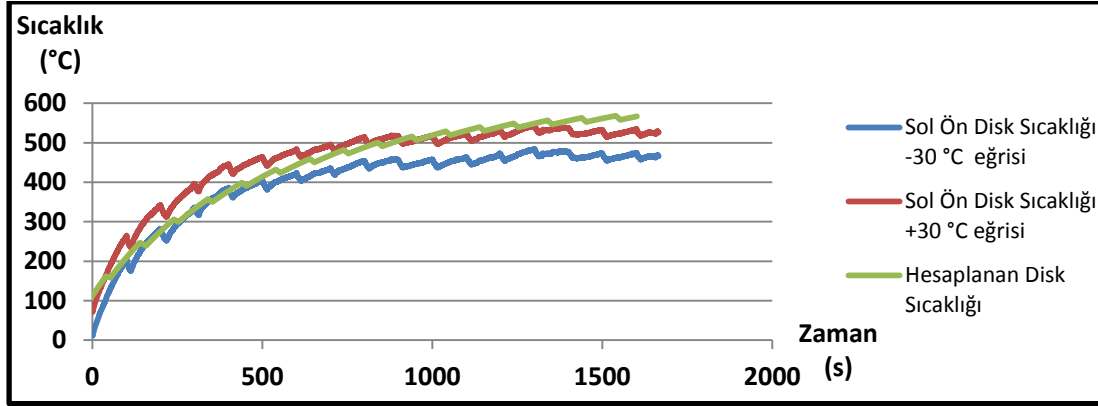
Şekil 8.1’de sol ön tekerlek disk sıcaklığı sağ diske göre daha yüksek ve dolayısıyla kritik olduğu için referans olarak kabul edilmiş ve anlık olarak matematik modelden 30°C ’lik farkla sıcaklığı doğru hesaplaması beklenmiştir. Test sonucunda ölçülen sıcaklık eğrisine göre 30°C alt ve üstünden eğriler geçililerek bir aralık belirlenmiştir.



Şekil 8.1: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığının karşılaştırılması.

Sonuçlar göstermektedir ki model başlangınçta ölçüm sonuçlarına göre daha düşük kalmaktadır. Bu beklenen bir durumdur, sebebi ise diskin yığın kütle olarak modellenmesi ve tüm kütlelerin aynı sıcaklıkta olduğu varsayımının yapılmasıdır. Ancak biliyoruz ki önce sürtünme yüzeyi ısınmakta sonra iletim yolu ile ısı disk içerisine doğru ilerlemektedir.

Bununla ilgili modelde yapılabilecek değişiklik hesaplanan sıcaklığın 60 saniye öncesine ait olduğu varsayımı olur eğer model bu şekilde değiştirilirse aşağıdaki Şekil 8.2'deki sonuç ortaya çıkacaktır.

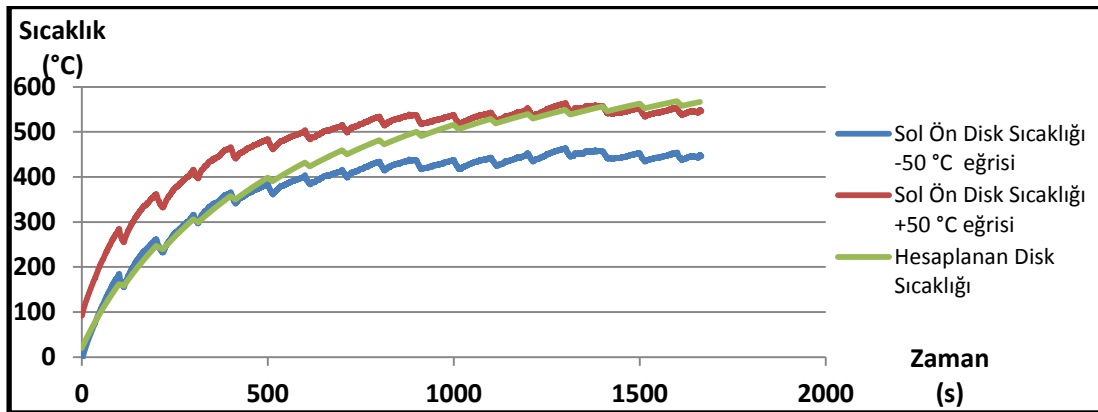


Şekil 8.2: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-2

Ötelenme sonrası görülmektedir hala model hala en yüksek sıcaklığı istenilen aralıkta tahmin edememektedir. Bununla ilgili yapılabilecek iki değişiklik vardır.

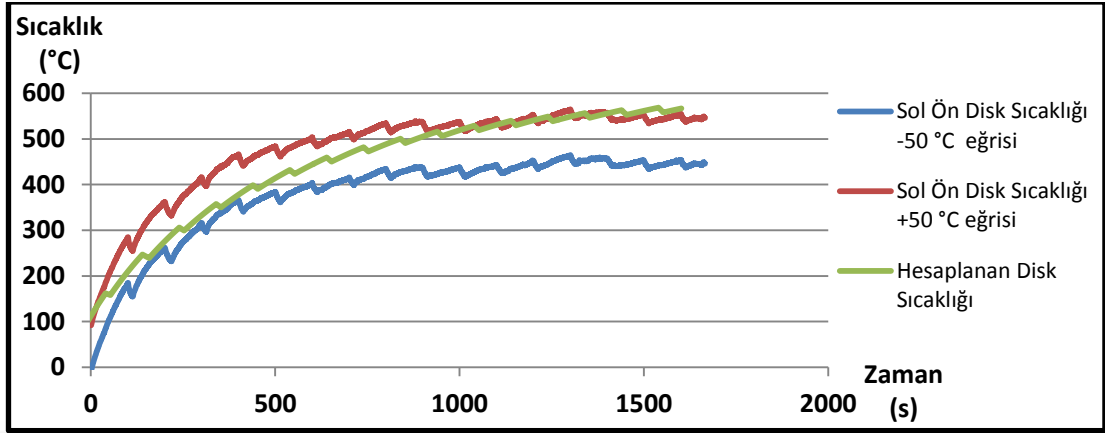
- Birincisi, zamanın ötelenmesi ile 30°C fark ile hesaplanan sıcaklık kabulünün 50°C olarak güncellenmesi
- İkincisi ise hesaplamalarda kullanılan değerlerin tekrar gözden geçirilip üzerinde değişiklik yapılması.

Birinci önermeyi ele alırsak modelde 50 °C'lik gerçek sıcaklık ölçümünden sapmanın kabul edildiği durumda Şekil 8.3'deki grafik ortaya çıkmaktadır. Burada yukarıdaki gibi 60 saniyelik gecikme gösterilmemiştir. En yüksek sıcaklık doğru olarak hesaplanmış ve hesaplanan sıcaklık eğrisi 50 °C'lik fark eğrilerinin içerisinde kalmıştır.



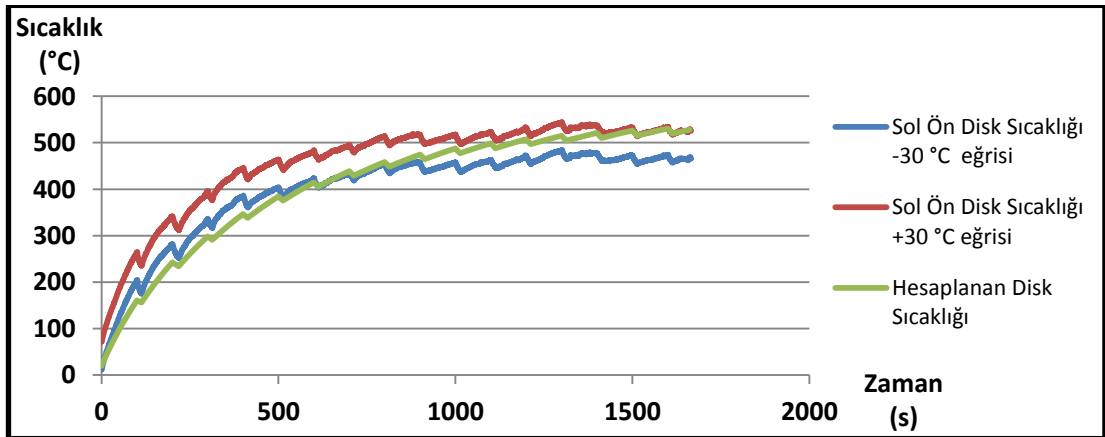
Şekil 8.3: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-3.

Şekil 8.2 ve şekil 8.3'teki kabulleri birleştirirsek yani hesaplanan sıcaklığın aslında 60 saniye önceki yüzey sıcaklığı olduğunu ve hesaplama kabul kriteri olarak 50°C 'lik sapmayı kabul edersek aşağıda şekil 8.4'deki grafik elde edilir.



Şekil 8.4: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-4.

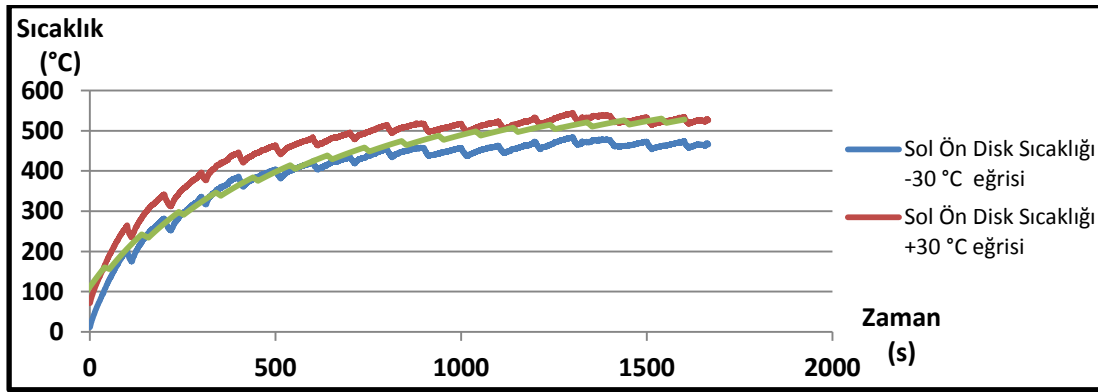
İkinci önermede ise hesaplamalarda kullanılan değerlerin tekrar gözden geçirilip düzeltme yapılması verilmişti. Bu noktada disk sıcaklığını etkileyen ana değişkenlerden konveksiyon ısı transfer katsayısına geri dönmüştür. Disk üreticisinden bu katsayı talep edilmiştir. Bilgisayarda sonlu elemanlar yardımı ile hesaplanan konveksiyon ısı transfer katsayısı $40\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ 'dir. Limpert'in konveksiyon ısı transfer katsayısı için kullandığı formüller detaylı olarak bölüm 6.4'te verilmişti ve sonuç olarak da h değeri $35.99\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Modelde $35.99\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ yerine $40\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ değeri kullanıldığında disk sıcaklığı aşağıdaki şekil 8.5'deki gibi değişmektedir.



Şekil 8.5: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-5.

Grafik göstermektedir ki ölçümün başlangıcında daha önce açıklanan yığın kütle alınmasından dolayı bir hesaplanan sıcaklıkta bir gecikme görülmektedir. Ancak ölçümün sonlarında yani sıcaklığın en yüksek değerine ulaştığı bölgede 30 °C'lik bir sapma ile disk sıcaklığı tahmin edilebilmektedir.

Eğer ilk önermedeki 60 saniyelik gecikme ve h değerini $40\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak kabul edersek 30°C'lik sapma için disk sıcaklık tahmini doğru olarak yapılabilmektedir. Test sırasında aracın sol ön ve sağ ön diskleri arasında 26.74 °C'lik bir fark olduğunu düşündüğümüzde 30°C'lik sapma ile sıcaklık hesaplamasının makul bir yaklaşım olduğunu ortaya koyabiliriz. Bu yaklaşım şekil 8.6'da gösterilmiştir.



Şekil 8.6: Hesaplanan sıcaklık ile hedeflenen ölçüm aralığı karşılaştırılması-6.

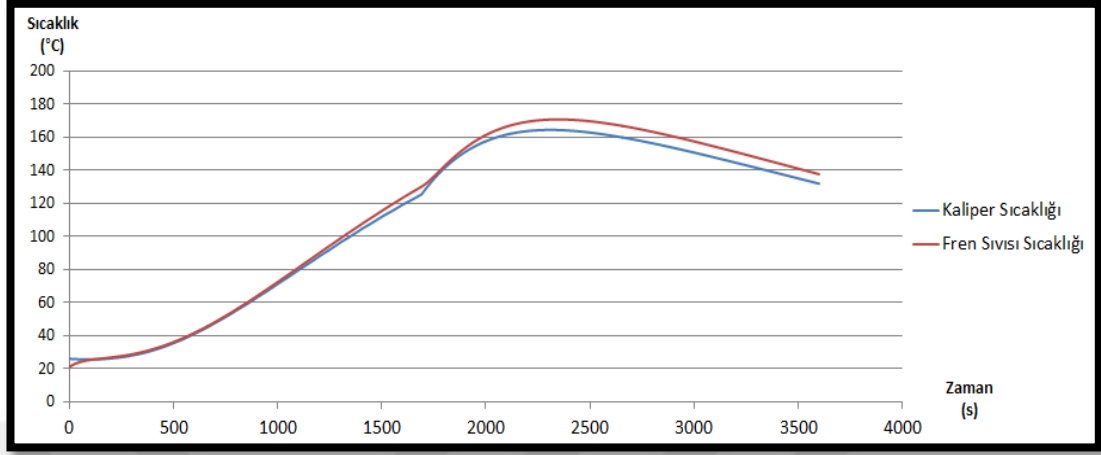
h konveksiyon ısı transfer katsayısının daha doğru şekilde hesaplanmasıyla ilgili iki yol izlenebilir. Güvenilir yöntemler olarak test ederek veya sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayarda hesaplamak olacaktır. Modelde ise Limpert'in bulduğu ile bilgisayarda hesaplanan ısı transfer katsayıları arasında 40/35.99'dan gelen 1.1114 kat fark bulunmaktadır. Isı transfer katsayısı $1.1114 \cdot h_{\text{Limpert}}$ olarak modelde güncellenmiştir. Bir sonraki bölümde fren sıvısı sıcaklığını hesaplariken h değeri $40\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak kullanılacaktır.

8.2.1 Fren sıvısı model ve test sonuçlarının karşılaştırması

Fren sıvısı modeli ile ilgili daha önce bölüm 6.6'da açıklandığı gibi Neys [35] çalışmasında fren sıvısı ile kaliper sıcaklıklarının birbirini takip ettiğini ve merteye olarak da yakın olduğunu ortaya koymuştu. Buna sebep olarak da yüksek temas alanı ve yüksek iletim katsayısını göstermişti.

Bu tez kapsamında kaliper sıcaklığı sadece fren sıvısı sıcaklığını hesaplamak için kontrol amaçlı paylaşılacaktır, bu sıcaklığı tahmin etmek gibi bir hedef

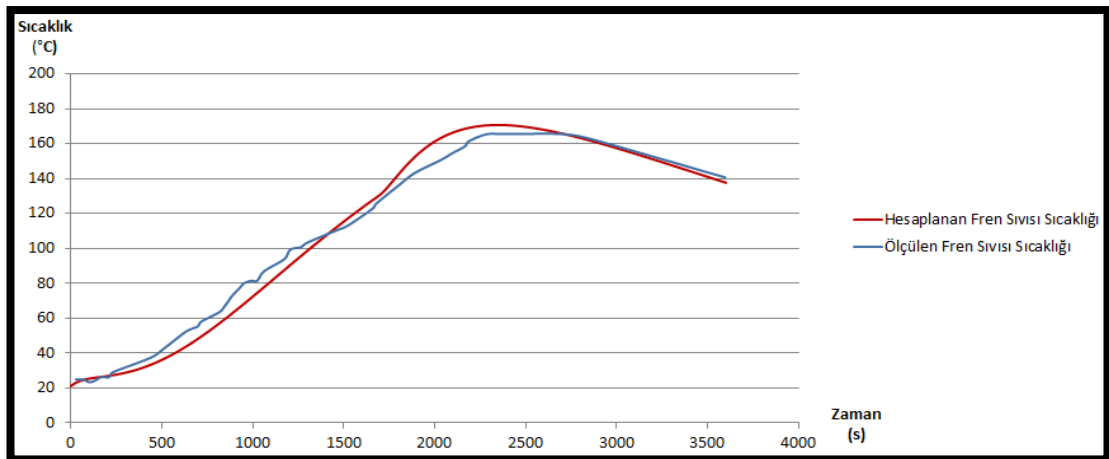
koyulmamıştır. Test sırasında kaliper sıcaklığı ölçülmemiştir bu nedenle Neys'in [35] çalışmasındaki fren sıvısı sıcaklığı ile kaliper sıcaklığı model üzerinden karşılaştırma yapılmış ve şekil 8.7'de gösterilmiştir.



Şekil 8.7: Modeldeki fren sıvısı ve kaliper sıcaklığı karşılaştırması.

Yukarıdaki grafikte görülmektedir ki Neys'in [35] test sonuçları sonucunda ortaya koyduğu önerme ile bu tez kapsamında geliştirilen model arasında çok büyük bir uyumluluk vardır ve fren sıvısı sıcaklığı ile kaliper sıcaklığı birbirini izlemektedir.

Bir sonraki aşamada ise test sırasında ölçülen fren sıvısı sıcaklığı ile modelde kullanılan sıcaklıklar karşılaştırılacaktır. Kabul kriteri olarak test boyunca anlık olarak 15°C'lik bir sapma ancak en kritik nokta olan en yüksek sıcaklıkta 5°C bir sapma hedeflenmiştir. Şekil 8.8'de hesaplanan fren sıvısı sıcaklığı ile test sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 8.8: Hesaplanan fren sıvısı sıcaklığı ile test sonuçlarının karşılaştırılması.

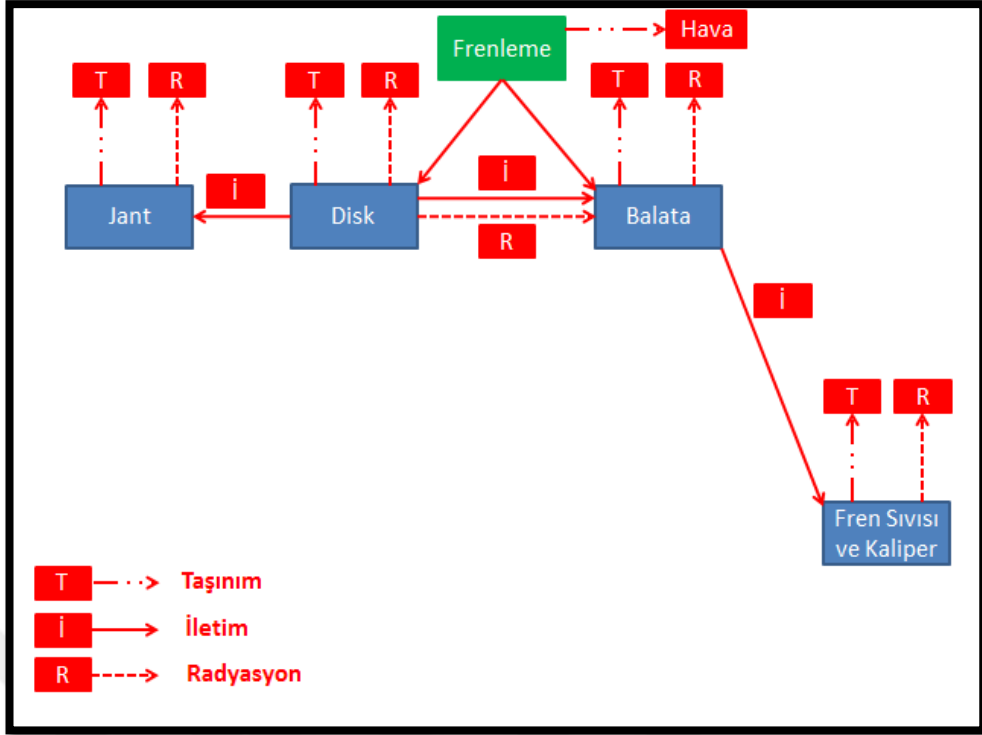
Şekil 8.8’de test sırasında ölçülen ortalama sıcaklığı baktığımız zaman 113.06 °C’lik bir sıcaklık karşımıza çıkıyor. Kurulan modelde ise 114.25°C’lik bir ortalama sıcaklık görüyoruz.

En yüksek sıcaklıklar olarak değerlendirdiğimizde ise test sonucu 165,42 °C ‘yi verirken, modelde 170.69 °C olarak hesaplanmıştır. Hedeflenen 5°C’lik değer, 5.69°C saparak çok az da aşılmıştır ancak bakıldığında model gerçek sıcaklıktan bir miktar daha yüksek tahmin yapmaktadır. Bu da gelecekte bu modelin geliştirilip araçlarda kullanılması durumunda sürücüyü bir miktar önceden uyarılmış olacaktır, güvenlik açısından olumlu bir sonuç olacaktır.

8.2 Sadeleştirilmiş Fren Sistemi Sıcaklık Modeli

Bir önceki bölümde kullanılan model test sırasında kullanılan rotada ihtiyaçları karşılamaktadır. Gelecekteki çalışmalar ile birlikte test sırasındaki sonuçlara daha yakınsak sonuçlar elde edilmesi mümkündür. Modelde bir çok fren sistemi ve çevre elemanı kullanıldığı için sadeleştirilmesi düşünülmüştür. Sadeleştirilirken doğruluk payından çok uzaklaşmaması gerekmektedir. Bu bölümde bazı sistem elemanlarının etkisi küçük olduğu için sadeleştirilmiş modele dahil edilmemiş ve bu elemanların sistemde kullanılmamasıyla bazı kabuller yapılmıştır.

Frenleme anında ısının açığa çıktığı disk ve balata basitleştirilmiş sistemde yer alacaktır. Bu elemanlar dışında hangileri sistem dışında bırakılabilir ve sonuçlar hala kabul edilebilir doğrulukta olur düşüncesiyle model üzerinde bir çok deneme yapılmıştır. Sonuç olarak aşağıdaki şekil 8.9’de verilen basitleştirilmiş model önerilmiştir.



Şekil 8.9: Sadeleştirilmiş fren sistemi sıcaklık modeli.

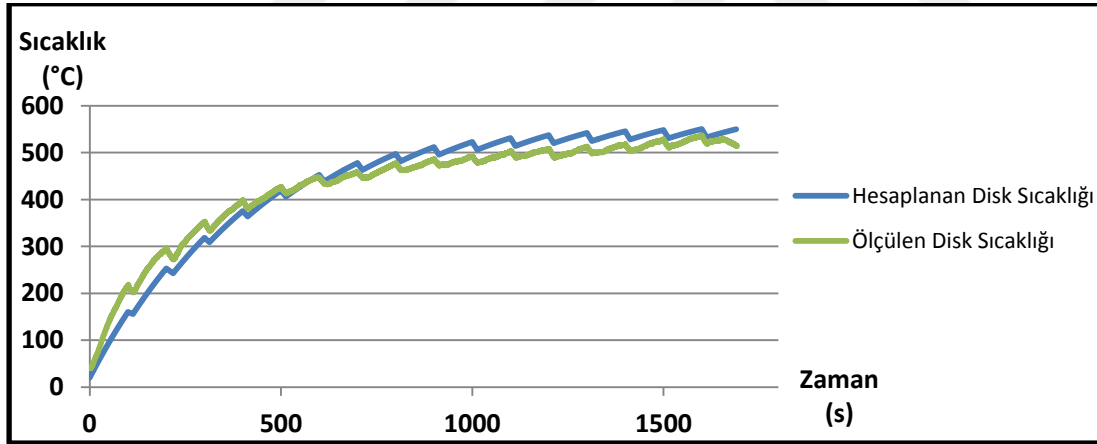
Bölüm 6.7’de anlatıldığı gibi jantın toplam frenleme ısısının %1.5 ile 3.5 arasında bir kısmını emmektedir. Eğer basitleştirilmiş modelde kullanılmazsa disk sıcaklık hesabı ölçülen değerden uzaklaşmaktadır.

Fren sıvısı ve kaliper tek parça olarak modellenmiştir. Buradaki zorluk diğer kaynaklarda da belirtildiği gibi bu tip bir modellemede ortaya çıkan melez malzemenin, termal malzeme özelliklerinin belirlenmesidir. Öncelikle kütle olarak fren sıvısının ve kaliperin toplam kütlesi alınmıştır. Isı iletim katsayısı ve yüzey alanı olarak kaliperin değerleri kullanılmıştır. Fren sıvısı yalnızca kaliper ile atmosfere kapalı bir alanda temas ettiğinden bu makul bir yaklaşımdır. Özgül ısı kapasitesi değeri için ise melez malzeme özelliği gerekmektedir. Yukarıda belirtilen değerler girildikten sonra ölçülen en yüksek sıcaklık değerini sağlayan noktaya hesaplanan sıcaklık eğrisi gelecek şekilde melez malzemenin c değeri 220 J/K^{-1} olarak saptanmıştır. Hesaplanan ve ölçülen en yüksek sıcaklıklar c değerinin seçimi ile eşleştirildiğinde yeni c değerine göre eğrinin geri kalanı test sırasında ölçülen değerler ile Şekil 8.10’da görüldüğü gibi uyumlu hale gelmiştir. Kaliper ve fren sıvısının ortalama değerini almak da ideale yakın bir sonuç vermiştir.



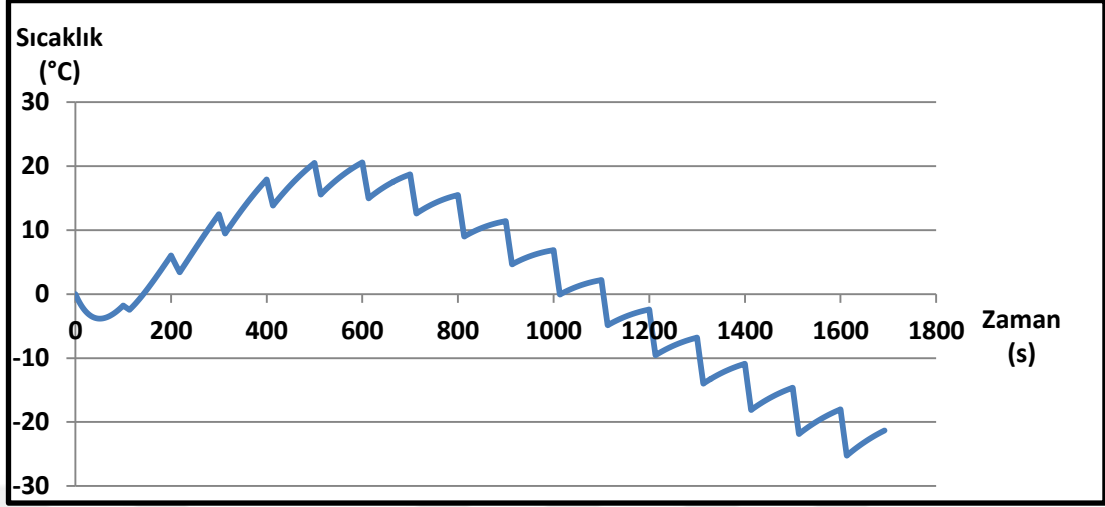
Şekil 8.10: Hesaplanan ve ölçülen fren sıvısı sıcaklıkları.

Fren disk sıcaklığı için sadeleştirilmiş modeli incelediğimizde, detaylı modele göre sıcaklığı etkileyebilecek tek nokta, poyra ile temas ettiği ve iletim yolu ile ısı aktardığı yüzeyi ihmal etmemizdir. Poyraya iletim yolu ile ısı transferi ihmali sonrası disk sıcaklığını şekil 8.11’de incelediğimizde hemen hemen hiç etkilenmediğini görmekteyiz.



Şekil 8.11: Hesaplanan ve ölçülen disk sıcaklıkları.

Şekil 8.12’de detaylı model referans olarak alınmış ve sadeleştirilmiş modelin buna göre sapma miktarı gösterilmiştir.



Şekil 8.12: Detaylı ve sadeleştirilmiş model disk sıcaklık farkı

8.3 Gelecek Çalışmalara Öneriler

Fren sisteminde meydana gelen sıcaklığın sürüş güvenliğini ciddi şekilde etkilediği bilinmektedir. Bu tez çalışması kapsamında önceden belirlenen bir rotada yapılan test sırasında ortaya çıkan sıcaklıklar matematiksel olarak hesaplanmıştır. Mevcut araçların bir çoğunda disk sıcaklığını belirleyen bir sıcaklık ölçer bulunmamaktadır. Otomobil üreticileri tasarım aşamasındayken güvenli şekilde sistemi tasarlayıp disklerde sıcaklık ölçer kullanmamaktadır. Ancak sürücüler araçları kullanım şartlarının dışında aşırı zorlayıp tasarım sırasında belirlenen kriterlerin dışına çıkabilmektedir. Her bir tekerleğe sensör koymanın yüksek maliyeti düşünüldüğü zaman otomobil üreticileri alternatif çözüm arayışına girmektedir. Bu çözümlerden biri de matematik model yardımı ile disk ve fren sıvı sıcaklıklarının yüksek doğrulukla hesaplanabilmesidir. Ancak bilinmelidir ki sürüş sırasında bir çok değişken vardır. Bu tez çalışması kapsamında belirli ve zorlu bir koşuldaki sıcaklıklar hesaplanmıştır. Gelecek çalışmalarda sürüş rotaları genişletilip, oluşturulan matematik model araca yüklenerek gerçek zamanlı olarak kıyaslama ve modelin geliştirilmesi yapılabilir.

Bir diğer nokta ise günümüz araçları gelecekte yerini otonom araçlara bırakacaktır. Fren sisteminin en çok zorlandığı araçlar ticari araçlardır. Yüksek ağırlığa sahip araçlar frenleme sırasında fazla miktarda ısı yaymaktadır. Ticari araçlarda fren

sistemine yardımcı fren sistemleri de kullanılmaktadır. Yardımcı fren sistemleri sayesinde aracın disk, kampana ve balatası daha az kullanılıp, daha az yıpranmakta ve aşırı ısınmanın önüne geçilmektedir. Otonom araçlarla birlikte otonom ağır ticari araçlarda hayatımızda yerini alacaktır. Burada aracın yazılımının ne zaman birincil fren sistemini ne zaman yardımcı fren sistemini kullanacağına karar vermesi gerekmektedir. Bu geçişlerde kritik olan ise disk sıcaklığının ulaştığı mertebedir. Ağır ticari araçlar havalı fren sistemine sahip olduğu için fren sıvısı sıcaklığının hesaplanmasına gerek duyulmayacaktır. Fakat aşırı ısınan disk lastiklerin patlamasına yol açabileceği için ileride bu konu üzerine de çalışmalar yapılabilir.

Otomotiv dünyası gün geçtikte artan bir oranla araç geliştirmesi sırasında doğrulamalarını sanal ortamda taklit etmektedir. Bu tez çalışması ve buna benzer çalışmalar bu konuya hizmet edecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Stephens, A.** (2006) Aerodynamic Cooling of Automotive Disc Brakes. School of Aerospace, Mechanical & Manufacturing Engineering RMIT University
- [2] **Day, A. J. ve T. P. Newcomb** (1984). "The Dissipation of Frictional Energy From the Interface of an Annular Disk Brake." Proceedings Institute of Mechanical Engineers 198(11): 201-209.
- [3] **Baker, A. K.** (1986). Vehicle braking. London, Pentech Press.
- [4] **Limpert, R.** (1999). Brake design and safety. Warrendale, Pa., Society of Automotive Engineers.
- [5] **Limpert, R.** (1975). Cooling analysis of Disc Brake Rotors. Truck Meeting, Philadelphia, Pa., SAE.
- [6] **Rusnak, R. M., H. W. Schwartz ve arkadaşları.** (1970). A Comparison by Thermal Analysis of Rotor Alloys for Automobile Disc Brakes, SAE 700137.
- [7] **Hucho, W.-H.** (1998). Aerodynamics of Road Vehicles, SAE.
- [8] **Jerhamre, A. ve C. Bergstrom** (2001). Numerical Study of Brake Disc Cooling Accounting for Both Aerodynamic Drag Force and Cooling Efficiency. SAE 2001 World Congress, Detroit, Michigan.
- [9] **Fabijanic, J.** (1996). "An Experimental Investigation of Wheel-Well Flows." SAE: 161-172.
- [10] **Sheridan, D. C., J. A. Kutchney ve arkadaşları** (1988). Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, SAE.
- [11] **Garrett, D. ve W. Munson** (1983). Cooling of brakes-a conflict of interests. Braking of Road Vehicles, University of Technology, Loughborough, The institute of Mechanical Engineers.
- [12] **Axon, L., K. Garry ve arkadaşları** (1999). "The influence of Ground Condition on the Flow Around a Wheel Located Within a Wheelhouse Cavity." SAE: 149-158.
- [13] **Daudi, A. R.** (1999). 72 Curved Fin Rotor Design Reduces Maximum Rotor Temperature, SAE.
- [14] **Hudson, M. D. ve R. L. Ruhl** (1997). Ventilated Brake Rotor Air Flow Investigation. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, SAE.
- [15] **Zhang, J. J.** (1997). "A High Aerodynamic Performance Brake Rotor Design Method for Improved Brake Cooling."
- [16] **Kubota, M., T. Hamabe ve arkadaşları** (2000). "Development of a lightweight brake disc rotor: a design approach for achieving an optimum thermal, vibration and weight balance." JSAE Review 21(3): 349-355.

- [17] **Sisson, A. E.** (1978). Thermal Analysis of Vented Brake Rotors. Congress and Exposition, Cobo Hall, Detroit, SAE.
- [18] **Noyes, R. N. ve P. T. Vickers** (1969). Prediction of Surface Temperatures in Passenger Car Disc Brakes.
- [19] **Jones, R. A., P. L. Cormier ve arkadaşları** (1995). "Modeling the Cooling of an Automotive Brake Rotor." SAE: 327-332.
- [20] **Krusemann, R. ve G. Schmidt** (1995). Analysis and optimisation of Disk Brake Cooling via Computational Fluid Dynamics. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, SAE.
- [21] **Url-1** <<http://www.secondchancegarage.com>> , alındığı tarih: 07.04.2018
- [22] **Url-2** <<https://forums.anandtech.com>>, alındığı tarih: 01.03.2018
- [23] **Bleier, F. P.** (1997). Fan Handbook - Selection, Application and Design, McGraw-Hill.
- [24] **Url-3** <<http://www.cquence.net>>, alındığı tarih: 01.03.2018
- [25] **Url-4** <www.autoanything.com>, alındığı tarih: 07.04.2018
- [26] **Url-5** <<https://shop.advanceautoparts.com>> , alındığı tarih: 07.04.2018
- [27] **Url-6** <<https://www.bridgestonetire.com>> , alındığı tarih: 07.04.2018
- [28] **Url-7** <<https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr>>, alındığı tarih: 08.04.2018
- [29] **Hunter, J. E., S. S. Cartier ve arkadaşları** (1998). Brake Fluid Vaporization as a Contributing Factor in Motor Vehicle Collisions. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, SAE.
- [30] **Kao, T. K., J. W. Richmond ve arkadaşları** (2000). "Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study." International Journal of Vehicle Design 23(3/4): 276-296.
- [31] **Çengel, Y.** (2003). Heat and Mass Transfer A Practical Approach 2nd Edition Cengel
- [32] **Url-8** <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1361920917307137>>, alındığı tarih: 11.04.2018
- [33] **Bahar, A.K.,** (2008). Taşıt Performansı ve Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi için Paket Program Geliştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- [34] **Uzun, H.,** (2010), Standart Seyir Çevrimlerinde Minimum Yakıt Tüketimini Sağlayan Vites Çevrim Oranlarının Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [35] **Neys, A.,** (2012), In-Vehicle Brake System Temperature Model. Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden
- [36] **Url-9** <<http://www.substech.com>> , alındığı tarih: 09.04.2018
- [37] **Talati, F.** (2009). Analysis of heat conduction in a disc brake system. *Heat Mass Transfer* , V. 45, pp. 1047-1059.
- [38] **Yang, Y. C. L.** (2011). An nonlinear inverse problem in estimating the heat flux in the disc of a disc brake system. *Applied Thermal Engineering* , V.31, pp. 2439-2448.
- [39] **Rao, V. R.** (1989). Analysis of temperature field in brake disc for fade assessment. *Wärme und Stoffübertragung* , V. 24, pp. 9-17.
- [40] **Lai, H.** (2011). *Test Vehicle for Regenerative Braking Emulation*. Master's thesis, Chalmers University of Technology.
- [41] **Sun, H.** (2006). Sensitivity Study on Brake Cooling Performance. *Brake Technology*.

- [42] **Majcherczak, D.** (2007). Tribological, thermal and mechanical coupling aspects of the dry sliding contact. *Tribology International* , V. 40, pp. 834-843.
- [43] **Thureson, D.** (2000). Thermomechanical Analysis of Friction Brakes. *Proceedings of the 18th Annual Brake Colloquium & Engineering Display*.
- [44] **Hwang, P.** (2008). Repeated Brake Temperature Analysis of Ventilated Brake Disc on the Downhill Road. Tech. rep., Yeungnam University.
- [45] **Incropera, F. P.** (2001). *Introduction to Heat Transfer, 4th Edition*. Wiley.
- [46] **Url-10** < <https://www.caradvice.com.au/488867/worlds-greatest-driving-roads-grossglockner-high-alpine-road-austria/photos>>, alındığı tarih: 16.04.2018





ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Ad-Soyad : Yiğit DALGA
Doğum Tarihi ve Yeri :1992 / İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :yigitdalga@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

<i>Derece</i>	<i>Alan</i>	<i>Okul/Üniversite</i>	<i>Mezuniyet Yılı</i>
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Matematik	İstanbul Köy Hizmetleri Anadolu Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

<i>Yıl</i>	<i>Firma/Kurum</i>	<i>Görevi</i>
2015	Ford Otomotiv San. A.Ş.	Fren Sistemleri Mühendisi
2014	TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.	Uzun Dönem Stajyer
2013	TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.	Uzun Dönem Stajyer