

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİZEL MOTORLU OTOBÜSLER İÇİN YAKIT TÜKETİMİNİN
SANAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS

Ahmet Murat YILMAZLAR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

ŞUBAT 2025

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİZEL MOTORLU OTOBÜSLER İÇİN YAKIT TÜKETİMİNİN
SANAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS

Ahmet Murat YILMAZLAR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Profesör Doktor İmdat TAYMAZ

ŞUBAT 2025

Ahmet Murat YILMAZLAR tarafından hazırlanan “DİZEL MOTORLU OTOBÜSLER İÇİN YAKIT TÜKETİMİNİN SANAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması xx.xx.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim **Dalı Makina Tasarım ve İmalat Bilim** Dalı’nda **Yüksek Lisans tezi**olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı :	Prof. Dr. İmdat Taymaz Sakarya Üniversitesi	
Jüri Üyesi :	Prof. Dr. Hüseyin Pehlivan Sakarya Üniversitesi	
Jüri Üyesi :	Prof. Dr. Cenk Çelik Kocaeli Üniversitesi	



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “DİZEL MOTORLU OTOBÜSLER İÇİN YAKIT TÜKETİMİNİN SANAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

12/12/2024

Ahmet Murat YILMAZLAR





Çok değerli Eşim ve Aileme,



TEŞEKKÜR

Öncelikle çok sevdiğim eşim Nida Yılmazlar'a

Hayatımda bana en değerli katkıları sunan ve her zaman yanımda olan, mühendislik eğitimine küçük yaşlarda başlayarak analitik düşünce yeteneğimi kazandıran babam Kerim Yılmazlar'a,

Her zaman yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen annem Ayfer Yılmazlar'a,

En yakın arkadaşım ve meslektaşım olan kardeşim Yusuf Bora Yılmazlar'a,

Uykusuz gecelerimde benimle birlikte sabahlayan babaannem Şukran Yılmazlar'a

Meslek hayatımın başından itibaren yanımda olan, teknik bilgi ve tecrübesini cömertçe paylaşarak bana rehberlik eden, yüksek lisans sürecim boyunca çalışmalarımı destekleyen değerli yöneticim, Alt Yapı Sistemleri Yöneticisi Erkan Kutlu'ya,

Akademik süreçlerimde beni yönlendiren, hatalarımı düzeltmemde yardımcı olan, yaptığım çalışmalarda teknik bilgisini benden esirgemeyen İklimlendirme Sistemleri Takım Lideri Onur Özcan'a,

Tez çalışmamdaki sanal ve deneysel çalışmalarına destek olan Anadolu Isuzu ARGE Merkezine, ARGE Müdürü Deniz Yılmazlar'e, Powertrain ekibindeki çalışma arkadaşlarıma ve Test birimine,

Yüksek lisans tez süresinde ilgisini ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. İmdat Taymaz'a,

Teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet Murat YILMAZLAR



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
ŞİMGELER	xv
TABLO LİSTESİ	xvii
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Kapsamı	1
1.2. Tezin Amacı	1
1.3. Literatür Araştırması	2
1.3.1. Sürüş çevrimleri	2
1.3.1.1. Altona Otobüs Test ve Araştırma Merkezi testleri	2
1.3.1.2. NEDC	4
1.3.1.3. WLTP çevrimi	4
1.3.1.4. SORT çevrimi	5
1.3.1.5. US EPA dinamometre sürüş çevrimleri	6
1.3.1.6. JC08 testleri	7
1.3.2. Taşıt Alt Sistemleri	8
1.3.2.1. İçten yanmalı motorlar	8
1.3.2.2. Kavrama çeşitleri	10
1.3.2.3. Şanzıman	12
1.3.2.4. Diferansiyel	16
1.3.2.5. Lastikler	17
1.3.2.6. Fren sistemi	18
1.3.3. Simülasyonu yazılımları	22
1.3.3.1. IPG Truckmaker	23
1.3.3.2. GT Suite	23
1.3.3.3. AVL Cruise	23
2. TAŞIT MODELİ	25
2.1. Dizel Motor Modeli ve Yakıt Tüketimi Hesaplamaları	26
2.1.1. Vector CAN arayüzü cihazı	27
2.2. Kavrama	28
2.2.1. Testman Cihazı	29
2.3. Şanzıman ve Şanzıman Kontrolcüsü Modeli	30
2.4. Tekerlek ve Lastik modeli	31
2.5. Fren Sistemi Modeli	32
3. SANAL ANALİZ TEST MODELİ	35
4. VALİDASYON TESTLERİ	39

4.1. Test Aracı	39
4.2. Kullanılan Ekipmanlar.....	39
4.2.1. Racelogic VBox 3i	39
4.2.2. Kistler yakıt debimetresi	40
4.2.3. Panasonic Toughbook	41
4.3. Test Pistinin Belirlenmesi ve Test Sonuçları.....	42
5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI	45
6. SONUÇ	49
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ	59



KISALTMALAR

4G	: 4. Jenerasyon
ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
BCU	: Batarya Kontrol Ünitesi
BSFC	: Brake Specific Fuel Consumption (Motor Yakıt Tüketimi Haritası)
CAN	: Denetleyici Alanı Ağı
CAN FD	: CAN Esnek Veri
CNG	: Sıkıştırılmış Doğal Gaz
CPI	: Temas Noktası Arayüzü
CVT	: Sürekli Değişken Şanzıman
ECU	: İçten Yanmalı Motor Kontrol Ünitesi
EPA	: Çevre Koruma Ajansı
FTP	: Federal Test Prosedürü
GPS	: Küresel Konumlama Sistemi
HWFET	: Otoban Yakıt Ekonomisi Testi
JC	: Japon Çevrimi
LIN	: Yerel Ara Bağlantı Ağı
LNG	: Sıvılaştırılmış Doğal Gaz
LTE	: Uzun Vadeli Evrim
MCU	: Motor Kontrol Ünitesi
MIL-STD	: Askeri Standart
NEDC	: Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi
SAE	: Otomotiv Mühendisleri Birliği
SORT	: Standardize Edilmiş Yol Testi
TCU	: Transmisyon Kontrol Ünitesi
UITP	: Uluslararası Toplu Taşıma Örgütü
US	: Birleşik Devletler
WLTP	: Tüm Dünyayla Uyumlu Hafif Taşıtlar Test Prosedürü
WVU	: West Virginia Üniversitesi



SİMGELER

P	: Basınç [Pa]
F	: Kuvvet [N]
A	: Kuvvetin etki ettiği yüzey alanı [m^2]
Trq_{Eng}	: Motor Torku [Nm]
T_E	: Ortam Sıcaklığı [K]
P_E	: Ortam Hava Basıncı [mbar]
C_T	: Sıcaklık Düzeltme Katsayısı
C_P	: Basınç Düzeltme Katsayısı
T_{ref}	: Referans Sıcaklık [K]
P_{ref}	: Referans Basınç [bar]
$\dot{v}_F$	: Hacimsel Yakıt Debisi [m^3/s]
$\dot{m}_F$	: Kütleli Yakıt Debisi [kg/s]
ω_{Eng}	: Motor Devri [rad/s]
P_{Eng}	: Motor Gücü [kW]
δ_F	: Yakıt Yoğunluğu [kg/ m^3]
T_{In}	: Giriş Torku [Nm]
T_{Out}	: Çıkış Torku [Nm]
ω_{In}	: Giriş Devri [rad/s]
ω_{Out}	: Çıkış Devri [rad/s]
k_{In}	: k Faktörü Giriş
k_{Out}	: k Faktörü Çıkış
μ	: Tork Faktörü
$\bar{v}^{(P)}$	: Lastik-yol temas noktasındaki hız vektörü [m/s]
Ω_{Rim}	: Jant dönüş devri [rad/s]
v_{Belt}	: Lastik çevresinin lastik-yol temas noktasındaki hızı [m/s]
$R_{Belt_{eff}}$	: Efektif Yuvarlanma Çapı [m]
φ_t	: Dönüş Kayması [1/m]
α	: Yanal Kayma Açısı [rad]
n	: Devir sayısı [rpm]



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1. Otobüsün Powertrain Detayı.....	25
Tablo 2.2. Şanzıman Vites Oranları ve Aktarma Verimi Katsayıları.....	30
Tablo 3.1. SORT Testi Referans Noktaları.....	35
Tablo 3.2. Sanal SORT Testi Sonuçları.....	37
Tablo 4.1. SORT Testi Sonuçları.....	43
Tablo 5.1. Farklı Aks Oranları İle Konya 52-A Sanal Analiz Sonuçları.....	47
Tablo 6.1. Sanal SORT Testi Sonuçları.....	49
Tablo 6.2. Ortalama SORT Testi Sonuçları.....	50
Tablo 6.3. Sanal Analiz ve Test hata payları.....	50



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Orange County Otobüs Çevrimi	3
Şekil 1.2. Manhattan Sürüş Çevrimi	3
Şekil 1.3. NEDC Sürüş Çevrimi	4
Şekil 1.4. WLTP Sürüş Çevrimi	5
Şekil 1.5. SORT 1 Çevrimi Hız Profili	5
Şekil 1.6. SORT 2 Çevrimi Hız Profili	6
Şekil 1.7. SORT 3 Çevrimi Hız Profili	6
Şekil 1.8. FTP-75 Çevrimi Hız Profili	7
Şekil 1.9. HWFET Çevrimi Hız Profili	7
Şekil 1.10. JC08 Çevrimi Hız Profili	8
Şekil 1.11. Dört Zamanlı Motor Yanma Aşamaları.....	9
Şekil 1.12. Manuel Şanzımanın Yapısı.....	13
Şekil 1.13. Tork Konvertörlü Otomatik Şanzımanın Yapısı.....	14
Şekil 1.14. Sürekli Değişken Şanzımanın Yapısı	15
Şekil 1.15. Çift Kavramalı Şanzımanın Yapısı	16
Şekil 1.16. Diferansiyelin Yapısı	17
Şekil 1.17. Bir Fren Soğutma Sistemi.....	19
Şekil 1.18. Disk ve Kampana Tipi Fren Sistemi Detayları.....	20
Şekil 1.19. Pascal Kanunu	21
Şekil 1.20. Hidrolik Fren Sistemi Çalışma Prensibi	21
Şekil 1.21. Pnömatik Fren Sistemi Çalışma Prensibi	22
Şekil 2.1. Powertrain Kontrolü Modeli.....	25
Şekil 2.2. Dizel Motorun BSFC Grafiği	26
Şekil 2.3. Vector CAN Arayüzü Cihazı.....	27
Şekil 2.4. Konvertör K Faktörü Parametreleri	29
Şekil 2.5. Konvertör Tork Faktörü Parametreleri	29
Şekil 2.6. Testman Cihazı	30
Şekil 2.7. TCU Modeli.....	31
Şekil 2.8. Fren Kontrol Sistemi Modeli	33
Şekil 3.1. Sanal Analiz Pist Görseli	36
Şekil 3.2. SORT 1 Analiz Çıktıları	36
Şekil 3.3. SORT 2 Analiz Çıktıları	37
Şekil 3.4. SORT 3 Analiz Çıktıları	37
Şekil 4.1. Test Aracı.....	39
Şekil 4.2. Racelogic VBox 3i Cihazı	40
Şekil 4.3. Kistler Yakıt Debimetresi	41
Şekil 4.4. Panasonic Toughbook.....	42
Şekil 4.5. Panasonic Toughbook.....	42
Şekil 5.1. Vites Geçiş Devri – SORT 1 Yakıt Tüketimi.....	45
Şekil 5.2. Vites Geçiş Devri – SORT 1 Ortalama Hızları.....	46

Şekil 5.3. Konya 52-A Rotası	47
Şekil 5.4. Konya 52-A Rotası Sanal Analiz Modeli.....	47



DİZEL MOTORLU OTOBÜSLERİN YAKIT TÜKETİMİNİN SANAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Bu çalışmada, yakıt tüketiminin hesaplanma yöntemleri, test çevrimleri ve toplu taşıma araçları için sıklıkla uygulanan SORT testleri incelenmiştir. Örnek alınmış bir dizel şehir için yolcu otobüsü güç sistemleri, güç aktarma sistemleri ve taşıt mimarisi bakımından detaylıca modellenerek taşıtın dijital ikizi oluşturulmuştur. Dizel motor, şanzıman ve aks gibi ana komponentlerin yanında motordan güç çeken radyatör fanının, hidrolik pompaların, klima kompresörlerinin ve alternatörlerin de kayıpları hesaplanarak taşıt modeline eklenmiştir. Bu sayede hesaplanan tüketimin gerçek hayat testleriyle oldukça yakın sonuç vermesi sağlanmıştır. Taşıtın modellenmesi sırasında ilgili komponentlerin parametrelerinin hesaplanması için gerekli veriler gerçek hayat testlerinden toplanan verilerden elde edilmiştir. Veri toplanması sırasında örnek taşıta ilave sensörler eklenmiş ve bu sensör verileri CAN hattı üzerinden kaydedilmiştir. Bu sayede araçtan gelen verilerle eş zamanlı olarak incelenebilmiş ve verilerin doğruluğu artırılmıştır. Taşıtın modellenmesi sırasında güç sistemlerine ek olarak süspansiyon sistemi, fren sistemi ve lastikler de modellenmiştir. Bu parametrelerin doğrudan yakıt tüketimine etkisi yok gibi gözükse de hızlanma ve durma mesafesini etkilediğinden simülasyonun hata payını azalttığı gözlemlenmiştir. Gerçek hayat testleri ve sanal analiz testleri arasındaki hata payı SORT çevrimleri için %1'in altında kalmıştır.

Taşıt modellemesi bittikten sonra modeli valide etmek için gerçek hayat testleri uygulanmıştır. Validasyon tamamlandıktan sonra çalışmalar aracın yakıt tüketimini optimize etmek üzerine devam etmiştir. Özellikle otomatik şanzıman optimize edilerek tüketimi azaltmak hedeflenmiştir. Lock-up clutchların zamanlaması ve vites yükseltme devirlerindeki değişimin yakıt tüketimine doğrudan etkisi gözlenmiştir. SORT çevrimlerinde eğim sıfır kabul edildiğinden bu parametrenin yakıt tüketimine etkisi incelenememiştir. Bu sebeple Konya'daki 52A otobüs rotası eğimi, durakları ve ortalama hız profili incelenerek modellenmiş ve bu rota için özel olarak optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

Sanal analizler sayesinde ortam ve taşıt parametreleri kolaylıkla kontrol edilebildiğinden her bir parametrenin sonuca etkisi incelenebilmektedir. Gerçek hayat testleri validasyon aşamaları için vazgeçilmez olsa da taşıtın test alanına sevki ve test sırasında tükettiği yakıt, kullanılan mühendislik zamanı ve birim zamanda denenebilecek iterasyon sayısının limitli olması sebebiyle maliyetli olmaktadır. Sanal analizlerde ise maliyetsiz ve iterasyon sınırı olmadan sonuç elde edilebilmektedir. Bu iterasyonların bir kısmının sanal analizlerle yapılmasının taşıt geliştirme maliyetlerini ve süresini kısalttığı, bu sayede de daha verimli toplu taşıma araçlarının geliştirilebileceği gösterilmiştir.



VIRTUAL ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF FUEL CONSUMPTION FOR DIESEL-POWERED BUSES

SUMMARY

In this thesis, fuel consumption calculation methods, test cycles and SORT cycles frequently applied for public transportation vehicles were examined in detail. SORT (Specific On-Road Test) cycles are widely used test method to evaluate the fuel consumption of public transportation vehicles and these tests aim to measure the fuel efficiency of the vehicle while driving over a certain distance, similar to real world conditions. In addition to SORT, fuel consumption procedures implemented in various regions, such as the Americas, Japan, and Europe, were also discussed in detail. In this context, accurate calculation of fuel consumption of urban public transport vehicles is extremely important in terms of reducing environmental impacts and optimizing operational costs.

In the study, a detailed modeling of an exemplary diesel urban passenger bus was made in terms of power systems, power transmission systems and vehicle architecture. Modeling allowed the creation of a digital twin of the vehicle. A digital twin can be defined as a digital representation of a physical object, processes, and systems in the real world. This digital model mimics the behavior of the real bus and is used to simulate how the system performs in various conditions. Thus, not only can the tests be performed with real-world data, but also performance analysis can be made through various scenarios in the virtual environment.

In addition to the main components such as the diesel engine, transmission and axle, the losses of the radiator fan, hydraulic pumps, air conditioning compressors and alternators that draw power from the engine were calculated and included in the vehicle model. These details are critical to accurately calculate the vehicle's total energy consumption. Because in modern vehicles, these components other than the engine can also affect energy consumption and therefore directly increase fuel consumption. In this way, the calculated consumption was ensured to be very close to real-life tests. To increase the accuracy of the modeling, the losses of each component of the vehicle's power systems were calculated and included in the total fuel consumption estimate. With this approach, a more accurate and reliable energy consumption estimation could be made.

During the modeling of the vehicle, the data required to calculate the parameters of the relevant components were obtained from data collected from real-life tests. During the data collection phase, additional sensors were added to the sample vehicle and the data received from these sensors were recorded via the CAN line. CAN (Controller Area Network) line is a protocol that allows electronic devices in the vehicle to communicate with each other. Additionally, the interface devices used for data collection over CAN networks were introduced, and detailed information was provided regarding their functionality, significance, and the reasons for their utilization in such applications. Recording this sensor data allowed the data from the vehicle to be examined simultaneously, thus increasing the accuracy of the data. The

real-time data collection process increased the accuracy of the model by enabling monitoring of any changes in the vehicle and the status of each component.

In addition, not only the power systems of the vehicle but also other important parameters such as the braking system and tires are modelled. The literature also provides a detailed discussion of various types of braking systems and their operational principles. Although these parameters do not seem to directly affect fuel consumption, they are factors that can affect acceleration and stopping distance. For example, the suspension system affects the vehicle's handling, and the braking system affects the stopping distance. These elements can indirectly affect the vehicle's performance and energy efficiency. As a result of the simulations, it was observed that modeling these parameters reduced the margin of error. That is, in order to obtain more sensitive and accurate results in simulations, the effect of each component must be considered.

After modeling the vehicle, real-life tests were applied to confirm the accuracy of the model. Real-life testing is a critical step to verify the accuracy of the virtual model. Thanks to these tests, the results obtained in the virtual environment were compared with the results obtained in real world conditions. This validation phase increased the reliability and accuracy of the model. After validation was completed, work continued to optimize the vehicle's fuel consumption. Optimizing fuel consumption is an important goal both environmentally and economically. In this regard, particular focus has been placed on optimizing the automatic transmission system. It has been observed that the change in lock up clutch timing and gear up speeds of the automatic transmission has a direct effect on fuel consumption. It has been found that these optimization studies allow to significantly reduce the total fuel consumption of the vehicle.

Since the slope is assumed to be zero in SORT cycles, the effect of this parameter on fuel consumption could not be examined. However, in real-world conditions, slope has a significant impact on the environment in which vehicles operate. For this reason, the 52A bus route in Konya was examined and the slope, stops and average speed profile on the route were modeled. Thanks to special optimization studies carried out for this route, the fuel consumption of the vehicle has become more efficient. Route based optimization studies have enabled the vehicle to be specifically optimized for each route, thus fuel consumption has become more efficient. In this study, different differential ratios were tested along the specified route, and their effects on vehicle performance and fuel consumption were analyzed. It was observed that as the differential ratio increases, the top speed of the vehicle decreases, but its climbing ability and acceleration capabilities improve. For an urban bus that frequently operates under stop-and-go conditions, the enhancement in acceleration ability was found to increase the average speed along the route. Furthermore, it was observed that this also provided advantages in terms of fuel consumption.

Since virtual analyzes facilitate the control of environment and vehicle parameters, the effect of each parameter on the result can be easily examined. Although real-life tests are indispensable for the validation stages, factors such as the transportation of the vehicle to the test area, the fuel consumed during the test, the engineering time used and the limited number of iterations that can be tried per unit time can make real-life tests costly. In virtual analyses, since these limitations do not exist, it is possible to control all kinds of parameters and perform an unlimited number of iterations. For this reason, it has been observed that analyzes performed in a virtual environment

accelerate vehicle development processes and reduce costs. Additionally, the use of virtual analytics has allowed the development of more efficient public transport.

In conclusion, this study shows that vehicle modeling and virtual analysis have great potential for optimizing fuel consumption and improving vehicle development processes. Using virtual analyzes as well as real-life tests offers faster and more cost-effective solutions to improve the performance of vehicles. Such studies will contribute to the creation of more environmentally friendly and economical public transportation systems.





1. GİRİŞ

1.1. Tezin Kapsamı

Yakıt tüketimi taşımacılık sektöründeki en önemli parametrelerden biridir. Taşımacılık şirketleri ve taşıt üreticileri yakıt tüketimini düşürmek için çalışmalar yapmaktadır. Otomotiv endüstrisinde, otobüs ve toplu taşıma araçları için yakıt tüketimi testleri, simülasyonlarla optimize edilerek maliyet ve zaman açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Geleneksel test süreçleri, test ortamının oluşturulması, taşıtın belirli bir bölgeye nakliyesi, test süresi boyunca kullanılan yakıt ve harcanan mühendislik saati gibi faktörlerle maliyetli ve zaman alıcı olabilmektedir. Bu durum, test iterasyonu sayısını sınırlayarak daha kısıtlı veri ile çalışma zorunluluğunu beraberinde getirir. Yakıt tüketimi simülasyonları ise bu süreçleri sanal ortama taşıyarak, maliyetleri düşürür ve test iterasyonlarını artırarak daha kapsamlı veri elde etmeyi mümkün kılar. Bu sebeplerden dolayı taşıtın yakıt tüketimini 1D Simülasyonlarla hesaplayarak taşıt parametrelerinin optimizasyonu üzerine çalışma yapılması kararlaştırılmıştır.

1.2. Tezin Amacı

Bu tezin amacı, toplu taşıma araçlarının yakıt tüketimini optimize etmek için dijital ikiz modelleme ve simülasyon tekniklerini kullanarak daha verimli güç aktarma sistemleri tasarlamaktır. Bu doğrultuda, dizel bir şehir içi otobüsün güç sistemleri, taşıt mimarisi ve sürüş bileşenleri detaylı bir şekilde modellenmiş; gerçek hayat testlerinden toplanan verilerle doğruluğu sağlanmış ve simülasyon sonuçlarının gerçek testlerle uyumlu hale getirilmesi hedeflenmiştir.

Araştırmada, yakıt tüketimini etkileyen parametrelerin detaylı bir şekilde analiz edilmesi ve sanal test ortamında yapılan iterasyonlar sayesinde hem maliyetlerin düşürülmesi hem de test sürecinin hızlandırılması sağlanmıştır. Ayrıca, gerçek dünyada uygulanabilirliği kanıtlanmış bu modelleme yaklaşımıyla, özellikle şanzıman optimizasyonu gibi spesifik müdahalelerle yakıt tüketiminin azaltılabileceği ve toplu taşıma araçlarının daha çevreci ve ekonomik hale getirilebileceği ortaya konulmuştur.

Bu çalışma, SORT test çevrimleri ve gerçek otobüs rotalarının simüle edilmesi yoluyla, dijital ikiz teknolojisinin araç geliştirme süreçlerindeki potansiyelini ve optimizasyon sürecine olan katkılarını vurgulamayı amaçlamaktadır.

1.3. Literatür Araştırması

Günümüzde otomotiv üreticileri ve taşımacılık şirketleri alternatif yakıt seçeneklerini tercih ederek yakıt tüketiminden kaynaklı maliyetleri azaltmaya çalışmaktadır. CNG, LNG, Hidrojen ve elektrik enerjileri bu alternatiflerden bazılarıdır. CNG yakıtlı otobüsler aynı koşullarda dizel otobüslerden %23 daha fazla yakıt tüketirler fakat CNG, dizel yakıttan %52 daha ucuz olduğu için daha ekonomik olmaktadır ve daha çevre dostu olmanın yanında operasyon maliyetini ciddi oranda düşürmektedir [1]. Ayrıca yolcu yükü, yol eğimi ve trafik yoğunluğu şehir içi otobüslerdeki yakıt tüketimini ciddi oranda etkiler ve CNG otobüsler dizel otobüslere göre %60 daha düşük NOx emisyonu gösterir [2]. Servis rotası, taşıt modeli, ortalama seyahat hızı ve yüklü ağırlığın yanında sürücü davranışları ve günlük takvimin gibi parametreler de yakıt tüketimini önemli ölçüde etkiler [3].

1.3.1. Sürüş çevrimleri

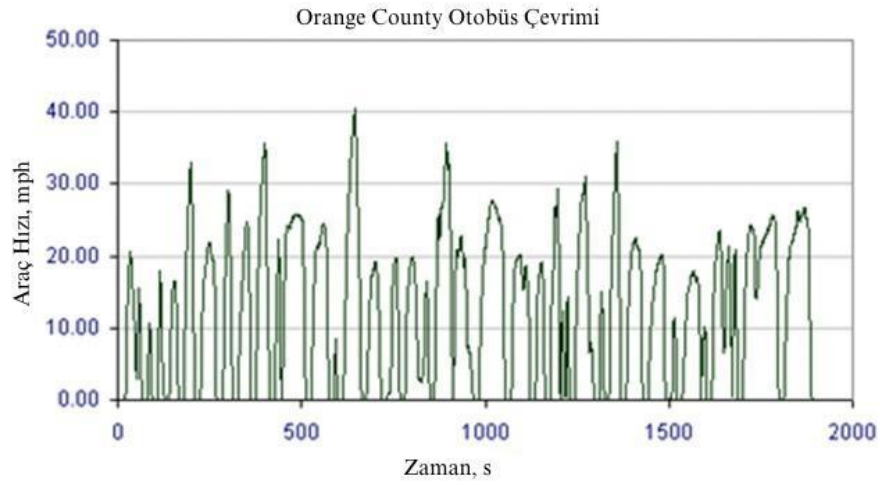
Farklı üreticiler tarafından üretilmiş otobüslerin eşit şartlarda karşılaştırılması için belirlenmiş test prosedürleri ve ekipmanları bulunmaktadır. SAE'nin farklı araçların tüketimini değerlendirmek için J1526 adı verilen bir test prosedürü vardır [4].

1.3.1.1. Altona Otobüs Test ve Araştırma Merkezi testleri

Altona Otobüs Test ve Araştırma Merkezi de bu amaçla yakıt ekonomisi testleri yapmaktadır [5, 6]. Büyük şehirler bu standart test prosedürleri dışında kendi test prosedürlerini oluşturmuşlardır. Orange County Otobüs Çevrimi ve Manhattan Sürüş Çevrimi bu çevrimlerden bazılarıdır [7]. Bu testler yakıt tüketimini ölçmek için bir sürüş çevrimini ve ölçümün yapılabilmesi için test ekipmanı, tesis ve kontrol için personel kullanarak kontrollü bir ölçüm yapılmasını içerir [5].

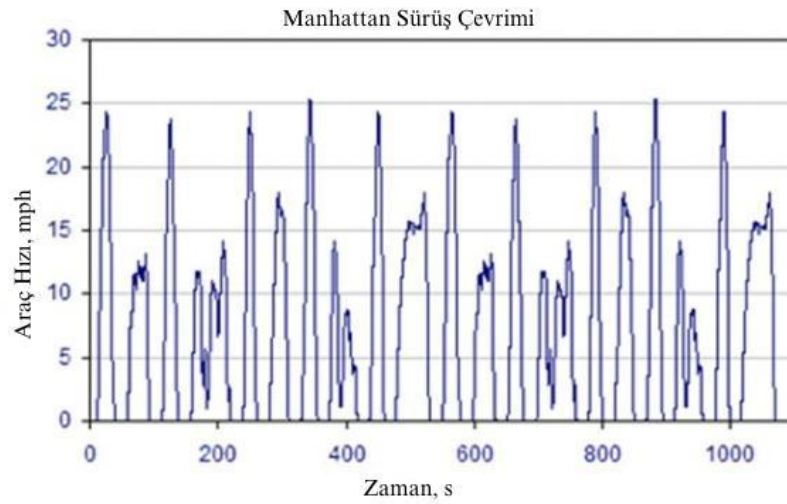
Orange County Otobüs Çevrimi ağır ticari taşıtlara yönelik bir dinamometre çevrimidir. West Virginia Üniversitesi (WVU) tarafından California'daki Los Angeles şehrindeki kentsel toplu taşıma araçlarının sürüş şekilleri baz alınarak geliştirildi. Orange County Otobüs Çevrimi, yine WVU tarafından geliştirilen Orange County Çöp

Kamyonu Çevrimi ile karıştırılmamalıdır. Çevrim içindeki taşıt hızı Şekil. 1.1.'de gösterilmiştir [8].



Şekil 1.1. Orange County Otobüs Çevrimi [8]

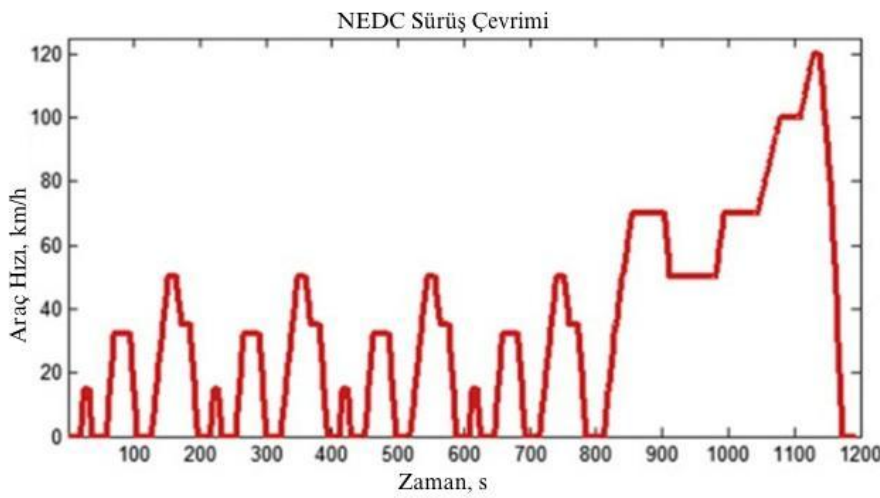
Manhattan Sürüş Çevrimi şehir içi otobüsleri için bir dinamometre çevrimidir. Bu çevrim New York City'nin Manhattan şehir merkezindeki şehir içi toplu taşıma otobüslerinin hareketleri gözlemlenerek geliştirildi. Sık duruşlar ve düşük ortalama hız bu çevrimin karakteristik özelliğidir. Manhattan Sürüş Çevrimindeki hız profili Şekil. 1.2.'de gösterilmiştir [9].



Şekil 1.2. Manhattan Sürüş Çevrimi [9]

1.3.1.2. NEDC

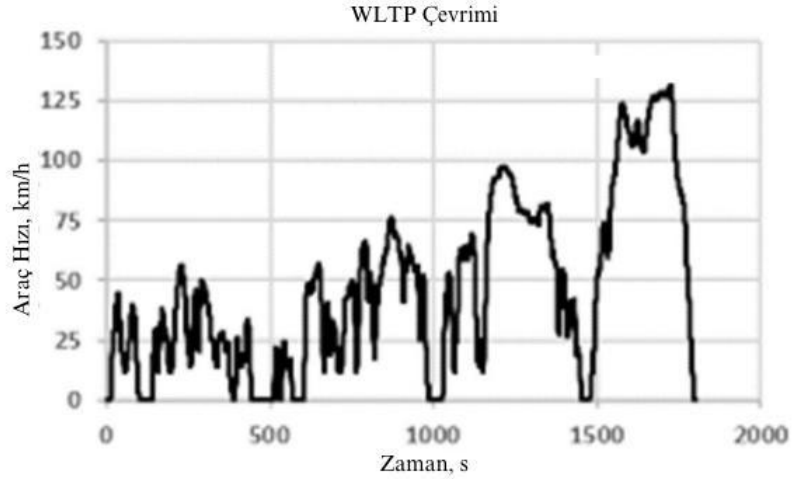
Avrupa'daki yakıt tüketimi ve emisyon çalışmaları için kullanılan NEDC (New European Driving Cycle) şehir için ve şehirdışı olmak üzere iki farklı çevrimden oluşur. Bu çevrimler araçların düşük hızlardaki ve sabit hızlardaki yakıt tüketimlerini ve emisyonlarını değerlendirmeyi hedefler. Ancak NEDC'nin gerçek dünya sürüş koşullarını değerlendirmekte yetersiz kaldığı görülmüştür. Sürüş dinamiklerinin, hızlanma ve yavaşlama gibi parametrelerin gerçek koşulları doğru bir şekilde yansıtmadığı görüldüğünden günümüzde kullanılmamaktadır [10]. NEDC çevrimi hız profilleri Şekil 1.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.3. NEDC Sürüş Çevrimi [11]

1.3.1.3. WLTP çevrimi

NEDC çevrimlerinin yetersiz kaldığı görüldükten sonra bu çevrimin yerini alması için WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) geliştirilmiştir. NEDC'ye kıyasla daha gerçekçi sonuçlar sunan bu çevrim düşük, orta yüksek ve çok yüksek hızlar gibi çeşitli sürüş seneryoları içerir. Bu prosedürün en büyük avantajı araç ağırlığı, lastik direnci ve aerodinamik etkileri daha efektif olarak inceleyebilmesidir. Bu sebeplerden dolayı gerçek dünya koşullarını daha iyi yansıtabilmektedir [12]. Şekil 1.4'de WLTP çevrimi hız profili gösterilmiştir [13].

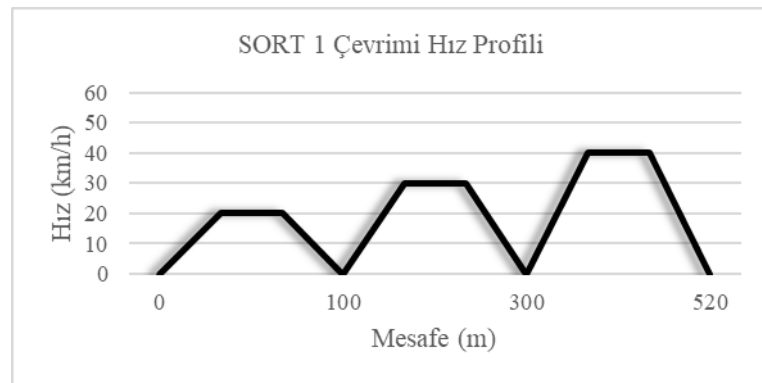


Şekil 1.4. WLTP Sürüş Çevrimi [13]

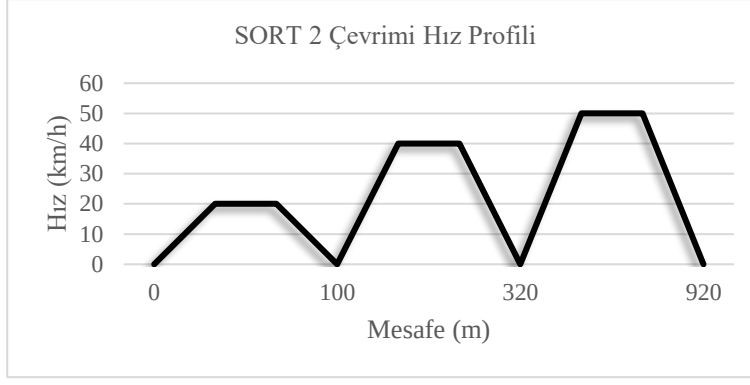
1.3.1.4. SORT çevrimi

Bu çevrimler dışında en yaygın kullanılan protokol olan SORT (Standartlaştırılmış on-road yol testi) çevrimleri, Uluslar arası toplu taşıma birliği (UITP) tarafından başlatılan bir girişimdir ve kentsel toplu taşıma sistemlerindeki otobüslerin enerji tüketimi ve performansının ölçümünü standartlaştırmayı amaçlar [14]. 2004 yılından bu yana geliştirilen bu protokol, otobüslerin enerji tüketimini karşılaştırmak ve daha verimli toplu taşıma sistemlerinin geliştirilmesini teşvik etmek amacıyla tasarlanmıştır [15].

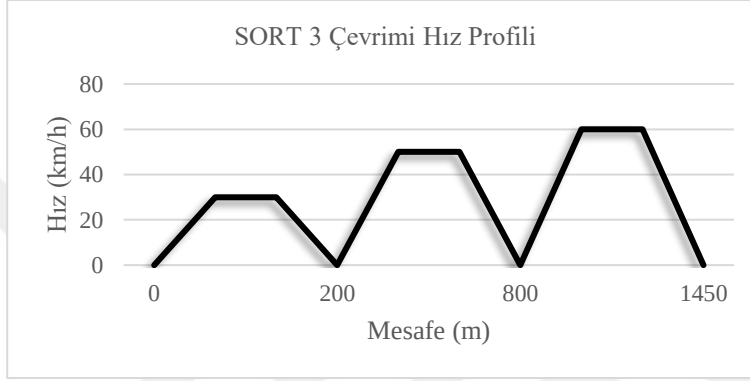
Bu protokol SORT 1 yoğun şehir içi trafik, SORT 2 az yoğun şehir içi trafik ve SORT 3 az yoğun banliyö trafiği olmak üzere üç çevrimden oluşmaktadır. Bu çevrimler ile ilgili hız profilleri Şekil 1.5, 1.6 ve 1.7’de gösterilmiştir.



Şekil. 1.5. SORT 1 Çevrimi Hız Profili [14]



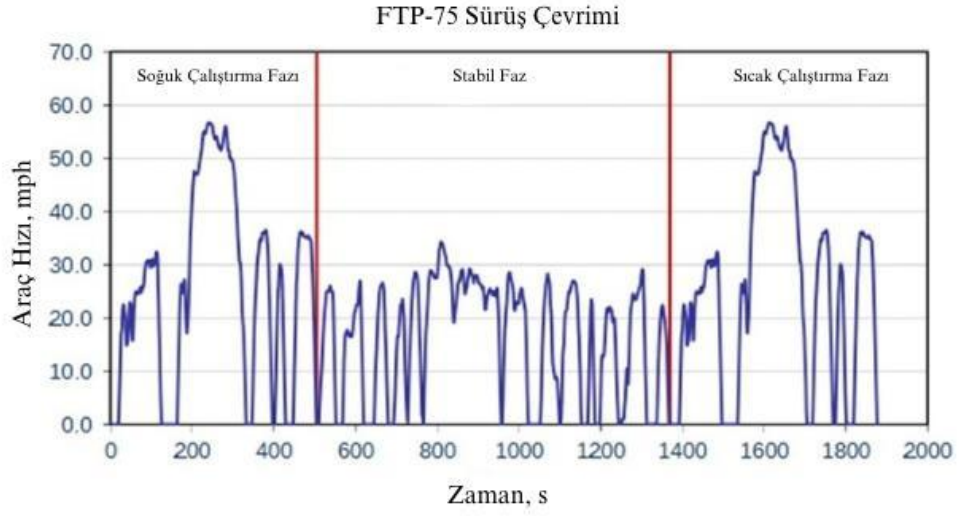
Şekil. 1.6. SORT 2 Çevrimi Hız Profili [14]



Şekil. 1.7. SORT 3 Çevrimi Hız Profili [14]

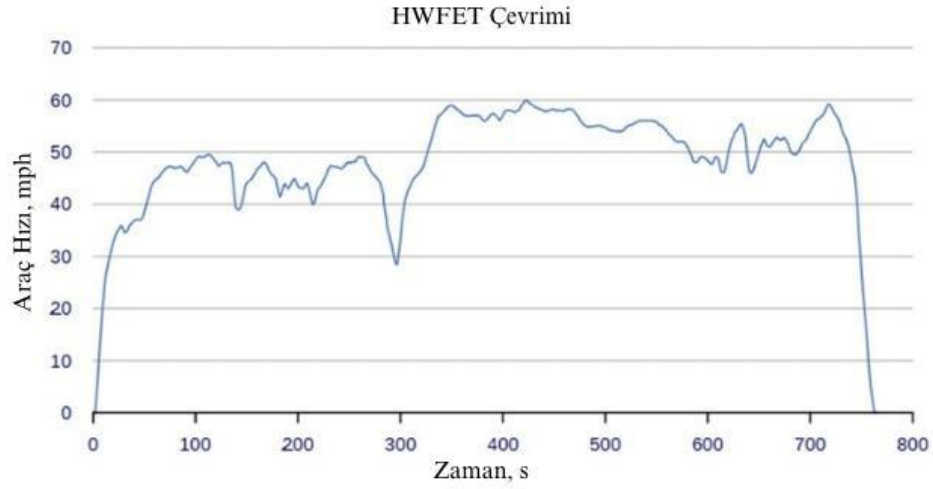
1.3.1.5. US EPA dinamometre sürüş çevrimleri

Amerika Birleşik Devletlerinde EPA (Environmental Protection Agency) tarafından geliştirilen FTP-75 (Federal Test Procedure – 75) ve HWFET (Highway Fuel Economy Test) çevrimlerini kullanmaktadır. FTP-75 çevrimi şehir içindeki araçların dur kalk sırasındaki tüketimleri incelerken HWFET çevrimi otoyoldaki daha yüksek hızların olduğu sürüşleri inceler. Bu çevrimler ABD için yakıt tüketimi ve emisyon performanslarının test edildiği temel prosedürler arasında yer alır [16]. FTP-75 çevrimi soğuk çalıştırma, stabil çalışma ve sıcak çalıştırma koşullarını da inceleyen 3 aşamadan oluşur [17]. FTP-75 çevrimi aşamaları ve hız profilleri Şekil 1.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.8. FTP-75 Çevrimi Hız Profili [17]

HWFET çevrimi hız profili Şekil 1.9.'da gösterilmiştir.

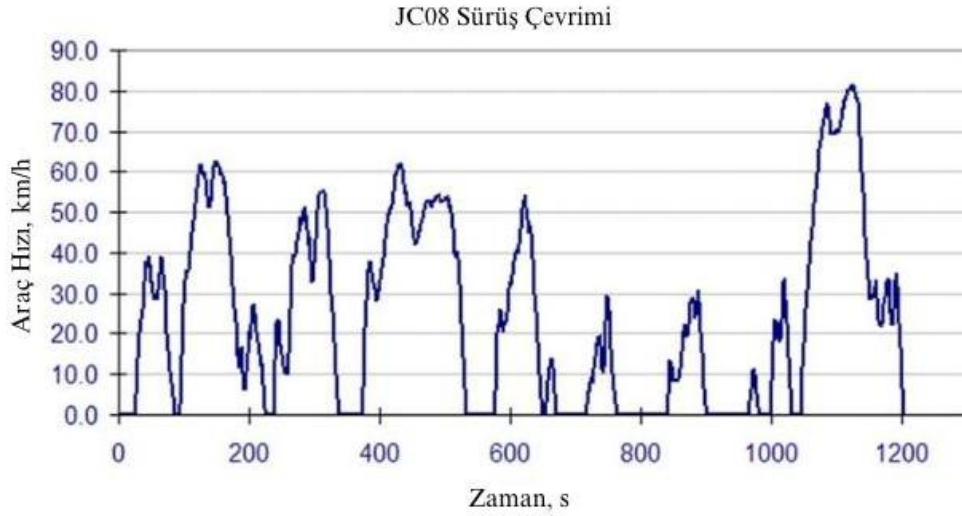


Şekil 1.9. HWFET Çevrimi Hız Profili [18]

1.3.1.6. JC08 testleri

Japonya'da kullanılan yakıt tüketimi ve emisyon dinamometre test prosedürleridir. 2011 yılında Faz 3'e geçiş yapan standart, %25 soğuk çalışma, %75 sıcak çalışma olacak şekilde yapılmaktadır [19]. Özellikle düşük hızlardaki dur kalk durumlarını inceleyen bu çevrimler Japonya'nın sıkışık trafikli yapısını simüle etmeyi amaçlamaktadır. JC08 modern bir prosedür olup, özellikle hibrit ve elektrikli araçların verimlerinin analizinde kullanılmaktadır. Bu amaçla tasarlandığı için şehir için araçlar

için daha doğru sonuçlar vermektedir [20]. JC08 çevrimi hız profili Şekil 1.10.'da gösterilmiştir.



Şekil 1.10. JC08 Çevrimi Hız Profili [19]

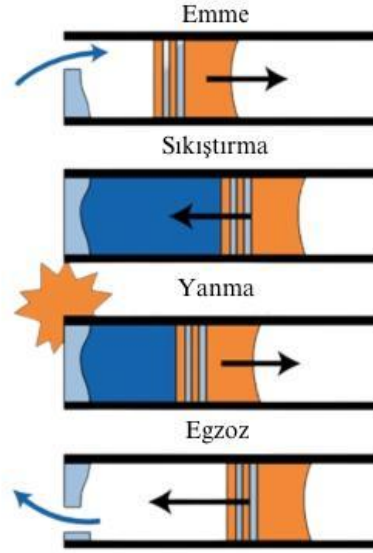
1.3.2. Taşıt alt sistemleri

1.3.2.1. İçten yanmalı motorlar

İçten yanmalı motorlar, yakıt ve havanın bir motor odasında yakılması sonucu açığa çıkan enerjiyi mekanik enerjiye çeviren termodinamik makinelerdir. Otomotiv, havacılık, denizcilik, jeneratör gibi çeşitli sektörlerde kullanılan bu motorlar kullanılan yakıt türü, çalışma prensibi ve tasarımına göre farklılaşmaktadır.

Dört zamanlı ve çift zamanlı motorlar

Dört zamanlı motorlar bir yanma döngüsünü tamamlamak için dört farklı aşama gerçekleştirir. Emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz'dan oluşan bu aşamalar sonucunda üretilen mekanik enerji ilgili makineye güç verir. Yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları açısından daha verimli olduklarından otomobiller ve ağır vasıtalarda kullanılırlar. Bunun yanında dört zamanlı motorlar yapısı gereği iki zamanlı motorlardan daha karmaşık olduğundan üretim ve bakım maliyetleri daha fazladır [21]. Dört zamanlı motorun aşamaları Şekil 1.11'de gösterilmiştir.



Şekil 1.11. Dört Zamanlı Motor Yanma Aşamaları [22]

Çift zamanlı motorlar aynı yanma döngüsünü iki aşamada tamamlarlar. Birinci zamanda emme ve sıkıştırmayı aynı zamanda yaparken, ikinci zamanda yanma ve egzoz yapılır. Dört zamanlı motorlara göre daha basit yapıları vardır ve daha az parçadan oluşurlar. Bu sebeple daha ucuza üretilirler. Genellikle daha az güç ihtiyacı olan makinelerde ya da deniz araçlarında kullanılırlar. [23].

Bu motorlar yanma ve egzozu aynı anda yaptığından yanmamış yakıtın egzoz gazına karışma ihtimali vardır. Bundan dolayı yakıt tüketimleri dört zamanlı motorlara göre daha fazladır. Bunun yanında doğaları gereği bu motorlar yağ yakmaya yatkındır. Bu sebeple emisyonları daha yüksek olabilir [23].

Pistonlu motorlar ve rotary motorlar

Pistonlu motorlar, yanma enerjisiyle üretilen enerjiyi mekanik enerjiye çevirir. Bunun için pistonların doğrusal hareketini dairesel harekete çeviren krank-biyel mekanizmasından oluşurlar. Günümüzde kullanılan içten yanmalı motorların çoğunluğu bu türdedir. Pistonlu motorlar yakıt tüketimi açısından incelendiğinde daha az yakıt tüketebilirler fakat diğer türlerden daha fazla hareketli parça bulundurdıklarından dolayı bakım maliyetleri yüksektir [21].

Rotary motorlar, döner bir rotor kullanarak yanma enerjisinden mekanik enerji üretirler. Bu tipteki motorlarda silindir yerine oval bir yanma odası bulunur. En büyük avantajları kompakt ve hafif olmalarıdır. Bu sayede daha az parçayla üretilirler ve bu durum rotary motorların daha ucuza üretilibilmelerini sağlar. Bunun yanın rotary

motorlar pistonlu motorlara göre daha düşük titreşime sahiptir ve mekanik kayıpları daha azdır. Fakat düşük sıkıştırma oranları nedeniyle yakıt tüketimleri pistonlu motorlardan daha yüksektir [24].

Benzinli ve dizel motorlar

Kıvılcım ateşlemeli motorlar olarak da isimlendirilen benzinli motorlar hava ve yakıt karışımlarını buji yardımıyla ateşleyerek enerji üreten motorlardır. Silindir içinde karıştırılan hava ve yakıt karışımı, bujinin oluşturduğu kıvılcım ile yanar. Bu yanma sonucunda oluşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gaz pistonu aşağıya ittirerek mekanik enerji üretir [21].

Sıkıştırma ateşlemeli motorlar olarak da isimlendirilen dizel motorlar hava ve yakıt karışımlarını yüksek sıcaklık ve basınç altında sıkıştırarak kendiliğinden tutuşması sonucu enerji üreten motorlardır. Dizel motorda benzinli motorların aksine silindire hava ve yakıt farklı zamanlarda alınır. Silindire alınan hava yüksek basınç ve sıcaklık altında sıkıştırılır. Sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülerek yakıtın kendi kendine ateşlenmesi sağlanır. Bu yanma sonucunda oluşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gaz pistonu aşağıya ittirerek mekanik enerji üretir [23].

Dizel motorlar daha yüksek sıkıştırma oranına sahip oldukları için yakıt tüketimi açısından benzinli motorlara göre daha avantajlıdır. Ancak benzinli motorlar, daha yüksek devir çevirebilmeleri ve daha sessiz çalışmaları sebebiyle günlük kullanımda daha çok tercih edilirler. Bunun yanında emisyon kontrolü benzinli otomobillerde daha kolay sağlandığıdır. Bu sebeple gelişen regülasyonlara daha kolay uyum sağlayan benzinli motorlar otomotivde dizel motorlar karşısında yaygınlığını arttırmaktadır [21 , 24].

1.3.2.2. Kavrama çeşitleri

Kavrama, kara taşıtlarında motor ve şanzıman arasındaki güç aktarımını sağlayan önemli bir komponenttir. Motorlu taşıtlarda genellikle vites kutusu ve içten yanmalı motor arasında konumlandırılan kavramanın temel görevi bu iki komponent arasındaki tork ve hareketi aktarmaktır [25]. Taşıt harekete başlarken ya da vites kutusunda oran değişimi yapılırken bu komponent tork aktarımını kontrol eder. Bu sayede hem komponentlere binen yük kontrol altında tutulur, hem de taşıtın hareketinin olabildiğinde pürüssüz olması sağlanır. Mekanik, Hidrolik ve Çoklu Kavramalı gibi özel uygulamalar ve operasyonel gereklilikler için geliştirilmiş çeşitleri vardır. Bu

çeşitlerden genellikle kuru tip ve ıslak tip kavramalar otomotiv uygulamalarında kullanılmaktadır.

Kuru tip kavramalar

Kuru tip kavramalar bakım gerektirmemeleri nedeniyle sıklıkla binek araçlarda kullanılırlar. Sürtünme yüzeyleri arasında kaymanın çok az olması sebebiyle soğutma ihtiyacı bulunmaz ve herhangi bir yağlayıcı kullanılmaz. Bu sebeple kuru kavrama olarak adlandırılırlar. Bu tür kavramalar geleneksel manuel ve otomatikleştirilmiş manuel şanzımanlı araçlarda kullanılmaktadır. [26]

Islak (yağlı) tip kavramalar

Islak yani yağlı tip kavramalar genellikle yüksek tork ihtiyacı bulunan uygulamalarda kullanılmaktadır. Sürtünme yüzeylerinin yağ banyosu içinde çalışması sebebiyle bu tip uygulamalarda tercih edilmektedirler [27].

Yağ banyosu, kavrama yüzeylerinde meydana gelen sürtünme ve aşınmayı azalır. Öte yandan yağın soğutma etkisi yüksek sıcaklıkların oluşmasını engeller ve stabil bir çalışma durumu sağlar. Bu sayede kavramalar daha uzun ömürlü olurlar. Yağ banyosu içinde çalışmasının getirdiği avantajlara rağmen bu kavramalar daha karmaşık tasarımlara sahiptirler. Bu karmaşık sistemler diğer kavrama türlerine göre daha yüksek üretim ve bakım maliyetlerine sahiptir. Ayrıca bu sistemlerin verimliliği kullanılan yağın viskozitesi ve sıcaklığı gibi faktörlere bağlıdır [28]. Bu sebeple bu sistemler için geliştirilmiş özel yağlar kullanılır. Ek olarak bu tür kavramalara sahip şanzımanlar için taşıtlarda ekstra bir soğutma modülü bulunur. Su-yağ veya hava-yağ ısı değiştiricileri kullanılarak bu yağ sıcaklığının dengede tutulması gerekebilir.

Islak kavramalar, dayanıklılıkları ve sürekli olarak yüksek performansta stabil çalışabilmeleri sebebiyle motor sportlarında da sıklıkla kullanılmaktadır. Yüksek devirlerde stabil tork aktarımı özelliğini kaybetmemesi bu kavramaların yarış otomobillerinde tercih edilme sebebi olmuştur [29].

Ağır iş makineleri ve bu tezde incelediğimiz otobüsler gibi araçlarda ise ıslak kavramalar yüksek tork dayanımları ve uzun ömürlü kullanımları sayesinde kullanılmaktadır. Bu tür uygulamalarda yüksek yük altında çalışırken sürtünme yüzeylerindeki sıcaklığın kontrol edilebilmesi sistemin güvenilirliğini arttırmaktadır [30].

Islak kavramaların ağır ticari araçlarda kullanımı çoğunlukla hidrodinamik kavrama şeklindedir. Hidrodinamik kavramalar tork aktarımı için akışkan dinamiğini temel alan bir kavrama türüdür. Bu sistemin temel bileşenleri pompa çarkı, türbin çarkı ve sabit bir strator çarkıdır. Pompa çarkı, motordan aldığı mekanik enerjiyi hidrolik yağına aktarır ve bu yağ türbin çarkına hareket enerjisi sağlar. Türbin çarkı ise hidrolik yağından aldığı bu enerjiyi tekrar mekanik enerjiye çevirerek şanzımana iletir. Strator ise sıvının akış yönünü düzenleyerek düzensiz akış sonucu oluşacak kayıpları minimuma indirerek sistem verimini artırır. Bu sayede sarsıntısız bir tork aktarımı sağlanırken sürtünme yüzeylerinde oluşan aşınmaları minimuma indirir [28].

Hidrodinamik kavramaların ilk uygulaması Föttinger Kavraması olarak bilinen tasarımıdır. Hidrolik tork iletiminin temeli olarak kabul edilen bu kavrama 1920'li yıllarda Herman Föttinger tarafından geliştirilmiştir [27]. Föttinger kavramasında ani tork değişimleri yumuşatılarak sistemin aşırı yüklenmesi önlenir [26].

Hidrodinamik ve Föttinger kavramaları modern taşıtlarda ve diğer mobil uygulamalarda çeşitli modifikasyonlarla kullanılmaktadır. Örnek olarak ağır vasıtalar ve ticari araçlarda kullanılan modern tork konvertörleri, Föttinger'in kavrama tasarımının geliştirilmiş bir versiyonudur. Bu sistem motor devrini ve tork aktarımlarını optimize ederek yakıt tüketimini azaltma potansiyeline sahiptir.

Bu tezde geliştirilmiş bir Föttinger kavraması olan tork konvertörü modellemesi yapılmıştır.

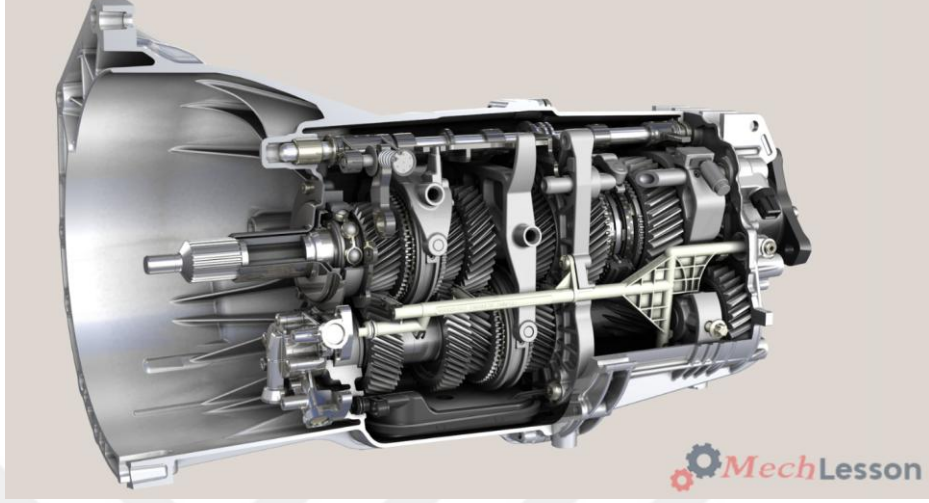
1.3.2.3. Şanzıman

Şanzıman, motorda üretilen devir ve torku aktarma organlarına ileten kritik bir öneme sahip güç paketi komponentidir. Şanzıman aslında farklı oranlarda çalışabilen bir redüktördür. Bu sayede taşıtın ihtiyacına göre tork ve devir arasındaki optimum uyumun yakalanması sağlanır. Yakıt tüketimini ve egzoz emisyonunu azaltmak için şanzımanlarda çeşitli iyileştirmeler yapılmıştır. Modern şanzımanlara sahip kara taşıtları yüksek performansa, düşük yakıt tüketimine ve düşük emisyonu sahiptir. Bu verimlilik özellikle kamyon ve otobüs gibi ağır hizmet araçlarında taşıtın yaşam maliyetinin yaklaşık %30'una katkıda bulunur [31].

Manuel şanzıman

Vites seçimi işleminin şöför tarafından yapıldığı şanzımanlardır. Şöför, vites kolu ve debriyaj pedalı yardımıyla vites seçimini yapar. Aracın tork ve hız dengesi için en

uygun oranın seçilmesi işlemini şöför yapar. Bundan dolayı sistemin verimi sürücünün bilgi ve kabiliyetlerine göre değişiklik göstermektedir. Şekil 1.12’de manuel şanzımanın yapısı gösterilmiştir.

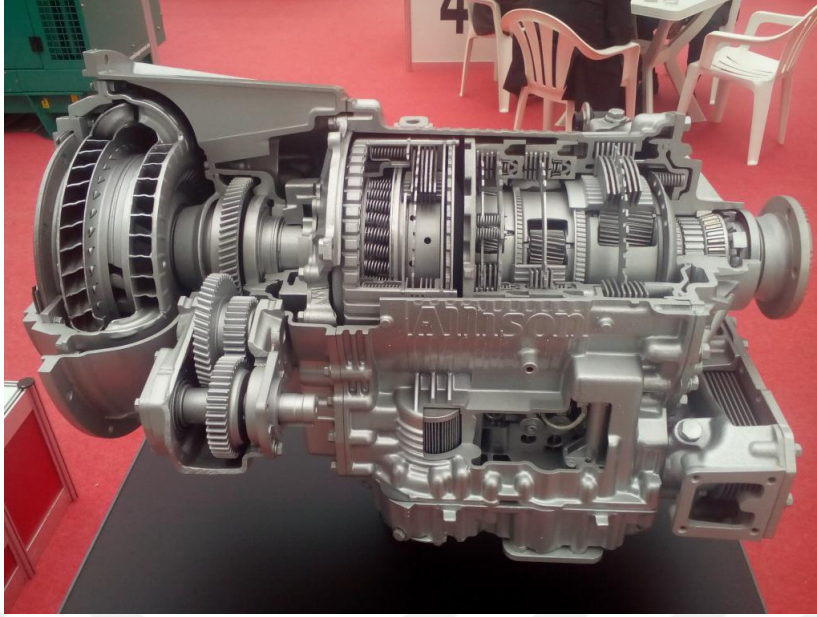


Şekil 1.12. Manuel Şanzımanın Yapısı [32]

Mekanik yapısı basittir. Dayanıklı düşük maliyetli bir şanzımandır. Enerji kayıpları diğer şanzımanlara göre daha düşüktür. Bu sebeple verimliliği yüksektir. Fakat kullanımı için sürücünün becerisine ihtiyaç duyar ve yoğun trafikte diğer şanzıman türlerine göre daha fazla efor gerektirir [33].

Tork konvertörlü otomatik şanzıman

Vites seçimi işleminin sürücü müdahalesi olmadan yapıldığı bir şanzıman çeşididir. Bu işlem tork konvertörü ve planet dişli grubu tarafından otomatik olarak gerçekleştirilir. Tork konvertörlü otomatik şanzımanın yapısı Şekil 1.13.’de gösterilmiştir.



Şekil 1.13. Tork Konvertörlü Otomatik Şanzımanın Yapısı [34]

Karmaşık bir mekanik yapısı vardır. Bu sebeple üretim maliyeti yüksektir. Enerji kayıpları manuel şanzımana kıyasla daha fazladır. Bu dezavantajların yanında kullanımı kolaydır [35]. Yakıt tüketimi genel olarak daha yüksek olsa da sürücü etkisi minimum olduğundan bazı durumlarda daha düşük yakıt tüketimi elde edilebilir.

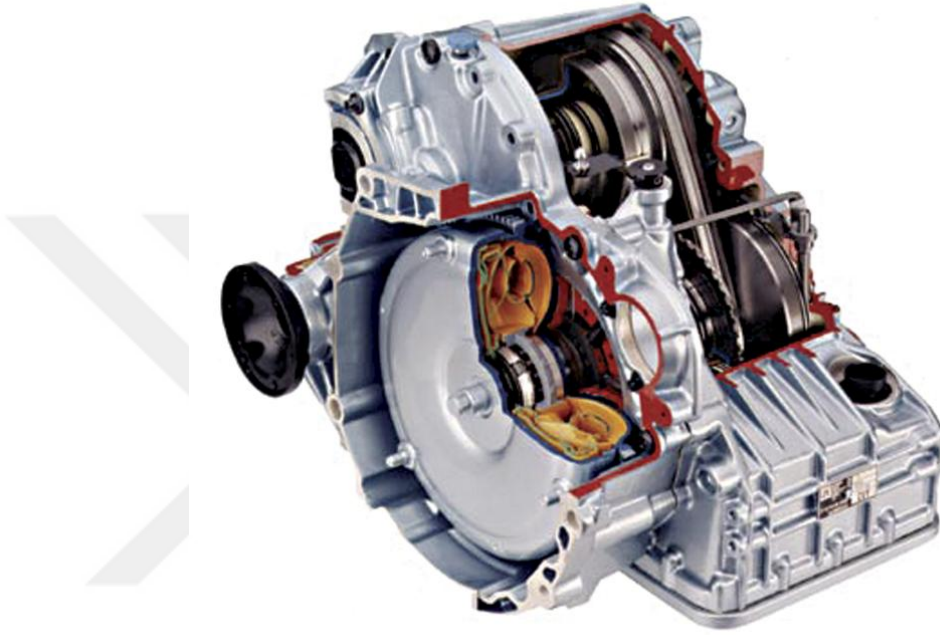
Motor ve şanzıman arasında doğrudan bir mekanik kavrama sağlayan Lock-Up kavrama sayesinde yüksek hızlarda daha verimli çalışması sağlanır. Ek olarak günümüzde motor devri, hız ve yük gibi taşıt parametrelerini değerlendirerek vites geçişlerini optimize eden elektronik kontrolcüler kullanılır. Bunlar gibi günümüz teknolojileriyle tork konvertörlü otomatik şanzımanlar günden güne daha verimli hale gelmektedir.

Yarı otomatik şanzıman

Yarı otomatik şanzımanlar temelde manuel şanzımalardır. Bu şanzımanları manuel şanzımandan ayıran özellik ise elektronik kontrolcüler ile debriyaj pedalı ve vites konunun yerini alarak vites geçişlerini sürücüdenden bağımsız gerçekleştirmesidir. Doğru optimizasyon yapıldığında yakıt tüketimi diğer otomatik şanzımanlardan daha düşük olabilir. Bunun yanında düşük maliyetli otomatik şanzıman alternatifidir. Vites geçişleri çoğunlukla manuel ve tam otomatik şanzımanlar kadar pürüssüz değildir [33].

Sürekli değişken şanzıman (CVT)

Sürekli değişken şanzıman diğer şanzıman türlerindeki dişli sistemlerdeki sabit aktarma oranları yerine kayış ve kasnak mekanizmasına dayalı yapısıyla sonsuz sayıda oran sunar. Bu sayede motorun her zaman en verimli olduğu aralıkta çalışmasını sağlayarak ciddi bir yakıt tüketimi avantajı sağlar. Sürekli değişken şanzımanın yapısı Şekil 1.14’de gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Sürekli Değişken Şanzımanın Yapısı [36]

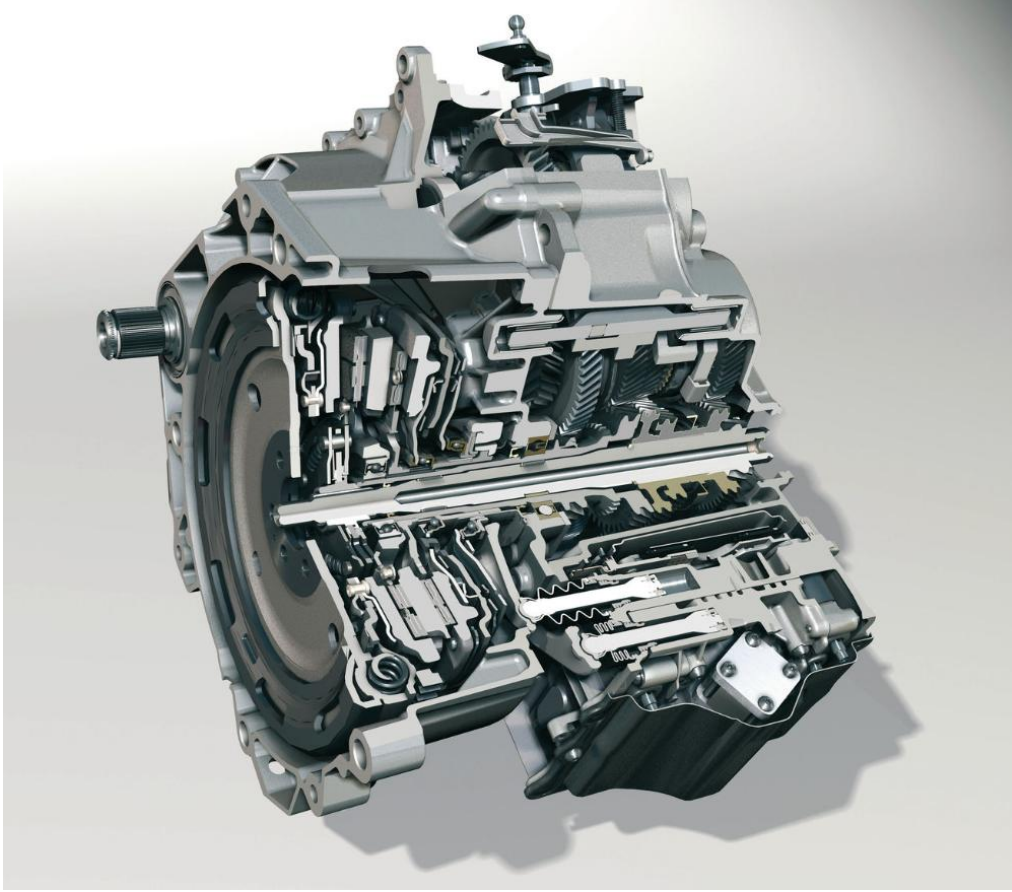
Bu sistem sürücü kasnağı ve tahrika kasnağı olarak adlandırılan iki ana bileşenden oluşur. Sürücü kasnağı motordan gücü alırken tahrik kasnağı gücü tekerleklerle ileten kasnaktır. Bu iki kasnak arasında iletimi sağlayan elastik bir kayıştır. Kasnakların çapları hidrolik basınç, elektronik kontrol veya merkez kaç kuvvetleri aracılığıyla sürekli değişir. Bu sayede aktarım oranı dinamik olarak değişebilir [35].

Sabit dişli oranları olmadığından vites geçişleri sırasında sarsıntı gerçekleşmez. Bu sayede daha pürüssüz bir sürüş sağlanır. Bu avantajların yanında kayışlı sistem yüksek tork karşısında dişli sistem kadar dayanıklı değildir. Bununla beraber kayış zamanla aşınabileceği için belirli periyodlarla değiştirilmesi gerekir [23].

Çift kavramalı otomatik şanzıman

Çift kavramalı şanzımanlar iki şanzıman mili ve iki kavramadan oluşan bir şanzımandır. Bir mil üzerinde 1. 3. ve 5. gibi tek sayılı vitesler bulunurken diğer mil

üzerinde 2. 4. ve 6. gibi çift sayılı vitesler bulunur. Sistemde bir kavrama devredeyken diğer kavrama sonraki vitesi hazırda bekletir. Vites geçişi sırasında kavramalar arasında hızlı bir değişim olur bu sayede araç vites değiştirirken güç aktarımında kesinti olmaz [37]. Çift kavramalı şanzımanın yapısı Şekil 1.15.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Çift Kavramalı Şanzımanın Yapısı [38]

Daha hızlı vites geçişleri sağladığı için sportif bir sürüş deneyimi sunar [35].

1.3.2.4. Diferansiyel

Diferansiyel, motorlu taşıtlarda tekerlekler arasındaki hız farkını dengeleyerek aracın düzgün bir şekilde hareket etmesini sağlayan ve bu sayede yol tutuşunu arttıran önemli bir komponenttir. Araç viraj alırken dış tekerleğin iç tekerlekten daha hızlı dönmesi beklenir. Diferansiyel şanzımandan aldığı tahriki aracın virajdaki durumuna göre dengeli bir şekilde tekerleklerle dağıtarak bu durumu sağlar [39]. Diferansiyelin iç yapısı Şekil 1.16'da gösterilmiştir.



Şekil 1.16. Diferansiyelin Yapısı [40]

Motor gücü şanzımandaki redüksiyon işleminin ardından genellikle bir şaft aracılığıyla diferansiyelin giriş dişlisi olan pinyon dişlisine iletilir. Pinyon dişlisi, bu gücü taç dişliye aktarır. Taç dişlisine aktarılan bu güç planet dişli grupları yardımıyla iki yarı aks miline eşit veya farklı oranlarda aktarılır. Viraj sırasında dış tekerlek, içteki tekerleğe göre daha hızlı döner. Bu oluşan hız farkını merkezdeki planet dişliler dönerek oluştururlar. Dönen dişliler iç ve dış tekerlek arasında hız farkı yaratır. Bu sayede kaymanın ve aşırı yüklenmenin önüne geçilmiş olur [37].

Diferansiyeller genellikle iki tekere eşit güç iletmek için tasarlanırlar. Ancak tekerleğin zeminden tümüyle ayrılması gibi durumlarda gücün tamamı serbest dönen tekere aktarılabilir. Bu durumu engellemek için özel diferansiyel türleri kullanılarak güç kaymayan tekere aktarılabilir [41]. Bunun yanında aşırı kaygan zeminlerde diferansiyelin açık yapısı gereği gücün tamamı kayan tekere aktarılabilir. Bu durum kilitli veya sınırlı kaymalı diferansiyellerin geliştirilmesine neden olmuştur [35].

Günümüzde, diferansiyellerde elektronik kontroller kullanılarak tork aktarımı daha efektif yönetilebiliyor. Tork Vektörleme teknolojisi sayesinde virajda tekerleklerdeki tork oranları yeniden düzenlenerek viraj kabiliyeti ve yol tutuşu geliştirilebilmektedir. Bu teknoloji son zamanlarda özellikle spor otomobillerde kullanılmaktadır [39].

1.3.2.5. Lastikler

Lastikler bir aracın yol ile temasını sağlayan kritik bir bileşendir. Taşıt dinamiği ve sürüş güvenlikleri açısından önemlidir. Lastiklerin temel görevi motorda üretilen gücün yola aktarılması ve süspansiyon görevi görerek yoldan gelen darbeleri

sönümlemesidir. Doğru tasarlanmış lastikler uygun koşullarda kullanıldığında yol tutuşu, sürüş konforu, frenleme performansı ve yakıt tüketiminde avantaj sağlamaktadır [42].

Lastikler taban, karkas, yanak ve iç katman şeklinde adlandırılan dört katmanı sayesinde çalışırlar. Taban, yol ile doğrudan temas eden kısımdır. Bu kısımdaki desen ve diş yapısı farklı koşullarda su tahliyesi ve yol tutuşu sağlamak için özel olarak tasarlanmıştır. Karkas yapısı ise temel bütünlüğü sağlayan katmandır. Bu katmanda iç dolguda çelik teller kullanılarak lastiğin dayanıklılığı sağlanır. Yanak kısmının tasarımı ise lastiğin esneme payını ve darbelere karşı dayanıklılığını belirleyen katmandır. İç katmanın görevi ise lastiğin içindeki basınçlı havanın kaçaklarını önlemektir. Bu katman genellikle sızdırmazlık sağlaması için özel kaplamalar içerir [43].

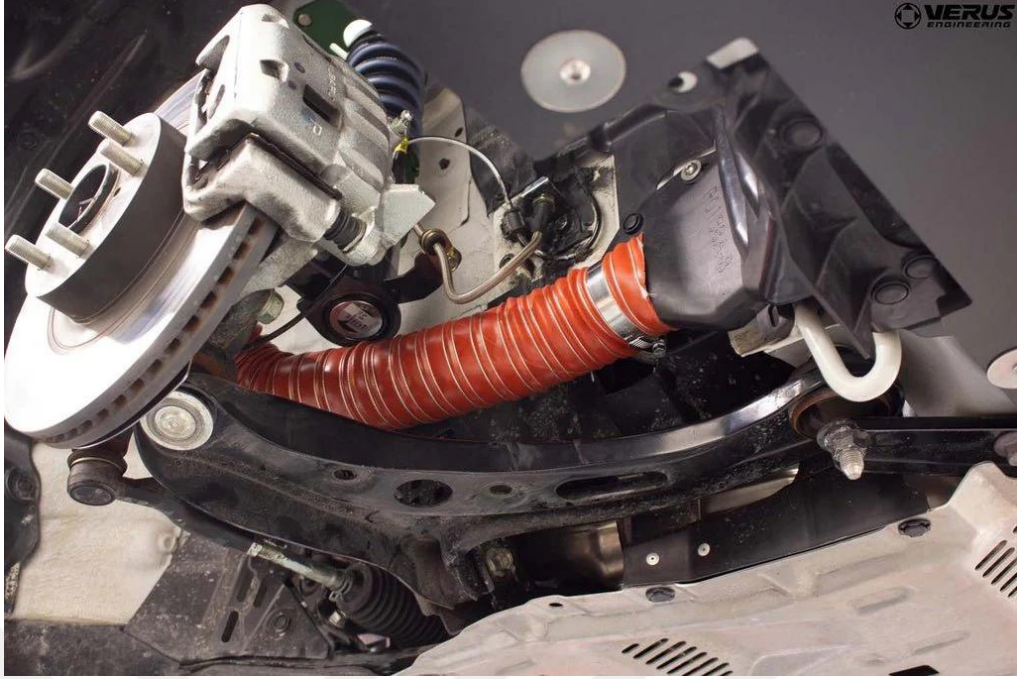
Lastik, zemine temas eden taban bölgesindeki deformasyon sayesinde taşıtın yükünü taşır. Bu deformasyon temas yüzeyi olarak adlandırılır. Temas yüzeyi lastik basıncı ve aracın yük dağılımı ile doğrudan bağlantılıdır [43].

Yakıt tüketimini etkileyen en önemli faktörlerden birisi de lastik yuvarlanma direncidir. Daha düşük yuvarlanma direncine sahip olan lastikler daha düşük yakıt tüketimi sağlarlar. Bu sebeple yakıt tüketiminin doğru hesaplanması için lastik modelinin de doğru kurulması gerekir.

1.3.2.6. Fren sistemi

Fren sistemleri, taşıtın hızını azaltmak veya durdurmak için kullanılırlar. Aracın kinetik enerjisi frenleme sırasında sürtünme kuvvetinden faydalanılarak genellikle ısı enerjisine dönüştürülür. Fren sistemleri taşıt güvenliği ve kontrolü için mekanik, hidrolik, pnömatik ve elektronik olarak tasarlanmış bileşenlerden oluşabilir [39].

Fren pedalına basıldığında hidrolik, pnömatik veya elektronik bir sinyal aracılığıyla fren sistemi etkinleştirilir. Fren balataları (veya papuçları) fren diskine (ya da tambura) kuvveti aktarır. Bu kuvvet sürtünmenin de etkisiyle tekerin dönme hızını azaltır. Frenleme sırasında ortaya çıkan ısı atmosfere yayılır [37]. Yeterli soğutmanın sağlanamadığı durumlarda fren performansı düşebilir. Şekil 1.7.'de bir fren soğutma sistemi gösterilmiştir.

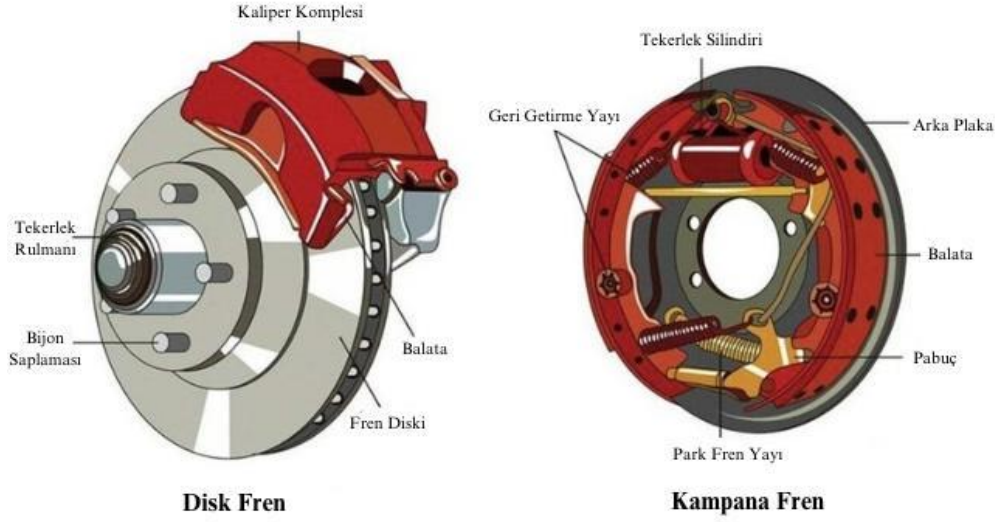


Şekil 1.17. Bir fren soğutma sistemi [44]

Frenleme kuvvetinin tekerleklere dağılımının araç ağırlığına göre ayarlanması gerekir. Modern taşıtlarda bu işlemi otomatik olarak gerçekleştiren EBS (Electronic Brake System) kullanılır [37].

Disk Fren sisteminde tekerlekle birlikte dönen bir diske, bir kaliper vasıtasıyla temas eden balatanın oluşturduğu sürtünme kuvveti ile tekerleğin kinetik enerjisi ısı enerjisine dönüştürülür. Bu sayede taşıt hızı azaltılır. Fren diskinin büyük sürtünme yüzeyi sayesinde yüksek fren kuvvetleri sağlanabilir. Bunun yanında bu büyük sürtünme yüzeyi atmosfer ile doğrudan temas halinde olduğundan tambur tipi frenlere göre daha üstün soğutma performansı sergiler. Bu sayede daha uzun süre daha yüksek fren kuvvetleri ile kullanılabilirler.

Tambur tipi fren sistemlerinde fren papuçları, fren tamburunun iç yüzeyine sürtünme uygulayarak taşıtı yavaşlatırlar. Tamburun kapalı yapısı sebebiyle soğutması zor bir sistemdir. Daha ucuz olduğundan genellikle hafif araçlarda veya maliyet düşürmek için otomobillerin arka tekerleklerinde kullanılmaktadır. Şekil 1.18’de Disk ve Tambur tipi fren sistemi gösterilmiştir.



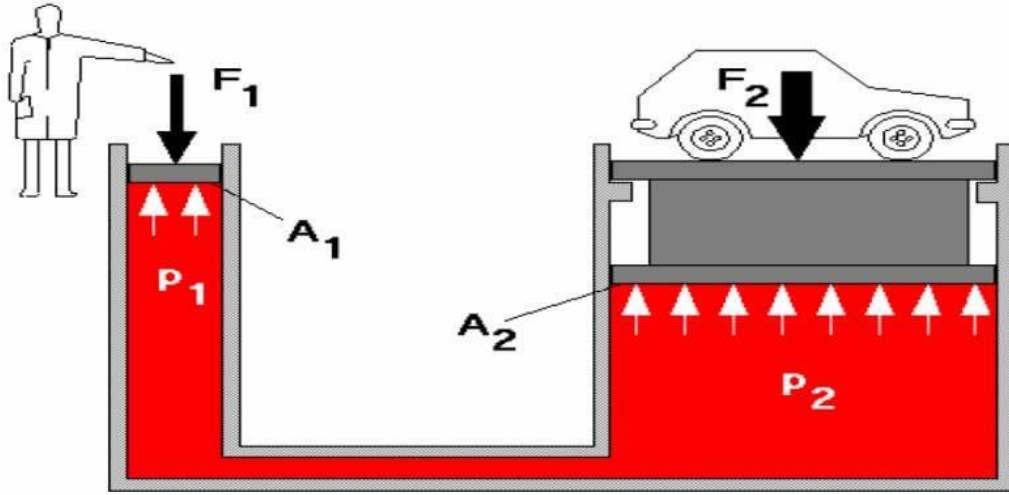
Şekil 1.18. Disk ve Kampana tipi fren sistemleri detayları. [45]

Hidrolik fren sistemi

Hidrolik fren sistemi, hidrolik sıvısının etkisiyle frenleme kuvveti sağlayan bir sistemdir. Frenleme kuvvetini sağlamak için Pascal Kanununu kullanır. Bu yasa bir sıvının kapalı bir sistem içinde basınca maruz kalması sonucu bu basıncı sistemin her noktasına eşit ve aynı büyüklükte ilettiğini açıklar. Bu kanun Denklem 1.1.'deki tanımla ifade edilebilir [46].

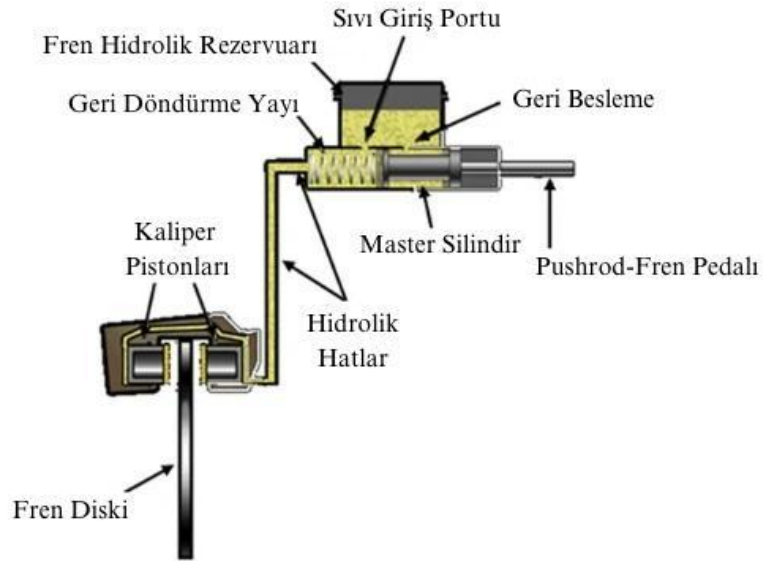
$$P = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

Burada P basıncı, F kuvveti ve A ise kuvvetin uygulandığı yüzey alanını ifade eder. Bir hidrolik sistemde küçük bir kuvvet, büyük bir alan üzerinde büyük bir kuvvet oluşturabilir. Pascal kanunu, akışkanların dinamiği ve statik davranışlarını anlamada önemli bir rol oynar. Bu prensip makinelerin daha az enerjiyle daha çok yapmasını mümkün kılarak basit ve etkili çözümler sunar [39]. Bu özellik hidrolik fren sistemleri, pres makineleri ve vinçler gibi çeşitli alanlarda kullanılmaktadır [46]. Pascal kanunu Şekil 1.19.'da gösterilmiştir.



Şekil 1.19. Pascal Kanunu [47]

Fren pedalına uygulanan kuvvet fren hattındaki hidrolik sıvısında bir basınç oluşturur. Bu basınç fren balatalarını diske sürmesi için tekerlek silindrine iletilir. Balata diske sürter ve frenleme yapılır [39]. Hidrolik fren sisteminin çalışma prensibi Şekil 1.20.'de gösterilmiştir.



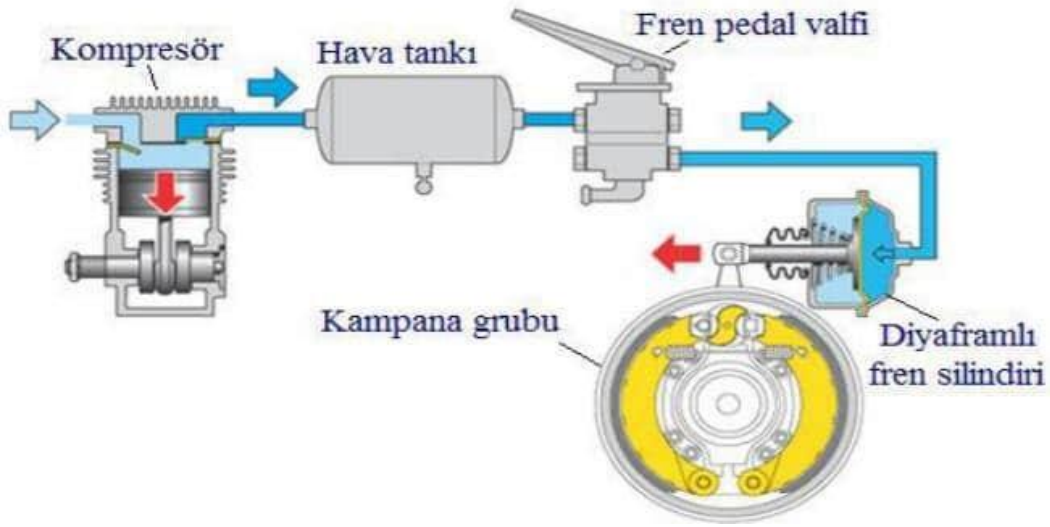
Şekil 1.20. Hidrolik Fren Sistemi çalışma prensibi [48]

Hidrolik sistem yüksek hassasiyetli ve kontrollü frenleme sağlamanın yanında kompakt tasarımı sayesinde binek araçlarda kullanılır. Bunun yanında diğer fren sistemlerinden daha sessiz çalışırlar. Fakat hidrolik sıvısının yüksek sıcaklık ve basınçta çalışması nedeniyle belirli aralıklarla değiştirilmesi gerekebilir. Ayrıca fren sisteminde oluşabilecek hava kabarcıkları fren performansını azaltabilir [39].

Pnömatik fren sistemi

Pnömatik fren sistemleri, taşıtı yavaşlatmak için basınçlandırılmış hava kullanırlar. Motordan ya da farklı bir güç kaynağından tahrik alan hava kompresörü fren anında kullanılmak için basınçlı hava üretir. Bu hava genellikle 8 bara kadar sıkıştırılan hava tüplerinde saklanır. Fren pedalına basıldığında, hava tüplerinde hazır bekletilen sıkıştırılmış hava fren hattına iletilir. İletilen basınç fren mekanizmasının çalışmasını sağlayarak aracı yavaşlatır [37].

Pnömatik fren sisteminin çalışma prensibi Şekil 1.21.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.21. Pnömatik Fren Sistemi çalışma prensibi [47]

Sıkıştırılmış hava kayıp olmadan uzun mesafelere iletilebilir. Basınçlandırılmış hava sayesinde yüksek fren kuvvetleri üretebilirler. Bu sebeple yüksek yük kapasitesine sahip araçlarda tercih edilir. Bunun yanında fren hattında kaçak olsa bile taşıt fren yapabilir. Hidrolik fren sistemine göre daha büyük ve daha karmaşıktır. Bu sebeple daha pahalıdır. Ayrıca hava sıkıştırılması sırasında sistemde nem birikebilir. Bu nem de sisteme zarar verebileceğinden yüksek bakım maliyetleri çıkartabilir.

1.3.3. Simülasyon yazılımları

Taşıt dinamiği ve taşıt performanslarını analiz etmek için taşıt sistemlerinin matematiksel modellemelerini temel alan bir boyutlu analiz programları kullanılır. Bu yazılımlar, karmaşık sistemleri basitleştirerek zamandan ve maliyetten tasarruf sağlar. IPG Truckmaker, GT Suite ve AVL Cruise en yaygın kullanılan bir boyutlu taşıt simülasyonu programlarıdır.

1.3.3.1. IPG Truckmaker

IPG Truckmaker, ticari araçların modellenmesi için geliştirilmiş bir simülasyon yazılımıdır. Aynı firmanın bir başka ürünü olan Carmaker'dan farklı olarak ticari araçlarda yaygın olarak kullanılan pnömatik süspansiyonlar ve fren sistemlerinin de modellemelerini içerir. Ayrıca üç ve daha fazla aksından oluşan taşıt sistemlerinin de modellemelerine olanak sağlar.

Gerçek zamanlı simülasyon kabiliyeti de sunan Truckmaker, sürüş dinamiği analizlerinin yapılmasına da olanak sağlar. Frenleme, süspansiyon, aktarma organları ve yakıt tüketimi gibi parametrelerin detaylı şekilde incelenmesine fırsat sunar [49]. Genellikle ağır vasıtalar için devrilme riski analizi, yakıt tüketimi analizi, emisyon hesaplamaları ve otonom sürüş algoritmalarının geliştirilmesinde kullanılır.

1.3.3.2. GT Suite

GT Suite, taşıt sistemlerinin bir boyutlu modellemelerinin yapılabilirdi çok disiplinli bir simülasyon programıdır. Mekanik, kimyasal, termal ve akışkan sistemlerin modellenbilmesi sayesinde kompleks analizler yapılabilmesine olanak sağlar.

Detaylı termal yönetim, yakıt tüketimi ve emisyon analizleri yapılabilir. Modüler bir yapıya sahip olduğu için kolaylıkla model geliştirilebilmektedir [50].

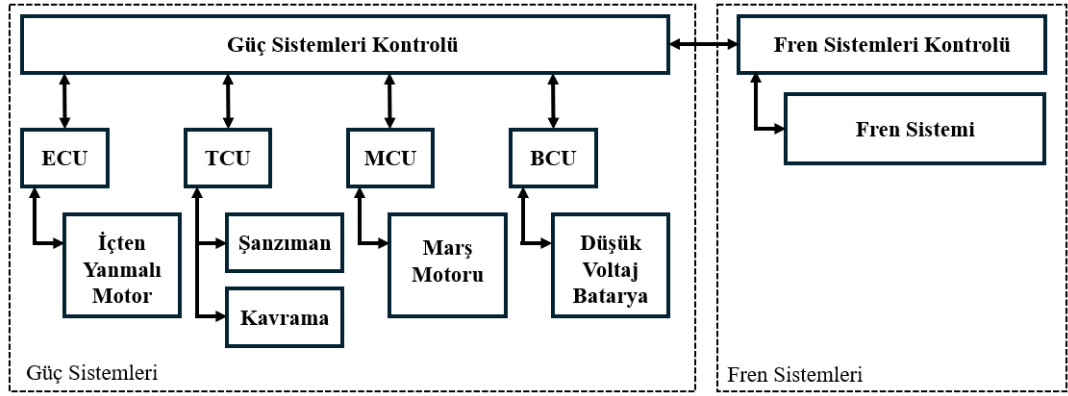
1.3.3.3. AVL Cruise

AVL Cruise, taşıt sistemlerindeki enerji akışı ve performans analizleri için kullanılan bir araçtır. Diğer bir boyutlu alternatiflerinden ayrılan özelliği taşıt mimarisine odaklanmasıdır. Hibrit ve elektrikli otomobiller için özel modüller sunan AVL Cruise, taşıt seviyesinde sistem entegrasyonu sağlarken aktarma organları, batarya yönetim sistemleri ve yakıt tüketimi analizlerinin yapılmasına da olanak sağlar [51].



2. TAŞIT MODELİ

1 Boyutlu taşıt modeli Şekil 2.1’de gösterilen Powertrain Kontrol Modeli, kontrol stratejisi, kontrol üniteleri ve elektronik bileşenler gibi birlikte çalışan alt sistemlerden oluşur. Güç Sistemleri Kontrolcüsü, sürüş sistemindeki kontrol sistemlerinin, mekanik ve elektriksel enerji yönetiminden sorumludur. Her kontrol ünitesi bu kontrolcü tarafından planlanan enerji dağıtımını sağlamak için bir elektromekanik sistemi kontrol eder.



Şekil. 2.1. Powertrain Kontrolü Modeli

Bu analizler için 12 metre alçak tabanlı bir şehir içi otobüsü modellenmiştir. Bu otobüs, dizel motorlu ve tork konvertörlü bir otomatik şanzımana sahiptir. Komponentler ihtiyaca göre 1 boyutlu veya 2 boyutlu tablolar kullanılarak modellenmiştir. Powertrain modelinin detayları Tablo 2.1.’de verilmiştir.

Tablo. 2.1. Otobüsün Powertrain Detayları

Motor Tipi	6 Silindirli Sıralı Dizel
Motor Hacmi	6.7 lt
Emisyon	Euro 6
Şanzıman	6 Vites Otomatik
Kavrama	Tork Konverteri

2.1. Dizel Motor Modeli ve Yakıt Tüketimi Hesaplamaları

Dizel motor modelinin yüke ve motor devrine bağımlı tork karakteristiği 2 boyutlu tablolar kullanılarak tariflenmiştir. Dizel motor tedarikçisi tarafından paylaşılan dinamometre ölçümleri bu tabloya tanımlanmıştır. Bu ölçümler dönme hızına karşılık gelen maksimum tork karşısında tüketilen yakıt miktarını gösterir. Gaz pedalı pozisyonuna göre üretilen tork bu tablodan interpolasyonla belirlenerek modelde kullanılır.

Motor performansını gerçeğe olabildiğince yakın hesaplamak için motor gücü ortam koşullarını belirten bir doğrultma katsayısı ile çarpılır.

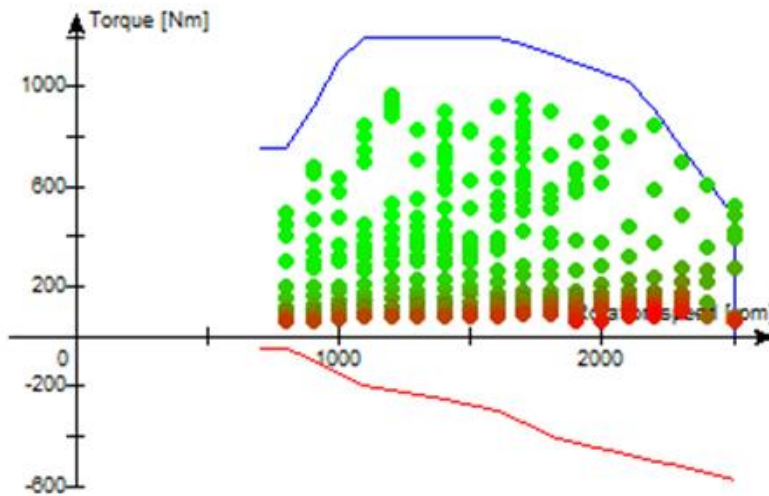
Torkun ortam sıcaklığı ve ortam basıncına göre hesaplanması Denklem 2.1’de gösterilmiştir [52].

$$Trq_{Eng}^{corr} = fac(T_E, P_E) \cdot Trq_{Eng} \quad (2.1)$$

Doğrulma katsayısının hesaplanması Denklem 2.2’de gösterilmiştir [52].

$$fac(T_E, P_E) = \frac{1}{\left(\frac{P_{ref}}{P_E}\right)^{C_p} \cdot \left(\frac{T_E}{T_{ref}}\right)^{C_T}} \quad (2.2)$$

Yakıt tüketimi hesaplamaları yapılırken ise Şekil 2.2’de gösterilen 2 boyutlu BSFC grafiği kullanılmıştır. Grafikte X eksenini dönme hızını, Y eksenini ise tork çıkışını göstermektedir.



Şekil. 2.2. Dizel motorun BSFC grafiği.

Özgöl kütle akışı, yakıt yoğunluğu ve motor çıkış gücüne bağlı olarak yakıt tüketimi Denklem 2.3'deki şekilde hesaplanır [52]. Motor torkunun negatif olduğu durumlarda da yakıt akışının doğru sağlanabilmesi için motor gücünün mutlak değeri alındı.

$$\dot{v}_F = \frac{\dot{m}_F^{spec}(\omega_{Eng}, Trq_{Eng}) \cdot |P_{Eng}|}{\delta_F \cdot 3.6 \cdot 10^9} \quad (2.3)$$

SORT testi sırasında statik halde bekleme durumları vardır. Bu sürede bir kütle hareket ettirilmeye çalışılmadığından simülasyonda tork ihtiyacı görülmedi. Yakıt tüketimi mutlak güce göre hesaplandığından bu süreçteki tüketimi hesaplamak için simülasyona ekstra C kodları eklendi. Nominal sürtünme kayıplarını belirlemek için motor bir süre rölantide çalıştırıldı ve bu sırada Vector cihazı ile CAN kaydı alındı. Bu kayıt dosyası CANalyzer ile yorumlanarak C koduna parametre olarak eklendi.

2.1.1. Vector CAN arayüzü cihazı

Vector cihazı, araç için haberleşme protokollerinin analizi, hata tespiti ve simülasyonu için kullanılan bir arabirim cihazıdır. CAN, CAN FD, LIN, FlexRay ve Ethernet gibi protokolleri destekler. Geniş protokol desteği sebebiyle bir çok sistem ile uyumludur [53]. Vector CAN Arayüzü Cihazı Şekil 2.3.'de gösterilmiştir.



Şekil. 2.3. Vector CAN Arayüzü Cihazı.

8 mbps'ye kadar veri hızlarını destekler ve Vector'ün CANalyzer gibi yazılımları sayesinde veri kaydı ve analizi imkanı sunar [54].

2.2. Kavrama

Hidrodinamik veya Föttinger tork konvertörleri döndürme hızını düşürerek torku arttırmalar. Tork konvertörünün giriş ve çıkış torku konvertör faktörüne ve giriş hızına bağlı olarak hesaplanır. Bu hesaplamalar Denklem 2.4, 2.5 2.6 ve 2.7’de gösterilmiştir [52].

$$T_{In} = k_{In} \cdot \omega_{In}^2 \quad (2.4)$$

$$T_{Out} = k_{Out} \cdot \omega_{Out}^2 \quad (2.5)$$

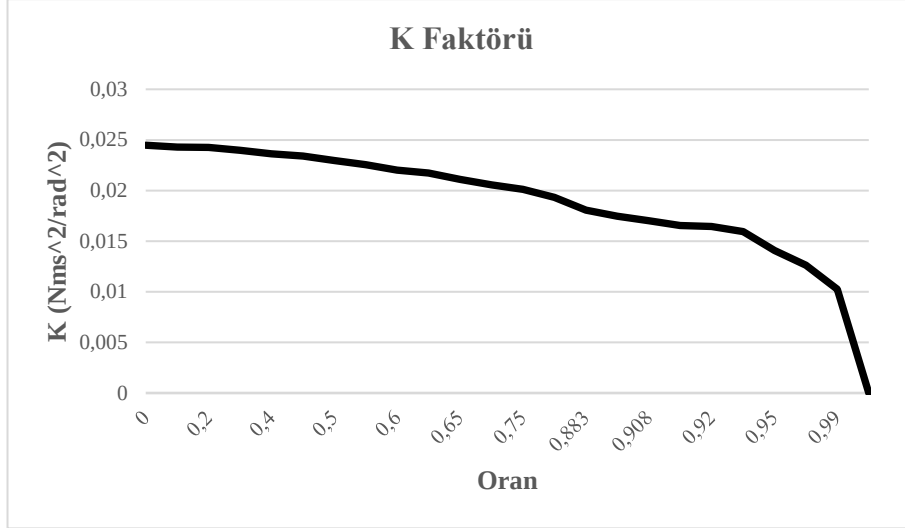
$$k_{In}, k_{Out} = f(s) \quad (2.6)$$

$$s = \frac{\omega_{Out}}{\omega_{In}} \quad (2.7)$$

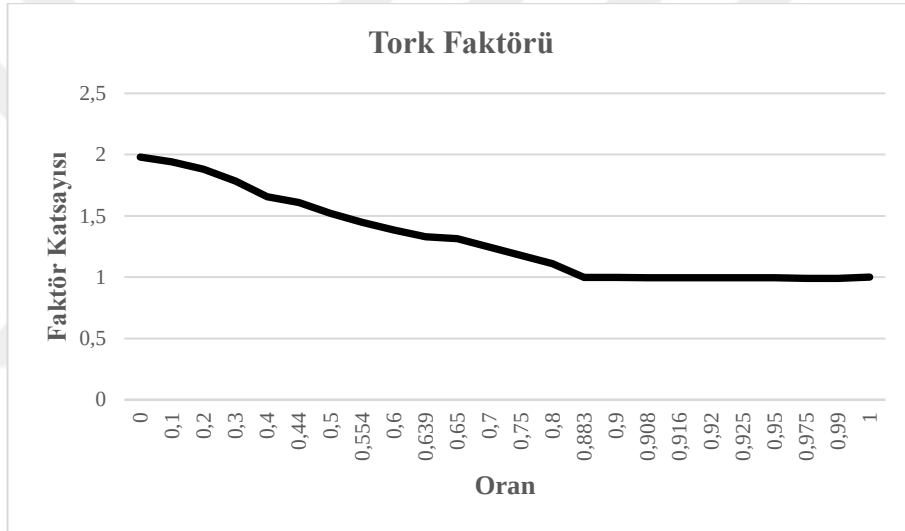
Konvertörün giriş ve çıkış torku arasındaki bağlantı tork oranı değeri ile tariflenir. Tork oranının hesaplanma yöntemi Denklem 2.8’de gösterilmiştir [52].

$$\mu = \frac{T_{Out}}{T_{In}} = \frac{k_{Out}}{k_{In}} \cdot s^2 \quad (2.8)$$

Konvertörün iletim davranışı konverter k faktörü ve tork oranı kullanılarak modellenebilir. Şanzımanın torka ve dönüş hızına karşı davranışını incelemek için aynı şanzıman ve tork konvertörüne sahip bir araç üzerinde hızlanma testleri yapıldı. Test sırasında Testman cihazı ile şanzıman kontrol ünitesine bağlanılarak kayıtlar alındı. Kaydedilen veriler ile Şekil 2.4 ve Şekil 2.5.’deki grafikler oluşturuldu.



Şekil. 2.4. Konvertör K Faktörü parametreleri.



Şekil. 2.5. Konvertör Tork Faktörü parametreleri.

2.2.1. Testman cihazı

Testman, otomotiv sektöründe veri analizi, hata tespiti ve veri analizi için kullanılan bir cihaz ve yazılım platformudur. Çoğunlukla otomotiv üreticileri, uygulama mühendisleri ve test mühendisleri tarafından kullanılmaktadır. Otomatik vitesli modern taşıtlarda bulunan kontrol üniteleri ile haberleşme imkanı sağlayan bu cihaz geniş kapsamlı veri toplama ve analiz imkanı sunar. CAN, CAN FD ve LIN gibi iletişim protokollerini destekler. Hem hafif hem de ticari taşıtlar ile uyumludur. Yüksek teknolojisi sebebiyle ilk yatırım maliyeti yüksektir [55]. Testman cihazı Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil. 2.6. Testman Cihazı.

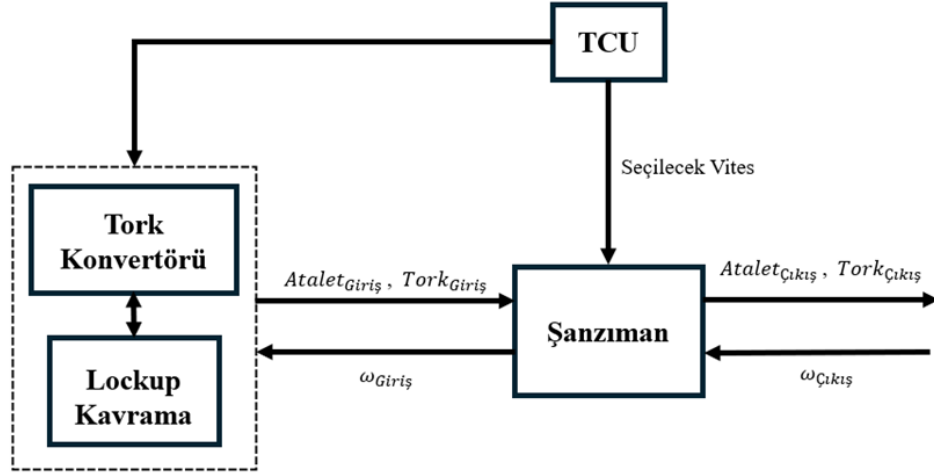
2.3. Şanzıman ve Şanzıman Kontrolcüsü Modeli

Taşıt modelinde şanzıman tanımlanırken 1 boyutlu look-up tablolar kullanılarak basit bir redüktör simüle edildi. Vitesler, aktarma oranları ve aktarma verimleri Tablo 2.2.'de gösterilmiştir. Aktarma verimi katsayıları Irimescu ve arkadaşlarının çalışmasından elde edilen değerlerdir [56].

Tablo. 2.2. Şanzıman vites oranları ve aktarma verimi katsayıları.

Vites	Dişli Oranı	Aktarma Verimi
1	3.364	0.96
2	1.909	0.96
3	1.421	0.96
4	1	0.96
5	0.72	0.96
6	0.615	0.96
R	4.235	0.96

TCU yani Transmission Control Unit motordan iletilen torka, sürücünün talep ettiği torka ve devir sayısına göre konvertörü ve lock-up kavramaları kontrol eder ve şanzımanın uygun vites geçmesini emreder. Ayrıca TCU gaz pedalı pozisyonu ve araç kütlesine bağlı olarak talep edilen torku belirler. TCU modeli Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil. 2.7. TCU modeli.

Şanzımandan çıkan tork ve devir, diferansiyel oranı ve verimi ile hesaplandıktan sonra tekerleklerle iletilir.

2.4. Tekerlek ve Lastik modeli

Bir taşıt modelinin kalitesini lastik modeli kalitesi belirler. Yüksek hızlar, yüksek yanal ve doğrusal ivmelere karşı lastiğin nasıl davranacağını doğru modellemek simülasyon çıktılarının verimliliğini artırır. Otobüs ve Kamyon gibi ağır hizmet araçlarında ivmeler bu kadar yüksek değildir fakat kütle çok yüksek olduğu için tekerleklerdeki kuvvetler yüksektir.

CPI yani Contact Point Interface modeli lastik ve yol arasındaki temas noktasındaki lastik kuvvetlerini hesaplamaktadır. Lastik yükleri araç modelinde hesaplanır ve lastik modeline girdi olarak kullanılır. Bu lastik modeliyle yanal kayma açısı ve uzunlamasına kaymanın hesaplanması gerekir. Bu ilişkilendirme Denklem 2.9'da gösterilmiştir [52].

$$\alpha, s = f\left(\bar{v}^{(P)}, v_{Belt}\right) \text{ ve } v_{Belt} = f\left(\Omega_{Rim}, R_{Belt_{eff}}\right) \quad (2.9)$$

Uzunlamasına kayma, aracın ileri ya da geri kaymasını ifade eder. Bu kayma lastiğin yola tutunması ve çekiş gücü ile ilgilidir. Simülasyondaki uzunlamasına kaymaların hesaplamaları Denklem 2.10'da gösterilmiştir [52].

$$s = \frac{\Omega_{Rim} \cdot R_{Belt_{eff}} - v_x^{(P)}}{v_x^{(P)}} \quad (2.10)$$

Bu formül lastiğin ileri ya da geri kayıp kaymadığını gösterir. Eğer sonuç pozitifse araç ileri kayıyor, negatifse araç geri kayıyor anlamına gelir. Geri hareketin sonuçlarının yakıt tüketimi hesaplamalarını yanıltmaması için formül Denklem 2.11'deki ile değiştirilmiştir [52].

$$s = \frac{\Omega_{Rim} \cdot R_{Belt_{eff}} - v_x^{(P)}}{|v_x^{(P)}|} \quad (2.11)$$

Yanal kayma açısı ise aracın yönüne göre lastiklerin ne kadar açılı bir şekilde durduğunu gösterir. Bu açı aracın dönme sırasında yana kayıp kaymadığını veya dönüş açısını ifade eder. Yanal kayma açısı hesaplaması Denklem 2.12'deki şekilde yapılmıştır [52].

$$\alpha = \arctan \frac{v_y^{(P)}}{|v_x^{(P)}|} \quad (2.12)$$

Dönüş kayması ise aracın tekerleklerinin kendi etrafında dönerken yaşadığı kayma miktarını ifade eder. Dönüş kaymasının hesaplaması Denklem 2.13'de gösterilmiştir [52].

$$\varphi_t = \frac{\psi_{Rim}}{|v_x^{(P)}|} \quad (2.13)$$

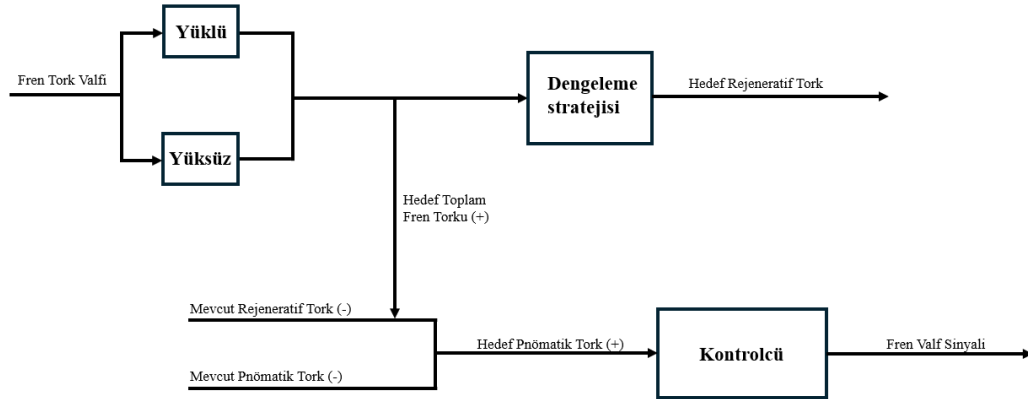
Bu hesaplamaların yardımıyla lastiklerin yola nasıl tutunduğunu ve aracın nasıl hareket ettiğini simüle edilmiştir.

2.5. Fren Sistemi Modeli

Fren, aracın hızını düşürmek veya durdurmak amacıyla kullanılan bir sistemler bütünüdür. Kinetik enerjiyi mekanik, hidrodinamik ya da elektriksel yollarla absorbe eden fren sistemleri, araç güvenliği açısından kritik bir öneme sahiptir. Bu sistemler, hidrolik ve elektronik frenler gibi farklı teknolojilerle çeşitlendirilebilir.

Havalı fren sistemi, fren basıncının hava ile iletildiği bir fren türüdür. Bu sistemde, hava kompresörü adı verilen cihaz fren basıncını üretir. Sürücü fren pedalına bastığında, hava serbest bırakılır ve frenleme sağlanır. Havalı sistem, genellikle ağır ticari araçlarda tercih edilmektedir. Bu çalışmada da havalı fren sisteminin frenleme performansı modellenmiştir.

Taşıtlarda frenleme performansı, fren sisteminin sağlıklı işleyişini göstermesi açısından büyük bir öneme sahiptir. Frenleme performansı, fren sistemi bileşenleri ve tekerlek-yol koşulları gibi çeşitli etkenlerden doğrudan etkilenir. Bu etkenlerin fren kuvvetleri üzerindeki etkileri deneysel yöntemlerle ölçülebileceği gibi, matematiksel modeller kullanılarak da tahmin edilebilir [57,58]. Sanal analiz modelinde fren kontrol sistemi Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil. 2.8. Fren kontrol sistemi modeli



3. SANAL ANALİZ TEST MODELİ

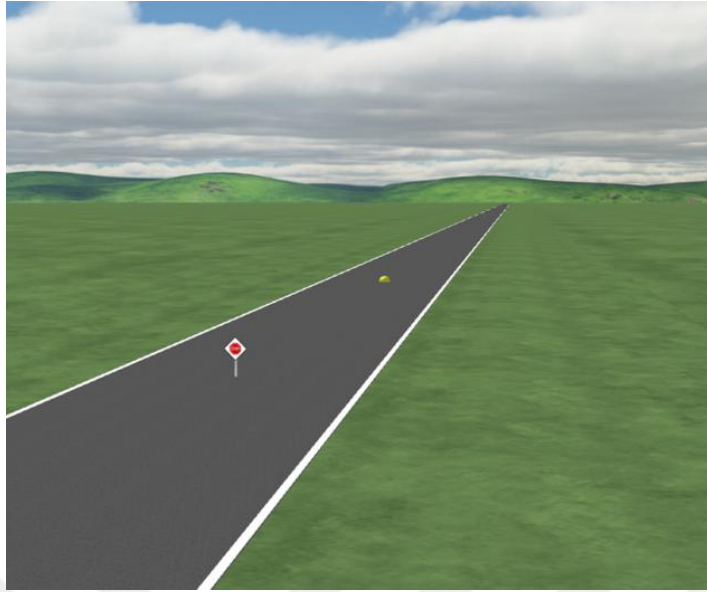
Sanal analiz çalışmaları, farklı sürüş çevrimlerinde aynı taşıt modelini eş zamanlı analiz edebilme ve bu sonuçları inceleyebilme kabiliyeti sebebiyle IPG TruckMaker'da yapılmıştır. Ayrıca TruckMaker'daki gelişmiş sürücü modeli sayesinde hedeflenen ivmelenme değerleri kolaylıkla yakalanmıştır. Bu çalışmada test metodu olarak UITP'nin SORT standartları uygulanmıştır.

Testin sanal ortamda uygulanabilmesi için eğimsiz, düzgün ve yeterince uzun bir asfalt yol tanımlanmıştır. UITP'nin standartlarında belirttiği gibi belirli aralıklarla kontrol noktaları oluşturuldu ve bu noktalara simülasyonda dubalar koyularak işaretlendi. Bu noktalara standartta da belirtildiği gibi hız trapezleri oluşturuldu ve ilgili çevrimde belirtilen bekleme süresi sağlandı. SORT Testi Referans Noktaları, Tablo 3.1.'de gösterilmiştir.

Tablo. 3.1. SORT testi referans noktaları [9]

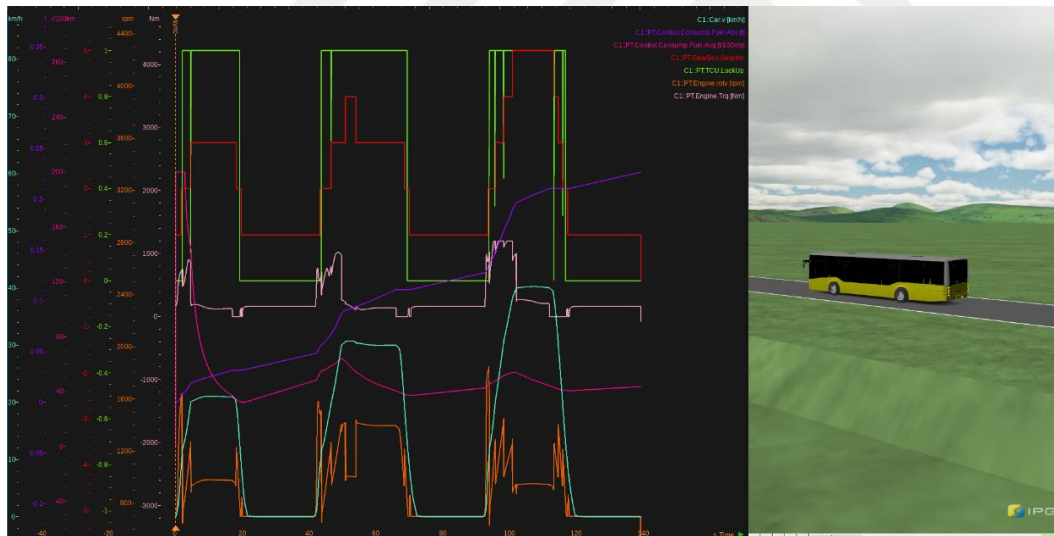
V (km/h)	Dubalar arası mesafe (1-4) (m)	Duba konumu (2) (m)	Duba Konumu (3) (m)	Dubalar arası mesafe (2-3) (m)
20	100	15	80.7	65.7
30	200	45	156.6	111.6
40	220	100	142.8	42.8
50	600	170	479.4	309.4
60	650	300	476.4	176.4

Oluşturulan sanal yol Şekil 3.1.'de gösterilmiştir.



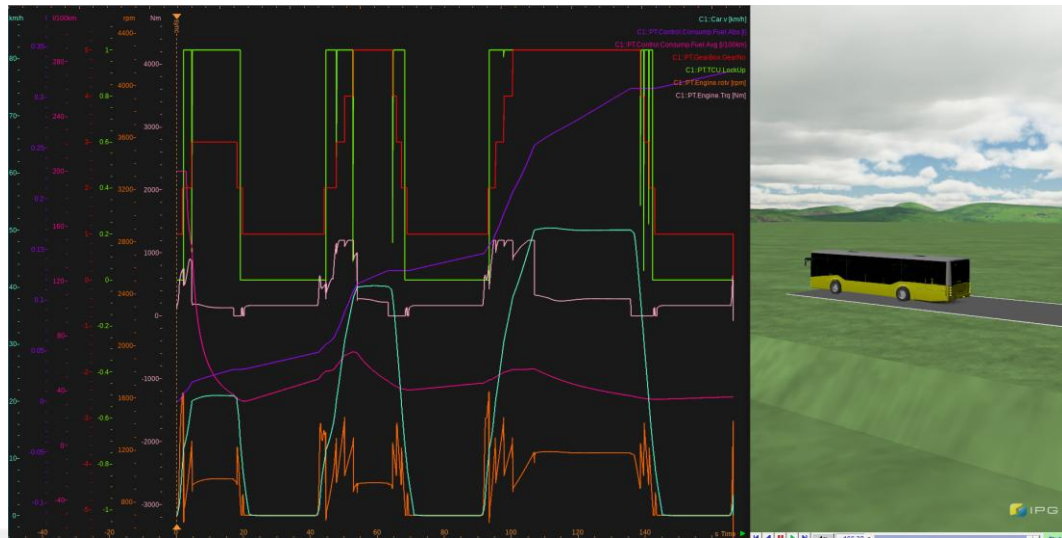
Şekil 3.1. Sanal Analiz Pist Görseli

SORT 1 çevrimi analizinin veri çıktıları Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. SORT 1 Analizi Çıktıları

SORT 2 çevrimi analizinin veri çıktıları Şekil 3.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. SORT 2 Analizi Çıktıları

SORT 3 çevrimi analizinin veri çıktıları Şekil 3.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. SORT 3 Analizi Çıktıları

Çevrimler sanal ortamda tamamlandıktan sonra çıkan sonuçlar test verileri ile karşılaştırılmak için not edildi. Bu sonuçlar Tablo 3.2.'de gösterilmiştir.

Tablo. 3.2. Sanal SORT testi sonuçları

SORT Çevrimi	Yakıt Tüketimi (L/100km)
1	42.923
2	35.788
3	32.148



4. VALİDASYON TESTLERİ

Sanal analiz testlerinde olduğu gibi gerçek hayat testleri de UITP'nin SORT standardına göre yapılmıştır. Ölçümler yapılırken Racelogic VBox 3i ve Kistler Debimetre kullanılmıştır. Araç CAN'inden verilerin toplanması için Vector cihazı kullanılmıştır. Tüm bu cihazların kontrolü ve verilerin analizi için saha şartlarındaki dayanıklılığı sebebiyle Toughbook kullanılmıştır.

4.1. Test Aracı

Test yapılan araç analizlerde de yapıldığı gibi 6,7L dizel motorlu ve tork konvertörlü otomatik şanzımana sahip 12m şehir içi otobüsüdür. Test ağırlığının analizdeki ile aynı olması için araca ekstra ağırlık yüklenmiştir. Test aracı Şekil 4.1.'de gösterilmiştir.



Şekil. 4.1. Test Aracı

4.2. Kullanılan Ekipmanlar

4.2.1. Racelogic VBox 3i

Racelogic VBox 3i, performans analizi, taşıt dinamiği ve yüksek doğruluk gerektiren testlerde kullanılmak üzere tasarlanmış GPS tabanlı bir veri toplama sistemidir. Otomotiv sektöründe özellikle motor sporlarında ve araştırma geliştirme süreçlerinde kullanılmakta olan bu cihaz yüksek hassasiyetli GPS sinyalleri kullanarak hız, ivme, konum ve zaman gibi parametreleri yüksek doğrulukta kaydedebilmektedir [59]. Racelogic VBox 3i cihazı, Şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



Şekil. 4.2. Racelogic VBox 3i

20 Hz'den 100 Hz'e kadar güncelleme hızları sunarak yüksek hassasiyette veri kaydedilebilmesini sağlar. Özel modları sayesinde konum doğruluğu -2 +2 cm'ye kadar iyileştirilebilmektedir [60]. Analog girişleri, CAN-BUS uyumluluğu ve RS232 ile çeşitli sensörlerle de eş zamanlı veri toplama yeteneği sayesinde yakıt tüketimi ve frenleme testleri gibi testler sırasında ekstra sensörlerden veri toplayabilir [61].

Tüm bu avantajlarının yanında cihazın yüksek hızlarda ve yüksek hassasiyetlerde kayıt yapabilmesinden dolayı yatırım maliyeti yüksektir.

4.2.2. Kistler yakıt debimetresi

Kistler Yakıt Debimetresi, araçların yakıt tüketimi testleri için tasarlanmış yüksek doğrulukta sonuçlar sunan bir ölçüm cihazıdır. Benzinli, dizel, hibrit ve diğer alternatif yakıtlarla çalışan motorların ölçümleri için kullanılabilirler. Bu cihaz, otomotiv test laboratuvarlarında ya da saha testlerinde kullanılabilir. Kistler Debimetre Cihazı Şekil 4.3.'de gösterilmiştir.



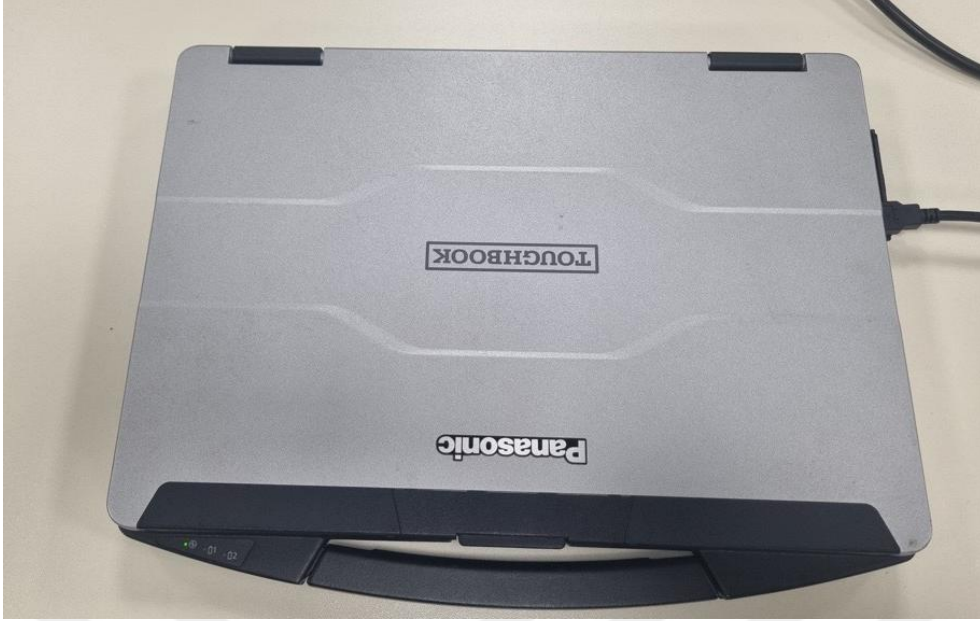
Şekil. 4.3. Kistler Yakıt Debimetresi

Yüzdesel olarak $\pm 0,2$ sapma payıyla 0,6 l/h ile 400 l/h arasındaki hızlarda ölçüm yapabilmektedir [62]. Ayrıca motor emiş ve geri dönüş hattındaki yakıtı ayrı ayrı ölçebildiği için özellikle dizel motorların yakıt tüketimi ölçümlerinde yüksek doğruluk sağlamaktadır [63]. Analog ve dijital veri çıkışı ve CAN-BUS uyumluluğu olduğu için diğer ölçüm aletleriyle eşzamanlı kayıt alınabilmesini sağlar. Bu özellik hesaplama ve analiz aşamalarında büyük fayda sağlamaktadır.

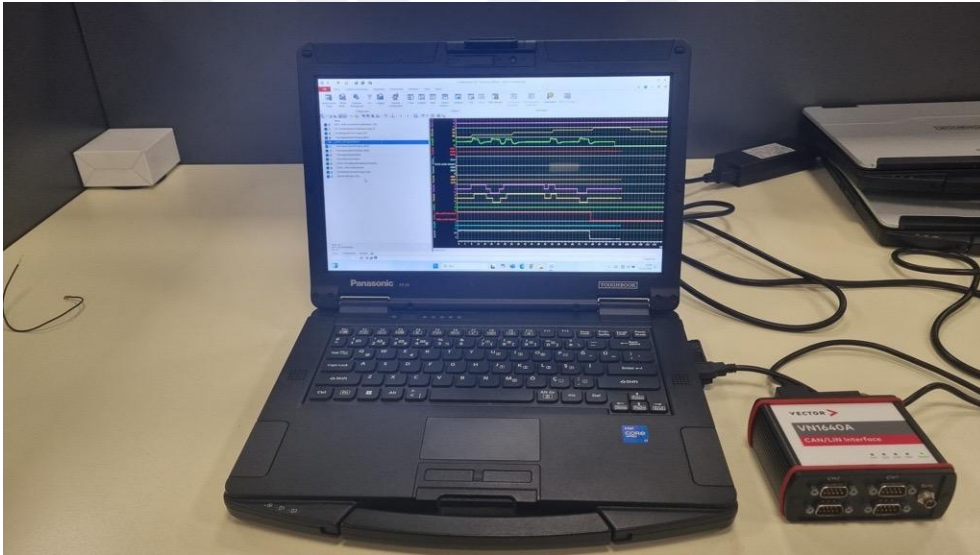
Tüm bu avantajlarının yanında cihazın yüksek hızlarda ve yüksek hassasiyetlerde kayıt yapabilmesinden dolayı yatırım maliyeti yüksektir. Ayrıca farklı yakıt türleri için test öncesinde kalibrasyon yapılması gerekmektedir.

4.2.3. Panasonic Toughbook

Panasonic Toughbook, performansı ve dayanıklılığıyla bilinen ve özellikle saha çalışmalarında kullanılan bir dizüstü bilgisayardır. MIL-STD 810G/810H standartlarına sahip olduğundan darbeye, titreşime ve toza karşı dayanıklıdır. -29 ve +60 °C sıcaklıklarda tam performansla çalışabilmektedir [64]. Güçlü işlemcileri ve uzun pil ömrü sayesinde test sırasında veri analizi yapılabilmektedir. Ayrıca modüler yapısı sayesinde yapılacak çalışmaya göre özelleştirilebilmektedir [65]. 4G, LTE, Bluetooth ve GPS gibi bağlantı modern bağlantı seçenekleri sunar. Panasonic Toughbook, Şekil 4.4. ve Şekil 4.5.'de gösterilmiştir.



Şekil. 4.4. Panasonic Toughbook



Şekil. 4.5. Panasonic Toughbook

Toughbook, veri toplama ve analiz yazılımları ile uyumluluğu ve yüksek dayanıklılığı sebebiyle otomotiv endüstrisinde saha testlerinde sıklıkla kullanılmaktadır.

4.3. Test Pistinin Belirlenmesi ve Test Sonuçları

Test yapılacak bölge seçilirken en fazla %1 eğime sahip ve en az 2200m uzunlukta düz bir yol olması göz önünde bulundurulmuştur. Test yapılan bölgenin rakımı 50m'dir. Test başındaki nem %60, ortam sıcaklığı 26°C'dir. Test sonunda ise nem

%77, ortam sıcaklığı ise 28°C'dir. Atmosfer basıncında kayda değer bir değişiklik olmamıştır. Test 9:30'da başlamış ve aynı gün 18:00'da sonlanmıştır.

Test yapılan yolun eğimi %0 olmadığından testler iki yönde yapılmış ve sonuçların ortalaması alınmıştır. Tablo 4.1.'de bu sonuçlar paylaşılmıştır.

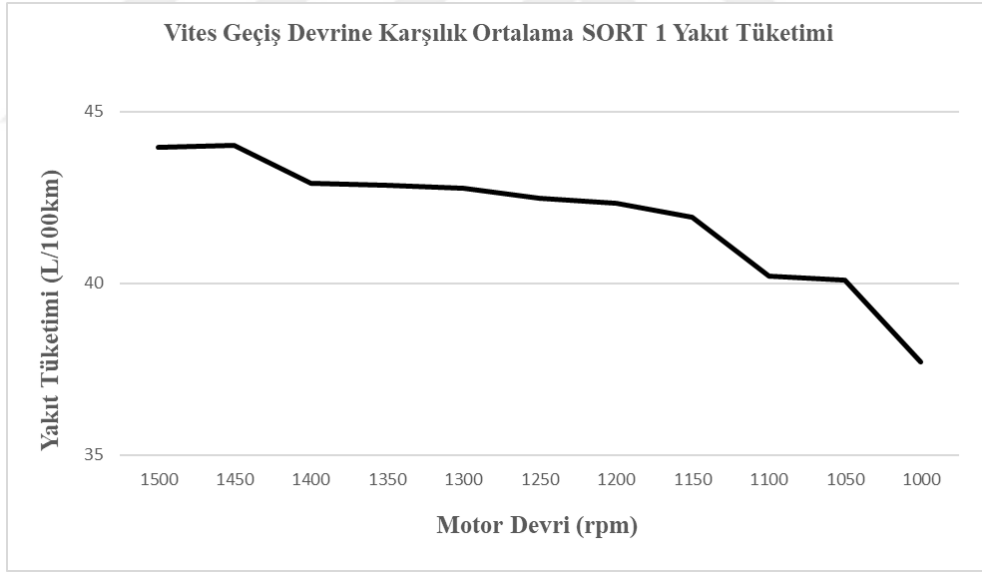
Tablo. 4.1. SORT testi sonuçları

SORT Çevrimi	Yakıt Tüketimi (L/100km)
1	43
2	36
3	32

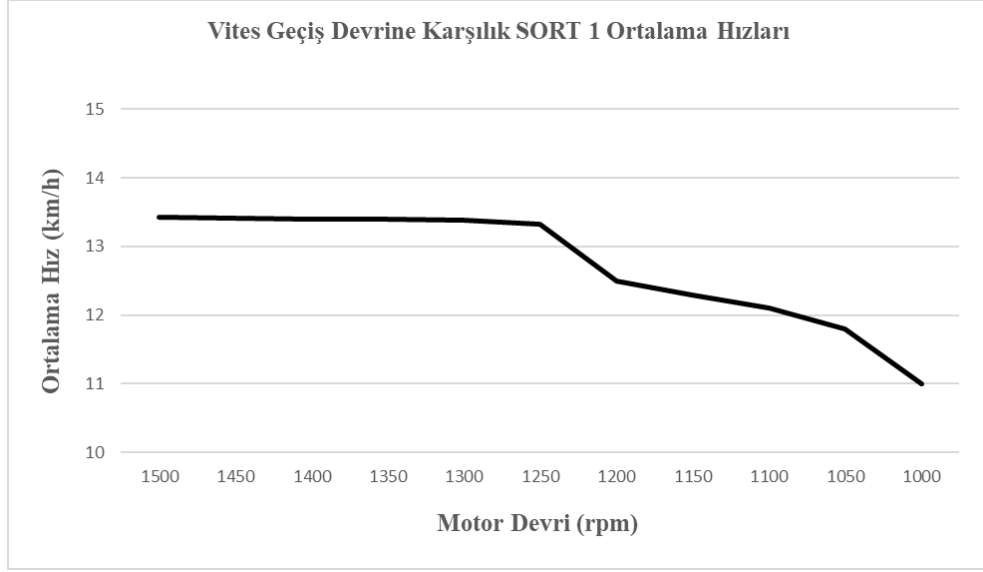


5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Sanal model, gerçek hayat testleriyle doğrulandıktan sonra optimizasyon çalışmalarına başlandı. Optimizasyonda vites değiştirilen motor devrinin yakıt tüketimine etkisi SORT 1 çevriminde incelendi. 1500 rpm'den 1000 rpm'e kadar her iterasyonda 50 rpm motor devri azaltılarak analizler tekrarlandı. Bunun sonucunda vites değiştirilen motor devri azaldıkça ortalama hızda ve yakıt tüketiminde azalma gözlemlendi. Yakıt tüketimi ve motor devri arasındaki korelasyon 1200 rpm'in altında önemli ölçüde düştü. Bunun yanında motor devri azaldıkça ortalama hız da azaldı ve yine 1200 rpm'in altındaki hızlarda standartta belirtilen hedef hızlara ulaşamadığından iterasyonlar başarısız sayıldı. İterasyonların sonuçları Şekil 5.1 ve Şekil 5.2.'deki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil. 5.1. Vites geçiş devri - SORT 1 yakıt tüketimi.



Şekil. 5.2. Vites geçiş devri - SORT 1 ortalama hızları.

Alternatör, hidrolik pompa, klima kompresörü gibi aksesuarların tahriki klima krank milinden yapıldığından gerekli performansı elde etmek için aktarma oranlarında değişiklik yapılması gerekmektedir. Motor devri azaldıkça aktarma oranı azalmış, bu sebeple aksesuarlardan kaynaklanan kayıplar artmıştır. Tüm bu sonuçlar dikkate alındığında optimum performansa vites geçişlerinin 1250 rpm motor devrinde yapıldığında ulaşılmıştır.

Yapılan çalışmayı gerçek bir rotada denemek için Konya 52-A rotası modellenmiş ve maksimum hız 50 km/h olacak şekilde rota koşulmuştur. Her bir durak noktası işaretlenmiştir ve duraklarda araç 20 saniye beklemiştir, bu sırada motor rolantide çalışmıştır. Şekil 5.3.'de Konya 52-A rotası ve Şekil 5.4.'de Konya 52-A Rotası Sanal Analiz Modeli gösterilmiştir.



Şekil. 5.3. Konya 52-A rotası.



Şekil. 5.4. Konya 52-A rotası sanal analiz modeli.

Bu analizin sonuçlarında yakıt tüketimi 37 L/100km hesaplanmıştır. Rotada SORT çevrimlerinden farklı olarak eğimler de vardır. Bu sebeple farklı aks oranlarının etkisini görmek için iki farklı aks ile çevrimler tekrarlanmıştır.

Bu çevrimlerin sonuçları Tablo 5.1.'de paylaşılmıştır.

Tablo. 5.1. Farklı aks oranları ile Konya 52-A sanal analiz sonuçları

Aks Oranı	Yakıt Tüketimi (L/100km)	Ortalama Hız
5,73	37	16
6,2	36,58	16.2

Aks oranı arttırıldığında yakıt tüketiminin azaldığı ve ortalama hızın arttığı gözlemlenmiştir.



6. SONUÇ

Bu çalışmada bir otobüs, güç aktarma sistemleri bakımından detaylıca modellendi. Modelleme sırasında gerekli olan parametreler benzer komponentlere sahip araçlara ekstra sensörler veya veri arabirim cihazları eklenerek oluşturuldu. Testler sırasında kaydedilen verilerin doğruluğundan emin olmak için kullanılan sensörlerin ve arabirim cihazlarının sektörde ve alanında kendini kanıtlamış olan Kistler, Racelogic, Vector gibi ürünler olmasına dikkat edildi.

Özellikle tork konvertörünün davranışını modellemek için aynı şanzımana sahip farklı bir araçta yapılan stall ve hızlanma testleriyle parametrelerin elde edilmesi tersine mühendislik uygulamalarının dijital ikiz oluşturmaktaki etkisini gösteren bir çalışma olmuştur. Bu testlerden elde edilen verilerle oluşturulan 1d ve 2d look-up tablolarının sanal modelde kullanılmasıyla tork konvertörü davranışı düşük hata paylarıyla simüle edilebilmiştir. Bu tabloların yine aynı şanzımana sahip farklı araçlarda da kullanılabilecek olması geleceğe yönelik faydalı bir veriseti oluşturulmasını sağlamıştır. Bu sayede tekrar test yapmadan sonuç alınabilecek ve tasarım süreçlerindeki test maliyetlerini düşürecektir.

Modellemenin ardından sanal ortamda SORT çevrimleri simüle edilerek sonuçlar toplandı. Bu sonuçlar Tablo 6.1’de gösterilmiştir.

Tablo. 6.1. Sanal SORT testi sonuçları

SORT Çevrimi	Yakıt Tüketimi (L/100km)
1	42.923
2	35.788
3	32.148

Sanal modelde uygulanan SORT çevrimlerinin sonuçlarının doğruluğunu görmek için dijital ikizi oluşturulan araç ile bu çevrimler yapıldı. Bu çevrimler yapılırken ölçülen değerlerin sağlıklı bir şekilde kaydedilebilmesi amacıyla alanında kendini kanıtlamış test ekipmanları kullanıldı. Testlerin yapıldığı pistin eğiminin olabildiğince düz olması

hedeflendi fakat test yapılan bölgede bu uzunlukta %0 eğime sahip bir yol bulunmadığından en fazla %1 eğime sahip düz bir yolda testler çift yönlü olarak gerçekleştirildi. Ortam koşullarının sanal analize olabildiğince yakın olması istendi fakat bu koşullar sanal analizlerde olduğu kadar kolay kontrol edilemeyeceği için her bir çevrim için 6 adet test yapıldı. Bu testlerin 3 adedi gidiş yönünde, 3 adedi ise geliş yönünde yapılarak eğimin ve ortam koşullarının etkisi minimize edilmeye çalışıldı. Yapılan 6 adet testin ortalaması alındı. Bu veriler Tablo 6.2.'de gösterildi.

Tablo. 6.2. Ortalama SORT testi sonuçları

SORT Çevrimi	Yakıt Tüketimi (L/100km)
1	43
2	36
3	32

Sanal analiz sonuçları ile test sonuçları arasındaki hata payını bulmak için Denklem 6.1'de gösterilen formülasyon kullanıldı.

$$Hata (\%) = \left| \frac{(Sanal\ Analiz\ Sonucu) - (Test\ Sonucu)}{Sanal\ Analiz\ Sonucu} \right| \cdot 100 \quad (6.1)$$

Tablo. 6.3. Sanal Analiz ve Test hata payları.

SORT Çevrimi	Hata (%)
1	0,19
2	0,59
3	0,47

Hata paylarının %1'den düşük olması, sanal modelin gerçeğe olabildiğince yakın olduğunu göstermiştir.

Sanal modelin doğrulanmasının ardından yakıt tüketimi ve performans optimizasyonları için sanal model üzerinde denemeler yapıldı. Bu denemelerin ana odağı mevcut taşıt konfigrasyonunda vites geçiş devirlerini değiştirerek yakıt tüketimi ve performansa olan etkisini gözlemlemektir. Optimizasyon işlemi 1500 rpm ve 1000

rpm arasında yapılmıştır. Bu değerler bir otomobil için çok küçük gibi gözükse de ticari araçlarda kullanılan büyük hacimli dizel motorlar için oldukça yüksektir.

Vites geçiş devirleri azaltıldıkça yakıt tüketiminin düştüğü gözlemlendi. Özellikle 1500 rpm ve 1400 rpm aralığında yakıt düşüşü çok belirgin şekilde gerçekleşti. Bunun sebebi motorun yakıt tüketimi harikadaki daha verimli aralığa yaklaşmasıdır. Analizde kullanılan motor modeli 1000 ve 1500 rpm aralığında maksimum torku verebilmektedir. Fakat aynı torka karşılık döndürme kuvveti arttığından harcanan güç de artmaktadır. İki farklı durum için verim katsayısı eşit olsa da daha yüksek güç kullanılacağı için tüketim de buna bağlı olarak yükselecektir. Güç, tork ve döndürme hızı arasındaki bağlantı Denklem 6.2.'de gösterilmiştir [21].

$$P_{Eng} = \frac{Trq_{Eng} * n}{9548,8} \quad (6.2)$$

Bu denklemle n rpm biriminden motor devrini ifade ederken 9548,8 katsayısı ise motor devrini rad/s'den rpm'e çevirmek için kullanılmıştır [21]. Vites geçiş devrini düşürmek yakıt tüketimini düşürmektedir fakat bunun yanında taşıtın hızlanma performansı da düşmektedir. SORT çevrimlerinde maksimum ve minimum ivmelenme limitleri belirtilmiştir. Bu limitleri sağlayabilmek için mevcut konfigrasyonla vites geçiş devri 1200 rpm seviyesinin altına indirememektedir. 1250 ile 1200 rpm aralığında ortalama hızda ekstra azalma görülmektedir. Bu sebeple SORT 1 çevrimi için ideal devrin 1250 rpm olması kararlaştırılmıştır.

Yapılan optimizasyon çalışmasının gerçek bir rota üzerinde etkisini gözlemlemek için Konya 52-A rotası modellendi ve bu rotada farklı denemeler yapıldı. Rota modellenirken durak noktaları belirlendi ve bu noktalarda yolcu indi-bindi işlemini simüle etmek için 20'şer saniyelik duraklamalar eklendi. SORT çevrimine ek olarak bu rotada viraj ve eğimler de modellenmiştir fakat trafik bilgisi bulunmadığından bu etki gözardı edilmiştir. Bu sayede değişken bir hız ve eğim profilinde analiz yaparak rotaya özel çözümler üretilebilecektir.

Bu rota için yapılan ilk analizde çıkarılan ortalama hız, ortalama güç ve ortalama hız verileri SORT 2 çevrimi ile oldukça benzer olduğunu göstermiştir. Yani bir aracın bu rotadaki yakıt tüketiminin hesaplanması için SORT 2 çevriminin uygulanması çoğunlukla doğru sonuçlar verecektir. İlk analizin ardından aynı rotada modellenmiş araç üzerinde farklı komponentler denenerek sonuca etkisi gözlemlenmiştir.

İlk olarak diferansiyel oranı üzerinden analizler yapılmıştır. 12m şehir içi otobüsler için uygun olan iki farklı aks, sanal modele eklenmiş, yakıt tüketimine ve performansa etkisi gözlemlenmiştir. Yapılan analizlerin sonucunda aks oranının artmasının yakıt tüketimini azalttığı ve hızlanma performansını yükselttiği görülmüştür. Ayrıca aks oranı arttıkça taşıtın yokuş tırmanabilme kabiliyeti de artmaktadır. Fakat tüm bu faydaların yanında aks oranını arttırmak ulaşılabilir son hızı azaltmaktadır. Bu sebeple bu işlem hedef maksimum hızın altına düşülmeyecek kadar yapılmalıdır.

Sonuç olarak, SORT simülasyonlarıyla doğrulanan sanal modeller, rotaya özgü sanal analizlerle optimize edildiğinde daha düşük yakıt tüketimi elde edilebilir. Bunun sonucu olarak kamu araçlarının karbon emisyonlarını azaltarak çevresel etkilerini en aza indirilebilir. Bu sayede taşıtlar daha verimli ve performanslı hale getirilebilirler. Ek olarak, bu yöntem ile tasarım sürecinde hızlı yinelemeler sağlayarak araç geliştirme sürecini optimize edebilir ve kaynakların daha verimli kullanılması sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Chikishev, E., & Iarkov, S. (2022). Evaluation of the impact of ambient temperature on fuel consumption by diesel and CNG buses. E3S Web of Conferences. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236301056>
- [2] Rosero, F., Fonseca, N., López, J., & Casanova, J. (2021). Effects of passenger load, road grade, and congestion level on real-world fuel consumption and emissions from compressed natural gas and diesel urban buses. *Applied Energy*, 282, 116195. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116195>
- [3] Ang, B., & Fwa, T. (1989). A study on the fuel-consumption characteristics of public buses. *Energy*, 14(11), 797-803. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(89\)90033-9](https://doi.org/10.1016/0360-5442(89)90033-9)
- [4] Bayrakçeken, H., Yavuz, H., & Arslan, T. A. (2023). Effect of clutch pedal distances on fuel consumption under actual operating conditions. *Engineering Perspective*, 3(4), 63–67. <https://doi.org/10.1234/ep.2023.034567>
- [5] Klinikowski, D., El-Gindy, M., & Tallon, R. (1998). An overview of the Federal Transit Administration's bus testing program. SAE Technical Paper. <https://doi.org/10.4271/982774>
- [6] Rempel, G., George, T., Regehr, J. D., & Montufar, J. (2016). Understanding and estimating in-service axle weights of transit buses. *Transportation Research Record*, 2539(1), 178-187. <https://doi.org/10.3141/2539-20>
- [7] Wang, J., & Rakha, H. A. (2016). Fuel consumption model for conventional diesel buses. *Applied Energy*, 170, 394–402. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.124>
- [8] Edwardes, W. A. (2014). Modeling diesel bus fuel consumption and dynamically optimizing bus scheduling efficiency (Master's thesis). Virginia Tech.
- [9] Clark, N., Wayne, S. W., Khan, A. S., Lyons, D. W., Gautam, M., McKain, D. L., et al. (2007). Effects of average driving cycle speed on lean-burn natural gas bus emissions and fuel economy. SAE Technical Paper 2007-01-0054. <https://doi.org/10.4271/2007-01-0054>
- [10] Mock, P., German, J., Bandivadekar, A., & Riemersma, I. (2014). The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU. ICCT White Paper.
- [11] Xing, Y., Lv, C., & Cao, D. (2020). Chapter 7 - Longitudinal driver intention inference. In *Advanced Driver Intention Inference: Theory and Design* (pp. 157-191). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819113-2.00007-5>

- [12] Tutuianu, M., Marotta, A., Steven, H., & Tsiakmakis, S. (2015). Development of the World-wide harmonized light duty test cycle (WLTC) and a possible pathway for its introduction in the European legislation. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 23(2), 29-47.
- [13] Kiyakli, A. O., & Solmaz, H. (2018). Modeling of an electric vehicle with MATLAB/Simulink. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 2(4), 9-15. <https://doi.org/10.30939/ijastech..475477>
- [14] Gis, W., Kruczyński, S., Taubert, S., & Wierzejski, A. (2017). Studies of energy use by electric buses in SORT tests. *Combustion Engines*, 170(3), 135-138. <https://doi.org/10.19206/CE-2017-323>
- [15] Vagg, C., Brace, C., Hari, D., & Akehurst, S. (2013). Development and optimization of bus SORT cycles for energy consumption benchmarking. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227(5), 662-674.
- [16] US EPA. (2017). Dynamometer driving schedules for emissions and fuel economy testing. Washington, DC: United States Environmental Protection Agency.
- [17] DieselNet. (2014). FTP-75 test cycle. Erişim tarihi 27 Kasım 2024, <https://dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.php>
- [18] DieselNet. (2023). HWFET test cycle. Erişim tarihi 27 Kasım 2024, <https://dieselnet.com/standards/cycles/hwfet.php>
- [19] DieselNet. (2007). JP08 test cycle. Erişim tarihi 27 Kasım 2024, https://dieselnet.com/standards/cycles/jp_jc08.php
- [20] Katagiri, M. (2018). Analysis of fuel consumption in urban driving cycles in Japan. *Journal of Automotive Science*, 35(2), 45-60.
- [21] Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). New York, NY: McGraw-Hill Education.
- [22] Dewesoft. (2023). Order tracking. Erişim tarihi 28 Kasım 2024, <https://training.dewesoft.com/online/course/order-tracking>
- [23] Pulkrabek, W. W. (2014). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (2nd ed.). Upper Saddle River, NJ: Pearson Education.
- [24] Stone, R. (2012). *Introduction to Internal Combustion Engines* (4th ed.). London, UK: Palgrave Macmillan.
- [25] Ünlüsoy, Y. S. (2001). Motorlu taşıtlarda kavrama dinamiğinin incelenmesi. *MATİM*, 4(1), 47-55.
- [26] Smith, J. (2020). *Automotive clutch systems and their applications*. New York, NY: Springer.
- [27] Jones, R., & Brown, K. (2019). *Transmission and drivetrain technologies*. London, England: McGraw-Hill.
- [28] Miller, T. (2018). *Fundamentals of vehicle mechanics*. Oxford, England: Elsevier.
- [29] Taylor, D. (2021). *Industrial powertrain design*. Boston, MA: Wiley.

- [30] Allison Transmission. (2023). Heavy-duty transmission systems. Erişim tarihi 29 Kasım 2024. <https://www.allisontransmission.com>
- [31] Göçer, D. A., & Yıldız, İ. (2023). Ağır vasıtalarda otomatikleştirilmiş manuel şanzımana ait parametrelerin K-means algoritması kullanılarak optimizasyonu ve yakıt tüketimine etkilerinin incelenmesi. DEUFMD, 25(74), 371-380.
- [32] MechLesson. (2024). Manual transmission. Erişim tarihi 27 Kasım 2024, <https://mechlesson.com/manual-transmission/>
- [33] Duffy, J. E. (2020). Modern Automotive Technology. Tinley Park, IL: Goodheart-Willcox Company.
- [34] Craig's Autos. (2024). Allison transmissions. Erişim tarihi 27 Kasım 2024, <https://www.craigsaautos.com.au/allison-transmissions/allison/>
- [35] Zhang, H., Zhao, J., & Yang, X. (2017). "Development Trends of Transmission Systems for Vehicles." Journal of Automotive Engineering, 36(4), 311-324.
- [36] Automotive Tech Info. (2007). Continuously variable transmissions: Who has got them and what you need to know. Retrieved December 1, 2024, from <https://automotivetechinfo.com/2007/01/continuously-variable-transmissions-who-has-got-them-and-what-you-need-to-know/>
- [37] Jazar, R. N. (2021). Vehicle Dynamics: Theory and Application (3rd ed.). New York, NY: Springer.,
- [38] Volkswagen Newsroom. (2024). Dual-clutch gearbox (DSG). Erişim Tarihi 1 Aralık 2024, <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/dual-clutch-gearbox-dsg-3651>
- [39] Heisler, H. (2002). Advanced Vehicle Technology (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.
- [40] Automatyka B2B. (2020, October 28). Mechaniczne przeniesienie napędu a efektywność energetyczna. Erişim tarihi 1 Aralık 2024, <https://automatykab2b.pl/technika/53522-mechaniczne-przeniesienie-napedu-a-efektywnosc-energetyczna>
- [41] Hsu, T., Lu, Y., & Wu, C. (2015). "Differential Mechanisms and Applications in Modern Vehicles." Journal of Mechanical Design and Automation, 137(9), 14-27.
- [42] Gent, A. N., & Walter, J. D. (2006). The Pneumatic Tire. Akron, OH: University of Akron Press.
- [43] Clark, S. K. (1982). Mechanics of Pneumatic Tires. Washington, DC: National Bureau of Standards.
- [44] Subimods. (2024). Verus Engineering full brake cooling kit (2022-2023 GR86). Erişim Tarihi 1 Aralık 2024, <https://subimods.com/products/verus-engineering-full-brake-cooling-kit-2022-2023-gr86>
- [45] Spinny. (2023). Drum brakes vs disc brakes. Erişim tarihi 1 Aralık 2024, <https://www.spinny.com/blog/drum-brakes-vs-disc-brakes/>
- [46] Young, H. D., & Freedman, R. A. (2016). University Physics with Modern Physics (14th ed.). Pearson Education.

- [47] Özbaş, E. (2017, Aralık 2). Fren sistemleri ve çeşitleri. Erişim tarihi 8 Aralık 2024, <https://www.muhendisbeyinler.net/fren-sistemleri-ve-cesitleri/>
- [48] Vu, T., & Song, J. (2016). The study of hydraulic brake for the high-speed train. Proceedings of the International Conference on Mechatronics, Manufacturing and Embedded Systems (MMEBC-16). <https://doi.org/10.2991/mmebc-16.2016.148>
- [49] IPG Automotive. (2020). TruckMaker User Manual. Erişim tarihi 8 Aralık 2024, <https://www.ipg-automotive.com>
- [50] Gamma Technologies. (2022). GT-SUITE Overview and Applications. Erişim tarihi 8 Aralık 2024, <https://www.gtisoft.com>
- [51] AVL List GmbH. (2021). AVL CRUISE Simulation Software: User Guide. Graz, Austria: AVL.
- [52] IPG Automotive. (2024). TruckMaker reference manual (Version 8.1). Karlsruhe, Germany: IPG Automotive GmbH.
- [53] Vector Informatik. (2023). Vector CAN Interface Products. Erişim tarihi 11 Aralık 2024, <https://www.vector.com>
- [54] Etschberger, K. (2019). Controller Area Network: Basics, Protocols, Chips, and Applications. Munich: IXXAT Press.
- [55] Testman Systems. (2023). Testman Diagnostic Device User Manual. Erişim tarihi 11 Aralık 2024, <https://www.testman.com>
- [56] Irimescu, A., Mihon, L., & Pădure, G. (2011). Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer. International Journal of Automotive Technology, 12(4), 555-559. <https://doi.org/10.1007/s12239-011-0065-1>
- [57] Maalej, A. Y., Guenther, D. A., & Ellis, J. R. (1989). Experimental development of tyre force and moment models. International Journal of Vehicle Design, 10(1).
- [58] Wang, Y. Q., Gnadler, R., & Schieschke, R. (1996). Vertical load-deflection behaviour of a pneumatic tire subjected to slip and camber angles. Vehicle System Dynamics, 25, 137-146.
- [59] Stein, T., & Imine, H. (2021). Precision GPS Systems in Automotive Research. Automotive Research Journal, 12(3), 45-58.
- [60] RaceLogic. (2023). VBOX 3i User Manual. Erişim tarihi 11 Aralık 2024, <https://www.racelogic.co.uk>
- [61] Wiedemann, J., Kubjatko, T., & Van Zanten, A. T. (2022). Testing Automotive Systems: Instrumentation and Applications. Wiesbaden: Springer.
- [62] Kistler Group. (2023). Kistler Fuel Flowmeter User Manual. Erişim tarihi 11 Aralık 2024, <https://www.kistler.com>
- [63] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. (2021). Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles (3rd ed.). Boca Raton, FL: CRC Press.
- [64] Panasonic. (2023). Toughbook Rugged Laptop Series Specifications. Erişim tarihi 12 Aralık 2024, <https://www.panasonic.com>

- [65] Smith, A. (2021). The Role of Rugged Laptops in Automotive Testing. *Journal of Industrial Technology*, 14(3), 34-45.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ahmet Murat YILMAZLAR

ÖĞRENİM DURUMU:

- Lisans** : 2022, Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği
- Yüksek Lisans** : 2024, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Tasarımı ve İmalat Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2022-2023 Yılları arasında Anadolu Isuzu Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de Güç Sistemleri Asistan AR-GE Mühendisi olarak çalışmıştır.
- 2023 Yılından itibaren Anadolu Isuzu Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de Güç Sistemleri AR-GE Mühendisi olarak çalışmaktadır.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Taymaz, İ., & Yılmazlar, A. M. (2024). Virtual Analysis and Optimization of Fuel Consumption for Diesel-Powered Buses. International Journal of Automotive Science And Technology, 8(3), 354-360. <https://doi.org/10.30939/ijastech..1487514>

DİĞER ESERLER:

- Yılmazlar, A. M., & Kantaroğlu, H. H. (2024, October 9). Bir askeri aracın kaput altı termal analizi. Presented at the 4th Numesys Automotive Technologies Conference, Hilton Bursa Convention Center, Bursa, Turkey.