

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

HİBRİT TAHRİKLİ BİR ŞEHİR İÇİ OTOBÜS ŞANZİMANININ
TERMAL OPTİMİZASYONU

AYDOĞAN EZER

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: DOÇ. DR. GAMZE GEDİZ İLİŞ

TEMMUZ 2025

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

HİBRİT TAHRİKLİ BİR ŞEHİRÇİ OTOBÜS ŞANZİMANININ
TERMAL OPTİMİZASYONU

AYDOĞAN EZER

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: DOÇ. DR. GAMZE GEDİZ İLİŞ

TEMMUZ 2025

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL

**THERMAL OPTIMIZATION OF A HYBRID DRIVE
CITY BUS TRANSMISSION**

AYDOĞAN EZER

**A THESIS OF MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

ADVISOR: ASSOC. PROF. DR. GAMZE GEDİZ İLİŞ

JULY 2025

YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun 08/07/2025 tarih ve 2025/35 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 11/07/2025 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Aydoğan EZER'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Doç Dr. Gamze GEDİZ İLİŞ

ÜYE

: Prof. Dr. Süleyman KARSLI

ÜYE

: Prof. Dr. Şaban ÜNAL

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR



Aileme

ÖZET

Sera gazı emisyonlarının küresel ısınmaya yol açması ve Türkiye'nin fosil yakıtlara olan yüksek dışa bağımlılığı (petrol için %92,9), düşük emisyonlu ve yakıt verimli alternatif tahrik sistemlerinin geliştirilmesini zorunlu kılmaktadır. Özellikle şehir içi kullanımda sık dur-kalk yapan otobüsler için hibrit tahrik sistemleri, frenleme enerjisinin geri kazanımı sayesinde yakıt tüketimini önemli ölçüde azaltma potansiyeli sunmaktadır. Ancak, bu araçlarda kullanılan güç aktarım sistemleri genellikle kamyonlardan türetildiği için şehir içi hibrit uygulamaları için optimize edilmemiştir. Bu durum, hibrit mimariye geçişi kolaylaştıracak, yerli olarak geliştirilmiş ve optimize edilmiş yeni nesil aktarma organlarına olan ihtiyacı ortaya koymaktadır.

Bu tez çalışması, seri hibrit mimariye sahip bir şehir içi otobüs için tasarlanacak yeni nesil bir şanzıman sisteminin (dişli kutusu) termal optimizasyonunu amaçlamaktadır. Seri hibrit mimarinin seçilmesindeki temel stratejik nedenlerden biri, içten yanmalı motor grubunun (jeneratör seti) çıkarılmasıyla sistemin kolayca tamamen elektrikli bir yapıya dönüştürülebilmesi ve böylece elektrikli araca geçiş için bir kolaylık sunmasıdır. Çalışmanın temel hedefi, dişli kutusunun doğal taşınım yoluyla optimum sıcaklık aralığında çalışmasını sağlayarak harici bir yağ soğutucusuna olan ihtiyacı ortadan kaldırmak ve böylece sistem maliyeti ile araç ağırlığı üzerindeki olumsuz etkileri minimize etmektir.

Çalışma kapsamında, dişli kutusunun tasarımı konsept aşamasından başlatılarak temel yaklaşımlar belirlenmiştir. Termal analiz ve optimizasyon süreci için, fiziksel modellemeye dayalı hızlı ve güvenilir sonuçlar sunan KISSsys yazılımının termal hesaplama modülü kullanılmıştır. Kurgusal bir şehir içi otobüsü için belirlenen performans gereksinimleri dikkate alınarak, araca etki eden direnç kuvvetleri hesaplanmış; bu kuvvetlere bağlı olarak gerekli çekiş torku ve tekerlek devir sayıları belirlenmiştir. Bu performans koşullarını sağlayacak en küçük boyutlu elektrik motoru ile çalışabilmek amacıyla en uygun aktarma oranı seçimi yapılarak çift kademeli bir dişli kutusu tasarlanmıştır. Termal analizde güç kayıpları ve ısı atımı, aracın en yüksek hızda seyrettiği kritik durum göz önünde bulundurularak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Optimizasyon süreci; başlangıç durumu (İterasyon 0), gövde üzerinde ventilasyon etkisi (İterasyon 1) ve gövdeye termal kanatçık eklenmesi (İterasyon 2) gibi ardışık adımlar halinde yürütülmüştür.

Bu çalışma, dişli kutularının konsept/ön tasarım aşamasında gerçekleştirilen fiziksel modellemeye dayalı termal davranış analizlerinin önemini vurgulamaktadır. Geliştirilen optimizasyon metodolojisi, yerli hibrit tahrik sistemlerinin enerji verimliliğini artırmanın yanı sıra, sistem maliyetini ve ağırlığını düşürerek Türkiye'nin petrol ithalatına olan bağımlılığının azaltılması hedefine katkı sunma potansiyeli taşımaktadır.

Anahtar Kelimeler: Dişli kutusu, Termal optimizasyon, KISSsys, Şehir içi otobüs, Güç kaybı, Isı Atımı

ABSTRACT

The fact that greenhouse gas emissions lead to global warming and Turkey's high external dependency on fossil fuels (92.9% for petroleum) necessitates the development of low-emission and fuel-efficient alternative propulsion systems. Hybrid propulsion systems, especially for city buses that frequently stop and go, offer the potential to significantly reduce fuel consumption through the recovery of braking energy. However, the power transmission systems used in these vehicles are generally derived from trucks and are not optimized for urban hybrid applications. This situation reveals the need for next-generation, domestically developed, and optimized powertrains that will facilitate the transition to a hybrid architecture.

This thesis study aims at the thermal optimization of a next-generation transmission system (gearbox) to be designed for a city bus with a series hybrid architecture. One of the main strategic reasons for choosing the series hybrid architecture is that the system can be easily converted to a fully electric structure by removing the internal combustion engine group (generator set), thus offering a convenience for the transition to electric vehicles. The main goal of the study is to eliminate the need for an external oil cooler by ensuring that the gearbox operates in the optimum temperature range through natural convection, thereby minimizing the negative effects on system cost and vehicle weight.

Within the scope of the study, the design of the gearbox was started from the concept stage and the basic approaches were determined. For the thermal analysis and optimization process, the thermal calculation module of the KISSsys software, which offers fast and reliable results based on physical modeling, was used. Considering the performance requirements determined for a fictional city bus, the resistance forces acting on the vehicle were calculated; based on these forces, the required traction torque and wheel speeds were determined. In order to be able to work with the smallest size electric motor that will provide these performance conditions, the most suitable gear ratio was selected and a two-stage gearbox was designed. In the thermal analysis, power losses and heat dissipation were examined in detail, considering the critical situation where the vehicle is traveling at its highest speed. The optimization process was carried out in successive steps such as the initial state (Iteration 0), the effect of ventilation on the housing (Iteration 1), and the addition of thermal fins to the housing (Iteration 2).

This study emphasizes the importance of thermal behavior analyzes based on physical modeling performed in the concept/preliminary design stage of gearboxes. The developed optimization methodology has the potential to contribute to the goal of reducing Turkey's dependence on oil imports by increasing the energy efficiency of domestic hybrid propulsion systems, as well as reducing system cost and weight.

Keywords: Gearbox, thermal optimization, KISSsys, city bus, power loss, heat dissipation

TEŞEKKÜR

Bu uzun ve meşakkatli tez yolculuğunda sabırları ve fedakârlıklarıyla en büyük destekçim olan canım aileme sonsuz teşekkür ederim. Süreç boyunca beni sürekli motive eden, umutsuzluğa kapıldığımda en büyük gücüm olan ve sorumluluklarımı dahi üstlenerek bana rahat bir çalışma ortamı sunan değerli eşim Hicran'a minnettarım. Varlıklarıyla hayatıma neşe katan kıymetli çocuklarım Recep Yiğit ve Elif Serra'ya da anlayışları için en içten sevgilerimi sunuyorum. Akademik hayatımın bu önemli aşamasında, engin bilgisi ve tecrübesiyle bana yol gösteren, yapıcı eleştirileriyle çalışmamı ileriye taşıyan ve desteğini esirgemeyen saygıdeğer danışmanım Doç. Dr. Gamze Gediz İliş'e en kalbi şükranlarımı sunarım. Kendisiyle çalışmış olmak benim için büyük bir ayrıcalıktı.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
TABLOLAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Özeti	1
1.2. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	5
2. HİBRİT ARAÇLAR	8
2.1. Hibrit Araç Nedir	8
2.2. Hibrit Araç Türleri	9
2.2.1. Seri Hibrit	9
2.2.2. Paralel Hibrit	10
2.2.3. Karışık Hibrit	11
3. ARAÇ ÖZELLİKLERİ VE DİŞLİ KUTUSU BOYUTLANDIRMA	13
3.1. Araç Özellikleri	13
3.1.1. Araç Performans Gereksinimleri	14
3.2. Araç Üzerine Etki Eden Kuvvetler	15
3.2.1. Yuvarlanma Direnci	15
3.2.2. Aerodinamik Direnç	17
3.2.3. Eğim Direnci	18
3.2.4. İvmelenme Direnci	19
3.3. Çekiş Kuvveti, Çekiş Torku ve Teker Devir Sayısı	20
3.4. Elektrik Motoru ve Aktarma Oranı Seçimi	21
3.4.1. Elektrik Motoru ve Aktarma Oranı Seçimi için Geliştirilen Hesaplama Aracı	22
3.5. Dişli Kutusu Boyutlandırma	25
4. DİŞLİ KUTUSU TERMAL ANALİZİ	32
4.1. KISSsys Yazılımı ile Dişli Kutusu Termal Analizi	32
4.1.1. ISO/TR 14179-2 Standardının Teorik Arka Planı	32
4.1.2. KISSsys Yazılımı Termal Modül Tanıtımı	35
4.2. KISSsys Yazılımı ile Termal Analiz İterasyonları	38
4.2.1. İterasyon 0 için Termal Analiz	39
4.2.2. İterasyon 1 için Termal Analiz	45
4.2.3. İterasyon 2 için Termal Analiz	49
4.2.4. İterasyon 3 için Termal Analiz	54
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	56
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	60
TEZ METNİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR	61

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Araç ön yüz kesit alanı
a	: İvme
e-CVT	: Electronically Controlled Continuously Variable Transmission (Elektronik Kontrollü Sürekli Değişken Şanzıman)
EHY	: Elasto-Hidrodinamik yağlama
F	: Kuvvet [N]
FV	: Finite Volume (Sonlu Hacim)
FZG	: Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (Dişliler ve Şanzıman Yapımı Araştırma Merkezi)
GVW	: Gross Vehicle Weight (Toplam Yüklü Ağırlık) [N]
ISO	: International Organization for Standardization (Uluslararası Standardizasyon Örgütü)
İYM	: İçten yanmalı motor
m	: Kütle [kg]
M	: Çekiş torku
n	: Devir sayısı [1/min]
N_i	: Her bir bölge için çevrim sayısı
p	: Woehler eğrisinin eğimi
P	: Güç kaybı [W]
Q	: Atılan ısı [W]
r	: Teker yarıçapı [m]
rpm	: Revolutions per minute (dakikadaki devir sayısı)
SORT	: Standardized On-Road Test Cycles (Standartlaştırılmış Yol Test Çevrimleri)
t_i	: Her bir bölge için yüzde süre
T	: Dişli kutusu girişindeki tork [Nm]
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu
UITP	: Union Internationale des Transports Publics (Uluslararası Toplu Taşımacılık Birliği)
V	: Araç hızı [m/s]
VECTO	: Vehicle Energy Consumption Calculation Tool (Araç Enerji Tüketimi Hesaplama Aracı)
z	: Diş sayısı
α	: Yol eğimi [°]
λ	: Dönel atalet katsayısı
ρ	: Hava yoğunluğu [kg/m ³]

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1: Seri hibrit mimari.	10
Şekil 2.2: Paralel hibrit mimari.	11
Şekil 2.3: Karışık hibrit mimari.	12
Şekil 3.1: Araç endüstriyel tasarımı.	14
Şekil 3.2: Araç hareketsiz halde iken yuvarlanma direnci.	16
Şekil 3.3: Araç hareketli halde iken yuvarlanma direnci.	16
Şekil 3.4: Araç düşük hızda hareketli halde iken aerodinamik kuvvet.	17
Şekil 3.5: Araç yüksek hızda hareketli iken aerodinamik kuvvet.	17
Şekil 3.6: Araç kütlelerinden kaynaklanan kuvvet.	18
Şekil 3.7: Eğimdeki araca etki eden kuvvet.	19
Şekil 3.8: İvmelendirme isteği sonucu etki eden kuvvet.	20
Şekil 3.9: Farklı elektrik motorları için devir ve tork eğrileri.	21
Şekil 3.10: Tork ve hız değerlerini (dişli kutusu girişi) bulmak için geliştirilen araç.	23
Şekil 3.11: Motor eğrileri ve araç gereksinimlerinin karşılaştırılması	24
Şekil 3.12: Optimum aktarma oranı ($i=5,2$) ile motor performansının doğrulanması.	25
Şekil 3.13: UITP SORT 1 ağır şehir içi sürüş çevrimi.	26
Şekil 3.14: UITP SORT 1 sürüş çevrimi noktaları.	27
Şekil 3.15: ISO 6336-6'ya göre eşdeğer tork hesabı aracı.	30
Şekil 3.16: KISSsys programı arayüzü.	31
Şekil 4.1: KISSsys içerisindeki "Efficiency Template" modülünü açma.	35
Şekil 4.2: Talep edilen alt hesaplama modülünün seçilmesi.	36
Şekil 4.3: Dişli kutusu parametrelerinin girileceği alt modüller.	36
Şekil 4.4: Veri girişlerinden sonra görüntülenen model.	36
Şekil 4.5: Dişli kutusu girişindeki eşdeğer tork ve hız değeri için termal sonuçlar.	37
Şekil 4.6: KISSsys kayıp tablosu.	38
Şekil 4.7: "Housing" ilk penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.	40
Şekil 4.8: "Housing" ikinci penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.	41
Şekil 4.9: "Housing" üçüncü penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.	41
Şekil 4.10: "Settings" ilk penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.	42
Şekil 4.11: "Settings" ikinci penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.	42
Şekil 4.12: "Ventilation" penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.	43
Şekil 4.13: "Lubrication" penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.	44
Şekil 4.14: "Oil cooler" penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.	44
Şekil 4.15: İterasyon 0 için elde edilen sonuçlar.	45
Şekil 4.16: İterasyon 1'de ventilasyona maruz kalan yüzeyler	46
Şekil 4.17: "Ventilation" penceresinde İterasyon 1 için yapılan seçimler.	47
Şekil 4.18: İterasyon 1 için elde edilen sonuçlar.	48
Şekil 4.19: İterasyon 1'de yağ sıcaklığının ulaşacağı değer.	49
Şekil 4.20: İterasyon 2'de eklenen termal kanatçıklar.	50
Şekil 4.21: "Settings" ilk penceresinde İterasyon 2 için yapılan seçimler.	51
Şekil 4.22: "Settings" ikinci penceresinde İterasyon 2 için yapılan seçimler.	51
Şekil 4.23: "Settings" ikinci penceresinde İterasyon 2 için yapılan seçimler.	51
Şekil 4.24: İterasyon 2 için elde edilen sonuçlar.	52

Şekil 4.25: İterasyon 2’de yağ sıcaklığının ulaşacağı değer.	53
Şekil 4.26: Ventilasyon olmaması durumunda ihtiyaç duyulacak soğutma gücü.	55



TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 1.1: Şehir içi otobüs/midibüslerin yıllık mesafe ve tüketim ortalamaları.	6
Tablo 1.2: Şehir içi otobüs/midibüslerin hibrit dönüşümünün potansiyel kazançları.	7
Tablo 3.1: Konu aracın temel özellikleri.	13
Tablo 3.2: Günün saatlerine göre değişen yolcu yoğunluğu.	27
Tablo 3.3: UITP SORT 1 sürüş çevrimi noktaları ve bölümleri.	28
Tablo 3.4: KISSsys modelinde kullanılan dişli parametreleri.	29
Tablo 4.1: İterasyon 0 için tasarım parametreleri.	39
Tablo 4.2: İterasyon 1 için tasarım parametreleri.	46
Tablo 4.3: İterasyon 2 için tasarım parametreleri.	49
Tablo 4.4: İterasyon 2’de eklenen termal kanatçıklar için tasarım parametreleri.	50
Tablo 4.5: İterasyon 3 için tasarım parametreleri.	54
Tablo 4.6: Termal analiz iterasyonlarının karşılaştırmalı sonuçları.	56

1. GİRİŞ

Atmosfere salınan sera gazlarının küresel ısınmaya ve iklim değişikliklerine yol açması, bu gazların azaltılmasına yönelik Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi, Kyoto Protokolü ve Kopenhag Uzlaşması gibi çeşitli uluslararası adımların atılmasına neden olmuştur. Ulaşım sektörü, fosil yakıt tüketiminden kaynaklanan emisyonların önemli bir kaynağıdır. Bu bağlamda, düşük emisyonlu içten yanmalı motor teknolojileri, alternatif yakıtlar, hibrit ve elektrikli araçlar ile yakıt hücreleri gibi alternatif tahrik sistemleri üzerine yürütülen çalışmalar, sürdürülebilir bir gelecek için kritik öneme sahiptir [1].

Sera gazı emisyonlarını azaltmanın yanı sıra, yakıt tüketiminin düşürülmesi de bu teknolojilerin geliştirilmesinde temel bir motivasyon kaynağıdır. Türkiye'nin enerji portföyünde petrolün önemli bir yer tutması ve bu kaynağın büyük ölçüde ithalata dayanması, ülkenin enerji güvenliği ve dış ticaret dengesi üzerinde ciddi bir baskı oluşturmaktadır. Bu nedenle, petrol tüketimini azaltmaya yönelik her türlü teknolojik gelişme, ulusal düzeyde stratejik bir değere sahiptir.

Bu tez çalışması, bu çerçevede, seri hibrit mimariye sahip bir şehir içi otobüs için geliştirilecek bir dişli kutusunun konsept tasarımından başlayarak termal optimizasyonuna odaklanmaktadır.

1.1. Literatür Özeti

Dişli kutularının termal analizi ve optimizasyonu, mühendislik alanında üzerine kapsamlı araştırmalar yürütülen ve güncelliğini koruyan bir konudur. Bu alandaki bilimsel çalışmalar, temel olarak dişli kutularındaki güç kayıplarının doğru bir şekilde tahmin edilmesine ve sistemin ısı davranışının modellenmesine odaklanmaktadır. Araştırmacılar, dişli kutusu bileşenleri, yağlama yağı ve çevre koşulları arasındaki karmaşık ısı transferi mekanizmalarını modellemek amacıyla sıklıkla ısı ağ (termal ağ) yöntemi gibi sayısal yaklaşımlardan faydalanmaktadır. Güç kayıplarının ana kaynakları olarak öne çıkan yağ çalkalanması, dişliler arası sürtünme ve rulmanlardaki kayıplar detaylı bir şekilde analiz edilmekte ve bu kayıpların sistemin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri incelenmektedir. Yürütülen tüm bu çalışmaların nihai hedefi, enerji

verimliliği artırılmış, dolayısıyla yakıt tüketimini ve emisyonları azaltan daha üstün dişli kutusu tasarımları geliştirmektedir.

Changenet C., Oviedo-Marlot X., ve Valex P. 2006 yılında altı ileri manuel şanzımandaki güç kayıplarını tahmin etmek için bir model geliştirmeyi amaçlayan bir çalışma yapmışlardır. Yakıt tüketimini azaltma ihtiyacına yanıt olarak, yazarlar şanzımandaki diş sürtünmesi, rulmanlar, yağ kayması ve yağ çalkalanması gibi çeşitli güç kaybı kaynaklarını incelemişlerdir. Makale, şanzımanın farklı sıcaklıklardaki verimliliğini değerlendirmek için deneysel verilerle karşılaştırılan bir termal ağ modeli kullanarak bu kayıpları incelemiştir. Özellikle, düşük sıcaklıklarda doğru tahminler için sıcaklık dağılımlarının önemini vurgulamaktadır [2].

Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F. ve Valex P. 2012 yılında dişli kutularının ısı transferini ve güç kayıplarını analiz etmek için termal ağ yaklaşımına dayalı yeni bir model sunmuşlardır. Sunulan model geleneksel yaklaşımların aksine, yağ karteri sıcaklığına dayalı izotermal yöntemlerin sınırlılıklarını vurgulamakta ve dişli kutusu içindeki sıcaklık dağılımının daha ayrıntılı bir haritasını sağlamaktadır. FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau - Dişliler ve Şanzıman Yapımı Araştırma Merkezi) test düzeneğinde yapılan deneysel ölçümlerle modelin doğruluğu başarıyla doğrulanmış ve dişli daldırma derinliğinin maksimum dişli yüzey sıcaklıkları üzerindeki önemli etkisi ortaya konulmuştur. Bu bulgular, aşınma sınırlarının tahmininde ve dişli verimliliğinin optimize edilmesinde daha güvenilir sonuçlara yol açarak dişli tasarımı ve yağlaması için önemli pratik çıkarımlar sunmaktadır [3].

Prakash Del Valle C., 2014 yılında yayınladığı yüksek lisans tezinde FZG test dişli kutusunun termal modellemesini amaçlamaktadır. Yazar, dişli teması sırasında oluşan enerji kayıplarının ısıya dönüşerek dişli kutusu bileşenlerinin sıcaklığını artırdığı gerçeğinden yola çıkarak, bu ısı dağılımını daha iyi anlamak için bir model geliştirmiştir. Model, her bir makine bileşenini temsil eden düğümlerle termal bir ağ üzerine kurulmuştur ve termal dirençler (deformasyon, iletim, konveksiyon, radyasyon gibi) ile güç kayıplarını hesaba katmaktadır. Geliştirilen MATLAB programı, termodinamik prensipleri kullanarak bileşenlerin sıcaklık değişimini tahmin edebilmekte ve bu tahminler deneysel verilerle doğrulanmıştır. Tezin temel amacı, bu modelin termal analiz için geniş yeteneklerini göstermek, böylece minimum yağlama ihtiyacı ve aşırı ısınmayı önleme yolları gibi konulara ışık tutmaktır [4].

Concli, F., Gorla, C. 2016 yılında yaptıkları çalışmada dişlilerdeki güç kayıplarını, özellikle de yüksüz durumlarda ortaya çıkan rüzgar sürtünmesi, çalkalanma ve sıkışma kayıplarını anlamaya ve tahmin etmeye odaklanmışlardır. Yazarlar, bu kayıpları modellemek için hem deneysel verilere dayalı analitik modelleri hem de sayısal yöntemleri (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) ele almaktadır. Makale, her yaklaşımın avantajlarını ve dezavantajlarını kapsamlı bir şekilde inceleyerek, belirli hedeflere (örneğin, akışkan dağılımı veya güç kaybı tahmini) bağlı olarak hangi modelin ne zaman tercih edilmesi gerektiğini açıklıyor. Sonuç olarak karmaşık dişli kutularındaki güç kaybı tahminleri için yeniden ağ oluşturma teknikleriyle birleştirilmiş Sonlu Hacim (FV) yöntemlerinin en doğru sonuçları sunduğunu vurgulamaktadır [5].

Häggström M., 2017 yılında yayınladığı yüksek lisans tezinde bir kamyon şanzımanının termal davranışını simüle edebilen bir model oluşturmayı amaçlamaktadır. Şanzıman verimliliği ve bileşen ömrü gibi kritik parametreler sıcaklığa bağlı olduğundan, çalışma sırasında bileşen sıcaklıklarını belirleyebilmek büyük önem taşımaktadır. Deneysel ölçümler zor olduğu için, bu model, mekanik kayıpları ve ısı transferini hesaba katarak şanzıman içindeki sıcaklık rejimini tahmin etmek için değerli bir araç sunmaktadır. LMS Imagine.Lab Amesim 14.0 yazılımı kullanılarak geliştirilen bu model, dişli çarklar, miller, yataklar, muhafaza ve şanzıman yağı gibi çeşitli bileşenlerin sıcaklıklarını incelemeye olanak tanır ve gelecekte yapılacak şanzıman tasarımlarını optimize etmekte kullanılabilir [6].

Barday D., Fossier C., Changenet C., Ville F. ve Berier V. 2018 yılındaki yayınladıkları makalede kamyon tahrik akslarının güç kayıpları ve ısı transferi özelliklerini incelemiştir. Yazarlar ekibi, aks sistemindeki termo-mekanik yaklaşımları ve ISO standartlarının yeterliliğini değerlendiriyor. Çalışma, aksın genel verimliliğini artırmanın yanı sıra, bileşenlerin dayanıklılığı için kritik olan sıcaklık dağılımını daha doğru bir şekilde tahmin etmeyi amaçlamıştır. Özellikle, yağ çalkalanma kayıplarının ve dişli seti sıcaklıklarının tahmininde mevcut standart formüllerdeki tutarsızlıklar ele alınarak, daha gerçekçi sonuçlar veren iyileştirmeler sunulmuş ve termal ağ modelinin faydaları açıklanmıştır [7].

Paschold C., Sedlmair M., Lohner T., Stahl K. 2022 yılında yaptıkları çalışmada dişli kutularının transiyent çalışma koşulları altındaki bileşen sıcaklıklarını hesaplamak için geliştirilmiş bir yöntemi sunmaktadır. Yazarlar, geleneksel olarak

kararlı hal koşullarına odaklanan WTplus yazılımındaki Termal Ağ Yöntemi'ni genişleterek, her bir modelleme düğümünün kütlesini ve özgül ısı kapasitesini dikkate alarak zamanla sıcaklık değişimlerini belirleyebilen bir sistem oluşturmuşlardır. Bu sayede, WTplus yazılımının artık dişli kutusu tasarımının optimizasyonu ve verimliliğinin artırılması için kritik öneme sahip olan yük çevrimleri sırasındaki kritik sıcaklık zirvelerini tahmin edebildiğini vurgulamışlardır. Uygulanan metodoloji, FZG dişli verimlilik test düzeneğinde toplanan gerçek yol koşulları ölçümleriyle kapsamlı bir şekilde doğrulanmıştır [8].

Uerlich, R., Köller, S., Witham, G., Koch, T. ve Eckstein, L. 2022 yılında yayınladıkları çalışma, ağır ticari araçlar için elektrikli tahrik akslarının verimliliğini ve termal dengesini tahmin etmek için otomatik bir yaklaşımın deneysel doğrulamasına odaklanmaktadır. Yazarlar, geleneksel içten yanmalı motorlu araçların verimliliğini değerlendiren mevcut VECTO aracıyla entegre edilebilecek yeni bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamaktadır. Geliştirilen bu yeni model, dişli kutusunun performansını ve ısıl davranışını tasarımın erken aşamalarında tahmin ederek çok çeşitli güç aktarım sistemi konfigürasyonlarının verimli bir şekilde değerlendirilmesine olanak tanır. Makale, geliştirilen simülasyon modelinin doğruluğunu, gerçek bir prototip elektrikli ticari araç aksından toplanan ölçüm verileriyle karşılaştırarak göstermektedir [9].

Autiero, M., Cirelli, M., Paoli, G. ve Valentini, P. P. 2023 yılında yaptıkları çalışma ile silindirik dişli kutularının transiyent çalışma koşulları altında güç kaybını ve termal davranışını tahmin etmek için veri odaklı yenilikçi bir yaklaşım sunmuşlardır. Araştırmacılar, dişli sürtünme katsayılarını tahmin etmek için kısmi bir elasto-hidrodynamic yağlama (EHY) modeli ve diğer güç kaybı kaynakları için analitik ve yarı ampirik modeller kullanarak, sistemin güç kaybını çeşitli yöntemlerle hesaplamışlardır. Bu karmaşık modellerin hesaplama yükünü azaltmak için, yapay sinir ağına dayalı, azaltılmış sıralı bir model geliştirilmiştir. Bu model, tüm kararlı ve geçici çalışma koşullarında yüksek doğrulukla termal davranış simüle etmek için bir termal ağ yaklaşımıyla birleştirilmiştir, bu da hesaplama süresini önemli ölçüde azaltmıştır. Sonuçlar, literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır, bu da metodolojinin genel verimliliği ve bileşen sıcaklıklarını düşük hesaplama maliyetiyle tahmin etme yeteneği için uygulanabilirliğini vurgulamaktadır [10].

1.2. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Hibrit tahrik sistemleri, sera gazı emisyonlarının azaltılması ve fosil yakıt tüketiminin düşürülmesi gibi çevresel ve ekonomik avantajları sayesinde otomotiv sektöründe giderek daha fazla önem kazanmaktadır. Binek araç segmentinde pazar payını sürekli artıran bu teknoloji, Toyota'nın Prius modeli gibi öncü ürünlerle geniş kitlelere ulaşmış ve günümüzde birçok marka için standart bir opsiyon haline gelmiştir.

Bununla birlikte, hibrit teknolojisinin binek araçlardaki bu yaygınlığının aksine, otobüs ve midibüs gibi ticari araçlardaki uygulama alanı oldukça sınırlı kalmıştır. Piyasada seri hibrit mimariye sahip bazı modeller bulunsa da bu teknolojinin yaygınlaşamamasının temelinde yatan en önemli nedenlerden biri, mevcut güç aktarım sistemlerinin genellikle şehirler arası taşımacılık odaklı kamyon platformlarından türetilmiş olmasıdır. Kamyonların operasyonel karakteristiği, düşük dur-kalk sıklığına dayandığından, hibrit sistemlerin temel verimlilik avantajı olan rejeneratif frenlemeden yeterince faydalanamazlar. Oysa şehir içi toplu taşıma hizmeti veren otobüs ve midibüslerin sık dur-kalk içeren sürüş döngüleri, her frenlemede kinetik enerjinin geri kazanılarak bataryada depolanmasına ve ihtiyaç anında yeniden kullanılmasına olanak tanır. Bu durum, hibrit sistemleri şehir içi toplu taşıma için ideal bir çözüm haline getirmektedir.

Şehir içi toplu taşıma filosunun hibrit teknolojisine geçişi, Türkiye'nin enerji politikaları açısından stratejik bir önem taşımaktadır. Ülkenin enerji arz güvenliği üzerindeki en büyük baskı unsurlarından biri, fosil yakıtlardaki yüksek dışa bağımlılıktır. 2020 yılı verilerine göre Türkiye'nin fosil yakıtlarda genel dışa bağımlılık oranı %83,7 iken, bu oran ham petrol özelinde %92,9 gibi kritik bir seviyeye ulaşmıştır. 1954'ten 2020'ye kadar keşfedilen 210 milyon tonluk petrol rezervinin 162 milyon tonu halihazırda üretilmiş olup, kalan 48 milyon tonluk üretilabilir rezerv, mevcut üretim hızıyla yalnızca 15 yıllık bir ömre işaret etmektedir [11].

Bu bağımlılığın ekonomik yükü oldukça ağırdır. 2023 sonu verileri, Türkiye'nin günlük yaklaşık 1.000.000 varil olan petrol ihtiyacının sadece 100.000 varillik kısmını yerli üretimle karşılayabildiğini göstermektedir. 2023 yılı ortalama petrol fiyatı olan 80 \$/varil üzerinden yapılan bir hesaplama, ülkenin günlük 900.000 varillik petrol ithalatı için yıllık yaklaşık 26,3 milyar dolar harcadığını ortaya koymaktadır. Bu

rakamın büyüklüğü, 2023 yılı Milli Eğitim Bakanlığı bütçesi olan yaklaşık 16,2 milyar dolar ile kıyaslandığında daha net anlaşılmaktadır [12]. Bu bağlamda, petrol tüketimini azaltacak her türlü teknolojik atılım, ulusal ekonomi için hayati değere sahiptir.

Bu çalışmada, Türkiye'deki otobüs ve midibüs filosunun hibrite dönüştürülmesinin yaratacağı potansiyel ekonomik kazanç analiz edilmiştir. Literatürde bu araçların yakıt tüketimine dair kesin veriler bulunmamakla birlikte, sektör paydaşlarıyla yapılan görüşmeler sonucunda elde edilen tahmini değerler **Tablo 1.1**'de sunulmuştur.

Tablo 1.1: Şehir içi otobüs/mibüslerin yıllık mesafe ve tüketim ortalamaları.

Araç Tipi	Yakıt tüketimi [l/100km]	Kat edilen ortalama mesafe [km/yıl]
12m Dizel Motorlu Şehir içi Otobüs	45	90.000
8-10m Dizel Motorlu Şehir içi Otobüs	30	80.000

Analizde kullanılan araç sayıları, Türkiye İstatistik Kurumu'nun (TÜİK) 2023 yıl sonu verilerine dayanmaktadır. Toplam 210.740 adet otobüs ve 502.628 adet minibüs/midibüs bulunmaktadır [12]. Midibüs sayısı ayrı olarak belirtilmediğinden, ihtiyatlı bir yaklaşımla bu kategorinin %35'i (175.793 adet) midibüs olarak kabul edilmiştir.

Binek araçlarda hibrit sistemlerin %15 ila %35 arasında yakıt verimliliği sağladığı kanıtlanmıştır. Otobüs ve midibüslerin sürüş karakteristiği göz önüne alındığında, %25'lik bir verimlilik artışı makul bir öngörü olarak benimsenmiştir. Hesaplamalarda bir varil petrol 159 litre olarak kabul edilmiş ve yine ihtiyatlı bir yaklaşımla bir litre ham petrolden bir litre motorin elde edildiği varsayılmıştır. Bu kabullere dayanan potansiyel kazanç analizi **Tablo 1.2**'de özetlenmektedir.

Analiz sonuçlarına göre, Türkiye'deki mevcut şehir içi otobüs ve midibüs filosunun tamamının hibrite dönüştürülmesi durumunda elde edilebilecek toplam yıllık kazanç potansiyeli yaklaşık 1,6 milyar dolar olarak hesaplanmıştır. Bu rakam, yalnızca ekonomik bir tasarrufu değil, aynı zamanda ülkenin enerji bağımlılığını azaltma hedefi doğrultusunda hibrit teknolojilerinin yerli olarak geliştirilmesi ve yaygınlaştırılması için ne denli güçlü bir stratejik motivasyon kaynağı olduğunu da açıkça ortaya koymaktadır.

Tablo 1.2: Şehir içi otobüs/midibüslerin hibrit dönüşümünün potansiyel kazançları.

Araç Tipi	Harcanan yakıt miktarı [l/yıl]	Araç Sayısı	Toplam Tüketim [varil/yıl]	Yıllık maliyet [\$]	Sağlanabilecek Yıllık Kazanç [\$]
12m Dizel Şehir içi Otobüs	40.500	210.740	53.679.056	4.294.324.480	1.073.581.120
8-10m Dizel Şehir içi Otobüs	24.000	175.793	26.534.792	2.122.783.360	530.695.840

Bu motivasyonla, bu tezin temel amacı, seri hibrit mimariye sahip bir şehir içi otobüs için geliştirilecek yeni nesil bir dişli kutusunun, harici bir yağ soğutucusuna ihtiyaç duymadan, doğal soğutma yöntemleriyle termal olarak kararlı çalışmasını sağlayacak şekilde optimize edilmesidir. Dişli kutularında oluşan güç kayıpları ısıya dönüşür ve bu ısının etkin bir şekilde atılamaması, yağ sıcaklığının kritik seviyelere ulaşmasına neden olabilir. Bu durum, yağın viskozitesini düşürerek yağlama kabiliyetini azaltır, dişli ve rulman gibi kritik bileşenlerin ömrünü kısaltır. Genellikle bu sorunu çözmek için sisteme harici bir yağ soğutucusu eklenir. Ancak bu çözüm, sistemin maliyetini, ağırlığını ve karmaşıklığını artırır.

Bu çalışmanın özgün katkısı, dişli kutusu tasarımının henüz konsept aşamasındayken, fiziksel modellemeye dayalı bir metodoloji ile termal davranışın analiz edilip optimize edilmesidir. Bu yaklaşım, maliyetli prototip ve test süreçlerine geçmeden önce, farklı tasarım alternatiflerinin (gövde geometrisi, ventilasyon, termal kanatçıklar vb.) termal performans üzerindeki etkilerinin hızlı ve güvenilir bir şekilde değerlendirilmesine olanak tanır.

2. HİBRİT ARAÇLAR

Hibrit tahrikli araçlar, iki veya daha fazla farklı tahrik sistemini (genellikle bir içten yanmalı motor ve bir elektrik motoru) ve/veya iki farklı enerji kaynağı optimum şekilde düzenlenerek, konvansiyonel içten yanmalı motora göre daha düşük yakıt tüketimi ve emisyon seviyeleri suna taşıtlardır.

2.1. Hibrit Araç Nedir?

Birleşmiş Milletler'in 2003 yılında yaptığı tanıma göre, hibrit araç, en az iki enerji dönüştürücüsü ve aynı araç içerisine monte edilmiş enerji depolama sistemine sahip bir araçtır. Hibrit sistemlerin temel amacı, farklı sürüş koşullarında her bir güç kaynağının en verimli olduğu çalışma noktalarını kullanarak genel sistem verimliliğini maksimize etmektir [1].

Hibrit tahrik sistemleri, yakıt tasarrufu ve emisyon azaltımını birkaç temel prensip sayesinde gerçekleştirir. Bu prensiplerden ilki, konvansiyonel araçlarda frenleme sırasında fren balatalarında ısıya dönüşerek boşa harcanan kinetik enerjinin geri kazanılmasıdır. Hibrit araçlarda elektrik motoru bir jeneratör gibi çalışarak bu enerjiyi bataryalarda depolar ve daha sonra aracın tahriki için tekrar kullanır. Bu özellik, özellikle sık dur-kalk yapılan şehir içi trafikte önemli bir verimlilik artışı sağlar.

İkinci bir prensip olarak, hibrit sistemler içten yanmalı motorun (İYM) daima en verimli devir ve yük aralığında çalışmasını hedefler. Güç ihtiyacı düşük olduğunda İYM kapatılabilir ve araç sadece elektrik motoruyla ilerleyebilir. Güç ihtiyacının yüksek olduğu durumlarda ise elektrik motoru, İYM'ye destek vererek motorun zorlanmasını ve verimsiz bölgelerde çalışmasını engeller.

Bu verimlilik yaklaşımını tamamlayan son özellik ise aracın durduğu anlarda ortaya çıkar. Örneğin trafik ışıklarında beklerken içten yanmalı motor otomatik olarak kapatılır ve bu sayede rölantide oluşan gereksiz yakıt tüketimi tamamen ortadan kaldırılır. Hareket gerektiğinde motor anında ve sessizce tekrar çalıştırılarak kesintisiz bir sürüş deneyimi sunulur [1].

2.2. Hibrit Araç Türleri

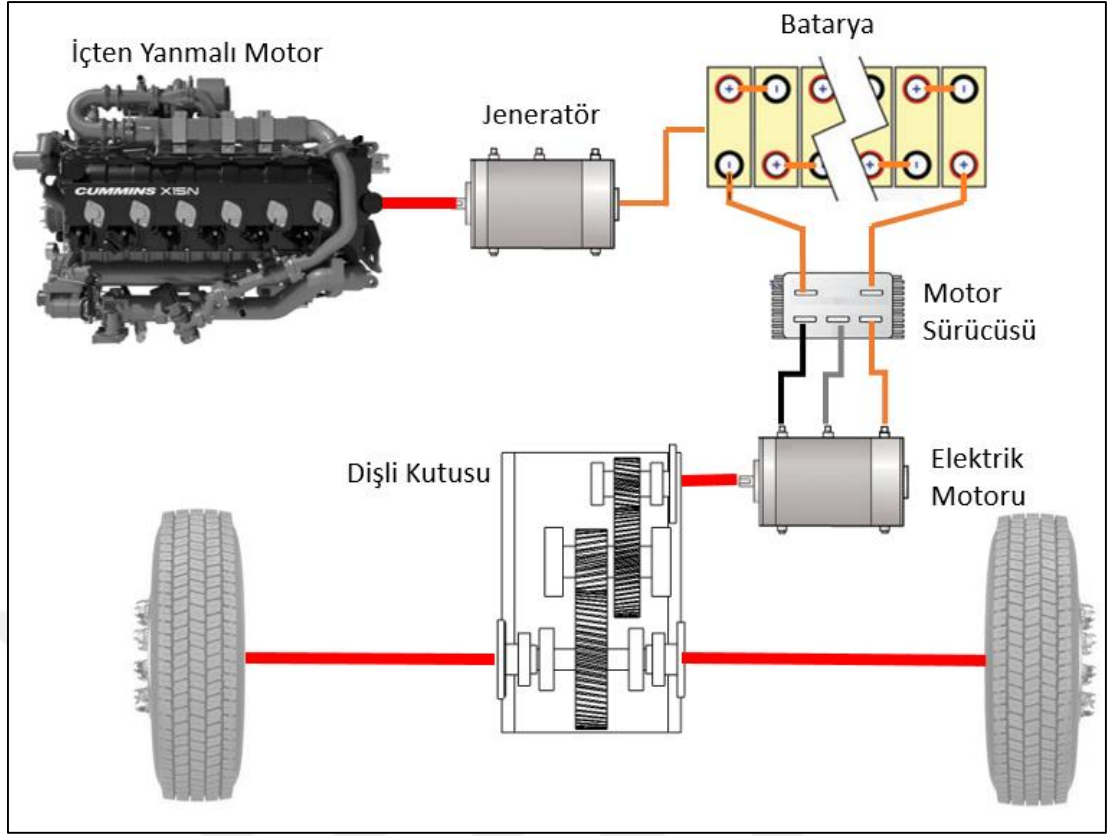
Hibrit araçlar, güç aktarım organlarının mimarisine, yani İYM, elektrik motoru ve tekerlekler arasındaki güç akışının nasıl düzenlendiğine göre temel olarak üç ana kategoriye ayrılır.

2.2.1. Seri Hibrit

Seri hibritlerde araç yalnızca bir veya daha fazla elektromotorla tahrik edilmektedir. **Şekil 2.1**'de gösterildiği gibi içten yanmalı motor, bir elektrik jeneratörü ile akuple edilmiştir. Bu jeneratör, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür ve bu enerji, tekerlekleri tahrik eden bir veya daha fazla elektrik motoruna iletilir. Enerji ayrıca batarya veya kondansatörlerde de depolanabilir.

Bu mimarinin en önemli avantajlarından biri, içten yanmalı motorun tahrik tekerleklerinden tamamen ayrılması sayesinde motorun stasyonier olarak en optimal devir sayısı bölgesinde çalıştırılabilmesidir. Bu durum, uygulamaya bağlı olarak yakıt sarfiyatının ve egzoz emisyonlarının büyük oranda düşmesini sağlar. Ayrıca, motor ile tekerlekler arasında mekanik bir kavrama bulunmaması, tasarımcılara ilave fonksiyonel serbestlik dereceleri sunarak alçak tabanlı otobüsler gibi özel araçların yapımını kolaylaştırır. Ancak bu avantajlara karşın, kimyasal enerjinin kinetik enerjiye ulaşana kadar art arda birden fazla dönüşüme uğraması (kimyasal → mekanik → elektrik → kinetik), toplam verimin düşmesine ve enerji kayıplarına yol açabilmektedir.

Seri hibrit mimarinin teknik avantajlarının yanı sıra, elektrifikasyon sürecinde stratejik bir önemi de bulunmaktadır. Bu mimaride, içten yanmalı motor ve jeneratörden oluşan güç üretici grup, tahrik sisteminden bağımsız bir modül olarak çalışır. Bu modüler yapı, gelecekte batarya teknolojilerinin gelişmesi ve menzil kaygılarının azalmasıyla birlikte, içten yanmalı motor modülünün sistemden tamamen çıkarılarak aracın kolayca tamamen elektrikli (full-electric) bir yapıya dönüştürülmesine olanak tanır. Dolayısıyla, seri hibrit teknolojisine yapılan yatırımlar, aynı zamanda tamamen elektrikli araç platformlarına geçiş için önemli bir ara basamak ve teknolojik birikim sağlamaktadır.



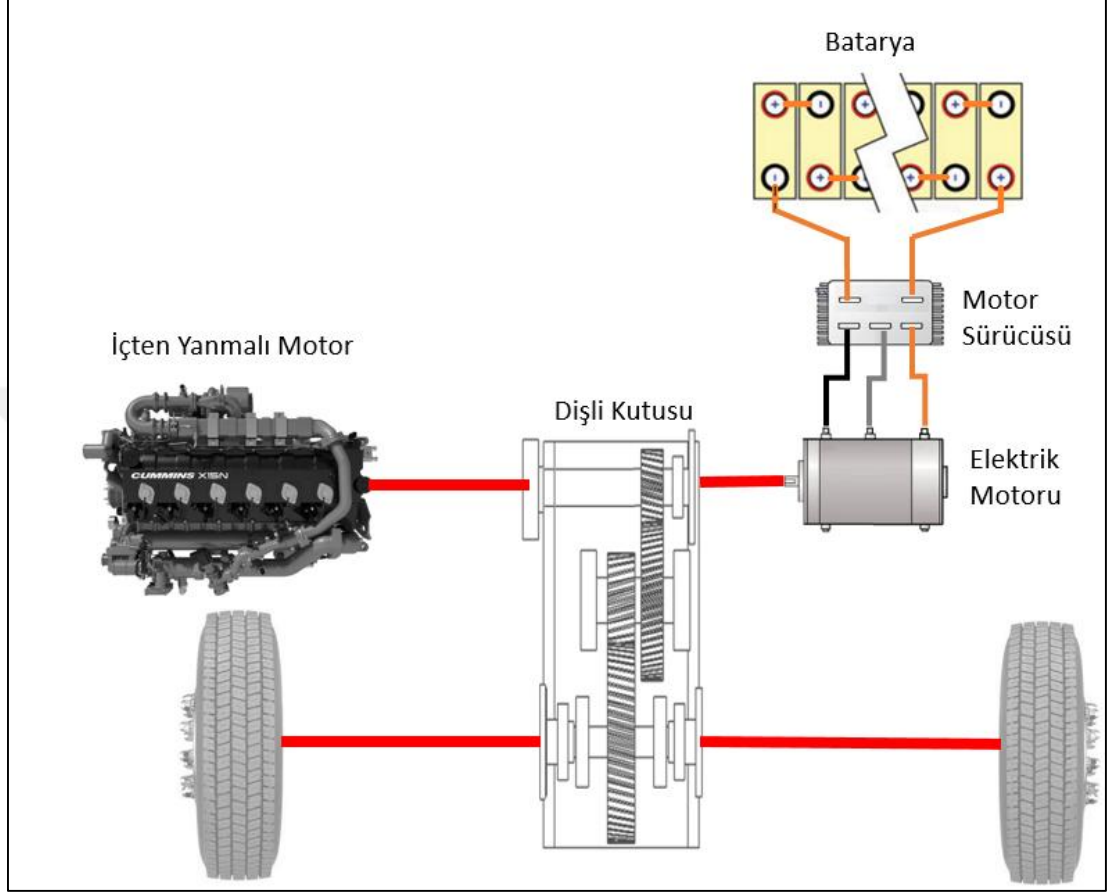
Şekil 2.1: Seri hibrit mimari.

2.2.2. Paralel Hibrit

Paralel hibrit araçlarda, içten yanmalı motor ve elektrik motoru araca güç sağlamak için birlikte çalışacak şekilde **Şekil 2.2**'deki gibi birleştirilir. Genellikle asıl yük içten yanmalı motorda olmakla birlikte, elektrik motoru içten yanmalı motora destek sağlar. Seri hibritlerden temel farkı, içten yanmalı motorun sadece elektrik üretmek yerine doğrudan tekerleklerle güç iletebilmesidir. Bu iş birliği, önemli avantajlar sunar. Elektrik motoru, özellikle kalkış ve hızlanma anlarında içten yanmalı motora destek sağlayarak hem daha yüksek bir performans sunar hem de düşük hızlar ve sık dur-kalk gerektiren şehir içi trafikte motorun yükünü azaltarak yakıt tasarrufu gerçekleştirir. Ayrıca, sistemin yapısı gereği hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru, sürüş koşullarına bağlı olarak gerektiğinde bağımsız olarak da aracı hareket ettirebilir.

Ancak bu yapının bazı dezavantajları da bulunmaktadır. İki farklı güç kaynağının tekerleklerle mekanik olarak bağlanması, özel ve karmaşık bir şanzıman veya birleştirme mekanizması gerektirir. Bu durum, sistemin hem mekanik karmaşıklığını

hem de maliyetini artırır. Ayrıca, içten yanmalı motorun devri tekerleklerin devrine bağlı olduğundan, seri hibritlerdeki gibi her zaman en verimli noktada çalıştırılmaz. Bu da potansiyel verimlilik kazançlarını bir miktar sınırlar.



Şekil 2.2: Paralel hibrit mimari.

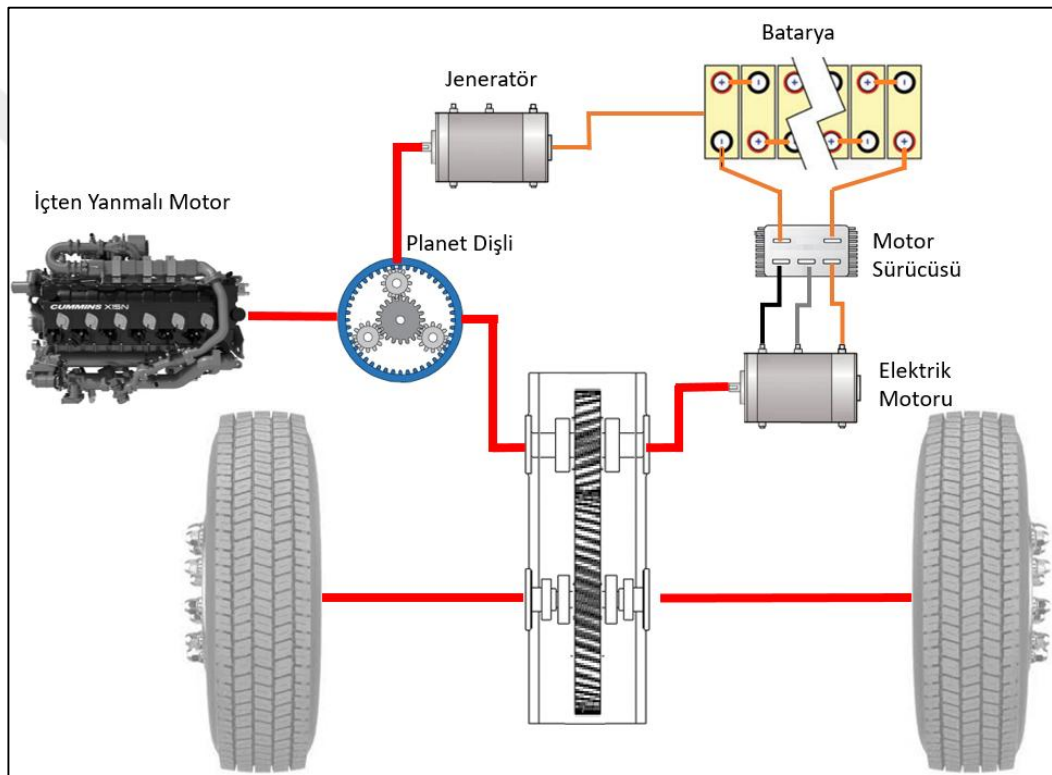
2.2.3. Karışık Hibrit

Karışık hibrit mimari, seri ve paralel sistemlerin avantajlarını birleştirmeyi hedefler. Bu sistemin kalbinde, genellikle bir planet dişli mekanizması olan ve **Şekil 2.3**'te gösterilen bir "güç ayırıcı cihaz" (power split device) bulunur. Bu cihaz, içten yanmalı motorun ürettiği gücü iki yola ayırır: bir kısmı mekanik olarak doğrudan tekerleklerle iletilirken, diğer kısmı bir jeneratörü çevirerek elektrik enerjisi üretmek için kullanılır. Bu elektrik enerjisi, bataryayı şarj edebilir veya doğrudan elektrik motorunu besleyerek tekerleklerle ilave güç sağlayabilir.

Bu esnek yapı sayesinde, gücün dallara ayrılmasıyla enerji yönetimi optimize edilir, farklı sürüş koşullarına uyum sağlanır ve hem seri hem de paralel hibrit sistemlerin avantajları tek bir potada eritilerek yüksek verimlilik ve performans elde edilir.

Gücün dallara ayrılması için diferansiyel vites kutusu, vites kutusu girişine veya çıkışına yerleştirilebilir.

Otomobil sektöründe bu mimarinin en bilinen örneği, Toyota'nın liderlik ettiği ve Toyota e-CVT (Elektronik Kontrollü Sürekli Değişken Şanzıman) adını verdiği hibrit tahrik sistemidir. Toyota e-CVT, özünde bir karışık hibrit sistemidir.



Şekil 2.3: Karışık hibrit mimari.

Bu tez çalışması, seri hibrit mimariye sahip bir otobüs için geliştirilecek dişli kutusuna odaklandığından, bundan sonraki analizler bu mimarinin gereksinimlerine göre şekillendirilecektir.

3. ARAÇ ÖZELLİKLERİ VE DİŞLİ KUTUSU BOYUTLANDIRMA

Bu bölümde, termal optimizasyonu yapılacak olan dişli kutusunun tasarlandığı referans aracın teknik özellikleri, performans hedefleri ve bu hedeflere ulaşmak için takip edilen mühendislik hesaplama adımları detaylandırılmaktadır. Süreç, araç dinamiği analizinden başlayarak, en uygun elektrik motoru ve aktarma oranı seçimini ve son olarak sürüş çevrimine dayalı yük spektrumu ile dişli kutusunun boyutlandırılmasını içermektedir.

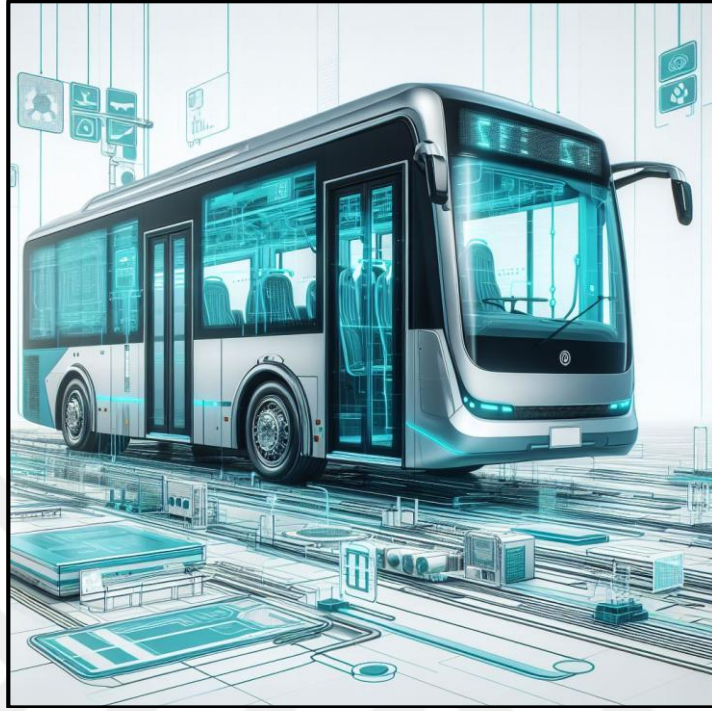
3.1. Araç Özellikleri

Analizler, piyasadaki mevcut şehir içi midibüslerin özellikleri incelenerek oluşturulan kurgusal bir referans araç üzerinden yürütülmüştür. Bu yaklaşım, çalışmanın endüstriyel geçerliliğini ve pratik uygulanabilirliğini sağlamayı amaçlamaktadır. Aracın temel teknik özellikleri **Tablo 3.1**'de özetlenmiştir.

Tablo 3.1: Araç Özellikleri.

Boyutlar	Uzunluk	8000	[m]
	Genişlik	2450	[m]
	Yükseklik(Klimalı)	3150	[m]
	Dingil Aralığı	4250	[m]
	Ön Uzunluk	2000	[m]
Ağırlıklar	Toplam Yüklü Ağırlık (GVW)	8460	[kg]
	Araç Boş Ağırlık	6420	[kg]
	Toplam Yolcu Sayısı	30	
	Birim Yolcu Ağırlığı	68	[kg]
	Toplam Yolcu Ağırlığı	2040	[kg]
Diğer Özellikler	Maksimum hız	90	[km/h]
	Tırmanabilirlik	20%	
	Lastik Boyutu	225/75 R17.5	
	Teker Dinamik Yarıçap	0,38	[m]
	Teker Statik Yarıçap	0,366	[m]
	Yuvarlanma Direnci Katsayısı	0,01	
	Önyüz Alanı	7,7125	[m2]

Araç genel özellikleri ve toplu taşımada kullanılacağı göz önünde bulundurularak elde edilmiş olan endüstriyel tasarım aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Araç endüstriyel tasarımı.

3.1.1. Araç Performans Gereksinimleri

Güç aktarım sisteminin (elektrik motoru ve dişli kutusu) boyutlandırılmasında temel alınacak olan ve aracın şehir içi kullanım senaryolarını karşılamasını sağlayacak minimum performans kriterleri aşağıda listelenmiştir:

- 1- (Koşul-1) Boş halde, 0-20 km/s hızlanmasını en fazla 6 saniyede gerçekleştirebilmelidir.
- 2- (Koşul-2) Boş halde, 0-50 km/s hızlanmasını en fazla 20 saniyede tamamlayabilmelidir.
- 3- (Koşul-3) Tam yüklü halde, 0-50 km/s hızlanmasını en fazla 25 saniyede tamamlayabilmelidir.
- 4- (Koşul-4) %12 eğimli bir yokuşu, asgari 20 km/s hızla çıkabilmelidir.
- 5- (Koşul-5) Düz yolda en az 90 km/s hıza ulaşabilmelidir.

6- (Koşul-6) Tam yüklü halde, %20 eğimli bir yokuşu asgari 5 km/s hızla tırmanabilmelidir.

Bu amaç doğrultusunda, ilk olarak yukarıda belirtilen tüm şartlar altında tekerleklerle iletilmesi gereken çekiş torku ve tekerlek devir sayıları belirlenmelidir. Bunun için, araca etki eden tüm kuvvetlerin hesaplanması gerekmektedir. Bir sonraki bölümde, araç üzerine etki eden kuvvetler detaylı şekilde açıklanacaktır.

Tasarlanan araç, seri hibrit mimariye sahip olup, ihtiyaç duyulan tork ve devir elektrik motoru tarafından sağlanacaktır. Eğer herhangi bir güç aktarım sistemi kullanılmazsa, elektrik motorunun boyutlarının oldukça büyük olması gerekecektir. Bu durum, sistemde kullanılacak diğer elektriksel bileşenlerin de büyümesine sebep olur. Bu nedenle, en uygun aktarma oranı seçilerek aracın bu koşulları mümkün olan en küçük elektrik motoru ile sağlaması, maliyet etkin bir çözüm için gereklidir.

Bir sonraki bölümde, araç üzerine etki eden kuvvetler analiz edildikten sonra motor ve aktarma oranı seçimine geçilecektir.

3.2. Araç Üzerine Etki Eden Kuvvetler

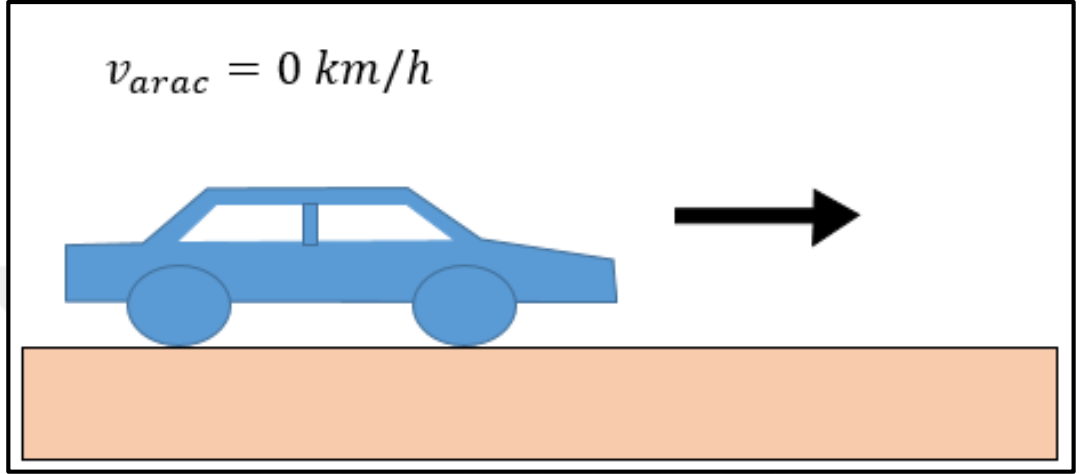
Farklı koşullar altında aracın tekerlerinde ihtiyaç duyulan tork ve devir sayısında farklı olacaktır. Bu amaçla yukarıda farklı performans gereksinimleri için koşullar belirlenmişti. Bu koşulları sağlayan bir güç ve güç aktarım sistemi aracın karşılaşılabileceği diğer koşulları da sorunsuz bir şekilde karşılayacaktır. Bunun için öncelikli olarak araç üzerine etki eden kuvvetlerin ne şekilde hesaplanıldığının bilinmesi gereklidir. Temel olarak araç üzerine aşağıdaki kuvvetler etki eder:

- 1- Yuvarlanma Direnci
- 2- Aerodinamik Direnç
- 3- Eğim Direnci
- 4- İvmelenme Direnci

3.2.1. Yuvarlanma Direnci

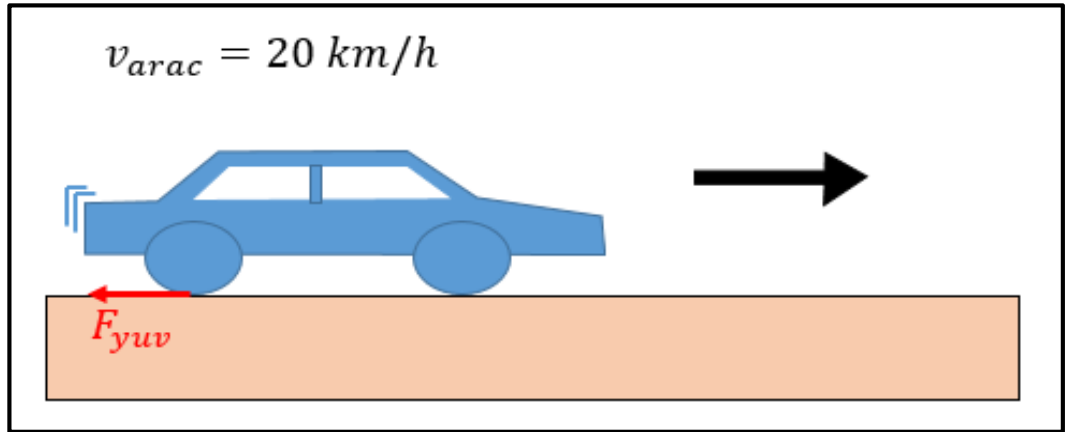
Yuvarlanma direnci, bir aracın hareketine karşı koyan ve enerji kaybına neden olan önemli bir faktördür. Lastiğin yol yüzeyi ile temas ettiği noktadaki deformasyonlar, sürtünme ve diğer faktörler bu direnci oluşturur. Lastik basıncı, lastik tipi, yol yüzeyi, araç ağırlığı ve hava koşulları gibi faktörler yuvarlanma direncini etkiler. Düşük

yuvarlanma dirençli lastikler ve doğru lastik basıncı kullanarak bu direnç azaltılabilir, böylece yakıt tüketimi düşürülür ve çevresel etkiler azaltılır. Yuvarlanma direnci, özellikle elektrikli araçlar için önemli bir parametredir. Çünkü elektrikli araçların menzili, enerji verimliliği doğrudan yuvarlanma direnci ile ilişkilidir.



Şekil 3.2: Araç hareketsiz iken yuvarlanma direnci.

Araç hareketsiz iken, Şekil 3.2’de gösterildiği üzere, araca boyuna doğrultuda etki eden hiçbir kuvvet yoktur.



Şekil 3.3: Araç hareketli iken yuvarlanma direnci.

Araç hareket ettiğinde tekerlerde yuvarlanma direnci ortaya çıkar. Hareket halinde iken bütün tekerlerde yuvarlanma direnci ortaya çıkar ancak toplam direnin, Şekil 3.3’teki gibi bir tekerde gösterilmesi yeterlidir.

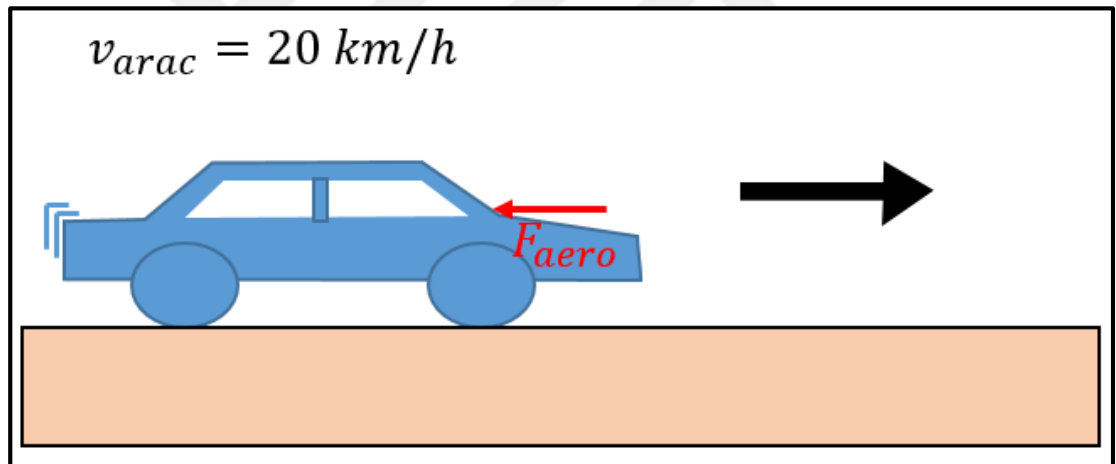
Araca etki eden yuvarlanma direnci aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$F_{yuv} = \begin{cases} 0, & V_{arac} = 0 \\ \pm C_r m_{arac} g \cos(\alpha) & V_{arac} \neq 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki formülde F_{yuv} yuvarlanma direnci [N], C_r yuvarlanma direnci katsayısı, m_{arac} araç kütlesi [kg], α yol eğimi [°], g yerçekimi ivmesidir.[m/s²]

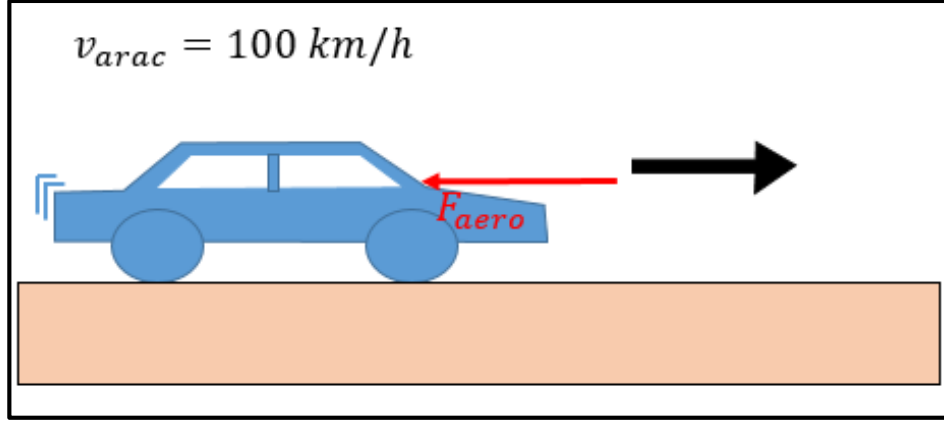
3.2.2. Aerodinamik Direnç

Aerodinamik direnç, bir cisim havada hareket ederken, hava molekülleriyle çarpışması sonucu oluşan ve hareket yönünün tersine etki eden ve etkisi **Şekil 3.4**'te gösterilen bir kuvvettir. Bu kuvvet, aracın hızına, şekline ve hava yoğunluğuna bağlı olarak değişir. Hava direnci, aracın yakıt tüketimini artırır ve hızlanmasını zorlaştırır.



Şekil 3.4: Araç düşük hızda hareketli iken aerodinamik kuvvet.

Aerodinamik kuvvetler aracın her yerinde meydana gelir, ancak burada bunları araca etki eden tek bir konsantre kuvvet olarak gösteriyoruz. Saatte 75 kilometre civarında bir hızda, aerodinamik kuvvet tipik bir otomobilin yuvarlanma direncine benzer büyüklüktedir. Hız daha da arttıkça aerodinamik kuvvet giderek daha hızlı bir şekilde artar.



Şekil 3.5: Araç yüksek hızda hareketli iken aerodinamik kuvvet.

Hız daha da arttıkça aerodinamik kuvvetin giderek daha hızlı bir şekilde arttığı **Şekil 3.5**'te görülmektedir.

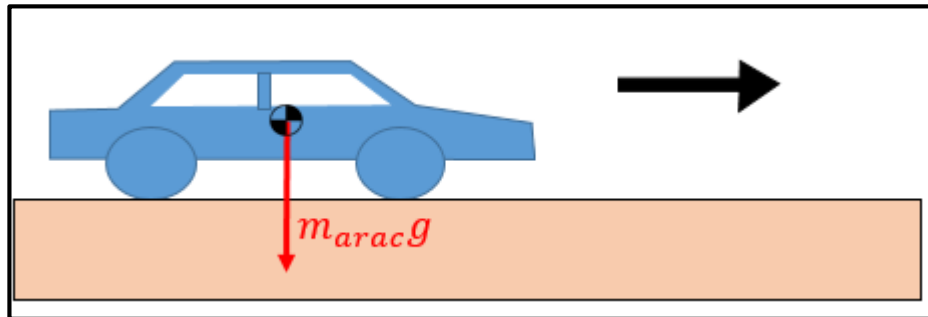
Araca etki eden aerodinamik direnç aşağıdaki formül ile bulunur.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_w A (V_{arac})^2 \quad (3.2)$$

Formülde F_{aero} aerodinamik direnç [N], ρ hava yoğunluğu [kg/m^3], C_w araç form katsayısı, A araç ön yüz kesit alanı [m^2], V_{arac} araç hızıdır [m/s].

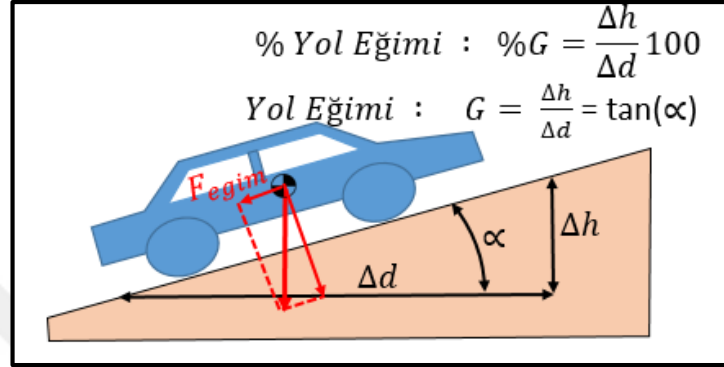
3.2.3. Eğim Direnci

Bir araç eğimli bir yolda hareket ederken, ağırlığının bir kısmı yokuş aşağı yönlü bir kuvvet oluşturur. İşte bu kuvvete eğim direnci denir. Bu direnç, aracın hareketine karşı koyar ve motorun daha fazla güç harcamasına neden olur.



Şekil 3.6: Araç kütlesinden kaynaklanan kuvvet.

Aracın kütlesi, kütle ile yerçekimi ivmesi g 'nin çarpımına eşit olan büyük bir kuvvete yol açar. Kuvvet, aracın yerçekimi merkezinden **Şekil 3.6**'da gösterildiği gibi Dünya'nın merkezine doğru etki eder. Düz bir yüzeyde yola diktir ve bu nedenle aracın boylamsal yönünde hiçbir bileşeni yoktur. Ancak yokuş yukarı veya yokuş aşağı giderken bu durum değişir.



Şekil 3.7: Eğimdeki araca etki eden kuvvet.

Yolun dikliği çoğu zaman eğimi olarak tanımlanır. Eğim, yükseklik değişiminin karşılık gelen yatay harekete bölünmesine eşit boyutsuz bir sayıdır. Eğim çoğu zaman yüzde olarak verilir. Hesaplamaların kolaylığı açısından dereceye çevrilip kullanılır. Araç, **Şekil 3.7**'de gösterildiği üzere alfa açılı bir yokuş yukarı eğimdeyse, kütle artık yola dik değildir. Bu nedenle, artık aracın boylamasına yönünde bir kuvvet bileşenine sahiptir ve buna eğim kuvveti/direnci denilir ve aşağıdaki formül ile hesap edilebilir.

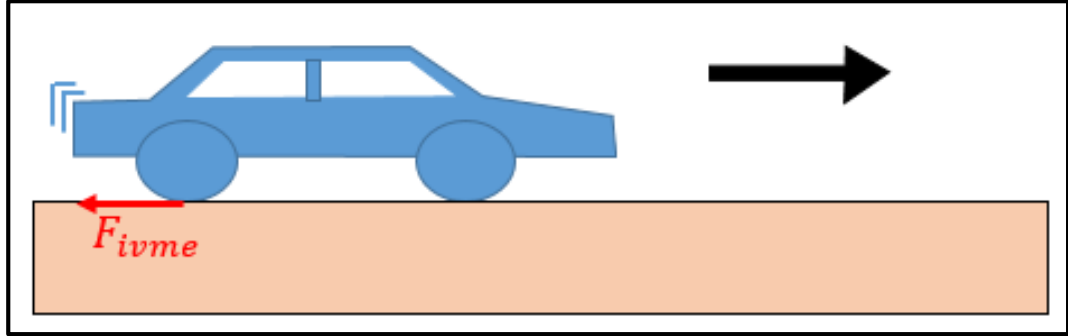
$$F_{eğim} = m_{araç} g \sin(\alpha) \quad (3.3)$$

Formülde geçen $F_{eğim}$ eğim direnci [N], $m_{araç}$ araç kütlesi [kg], α yol eğimi [°], g yerçekimi ivmesidir [m/s^2].

3.2.4. İvmelenme Direnci

İvmelenme direnci, bir taşıtın hızının değiştirilmesi istendiğinde ortaya çıkan, bu değişime karşı koyan bir kuvvettir. Başka bir deyişle, bir taşıtı hızlandırmak veya yavaşlatmak için uygulanan kuvvete karşı yönde etki eden kuvvettir. Bu direnç, taşıtın kütlesi ile doğru orantılıdır. Yani, kütle ne kadar büyükse, ivmelenme direnci de o

kadar büyük olur. Araç hızlandırılmak istendiğinde ters yönde etki eden kuvvet **Şekil 3.8**'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.8: İvmelendirme isteği sonucu etki eden kuvvet

İvmelenme direnci aşağıdaki formül ile hesap edilir.

$$F_{ivme} = m_{arac} a \lambda \quad (3.4)$$

Yukarıdaki formülde verilen F_{ivme} ivmelenme direnci [N], m_{arac} araç kütlesi [kg], a aracın ivmesi [m/s^2], λ dönel atalet katsayısıdır.

3.3. Çekiş Kuvveti, Çekiş Torku ve Teker Devir Sayısı

Güç üretme ve aktarma organları tarafından bir önceki bölümde anlatılan bütün bu dirençleri yenecek bir kuvvetin teker altında oluşturulması gerekir. Buna çekiş kuvveti denir.

$$F_{\text{çekiş}} = F_{yuv} + F_{aero} + F_{eğim} + F_{ivme} \quad (3.5)$$

$F_{\text{çekiş}}$ çekiş kuvvetidir [N].

Bu kuvvetten tekerde ihtiyaç duyulan torka geçmek için

$$M_{\text{çekiş}} = F_{\text{çekiş}} r_{din} \quad (3.6)$$

Formüldeki $M_{\text{çekiş}}$ çekiş torku [Nm] ve r_{din} dinamik teker yarıçapıdır [m].

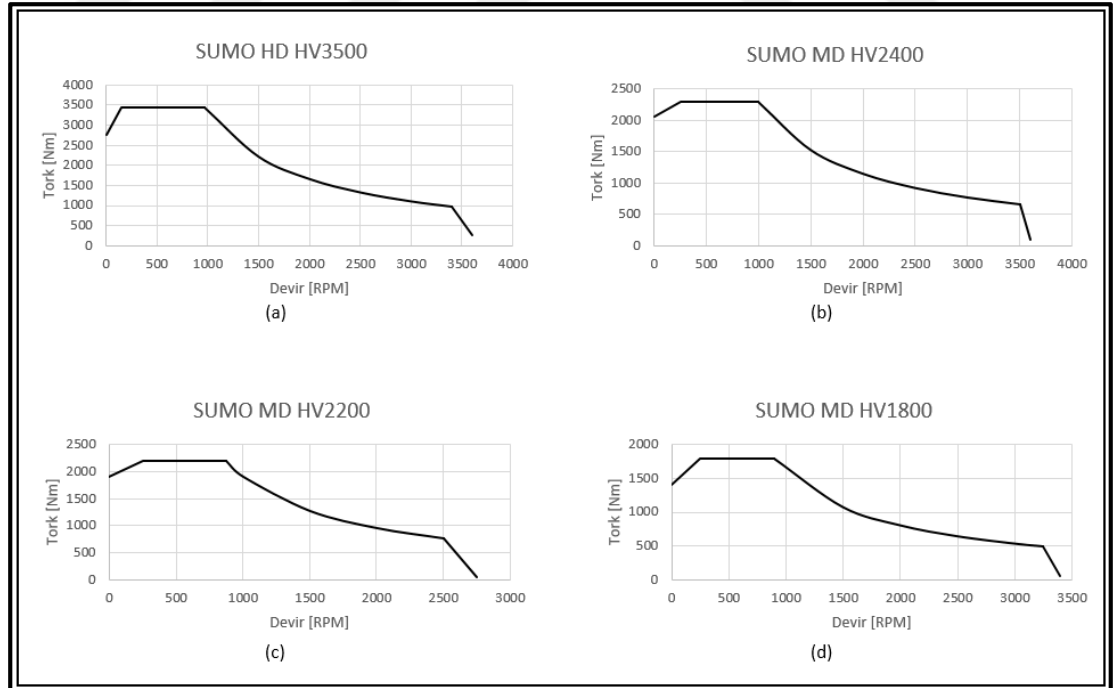
Araç hızına bağlı olarak tekerdeki devir sayısı aşağıdaki formül ile bulunabilir.

$$n_{teker} = \frac{V_{araç} 60}{2\pi r_{din}} \quad (3.7)$$

3.4. Elektrik Motoru ve Aktarma Oranı Seçimi

Seri hibrit bir mimaride, hesaplanan tekerlek torku ve devir ihtiyacını karşılamak üzere bir elektrik motoru ve bu motorun çalışma aralığını optimize edecek bir dişli kutusu (aktarma organı) seçilmelidir. Aktarma organı kullanılmaması durumunda, özellikle düşük hız ve yüksek tork gerektiren tırmanma koşullarını karşılamak için çok büyük ve ağır bir elektrik motoru gerekirdi. Bu durum, hem ilk yatırım maliyetini hem de sistemin genel ağırlığını ve verimsizliğini artırır. Bu nedenle, belirlenen tüm performans gereksinimlerini karşılayabilecek en küçük ve en hafif motoru kullanmaya olanak tanıyan optimum bir aktarma (tahvil) oranı belirlenmelidir.

Ticari araçlar için pazarda seçilebilecek değişik marka ve model elektrik modelleri bulunmaktadır. Bunlar arasında DANA TM4 markasının ürettiği farklı modeller otobüs ve midibüs pazarında yoğun olarak tercih edilmektedir. Bu markaya ait bazı modellere ait Devir-Tork eğrileri Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9: Farklı elektrik motorları için devir ve tork eğrileri

Belirlenen koşulları sağlayabilecek şekilde seçilecek uygun aktarma organı oranları ile en küçük motoru seçmek hem ağırlık hem de maliyet açısından en uygun çözümü verecektir. Elektrik motorunun büyük olması motor sürücüsü ve batarya gibi diğer komponentlerin de büyük olmasına yol açacaktır. Bu da maliyetleri negatif olarak etkileyecektir.

Bu seçim sürecini sistematik hale getirmek için bir Microsoft Excel tabanlı hesaplama aracı geliştirilmiştir.

3.4.1. Elektrik Motoru ve Aktarma Oranı Seçimi İçin Geliştirilen Hesaplama Aracı

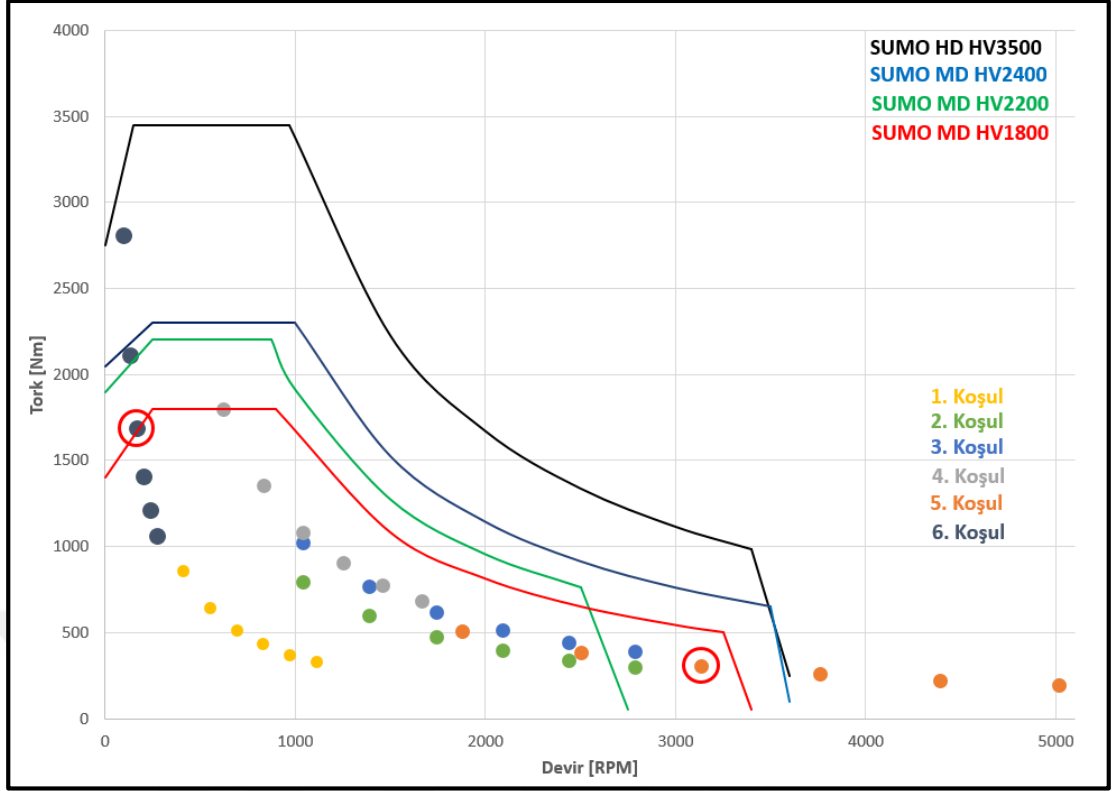
Şekil 3.10'da verilen bu Excel aracı, Bölüm 3.1.1'de tanımlanan tüm kritik performans koşulları için tekerlekte ihtiyaç duyulan tork ve devir değerlerini, farklı aktarma oranları için hesaplayarak motorun karşılaması gereken çalışma noktalarını belirler. azılımın işleyişi, bir dizi sıralı adımdan oluşur.

Sürecin ilk adımında, **Tablo 3.1'**de belirtilen aracın kütlesi, boyutları ve lastik yarıçapı gibi temel özellikleriyle birlikte, her bir performans koşulu (örneğin, %20 eğim, 5 km/s hız, tam yüklü durum) için gerekli olan eğim, hız, ivme ve kütle değerleri gibi girdi parametreleri yazılıma girilir. Ardından yazılım, bu girdileri kullanarak Bölüm 3.2'de verilen formüller aracılığıyla her bir koşul için yuvarlanma, aerodinamik, eğim ve ivmelenme dirençlerini otomatik olarak hesaplar. Hesaplanan bu toplam çekiş kuvvetinden hareketle, bir sonraki adımda tekerlekte ihtiyaç duyulan tork ve devir sayısı bulunur.

Daha sonra, bulunan bu tekerlek değerleri, farklı aktarma oranları (i) dikkate alınarak (3.6) ve (3.7) numaralı denklemlerle motorun sağlaması gereken tork ve devir çalışma noktalarına dönüştürülür. Son ve en kritik aşamada ise yazılım, hesaplanan bu motor çalışma noktalarını, DANA TM4 serisi motorlar gibi potansiyel motor adaylarının tork-devir eğrileri üzerine yerleştirir. **Şekil 3.11'**de gösterildiği üzere bu görselleştirme, belirli bir aktarma oranı için seçilen motorun tüm performans koşullarını karşılayıp karşılayamadığını, yani tüm noktaların motor eğrisinin altında kalıp kalmadığını, anında ve net bir şekilde görmeyi mümkün kılar.

			Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6
	m_{arac}	[kg]	6420	6420	10500	10500	10500	10500
	%G		0%	0%	0%	12%	0%	20%
	V_{arac}	[km/h]	20	50	50	30	90	5
	t	[s]	6	20	25	0	0	0
	$a=\Delta V/\Delta t$	[m/s ²]	0,926	0,694	0,556	0,000	0,000	0,000
ARAÇ ÖZELLİKLERİ								
Araç kütlesi	m_{arac}	[kg]	6420	6420	10500	10500	10500	10500
Toplam yüklü ağırlık	G_v	[N]	62980,2	62980,2	103005	103005	103005	103005
Araç yüksekliği	h	[m]	3,15	3,15	3,15	3,15	3,15	3,15
Araç genişliği	w	[m]	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
Araç ön yüz kesit alanı (mm2)	A	[m ²]	7,7175	7,7175	7,7175	7,7175	7,7175	7,7175
Tırmanabilirlik	%G		0%	0%	0%	12%	0%	20%
Hız	V_{arac}	[km/h]	20	50	50	30	90	5
Hız	V_{arac}	m/sn	5,56	13,89	13,89	8,33	25,00	1,39
Hız (Açısal)	ω	rad/sn	14,62	36,55	36,55	21,93	65,79	3,65
İvme	a	[m/s ²]	0,93	0,69	0,56	0,00	0,00	0,00
Toplam tahvil oranı 1	i_a		3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
Toplam Tahvil Oranı 2	i_a		4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00
Toplam Tahvil Oranı 3	i_a		5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
Toplam Tahvil Oranı 4	i_a		6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
Toplam Tahvil Oranı 5	i_a		7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
Toplam Tahvil Oranı 6	i_a		8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00
Teker Yarıçapı (Dinamik)	r	[m]	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
Teker Yarıçapı (Statik)		[m]	0,366	0,366	0,366	0,366	0,366	0,366
Yuvarlanma direnci katsayısı	C_r		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
1 Yuvarlanma direnci	$F_{yuv} = C_r \cdot G_v \cdot \cos(\alpha)$	[N]	629,8	629,8	1030,1	1022,7	1030,1	1010,0
Araç form katsayısı	C_w		0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
Hava Yoğunluğu	ρ	[kg/m ³]	1,23	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
2 Aerodinamik direnç	$F_{aero} = 0.5 \cdot C_w \cdot A \cdot \rho \cdot V_{arac}^2$	[N]	133,3	846,7	846,7	304,8	2743,3	8,47
Yol eğimi	α	[°]	0,00	0,0	0,0	6,8	0,0	11,3
3 Eğim direnci	$F_{egim} = G_v \cdot \sin(\alpha)$	[N]	0	0	0	12273	0	20200,9
İvme	a	[m/s ²]	0,93	0,69	0,56	0,00	0,00	0,00
Dönel atalet katsayısı	λ		1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
4 İvmelenme direnci	$F_{ivme} = m_{arac} \cdot a \cdot \lambda$	[N]	6242	4681	6125	0	0	0
Çekiş vuvveti	$F_{çekis} = F_{yuv} + F_{aero} + F_{egim} + F_{ivme}$	[N]	7005	6158	8002	13600	3773	21219
Hız @Teker	$n_{teker} = V \cdot 60 / (2\pi r)$	rpm	139,6	349,0	349,0	209,4	628,2	34,9
Tork @Teker	$M_{çekis}$	[Nm]	2564	2340	3041	5168	1434	8063
Güç @Teker	$P = M \cdot n / 9550$	[kW]	37,5	85,5	111,1	113,3	94,3	29,5
1 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :3	[rpm]	419	1047	1047	628	1885	105
2 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :4	[rpm]	558	1396	1396	838	2513	140
3 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :5	[rpm]	698	1745	1745	1047	3141	175
4 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :6	[rpm]	838	2094	2094	1256	3769	209
5 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :7	[rpm]	977	2443	2443	1466	4398	244
6 Hız @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :8	[rpm]	1117	2792	2792	1675	5026	279
1 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :3	[Nm]	890	812	1056	1794	498	2800
2 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :4	[Nm]	668	609	792	1346	373	2100
3 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :5	[Nm]	534	487	633	1077	299	1680
4 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :6	[Nm]	445	406	528	897	249	1400
5 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :7	[Nm]	382	348	452	769	213	1200
6 Tork @Dişli kutusu giriş	Tahvil Oranı :8	[Nm]	334	305	396	673	187	1050

Şekil 3.10: Tork ve hız değerlerini (dişli kutusu girişi) bulmak için geliştirilen araç.



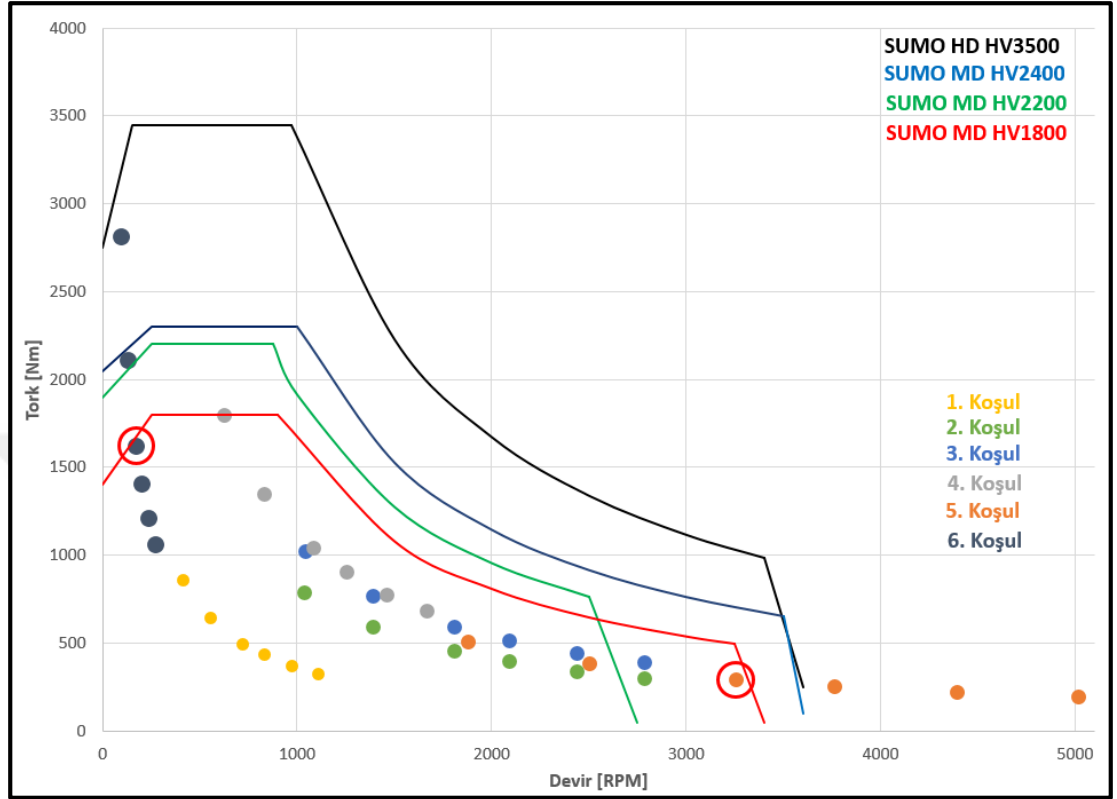
Şekil 3.11: Motor eğrileri ve araç gereksinimlerinin karşılaştırılması

Örnek olarak birinci koşulda 6 farklı tahvil oranı (3, 4, 5, 6, 7, 8) için motor tork eğrisine bu noktalar eklenmiştir. Birinci koşul koyu sarı renk ile gösterilmektedir ve bütün motorlar bu koşulu çok rahat bir şekilde karşılayabilmektedir. 5. koşul için son 3 nokta yani 6, 7 ve 8 tahvil oranları bütün motor eğrilerinin dışında kalmaktadır.

En düşük motor torkuna sahip olan SUMO MD HV1800 motor eğrisinin dışında kalan noktalar o koşullar için bazı tahvil oranları ile bu motorun kullanılamayacağını göstermektedir. Örneğin 5. koşul için 3, 4 ve 5 tahvil oranları motor tork eğrisi içerisinde iken 6, 7 ve 8 tahvil oranları motor eğrisi dışında kalmaktadır. 6. Koşul için bakıldığında ise ilk iki noktanın yani 3 ve 4 tahvil oranları için noktaların eğri dışında kaldığı ve tahvil oranı 5 için ise eğrinin üstünde olduğu görülmektedir. Bu noktayı eğriden bir miktar uzaklaştırmak mümkündür. Bu durumda kırmızı daire içerisinde alından 5. Koşuldaki noktayı da bir miktar eğriye yaklaştıracaktır. Şekil 3.12’de her iki noktanın eğri içerisinde kaldığı tahvil oranı olarak 5,2 olarak alınmıştır.

Bu çalışma kapsamında optimum tahvil oranını bulmak için bir algoritma geliştirilmemiştir. Farklı tahvil oranları görselleştirilerek sonuca ulaşılmıştır. Bu

çalışmanın ana amacı dişli kutusunun termal optimizasyonu olduğundan görselleştirme yoluyla bulunan sonuç bu çalışmanın amacı için yeterlidir.



Şekil 3.12: Optimum aktarma oranı ($i=5,2$) ile motor performansının doğrulanması

3.5. Dişli Kutusu Boyutlandırma

Belirlenen 5.2'lik toplam aktarma oranını sağlamak ve ileride oluşabilecek farklı müşteri ihtiyaçlarına esneklik tanımak amacıyla, tek kademe yerine çift kademeli bir dişli kutusu tasarlanmasına karar verilmiştir.

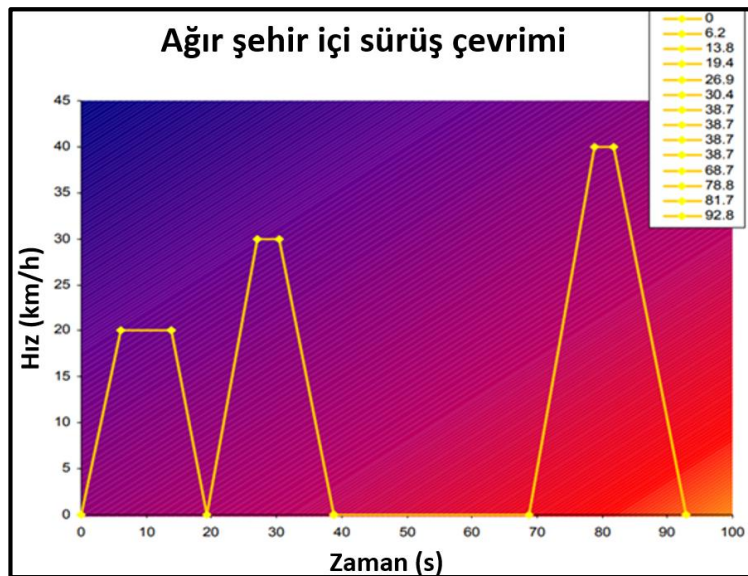
Dişli kutusu boyutlandırılması için endüstride kullanılan bazı yazılımlar mevcuttur. Bunlar arasında en bilinenleri Kisssoft ve Romax yazılımlarıdır. Kisssoft yazılımı, ülkemizde daha yaygın olarak kullanılmakta ve internet üzerinde daha çok kaynağa ulaşılabilmesi nedeniyle tercih edilmiştir. Kisssoft yazılımının alt bir programı olan KISSsys ile sistem düzeyinde tasarım yapıp görselleştirmek mümkündür. Bu çalışmanın amacı doğrultusunda, tüm alt komponent tasarımlarının detaylı optimizasyon çalışmaları yapılmayacaktır. Ana amacımıza ulaşmamızı sağlayacak düzeyde bir matematiksel model oluşturulup, ısı kaynağı olarak değerlendirilen

komponentlerin (dişli, rulman, keçe ve dişli kutusu gövdesi) temel boyutlandırmaları yapılacaktır.

Toplu taşıma araçlarının hızları, gün içerisindeki trafik durumuna göre değişkenlik gösterebilir. Aynı zamanda, araçların yolcu yoğunluğu günün farklı zamanlarında değişiklik gösterebilir. Şehir içi otobüslerin kullanım profilleri için UITP (Uluslararası Toplu Taşımacılık Birliği, Fransızca: Union Internationale des Transports Publics) tarafından geliştirilmiş olan SORT testleri baz alınarak sürüş çevrimleri oluşturulmuştur. UITP SORT testi, otobüslerin yakıt tüketimini standartlaştırılmış bir şekilde ölçmek için kullanılan bir test döngüsüdür. SORT, “Standardized On-Road Test Cycles” (Standartlaştırılmış Yol Test Çevrimleri) anlamına gelir ve UITP tarafından geliştirilmiştir. Bu test, otobüslerin farklı hızlarda ve koşullarda enerji tüketimini ölçmeyi amaçlar. Üç farklı sürüş döngüsü tanımlanmıştır: SORT 1 (12 km/s), SORT 2 (18 km/s) ve SORT 3 (25 km/s). Bu döngüler, otobüslerin hızlarına göre enerji tüketimlerini tahmin etmek için kullanılır.

UITP’nin SORT protokolü kapsamında farklı test döngüleri bulunmaktadır. Bunlar SORT 1 yoğun kentsel alanlar için (Heavy Urban), SORT 2 karışık veya orta yoğunlukta kentsel alanlar için (Mixed Urban) ve SORT 3 banliyö veya düşük yoğunlukta kentsel alanlar için (Suburban) şeklinde olmak üzere 3 farklı mimaridedir.

Bu çalışma sırasında **Şekil 3.13**’te gösterilen yoğun şehir içi kullanımı temsil eden SORT 1 Ağır Şehir İçi Sürüş Çevrimi (Heavy Urban Cycle) kullanılmıştır.



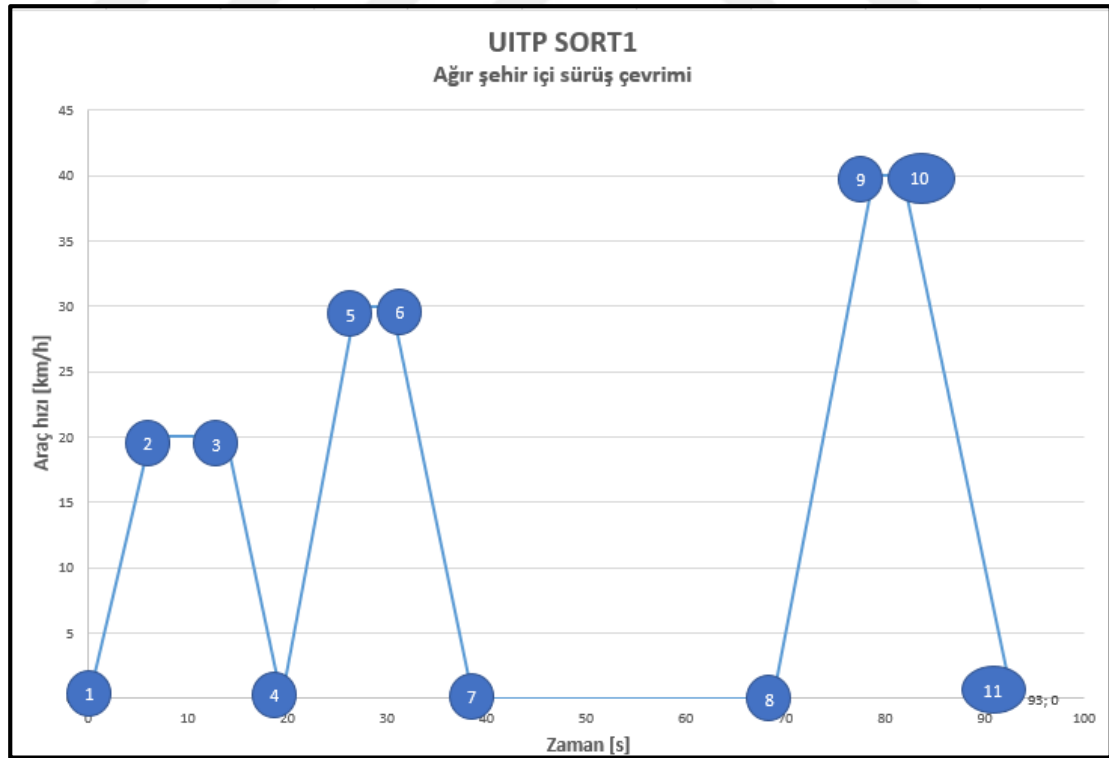
Şekil 3.13: UITP SORT 1 ağır şehir içi sürüş çevrimi.

Aracın yolcu yoğunluğuna göre araç tam yüklü ağırlığı **Tablo 3.2**'de verildiği şekilde öngörülmüştür. En yoğun saatler %100 doluluğa ulaşan sabah saatleridir. Akşam saatleri bir sonraki en yoğun aralık akşam saatleridir ve bunu öğle ve gece saatleri takip etmektedir.

Tablo 3.2: Günün saatlerine göre değişen yolcu yoğunluğu

Zaman Aralığı	Süre [h]	Yolcu Yüzdesi [%]	Araç Tam Yüklü Ağırlığı [kg]
7:00-9:00	2	100	10.500
9:00-16:00	7	50	8.460
16:00-19:00	3	75	9.480
19:00-24:00	5	25	7.440

Bu koşullar belirlendikten sonra UITP SORT 1 sürüş çevriminde verilen zaman-hız grafiğindeki her bir bölüm için dişli kutusu giriş hız ve tork değerleri elde edilecektir. Buradan bulunan değerler ile belirlenen ömür için dişli, şaft ve rulmanların boyutlandırılması yapılabilir.



Şekil 3.14: UITP SORT 1 sürüş çevrimi noktaları

UITP SORT1 sürüş çevriminde 11 nokta ve her iki noktanın birleştirdiği 10 bölüm vardır ve bu bölümler Şekil 3.14 ve Tablo 3.3'te verilmiştir. Yavaşlama bölümleri ve durakta bekleme durumları hesaplama katılmayacaktır. Yani 6 bölüm dikkate alınacaktır.

Tablo 3.3: UITP SORT 1 sürüş çevrimi noktaları ve bölümleri

Diagram Noktası	Diagram Bölümü	Zaman Basamağı [s]	Süre [s]	Araç Hızı [km/h]	Ortalama Hız [km/h]	Sürüş Tipi
1		0	0	0		Durma
2	1-2	6,2	6,2	20	10	İvmelenme
3	2-3	7,6	13,8	20	20	Sabit Hız
4	3-4	5,6	19,4	0	10	Yavaşlama
5	4-5	7,5	26,9	30	15	İvmelenme
6	5-6	3,5	30,4	30	30	Sabit Hız
7	6-7	8,3	38,7	0	15	Yavaşlama
8	7-8	30	68,7	0	0	Durma
9	8-9	10,1	78,8	40	20	İvmelenme
10	9-10	2,9	81,7	40	40	Sabit Hız
11	10-11	11,1	92,8	0	20	Yavaşlama

Her bir zaman aralığı için bu altı bölüm için hız ve tork bilgilerinin elde edilebilmesi için Microsoft Excel yazılımı geliştirilmiştir. Örneğin 07:00-09:00 zaman aralığında aracın sürekli UITP SORT 1 sürüş çevrimi ile sürüldüğü göz önünde bulundurulacaktır ancak yavaşlama ve durma bölümleri eşdeğer tork ve eşdeğer hız hesabına dahil edilmeyecektir. Yolcu yoğunluğuna göre belirlenen 4 farklı zaman aralığı için 24 farklı hız ve tork değeri eşdeğer tork ve hız hesabına dahil edilecektir.

Bütün bulunan noktalar için ayrı ayrı hesap yapmak yerine bunların eşdeğer tork ve eşdeğer hız kullanmak dişli ve diğer komponentlerin ön boyutlandırma süreçlerini kolaylaştıracaktır. ISO 6336-6 standardı dişliler için eşdeğer tork yöntemini dokümente etmiştir [14].

$$T_{esdeger} = \left(\frac{\sum T_i^p N_i}{\sum N_i} \right)^{\left(\frac{1}{p}\right)} \quad (3.8)$$

Yukarıdaki formülde T_i her bir bölge için tork değeri [Nm], N_i her bir bölge için çevrim sayısı, p Woehler eğrisinin eğimidir.

$$N_i = \sum n_i t_i \quad (3.9)$$

Yukarıdaki formülde n_i her bir bölge için devir değeri[1/min], t_i her bir bölge için yüzde süredir.

Diş sayıları toplam tahvil oranı 5,2 değerine en yakın olacak şekilde alınmıştır. Bu modelde kullanılan dişli parametreleri **Tablo 3.4**'te verilmiştir.

Tablo 3.4: KISSsys modelinde kullanılan dişli parametreleri.

Zaman Aralığı	Kademe 1	Kademe 2
Diş Sayısı z_1	25	25
Diş Sayısı z_2	57	57
Modül	3	3,75
Diş Genişliği [mm]	40	50
Helis Açısı [°]	10	10
Profil Kayma Katsayısı	0,2213	0,2213

Bu karmaşık hesaplamayı otomatize etmek için **şekil 3.15**'te gösterilen ikinci bir Microsoft Excel aracı geliştirilmiştir. Yazılımın çalışma mantığı, bir yük spektrumu oluşturma ve bu spektrumu tek bir eşdeğer yüke indirgeme üzerine kuruludur.

Sürecin ilk adımında, standart UITP SORT 1 sürüş çevriminin yorulma hesabına dahil edilecek her bir segmenti (ivmelenme, sabit hız, tırmanma vb.) yazılıma tanımlanır; yavaşlama ve durma gibi segmentler ise analiz dışı bırakılır. Ardından, yük spektrumunu oluşturma aşamasına geçilir. Yazılım, **Tablo 3.2**'deki her bir zaman dilimi ve dolayısıyla her bir farklı araç kütlesi için, SORT 1 çevriminin ilgili segmentlerindeki dişli kutusu giriş torku ve giriş devri değerlerini tek tek hesaplar.

Bir sonraki adımda, hesaplanan her bir tork-devir çiftinin toplam çalışma süresi içindeki payı ve o segmentteki devir sayısına göre toplam çevrim sayısı (N_i) belirlenir. Son aşamada ise toplanan tüm bu veriler kullanılarak ISO 6336-6 standardında belirtilen formül uygulanır. Bu hesaplama sonucunda, tüm değişken yük spektrumunu temsil eden tek bir eşdeğer tork ve bir eşdeğer devir değeri elde edilmiş olur.

Zaman Aralığı	Diag. Noktası	Zaman Adımı [s]	Araç Hızı [km/h]	Araç Ortalama Hızı [km/h]	İvme [m/s ²]	Yol Eğimi [%]	Yol Eğimi [°]	Toplam yükü ağırlık [kg]	Yüvarlanma Direnç [N]	Aerodinamik Direnç [N]	Eğim Direnç [N]	İvmelenme Direnç [N]	Çekis Kuvveti [N]	Teker Torku [Nm]	Teker Hızı [1/min]	Sürüş Durumu	Dişli Kutusu Giriş Torku [Nm]	Dişli Kutusu Giriş Devri [1/min]	Toplam Süre [s]	Toplam Süre [h]	Zaman [%]	Σ t ^{2,7,2} nt	Eşdeğer Tork [Nm]	Eşdeğer Hız [1/min]
7:00-9:00	1-2	6,2	20	10	0,896	0	0,00		1030	33	0	9879	10942	4158	70	İvmelenme	833	363	483,6	0,13	0,79%	8,99014E+25	2,87	
	2-3	7,6	20	20	0,000	0	0,00		1030	133	0	1163	442	726	Sabit Hız		89	726	592,8	0,16	0,97%	7,00539E+17	7,02	
	3-4	5,6	0	10	-0,992	0	0	0	1030	33	0	0	1063	404	363	Yavaşlama	0	363	436,8	0,12	0,00%	0	0	0,00
	4-5	7,5	30	15	1,111	0	0,00		1030	75	0	12250	13355	5075	544	İvmelenme	1016	544	585	0,16	0,96%	9,28864E+26	5,20	
	5-6	3,5	30	30	0,000	0	0,00	10500	1030	300	0	0	1330	505	1089	Sabit Hız	101	1089	273	0,08	0,45%	1,55703E+18	4,85	
	6-7	8,3	0	15	-1,004	0	0,00		1030	75	0	0	1105	420	544	Yavaşlama	0	544	647,4	0,18	0,00%	0	0,00	
	7-8	30	0	0	0,000	0	0,00		0	0	0	0	0	0	0	STOP	0	0	2340	0,65	0,00%	0	0,00	
	8-9	10,1	40	20	1,100	0	0,00		1030	133	0	12129	13292	5051	726	İvmelenme	1012	726	787,8	0,22	1,29%	1,60042E+27	9,33	
	9-10	2,9	40	40	0,000	0	0,00		1030	533	0	0	1563	594	1451	Sabit Hız	119	1451	226,2	0,06	0,37%	7,05178E+18	5,36	
	10-11	11,1	0	20	-1,001	0	0,00		1030	133	0	0	1163	442	726	Yavaşlama	0	726	865,8	0,24	0,00%	0	0,00	
9:00-16:00	1-2	6,2	20	10	0,896	0	0,00		830	33	0	7581	8444	3209	363	İvmelenme	643	363	1686,4	0,47	2,75%	3,26216E+25	9,99	
	2-3	7,6	20	20	0,000	0	0,00		830	133	0	0	963	366	726	Sabit Hız	73	726	2067,2	0,57	3,38%	4,70117E+17	24,49	
	3-4	5,6	0	10	-0,992	0	0,00		830	33	0	0	863	328	363	Yavaşlama	0	363	1523,2	0,42	0,00%	0	0,00	
	4-5	7,5	30	15	1,111	0	0,00		830	75	0	9400	10305	3916	544	İvmelenme	784	544	2040	0,57	3,33%	3,36838E+26	18,13	
	5-6	3,5	30	30	0,000	0	0,00	8460	830	300	0	0	1130	429	1089	Sabit Hız	86	1089	952	0,26	1,55%	1,30767E+18	16,92	
	6-7	8,3	0	15	-1,004	0	0,00		830	75	0	0	905	344	544	Yavaşlama	0	544	2257,6	0,63	0,00%	0	0,00	
	7-8	30	0	0	0,000	0	0,00		0	0	0	0	0	0	0	STOP	0	0	8160	2,27	0,00%	0	0,00	
	8-9	10,1	40	20	1,100	0	0,00		830	133	0	9307	10270	3903	726	İvmelenme	782	726	2747,2	0,76	4,49%	5,87238E+26	32,55	
	9-10	2,9	40	40	0,000	0	0,00		830	533	0	0	1363	518	1451	Sabit Hız	104	1451	788,8	0,22	1,29%	7,45724E+18	18,69	
	10-11	11,1	0	20	-1,001	0	0,00		830	133	0	0	963	366	726	Yavaşlama	0	726	3019,2	0,84	0,00%	0	0,00	
16:00-19:00	1-2	6,2	20	10	0,896	0	0,00		930	33	0	8495	9458	3594	363	İvmelenme	720	363	719,2	0,20	1,17%	3,74435E+25	4,26	
	2-3	7,6	20	20	0,000	0	0,00		930	133	0	0	1063	404	726	Sabit Hız	81	726	881,6	0,24	1,44%	4,75125E+17	10,45	
	3-4	5,6	0	10	-0,992	0	0,00		930	33	0	0	963	366	363	Yavaşlama	0	363	649,6	0,18	0,00%	0	0,00	
	4-5	7,5	30	15	1,111	0	0,00		930	75	0	10533	11538	4385	544	İvmelenme	878	544	870	0,24	1,42%	3,8542E+26	7,73	
	5-6	3,5	30	30	0,000	0	0,00	9480	930	300	0	0	1230	467	1089	Sabit Hız	94	1089	406	0,11	0,66%	1,1698E+18	7,22	
	6-7	8,3	0	15	-1,004	0	0,00		930	75	0	0	1005	382	544	Yavaşlama	0	544	962,8	0,27	0,00%	0	0,00	
	7-8	30	0	0	0,000	0	0,00		0	0	0	0	0	0	0	STOP	0	0	3480	0,97	0,00%	0	0,00	
	8-9	10,1	40	20	1,100	0	0,00		930	133	0	10429	11492	4367	726	İvmelenme	875	726	1171,6	0,33	1,91%	6,68341E+26	13,88	
	9-10	2,9	40	40	0,000	0	0,00		930	533	0	0	1463	556	1451	Sabit Hız	111	1451	336,4	0,09	0,55%	5,88664E+18	7,97	
	10-11	11,1	0	20	-1,001	0	0,00		930	133	0	0	1063	404	726	Yavaşlama	0	726	1287,6	0,36	0,00%	0	0,00	
19:00-24:00	1-2	6,2	20	10	0,896	0	0,00		730	33	0	6667	7430	2833	363	İvmelenme	566	363	1202,8	0,33	1,96%	7,61512E+24	7,13	
	2-3	7,6	20	20	0,000	0	0,00		730	133	0	0	863	328	726	Sabit Hız	66	726	1474,4	0,41	2,41%	1,28703E+17	17,47	
	3-4	5,6	0	10	-0,992	0	0,00		730	33	0	0	763	290	363	Yavaşlama	0	363	1086,4	0,30	0,00%	0	0,00	
	4-5	7,5	30	15	1,111	0	0,00		730	75	0	8267	9072	3447	544	İvmelenme	690	544	1455	0,40	2,38%	7,89448E+25	12,93	
	5-6	3,5	30	30	0,000	0	0,00	7440	730	300	0	0	1030	391	1089	Sabit Hız	78	1089	679	0,19	1,11%	4,151E+17	12,07	
	6-7	8,3	0	15	-1,004	0	0,00		730	75	0	0	805	306	544	Yavaşlama	0	544	1610,2	0,45	0,00%	0	0,00	
	7-8	30	0	0	0,000	0	0,00		0	0	0	0	0	0	0	STOP	0	0	5820	1,62	0,00%	0	0,00	
	8-9	10,1	40	20	1,100	0	0,00		730	133	0	8185	9048	3438	726	İvmelenme	689	726	1959,4	0,54	3,20%	1,38572E+26	23,22	
	9-10	2,9	40	40	0,000	0	0,00		730	533	0	0	1263	480	1451	Sabit Hız	96	1451	562,6	0,16	0,92%	2,76642E+18	13,33	
	10-11	11,1	0	20	-1,001	0	0,00		730	133	0	0	863	328	726	Yavaşlama	0	726	2153,4	0,60	0,00%	0	0,00	

775 293

Şekil 3.15: ISO 6336-6’ya göre eşdeğer tork hesabı aracı.

Bu hesaplamalar sonucunda, dişli kutusunun dayanım hesaplarında kullanılacak olan boyutlandırma değerleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

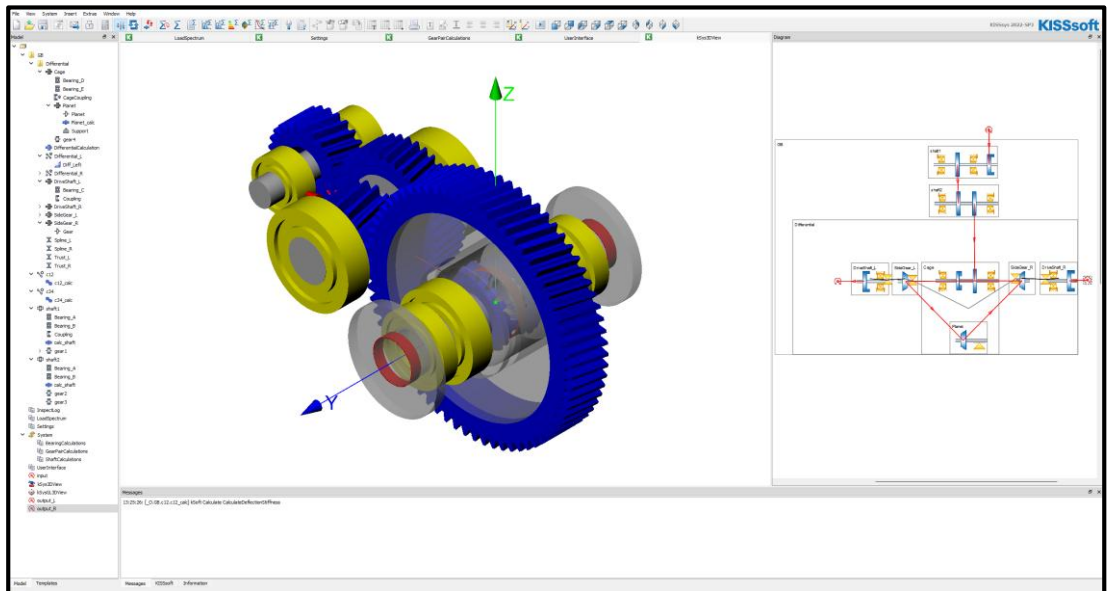
$$T_{eşdeğer} = 775 [Nm]$$

$$n_{eşdeğer} = 293 [1/m]$$

Bu değerler KISSsys programında dişli kutusu giriş değerleri olarak girilir ve dişliler boyutlandırılabilir.

KISSsys programı Kisssoft programının bir alt programıdır ve sistem seviyesinde modelleme yapılmasına olanak sağlar. Kullanıcı programda dişli kutusu veya aktarma organında kullanılacak hazır elemanları kütüphaneden faydalanarak kullanıcı arayüzüne çağırabilir. Kullanıcı arayüzü yardımı ile herhangi bir komponentin tasarimsal parametrelerinin değiştirilmesi mümkündür.

KISSsys programına eşdeğer tork, eşdeğer hız ve aktarma oranı girildiğinde bu şartları sağlayacak ön tasarım dişli parametrelerini verir. Şaft ve rulman boyutlandırması da program içerisinde çok hızlı bir şekilde yapılabilir. **Şekil 3.16**'da KISSsys yazılımının arayüzü gösterilmekte olup, 3 boyutlu model orta bölümde oluşturulur ve güç akış diyagramı arayüzün sağ tarafında gösterilir.



Şekil 3.16: KISSsys programı arayüzü

4. DİŞLİ KUTUSU TERMAL ANALİZİ

Dişli kutularının termal olarak analiz edilmesinde farklı yaklaşımlar olduğu literatür taramasında anlatılmıştı. Bir dişli kutusu mühendisinin daha ön tasarım aşamasında farklı konseptleri değerlendirerek maliyet, dayanım, ağırlık, ömür ve termal davranış gibi parametreleri optimize etmesi gerekir. Bütün bunların dişli kutusu tasarımı yapıp laboratuvar testleri veya araç üzeri testler ile doğrulanması mümkündür ancak herhangi bir parametrede yaşanacak bir başarısızlık geliştirme maliyetlerinde kabul edilemez bir maliyet artışına yol açabilir. Bu sebeple daha konsept/ön tasarım aşamasında geliştirilen dişli kutusunun dayanım, ömür, termal davranış gibi özelliklerinin bilinmesi tasarımcı açısından büyük önem arz etmektedir.

Dişli çarkların sistem olarak modellenebildiği KISSsys yazılımı içerisindeki “Efficiency Template” modülü ile farklı termal analizler yapılması mümkündür.

Diğer metotlara göre çok daha kısa sürede farklı konseptlerin değerlendirilmesine olanak sağladığı için bu çalışmada KISSsys ile ilerlenmesi tercih edilmiştir.

4.1. KISSsys Yazılımı ile Dişli Kutusu Termal Analizi

KISSsys termal modülü kullanılarak, bir dişli ünitesindeki sıcaklık seviyesi verimlilik hesaplama yöntemiyle analiz edilebilir. ISO/TR 14179 standardının 1. ve 2. kısımlarında hesaplamaların yapılması için alternatif yöntemler geliştirilmiştir [15,16].

Standardın 1. ve 2. kısımları arasındaki temel fark, hesaplama için kullanılan farklı değerlerin giriş yöntemidir. Birinci bölümün en önemli avantajı, gövde üzerinden ısı dağılımı için kendi ısı transfer katsayısını girilebilmesini sağlamasıdır (çok spesifik bir şekle sahipse). İkinci bölümde ise bu katsayı, gövdenin şeklinin bir yaklaşıklığı kullanılarak hesaplanır. İkinci kısmın en büyük avantajı, hesaplamada kanatlar, temel yapılar ve dönen parçaların da dikkate alınmasıdır.

4.1.1. ISO/TR 14179-2 Standardının Teorik Arka Planı

ISO/TR 14179-2, bir dişli kutusunun termal yük kapasitesini belirlemek için analitik ve yarı-ampirik formüllere dayanan kapsamlı bir yöntem sunar. Standardın temel felsefesi, ısı denge prensibine dayanır: kararlı çalışma koşullarında (rejim

durumunda), dişli kutusu içinde üretilen toplam ısı (toplam güç kaybı), dişli kutusundan çevreye atılan toplam ısıya eşit olmalıdır.

$$P_V = Q \quad (4.1)$$

Standart, bu iki ana bileşeni (güç kaybı ve ısı atımı) kendi içlerinde alt bileşenlere ayırarak detaylı bir şekilde modeller.

Termal analiz iki ana bölüme ayrılabilir: güç kaybı ve ısı atımı. Ayrıca harici bir soğutucu da hesaba katılabilir. Güç kaybı ve ısı atımı, dişli ünitesindeki tüm bileşenlerin etkisinin dikkate alınabilmesi için farklı alt bölümlere ayrılabilir.

Güç kaybı (P_V) hesaplamaları ilk kısım olarak ele alınabilir. Toplam güç kaybı, sistemdeki her bir bileşenin verimsizliğinden kaynaklanır. Yüke bağlı ve yükten bağımsız kayıpların toplamıdır. Bir dişli ünitesi çalışırken genellikle her iki tür kayıp bir arada bulunur. Güç kayıpları, dişli kayıpları, rulman kayıpları ve keçe kayıpları olarak 3 temel türde incelenir.

Dişli kayıpları (P_{VZ}) en önemli kayıp kaynaklarından biridir. Yüklü ve yüksüz diş kayıpları olarak ele alınır.

Yüklü dişli kayıpları (P_{VZP}), diş yüzeyleri arasındaki kayma hareketi ve sürtünmeden kaynaklanır. Bu kayıp, sürtünme katsayısı, normal kuvvet ve kayma hızına bağlıdır.

Yüksüz dişli kayıpları (P_{VZ0}), dişlilerin yağ banyosu içinde dönmesiyle oluşan çalkalanma (churning), yağın diş boşluklarından sıkıştırılarak atılması (squeezing/pocketing) ve hava direncinden (windage) kaynaklanan kayıpların toplamıdır. Bu kayıplar, yağın viskozitesi, daldırma derinliği ve dönme hızı gibi parametrelere bağlıdır.

Rulman kayıpları (P_{VL}) ikinci kayıp türü olarak ele alınmıştır. Bu da yüklü ve yüksüz olarak ele alınmıştır.

Yüklü rulman kayıpları (P_{VLP}), rulman elemanları (bilya, makara) ile yuvarlanma yolları arasındaki elastik deformasyon ve sürtünmeden kaynaklanır.

Yüksüz rulman kayıpları (P_{VL0}), rulman içindeki yağın sürüklenmesi ve çalkalanmasından kaynaklanan hidrodinamik kayıplardır.

Keçe kayıpları dönen mil yüzeyi ile keçenin sızdırmazlık dudağı arasındaki sürtünmeden kaynaklanır ve mil çapı, dönme hızı ve keçe tipine bağlıdır.

Bu bileşenlerin toplamı, sistemde ısıya dönüşen toplam gücü verir. ISO/TR 14179-2 ye göre toplam güç kaybı:

$$P_V = P_{VZ0} + P_{VZP} + P_{VL0} + P_{VLP} + P_{VD} + P_{VX} \quad (4.2)$$

Bu formülde belirtilen P_V toplam güç kaybı [W], P_{VZ0} yüksüz dişli güç kaybı bileşeni [W], P_{VZP} yüklü dişli güç kaybı bileşeni [W], P_{VL0} yüksüz rulman güç kaybı bileşeni [W], P_{VLP} yüklü rulman güç kaybı bileşeni [W], P_{VD} keçe güç kaybı [W], P_{VX} diğer güç kayıplarıdır [W].

Isı atımı (Q) hesaplamaları yapıyor ike üretilen ısıнын, temel olarak taşınım (konveksiyon) ve ışıınım (radyasyon) yoluyla çevreye aktarıldığı kabul edilir.

Gövde üzerinden ısı atımı (Q_{ca}) en önemli ısı atım mekanizmasıdır. Dişli kutusu gövdesinin dış yüzeyinden çevreye olan ısı transferini ifade eder. Bu transfer, Newton'un soğuma yasası ile modellenir:

$$Q = k A (T_{yağ} - T_{ortam}) \quad (4.3)$$

Bu formülde basitleştirilmiş dikdörtgenler prizması yüzey alanı [m^2], ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$], yağ sıcaklığı [$°C$], ortam sıcaklığıdır [$°C$].

Standart, karmaşık gövde geometrisini, hesaplamaları basitleştirmek için genellikle bir dikdörtgenler prizması olarak yaklaştırır ve bu prizmanın yüzey alanını (A) kullanır. Isı transfer katsayısı k , iletim, doğal taşınım, zorlanmış taşınım (ventilasyon) ve ışıınım etkilerini birleştiren karmaşık bir parametredir. Ventilasyon (hava akışı), ısı transfer katsayısını önemli ölçüde artırarak soğumayı iyileştirir. Benzer şekilde, gövdeye eklenen termal kanatçıklar da ısı transfer yüzey alanını artırarak ısı atımını maksimize eder.

Standardın göz önünde bulundurduğu ikinci ısı atım tipi temel yapıdan ısı atımıdır. (Q_{fun}). Dişli kutusunun monte edildiği şasi veya yapıya iletimle olan ısı transferidir.

Diğer bir ısı atım tipi ise dönen parçalardan ısı atımıdır (Q_{rot}). Dişli kutusundan dışarı çıkan miller üzerinden olan ısı atımıdır.

Standartta göz önünde bulundurulmuş son ısı atım tipi harici soğutucu ile ısı atımıdır (ΔH_{oil}). Eğer bir yağ soğutucu kullanılıyorsa, bu soğutucunun sistemden çektiği ısı miktarıdır.

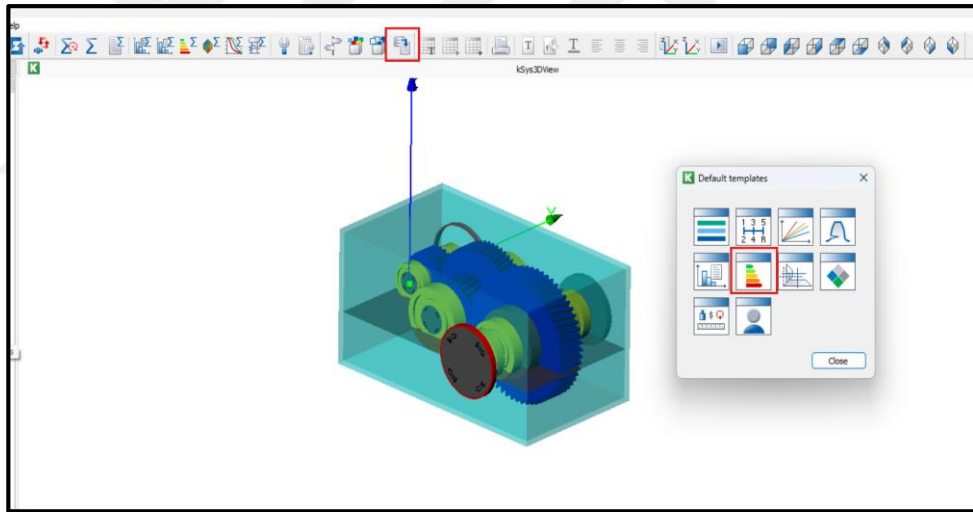
ISO/TR 14179-2 ye göre toplam ısı atımı:

$$Q = Q_{ca} + Q_{fun} + Q_{rot} + \Delta H_{oil} \quad (4.4)$$

KISSsys yazılımı, bu standartta tanımlanan tüm bu formülasyonları kullanarak, oluşturulan 3D modele ve tanımlanan çalışma koşullarına göre termal denge sıcaklığını veya belirli bir sıcaklıktaki ısı atım kapasitesini hesaplar.

4.1.2. KISSsys Yazılımı Termal Modül Tanıtımı

KISSsys programı içerisinde Efficiency Template üzerinden gerekli termal hesaplamalar için veri girişleri yapılabilir. Efficiency Template modülünün aktif hale getirilmesi için **Şekil 4.1**'de gösterildiği gibi öncelikle “Default Templates” butonuna tıklanmalı ve açılan pencereden “Efficiency Templates – thermal rating” seçilmelidir.



Şekil 4.1: KISSsys içerisinde “Efficiency Template” modülünü açma.

“Efficiency Template” tablosunun sol üst kısmında bulunan “Requested Result” kısmına hangi hesap yapılmak isteniliyor ise seçilmelidir. Toplam kayıpların ve atılan ısının hesaplanması için **Şekil 4.2**'te gösterildiği şekilde Heat Transfer seçeneği seçilmelidir.

Efficiency		Losses		
A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP			
2	Requested Result	Heat Transfer	Units	W
3	Calculation Method	Efficiency	Contact Analysis	No
4				
5	Housing	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6				

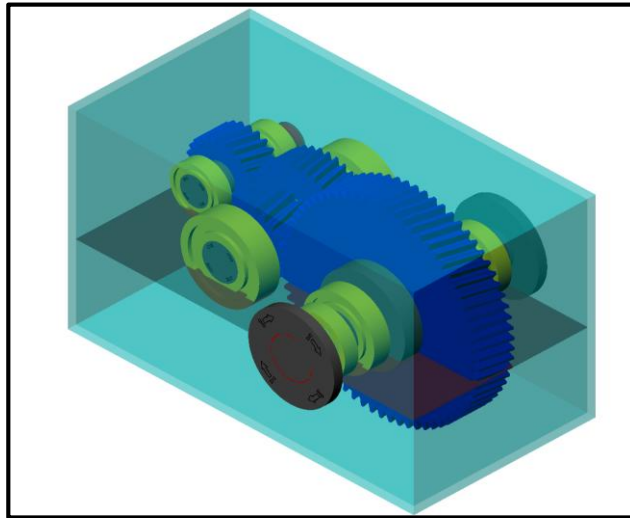
Şekil 4.2: Talep edilen alt hesaplama modülünün seçilmesi.

Daha sonra sırası ile “Housing”, “Settings”, “Ventilation”, “Lubrication”, “Oil cooler” butonlarına çift tıklanarak açılan her bir pencere içerisinde gerekli veri girişleri **Şekil 4.3’** te gösterildiği şekilde yapılır.

Efficiency		Losses		
A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP			
2	Requested Result	Heat Transfer	Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2	Contact Analysis	No
4				
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication
6				

Şekil 4.3: Dişli kutusu parametrelerinin girileceği alt modüller.

Gerekli bütün bilgiler girildikten sonra dişli kutusu gövdesinin yazılım tarafından bir dikdörtgenler prizması şeklinde basitleştirildiği ve yağ seviyesi düzleminin görüntülendiği model oluşturulur. **Şekil 4.4’**te bütün veri girişleri yapıldıktan sonra elde edilen 3 boyutlu model gösterilmektedir.



Şekil 4.4: Veri girişlerinden sonra görüntülenen model

KISSsys programının “Settings” dosyasına gövde, şaftlar ve yağ için aşağıda verilen bilgiler girilmiştir.

Gövde Malzemesi : G AlSi10Mg

Yağ : 75W90

Şaft Malzemesi : 18CrNiMo7-6

Bu işlemler tamamlandıktan sonra verimlilik hesaplama komutu çalıştırılır ve sonuçlar elde edilir. Parametrelerin nasıl girileceğinde dair detaylı bilgiler ilerleyen bölümlerde daha detaylı anlatılacaktır. Dişli boyutlandırmasında kullanılan eşdeğer tork ve eşdeğer devir için bulunan sonuçlar **Şekil 4.5**'te gösterilmiştir.

Efficiency		Losses		
A	B	C	D	E
CALCULATION SETUP				
Requested Result	Heat Transfer		Units	W
Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
SPECIFIC FUNCTIONS				
Reset		Consistent		Report
RESULTS SUMMARY				
Power Input [W]	34790		Efficiency (total) [%]	96.9
Power Output [W]	33711.9		Efficiency (gear mesh) [%]	97.72
Power Losses [W]	1078.1		No Req. Result	0
LOSSES AND DISSIPATIONS				
Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
Gear Churning Losses PV20 [W]	29.8		Housing [W]	585
Gear Meshing Losses PVZ [W]	792.2		Foundations [W]	0
Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	247.2		Input/Output Shafts [W]	0
Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	8.9		Oil Cooler [W]	0
Total Power Losses [W]	1078.1		Total Dissipation [W]	585

Şekil 4.5: Dişli kutusu girişindeki eşdeğer tork ve hız değeri için termal sonuçlar

KISSsys programı ayrıca kayıpların detaylı bir tablosunu da **Şekil 4.6**'da gösterildiği gibi sunmaktadır. Şekilden de görüleceği üzere en çok kayıp dişlilerden dolayı ortaya çıkmaktadır. KISSsys yazılımı kayıp tablosunda ISO/TR 14179-2'deki terminoloji ve kısaltmaları kullanmaktadır. Dişliler tasarım aşamasında kaymaya göre optimize

edildiğinden sürtünme kaynaklı dişli kayıpları için diş geometrisini değiştirerek yapılabilecek çok fazla bir adım yoktur.

Efficiency		Losses		
	A	B	C	D
1	Losses	Calculated value [W]	Correction factor	Current value [W]
2	_O.GB.Shaft3.s3.Losses_E.fPVL	21.949	1	21.949
3	_O.GB.Shaft3.s3.Losses_F.fPVL	17.816	1	17.816
4	_O.GB.Shaft3.s3.Losses_z4.fPVZ0	16.348	1	16.348
5	_O.GB.Shaft3.s4.Losses_G.fPVL	4.5019	1	4.5019
6	_O.GB.Shaft3.s4.Losses_H.fPVL	4.5019	1	4.5019
7	_O.GB.Shaft3.s4.Losses_Seal_Ymax.fPVD	1.665	1	1.665
8	_O.GB.Shaft3.s4.Losses_Seal_Ymin.fPVD	1.665	1	1.665
9	_O.GB.s1.Losses_A.fPVL	17.771	1	17.771
10	_O.GB.s1.Losses_B.fPVL	36.312	1	36.312
11	_O.GB.s1.Losses_Seal_Ymax.fPVD	5.5614	1	5.5614
12	_O.GB.s1.Losses_z1.fPVZ0	3.7025	1	3.7025
13	_O.GB.s2.Losses_C.fPVL	77.267	1	77.267
14	_O.GB.s2.Losses_D.fPVL	71.524	1	71.524
15	_O.GB.s2.Losses_z2.fPVZ0	7.2719	1	7.2719
16	_O.GB.s2.Losses_z3.fPVZ0	2.4556	1	2.4556
17	_O.GB.c12.c12_calc.fPVZ	367.9	1	367.9
18	_O.GB.c34.c34_calc.fPVZ	424.3	1	424.3

Şekil 4.6: KISSsys kayıp tablosu

4.2. KISSsys Yazılımı ile Termal Analiz İterasyonları

Dişli kutusu mühendisi maliyetin en düşük seviyede ve üretilebilirliğin en yüksek seviyede olması sağlayacak bir tasarım ile ürün geliştirme sürecine başlanması en uygun yaklaşım olacaktır. Daha sonra maliyet ve üretilebilirlik açısından kolaydan zora doğru tasarım iterasyonları denenebilir.

Dişli kutusunun termal olarak optimize edilmesi için yapılabilecek çalışmalar aşağıdaki gibi olabilir.

İterasyon 0 : Başlangıç durumu

İterasyon 1 : Gövde üzerinde hava akımı

İterasyon 2 : Gövde üzerinde kanat uygulaması

İterasyon 3 : Soğutucuya yağ gönderimi

Dişli kutuları için en kritik durumun aracın en yüksek hızda hareket ettiği ve tam dolu olduğu zaman olacağı değerlendirilmiştir. Buna bağlı olarak aracın 90km/h araç maksimum hızında ve tam dolu olduğu durumda dişli kutusu girişindeki hız ve tork değerleri hesaplanmış ve aşağıda verilmiştir.

$$n_{max} = 3.267 [rpm]$$

$$T_{max} = 287 [Nm]$$

Bu koşullarda aracın yaklaşık olarak 1 saat sürülmesi durumunda rejim sıcaklığına gelmesi beklenir. Araç en yüksek hızında gidiyor iken 20 °C ortam sıcaklığında iken dişli kutusu yağ sıcaklığının 95°C sıcaklığı aşmaması hedeflenebilir. Aracın çalışacağı en yüksek ortam sıcaklığında dahi yağ sıcaklığının 120 °C'yi aşmaması hedef değer olarak belirlenebilir.

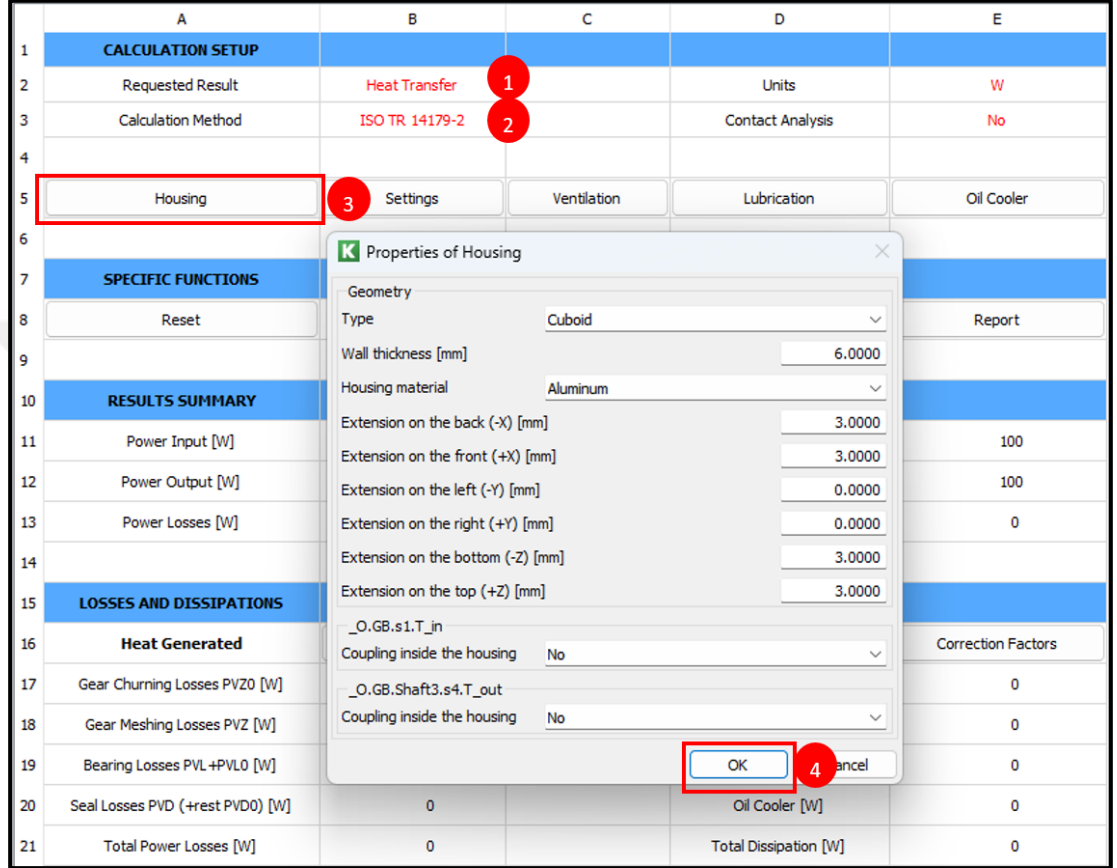
4.2.1. . İterasyon 0 için Termal Analiz

İterasyon 0 başlangıç durumundaki tasarım parametreleridir. Gözönünde bulundurulan en önemli parametreler **Tablo 4.1**'de verilmiştir.

Tablo 4.1: İterasyon 0 için tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Gövde et kalınlığı	[mm]	6
Gövde Malzemesi		Alüminyum (G AlSi10Mg)
Gövde ile dişliler arasındaki boşluk değeri	[mm]	3
Gövde ile rulmanlar arasındaki offset değeri	[mm]	0
Gövde üzerinde termal kanatçık		Yok
Ventilasyon		Yok
Soğutucuya yağ gönderimi		Yok
Dişli kutusunda kullanılan yağ		75W90
Başlangıç anında yağ sıcaklığı	°C	80

Araç en yüksek hızda gidiyor iken dişli kutusundaki giriş devri ve tork gözönünde bulundurularak KISSsys içerisinde İterasyon 0 için Isı Transferi hesabının nasıl yapıldığı adım adım aşağıda verilmiştir. Hesaplamalara **Şekil 4.7**'de gösterildiği şekilde “Housing” butonuna çift tıklanarak gövde özelliklerinin girilmesi ile başlanır.



Şekil 4.7: “Housing” ilk penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler

Üstte verilen pencerede gerekli girişler yapıp OK butonuna tıklanınca **Şekil 4.8**'de gösterilen gövde için ilave özelliklerin bulunduğu ikinci sayfaya geçilir. Burada gövde alanının otomatik olarak hesap edilmesi seçeneği seçildiğinden alan otomatik olarak hesaplanır. Kullanıcının kendi verisini girme opsiyonu da bulunmaktadır. Ayrıca gövde ile ilgili diğer boyut özellikleri de gösterilir. En alta ise giriş ve çıkışın olduğu şaftlarda keçeler için de güç kaybı dahil edilmek istendiğinde “Yes” seçeneği seçilir.

K Properties of Housing

Housing area (w/o fins)
Value [m^2]
lx
Value [mm]
ly
Value [mm]
lz
Value [mm]

Type of surface treatment
Emissivity (Hous. temp./Lub. temp.)
Show housing
Add seals automatically

Şekil 4.8: “Housing” ikinci penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler

Bu sayfaya da OK butonuna basılarak ilerlenir ve **Şekil 4.9**’da gösterilen gövde özelliklerinin olduğu üçüncü sayfa açılır (Bkz.). Bu sayfada keçe sayılarının girişi yapılır.

K Properties of Housing

Type of seal
Number of seals

Type of seal
Number of seals

Type of seal
Number of seals

Şekil 4.9: “Housing” üçüncü penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler

Bu girişler tamamlandıktan sonra “Housing” kısmı ile ilgili veri girişleri tamamlanmış olur.

Daha sonra **Şekil 4.10**'da gösterilen “Settings” butonuna tıklanarak gerekli bilgiler doldurulur. Bu iterasyon için termal kanatların olmadığı kabul edilmiştir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset	Select conditions for ISO 14179-2 Heat transfer coefficient Calculated Thermal finning No Input/Output shafts Yes Foundations No Include housing bottom Yes (only effective if no foundations) OK Cancel			Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]				100
12	Power Output [W]				100
13	Power Losses [W]				0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing w/ finning [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	0		Total Dissipation [W]	0

Şekil 4.10: “Settings” ilk penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.

Şekil 4.11'de gösterilen pencerede OK butonuna tıklandığında giriş ve çıkış şaftları için verilen girilmesi gereken ikinci sayfa açılır.

Variables

Shaft/Coupling - Material

steel

Shaft - Thermal coefficient [W/(m*K)]

50.0000

Shaft - Output length [mm]

15

Shaft - Output diameter [mm]

50.0000

Coupling - Thermal coefficient [W/(m*K)]

50.0000

Coupling - Output length [mm]

12

Coupling - Output diameter [mm]

120

_O.GB.Shaft3.s4.Ymin

steel

50.0000

_O.GB.Shaft3.s4.Ymax

steel

50.0000

_O.GB.s1.Ymax

steel

50.0000

Init. all values

OK

Cancel

Şekil 4.11: “Settings” ikinci penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçimler.

Şekil 4.12’de gösterildiği şekilde “Ventilation” butonuna tıklanarak bu iterasyon için ventilasyon yüzeyi “No” olarak seçilmiştir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset				Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]				
12	Power Output [W]				
13	Power Losses [W]				
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVLO [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	0		Total Dissipation [W]	0

K Ventilation setup

Ventilated surface

No

Air velocity [m/s]

1.0000

Ambient air temperature [deg. C]

20.0000

Ventilated air temperature [deg. C]

20.0000

Ventilated housing area [m^2]

0.2000

OK

Cancel

Şekil 4.12: “Ventilation” penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.

“Lubrication” butonuna tıklanarak seçimleri Şekil 4.13’te gösterilen şekilde yapılır. Burada daha önce dişli hesapları için kullandığımız seçimlere bağlanılıp değerlerin oradan çekilmesi istenmektedir. Ayrıca 3D model üzerinde yağ seviyesinin gösterilmesi bu ekran vasıtası ile programdan talep edilmektedir .

kSys3DView				
A	B	C	D	E
CALCULATION SETUP				
Requested Result	Heat Transfer		Units	W
Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
SPECIFIC FUNCTIONS				
Reset	Lubrication setup Connect oil temperature Yes Global oil temperature [deg. C] 80.0000 Connect shaft temperature Yes Ratio Shaft temp./Lub. temp. 1.0000 Connect oil level Yes Oil bath setup Calculate oil level Oil level (z-coordinate global) [mm] -27.2000 Show oil level Yes			Report
RESULTS SUMMARY				
Power Input [W]				100
Power Output [W]				100
Power Losses [W]				0
LOSSES AND DISSIPATIONS				
Heat Generated		Correction Factors	Heat Dissipated	Correction Factors
Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	0
Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
Total Power Losses [W]	0		Total Dissipation [W]	0

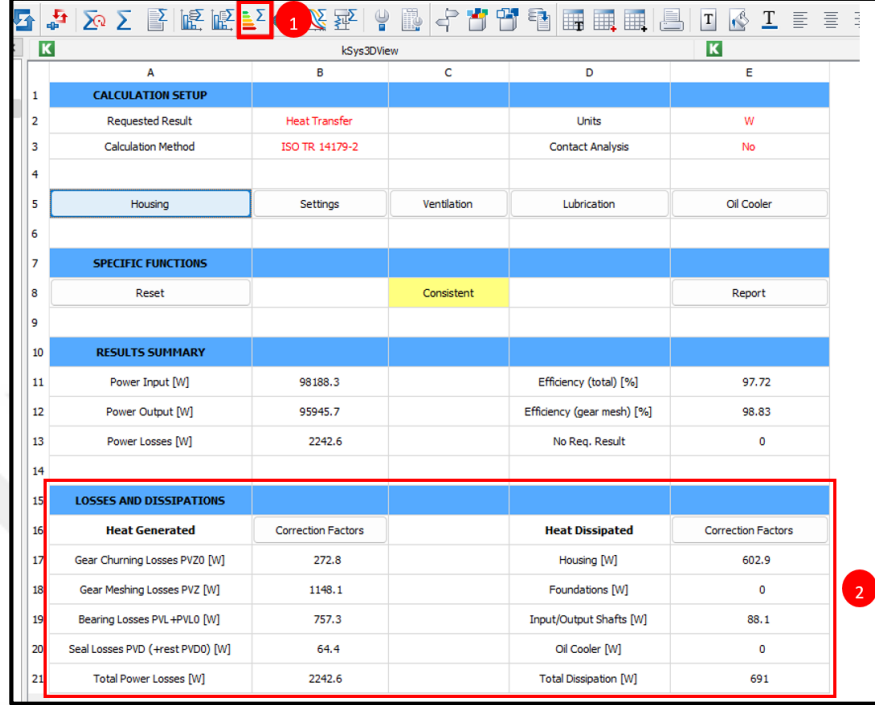
Şekil 4.13: “Lubrication” penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.

Şekil 4.14’ te gösterildiği şekilde son adım olarak “Oil Cooler” butonuna tıklanarak bu iterasyon için yağ soğutucunun göz önünde bulundurulmayacağı seçilmiştir.

A	B	C	D	E
CALCULATION SETUP				
Requested Result	Heat Transfer		Units	W
Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
SPECIFIC FUNCTIONS				
Reset	Inconsistent			Report
RESULTS SUMMARY				
Power Input [W]				0.0000
Power Output [W]				1.6328
Power Losses [W]				
LOSSES AND DISSIPATIONS				
Heat Generated		Correction Factors	Heat Dissipated	Correction Factors
Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	0
Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
Total Power Losses [W]	0		Total Dissipation [W]	0

Şekil 4.14: “Oil cooler” penceresinde İterasyon 0 için yapılan seçim.

Bütün veri girişleri yapıldıktan sonra “Calculate Efficiency” ikonuna tıklanarak programın güç kayıpları ve ısı atım değerlerini hesap etmesi sağlanır. Sonuçlar Şekil 4.15’te verilmiştir.



	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.72
12	Power Output [W]	95945.7		Efficiency (gear mesh) [%]	98.83
13	Power Losses [W]	2242.6		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	272.8		Housing [W]	602.9
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1148.1		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL +PVLO [W]	757.3		Input/Output Shafts [W]	88.1
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	2242.6		Total Dissipation [W]	691

Şekil 4.15: İterasyon 0 için elde edilen sonuçlar.

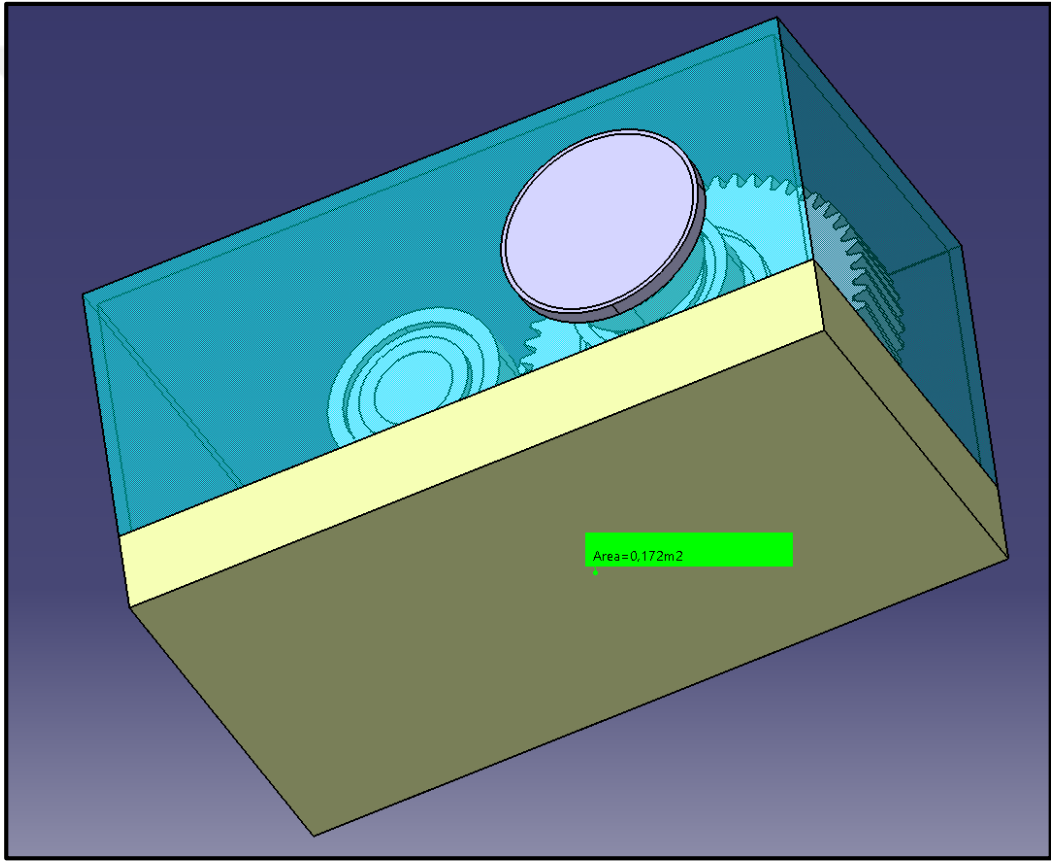
Toplam kayıp 2,24kW toplam ısı atımı ise 0,69kW olarak bulunmuştur. Dişli kutusunun üzerinde termal kanatçık olmadan ve hava akışı olmayan bir ortamda bulunması durumunda ısıl dengeye ulaşması için yağ sıcaklığının oldukça artabileceğini öngörebiliriz. KISSsys yazılımı kararsız bir termal durum olduğu için yağ sıcaklığı için bir sonuç vermemiştir.

4.2.2. . İterasyon 1 için Termal Analiz

Tablo 4.2’de gösterildiği üzere İterasyon 1’de gövde üzerinde ventilasyon olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 4.2: İterasyon 1 için tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Gövde et kalınlığı	[mm]	6
Gövde Malzemesi		Alüminyum (G AlSi10Mg)
Gövde ile dişliler arasındaki boşluk değeri	[mm]	3
Gövde ile rulmanlar arasındaki offset değeri	[mm]	0
Gövde üzerinde termal kanatçık		Yok
Ventilasyon	[m/s]	8
Soğutucuya yağ gönderimi		Yok
Dişli kutusunda kullanılan yağ		75W90
Başlangıç anında yağ sıcaklığı	°C	80



Şekil 4.16: İterasyon 1’de ventilasyona maruz kalan yüzeyler.

Bu araçta bağımsız bir arka aks sistemi ya da rijit bir aks kullanıldığı düşünülmüştür, bu sebeple dişli kutusu yere oldukça yakın bir seviyede olacaktır. Araç altının bir muhafaza ile kapatıldığı durumda dahi dişli kutusu yağ sıcaklığının hedef değeri aşmaması en ideal durumdur. Ne var ki dişli kutusunun ventilasyon olmadan rejim sıcaklığına ulaşması mümkün görünmemektedir. Dişli kutusunun alt yüzeyinin yere

oldukça yakın olacağı aşikârdır. Araç altı muhafaza olsa bile bir menfez yardımı ile dişli kutusunun alt yüzeyine ve alın yüzeyinin belirli bir kısmının (tabandan 54mm yükseklik) ventilasyona maruz bırakılacağını öngörülerek ventilasyon etkisi hesaplanabilir. Bahsedilen yüzeyler aşağıdaki **Şekil 4.16**'da gösterilmiştir. Toplam ventilasyona maruz kalacak alan 0,172m² olarak hesaplanmıştır. Toplam beş yüzey hesaplanmıştır. Şekilde görülmeyen arka yüzey hesaba dahil edilmemiştir.

90km/h araç hızı 25m/s'ye denk gelmektedir. Emin tarafta kalmak için bunun yaklaşık 1/3 kısmının etkili olduğu kabul edilmiştir. Efektif olarak dişli kutusu üzerinde 8m/s hava hızı olduğu kabul edilmiştir. Ortam hava sıcaklığı ile ventile edilmiş hava sıcaklığının 20 °C olduğu kabul edilmiştir. Bu veriler **Şekil 4.17**'de gösterilen "Ventilation" butonuna tıklandığında açılan pencereye girilmiştir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset				
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3			
12	Power Output [W]	98188.3			
13	Power Losses [W]	0		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	0		Total Dissipation [W]	0

Şekil 4.17: "Ventilation" penceresinde İterasyon 1 için yapılan seçimler.

Ventilasyonun olduğu durum için program yeniden çalıştırıldığında **Şekil 4.18**'de verilen sonuçlar elde edilir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.72
12	Power Output [W]	95945.7		Efficiency (gear mesh) [%]	98.83
13	Power Losses [W]	2242.6		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	272.8		Housing [W]	1147.9
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1148.1		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	757.3		Input/Output Shafts [W]	88.1
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	2242.6		Total Dissipation [W]	1236

Şekil 4.18: İterasyon 1 için elde edilen sonuçlar.

Ventilasyonun ısı atımına ciddi bir katkısı olmuştur ancak yine de istenilen seviyenin altındadır. Toplam güç kayıpları 2,24kW iken toplam ısı atımı 1,24 kW olmuştur. Elde edilen iyileşmeye rağmen sistemin dengeye gelmesi için yaklaşık 1kW’lık güç kaybı yağ sıcaklığının artmasına yol açacaktır.

Şekil 4.19’da “Requested Result” seçeneği “Oil temperature” olarak seçilip program çalıştırıldığında yağ sıcaklığının 121 °C’ye ulaştığı görülmektedir. Bu değer de kabul edilebilir değer olan 95 °C nin çok üstündedir. Bu sebeple bir sonraki iterasyona termal kanatçık/fin ekleyerek devam edilecektir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Oil Temperature		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.77
12	Power Output [W]	95997		Efficiency (gear mesh) [%]	98.77
13	Power Losses [W]	2191.3		Req. Oil Temperature [°C]	121
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	272.8		Housing [W]	2038.9
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1209.4		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	644.7		Input/Output Shafts [W]	150.4
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	2191.3		Total Dissipation [W]	2189.3

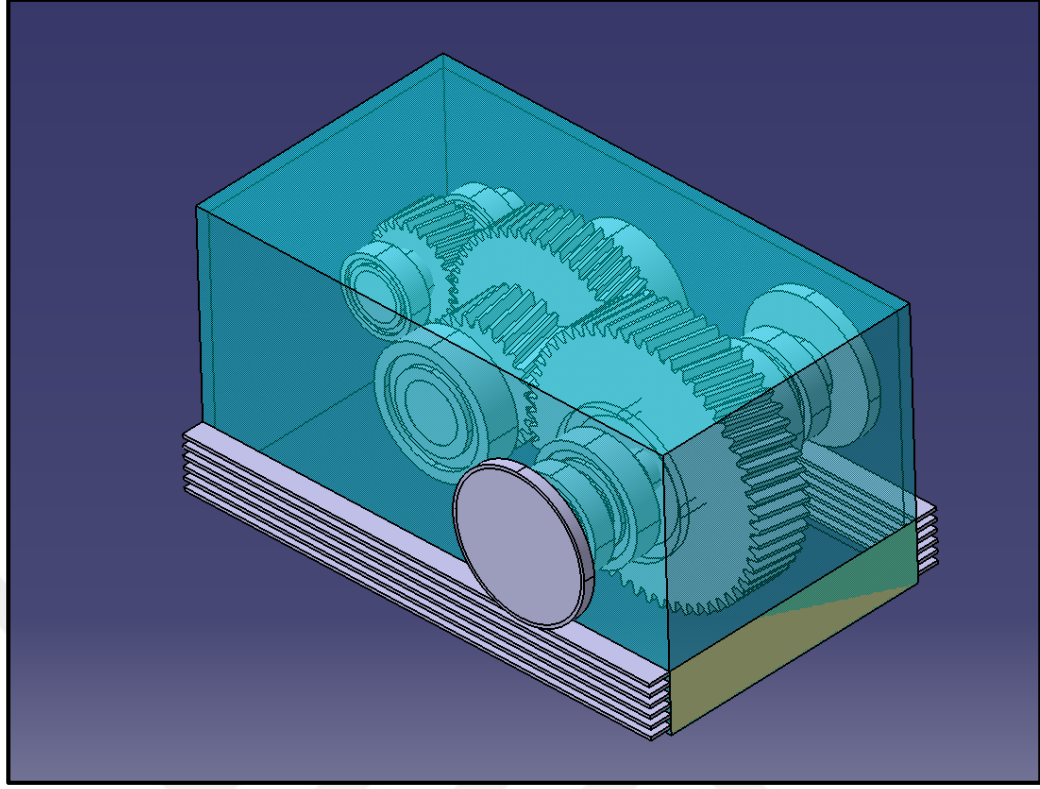
Şekil 4.19: İterasyon 1’de yağ sıcaklığının ulaşacağı değer.

4.2.3. . İterasyon 2 için Termal Analiz

Tablo 4.3’te verildiği üzere İterasyon 2’de gövde üzerindeki ventilasyona ilave olarak termal fin veya kanatçık uygulaması olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 4.3: İterasyon 2 için tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Gövde et kalınlığı	[mm]	6
Gövde Malzemesi		Alüminyum (G AISi10Mg)
Gövde ile dişliler arasındaki boşluk değeri	[mm]	3
Gövde ile rulmanlar arasındaki offset değeri	[mm]	0
Gövde üzerinde termal kanatçık		Var
Ventilasyon	[m/s]	8
Soğutucuya yağ gönderimi		Yok
Dişli kutusunda kullanılan yağ		75W90
Başlangıç anında yağ sıcaklığı	°C	80



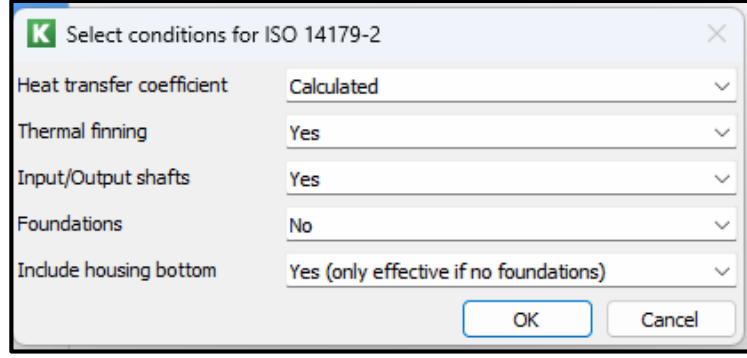
Şekil 4.20: İterasyon 2’de eklenen termal kanatçıklar.

Dişli kutusunun sağ ve sol tarafına ısı transferi sağlamak için eklenen termal kanatçıklar **Şekil 4.20**’de gösterilmiştir. ISO TR 14179-2 standardının belirttiği şekilde termal kanatlar için seçilen ve hesaplanan değerler **Tablo 4.4**’te verilmiştir

Tablo 4.4: İterasyon 2’de eklenen termal kanatçıklar için tasarım parametreleri

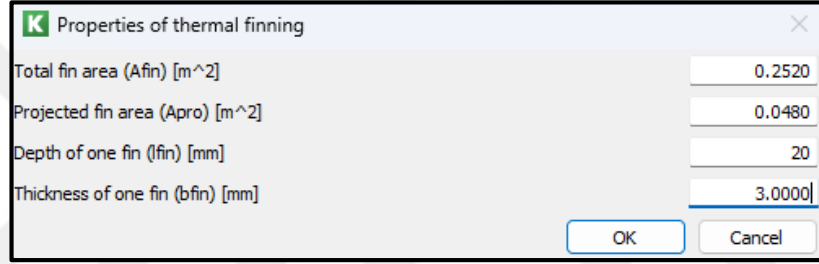
Parametre	Birim	Değer
Toplam kanat alanı	[m ²]	0,252
Projeksiyon alanı	[m ²]	0,048
Bir kanadın derinliği	[mm]	20
Bir kanadın kalınlığı	[mm]	3

Bu değerler termal fin girdileri olarak programa girilmiştir. Bunun için **Şekil 4.21**’de gösterilen “Settings” butonuna tıklanarak termal fin seçeneği “Yes” olarak seçilmiştir.



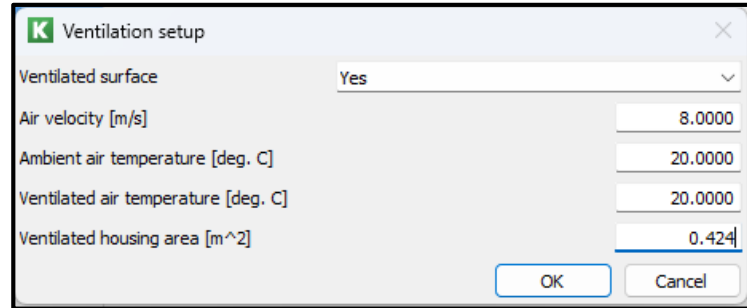
Şekil 4.21: “Settings” ilk penceresinde İterasyon 2 için yapılan seçimler.

Şekil 4.22’de açılan bir sonraki pencerede standarta uygun şekilde ve Tablo 1’de verilen termal fin değerleri girilmiştir.



Şekil 4.22: “Settings” ikinci penceresinde İterasyon 2 için yapılan seçimler.

Bu işlemten sonra “Ventilation” butonuna tıklanarak kanatlar eklendikten sonraki ventile edilen toplam yüzey alanı Şekil 4.23’te gösterildiği şekilde girilmiştir.



Şekil 4.23: “Ventilation” penceresinde İterasyon 1 için yapılan seçimler.

Bütün gerekli parametreler girildikten sonra ısı transferi modülü çalıştırıldığında elde edilen sonuçlar Şekil 4.24’te verilmiştir.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Heat Transfer		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.72
12	Power Output [W]	95945.7		Efficiency (gear mesh) [%]	98.83
13	Power Losses [W]	2242.6		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PV20 [W]	272.8		Housing w/ finning [W]	1680
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1148.1		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	757.3		Input/Output Shafts [W]	88.1
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	2242.6		Total Dissipation [W]	1768.1

Şekil 4.24: İterasyon 2 için elde edilen sonuçlar.

Kanatçık eklenmesi sonucu bulunan sonuç toplam güç kaybı ile toplam ısı atımı arasındaki farkın yaklaşık 0,5 kW değerine düştüğünü göstermektedir.

Bulunan bu miktarın yağ sıcaklığını kaç dereceye kadar çıkaracağını hesap etmek için **Şekil 4.25**'te gösterilen "Oil temperature" modülü çalıştırılır.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Oil Temperature		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.78
12	Power Output [W]	96008.8		Efficiency (gear mesh) [%]	98.81
13	Power Losses [W]	2179.5		Req. Oil Temperature [°C]	93.5
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	272.8		Housing w/ finning [W]	2077.5
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1170.9		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL +PVL0 [W]	671.4		Input/Output Shafts [W]	108.4
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	2179.5		Total Dissipation [W]	2185.9

Şekil 4.25: İterasyon 2’de yağ sıcaklığının ulaşacağı değer.

Elde edilen 93,5°C sonucu 95°C limit değerinin altındadır ve kabul edilebilir bir değerdir. Yağ soğutucusuna ihtiyaç olmadan dişli kutusu termal olarak optimize edilmiştir.

4.2.4. . İterasyon 3 için Termal Analiz

Tasarımcının farklı müşteri ihtiyaçlarını öngörerek ventilasyon olmadan bir yağ soğutucusu bağlanmasına olanak sağlayacak provizyonları dişli kutusu gövdesi üzerinde bulundurması iyi olacaktır. Bu sebeple hava akışının lduğu bir senaryo için ihtiyaç duyulacak yağ soğutucusu kapasitesi de hesaplanmıştır.

Bu senaryo için tasarım parametreleri Tablo 4.5’te verilmiştir.

Tablo 4.5: İterasyon 3 için tasarım parametreleri.

Parametre	Birim	Değer
Gövde et kalınlığı	[mm]	6
Gövde Malzemesi		Alüminyum (G AlSi10Mg)
Gövde ile dişliler arasındaki boşluk değeri	[mm]	3
Gövde ile rulmanlar arasındaki offset değeri	[mm]	0
Gövde üzerinde termal kanatçık		Var
Ventilasyon	[m/s]	0
Soğutucuya yağ gönderimi		Var
Dişli kutusunda kullanılan yağ		75W90
Başlangıç anında yağ sıcaklığı	°C	80

Şekild 4.26’da gösterildiği gibi “RequestedResult” seçeneği “Cooler Power” olarak seçilir ve ardından “Lubrication” modülü çalıştırılıp burada hedef sıcaklık değeri olarak 90 °C olarak seçilir ve “Calculate Efficiency” butonuna tıklanarak gerekli soğutma gücü hesaplanır.

Çıkan sonuç 1.207 W’lık bir soğutma ihtiyacı olduğunu göstermektedir. Daha güvenilir tarafta kalmak için 1,3 kW’lık bir yağ soğutucusu seçilebilir. Ventilasyon olmadığı durumda dahi sistemin termal olarak istenilen aralıkta dengede olacağı garanti edilmiş olunur.

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Cooler Power	1	Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-2		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	98188.3		Efficiency (total) [%]	97.77
12	Power Output [W]	95997.3		Efficiency (gear mesh) [%]	98.81
13	Power Losses [W]	2191		Req. Cooler Power [W]	1207.9
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	272.8		Housing w/ finning [W]	879.9
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	1165.3		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	688.5		Input/Output Shafts [W]	103.1
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	64.4		Oil Cooler [W]	1207.9
21	Total Power Losses [W]	2191		Total Dissipation [W]	2190.9

Şekil 4.26: Ventilasyon olmaması durumunda ihtiyaç duyulacak soğutma gücü.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan iteratif analizler sonucunda elde edilen temel bulgular **Tablo 4.6**'da özetlenmiştir.

Tablo 4.6: Termal analiz iterasyonlarının karşılaştırmalı sonuçları.

Parametre	İterasyon 0 (Başlangıç)	İterasyon 1 (+ Ventilasyon)	İterasyon 2 (+ Ventilasyon & Kanatçık)
Açıklama	Düz gövde, durgun hava	Düz gövde, 8 m/s hava akımı	Kanatçıklı gövde, 8 m/s hava akımı
Toplam Güç Kaybı [kW]	2,24	2,24	2,24
Toplam Isı Atımı [kW]	0,69	1,24	1,77
Hesaplanan Yağ Sıcaklığı [°C]	> 120 (Termal Kararsızlık)	121	93,5

Elde edilen sonuçlar, dişli kutusunun termal performansında önemli iyileştirmeler sağlandığını net bir şekilde ortaya koymuştur:

İterasyon 0 yani başlangıç tasarımında, 2.24 kW toplam güç kaybına karşılık yalnızca 0,69 kW ısı atımı tespit edilmiştir. Bu durum, dişli kutusunun ilave bir soğutma önlemi olmaksızın termal dengeye ulaşamayacağını ve yağ sıcaklığının kabul edilemez seviyelere yükseleceğini göstermiştir. Bu başlangıç durumu, optimizasyon ihtiyacının ne denli kritik olduğunu vurgulamıştır.

İterasyon 1 'de dişli kutusu gövdesinin belirli yüzeylerine (toplam 0.172 m²) uygulanan 8 m/s hızındaki hava akımı (ventilasyon) ile toplam ısı atımı 1,24 kW'a yükselmiştir. Ancak, bu iyileşmeye rağmen yağ sıcaklığı 121 °C olarak hesaplanmış, bu da hedeflenen 95 °C limitinin üzerinde kalmıştır. Bu sonuç, tek başına ventilasyonun yeterli olmadığını göstermiştir.

İterasyon 2 'de dişli kutusu gövdesinin sağ ve sol taraflarına eklenen termal kanatçıklar ile ventilasyon etkisinin birleştirilmesi sonucunda, toplam güç kaybı ile toplam ısı atımı arasındaki fark yaklaşık 0,5 kW'a düşürülmüştür. Bu sayede dişli yağı sıcaklığı 93.5 °C olarak belirlenmiştir. Bu değer, belirlenen 95 °C'lık kabul edilebilir limitin altında kaldığı için, dişli kutusunun ilave bir yağ soğutucusuna ihtiyaç duymadan termal olarak optimize edildiği sonucuna varılmıştır. Bu bulgu, tezin ana amacına

ulaşıldığını ve maliyet ile ağırlık açısından önemli bir avantaj sağlandığını göstermektedir.

İterasyon 3'te ventilasyonun olmadığı bir senaryo için yapılan hesaplamalar, sistemin istenen sıcaklık aralığında dengede kalabilmesi için yaklaşık 1,3 kW'lık bir yağ soğutucusu kapasitesine ihtiyaç duyulacağını ortaya koymuştur. Bu sonuç, tasarımcılara farklı kullanım senaryoları veya müşteri talepleri doğrultusunda alternatif soğutma çözümleri için bir referans sağlamıştır.

Bu çalışma, dişi kutularının henüz konsept veya ön tasarım aşamasında dahi, fiziksel modellemeye dayalı termal davranış analizlerinin ne kadar kritik olduğunu ve bu analizlerin geliştirme maliyetleri üzerinde ne denli belirleyici bir rol oynadığını göstermiştir. KISSsys gibi yazılımların bu tür karmaşık sistemlerin entegre termal optimizasyonunda sunduğu yetenekler, mühendisler için hızlı ve güvenilir değerlendirme imkânı sunmaktadır. Geliştirilen bu optimizasyon yaklaşımı, yerli hibrit tahrik sistemlerinin enerji verimliliğini artırmanın yanı sıra, sistem maliyetini ve ağırlığını düşürerek ülkenin petrol dışı bağımlılığının azaltılmasına yönelik ulusal hedeflere bir katkı sunmaktadır.

Sistemdeki parça sayısının azaltılmış olması ile sistemin güvenilirliği artırılmıştır.

Aynı program içerisinde çalışmalar çok daha hızlı bir şekilde gerçekleştirilmiştir bu da ürün geliştirme sürecinin hızlandırılmasına olanak sağlamıştır.

Hibrit araçların yaygınlaşmasının egzoz emisyonları üzerinde pozitif bir etkisi olacaktır.

Çalışma kapsamında, optimum tahvil oranının bulunması için ayrıntılı bir algoritma geliştirilmemiş, bunun yerine görselleştirme yoluyla sonuca ulaşılmıştır. Gelecek çalışmalarda, daha kapsamlı optimizasyon algoritmaları entegre edilerek tahvil oranı seçiminin termal ve enerji verimliliği üzerindeki etkileri daha detaylı incelenebilir. Modül veya diş sayıları değiştirilerek veya daha küçük çaplı rulmanlar seçilerek bunların termal performans üzerindeki etkileri incelenebilir.

Ayrıca, bu teorik optimizasyon sonuçlarının, gerçek araç testleri veya fiziksel prototipler üzerinde deneysel olarak doğrulanması, çalışmanın endüstriyel geçerliliğini ve uygulanabilirliğini daha da pekiştirecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Kuralay, N. S., (2008), “Motorlu Taşıtlar Temel ve Tasarım Esasları Yapı Elemanları Cilt 1”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- [2] Changenet C., Oviedo-Marlot X., Vex P., “Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox” J. Mech Des., **2006**, 128(3), 618-625.
- [3] Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F, Vex P. “Thermal modelling of a back-to-back gearbox test machine: Application to the FZG test rig” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, **2012**, 226(6), 501-515.
- [4] Prakash Del Valle C., (2014), “Thermal modelling of an FZG test gearbox”, Yüksek Lisans Tezi, KTH Industrial Engineering and Management Machine Design.
- [5] Concli, F., Gorla, C. “Windage, churning and pocketing power losses of gears: different modeling approaches for different goals”, Forsch Ingenieurwes, **2016**, 80, 85–99.
- [6] Häggström M. (2017), “Thermal modelling of a Truck Gearbox”, Yüksek Lisans Tezi, Luleå University of Technology Department of Engineering Sciences and Mathematics.
- [7] Barday, D., Fossier, C., Changenet, C., Ville, F., & Berier, V., “Investigations on Drive Axle Thermal Behaviour: Power Loss and Heat-Transfer Estimations”, SAE International Journal of Engines, **2018**, 11(1), 55–66.
- [8] Paschold, C., Sedlmair, M., Lohner, T. et al. “Calculating component temperatures in gearboxes for transient operation conditions” Forsch Ingenieurwes, **2022**, 86, 521–534.
- [9] Uerlich, R., Köller, S., Witham, G., Koch, T., & Eckstein, L., “Experimental Validation of an Automated Approach for Estimating the Efficiency and Heat Balance of Gearboxes Based on an Electrified Heavy Commercial Vehicle Axle”, World Electric Vehicle Journal, **2022**, 13(8), 142.
- [10] Autiero, M., Cirelli, M., Paoli, G., & Valentini, P. P., “A Data-Driven Approach to Estimate the Power Loss and Thermal Behaviour of Cylindrical Gearboxes under Transient Operating Conditions” Lubricants, **2023**, 11(7), 303.
- [11] <https://www.petform.org.tr/arama-uretim-sektoru/turkiyede-petrol-uretimi/>. Erişim tarihi: 08.06.2025.
- [12] <https://x.com/tcmeh/status/1724371406748606780>. Erişim tarihi: 08.06.2025
- [13] TUIK, (2025), Yıllara göre motorlu kara taşıtları sayısı, Türkiye İstatistik Kurumu.

[14] ISO, (2006), Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 6: Calculation of service life under variable load, ISO 6336-6, International Organization for Standardization.

[15] ISO, (2001), Gears Part 1: Thermal Rating, ISO/TR 14179-1, International Organization for Standardization.

[16] ISO, (2001), Gears Thermal Capacity Part 2: Thermal Load Carrying Capacity, ISO/TR 14179-2, International Organization for Standardization.



ÖZGEÇMİŞ

Makina Mühendisi Aydoğan Ezer, lisans eğitimini 1996-2000 yılları arasında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'nde tamamlamıştır.

Profesyonel kariyerine 2000 yılında HES Makina'da Ar-Ge Mühendisi olarak başlamış, ardından 2003 yılında TEMSA bünyesine katılarak ticari araç sektörüne adım atmıştır. TEMSA'da Proje Mühendisi ve Takım Lideri olarak yedi yıl boyunca şasi, aktarma organları, süspansiyon ve fren sistemleri gibi kritik alanlarda uzmanlaşmıştır.

2011 yılında kendi mühendislik şirketini kurarak girişimcilik deneyimi kazanmış, bu süreçte Temsa için 18 metrelik körüklü otobüs tasarımı gibi önemli projelere liderlik etmiştir. 2013-2015 yılları arasında TCV (Bozankaya) şirketinde Ar-Ge Proje Yöneticisi olarak 25 metrelik Trambus projesini yönetmiş, araç seviyesi gereksinimlerinin belirlenmesinden prototip üretim takibine kadar geniş bir sorumluluk üstlenmiştir.

Kariyerinde güç aktarma organları alanında odaklanma kararından sonra, 2015-2016 yıllarında BRIST Axle Systems'da Ar-Ge Müdürü olarak görev yapmıştır. 2016-2023 yılları arasında ise BASE Studio'da Ürün Geliştirme Grup Müdürü olarak, 4x4 ve 8x8 askeri araçlar için bağımsız ve rijit aks sistemleri ile transfer kutusu gibi stratejik projelerin geliştirme süreçlerine liderlik etmiştir. Bu görevinde, konsept tasarımdan sonlu elemanlar analizlerine (Ansys) , prototip üretiminden test ve dokümantasyon süreçlerine kadar tüm ürün geliştirme döngüsünü yönetmiştir.

Temmuz 2023'ten itibaren kariyerine GE Aerospace'te İleri Düzey Lider Tasarım Mühendisi olarak devam etmektedir. Kariyeri boyunca 7 patent ve 3 faydalı model başvurusunda bulunmuş olup, Catia, Ansys ve Kisssoft gibi mühendislik yazılımlarına ileri düzeyde hakimdir.

TEZ METNİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

Ezer A., Gediz İliş G., (2025), “Hibrit tahrikli bir şehir içi otobüs şanzımanının termal optimizasyonu”, 6th International Eurasian Conference on Science, Engineering and Technology, **2025**, 998-1008

