T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT VİTES KUTULARINDAKİ ISI TRANSFERİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

ATA YİĞİT YILDIRIM

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI

DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. LEVENT YÜKSEK

İSTANBUL, 2017

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT VİTES KUTULARINDAKİ ISI TRANSFERİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Ata Yiğit YILDIRIM tarafından hazırlanan tez çalışması 19.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans çalışmasında, artan yakıt ekonomisi isterleri sonucu gelişen aerodinamik yapı ve artan motor güçleri ile artış gösteren vites kutusu çalışma sıcaklıkları ile ilgili incelemeler yapılmış ve bu sorunun projelerin başlangıcındaki bilgisayar destekli analiz aşamalarında tahmin edilebilmesi için zamana bağlı bir matematiksel modelin oluşturulması hedeflenmiştir. Günümüz teknolojisinin imkan sağladığı işlemci güçleriyle zamana bağlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile çözümleme yapmak günler veya haftalar alabilmektedir. Bu çalışma ile kısıtlı analiz desteği ve verilerle basit, hızlı ve tatmin edici düzeyde doğruluğa sahip, sektördeki güncel ihtiyaçlara cevap verebilen bir yaklaşım ortaya konulmuştur.

İnsanların öğretim hayatları boyunca karşılaştıkları öğretmenlerin hem öğrenciye ışık tutan öğretileri hem de sergiledikleri örnek duruşları ile öğrencilerinin gelecekteki hayatlarına önemli katkıda bulunduklarını düşünürüm. Bu bağlamda çalışmalarım boyunca sahip olduğu tüm bilgi ve zaman kaynağını paylaşmaktan çekinmeyen, yaptığı değerli katkılarla beni destekleyen ve her zaman yönlendiren Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca öğretim hayatım boyunca samimi olarak emek harcayan tüm öğretmenlerime de bir kez daha teşekkür ederim.

Tezimin yazımı ve hazırlanması aşamasında desteklerini esirgemeyen, tüm hayatım boyunca karşılaştığım zorluklarda bana destek olan, sevinçlerimi paylaşan ve bugünlere gelmemdeki büyük emekleri nedeniyle annem Yasemin YILDIRIM ve babam Levent YILDIRIM'a sonsuz teşekkür ve minnetlerimi sunarım.

Aralık, 2017

Ata Yiğit YILDIRIM

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xii

ABSTRACT xiv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Hipotez 4

BÖLÜM 2

HAREKETİN KAYNAĞI: ENERJİ 5

BÖLÜM 3

TEMEL ISI TRANSFERİ İLKELERİ 7

3.1 Isı ve Isı Transferi 7
3.1.1 Isı Transferinin Uygulama Alanları 8
3.1.2 Isı Transferi Mühendisliği 8
3.1.3 Isı Transferinin Modellenmesi 9
3.1.4 Termodinamiğin Birinci Yasası 11
3.2 Isı Transferi Mekanizmaları 12
3.2.1 İletim (Kondüksiyon) 12
3.2.1.1 Isıl İletim 14
3.2.1.2 Isıl Yayınım 16

3.2.1.3 Sabit Kondüksiyonla Isı Transferi 17
3.2.1.4 Termal Direnç Kavramı 18
3.2.1.5 Termal Direnç Yapısı 20
3.2.2 Taşınım (Konveksiyon) 21
3.2.3 Işınım (Radyasyon) 23

BÖLÜM 4

TAŞIT VİTES KUTULARI ve ISIL YÖNETİMİ 26

4.1 Taşıt 26
4.1.1 Taşıtlarda Enerji Dengesi ve Yakıt Ekonomisi 26
4.1.2 Güç Aktarma Organları 27
4.2 Bir Güç Aktarma Organı: Vites Kutusu 29
4.2.1 Vites Kutusunun Görevleri 30
4.2.2 Vites Kutusu Çeşitleri 31
4.2.3 Tez Kapsamında İncelenen Vites Kutusunun Özellikleri 31
4.3 Vites Kutularının Isıl Karakteristiği 32
4.3.1 Vites Kutusu Termodinamiği 33
4.3.2 Vites Kutusunda Isı Açığa Çıkışına Neden Olan Kayıplar 34
4.3.2.1 Sürtünme Kayıpları 34
4.3.2.2 Dişli Kontak Kayıpları 35
4.3.3 Taşıtlara Uygulamada Dikkat Edilmesi Gereken Konular 35
4.3.4 Vites Kutusu Soğutma Sistemleri 36
4.3.4.1 Yağdan Havaya Isı Geçişli Eşanjörler 36
4.3.4.2 Yağdan Suya Isı Geçişli Eşanjörler 37

BÖLÜM 5

MATEMATİKSEL MODEL 39

5.1 Programın Genel Yapısı 39
5.2 Doğrulama için Kullanılan Taşıt ve Motor Bilgileri 41
5.3 Kullanılan Seyir Çevrimleri 41
5.3.1 NEDC 41
5.3.2 WLTP 42
5.4 Modellerin Oluşturulması 43
5.4.1 Taşıt Dirençlerinin Modellenmesi 43
5.4.1.1 Yuvarlanma Direnci 44
5.4.1.2 Yokuş Direnci 44
5.4.1.3 Aerodinamik Direnç 45
5.4.1.4 İvmelenme Direnci 45
5.4.2 Vites Seçim Mantığının Modellenmesi 46
5.4.3 Vites Kutusu Isı Transferinin Modellenmesi 49
5.4.4 Yakıt Tüketiminin Modellenmesi 51

BÖLÜM 6

SONUÇ ve ÖNERİLER 52

6.1 Standart Seyir Çevrimlerine Ait Analizler 52

6.1.1 Seyir İçin Gereken Tahrik Kuvvetleri 52
6.1.2 Taşıt Gücü 53
6.1.3 İndike Motor Gücü 55
6.1.4 Seçilen Vites 56
6.1.5 Vites Kutusu Sıcaklığı 57
6.1.6 Yakıt Tüketimi 58
6.2 Özel Test Çevrimleri 59
6.2.1 Rejim Sıcaklığına Ulaşma Testleri 59
6.2.2 Gerçek Sürüş Koşulunda Analiz 59
6.3 Tez Çalışmasında Ulaşılan Sonuçlar 61

KAYNAKLAR 62

ÖZGEÇMİŞ 63

SİMGE LİSTESİ

a	Taşıt ivmesi
α	Absorbsiyon katsayısı
A	Isı transfer alanı
A_s	Konveksiyonla ısı transferi olan yüzeyin alanı
A_{tr}	Vites kutusu ısı transferi yüzey alanı
C_d	Aerodinamik direnç katsayısı
C_p	Sabit basınçta özgül ısı
$C_{p_{tr}}$	Vites kutusu özgül ısısı
C_v	Sabit hacimdeki özgül ısı
E_{in}	Sisteme giren enerji
E_{gen}	Sistem içerisinde üretilen ısı
E_{out}	Sistemden çıkan enerji
E_{system}	Sistemdeki net enerji farkı
e_{torque}	Kullanılan tork yüzdesi
ε	Emisivite
f	Yuvarlanma direnci katsayısı
F_{AR}	İvmelenme direnci
F_{RR}	Yuvarlanma direnci
F_{SR}	Yokuş direnci
F_{TR}	Taşıt direnç kuvvetlerini toplamı
F_{WR}	Aerodinamik direnç
g	Yerçekimi ivmesi
g_e	Anlık özgül yakıt tüketimi (g/kWs)
h	Isı taşınım katsayısı
$h_{gearbox}$	Vites kutusu birleşik ısı taşınım katsayısı
i_g	Vites oranı
i_f	Son çevrim oranı
k	Kondüksiyon ısı transfer katsayısı
M	Molar kütlesi
m	Sistemin kütlesi
m_e	Dönen elemanların eşdeğer kütlesi
M_{e_ind}	İndike motor momenti
M_{eng_loss}	Motor içi moment kaybı

m_{fuel}	Anlık yakıt tüketimi (g/s)
m_{tr}	Vites kutusu kütlesi
M_{trac}	Seyir için gerekli taşıt teker torku
M_{tr_in}	Vites kutusu giriş momenti
M_{tr_loss}	Vites kutusu moment kaybı
n_e	Motor devri
N_{e_ind}	İndike motor gücü
N_{eng_loss}	Motor içi güç kaybı
N_{tr_in}	Vites kutusu giriş gücü
N_v	Seyir için gereken toplam güç
n_w	Taşıt tekerlek hızı (dev/dk)
P_{eng_max}	Maksimum silindir içi basınç
P_{eng_loss}	Efektif ortalama basınç kaybı
R_e	Elektrik direnci
R_{conv}	Termal taşınım direnci
R_{wall}	Duvarda gerçekleşen termal direnç
R_{total}	Birleşik termal direnç
Q	Transfer edilen ısı
$Q_{absorbed}$	Soğurulan ısı
Q_{cond}	İletim yoluyla transfer edilen ısı
Q_{conv}	Taşınım yoluyla aktarılan ısı enerjisi
Q_{emit}	Radyasyon yoluyla yayılan ısı
Q_{in}	Sisteme giren ısı
$Q_{incident}$	Radyasyon yoluyla maruz kalınan ısı
Q_{out}	Sistemden çıkan ısı
Q_{rad}	İki yüzey arası radyasyonla aktarılan ısı
Q_{tr_in}	Vites kutusunda açığa çıkan ısı
Q_{tr_out}	Vites kutusundan atılan ısı
r_w	Etkin teker çapı
s	Strok
St/St	Stop-start
T	Sıcaklık (°C veya Kelvin)
T_{cab}	Vites kutusunu çevreleyen ortamın sıcaklığı
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_{surr}	Çevreleyen yüzeyin sıcaklığı
T_{tr}	Vites kutusu sıcaklığı
T_∞	Ortam sıcaklığı
ΔT	Sıcaklık Farkı
U	İç enerji
V	Taşıt hızı (m/s)
V_{eng}	Motor hacmi
$V_{relative}$	Bağıl hava akış hızı
V_w	Rüzgar hızı
Δx	Duvar kalınlığı
η_{tr}	Vites kutusu verimi
ρ	Yoğunluk
σ	Stefan-Boltzmann katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
CVT	Continously Variable Transmission
DSG	Direct Shift Gearbox
ECE	Economic Commision of Europe
IEA	International Energy Agency
MVEG	Motor Vehicle Emission Group
NEDC	New European Driving Cycle
NVH	Noise Vibration Harshness
OPEC	Organization of Petroleum Exporting Countries
PDK	Porsche Doppelkupplung
TEP	Ton Eşdeğer Petrol
WLTP	World Harmonized Light Vehicle Test Procedure

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1 Isı ve elektrik akımı 19
Şekil 3.2 Işınım ve taşınımın beraber olduğu durumda termal direnç uygulaması . 20
Şekil 3.3 Duvardaki ısı transferinin termal direnç yapısı ile analizi 21
Şekil 4.1 Şehir içi sürüşü sırasında taşıta ait verim kayıpları 27
Şekil 4.2 Taşıt vites kutularının kapsamı 30
Şekil 4.3 Vites kutusu ısıl dengesi 33
Şekil 5.1 Programın genel akış şeması 40
Şekil 5.2 NEDC çevrimi hız profili 42
Şekil 5.3 WLTP çevrimi hız profili 43
Şekil 5.4 Taşıta etki eden direnç kuvvetleri 44
Şekil 5.5 Vites seçimi akış şeması 48
Şekil 5.6 Isı transferi modeli akış şeması 50
Şekil 6.1 NEDC çevrimi sırasında ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetleri 53
Şekil 6.2 WLTP çevrimi sırasında ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetleri 53
Şekil 6.3 NEDC çevrimi sırasındaki taşıt teker güçleri 54
Şekil 6.4 WLTP çevrimi sırasındaki taşıt teker güçleri 54
Şekil 6.5 NEDC çevrimi sırasındaki indike motor güçleri 55
Şekil 6.6 WLTP çevrimi sırasındaki indike motor güçleri 55
Şekil 6.7 NEDC çevrimi sırasında seçilen vitesler 56
Şekil 6.8 WLTP çevrimi sırasında seçilen vitesler 56
Şekil 6.9 NEDC ve WLTP çevrimleri vites kutusu sıcaklıkları 57
Şekil 6.10 Çevrimlerdeki anlık yakıt tüketimleri 58
Şekil 6.11 %30 eğim koşulunda hesaplanan vites kutusu çalışma sıcaklıkları 59
Şekil 6.12 Özel seyir çevrimi hız profili 60
Şekil 6.13 Özel seyir çevrimi için hesaplanan vites kutusu çalışma sıcaklıkları 60

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Bazı malzemelerin emisiviteleri 24
Çizelge 4.1 Karayolu taşıtlarının sınıflarına göre aktarma organları verimleri 28
Çizelge 4.2 Bazı bağımsız vites kutusu üreticileri 31
Çizelge 4.3 Örnek vites kutusunun teknik özellikleri 32
Çizelge 5.1 Örnek taşıtın teknik özellikleri 41
Çizelge 6.1 Sürüş çevrimlerinde hesaplanan yakıt tüketimleri 58

ÖZET

TAŞIT VİTES KUTULARINDAKİ ISI TRANSFERİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Ata Yiğit YILDIRIM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK

Fosil enerji kaynaklarının giderek tükenmesi ve enerji arzında yaşanan güvenlik sorunları nedeniyle akaryakıt fiyatları sürekli olarak dalgalanmaktadır. Bununla birlikte artan çevre bilinci ve hükümetlerin egzoz emisyonlarıyla ilgili aldıkları ciddi önlemler neticesinde de tüketici cephesinde yakıt tüketiminin önemi artmıştır. Yeni regülasyonlar ve müşteri beklentileri otomotiv üreticilerini de daha düşük yakıt tüketimine sahip taşıtlar tasarlamaya teşvik etmektedir. Taşıt yakıt ekonomisi açısından önemli bir unsur olan aerodinamik dirençleri azaltmak için firmalar çok çeşitli tasarımlar ortaya koymaktadır. Bu noktada uygulanan gövde altı panelleri, vites kutuları etrafındaki hava akışını azaltmakta aynı zamanda artan motor güçleri ile soğutma ihtiyacı artmaktadır. Bu durum belirli bir seviyeye kadar yakıt tüketimi açısından faydalı sonuçlar verse de artan çalışma sıcaklıları kontrol altında tutulmadığında vites kutusunun mekanik ömrünü azaltabilen bir etki yapabilmektedir. Bu çalışmada hafif ticari bir aracın vites kutusu çalışma sıcaklıklarını, projenin ilk safhalarında hesaplayabilecek boyutsuz bir matematiksel modelin yaratılması hedeflenmiştir.

Bu bağlamda modelin ihtiyaç duyabileceği teknik veriler için bazı araç seviyesi bilgisayar destekli akış analizleri yapılmış, üretici firmalardan gerekli teknik veriler toplanmış, model çıktıların desteklenmesi amacıyla tam boyutlu rüzgar tünelinde araç testleri yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucu oluşturulan matematiksel model sayesinde istenen test çevrimi, taşıt ve vites kutusu için zamana bağlı vites kutusu çalışma sıcaklıkları hesaplanabilmektedir. Bu sayede projenin bilgisayar destekli tasarım

safhalarında vites kutusu sıcaklıkları tahmin edilebilmekte ve gerekli tasarım aksiyonları prototip - kalıp maliyetleri oluşmadan alınabilmektedir. Aynı zamanda motorla ilgili sağlanacak ek verilerle de vites kutusu sıcaklıklarının yakıt tüketimine yapacağı etkiler görülerek yakıt tüketimi ve termal sistemler ekipleri arasında fayda-zarar analizi yapılabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Vites kutusu, ısı transferi, taşıtlarda ısıl yönetim, soğutma, yakıt ekonomisi

ABSTRACT

MATHEMATICAL MODEL OF VEHICLE GEARBOX HEAT TRANSFER

Ata Yiğit YILDIRIM

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist. Prof. Dr. Levent YÜKSEK

Constant fluctuations are observed on the fuel prices today due to increasing demand on fossil energy resources and the security problems experienced in energy supply chain. In addition to that, fuel consumption concerns have increased in the consumer market due to increasing environmental awareness and serious measures taken by governments regarding exhaust emissions. New regulations and customer expectations encourage automotive manufacturers to design vehicles with lower fuel consumption. In order to achieve lower aerodynamic resistance, which is an important factor in vehicle fuel economy, companies offer a wide range of component and vehicle designs. Popular underfloor panel applications at this point may cause rises on transmission operating temperatures by reducing air flow around the gearboxes, which needs more air flow due to increased engine powers. This application gives beneficial results in terms of fuel consumption up to a certain level, but it can also have an effect on the mechanical life of the gearbox if thermal characteristics are not under control. In this study, it was aimed to create a dimensionless mathematical model that can calculate the gearbox operating temperatures of a light commercial vehicle in the early stages of the project.

During development phase of this model, necessary technical data were collected from the manufacturers, vehicle level CFD analyzes and full size wind tunnel tests were made to support model outputs. The resultant mathematical model can be used to calculate time-dependent gearbox operating temperatures for defined test cycle and vehicle specifications. In this way, the gearbox temperatures can be predicted during

the computer-aided design phase of the project and the necessary design actions can be taken without p

rototype & die costs. At the same time, fuel consumption effect of gearbox temperatures can also be calculated with additional engine data. This will also help to reduce team workloads on trade-off issues between fuel consumption and thermal attributes.

Keywords: Gearbox, heat transfer, vehicle thermal management, cooling, fuel economy

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Ulaşım, tarih boyunca insanoğlu için bir ihtiyaç olmuştur. Eski çağlarda bu ihtiyaç yürünerek karşılanırken tekerleğin icadı ile hem insanların hem de yüklerin daha uzak mesafelere daha kolay ulaşımı mümkün oldu. Sanayi devrimiyle beraber tahrik unsuru olan hayvanlar yerlerini enerji dönüşüm makinelerine bırakmışlardı. İçten yanmalı motorların gelişimiyle de enerji dönüşümü daha küçük boyutlarda yapılmaya başlandı ve tekerlekli taşıtlarda kullanımı yaygınlaştı.

İçten yanmalı motorların kullanımının tüm dünyada yaygınlaşmasıyla petrol ürünlerinin tüketimi de arttı. Petrol fosil bir yakıt kaynağı olup dünyadaki rezervleri kısıtlı bulunmakta ve günden güne rezervleri azalmaktadır. Sahip olduğu stratejik önem nedeniyle de siyasi dengelerin sürekli değişmesine neden olmakta ve arz güvenliğindeki endişeler nedeniyle de fiyatı sürekli olarak dalgalanmaktadır. Bu dalgalanmalar tüketiciye yakıt fiyatlarının artışı olarak yansımakta dolayısıyla da tüketicinin yakıt ekonomisine olan ilgisi artmaktadır.

Motorlu araç üreticileri 1970'lerin başlarındaki petrol krizi sonrasında yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar başlatmışlardır. Günümüzde ise yakıt tüketiminin azaltılması taşıt tekniğinin en önemli konularından biri olduğu gibi yakıt tüketimi alıcıyı ve üreticiyi ilgilendiren en önemli taşıt özeliklerinden biridir [1].

Taşıtlarda yakıt tüketimini etkileyen faktörlerin başında ise güç aktarma organları gelmektedir. Güç aktarma organları, tahrik kaynağından elde edilen gücün istenilen şekilde değiştirilerek son uygulama noktası olan tekerlere iletilmesini sağlayan

sistemdir. Bu sistemin mekanik verimi ve ataleti yakıt tüketimi açısından oldukça kritiktir. Sistem ataletinin yüksek olması aracın ivme direncini yükselterek, ivmelenme sırasında motordan daha fazla güç talep edilmesine ve dolayısıyla da yakıt tüketiminin artışına neden olmaktadır [2].

Önemli güç aktarma organlarından vites kutularının da yakıt tüketimine ciddi oranda etkisi bulunmaktadır. Vites kutusu verimlerinin arttırılması ile ilgili çalışmalar bir yandan devam ederken verim kaybı nedeniyle oluşan ısı enerjisinin yönetimi de üzerinde durulması gereken bir konudur. Geçmişte mekanik vites kutuları tüm soğutma ihtiyaçlarını doğal soğuma karakteristikleriyle harici soğutmaya gerek kalmadan karşılayabilmekteydi. Ancak yükselen motor güçleri neticesinde açığa çıkan ısı enerjisi de artmış ve yönetilmesi ihtiyacını doğurmuştur.

Vites kutusunda ısıl yönetimin başlıca unsurları hali hazırda olan doğal ısı transferinin arttırılması ve harici soğutma sistemlerinin uygulanması olarak kabul edilmektedir. Doğal ısı transferi vites kutusu bloğu üzerinden çoğunlukla konveksiyon ve radyasyon yoluyla olmaktadır. Söz konusu ısı transferi unsurlarının etkilerini arttırarak doğal ısı transferiyle istenilen düzeyde ısı transferi sağlanabildiği gibi bazı durumda bahsi geçen uygulamalar yetersiz kalabilmektedir. Bu tür durumlarda kullanılması için harici soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Daha pahalı olan bu sistemlerin uygulanması vites kutularının soğuma kapasitelerini ciddi oranda arttırmaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Dünyamızda hızla gelişen sosyal yapıların, uluslar arası pazarların ve üretim tekniklerinin geleceğe dönük gelişimleriyle beraber yeni bir ürünün ortaya çıkış dönemi 5-6 yıllık bir süreç gerektirmektedir. Piyasaya sürülecek yeni ürünün planlama aşamasında, dijital imkanlardan yararlanılarak yaşanılan bu süreç, aslında hala çok uzun ve düşündürücü bir çok süreç gerektirmektedir [3].

Bu süreç içerisinde kavramsal tasarımdan, doğrulamaya kadar uzun soluklu ve maliyetli birçok aşamadan geçilmesi gerekmektedir. Teknolojik imkanların artışıyla bilgisayarlar çok yüksek işlem gücü avantajlarıyla hayatımıza girdiler. Geçmişte yapılmak zorunda olan çok maliyetli ilk aşama prototiplerine olan ihtiyaçlar, bilgisayar destekli tasarım ve analiz programlarıyla büyük oranda ortadan kalktı. Projenin ilk safhalarında yapılan

büyük ölçekli yapısal değişiklikleri dahi bugün onlarca prototip parça ve kalıbı üretmeden sadece sanal ortamda olan tasarımları değiştirerek analiz edebiliyoruz. Bu imkanlar otomotiv üreticilerine tasarımda esneklik ve rekabet imkanı sağlamaktadır. Günümüzde otomobiller tasarım serüvenlerine dokunmatik ekranlardaki taslak çizimlerle başlamakta daha sonra da bilgisayar destekli 3 boyutlu çizimler, analizler ve nihayetinde de son prototip aşamasıyla devam etmektedirler. Bilgisayar destekli analizlerde yapılmak zorunda olan kabuller, girdi olarak kullanılan verilerin dinamik oluşu, öngörülemeyen ürün ve müşteri davranışları nedeniyle otomobil geliştirme sürecinde fiziksel prototip ihtiyacı halen devam etmektedir.

Fiziksel prototip süreçlerinde müşterilerin günlük hayattaki kullanım alışkanlıkları ve aracın ömrü boyuca karşılaşabileceği senaryolar göz önünde bulundurularak oluşturulmuş test metodları ile üretilen prototipler zorlu şartlarda testlere tabi tutulurlar. Bu testler esnasında bilgisayar destekli analiz aşamalarında metodoloji eksikliği veya yetersiz işlem gücü nedeniyle analiz edilememiş tüm koşullar da test edilmektedir. Bilgisayar destekli analiz aşamasında karar verilen tasarım aksiyonları neredeyse çok küçük maliyetlerle devreye alınabilirken, fiziksel prototip sürecinde yapılacak tasarım değişiklikleri için ciddi maliyetler doğmaktadır. Bu sebeple bilgisayar destekli analiz aşamaları için her geçen gün yeni metodolojiler oluşturulmakta, rekabet gücünü ve müşteri memnuniyetini yükseltecek kabiliyetler kazanılmaktadır.

Gelişen analiz metodları, üretim teknikleri ve kontrol sistemleri yardımıyla içten yanmalı motorların nominal güçleri her geçen gün artmaktadır. Yine gelişen teknoloji ile beraber motorda üretilen gücü tekerleklere aktaran güç aktarma organları da daha küçük boyutlarla yüksek güç ve moment iletimine imkan sağlamaktadırlar. Vites kutuları da motorda üretilen gücü istenilen moment-hız çevrimini yaparak tekerleklere ileten önemli bir taşıt unsuru olmaya devam etmektedir. Motor güçleri giderek artmasına karşın vites kutularının boyutları benzer seviyelerde kalmış, bunun sonucu olarak da yüzey alanları artmamıştır. Bu durum verim kayıpları sonucu oluşan ısının atmosfere doğal ısı transferi yoluyla atılabilmesini zorlaştırmakta ve çalışma sıcaklıklarının artışına neden olmaktadır. Bununla beraber hükümetlerin uyguladıkları emisyon regülasyonlarının giderek zorlaşması ve artan yakıt fiyatları nedeniyle oluşan yakıt ekonomisi isterleri neticesinde taşıtlarda bazı aerodinamik iyileştirmelerin

yapılmasını zorunlu kılmaktadır. Uygulanan bazı tedbirler vites kutusu etrafındaki hava akışını azaltabilmekte ve vites kutusu çalışma sıcaklıklarını arttırıcı yönde etki edebilmektedir.

Bahsedilen pazar gereksinimleri, müşteri memnuniyeti ve maliyet isterlerini sağlamak amacıyla vites kutusu çalışma sıcaklıklarını projenin ilk safhalarında tahmin edebilecek bir metodolojiye ihtiyaç olduğu görülmüştür. Bu ihtiyaç doğrultusunda gerekli metodoloji çalışmaları yapılmış ve MATLAB programı vasıtasıyla boyutsuz bir analiz programının yaratılmasına karar verilmiştir. Bu tez çalışması sonucunda araç geliştirme projelerinin ilk aşamalarında vites kutusu yağ sıcaklıklarını test sonuçlarına mümkün olan en yakın seviyede tahmin edebilecek ve aynı zamanda vites kutusu sıcaklığına bağlı yakıt ekonomisi çalışmalarına destek verebilecek bir matematiksel modelin oluşturulması hedeflenmiştir.

1.3 Hipotez

Günümüz otomobillerindeki artan motor güçleri, yakıt ekonomisi ilgisi ve istiap haddi nedeniyle vites kutusunda açığa çıkan ısı artmakta ancak soğutucu etki yapan çevreleyici hava hareketleri azalmaktadır. Bu durum ürün geliştirme sürecinde yapılan taşıt testleri ile tespit edilerek gerekli tasarım değişiklikleri yapılmaktadır. Bilgisayar destekli analiz programlarının zamana bağlı dinamik sonuç kabiliyetinin yeterince hızlı olmaması ve bu alandaki metodolojinin geliştirilmesi maksadıyla tez içerisinde vites kutularında ısı açığa çıkaran mekanizmalar incelenecek, ısı transferi yasaları yardımıyla soğutma karakteristiği ele alınacak, yaratılan matematiksel model yardımıyla da vites kutusu çalışma sıcaklıklarının projenin daha erken süreçlerinde tahmin edilebilmesi sağlanacaktır.

BÖLÜM 2

HAREKETİN KAYNAĞI: ENERJİ

İlk tarih çağlarında sadece ısı ve ışık elde etmek amacıyla kullanılan enerji, bilgi çağının yaşandığı günümüzde neredeyse her alanda faydalanılan bir ihtiyaç haline gelmiştir. Geçen zaman içinde enerji insanların en çok önem verdiği tüketim kalemi olmuştur. Dünyadaki gelişmeler enerjinin, ekonomik, askeri ve hatta siyasi gelişmelerin her daim merkezinde olduğunu ve olacağını da göstermektedir [3].

Enerji kavramı soyut bir kavramdır ve yaptığı iş ile ölçülerek değerlendirilebilir. Bir bisikletin pedalını çevirmek, saç kurutma makinasını çalıştırmak, otomobilleri hareket ettirmek birer iştir ve tümü için enerjiye gereksinim vardır. Dolayısıyla enerji, cisimlerin yer değiştirmelerine veya hareket etmelerine olanak sağlar. Enerji; ısı, potansiyel, kinetik, güneş enerjisi, nükleer enerji vb. türlerde olabilir ve bu türler arasında birbirlerine dönüşebilir [4]. Evrendeki toplam enerji korunmakta olup, sadece şekli ve yeri zaman içerisinde değişmektedir. Diğer bir ifadeyle dengeli bir sistemdeki tüm enerji girdileri ve çıktıları birbirine eşittir [5].

Genellikle literatürde enerji kavramı elde edilme kaynağına göre; yenilenebilir kaynaklı, nükleer, fosil kaynaklı olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır. Kömür, doğalgaz ve petrol, fosil enerji kaynaklarıdır. Güneş, rüzgar, hidrolik, dalga, git-gel ve biokütle enerjileri ise yenilenebilir enerji kaynakları olarak sınıflandırılır. Enerjinin bir diğer sınıflandırma çeşidi ise birincil ve ikincil enerji şeklindedir. Birincil enerji; petrol, doğalgaz, kömür, rüzgar, radyoaktif maddeler, güneş, bitkisel ve hayvansal artıklar ve hidrolik enerji gibi doğada var olan ve ihtiyaç duyulduğunda kullanılabilen kaynaklardır. İkincil enerji ise hava gazı, buhar enerjisi ve elektrik örneklerinde olduğu gibi üretimi için birincil enerji kaynaklarına ihtiyaç olan enerji türleridir [6].

Teknolojik gelişimin hızlanmasıyla beraber artan enerji tüketimi fosil yakıtlara olan talebi daha da arttırmıştır. Dünyada olduğu gibi, Türkiye'de de en temel enerji kaynağı olan doğalgaz ve petrol, stratejik önemini günümüzde daha da arttırmış, ekonominin ve endüstrinin vazgeçilmez bir girdisi haline gelmiştir.

Dünyada, birincil enerji kaynakları içinde ilk sırada olan fosil yakıtlardan petrolün, stratejik önemini uzun yıllar sürdürmesi beklenmektedir. 2000 yılı itibari ile küresel enerji gereksiniminin yüzde 34,6'sını karşılayan petrolün Uluslararası Enerji Ajansının öngörülerine göre 2030'da toplam enerji üretimindeki payının yüzde 33 olması beklenmektedir.

Yenilenemeyen enerji kaynakları (petrol, doğalgaz ve kömür) tüm dünyada yoğunlukla kullanılmakta ve ciddi çevresel sorunlara yol açmaktadır. Fosil yakıtlar sera etkisine sebep olan aşırı karbondioksit emisyonları iklim değişikiği, hava kirliliği ve asit yağmurlarına neden olmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları (rüzgar ve dalga enerjisi, hidrolik ve jeotermal enerji, güneş, biyogaz ve bio yakıtlar) çevre dostu oluşları ve ekonomik sebeplerle daha çok tercih edilmektedirler [7].

2011 yılında dünyadaki birincil enerji tüketimi, 12 milyar ton petrole eşdeğer olacak şekilde gerçekleşmiştir. Bu tüketimin yaklaşık 4 milyar tonu petrol, 3,18 milyar ton petrol eşdeğerinde kömür, 3 milyar ton petrol eşdeğerinde doğalgaz, 709 milyon ton petrol eşdeğerinde hiroelektrik ve 622 milyon ton petrol eşdeğerindeki nükleer enerji ile karşılanmıştır.

Enerjiye olan talep her geçen gün artmakta ve çoğunluğu sınırlı miktarda olan fosil yakıt kaynaklarından karşılanmaya çalışılmaktadır. Artan yakıt fiyatları ve sera etkisi da enerji kaynaklarının verimli kullanılması gerektiğini bizlere hatırlatmaktadır. Son yıllarda taşıt teknolojisinde verimlilik artışıyla ilgili çok sayıda çalışma yapılmış ve gelişme sağlanmış olup diğer bölümlerde bu konu derinlemesine irdelenerek örneklerle açıklanacaktır.

BÖLÜM 3

TEMEL ISI TRANSFERİ İLKELERİ

3.1 Isı ve Isı Transferi

Isı, iki sistem arasındaki sıcaklık farkı sayesinde aktarılabilen bir enerji çeşididir [8].

Isı transferi ise bu enerji transferi olayının boyutu ile ilgilenen bilim dalıdır. Isı transferi, termodinamik ile yakından ilişkili bir bilim dalı olmasına rağmen farkı, termodinamiğin sistemlerin bir eşitlik halinden diğerine geçerkenki ısı transferi miktarına odaklanması iken ısı transferinin odağı bu sürecin ne kadar sürede tamamlandığıdır. Termodinamik analiz basit olarak, sistemin durumundaki değişimin enerjinin korunumu kanununa göre ne kadar ısı transferine ihtiyaç duyacağı ile ilgilidir [8].

Pratikte ısı transferi, aktarılan ısının miktarından çok birim zamanda ne kadar aktarıldığına odaklanmaktadır. Örneğin, bir termos içerisindeki sıcak kahvenin 90 derece'den 80 dereceye soğuması için gereken ısı transferi miktarı sadece termodinamik analiz ile belirlenebilir. Ancak bir termos tasarımcısı ilk olarak kahvenin ne kadar sürede soğuyacağı ile ilgilenmek ister, fakat termodinamik analiz buna yanıt vermeyecektir. Sisteme giren veya çıkan ısı transferi oranının ve aynı zamanda ısınma veya soğuma zamanının belirlenmesi ve sıcaklıktaki değişimin zamana bağlı değişimi ısı transferinin konusudur [8].

Termodinamik, termal denge hali ve bu denge halinin bir durumdan diğer bir duruma değişimi ile ilgilenir. Isı transferi ise sistemin termal dengesizliği ile ilgilenir. Bu sebeple ısı transferi yalnız termodinamik prensiplerini esas olarak almaz, fakat termodinamiğin kanunları ısı transferinin de ana çerçevesini oluşturmaktadır. Termodinamiğin birinci kanununa göre sisteme giren enerji ile sistemdeki enerji artışı birbirine eşit olmalıdır.

İkinci kanun ise transfer olan ısının yönü sıcaklığın azalma yönünde olmalıdır. Bu durum eğimli bir yola park etmiş aracın frenleri bırakıldığında yüksekliğin azaldığı yöne doğru hareket etmesiyle örneklendirilebilir. Akışkanların, basıncın düşük olduğu yöne doğru hareketi de buna bir örnektir [8].

Isı transferi için temel gereklilik sıcaklık farkının olması gerektiğidir. Aynı sıcaklıktaki iki cisim arasında net bir ısı transferi gerçekleşmez. Voltaj farkı elektrik akımı, basınç farkı akışkan hareketi için nasıl bir temel gereklilik ise sıcaklık farkı da ısı transferi için bir temel gerekliliktir. Bir yöndeki ısı transferinin miktarı, o yöndeki sıcaklık gradyeni ile orantılıdır. Yüksek sıcaklık gradyeni yüksek ısı transferine neden olacaktır [8].

3.1.1 Isı Transferinin Uygulama Alanları

Isı transferi genel olarak mühendislik sistemlerinde ve hayatın diğer alanlarında karşımıza çıkar. Bazı uygulamalarını görmek için çok uzağa gitmemiz gerekmez hatta hiçbir yere gitmemiz gerekmez çünkü insan vücüdu da sürekli olarak çevreye ısı yayar ve konforumuz bu ısı yayılımının ne kadar kontrol altında olduğu ile doğrudan ilgilidir. Bu ısı transferini iklim koşullarına göre giydiğimiz kıyafetlerimiz ile kontrol altında tutmaya çalışırız [8].

Çoğu sıradan ev aletleri, tamamen veya kısmi olarak ısı transferi prensiplerini temel alarak tasarlanmıştır. Bunlara örnek olarak, ısıtma ve klima sistemleri, buzdolapları, derin dondurucular, su ısıtıcılar, ütü ve hatta bilgisayar ve TV bile verilebilir. Enerji verimli binalar da kışın ısı kaybını, yazın ise ısı kazancını 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 [8].

3.1.2 Isı Transferi Mühendisliği

Isı eşanjörleri, kazanlar, kondenserler, radyatörler, ısıtıcılar, sobalar, buzdolapları ve güneş panelleri gibi ısı transferi ekipmanları öncelikle ısı transferi analizini temel alarak tasarlanmışlardır. Pratikteki ısı transferi problemleri iki grup altında değerlendirilebilir:

(1) verimlilik ve (2) boyutlandırma problemleri. Verim problemleri sistemin belirli sıcaklık farklarındaki ısı transferi oranıyla ilgilidir [8].

Isı transferi ekipmanları üzerine deneysel (test ve ölçüm) veya analitik (analiz ve hesaplama) olarak çalışılabilir. Deneysel yaklaşımın fiziksel sistemlerdeki niceliklerin deneysel hata limitleri içinde ölçümlerle belirlenebilmesi avantajı vardır. Fakat bu yaklaşım, pahalı, zaman alan ve pratik olmayan bir yaklaşımdır. Bununla beraber analiz edilmek istenen sistem henüz üretilmiş olmayabilir. Örneğin, bir binanın ısıtma sisteminin boyutu genellikle verilen boyutlara ve özelliklere göre bina inşa edilmeden önce belirlenmelidir. Analitik yaklaşımın avantajı da bunun hızlı, ucuz olarak yapılabilmesidir fakat sonucun doğruluğu, yapılan kabul ve idealleştirmelere bağlı olarak değişmektedir. Isı transferi çalışmalarında sıklıkla tercih edilen yaklaşım, analitik yaklaşımla seçeneklerin azaltılması ve test ile bunların doğrulanmasıdır [8].

3.1.3 Isı Transferinin Modellenmesi

Çoğu bilimsel problemin tanımı, birbirini etkileyen parametrelerden oluşan ifadelerdir. Genellikle değişkenlerdeki daha küçük ondalık basamakların kullanımı daha genel ve doğru ifadelerin oluşmasını sağlar. Sonsuz sayıdaki ve diferansiyel değişimlerin bizleri limitlediği durumlarda diferansiyel denklemler matematiksel modellerin oluşması için fiziksel prensiplerin ve yasaların değişimlerini türevsel olarak temsil edilmesine olanak sağlar. Bu sebeple diferansiyel denklemler ısı transferi de dahil olmak üzere bilim ve mühendislikteki çoğu problemlerin incelenmesinde kullanılmaktadır. Fakat pratikte çoğu ısı transferi problemi diferansiyel denklemlere gerek kalmadan çözülebilmektedir [8].

Fiziksel olgular üzerine yapılan çalışmalar iki önemli basamaktan oluşur. İlk basamak, etkileyen tüm değişkenleri belirlemek, mantıklı kabul ve yaklaşımlar yapmak ve bu değişkenlerin birbirlerini ne kadar etkiledikleri ile ilgili çalışmalar yapmaktadır. İlgili fiziksel yasalar ve prensipler ele alınır ve problem matematiksel olarak formule edilir. Oluşan denklem değişkenlerin birbirlerine bağlılık derecesi ve değişkenlerin önemleri hakkında öğretici bilgiler de içermektedir. İkinci aşamada problem uygun yöntemlerle çözülerek sonuçlar alınır [8].

Çoğu süreç bazı görülebilen veya görülemeyen fiziksel yasalara göre doğada rastgele ve sırasız olarak oluşur. Bu yasaları fark etsek de etmesek de onlar oradadır, sürekli ve tahmin edilebilir olarak olaylara etki ederler. Bazı yasalar bilim adamları tarafından iyi bir şekilde anlaşılmış ve tanımlanmıştır. Bu olayların gerçekleşmeden önce tahmin edilebilmesini ve pahalı deneyleri yapmadan olayla ilgili matematiksel olarak çalışılabilmesini sağlar. Bu durum analizin gücünü gözler önüne sermektedir. Uygun ve gerçekçi matematiksel modeller kullanılarak anlaşılabilir uygulamalı problemlerde gayet doğru sonuçlar sağlanabilir. Bazı modellerin hazırlığı için doğal olaylarla ve yasalarla ilgili yeterli bilgiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bununla beraber gerçeği yansıtmayan modeller de gerçekten uzak ve kabul edilemeyecek sonuçlar verecektir [8].

Muhendislik problemlerinin analiziyle uğraşan bir kişi kendisini sıklıkla doğru fakat kompleks veya basit ama çok doğru olmayan modeller arasında seçim yapmaya çalışırken bulacaktır. Doğru seçim, içinde bulunulan durum ile ilgilidir. Genelde doğru seçim yeterli doğrulukta sonucu veren basit modelleri seçmek olacaktır. Örneğin bir patatesin veya bir rostonun fırınlanması süreci bunların su özelliklerine sahip küresel bir cisim gibi düşünülerek analitik olarak basitçe modellenebilir. Model gayet basittir fakat sonuçlar çoğu uygulamada yeterli doğruluğu verecek seviyededir. Buna başka bir örnek ise, binalara uygulanacak doğru ısıtıcının seçimi için yapılan ısı kaybı analizleridir. Böyle bir durumda kayıpları en kötü duruma göre hesaplayarak bu kayıpları karşılayacak uygun ısıtıcıyı seçeriz. Sıklıkla ileri de olabilecek büyümeleri hesaba katmak veya emniyet katsayısı sağlamak için gereğinden büyük ısıtıcı seçilir. Bu durumda çok basit bir analiz yeterli olacaktır [8].

Bir ısı transferi ekipmanı seçilirken olağan çalışma koşullarını da göz önünde bulundurmak önemlidir. Örneğin kireçli su ile çalışacak bir ısı eşanjörü satın alınırken kireç kalıntılarının zamanla boru yüzeylerini kaplayacağı ve performansı düşüreceği de göz önünde bulundurulmalıdır. Isı değiştirici yeni olduğu durumdaki koşullar yerine kullanım süresinin genelindeki koşullar göz önünde bulundurularak seçilmelidir [8].

Doğru ve kompleks bir modelin hazırlanması çoğu zaman çok zor değildir. Fakat analistler çözmesi zor ve zaman alıcı olduğu için bazı modelleri çok kullanmazlar. En azından modeller fiziksel problemi temsil eden gerekli özellikleri yansıtmalıdır. Basit

modellerle çözülebilen çok sayıda fiziksel problem bulunmaktadır. Fakat şu unutulmamalıdır ki sonuçlar analiz edilen problemi kolaylaştırmak için kullanılan kabullerin doğruluğu nispetinde olacaktır. Dolayısıyla ortaya çıkan sonuç, kullanılan kabullerle uyuşmayan durumlar için uygulanmamalıdır [8].

Problemin doğası ile çıkan sonucun uyuşmadığı durumlar matematiksel modelin ilkel kaldığının işaretini verir. Bu durumda, şüpheli bir veya daha fazla kabul devre dışı bırakılarak daha gerçekçi bir model oluşturulabilir. Bu daha zor problemler de tabi ki çözümü daha da zorlaştıracaktır. Böylece bir problemin çözümü formulasyonunun içeriği ile yorumlanabilir olacaktır [8].

3.1.4 Termodinamiğin Birinci Yasası

Enerjinin korunumu yasası olarak da bilinen birinci yasa enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve 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 çıkabilir [8].

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \tag{3.1}$$

Isı transferi analizlerinde genellikle ilgilenilen enerji türü transfer edildiğinde sonuç olarak sıcaklık farkına neden olan ısı veya termal enerjidir. Çoğu durumda bundan ısı dengesi olarak bahsetmek ve nükleer, kimyasal ve elektriksel enerjinin ısıya dönüşümüne de ısı üretimi demek doğrudur [8]. Bu durumda enerji dengesi şöyle olacaktır;

$$Q_{in} - Q_{out} + E_{gen} = \Delta E_{thermal,\ system} \tag{3.2}$$

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 [8]. Bu çalışmada sisteme kütle transferi olmadığından kapalı sistem kabulü yapılmıştır.

Kapalı sistemlerde toplam enerji E, pratikte sistemin iç enerjisine eşit sayılır. Bu özellikle süreç esnasında hızında veya yüksekliğinde değişim olmayan sabit sistemler için uygulanabilir [8].

Enerji dengesi kapalı sistemler için şöyle ifade edilebilir;

$$E_{in} - E_{out} = \Delta U = mC_v\Delta T \tag{3.3}$$

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

$$Q = mC_v\Delta T \tag{3.4}$$

3.2 Isı Transferi Mekanizmaları

Önceki başlıklarda ısının bir enerji çeşidi olduğu ve sıcaklık farkı sayesinde bir sistemden diğer sisteme aktarılabildiği tanımlanmıştı. Termodinamik analiz ise bir sistemin denge halinden başka bir denge durumuna ısı transferi ile geçişi durumundaki ısı miktarı ile ilgilenir. Bu enerji transferinin birim zamandaki oranı ile de ısı transferi bilimi ilgilenmektedir. Transfer olan enerji daima yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki sisteme olur ve ortam sıcaklıkları eşitlendiğinde ısı transferi durur.

Isı üç yolla aktarılabilir: iletim, taşınım ve ışınım. Tüm bu mekanizmalar sıcaklık farkının varlığına ihtiyaç duyar ve hepsi de yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru çalışır [8].

3.2.1 İletim (Kondüksiyon)

Kondüksiyon partiküller arası etkileşim sayesinde maddenin yüksek enerjili partiküllerindeki enerjinin daha düşük enerjili komşu partiküllere transferidir. Kondüksiyon katı, sıvı ve gazlarda gerçekleşebilir. Gaz ve sıvılardaki kondüksiyon moleküllerin rastgele hareketleri esnasındaki çarpışma ve difüzyon ile gerçekleşir [8]. Katılarda ise, kafes yapıdaki moleküllerin titreşimi ve serbest elektronların taşıdıkları enerji ile gerçekleşir. Örneğin, oda sıcaklığındaki ortama konulan bir kutu soğuk içecek, aluminyum kutusu üzerinde gerçekleşen kondüksiyonla odadan ısı alır ve zaman içerisinde oda sıcaklığına ulaşır. Sistemdeki kondüksiyon hızı geometriye, kalınlığa, malzemeye ve sistemler arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak değişmektedir. Sıcak su

tankını cam yünü ile sardığımızda tanktan ortama olan ısı kaybının azaldığı bilinmektedir. İzolasyon kalınlaştıkça ısı kaybı azalır. Aynı zamanda tankın içinde bulunduğu odanın sıcaklığı düştükçe ısı kaybının hızlanacağı da bilinmektedir. Ayrıca büyük tankın daha fazla yüzey alanıyla daha fazla ısı kaybına neden olduğu da bilinmektedir [8].

Kalınlığı Δx = L ve alanı A olan düz bir levhanın sabit bir kondüksiyon oranı olduğunu göz önüne alalım. Levha boyunca görülen sıcaklık farkı ise ΔT = T2-T1'dir. Yapılan deneylerde levha boyunca gerçekleşen ısı transferi oranının Q, sıcaklık farkı veya ısı transferi yönündeki yüzey alanı 2 katına çıkarıldığında 2 katına, duvar kalınlığı yarıya düşürüldüğünde de yine 2 katına çıktığı görülmüştür. Böylece düz levhada gerçekleşen ısı transferi oranının sıcaklık farkı ve ısı transferi alanı ile doğru, levhanın kalınlığı ile ters orantılı olduğu görülmüştür [8].

$$Isı\ Transferi\ Oranı = \frac{(Yüzey\ Alanı) * (Sıcaklık\ Farkı)}{Kalınlık} \tag{3.5}$$

veya,

$$\dot{Q}_{cond} = kA\frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA\frac{\Delta T}{\Delta x}\ (W) \tag{3.6}$$

Bu denklemde k sabiti, malzemenin ısıyı iletebilme yeteneği olarak nitelendirebileceğimiz ısıl kondüktiviteyi temsil etmektedir. Δx → 0 durumunda ise denklem Fourier'in kondüksiyon yasası olarak adlandırılan aşağıdaki diferansiyel forma dönüşecektir [8].

$$\dot{Q}_{cond} = -kA\frac{dT}{dx}\ (\mathrm{W}) \tag{3.7}$$

Burada dT/dx, T-x diyagramındaki x noktasında sıcaklık grafiğinin eğimini temsil eden sıcaklık gradyenidir. Yukarıdaki ilişki bir yöndeki kondüksiyon oranı ile o yöndeki sıcaklık gradyeninin doğru orantılı olduğunu göstermektedir. Isı, sıcaklığın düştüğü yönde

iletilir ve bu durumda x artarken sıcaklıkta düşeceğinden sıcaklık gradyeni negatif olur. Şekil x deki negatiflik, +x yönünde oluşan ısı transferinin pozitif halde kalması içindir.

A yüzey alanı her zaman ısı transferi yönüne diktir. Örneğin 5m uzunluk, 3m yükseklik ve 25cm genişlikteki duvarın ısı transferi yüzey alanı A = 15m2'dir. Duvarın kalınlığının A alanına etkisi yoktur [8].

3.2.1.1 Isıl İletim

Günlük hayatta farklı malzemelerin ısıyı farklı şekillerde depoladığını görürüz. Isı transferi bilimi, maddelerin ısıyı depolayabilme yeteneğini ölçebilmek için bu özelliği özgül ısı (Cp) olarak tanımlamıştır. Örneğin, oda sıcaklığında su için Cp = 4.18KJ/kg °C iken demir için Cp = 0.45 kJ/kg °C dir ve bu birim kütle başına suyun 10 kat daha fazla ısıyı depolayabileceği anlamına gelir. Aynı zamanda, ısıl iletim katsayısı *k* ise malzemenin ısıyı iletebilme yeteneğini tanımlamaktadır. Örneğin, oda sıcaklığında su için k = 0.608 W/m °C iken, demir için k = 80.2 W/m °C dir ki bu da demirin ısıyı suya göre 100 kat daha hızlı ilettiğini göstermektedir. Bu verilere göre, suyun ısıyı iletebilme açısından demire göre kötü fakat ısıyı depolama için ise daha iyi olduğu söylenebilir [8].

Kararlı haldeki kondüksiyon ısı transferi (3.7) eşitliği aynı zamanda ısıl iletim tanımını da yapmaktadır. Böylece malzemenin ısıl iletimi, birim zaman, sıcaklık değişimi ve malzeme kalınlığında olan ısı transferi hızı olarak da tanımlanabilir. Malzemenin ısıl iletim katsayısı, ısıyı iletebilme kabiliyetidir. Bu katsayı yüksek olursa malzemenin iyi bir ısı ileticisi olduğu, düşük olduğunda da iyi bir yalıtkan olduğu anlaşılır. Örneğin, saf bakırın oda sıcaklığındaki ısı iletim katsayısı k= 401 W/m dir ve bu 1 m kalınlıktaki bakır duvarın birim alan ve sıcaklık değişiminde 401 W oranında ısı ileteceğini gösterir. Bakır ve gümüşün iyi ısı iletkeni oldukları gibi iyi elektrik iletkeni oldukları da unutulmamalıdır. Kauçuk, ahşap ve strafor gibi düşük ısı iletim katsayısına sahip malzemelerin ise iletkenlikleri zayıftır [8].

Kalınlığı ve alanı bilinen bir malzeme, çıkışı bilinen bir elektrik ısıtıcısı ile ısıtıldığını düşünelim. Isıtıcının diğer yüzeyleri iyi bir şekilde yalıtılırsa tüm üretilen ısı, ısı iletim katsayısı belirlenecek olan malzemeye geçecektir. Ardından ısı transferi kararlı hale ulaştığında malzemenin 2 yüzeyinde sıcaklık ölçümleri alınır ve diğer bilinenlerle (3.7) eşitliği çözüldüğünde malzemenin ısıl iletimi bulunur [8].

Sıcaklık, molekül veya atom gibi partiküllerin kinetik enerjilerinin ölçümü olarak ifade edilebilir. Sıvı ve gazlarda, moleküllerin kinetik enerjileri partiküllerin öteleme, dönme ve titreşim hareketleri dolayısıyla oluşur. Farklı kinetik enerjiye sahip iki molekül çarpıştığında yüksek enerjili molekül enerjisinin bir kısmını düşük enerjili moleküle aktarır. Bu olay, farklı hızlardaki 2 elastik topun çarpışarak, hızlının enerjisini yavaşa aktarmasına benzer. Yüksek sıcaklık, molekül hızlarını ve çarpışma sayılarını arttırır ve daha iyi ısı transferi sağlar [8].

Gazların kinetik teorisine ve deneylerin ispatladığına göre gazların ısıl iletimi mutlak sıcaklığın karekökü ile doğru, molar kütlenin karekökü ile ters orantılıdır. Bu sebeple gazların ısıl iletimi sıcaklığın artışı, molar kütlenin azalışı ile artar. Dolayısıyla Helyumun (M=4) ısıl iletim katsayısının, hava (M=29) ve Argon'dan (M=40) yüksek olması sürpriz değildir [8].

Sıvılardaki ısı iletimi mekanizması ise moleküllerin birbirine yakın olması ve güçlü moleküller arası bağlar nedeniyle çok daha karmaşıktır. Sıvıların ısı iletim katsayıları genellikle katılar ve gazlar arasına yayılmıştır. Maddelerin ısı iletim katsayıları genellikle katı halde en çok, gaz halde ise en az olmaktadır. Gazların aksine, çoğu sıvının ısı iletim katsayısı sıcaklığın artışıyla düşmektedir ancak su önemli bir istisnadır. Gazlar gibi sıvıların da ısı iletimi katsayısı molar ağırlık arttıkça düşmektedir. Cıva ve Sodyum gibi sıvı metaller de yüksek ısıl iletimleri nedeniyle yüksek ısı transferi gereken nükleer tesis gibi uygulamalarda kullanılmaktadır [8].

Katılarda ısı iletimi 2 etki ile gerçekleşir: Lattice titreşim dalgaları ve serbest elektron hareketleri. Katıların ısı iletimleri bu iki mekanizma sayesinde gerçekleşir. Saf metallerin görece yüksek ısı iletim katsayılarının başlıca nedeni ise elektronlar sayesinde yapılan ısı iletimidir. Isı iletiminde Lattice mekanizması büyük oranda moleküllerin dizilimlerine bağlıdır. Örneğin, elmas yüksek oranda kristal bir yapıya sahip olup, oda sıcaklığında bilinen en yüksek ısı iletim yeteneğine sahip malzemedir [8].

İyi ısı ve elektrik iletkeni olan metallerin aksine kristalleşmiş katılar ve silikon gibi yarı iletkenler iyi ısı iletkenleri olup konu elektrik iletimine geldiğinde zayıf kalmaktadırlar. Sonuç olarak bu malzemeler elektronik endüstrisi tarafından geniş bir yelpazede kullanılmaktadırlar. Yüksek fiyatlarına rağmen elmas soğutucular, sahip oldukları

yüksek ısı iletim yetenekleri sayesinde hassas elektronik cihazlarda kullanılmaktadırlar. Silikonlu yağlar ve contalar, iyi ısı iletimleri ve elektriksel yalıtımları nedeniyle elektronik cihazların paketlemelerinde sıklıkla kullanılırlar [8].

Saf metaller yüksek ısı iletim yeteneğine sahiptirler ve bunu bilen bir kişi metal alaşımlarında böyle olduklarını düşünebilir. Bu kişi ısı iletim katsayıları k1 ve k2 olan iki metalden oluşan bir alaşımın sahip olacağı katsayı k'nın k1 ve k2 arasında olacağını da düşünebilir. Ancak gerçek böyle değildir. Saf metal içerisindeki küçük miktarda bulunan yabancı molekül dahi metal içerisindeki ısı iletimini ciddi şekilde bozabilir. Örneğin, sadece %1 oranında krom içeren çeliğin ısı iletim katsayısı 62 W/m°C iken, demir ve kromun katsayıları sırasıyla 83 ve 95 W/m°C'dir [8].

Malzemelerin ısıl iletimleri sıcaklığa göre değişiklik gösterebilir. Belirli sıcaklıkların üzerinde malzemelerin ısı iletimlerindeki değişimi ihmal edilebilecek düzeydedir. Ancak bazı malzemeler için ise bu değişim çok fazla olabilir. Bazı katıların ısıl iletimleri sıcaklık mutlak sıfıra yaklaştıkça dramatik şekilde artar ve malzemeler süper iletken özellikleri göstermeye başlarlar. Örneğin, bakırın ısıl iletimi 20K 'de maksimum 20000 W/m°C'ye çıkabilir ki bu değer oda sıcaklığındaki değerinin 50 katına denk gelmektedir [8].

Isıl iletimin sıcaklıkla ilişkisi ısı transferi hesaplamalarında bazı zorluklara neden olabilir. Bu sebeple genel kullanımda ısı iletim katsayısı k ortalama bir sıcaklık için alınır ve hesaplamalarda sabit kabul edilir [8].

Isı transferi analizlerinde, malzeme genellikle izotropik kabul edilir ki bu tüm yönlerde üniform özelliklere sahip olduğu anlamına gelir. Bu kabul çoğu malzeme için geçerli bir kabul olsa da, farklı yönlerde farklı yapısal özelliklere sahip kompozit ve ahşap gibi malzemelerde geçerli değildir [8].

3.2.1.2 Isıl Yayınım

Isı transferi analizlerinde sıklıkla karşılaşılan ρC_p , malzemenin ısıl kapasitesi anlamına gelir. Özgül ısı C_p ve ısıl kapasite ρC_p malzemenin ısı depolayabilme yeteneğini temsil etmektedir. Fakat C_p bunu birim kütle başına temsil ederken, ρC_p bunu birim hacim başına yapar. Brimleri ise sırasıyla J/kg°C ve J/m^3°C'tür [8].

Bir diğer malzeme özelliği ise değişken ısı iletimi analizlerinde karşılaşılan ısıl difüzitedir ve bu ısının ne hızla malzeme içerisine yayıldığını temsil eder. Aşağıdaki şekilde gösterilir;

$$\alpha = \frac{\text{İletilen Isı}}{\text{Saklanan Isı}} = \frac{k}{\rho C_p} \quad (\mathrm{m}^2/\mathrm{s}) \tag{3.8}$$

Bu denklemde ısı iletim katsayısı k malzemenin ısıyı nasıl ilettiğini temsil ederken ısıl kapasite ρC_p ise birim hacim başına ne kadar enerjinin malzemede depolandığını temsil eder. Bu sebeple malzemenin ısıl difüzitesi, malzeme üzerinden iletilen ısının, birim hacimde depolanan ısıya oranı olarak ifade edilebilir. Yüksek ısıl iletimi veya düşük ısıl kapasiteye sahip bir malzeme doğal olarak yüksek ısıl difüziteye sahip olacaktır. Yüksek ısıl difüzite ısının ortama daha hızlı yayılması demektir. Düşük ısıl difüzite değerleri, ısının çoğunun malzeme tarafından absorbe edildiği ve çok az miktardaki ısının iletileceği anlamına gelir [8].

3.2.1.3 Sabit Kondüksiyonla Isı Transferi

Isı transferi analizlerinin çoğunda, sabit koşul ve yüzey sıcaklıklarındaki bir ortamda gerçekleşen ısı transferi ile ilgileniriz. Çoğu problem karmaşık diferansiyel denklemlere gerek kalmadan termal direnç kavramı ile elektrik devreleri çözümlerine benzer şekilde kolaylıkla çözülebilir. Bu durumda termal direnç elektrik direnci, sıcaklık farkı ise potansiyel fark yani voltaj, ısı transferi ise akım gibi düşünülür [8].

L kalınlığında ve termal iletim katsayısı k olan düzlemsel bir duvarda iki yüzeyde sıcaklıkların sabit T1 ve T2 olduğu durumda duvar boyunca olan bir boyutlu sabit ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir [8].

$$\dot{Q}_{\mathrm{cond,wall}} = -\mathrm{kA}\frac{\mathrm{dT}}{\mathrm{dx}} \tag{3.9}$$

Burada $\dot{Q}_{\mathrm{cond,wall}}$ ısı transferini temsil ederken A ise duvarın yüzey alanıdır. İfadenin integrali alınarak sadeleştirildiğinde aşağıdaki formül oluşmaktadır.

$$\dot{Q}_{\mathrm{cond,wall}} = -\mathrm{kA}\frac{\mathrm{T_1} - \mathrm{T_2}}{\mathrm{L}} \tag{3.10}$$

3.2.1.4 Termal Direnç Kavramı

Yukarıdaki ifade düzenlenerek şöyle ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{cond,wall} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} \tag{3.10}$$

R_{wall} ifadesi burada ısı iletimine karşı duvarın gösterdiği direnci temsil etmektedir ve bu değerin ortamın geometrisi ve termal özelliklerine göre bağlı olduğu unutulmamalıdır.

$$R_{wall} = \frac{L}{kA} \tag{3.11}$$

Bilindiği gibi elektrik akımı aşağıdaki denklemle ifade edilebilmektedir ve burada R_e elektrik direncini, $V_1 - V_2$ ise potansiyel farkı temsil etmektedir. Isı transferi oranı bu benzetimde elektrik akımına, termal direnç elektrik direncine, sıcaklık farkı da potansiyel farka denk gelmektedir.

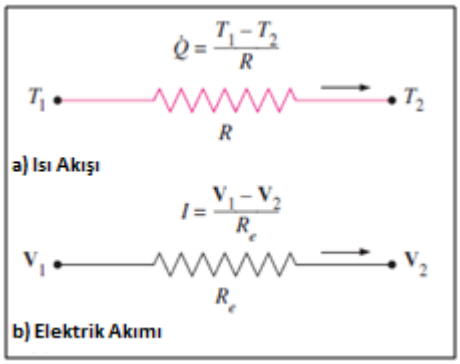
$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e} \tag{3.12}$$

Yüzey alanı A_s ve sıcaklığı T_s olan katı bir yüzeyden, sıcaklığı T_∞ olan bir akışkana h konveksiyon ısı transferi katsayısı ile bir ısı transferi olduğunu düşünelim. Newton'un soğuma kanunu bu girdilere göre yeniden derlendiğinde aşağıdaki bir denklem elde edilmektedir [8].

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \tag{3.13}$$

Burada R_{conv} yüzeyin ısı transferine olan termal direnci ifade etmektedir. Daha basit olarak tanımlamak gerekirse yüzeyin konveksiyon direnci olarak tanımlanabilir.

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \tag{3.14}$$



Şekil 3.1 Isı ve elektrik akımı [8]

Duvarın bir gaz ile çevrelendiğini varsayarsak radyasyon etkisini de göz önünde bulundurmamız gerekir. Emmisivitesi ε, yüzeyi A_s, yüzey sıcaklığı T_s ve cismi çevreleyen yüzeylerin ortalama sıcaklığı T_{surr} olduğu durumda radyasyonla ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir [8].

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{surr}^4) = h_{rad}A_s(T_s - T_{surr}) = \frac{T_s - T_{surr}}{R_{rad}} \tag{3.15}$$

Burada,

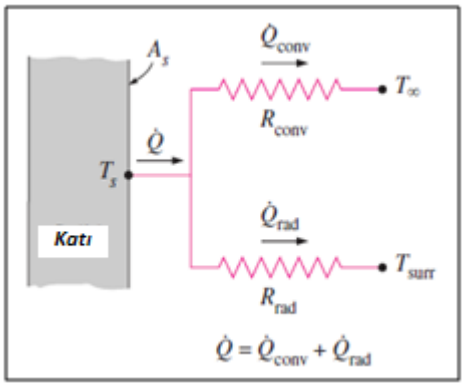
$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad}A_s} \tag{3.16}$$

yüzeyin radaysyon'a karşı termal direnci olarak nitelenedirilebilir ve aşağıdaki radyasyonla ısı transferi katsayısı ifadesi elde edilir.

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s(T_s - T_{surr})} = \varepsilon\sigma(T_s^2 + T_{surr}^2)(T_s + T_{surr}) \tag{3.17}$$

Hava ile çevrelenmiş bir yüzey konveksiyon ve radyasyona aynı zamanda maruz kalır ve yüzeydeki toplam ısı transferi radyasyon ve konveksiyon ısı transferlerinin toplamları ya da farkları şeklinde gerçekleşecektir. Konveksiyon ve radyasyon dirençleri şekilde görüldükleri gibi birbirlerine paralel olacağından termal direnç yapısı için kompleks olabilir. T_{surr} = T_∞ olduğu durumda radyasyon etkisi $h_{combined}$ kullanılabilir [8].

$$h_{combined} = h_{conv} + h_{rad} \tag{3.18}$$



Şekil 3.2 Işınım ve taşınımın beraber olduğu durumda termal direnç uygulaması [8]

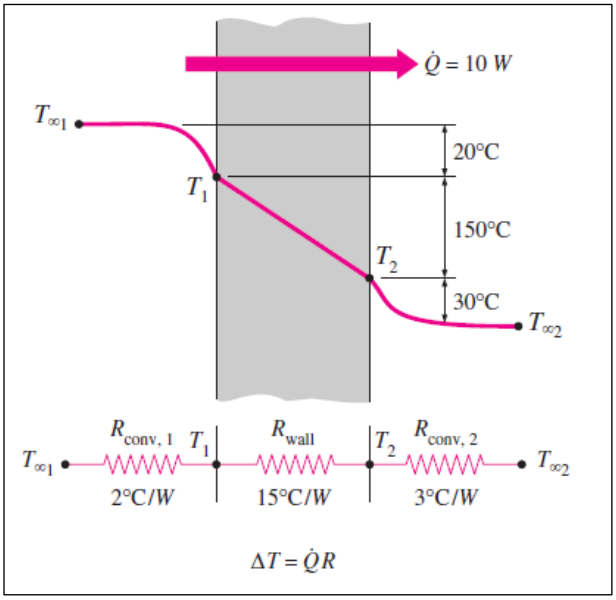
3.2.1.5 Termal Direnç Yapısı

Şekildeki gibi tek boyutlu sabit ısı akışı olan bir duvarda ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q} = \frac{T_\infty - T_{\infty 2}}{R_{total}} \tag{3.19}$$

Görüldüğü gibi bu denklem sayesinde duvarda oluşan toplam ısı transferi analiz edilebilmektedir. Bunun için duvarda gerçekleşen farklı ısı transferi mekanizmalarının toplam kayıplarını ifade edebilmek gerekir. Termal direnç yapısı bu noktada kullanılacak ve tüm dirençleri ifade edecek bir birleşik direnç hesaplanacaktır. Şekilden anlaşılacağı gibi duvarın iki yüzeyinde konveksiyon ve duvar boyunca kondüksiyonla ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu örnekte aynı bölgede iki farklı transfer mekanizması bulunmadığından tüm termal dirençler seri şekildedir ve elektrik dirençlerine benzer şekilde termal dirençler toplanarak eşdeğer direnç elde edilecektir [8].

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{wall} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \tag{3.20}$$



Şekil 3.3 Duvardaki ısı transferinin termal direnç yapısı ile analizi [8]

Bazı durumlarda ortam boyunca gerçekleşen ısı transferini ifade etmek için Newton'un soğuma kanunu daha uygundur. U 'nun birleşik ısı transferi katsayısını temsil ettiği denklem aşağıdaki gibidir.

$$\dot{\mathrm{Q}} = \mathrm{U} * \mathrm{A} * \Delta \mathrm{T} \tag{3.21}$$

Birim alan için birleşik ısı transferi katsayısı toplam termal direncin tersine eşittir.

$$\mathrm{UA} = \frac{1}{\mathrm{R_{total}}} \tag{3.22}$$

Bu yöntem sayesinde duvarda gerçekleşen ısı transferini belirlemek için yüzey sıcaklıklarına ihtiyaç duyulmaz. Bilinmesi gerekenler sadece ısı transferi katsayıları ve akışkan sıcaklıklarıdır [8].

3.2.2 Taşınım (Konveksiyon)

Konveksiyon, katı yüzey ve hareketli akışkan arasındaki bir çeşit enerji transferidir ve kondüksiyon ve akışkan hareketinin kombine etkilerinden meydana gelir. Hızlı akışkan hareketi yüksek miktarda konveksiyonla ısı transferini beraberinde getirir. Herhangi bir akışkan hareketinin olmadığı durumlarda katı yüzey ve akışkan arasındaki ısı transferi sadece kondüksiyondur. Akışkan hareketinin varlığında katı yüzey ile akışkan arasındaki

ısı transferi artar ancak bu ısı transferi hızının hesaplanması daha karmaşık bir hal alır [8].

Sıcak bir bloğun üst yüzeyine soğuk hava üflenerek yapılan soğutma işlemini ele alalım. Enerji öncelikle bloğun hemen üzerindeki hava tabakasına kondüksiyon ile aktarılır. Daha sonra bu enerji yüzeyden konveksiyon vasıtasıyla taşınır. Bu ise hava moleküllerinin düzensiz hareketiyle oluşan kondüksiyon ve yüzeye yakın ısınmış havanın makroskopik hareketlerle soğuk hava ile yer değiştirmesi ile oluşan kombine etkilerle meydana gelmektedir [8].

Eğer akışkan fan, pompa, rüzgar gibi dış bir etki ile zorlanarak yüzeye gönderiliyorsa buna zorlanmış taşınım denir. Buna karşılık, eğer akışkan hareketleri sadece akışkan içindeki sıcaklık, dolayısıyla yoğunluk farkı nedeniyle oluşuyorsa doğal taşınım denir. Örneğin, fanın olmadığı durumda sıcak blok üzerindeki ısınan havanın yükselmesi ve soğuk hava ile yer değiştirmesi sonucu oluşan hava hareketiyle yani doğal taşınım ile soğuyacaktı. Blok ve hava sıcaklığı arasındaki fark, hava hareketi direncini yenecek kadar büyük olmasaydı blok ve etrafındaki hava arasındaki ısı transferi iletim yoluyla olurdu [8].

Akışkanların hal değişimlerini içeren ısı transferi süreçleri de taşınım olarak gerçekleşir. Bunun sebebi faz değişimi sırasında akışkan içerisindeki buhar kabarcıklarının veya su damlalarının oluşması gibi etkilerin var oluşudur [8].

Taşınımın karmaşıklığına rağmen, formülünün sıcaklık farkı ile doğru orantılı olduğu ve Newton'un soğuma yasası ile kolaylıkla ifade edilebildiği görülmüştür.

$$\dot{Q_{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty) \tag{3.23}$$

Denklemde görülen h konveksiyonla ısı transferi katsayısı olup W/m^2.°C'dir veya Btu/h.ft^2.F° ile ifade edilir. A_s konveksiyonla ısı transferi olan yüzey alanı, T_s yüzey sıcaklığı, T_∞ ise yüzeyden yeteri kadar uzaklıktaki hava sıcaklığıdır. Bu noktada, yüzeydeki akışkan sıcaklığı ile katının yüzey sıcaklığının birbirine eşit olduğu unutulmamalıdır [8].

Konveksiyon ısı transferi katsayısı h akışkanın bir özelliği değildir. Tamamı ile akışkan hızı, akışkanın özellikleri, yüzey geometrisi, akışın karakteristiği gibi parametrelere dayalı deneysel olarak hesaplanmış bir değerdir [8].

3.2.3 Işınım (Radyasyon)

Işınım, atom veya moleküllerdeki elektron konfigürasyonlarındaki değişim sonucu, enerjinin elektromanyetik dalgalar halinde yayılmasına denir. Kondüksiyon ve konveksiyonun aksine, enerjinin transferi için iki kaynak arası herhangi bir ortama ihtiyaç yoktur. Aslında ışınım yoluyla ısı transferi en hızlı gerçekleşendir ve aynı zamanda vakum ortamından etkilenmemektedir. Bu da güneşin enerjisinin dünyaya ulaşma mekanizmasını açıklamaktadır [8].

Isı transferi çalışmalarında, ısıl ışınım denilen sıcaklıkları nedeniyle cisimlerden yayılan ışınımla ilgilenilir. Söz konusu ışınım, sıcaklıkla ilgili olmayan x-ray, gamma ışınları, mikrodalga, radyo ve tv yayını gibi diğer elektromanyetik ışınım türlerinden ayrılır [8].

Işınım hacimsel bir olgu olup, tüm katı, sıvı ve gazlar tarafından farklı derecelerde yayılabilir, emilebilir veya taşınabilir. Fakat ışınım genellikle ahşap, metal, kaya gibi ışık geçirmeyen katılar için bir yüzey olayı olarak düşünülür. Bunun sebebi ise iç bölgelerden yayılan ışınımın bazı malzemelerde yüzeye ulaşamaması ve ışınıma maruz kalan cisimlerde de genellikle yüzeyden birkaç mikron mesafede emilmesidir [8].

T_s sıcaklığına sahip bir yüzeyden ışınım ile aktarılabilecek maksimum ısı transsferi oranı aşağıda verilen Stefan-Boltzmann kanunu ile belirlenebilir.

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma A_s T_s^4 \tag{3.24}$$

Denklemde görülen sabit, Stefan-Boltzman sabiti olup σ = 5.67 x 10^{-8} $W/m^2.K^4$ veya 0.1714 x 10^{-8} $Btu/h\ .ft^2.R^4$ 'dir. Işınım yayınımı en yüksek olan ideal yüzeye siyah cisim ve bu cisimden yayılan ışınıma da siyah cisim ışınımı denir. Aynı sıcaklıkta tüm gerçek yüzeylerden yayılan ışınım siyah cisimden yayılandan daha düşük olacaktır ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [8].

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \tag{3.25}$$

Denklemdeki ε emisiviteyi temsil etmektedir. Emisivite, 0≤ε≤1 arası bir değere sahip olan ve bir yüzeyin ε=1 olan siyah cisime ne kadar yakın olduğunu ifade eden bir değerdir. Bazı yüzeylerin emisiviteleri Çizelge 3.1'de verilmiştir [8].

Çizelge 3.1 Bazı malzemelerin emisiviteleri

Malzeme	*Emisivite*
Aluminyum Folyo	0.07
Anodize Aluminyum	0.82
Parlatılmış Bakır	0.03
Parlatılmış Altın	0.03
Parlatılmış Gümüş	0.02
Parlatılmış Paslanmaz Çelik	0.17
Siyah Boya	0.98
Beyaz Boya	0.90
Beyaz Kağıt	0.92-0.97
Asfalt	0.85-0.93
Tuğla	0.93-0.96
İnsan Derisi	0.95
Ahşap	0.82-0.92
Su	0.96
Toprak	0.93-0.96
Bitkiler	0.92-0.96

Bir diğer önemli ışınım özelliği ise α ile ifade edilen ve yüzeye gelen ışınım ile yüzeyin soğurduğu enerjinin oranı anlamına gelen soğurmadır. Emisivite gibi soğurma da 0≤α≤1 arası bir değer alır. Siyah cisim üzerine gelen tüm ışınımı soğurur. Siyah cisim mükemmel bir soğurucu ve yayıcıdır (α=1) [8].

Genellikle, ε ve α 'nın ikisi de yüzeyin sıcaklığı ve radyasyonun dalga boyuna bağlıdır. Kirchoff'un radyasyon kanunu belirli sıcaklıktaki yüzey ve dalgaboyunda emisivite ve soğurmanın sabit olacağını ifade etmektedir. Çoğu pratik uygulamada yüzeyin sıcaklığı ve ışınım kaynağı cismin sıcaklığı aynı mertebede olup yüzeyin ortalama soğurma oranı emisivite ile eşit alınabilir. Yüzeyin ne kadar ışınımı soğurduğu aşağıdaki denklemle ifade edilebilir [8].

$$\dot{Q}_{absorbed} = \alpha \dot{Q}_{incident} \quad (W) \tag{3.26}$$

Denklemde $\dot{Q}_{incident}$ yüzeye ne kadar ışınım geldiğini gösterirken, α'da yüzeyin soğurabilme yeteneğini göstermektedir. Opak yüzeylerde gelen ışınımın bir kısmı soğurulmaz ve geri yansıtılır [8].

Yüzeyden yayılan ışınım ile soğurulan ışınımın farkı net ışınım ısı transferidir. Soğurulan ışınım oranı, yayılandan fazla ise yüzey ışınım ile enerji kazanıyor denebilir. Aksi durumda yüzey ışınımla enerji kaybediyor demektir. Genelde iki yuzey arasındaki ışınımla net ısı transferini belirlemek yüzeylerin özelliklerine, birbirlerine göre olan konumları ve ortam ile yüzeyler arasında radyasyonla olan etkileşim gibi olaylara bağlı olduğundan karmaşık bir işlemdir [8].

Yüzey alanı A_s, emisivite ε, yüzeyin sıcaklığı T_s olan bir yüzey, sıcaklığı T_{surr} olan daha büyük bir yüzey tarafından radyasyon ile etkileşimi olmayan bir gaz ile ayrı olduğu durumda iki yüzey arası net ısı transferi aşağıdaki gibidir [8].

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{surr}^4) \tag{3.27}$$

Bu özel durumda çevreleyen yüzeyin emisivite ve yüzey alanının net ısı transferine hiç bir etkisi yoktur.

BÖLÜM 4

TAŞIT VİTES KUTULARI ve ISIL YÖNETİMİ

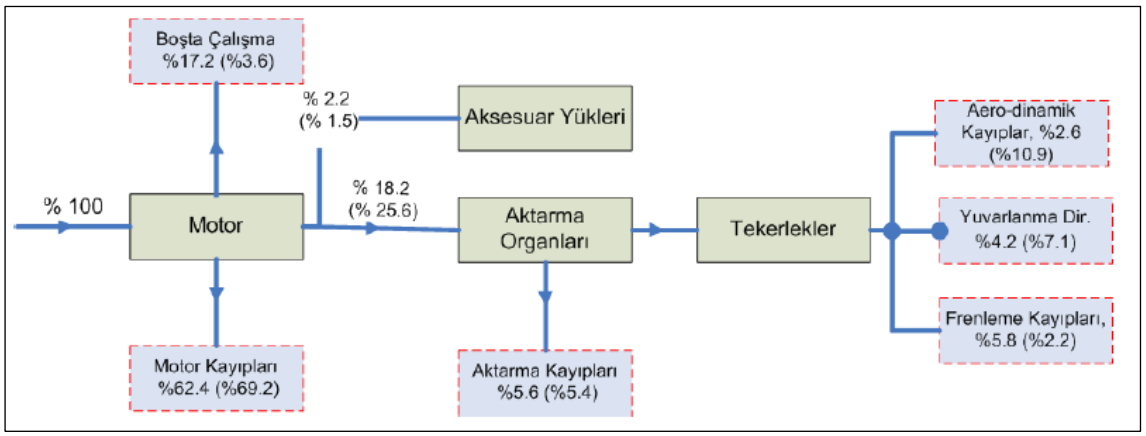
4.1 Taşıt

Türk Dil Kurumuna göre taşıt, “Yük ve yolcu taşımaya yarayan, motorlu ya da motorsuz, tekerlekli araç” olarak tanımlanmaktadır. Konumuz olan ve güncel hayatta taşıt denildiğinde ilk aklımıza gelen kavram olan motorlu taşıt ise, “insan ve yük taşıyan, iki veya daha çok dingilli, motor gücüyle hareket eden araçlara” verilen isimdir [9].

4.1.1 Taşıtlarda Enerji Dengesi ve Yakıt Ekonomisi

Yeryüzünde keşfedilmiş enerji kaynaklarının sınırlı oluşu ve çevre faktörleri, insanları sahip olunan enerji kaynaklarını her alanda daha bilinçli ve ekonomik kullanmaya yöneltmektedir. Enerji ürünlerinin fiyatlarının kısa periyodlar içerisinde dramatik değişiklikler sergilemesi, özellikle dünyadaki stratejik dengeleri zaman zaman değiştiren petrolün fiyat istikrarının bulunmayışı, tüm bunlara karşın petrolün günlük hayatımızdaki kullanımının ve vazgeçilmezliğinin son yıllarda ciddi derece artması, verimlilik yaklaşımlarını mecburi hale getirmektedir. Petrol 20. yüzyılda olduğu gibi 21. yüzyılda da stratejik önemini sürdürerek dünya politikasının belirlenmesinde ana etkenlerden biri olmaktadır [2].

Motorlu taşıt üreticileri 1970’lerin başlarındaki petrol krizi sonrasında artan yakıt fiyatları sonrası yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar başlatmışlardır. Günümüzde ise yakıt tüketiminin azaltılması taşıt tekniğinin en önemli konularından biri olduğu gibi yakıt tüketimi alıcıyı ve üreticiyi ilgilendiren en önemli taşıt özeliklerinden biri konumundadır [1].



Şekil 4.1 Şehir içi sürüşü sırasında taşıta ait verim kayıpları

Taşıtlarda yakıt tüketimini etkileyen faktörlerin başında ise güç aktarma organları gelmektedir. Güç aktarma organları, tahrik kaynağından elde edilen gücün istenilen şekilde değiştirilerek son uygulama noktası olan tekerlere iletilmesini sağlayan sistemdir. Bu sistemin mekanik verimi ve ataleti yakıt tüketimi açısından oldukça kritiktir. Sistem ataletinin yüksek olması aracın ivme direncini yükselterek, ivmelenme sırasında motordan daha fazla güç talep edilmesine ve dolayısıyla da yakıt tüketiminin artışına neden olmaktadır. Sistemin önemli kısımlarından biri olan kavrama; mekanik verimi, sürtünme ve kayıpları nedeniyle önemli ölçüde etkilemektedir [2].

4.1.2 Güç Aktarma Organları

Farklı sürüş koşullarında ortaya çıkan farklı tahrik taleplerini karşılayabilmek adına motor ve güç aktarma organları, değişik moment ve hız bileşimlerini sağlayabilmelidir. Üretilen moment ve hızın, aracı hareket ettirebilmesi için, ön ve arka tahrik tekerleklerine kadar iletilmesi gereklidir. Bunu sağlayabilmek için güç aktarma organları kullanılır. Günümüz araçlarında güç aktarma organları motor, kavrama (hız değiştirici veya debriyaj), moment değiştiriciler (vites kutuları ve dişli grupları), diferansiyel sistemi ve tekerleklerden oluşmaktadır. Bu parçaların oluşturduğu sistemde, dişliler, yataklar ve yağda meydana gelen sürtünme kaynaklı kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıplar hem taşıt performansını hem de yakıt tüketimini olumsuz açıdan etkilemektedir. Aktarma sisteminin toplam verimi, dinamometreler yardımıyla ölçülür, fakat tasarım çalışmalarında Çizelge 4.1'deki verim değerleri de bir yaklaşım sağlaması açısından kullanılabilir. Bu ve buna benzer tablolar birçok kaynakta bulunabilir. Fakat tüm kaynaklar yaklaşık olarak benzer değerleri vermektedir [2].

Çizelge 4.1 Karayolu taşıtlarının sınıflarına göre aktarma organları verimleri [10]

Taşıt Cinsi	Toplam Verim
Yarış Otoları	%90-95
Binek Otomobilleri	%90-92
Kamyon & Büyük Otobüs	%82-85
Arazi Taşıtları	%80-85

Güç aktarma organlarından söz etmek gerekirse, kavrama döner haldeki bir parçanın hareketini aynı eksen üzerindeki diğer bir parçaya iletmek veya iletilmekte olan bu hareketi istendiği zaman kesmek amacıyla kullanılan mekanizmaya verilen addır. Konumuz olan, motorlu taşıtlarda kullanılan kavramalar, krank mili çıkışında olmak üzere motorla vites kutusu arasına bağlanmış olup, motordan vites kutusuna moment iletimi sağlar ve istendiği zaman, motor çalışmasına devam ettiği halde, bu moment iletimini durdurur. İçten yanmalı motorun belirli bir hızın altında çalışamaması nedeniyle, taşıtın ilk hareketi sırasında motor ile tahrik sisteminin diğer elemanları arasında momenti iletip açısal hız farkına imkan tanıyan bir kavramaya ihtiyaç vardır. Vites kutusu; motordan alınan momenti arttırarak tekerleklere iletirler ve bir nevi tork değiştirici gibi çalışarak tekerleklerin ihtiyaç duydukları moment değerini sağlarlar. Vites kutusunun başlıca görevleri; motorla tekerler arasındaki irtibatı keserek taşıtın hareket etmeden çalışabilmesini sağlamak, taşıta yol ve trafik şartlarına göre uygun hızı vermek, taşıtı geri hareket ettirebilmek, taşıtın ilk harekete geçebilmesi, bir yokuşu çıkabilmesi veya çabuk bir şekilde hızlanabilmesi için gereken moment veya hızı sağlamaktır [2].

Kardan mili; arkadan itişli ve tüm tekerleklerinden tahrik verilen taşıtlarda vites kutusunun çıkış milinden alınan momentin diferansiyele iletilebilmesi için ihtiyaç duyulan elemandır. Diferansiyel (moment dağıtıcı); kardan miliyle tekerlekler arasında ki devir düşürücü dişli grubunu ve aksları muhafaza ederek iki tekerlek arasındaki bağlantıyı sağlayan kovan grubunun bütünüdür [2]. Taşıtın ön tekerleklerinden tahrik edildiği durumlarda diferansiyel genellikle vites kutusu ile bütünleşik durumdadır. Bu durumda sistemde kardan mili bulunmaz, volandan alınan moment vites kutusu içerisinde değiştirilir ve teker hızına uygun olarak akslara iletilir.

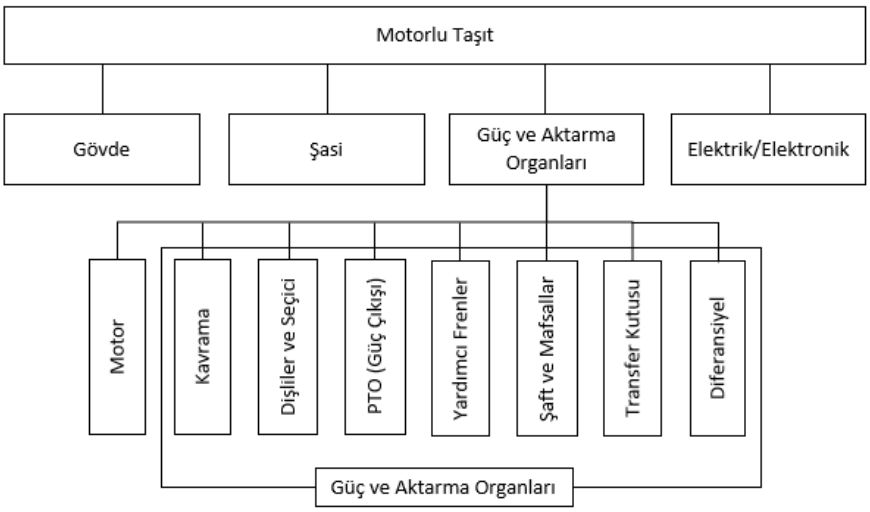
Aks mili, diferansiyel ile tekerlekleri birbirine bağlayan elemandır. Tekerlekler, herhangi bir cismi, zemin üzerinde düşük sürtünmeyle hareket ettirmek için kullanılan, dönen elemanlardır. Taşıtın karşılaşmakta olduğu tüm direnç kuvvetleri, lastiklerle zemin arasındaki ilişkiye bağlı olarak geliştirilen tahrik kuvveti tarafından yenildiğinden, tekerlekler yakıt ekonomisi açısından en önemli parçalardan biridir. Atalet ve aerodinamik kuvvetler dışında kalan tüm kuvvetler, aktarma organlarının son elemanı olan tekerleğin zemine teması ile oluşurlar. Tekerleğin başlıca üç görevi vardır: Birincisi yol ile taşıt arasında mümkün olduğunca düşük bir sürtünme sağlamak, ikincisi taşıtın hız vektörünün değiştirilmesine yardımcı olmak, üçüncüsü ise düşey kuvvet iletiminde, süspansiyon sisteminin bir elemanı olarak yoldan gelen darbeleri sönümlemeye yardımcı olmaktır. Tekerleklerle yol arasındaki etkileşim, tekerleğin altındaki temas alanı ile olur. Temas alanının büyüklüğü lastik boyutlarının, şişirme basıncının ve tekerlek üzerinde bulunan yükün bir fonksiyonudur [10].

4.2 Bir Güç Aktarma Organı: Vites Kutusu

Eski çağlardan beri insanlığın taşımacılık ihtiyacını karşılayan taşıtların en temel gereksinimi farklı hız ve yük koşullarında hareket etitirilebilme ihtiyacıdır. Tahrik makinalarının henüz icat edilmediği dönemlerde bu çeşitliliğin sağlanabilmesi için kullanım amacına göre taşıtı tahrik edecek hayvanların sayısı ve belki de çeşidi belirleyici bir faktördü. Bunu izleyen dönemde ağır yüklerin kaldırılması, rüzgar gülü ve değirmenlerin çalıştırılması için gerekli dişliler ve basit dişli kutuları kullanılmaya başlandı. Sanayi devrimi ile birlikte, buhar kazanları, içten yanmalı motorlar ve elektrik motorları gibi tahrik makinalarının icadı ile artan güç ve kuvvet aktarımı-dönüşümü ihtiyacı neticesinde vites kutularının kapasiteleri arttı ve kullanımları yaygınlaştı.

Günümüzde tek hızlı vites kutularından 16 hızlı vites kutularına çok çeşitli vites kutuları otomotiv sektöründe geliştirilmekte ve kullanılmaktadır. İnsan yaşamının köyden-kente geçişiyle birlikte artan yoğunlaşmış nüfus ve refah seviyesi ile beraber trafikteki otomobil sayısı da günden güne artmış, trafik sıkışıklıkları şehirlerin en büyük sorunu haline gelmiştir. Bunun gibi olgular ve ihtiyaçlar doğrultusunda otomotiv firmaları çok çeşitli vites kutuları geliştirmişlerdir. Günümüzde üretilen her taşıt tahrik edici makinanın yakıt tipine bakılmakzısın (benzin, motorin, elektrik vs.) tek hızlı dahi olsa

vites kutuları ile donatılmaktadırlar. Yüksek torka sahip elektrik motorlarıyla donatılmış taşıtlar dahi sağladıkları verim artışı nedeniyle vites kutularına ihtiyaç duymaktadırlar.



Şekil 4.2 Taşıt vites kutularının kapsamı [11]

4.2.1 Vites Kutusunun Görevleri

Günümüzde kullanılan hemen hemen her araç Otto veya Diesel presnsibiyle çalışan içten yanmalı motorlarla kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorların yüksek güç-ağırlık oranı, göreceli yüksek verimlilikleri, kompakt enerji yoğunluğu gibi çoğu avantajına rağmen üç önemli dezavantajı [11] bulunmaktadır;

- Buharlı makinalar ve elektrik motorları aksine içten yanmalı motorlar durağan halde (sıfır motor devri) moment üretemezler.
- İçten yanmalı motorlar maksimum gücü sadece belirlenmiş bir motor devri aralığında verebilmektedir.
- Motorun verimi büyük oranda motorun çalışma şartlarına bağlıdır.

Bu sebeplerle vites kutuları verimli ve konforlu bir çalışma için motor çalışma şartlarını optimum şarta geitrmek amacıyla farklı çevrim oranları ve kavramalar ile sunmaktadır [11].

Çizelge 4.2 Bazı bağımsız vites kutusu üreticileri [11]

	Binek Taşıt		*Ticari Taşıt*	
	Mekanik	*Otomatik*	*Mekanik*	*Otomatik*
Batı Avrupa	-GETRAG -ZF	-ZF -BORG WARNER -GENERAL MOTOR	-ZF -EATON	-ZF -VOITH -RENK
ABD	-AISIN -NEW VENTURE GEAR	-AISIN -BORG WARNER	-DANA -EATON -NEW VENTURE GEAR -CLARK	-ALLISON (GM) -TWIN DISC
Japonya	-AISIN	-AISIN -JATCO	-AISIN	-AISIN -JATCO

4.2.2 Vites Kutusu Çeşitleri

Binek taşıt vites kutuları ana tasarım ve tiplerine göre aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir [12].

- Konvensiyonel 4-6 hızlı manuel vites kutuları
- Yarı otomatik vites kutuları
- Tam otomatik vites kutuları
  - Konvansiyonel 3-5 hızlı otomatik vites kutuları (tork konvertör ve planet dişli mekanizmalı)
  - 3-6 hızlı ara milli vites kutuları (çift kavramalı)
- Mekanik sürekli değişken oranlı vites kutuları

Amerika pazarındaki binek taşıtlarda konvansiyonel tam otomatik vites kutuları pazara hakim konumdadır ve bu oran %75-80 civarındadır. 1960'ların sonuna doğru aynı trendin Avrupa pazarı içinde geçerli olacağı öngörülmüş ancak bu gerçekleşmemiştir. Avrupa pazarındaki otomatik vites kutusu pazar oranı %15 oranında kalmıştır [11]. 2010 yılında satılan araçlar için EU27 ülkelerindeki bu oran %16 olarak gerçekleşmiştir. Almanya'da ise yaklaşık yüzde 23'lük bir satış elde edilmiştir [12].

4.2.3 Tez Kapsamında İncelenen Vites Kutusunun Özellikleri

Hesaplamalarda kullanılan araç manuel vites kutusuna sahip olup vites değişimi ve kavrama süreçleri diğer manuel vites kutularında olduğu gibi sürücü tarafından

yönetilir. Önden çekişli araçlarda kullanım için tasarlanmış bir vites kutusu olup diferansiyel sisteme dahil edilmiştir. Volandan alınan momenti değiştirerek akslar yardımıyla 2 adet tahrik tekerine iletir. Sistemde kullanılan dişliler helisel tiptedir ve banyolu yağlama prensibine göre vites kutusu karterinde bulunan yağ ile yağlanır.

Vites seçimi ve dişlilerin kenetlenmesi kullanım esnasında duyulmayacak bir seviyededir. Bunun için tüm ileri yönlü dişlilerde senkromeç denilen vites seçicileri kullanılmakta ve vites geçiş konforu arttırılmaktadır. Sürüş sırasında yanlışlıkla geri vitese geçişin engellenmesi için özel kilit sistemi bulunmaktadır. Kilidin serbest kalabilmesi için geri vites seçilmeden önce vites kolunun boş vites konumundan geçmesi gerekmektedir.

Söz konusu vites kutusunun aşağıda belirtilen teknik bilgileri üniversite bünyesinde bulunan aynı tip vites kutusundan alınan ölçümler ve literatür araştırması yoluyla elde edilmiştir.

Çizelge 4.3 Örnek vites kutusunun teknik özellikleri

Tip / Vites Sayısı	Önden çekiş, transvers
Vites Sayısı	5 ileri + 1 geri
Dişli Çevrim Oranları	1.vites - 3.58 2.vites - 1.93 3.vites - 1.28 4.vites - 0.95 5.vites - 0.76
Diferansiyel Çevrim Oranı	4,06
Maksimum Giriş Momenti	170 Nm
Ağırlık	35kg
Yağ Tipi	75W-90
Yağ Miktarı	2,5 L

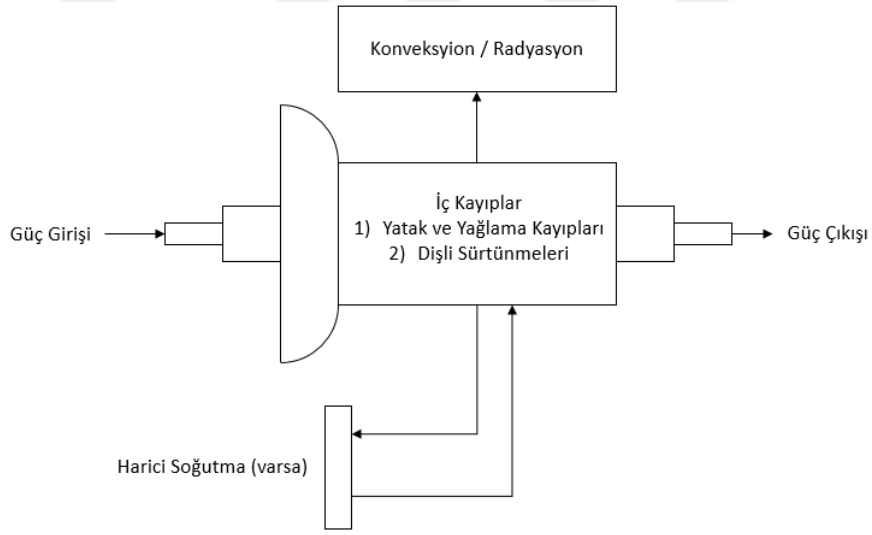
4.3 Vites Kutularının Isıl Karakteristiği

Geçmişte mekanik vites kutuları tüm soğutma ihtiyaçlarını doğal soğuma karakteristikleriyle harici soğutmaya gerek kalmadan karşılayabiliyorlardı. Mekanik vites kutularının yüksek verimleri neticesinde açığa çıkan az miktardaki ısı, vites kutusu dış yüzeyindeki doğal hava akışı sayesinde vites kutusundan atılabiliyordu [13]. Günümüzdeki araçlar geçmişteki örneklerine kıyasla radikal bir şekilde değişti. Motor güçleri yükselmeye ve araç aerodinamiği gelişmeye başladı. Yükselen motor gücü ile ileiletilen güç arttı ve bu da vites kutusunda üretilen ısıyı arttırdı. Aynı zamanda aerodinamik yapıyı geliştirmek için eklenen gövde altı panelleri ve deflektörler, vites

kutusu etrafındaki doğal hava akışını azalttı. Bu aksiyonların sonucu olarak da vites kutusu etrafında bulunan hava sıcaklıkları artış gösterdi. Bu süre zarfında gelişen teknoloji ile birlikte vites kutuları eskiye göre aynı hacimsel boyutta daha yüksek güçleri iletebilme imkanı kazandılar. Bu durumun gözlenen etkisi yüksek iletilen güç ve zorlu çalışma şartları ile birlikte düşen soğutma kapasitesi oldu [13].

4.3.1 Vites Kutusu Termodinamiği

Vites kutusu çalışma sıcaklığının en önemli göstergesi yağlama yağı sıcaklığıdır. Yağ sıcaklığı, vites kutusu sıcaklığını tanımlamak için kullanılır. Yağ sıcaklığı kolayca ölçülür ve kaydedilir. Ayrıca vites kutusu ile ilgili ısıl sorunları tartışırken de faydalı bilgilerdendir [13].



Şekil 4.3 Vites kutusu ısıl dengesi

Şekildeki diyagram, mekanik vites kutusu için ısı dengesinin klasik bir termodinamik diyagramıdır. Şemanın en önemli unsurları, motorun güç girişi, aktarma organlarına aktarılan güç çıkışı ve doğal ısı transferleri (konveksiyon ve radyasyon). Bu noktada vites kutusunun giriş ve çıkış şaftlarından diğer taşıt elemanlarına bağlı olduğu ve bunlara kondüksiyon yoluyla ısı aktarabileceği unutulmamalıdır [13]. Ancak bu miktarın düşük olması beklendiğinden bu çalışmada ihmal edilecektir.

Aktarma organının bir elemanı olan vites kutusunun toplam verimliliği, giriş gücü ve çıkış gücü arasındaki farktır. Güçteki bu fark, dahili vites kutusu verimsizliğinin toplamıdır ve ısı olarak açığa çıkar. Belirli bir güç koşulunda vites kutusunun bir denge

sıcaklığına ulaşabilmesi için, doğal ve zorlanmış soğutma yoluyla sağlanan soğutma, verimlilik kaybından açığa çıkan ısıya eşit olmalıdır. Toplam soğutma yetersiz olduğunda, vites kutusu sıcaklığı üretilen ısıyı atmosfere atabilecek sıcaklık farkına ulaşır ve ısıl denge sağlanmış olur. Ancak, söz konusu ısıl dengedeki vites kutusu sıcaklığı belirlenmiş limitlerin üzerinde olabilir [13].

Bu gibi doğal ısı transferinin yetersiz olduğu durumda sıcaklıkları konrol altında tutabilmek için harici soğutma sistemleri sisteme eklenmelidir [13].

4.3.2 Vites Kutusunda Isı Açığa Çıkışına Neden Olan Kayıplar

Vites kutusunda ısı oluşumuna neden olan kayıpla iki alanda sınıflandırılabilir [13].

- Sürtünme Kayıpları
- Dişli Kontak Kayıpları

4.3.2.1 Sürtünme Kayıpları

Bu kayıp belirli bir açısal hızda, çıkış momenti sıfır olduğu durumda vites kutusu parçalarının dönüşleri esnasında uğradıkları toplam kayıplar olarak tanımlanabilir [13].

Bu kaybın başlıca sebepleri şöyle sıralanabilir;

- Çeşitli yatak elemanlarının iç sürtünmelerini yenmek için gerekli olan işler
- Vites kutularındaki yağlama genellikle çarpmalı yağlama sistemi olup, karterdeki yağın dönen elemanların yardımıyla sıçratılarak vites kutusunun diğer bölgelerinin yağlanması amaçlanmaktadır. Bu esnada yağ ile dönen elemanlar arasındaki viskoz etkiler nedeniyle kayıplar yaşanır.
- Vites kutusu içinde kayıba neden olan diğer sürtünmeli elemanlar (yalıtım elemanları vb.)
- Vites kutusuna entegre pompaların çalışması için gerekli olan iş.

Sürtünme kayıpları genellikle özel test dinamometrelerinde vites kutularının farklı hız ve vites koşullarında denenmesi yoluyla elde edilir. Çıkış mili herhangi bir elemana bağlanmayarak serbestçe dönebilmesi sağlanır. Test, normal yağ miktarı ve çalışma

sıcaklığındaki yağ sıcaklığı ile yapılmalıdır. Giriş mili torku ve hızı test esnasında kayıt altına alınır.

Sonuçlar incelendiğinde sürtünme kayıplarının genellikle dişlilerin hızı ile doğru orantılı çıktığı görülmektedir [13].

4.3.2.2 Dişli Kontak Kayıpları

Bu kayıp yük altındaki dişlilerin birbirlerine kenetlenmesi esnasında ortaya çıkmaktadır. Birbiri ile kavrama halindeki her dişli grubunun çeşitli tasarım ve işletme şartları nedeniyle kendine has verimleri bulunmaktadır [13].

Dişli kontak kayıplarının ölçümü bir hayli karmaşık ve hassas ölçümler gerektirdiğinden bu iş için özel üretilmiş dinamometreler ile yapılmaktadır. Bu ekipmanlar ve süreç bu çalışmanın konusu olmasa da elde edilen verinin anlaşılabilmesi için önem arz etmektedir. Testler, vites kutusu bütününün testlerini ve farklı çalışma şartlarını içermektedir. Veriler her test edilen çalışma şartındaki toplam verim kayıplarını içermektedir. Testin doğası gereği ölçülen kayıplar o test şartındaki sürtünme kayıplarını da içermektedir [13].

Belirli test koşulundaki dişli kontak kayıplarının belirlenebilmesi için, aynı koşuldaki sürtünme kayıplarının da sıfır moment koşulunda ölçülmesi gerekmektedir. Daha sonra sürtünme kayıpları ölçülen toplam kayıplardan çıkarılarak diş kavrama kayıpları elde edilir. Dişli kontak kayıpları bu yöntemle bulunduktan sonra kavrama kayıplarının vites kutusu ile iletilen güç miktarıyla doğru orantılı olduğu görülmektedir [13].

4.3.3 Taşıtlara Uygulamada Dikkat Edilmesi Gereken Konular

Gerçek uygulamalarda her farklı model aracın sahip olduğu farklı tasarım özelliklerinin vites kutusu soğuma karakteristiğinde önemli etkiye sahip olduğu görülmektedir. Bu noktada araç özellikleri genel vites kutusu termodinamik karakteristiğini belirlemektedir. Doğru seçilmiş bir dişli hızı, çok kademeli dişli seçimlerinde harcanacak zamanı ciddi derecede düşürecektir. Kabin ve şasi konfigürasyonları da doğal soğuma için gereken vites kutusu etrafında dolaşan hava miktarını ve hava sıcaklığını belirleyecektir [13].

Taşıt özellikleri ile ilgili diğer kontrol dışı etkenlerin de vites kutusu çalışma sıcaklıklarında ciddi etkisi vardır. Sürücünün araç hızı, talep ettiği güç ve seçtiği vites gibi parametrele sıcaklıkları ciddi oranda değiştirebilmektedir. Bazı durumlarda da taşıtların çalışma şartları tasarlandıkları amaçtan çok farklı olabilmektedir. Örneğin otoyol kullanımları için geliştirilmiş araçlar yol dışı veya ağır taşımacılık amaçları için kullanılabilmektedir [13].

Taşıt tasarım özelliklerinden biri olan aerodinamik karakteristik de vites kutusu yağ soğutma karakteristiğine olumsuz yönde etki edebilmektedir. Aerodinamik direncin azaltılması için eklenmekte olan gövde altı panelleri ve regulatif dış ses isterleri nedeniyle vites kutusu çevresinde kullanılan diğer paneller soğuma karakteristiğini kötüleştirebilmektedir. Bu gibi durumların önüne geçilebilmesi için termal sistemler, aerodinamik ve NVH ekipleri tasarım aşamalarında işbirliği içerisinde çalışarak optimum tasarımı sağlamalıdırlar.

4.3.4 Vites Kutusu Soğutma Sistemleri

Vites kutusu etrafındaki hava akışının doğal soğuma için yetersizliği durumunda vites kutusu çalışma sıcaklıklarını üreticinin belirlediği limitler altında tutmak için harici soğutma sistemlerinin kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır. Genellikle bu soğutucular iki ana tip etrafında gruplandırılabilir; yağdan havaya veya yağdan soğutma suyuna ısı aktaran eşanjörler [13].

4.3.4.1 Yağdan Havaya Isı Geçişli Eşanjörler

Bu eşanjörler hava akışının yeterli olduğu şasiden uzak bölgelere montajlanabilirler. Vites kutusu yağı vites kutusuna entegre bir sirkülasyon pompası vasıtasıyla eşanjöre pompalanabildiği gibi elektrikli pompalar da kullanılabilir [13].

Sistemin ana avantajları şunlardır;

- Düşük maliyet
- Araç tasarımına paketlemede esneklik
- Diğer taşıt sistemlerine bağlantı ihtiyacı olmaması

Dezavantajları ise şunlardır;

- Çoğu günümüz aracında hava akışının atmosfer sıcaklığında ve yeterli durumda olduğu lokasyon bulmanın zorluğu
- Eşanjör-vites kutusu arasında yağı taşıyacak hortumların uzun olması hem maliyet hem de dayanım konusunda endişeler yaratmaktadır.

Yağdan havaya ısı geçişli eşanjörlerdeki soğuma karakteristiği oldukça farklıdır. İç yüzeyleri vites kutusu yağının türbülanslı bir yapıda akarak iyi bir soğutma verimine sahip olmasını sağlarlar. Bu da yağ debisi için optimum çalışma aralığının belirlenmesini sağlar. Belirlenmiş yağ debisi dışındaki şartlarda atılan ısının debiyle orantısının güçlü olmadığı görülmüştür. Örneğin, yağ debisinin 2 katına çıkarılması ısı transferinin yaklaşık %20 oranında artmasını sağlamıştır. Benzer etki hava debisi tarafında da görülmektedir. Hava hızının 2 katına çıkarılması ısı transferinde sadece %10 gibi bir atış sağlamaktadır [13].

Yağdan havaya ısı geçişli eşanjörler için en fazla yağ ve hava sıcaklığı arasındaki fark etkilidir. Sıcaklık farkının iki kata çıkarılması durumunda ısı transferi de iki katına çıkabilmektedir. Bu karakteristiğin anlaşılabilmesi eşanjörün doğru seçimi ve paketlenmesi de büyük önem taşımaktadır. Örneğin; eşanjörün ortam havasının hali hazırda ısındığı, radyatör, intercooler, klima kondenseri veya motor ve egzoz etrafındaki noktaya konumlanması yaklaşık 90°C gibi bir soğutma havasıyla çalışılmasına sebep olacaktır. Vites kutusu yağı çalışma sıcaklığının da 120°C olduğu bir durumda yalnızca 30°C'lik bir sıcaklık farkına neden olacaktır. Soğutma havasının normal koşullardaki bir atmosfer havası olması durumuyla karşılaştırıldığında soğutma kapasitesi yaklaşık olarak %30 seviyelerinde olacaktır [13].

4.3.4.2 Yağdan Suya Isı Geçişli Eşanjörler

Vites kutusu yağı vites kutusuna dahil veya elektrik tahrikli bir sirkülasyon pompası ile yağdan suya ısı geçişli eşanjöre pompalanır. Motor soğutma suyu motordan çıkış ve giriş portlarındaki basınç farkı yardımıyla eşanjöre pompalanır. Bunun için ayrıca pompa kullanılmaz, motor soğutma suyu sirkülasyon pompasının gücünden faydalanılır [13].

Yağdan suya ısı geçişli eşanjörlerin nominal verimlerinde çalışabilmeleri için uygun lokasyona montaj konusundaki hassasiyetleri havaya ısı geçişli eşanjörlere göre daha düşüktür. Dolayısıyla bu durum onlara, vites kutusu üzerine veya yakın bir alana montajlanabilmeleri avantajını kazandırır [13].

Sistemin ana avantajları şunlardır;

- Montaj alanı seçiminde esneklik
- Soğutucu olarak sürekli kontrol altında tutulan ve kapasitesi yüksek motor soğutma suyu sistemini kullanırlar.
- Soğuk havalarda vites kutusu yağının hızla ısınmasını sağlarlar.

Dezavantajları ise şunlardır;

- Yüksek ilk maliyet
- Motor soğutma hattına bağlantıya ihtiyaç duyması

Yağdan suya ısı geçişli eşanjörlerin bazı kendine özgü karakteristikleri de bulunmaktadır. Motorun ideal çalışma sıcaklığı olan yaklaşık 90°C vites kutusu için de ideal çalışma sıcaklığıdır. Eşanjörün vites kutusu soğutmak için yeterli büyüklük ve kapasitede seçilmesi de önemlidir. Bununla beraber eşanjörün olması gerekenden büyük seçilmesinin fiyattan başka teknik olumsuz bir etkisi yoktur. Bu durum sadece vites kutusu yağ sıcaklığı ve motor soğutma suyu arasındaki farkın azalmasına veya vites kutusunun ideal sıcaklığa daha yakın çalışmasına neden olacaktır [13].

Yağdan suya ısı geçişli eşanjörler debi değişiminden, havaya ısı geçişli eşanjörlere göre daha fazla etkilenirler. Yağ debisinin iki katına çıkarılması soğutma kapasitesini yaklaşık %30 oranında arttır. Su debisinin iki katına çıkarılması ise soğutma kapasitesini yaklaşık olarak %50 oranında arttırabilmektedir [11].

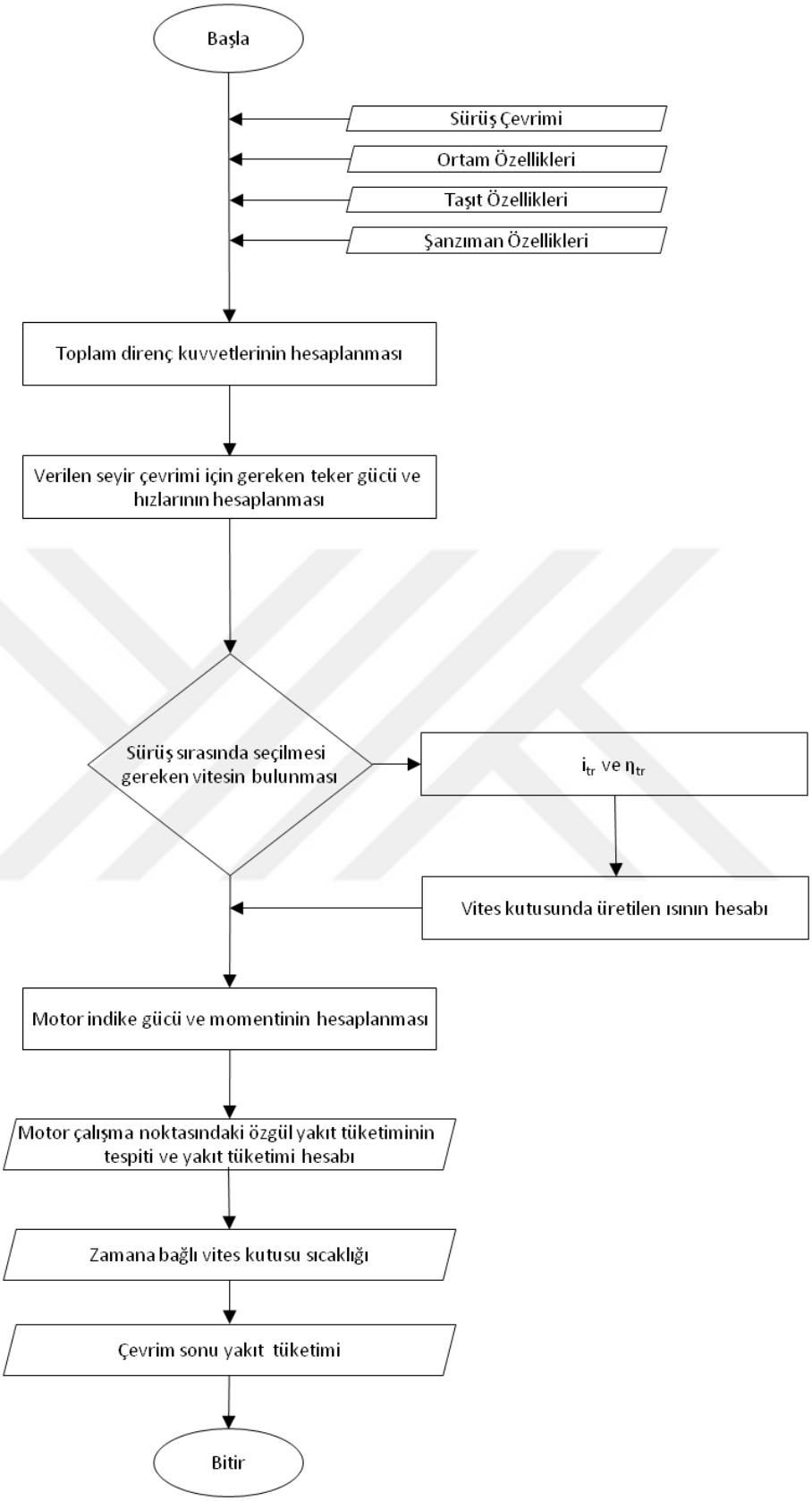
BÖLÜM 5

MATEMATİKSEL MODEL

Gelecekteki isterlere imkan sağlayabilecek esnekliğe sahip olması sebebiyle modelleme için MATLAB programının kullanımı uygun görülmüştür. Bu bölümde program içinde kullanılan yapı ve formüllere değinilecektir.

5.1 Programın Genel Yapısı

Programın çalışma mantığı basit olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir. Öncelikle sürüş çevrimi, taşıt, test ortamı ve kullanılan motor-vites kutusunun özelliklerinin programa girilmesi gerekmektedir. Sonrasında sürüş çevriminde belirtilen hız profilindeki bir sürüşte oluşacak taşıt dirençlerinin toplamı saniye bazında hesaplanarak kaydedilmektedir. Bu bilgi ışığında gerekli teker güçleri ve hızları da belirlenmektedir. Modelin doğruluğu açısından büyük öneme sahip olan vites seçiminin bu aşamadan sonra yapılması gerekmektedir. Vites seçiminin program tarafından kendiliğinden yapılabilmesi için bir kod geliştirilmiş olup, bu kod ile genel müşteri profilinin yakıt tüketimini gözeterek mümkün olan en yüksek vitesi ile sürüş yapacağı öngörülerek seçim yapılması sağlanmıştır. Ardından seçilen vites ile meydana gelen verim kayıpları belirlenerek, vites kutusunda açığa çıkan ısı hesaplanmaktadır. Bu ana kadar üretilen bilgi ile ısı modeli modülüne giriş yapılarak atmosfere atılan ısı ve vites kutusu sıcaklığına ulaşılmaktadır. Hesaplanan verilere dayanılarak indike motor gücü ve momenti bulunmakta, ardından da motorun özgül yakıt tüketimi haritası yardımıyla sürüş çevrimi boyunca tüketilen yakıt miktarı bulunarak döngü tamamlanmaktadır.



Şekil 5.1 Programın genel akış şeması

5.2 Doğrulama için Kullanılan Taşıt ve Motor Bilgileri

Modelin doğrulanması için kullanılan araç ve motor verileri literatür ve katalog çalışması sırasında elde edilen veriler olup hazırlanan m-file dosyaları ile MATLAB programına aktarılmıştır.

Çizelge 5.1 Örnek taşıtın teknik özellikleri

Taşıt Özellikleri	Tip	Alt segment binek aile otomobili
	Model Yılı	2013
	Lastik	195/50 R15
	Boş Ağırlık	1054 kg
	Harekete Dik İzdüşüm Alanı	2,127 m^2
	Aerodinamik Katsayı	0,328
Motor Özellikleri	Tip	Aşırı doldurmalı, sıralı 3 silindir
	Yakıt	Benzin
	Silindir Hacmi	999 cm^3
	Silindir Çapı	71.9 mm
	Strok	82 mm
	Sıkıştırma Oranı	10:1
	Maksimum Güç	73.5 kW @ 6000rpm
	Maksimum Tork	170 Nm @ 1400-4000rpm
Vites Kutusu Özellikleri	Tip	Önden çekiş, transvers
	Vites Sayısı	5 ileri + 1 geri
	Vites Çevrim Oranları	3.54 / 1.93 / 1.28 / 0.95 / 0.76
	Diferansiyel Aktarma Oranı	4.06

5.3 Kullanılan Seyir Çevrimleri

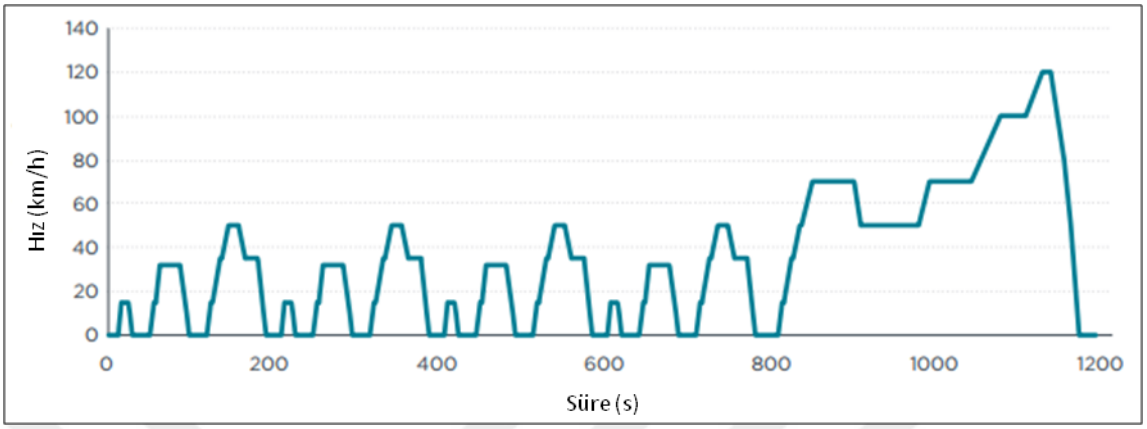
5.3.1 NEDC

NEDC (Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi, yolcu araçlarının emisyon seviyelerini ve yakıt ekonomilerini değenlendirmek için oluşturulmuş bir sürüş çevrimidir. En son olarak 1997 yılında güncellenen bu çevrim, MVEG (Motorlu Taşıtlar Emisyon Grubu) çevrimi olarak da bilinmektedir.

Avrupa'daki bir aracın yaygın kullanım şeklini temsil etmesi beklenen NEDC, 4 adet tekrarlanan ECE-15 şehir içi sürüş çevrimi (UDC) ve bir adet yoğunlaştırılmış şehiriçi sürüç çevrimi (EUDC) içermektedir.

Test prosedürü UNECE R101 regülasyonunda M1 ve N1 sınıfı araçların CO2 ve yakıt tüketimlerini ve/veya hibrid veya elektrikli araçların enerji tüketimleri ve menzillerini ölçmek için tanımlanmıştır. Aynı zamanda UNECE R83 regülasyonunda da M1, N1 ve M2 sınıfı araçların kirletici emisyonlarının ölçülmesi için de tanımlanmıştır.

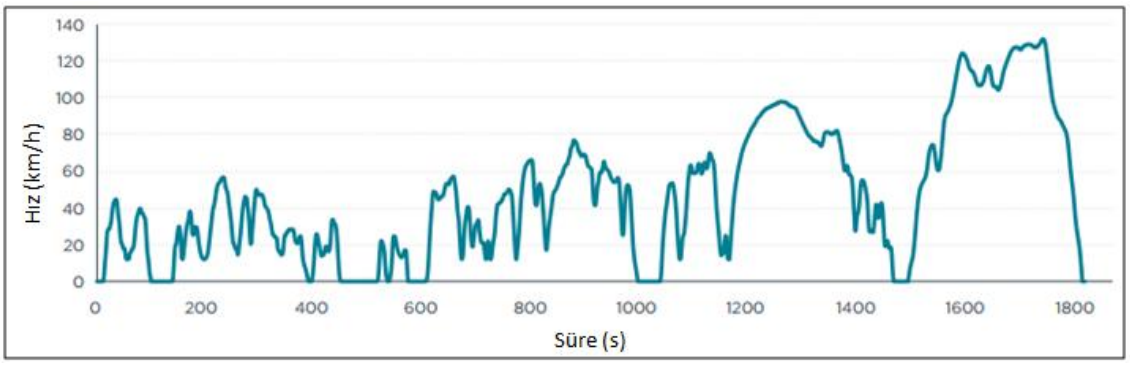
Esasında benzin yakıtlı yol araçları için tasarlanan bu çevrim günümüzde dizel araçlar ve elektrikli/hibrid araçların enerji tüketimleri ve menzillerinin tahmini için de kullanılmaktadır.



Şekil 5.2 NEDC çevrimi hız profili

5.3.2 WLTP

Kalabalıklaşan şehir hayatı ve artan trafik yoğunluğu nedeniyle NEDC seyir çevriminin günümüz hayatındaki güncelliğini yitirmesi aynı zamanda kullanıcılardan gelen fabrika verileri-gerçek yol şartlarındaki yakıt tüketimi tutarsızlığı gibi nedenlerle araştırmacılar yeni bir seyir çevrimi ile ilgili çalışmalara başlamışlardır. Bu bağlamda Birleşmiş Millettler çatısı altında bir araştırma grubu oluşturularak yeni WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Test Procedure) oluşturulmuştur. Çalışma yapılırken dünya genelindeki kullanım alışkanlıkları ve sürüş karakteristikleri göz önünde bulundurularak gerçekçi yakıt tüketimi ve emisyon değerlerine ulaşılması hedeflenmiştir. 2018 sonbaharı ile beraber homologasyon süreçlerinde kullanılmaya başlayacak WLTP'de güç/ağırlık oranına göre dğişen 3 ayrı sürüş çevrimi bulunmaktadır. Otomobil ve hafif ticari araçları kapsayan Class 3 çevrimi içerisinde 4 farklı hız bölgesi bulunmaktadır: düşük, orta, yüksek ve çok yüksek hız. Söz konusu 4 bölgede elde edilen verielr ayrı ayrı toplanmakta ve değerlendirilmektedir. Şekil 5.2'de görüldüğü gibi NEDC çevrimine kıyasla gerçek hayatı yansıtan çok daha dinamik bir sürüş çevrimidir.



Şekil 5.3 WLTP çevrimi hız profili

5.4 Modellerin Oluşturulması

5.4.1 Taşıt Dirençlerinin Modellenmesi

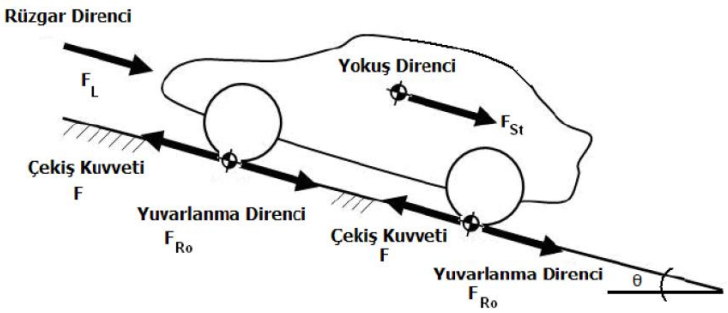
Bir taşıtın seyir dinamiği, pürüzsüz zemin üzerinde ve doğrusal yörüngede inceleniyorsa, yani, taşıtın seyir özellikleri veya düşey yöndeki titreşimleri gibi etkiler söz konusu değilse, ilk olarak bu taşıta ait seyir dirençleri akla gelir. Taşıt hareketine zıt yönde etki eden kuvvetlerin, taşıt eksenine paralel bileşenlerinin toplamına taşıt hareket dirençleri denir. Söz konusu olan dirençlerin hesaplanması taşıt tasarımı için hayati öneme sahip olup adeta tasarımın başlangıcı sayılabilir. Burada yapılan hesaplar tasarımın ilerleyen aşamasından motor ve aktarma organları, şasi elemanları, teker ve fren gibi önemli sistemlerin seçimine ışık tutmaktadır. Taşıta etki eden hareket dirençleri; yuvarlanma dirençleri, ivme direnci, yokuş direnci ve aerodinamik direnç olarak sıralanabilir. Bu dirençlere, motorun, aktarma organlarının ve fren sisteminin karakteristiklerine dayanılarak, taşıtın tahrik ve frenleme performansı ve yakıt tüketimi hesaplanabilmektedir. Taşıtın hareket edebilmesi için, taşıta etkiyen hareket dirençlerinin toplamı kadar bir itme kuvvetinin, tahrik tekerlerinde oluşturulması gerekmektedir [2].

Bir taşıtın seyir anındaki tüm hareket dirençleri biliniyorsa, söz konusu taşıtın aynı seyir durumu için tekerlerinde ihtiyaç duyduğu tahrik ya da fren kuvveti ve dolayısıyla tahrik-fren momenti biliniyor demektir. Momentin hesaplanması için, etkin tekerlek yarıçapının da bilinmesi gerekmektedir. Yani, ancak seyir dirençlerinin toplamına denk gelen kuvvetin tekerlerde oluşturulması durumunda, taşıt istenilen hareketi yapacaktır.

Taşıt seyir dirençleri, tahrik tekerlerinde ihtiyaç duyulan kuvvet ve güç gereksiniminin ve dolayısıyla da taşıt enerji sarfiyatının belirlenmesinde en önemli unsurlardır [2].

Direnç kuvvetlerinin toplamı şu şekilde ifade edilebilir;

$$F_{TR} = F_{RR} + F_{SR} + F_{WR} + F_{AR} \tag{5.1}$$



Şekil 5.4 Taşıta etki eden direnç kuvvetleri [2]

5.4.1.1 Yuvarlanma Direnci

Tekerin yuvarlanması sırasında, lastik ve zeminin deformasyonu sonucunda oluşan yuvarlanma direncinin yanında diğer dirençlerin ihmal edilebilir düzeyde kalması nedeniyle, uygulamada teker dirençleri yerine yuvarlanma direnci kullanılmaktadır. Bu kabul ayrıca sayısal hesaplarla da, düz seyir ve kuru-sert zemindeki toplam teker direncinin, uygulamada yuvarlanma direncine eşit olduğunu göstermektedir [2].

Buna göre taşıtın toplam teker direnci;

$$F_{RR} = fG\cos\theta = fmg\cos\theta \tag{5.2}$$

şeklinde hesaplanır. İfadede, f yuvarlanma direnci katsayısı, m*g ise taşıt ağırlığıdır. Pnömatik lastik tekerleğin yuvarlanma direnci katsayısı modelde f=0.01057 olarak alınmıştır.

5.4.1.2 Yokuş Direnci

Eğimli yolda, taşıt ağırlığının, hareket doğrultusunda, hareket yönüne ters yönlü bileşenidir [10].

$$F_{SR} = mgsin\theta \tag{5.3}$$

5.4.1.3 Aerodinamik Direnç

Taşıt, seyir esnasında çevrelendiği hava tabakası sebebiyle bir akışa maruz kalır. Havanın bir bölümü, taşıtın soğutma ve havalandırma ihtiyaçlarını karşılamak için gövde içerisine yönlendirilir ve bu durum iç kayıpları oluşturur. Taşıtın dış yüzeyinden akmakta olan hava ise dış kayıpları oluştur. Dış akış kayıpları, taşıtın ön ve arka yüzeyleri arasında oluşan basınç farkından ve taşıt yüzeyinin hava tabakasıyla sürtünmesi sonucu ortaya çıkar. Taşıt gövdesinin boyutu ve şekli, hava direncine etki eden temel unsurlardır. Taşıt üzerindeki hava akışının karmaşık olması nedeniyle hesaplanması zor olduğundan, deneysel modeller geliştirilerek bulunan ampirik ifade ile karakterize edilmiştir [2].

$$F_{WR} = \frac{1}{2} C_d A \rho (V_{relative})^2 \tag{5.4}$$

Denklemdeki bağıl rüzgar hızı ($V_{relative}$), rüzgar hızı (V_w) ve taşıt hızının (V) vektörel farkıdır. C_d ile ifade edilen değer, aerodinamik direnç katsayısı olup aracın formu ile ilgili olan, çeşitli CAE analizleri ve rüzgar tüneli testleri ile belirlenen aerodinamik direnç katsayısıdır. Taşıt boyutlarının aerodinamik direnç karakteristiğine olan etkisinden dolayı, bir taşıtın aerodinamik özelliği C_d*A değeri ile karakterize edilmesi daha doğrudur [2].

5.4.1.4 İvmelenme Direnci

İvmeli hareket yapmakta olan taşıtın ivmeli öteleme hareketi ve dönen elemanların ivmelendirilmesi esnasında, taşıtın hareket yönüne zıt yönde oluşan kuvvet ivme direncidir. İvme direncinin değeri, toplam kütleye 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 [2].

$$F_{AR} = a(m + m_e) \tag{5.5}$$

5.4.2 Vites Seçim Mantığının Modellenmesi

Tanımlanan sürüş çevrimi sırasında verilen taşıt özelliklerine göre vitesi programın seçmesi için ayrı bir model oluşturulmuştur. Bu modelde sürücünün yakıt ekonomisini hedefleyerek mümkün olabilecek en yüksek vitesi seçmeyi tercih edeceği öngörülmüştür. Her çevrim adımında en yüksek vitesten düşük vitese doğru motorun verebildiği moment, güç, rölanti kontrolü yapılarak denenmekte ve mümkün olan en yüksek vites seçilmektedir. Modelin çıktısı olarak vites kutusu giriş momenti, verim kaybı ve vites kutusunda açığa çıkan ısı alınmaktadır.

İlk olarak taşıt tekerlek hızı ile motor devrinin bulunması gerekmektedir. Taşıt tekerlek hızı aşağıdaki formül ile bulunabilir. V taşıt hızını, r_w ise etkin teker çapını temsil etmektedir.

$$n_w = \frac{V}{r_w * \pi} \tag{5.6}$$

Tekerlek hızı bulunduktan sonra denenmekte olan vites için motor devri hesaplanması gerekir. Burada i_g seçili vitesin oranını, i_f ise diferansiyel çevriminin oranını ifade etmektedir.

$$n_e = n_w * i_g * i_f * 60 \tag{5.7}$$

Vites kutusunun veriminin tespitinde devir ve giriş momenti önem taşıyan verilerdir. Giriş momentinin hesabı için öncelikle taşıtın seyri için gereken güç ve moment bulunur.

$$N_v = F_{TR} * V \tag{5.8}$$

$$M_{trac} = \frac{N_v}{2\pi n_w} \tag{5.9}$$

Vites kutusu giriş momentinin hesabı aşağıdaki şekilde yapılabilir. Bu denklemde öncelikle vites kutusu verimi 1 kabul edilmekte ardından Newton Raphson yaklaşım modeliyle gerçek değere yakınsanılmaktadır.

$$M_{tr_in} = \frac{M_{trac}}{i_g * i_f * \eta_{tr}} \tag{5.10}$$

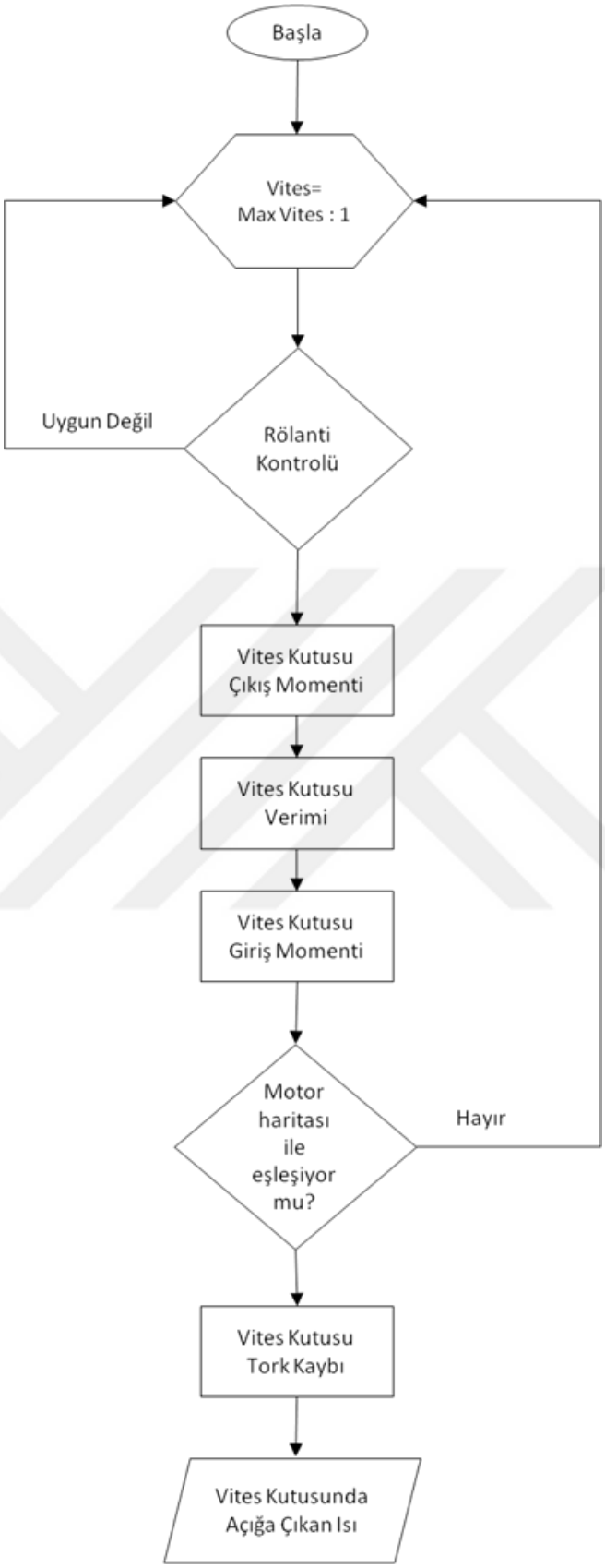
Giriş momenti, motor devri, seçili vites ve vites kutusu sıcaklığı verileriyle verim haritasından interpolasyon yöntemiyle anlık vites kutusu verimi bulunur. Bu durumda vites kutusundaki moment kaybı aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$M_{tr_loss} = M_{tr_in} * (1 - \eta_{tr}) \tag{5.11}$$

Vites kutusunda açığa çıkan ısının hesabı aşağıdaki gibi yapılır.

$$Q_{tr_in} = \frac{M_{tr_loss} 2\pi n_e}{60} \tag{5.12}$$

Son olarak hesaplanan verilerle motor haritasından istenen moment ve gücün sağlanıp sağlanmadığı kontrolü yapılır, sağlanıyorsa motor performans haritasından özgül yakıt tüketimi değeri kaydedilir. Motor haritası ve rölanti kontrollerinden herhangi birinde olumsuz sonuç alınırsa bir alt vites için hesaplamalar tekrarlanarak döngü devam eder.



Şekil 5.5 Vites seçimi akış şeması

5.4.3 Vites Kutusu Isı Transferinin Modellenmesi

Vites kutusunda gerçekleşen ısı transferinin çözümlenebilmesi için vites kutusu kapalı bir sistem olarak değerlendirilmiştir. Teeter'a göre [13] vites kutusunun uygulamada yeterli doğruluk sunacak termodinamik analizi için ısının vites kutusu içerisinde oluştuğu ve vites kutusunun çeperlerinden konveksiyonla motor bölümüne aktarıldığı kabulü yeterlidir. Araştırmacı çalışmayı ağır ticari araç vites kutuları için yapmış olsa da metodolojinin diğer vites kutuları için de geçerli olacağını belirtmiştir. Bu çalışmada da Teeter'ın kabulü üzerinden termodinamik analiz yapılmıştır.

Isı transferinin belirlenebilmesi için bazı önemli girdilere ihtiyaç bulunmaktadır.

- Verim kaybı nedeniyle açığa çıkan ısı
- Motor bölümü sıcaklığı
- Vites kutusu birleşik ısı transferi katsayısı, h
- Vites kutusu özellikleri (Yağ hacmi, kütle, yüzey alanı vb.)

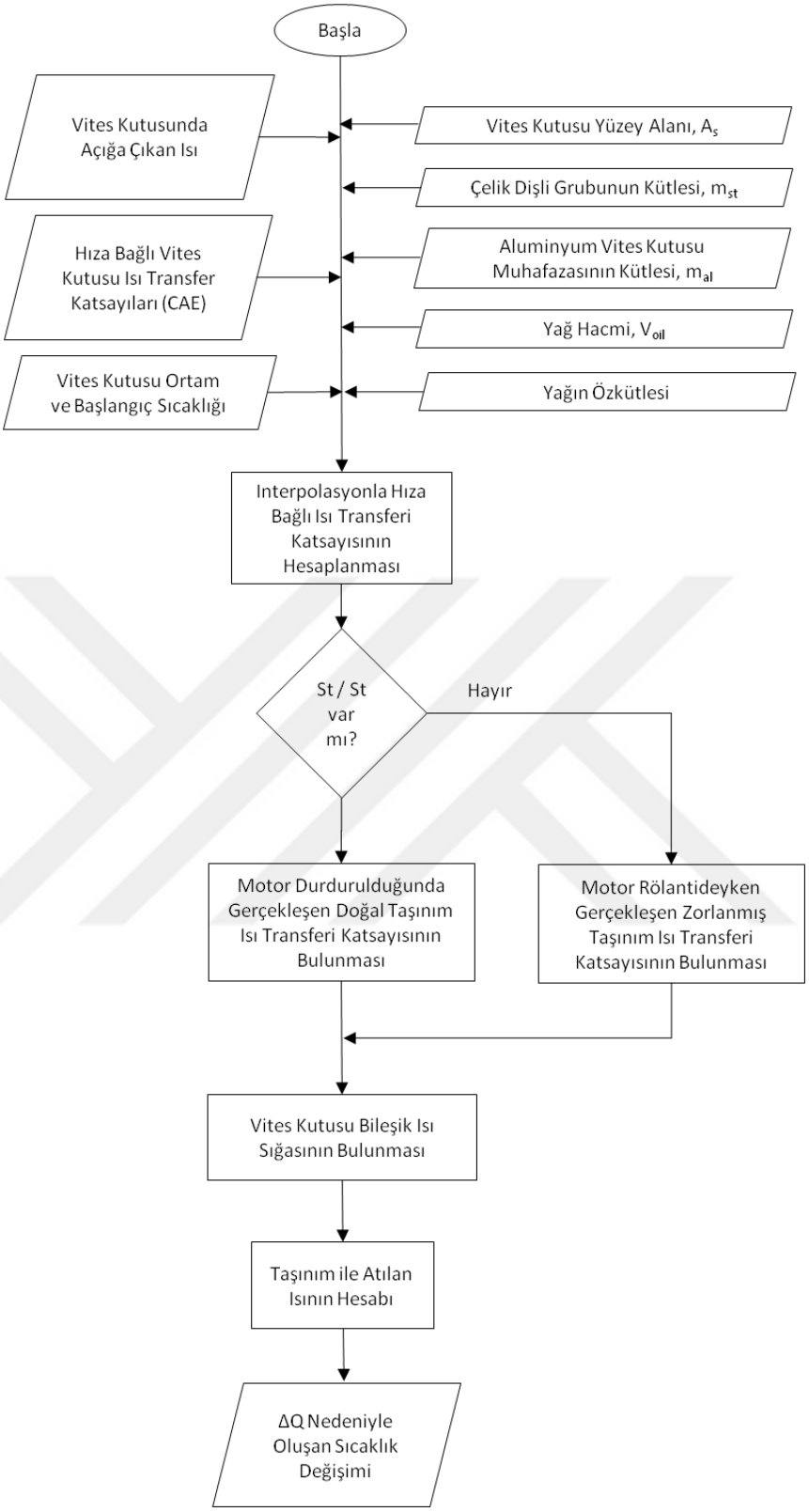
Bu aşamada vites kutusunu çevreleyen hava sıcaklığı ve hıza bağlı ısı transfer katsayılarının tespiti için bilgisayar destekli analiz programlarından destek alınması gerekmektedir.

Aracın durduğu sırada motor çalışıp çalışmadığı motor bölümündeki hava akış karakteristiğini değiştirdiği için aracın stop-start (St/St) sistemiyle donatılıp donatılmadığı önem kazanmaktadır. Bu bilgi de girildikten sonra çevrim adımları boyunca sistem dışına atılan ısı hesaplanmaktadır.

$$Q_{tr_out} = h_{gearbox} * A_{tr} * (T_{cab} - T_{tr}) \tag{5.13}$$

Bu sayede sistemdeki enerji değişimi bilinmekte ve sıcaklık değişimi hesaplanabilmektedir.

$$\Delta T = \frac{(Q_{tr_in} - Q_{tr_out})}{m_{tr} * C_{p_tr}} \tag{5.14}$$



Şekil 5.6 Isı transferi modeli akış şeması

5.4.4 Yakıt Tüketiminin Modellenmesi

Yakıt tüketimi hesabında motorun indike değerleri için düzenlenmiş özgül yakıt tüketimi haritası kullanılacaktır. Bu sebeple motorun indike güç ve moment verisine ihtiyaç duyulmaktadır. Motor sürtünme modülünde motor içi sürtünme kaynaklı kayıplar aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır. Aşağıdaki denklem yardımıyla ortalama efektif basınç kaybı bulunur [14].

$$P_{eng_loss} = 75 + \left(0{,}02\frac{n_e}{1000}\right) + (0{,}05 * \left(s\frac{n_e}{30}\right)^2 + 0{,}03P_{eng_max}e_{torque} \tag{5.15}$$

Bulunan basınç kaybının güç ve moment karşılıkları aşağıdaki gibidir;

$$N_{eng_loss} = V_{eng}P_{eng_loss}\frac{n_e}{60 * 2} \tag{5.16}$$

$$M_{eng_loss} = \frac{N_{eng_loss} * 1000}{2\pi\frac{n_e}{60}} \tag{5.17}$$

Vites gücü giriş gücü ve motor kayıpları toplanarak indike motor gücü ve momenti bulunur.

$$N_{tr_in} = M_{tr_in} * 2\pi\frac{n_e}{60} \tag{5.18}$$

$$N_{e_ind} = N_{tr_in} + \left(1000 * N_{eng_loss}\right) \tag{5.19}$$

$$M_{e_ind} = M_{tr_in} + M_{eng_loss} \tag{5.20}$$

İndike motor gücü ve momenti ile özgül yakıt tüketimi haritasından interpolasyon yöntemiyle anlık özgül yakıt tüketimi bulunur. Aşağıdaki denklem ile anlık yakıt tüketimine ulaşılır.

$$\dot{m_{fuel}} = N_{e_ind} * g_e * \frac{3600}{1000} \tag{5.21}$$

BÖLÜM 6

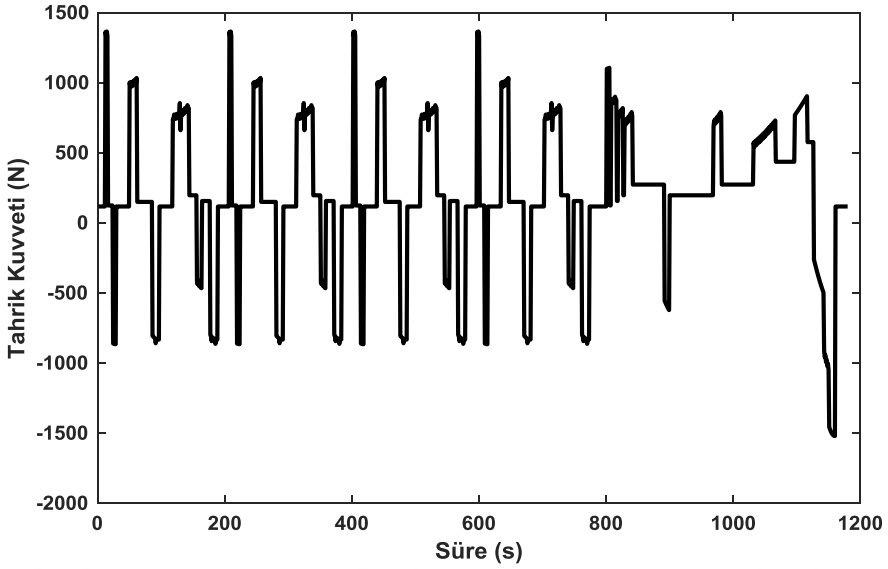
SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu bölümde yapılan çalışma sonucunda ortaya çıkan model sayesinde alınan sonuçlar paylaşılacaktır. Öncelikle matematiksel modelin oluşturduğu sıcaklık profilinin karakteristiğini gözlemlemek ve termal sistemlerde önemli bir fenomen olan rejim sıcaklığına erişimin sağlandığını kanıtlamak amacıyla %30 eğim koşulunda 3 farklı hız ile test yapılmıştır. Ardından teknik verileri belirli bir örnek otomobil için tüm diğer girdiler sabit tutularak NEDC ve WLTP seyir çevrimlerinden alınan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sayede homologasyon süreçlerinde WLTP testlerine geçiş ile beraber hem vites kutusu sıcaklıklarının test sırasındaki davranışları hem de buna bağlı olarak yakıt tüketimine olan etkilerinin anlaşılabilmesi sağlanmıştır. Çalışmaya son olarak Istanbul'da yapılmış bir sürüşün verilerinden yola çıkarak oluşturulmuş bir vites kutusu sıcaklık analizi de eklenmiştir.

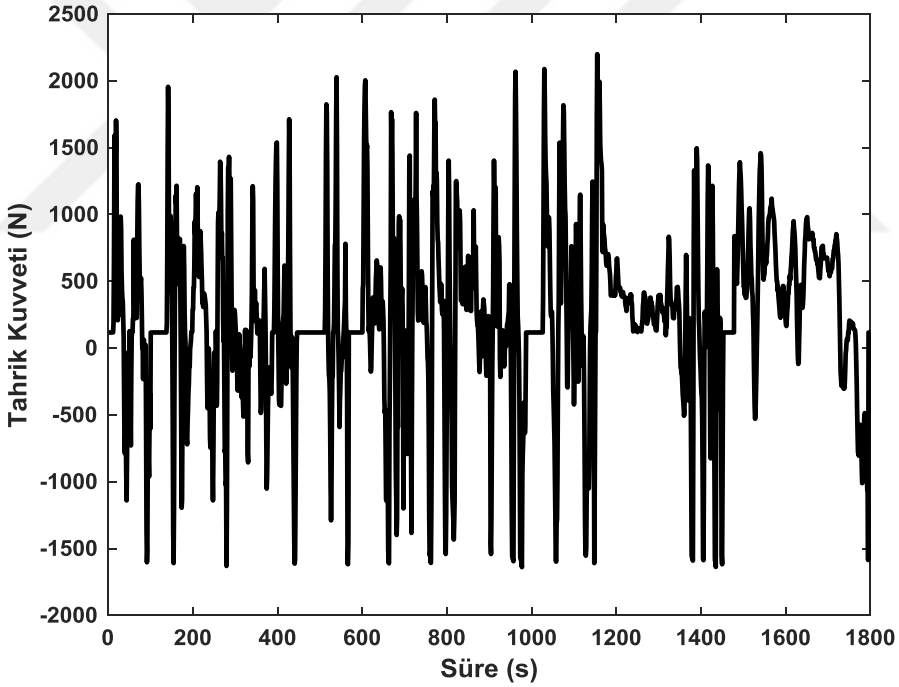
6.1 Standart Seyir Çevrimlerine Ait Analizler

6.1.1 Seyir İçin Gereken Tahrik Kuvvetleri

Modelin ilk basamağını tahrik kuvvetlerinin hesaplanması oluşturmaktadır. İki ayrı çevrim için gereken tahrik kuvvetleri aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibidir. İlk incelemede WLTP çevriminin dinamik yapısının tahrik kuvvetlerine de yansıdığı görülmektedir. NEDC çevrimi sırasında ulaşılması gereken maksimum tahrik kuvveti 1500N altında iken WLTP çevriminde 2000N civarındadır.



Şekil 6.1 NEDC çevrimi sırasında ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetleri

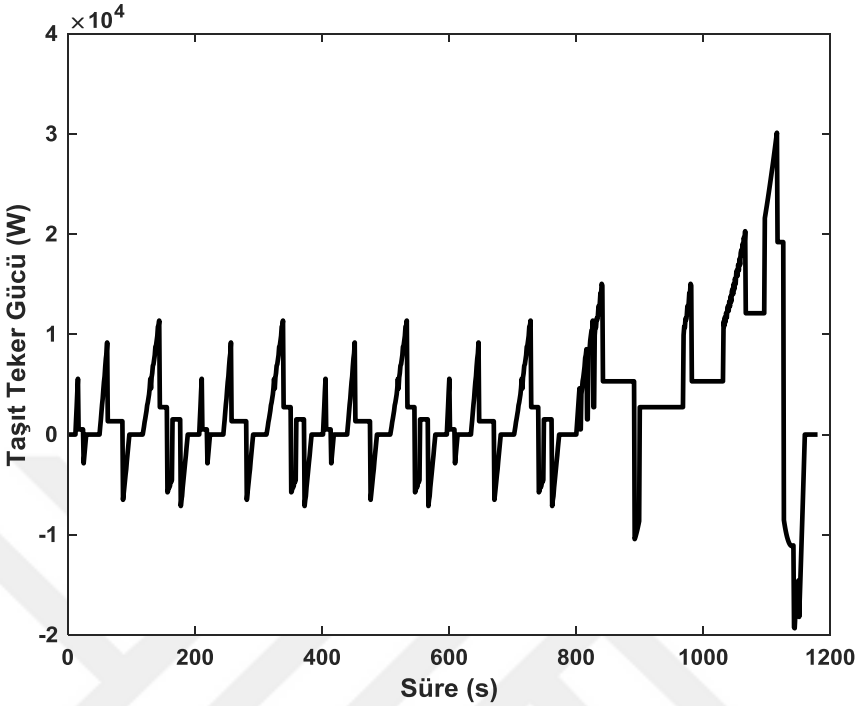


Şekil 6.2 WLTP çevrimi sırasında ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetleri

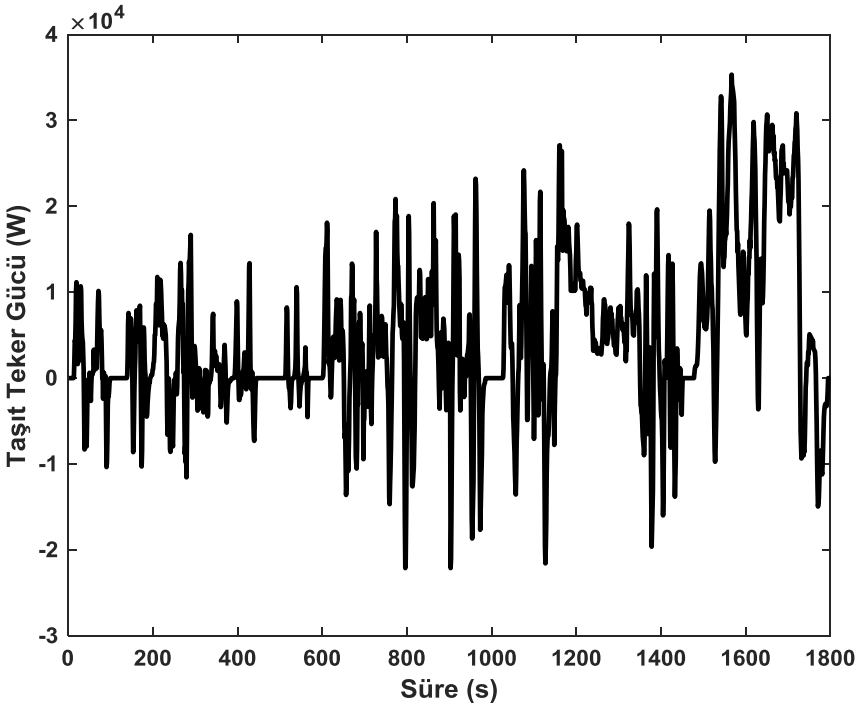
6.1.2 Taşıt Gücü

Gerekli motor gücünün bulunması için gereken taşıt gücü hesabı program tarafından yapılmaktadır. Tahrik kuvvetlerindeki karakteristikle paralel olarak taşıt güçleri de WLTP testlerinde NEDC'ye göre dinamik bir davranış sergilemektedir. WLTP testiyle

120 km/sa'ten 130km/sa'ya çıkan en yüksek çevrim hızı nedeniyle ihtiyaç duyulan maksimum güç de artarak 35 kW olmaktadır.



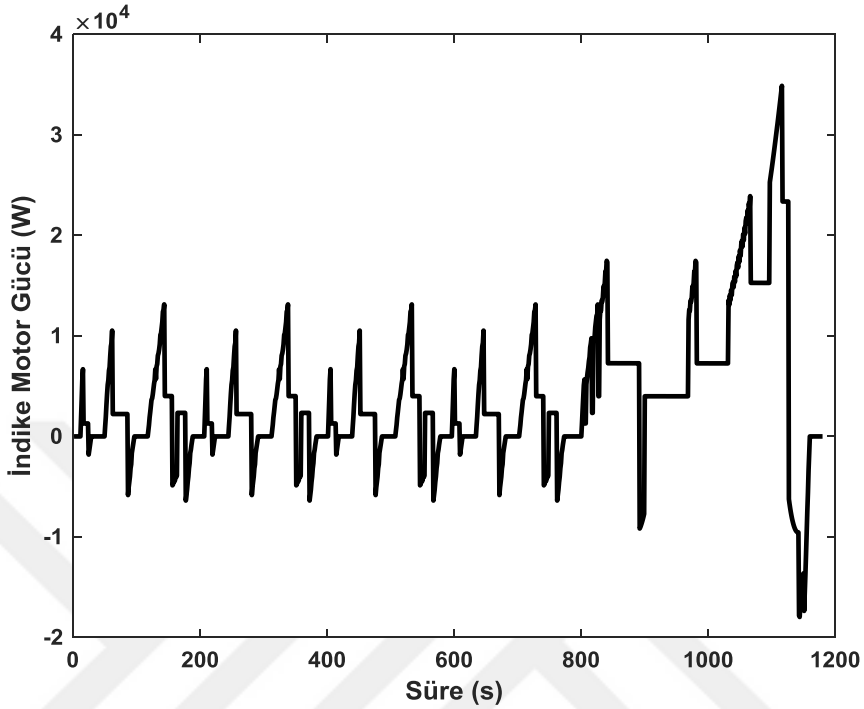
Şekil 6.3 NEDC çevrimi sırasındaki taşıt teker güçleri



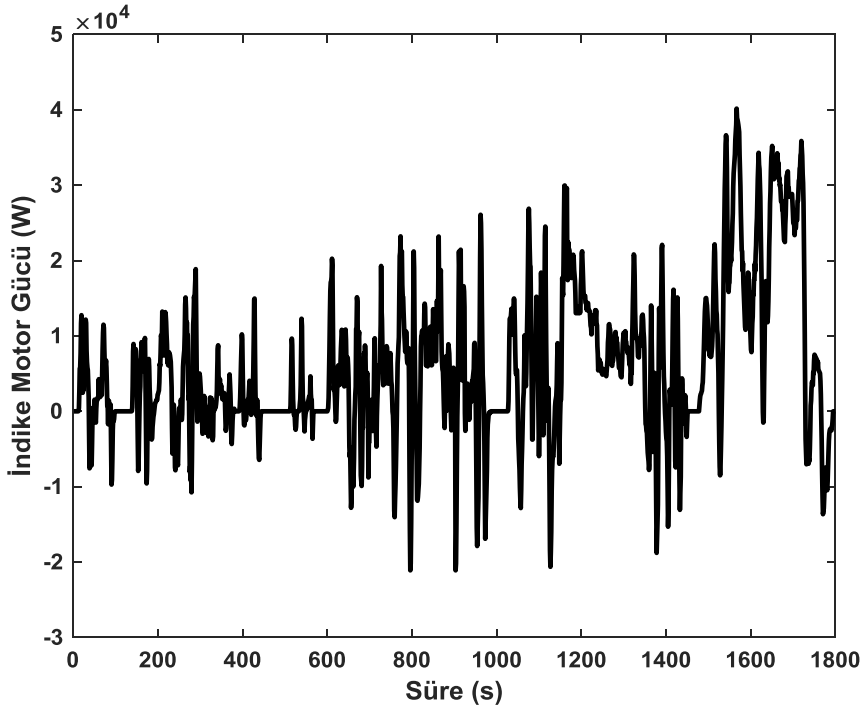
Şekil 6.4 WLTP çevrimi sırasındaki taşıt teker güçleri

6.1.3 İndike Motor Gücü

Motor ve aktarma organlarında gerçekleşen verim kayıpları sonucunda hesaplanan indike motor güçleri aşağıda görüldüğü gibidir.



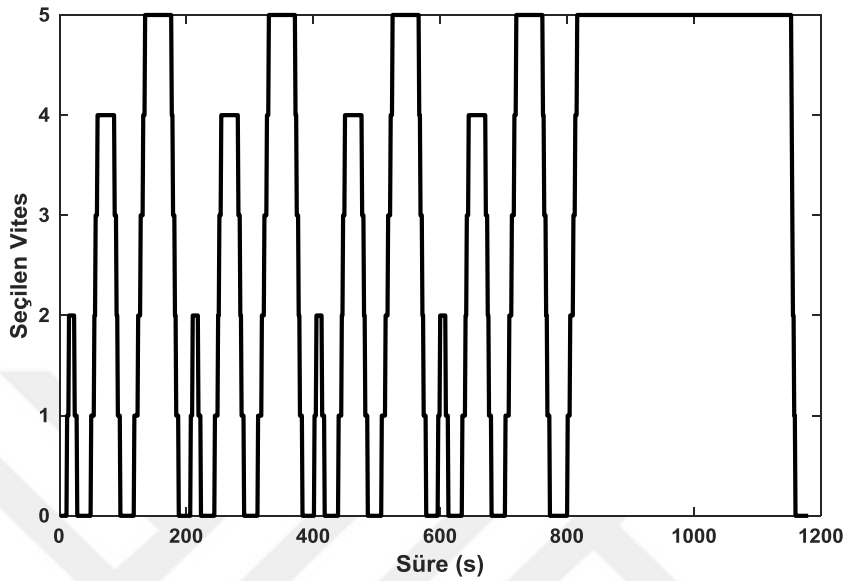
Şekil 6.5 NEDC çevrimi sırasındaki indike motor güçleri



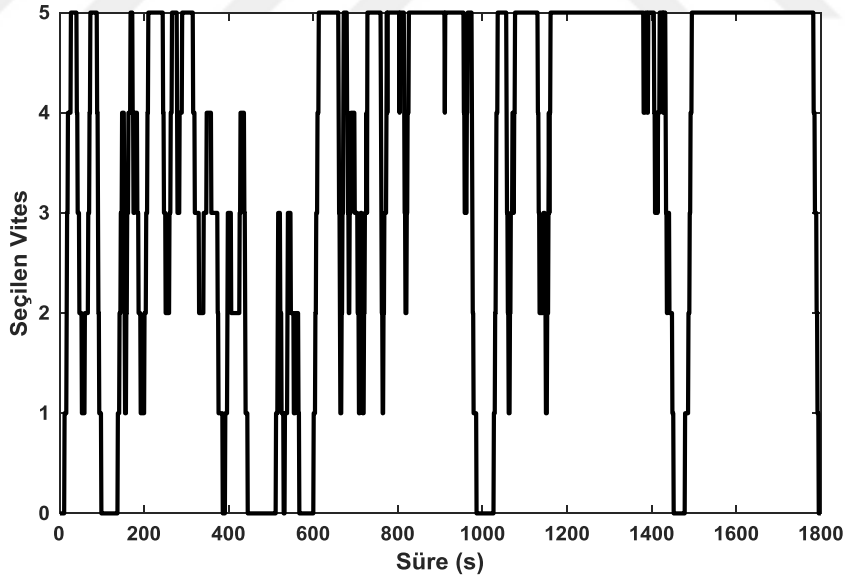
Şekil 6.6 WLTP çevrimi sırasındaki indike motor güçleri

6.1.4 Seçilen Vites

Vites seçim modeline göre seçilen vitesler aşağıda görüldüğü gibidir. WLTP çevrimindeki ani hızlanma ve yavaşlamalar nedeniyle daha fazla vites değişimi ihtiyacı olduğu görülmektedir.



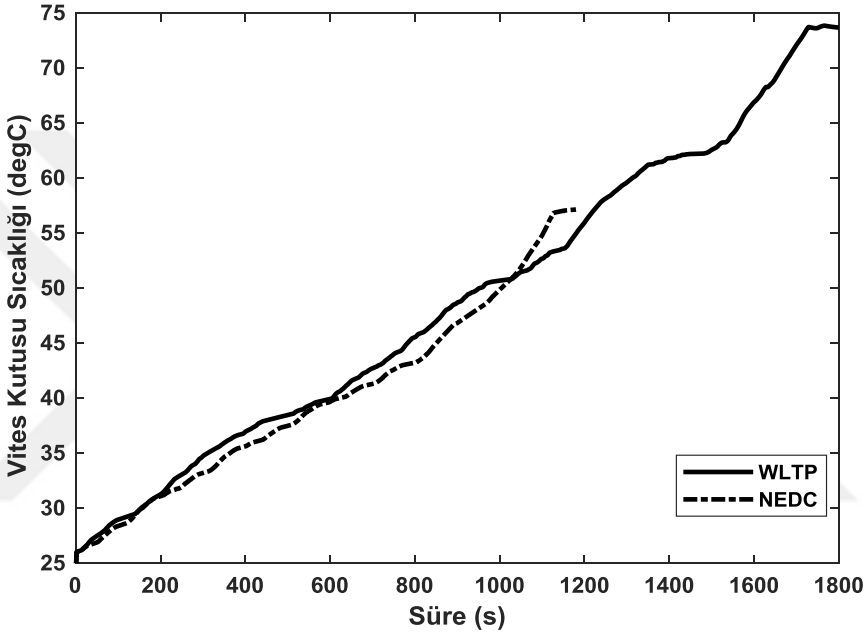
Şekil 6.7 NEDC çevrimi sırasında seçilen vitesler



Şekil 6.8 WLTP çevrimi sırasında seçilen vitesler

6.1.5 Vites Kutusu Sıcaklığı

NEDC ve WLTP çevrimlerinde ulaşılan test sonu vites kutusu çalışma sıcaklıkları karşılaştırıldığında yaklaşık 17 derece fark görülmektedir. Verilerin karakteristikleri incelendiğinde artış hızlarında ciddi bir fark olmadığı da göze çarpmaktadır. Bu noktada dikkat çeken farklılık WLTP çevriminin NEDC'den 600 saniye daha uzun bir çevrim olmasıdır. Oluşan farkın önemli bir bölümünün test sürelerindeki farklılıktan kaynaklandığı Şekil 6.9 incelendiğinde anlaşılmaktadır.

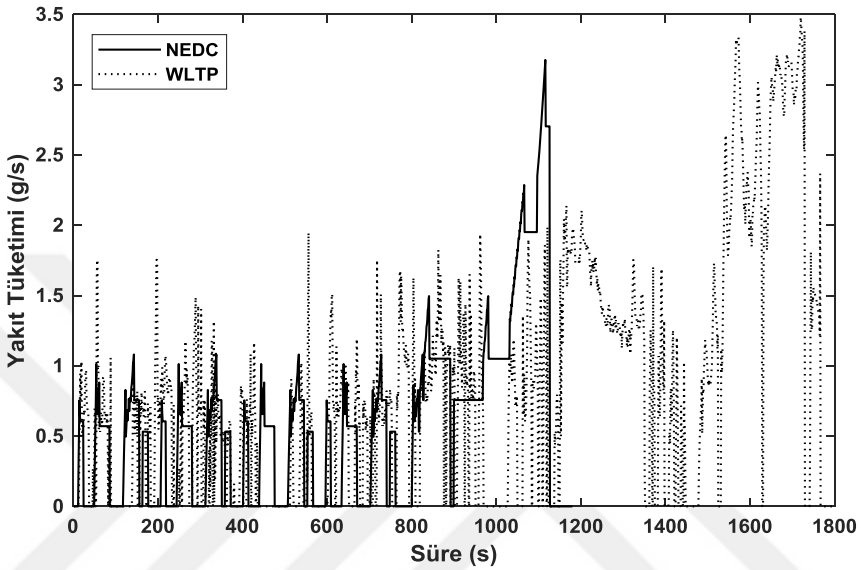


Şekil 6.9 NEDC ve WLTP çevrimleri vites kutusu sıcaklıkları

Vites kutusu sıcaklıkları gerçekçi bir sürüş koşulunda gittikçe ısınır ve ısıl dengeye ulaşıldığında sıcaklık artışı durur. Ulaşılan bu denge sıcaklığının da yakıt tüketimini düşük tutabilecek optimum değerde olması hedeflenir. Ancak yapılan hesaplamalarda ortam koşullarına şartlanmış olarak teste başlayan vites kutusu sıcaklıklarının testler boyunca sürekli arttığı ve denge sıcaklığına ulaşmadığı görülmektedir. Bu durum çevrim sürelerinin ısıl dengeye ulaşmak için yetersiz olduğunun bir göstergesidir. Aynı zamanda bu sonuç vites kutusu başlangıç sıcaklığının, vites kutusu doğrulama testleri sırasında ulaşılacak maksimum sıcaklıklar için de önemli olduğunu göstermektedir.

6.1.6 Yakıt Tüketimi

Öncelikle ortam koşullarına şartlandırılmış vites kutusu ile NEDC ve WLTP çevrimlerindeki yakıt tüketimleri incelenmiştir. Veriler karşılaştırıldığında WLTP çevriminin dinamik yapısı nedeniyle ihtiyaç duyulan ani güç ihtiyaçlarının yakıt tüketimine olan etkileri görülmektedir.



Şekil 6.10 Çevrimlerdeki anlık yakıt tüketimleri

Vites kutusu sıcaklıklarının çevrimler boyunca ideal çalışma sıcaklığına ulaşamamasının etkisini de görmek amacıyla hem başlangıç sıcaklığına şartlanmış vites kutusu hem de önceden ideal çalışma sıcaklığına getirilmiş vites kutusu ile ayrı ayrı hesaplamalar yapılarak karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda vites kutusu başlangıç sıcaklığının yakıt tüketimine NEDC'de % 0,2, WLTP'de % 0,1 etki ettiği görülmüştür.

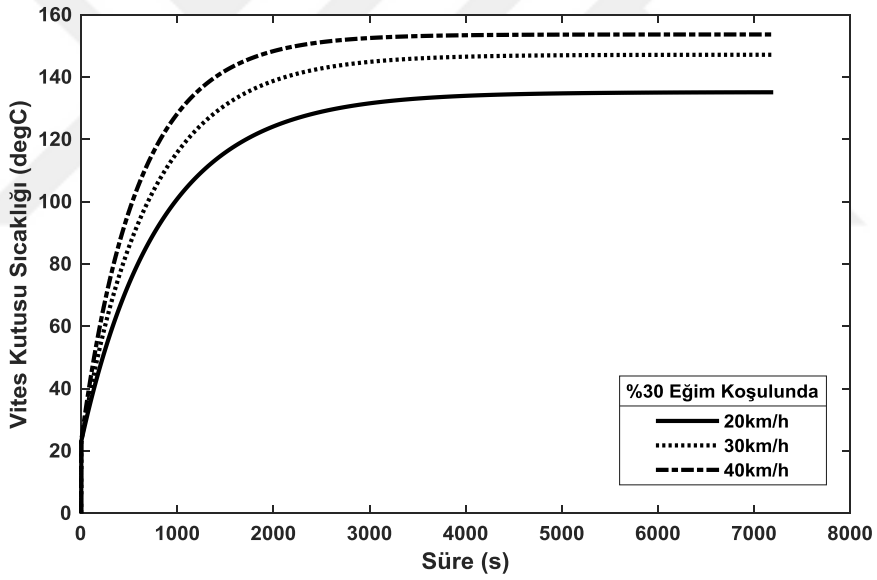
Çizelge 6.1 Sürüş Çevrimlerinde Hesaplanan Yakıt Tüketimleri

Vites Kutusu Test Başlangıç Sıcaklığı	NEDC (lt/100km)	WLTP (lt/100km)
25 °C	7,4507	7,8531
80 °C	7,4368	7,8454
Fark	% 0,2	% 0,1

6.2 Özel Test Çevrimleri

6.2.1 Rejim Sıcaklığına Ulaşma Testleri

Bu test senaryolarıyla modelin termal rejim koşuluna ulaşıp ulaşmadığının kontrolü yapılmıştır. %30 eğim ile 2 saat boyunca tırmanılacak hayali sürüş çevrimleri oluşturularak 20, 30 ve 40 km/sa koşullarındaki rejim sıcaklığına ulaşma karakteristiği gözlenmiştir. Yeryüzü şekilleri ve yol koşulları göz önünde bulundurulduğunda söz konusu eğim, hız ve süre koşullarında benzetimi yapabilecek bir rota olmamasına rağmen test başlangıcından belirli bir süre sonra vites kutusu sıcaklıklarının termal dengeye ulaşıp sabit sıcaklıkla testleri tamamlayacağı görülmüştür. Kapalı sistemlerin yeterli süre verildikten sonra denge koşuluna ulaşmaları beklenir. Yapılan hesaplamalarla modelin teorik olarak tutarlı olduğu anlaşılmaktadır.

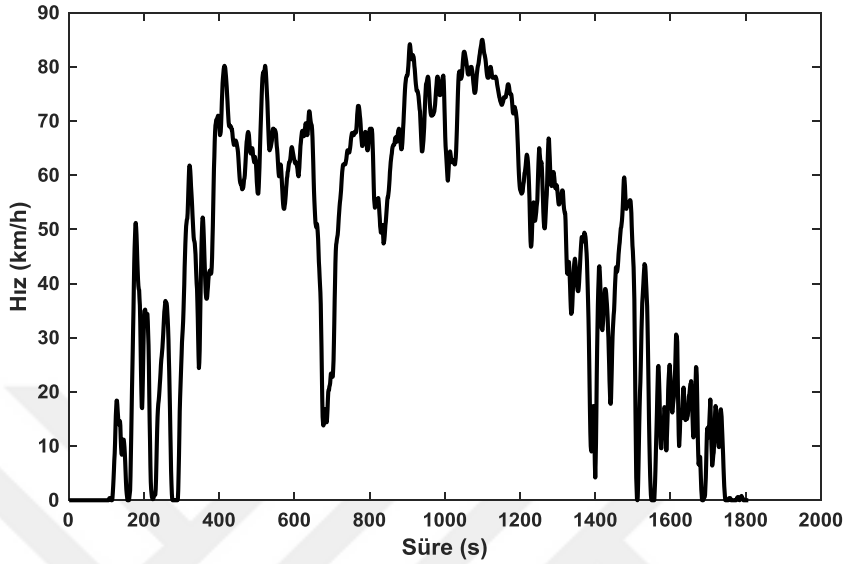


Şekil 6.11 %30 eğim koşulunda hesaplanan vites kutusu çalışma sıcaklıkları

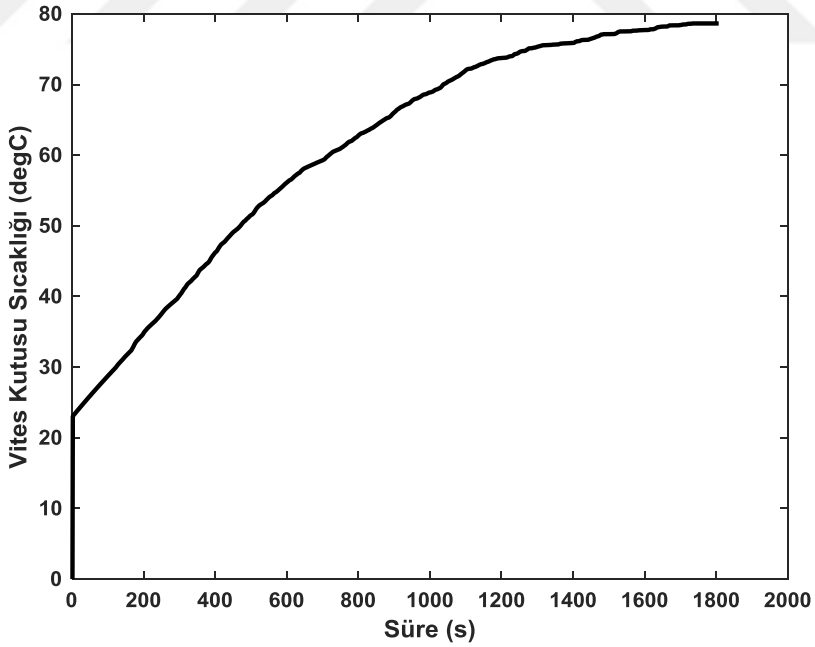
6.2.2 Gerçek Sürüş Koşulunda Analiz

Gerçek sürüş koşulundaki işletme şartlarına göre oluşacak vites kutusu çalışma sıcaklıklarının hesaplanması için İstanbul'un şehiriçinde yapılmış bir sürüşten OBD cihazıyla CAN-BUS kaydı alınmıştır. Alınan kayıta göre model çalıştırılarak vites kutusu çalışma sıcaklıkları hesaplanmıştır. Yapılan analiz sonucunda vites kutusu çalışma sıcaklıklarının 80°C 'da rejim sıcaklığına ulaşarak testi tamamladığı görülmektedir. Söz

konusu çevrim günlük hayatta yapılan çoğu sıradan sürüşle benzerlikler taşıdığından yakıt ekonomisi odaklı vites kutusu sıcaklığının hesaplanmasında gerçekçi sonuç vermesi beklenmektedir.



Şekil 6.12 Özel seyir çevrimi hız profili



Şekil 6.13 Özel seyir çevrimi için hesaplanan vites kutusu çalışma sıcaklıkları

6.3 Tez Çalışmasında Ulaşılan Sonuçlar

Bu çalışmanın sonucunda vites kutusu çalışma sıcaklıklarının boyutsuz bir modelle zamana bağlı olarak hesaplaması yapılmıştır. Oluşturulan model parametrik olup gerekli girdilerin değiştirilmesi ile farklı araç, motor ve şanzıman kombinasyonları için çözüm alınabilmesi de mümkündür.

Örnek alınan taşıt ile ilgili veriler girilerek standart NEDC ve WLTP çevrimleri için çözüm yaptırılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. Vites kutusu çalışma sıcaklıklarının gerçekçi bir şekilde hesaplandığı görülmüş olup NEDC ve WLTP çevrimlerindeki davranışları incelenmiştir. Çevrim süresi ve özellikleri nedeniyle başlangıçta ortam koşullarına şartlandırılmış olan vites kutularının çevrimler esnasında daha yüksek verime sahip ideal çalışma sıcaklıklarına ulaşamadıkları görülmektedir. İdeal vites kutusu çalışma sıcaklığının yakıt ekonomisine olan etkisi için de hesaplamalar yapılarak etkisi ortaya konulmuştur. Bununla beraber taşıtlar standart sürüş çevrimlerinden daha zorlayıcı yol şartlarına da sıklıkla maruz kalmaktadır. Bu sürüş koşullarında da vites kutusu çalışma sıcaklıklarının belirlenmiş limitleri geçmemesi gerekmektedir. Dolayısıyla vites kutularının ısıl yönetimi konusu hem yakıt ekonomisi hem de dayanıklılık isterlerinin sağlanması açısından büyük öneme sahip olup artan motor güçleri nedeniyle de güncelliğini korumaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Hacıbekir, T., (2006). Adaptif Seyir Sistemlerinin Yakıt Tüketimine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[2] Uzun, H., (2010). Standart Seyir Çevrimlerinde Minimum Yakıt Tüketimini Sağlayan Vites Çevrim Oranlarının Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Tiryakioğlu, K., (2002). Otomotiv Sanayiinde Ürün Tasarımı ve Türkiye İçin Bir Model: TOFAŞ, Doktora Tezi, Mimar Sinan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[4] Aydın, L., (2007). Enerji Politikalarının Türkiye Ekonomisi Üzerine Etkileri: Türkiye için Genel Denge Analizi, Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü İktisat Anabilim Dalı, Ankara.

[5] Akova, İ., (2008). Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.

[6] BOTAŞ, (2012). 2012 Yılı Sektör Raporu, Ankara.

[7] TPAO, (2008). 2008 Yılı Petrol ve Doğalgaz Sektör Raporu, Ankara.

[8] Çengel, Y.A., (2002). Heat Transfer: A Practical Approach, Mcgraw-Hill Book Co., Nevada.

[9] Türk Dil Kurumu, Güncel Türkçe Sözlük, http://www.tdk.gov.tr, 3 Kasım 2017.

[10] Bahar, A.K., (2008). Taşıt Performansı ve Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi için Paket Program Geliştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

[11] Lechner, G. ve Naunheimer, H., (1999). Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application, Springer, Berlin.

[12] Campestrini M. Ve Mock P., (2011). European Vehicle Market Statistics, International Council on Clean Transportation, Washington.

[13] Teeter T.E., (1997). “Mechanical Transmission Thermodynamic Characteristics”, SAE Technical Papers, 973277:1-6.

[14] Barnes-Moss, H. W., (1975). “A Designer’s Viewpoint” in Passenger Car Engines, Institution of Mechanical Engineers, Londra.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ata Yiğit YILDIRIM

Doğum Tarihi ve Yeri : 1992 / Istanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : atayigityildirim@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Matematik	İstek Özel Acıbadem Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2015	Ford Otomotiv San. A.Ş.	Termal Sistemler Mühendisi
2014	FEV TR	Uzun Dönem Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Ata Yiğit YILDIRIM, Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK “Fuel Consumption Comparison Of Different Transmission Efficiencies On NEDC And WLTP Cycles”, AVTECH 2017, İstanbul, Türkiye, 2017.