

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YARIŞ ARACININ GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Gökhan KONUK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Mühendisliği Programı

Danışman
Doç. Dr. Orkun ÖZENER

Şubat, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YARIŞ ARACININ GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Gökhan KONUK tarafından hazırlanan tez çalışması 16.02.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doc. Dr. Orkun ÖZENER
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. ALP TEKİN ERGENÇ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. OSMAN AKIN KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Orkun ÖZENER sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Bir Yarış Aracının Güç Aktarma Sisteminin Modellenmesi ve Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Gökhan KONUK

İmza

TEŞEKKÜR

Tez sürecim boyunca bana her türlü desteği sağlayan, mühendislik ile ilgili destekte bulunan sayın Doç. Dr. Orkun ÖZENER hocama teşekkürlerimi sunarım. Aynı zamanda üniversite eğitimim ve mezun olduğum günden bu yana bana mühendislik konularında destek olan gelişmemi sağlayan başta bütün hocalarım olmakla birlikte iş hayatım boyunca bana katkı sağlayan yönetici ve iş arkadaşlarıma, tez çalışmam esnasında bana destek olan başta YTÜ Racing danışmanı Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ olmak üzere bütün YTÜ Racing ailesine, desteklerini her zaman hissettiğim bütün aileme teşekkürü borç bilirim.

Gökhan KONUK

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiv
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.2 Tezin Amacı	8
1.3 Orijinal Katkı	9
1.4 Araç Konfigürasyonu	9
2 MATERYAL METOT	11
2.1 Simülasyon Metodoloji	11
2.2 Hız profilinin oluşturulması	12
2.3 Araç modelinin oluşturulması	13
2.4 Sürücü modeli	14
2.5 Araç modeli	15
2.6 Elektrik motor modeli	18
2.7 Batarya modeli	18
2.8 Dişli kutusu modeli	19
2.9 Uygulama Araç Yazılım	20
3 SONUÇ VE ÖNERİLER	22
3.1 Oluşturulan hız profilinin incelenmesi	22
3.2 Araç hedeflerinden batarya hedeflerinin oluşturulması	27
3.3 Batarya paketlerinin oluşturulması	31
3.4 Araç konfigürasyonlarının belirlenmesi	37

3.5 Araç konfigürasyonlarının optimizasyonu	38
3.6 Araç konfigürasyonlarının kıyaslanması	43
3.7 Optimize edilen aracın simülasyon sonuçları	44
3.8 Bulguların yorumlanması ve tartışma	56
KAYNAKÇA	58
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	60



SİMGE LİSTESİ

l_a	Aracın ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi
$l_ö$	Aracın ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi
h	Aracın ağırlık merkezinin yere olan mesafesi
$l_{araç}$	Aracın aksları arasındaki mesafesi
$W_{araç}$	Araç ağırlığı
$F_{direnç}$	Araç dirençleri kuvveti
$m_{araç}$	Araç kütlesi
F_{tahrik}	Araç tahrik kuvveti
$v_{araç}$	Araç hızı
$a_{araç}$	Araç ivmesi
$F_{mak,tahrik a}$	Arka aks maksimum tahrik kuvveti
$h_{AğırlıkMerkezi}$	Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
$F_{min,tahrik a}$	Arka aks minimum tahrik kuvveti
T_{arka}	Arka aks momenti
$F_{a,AksStatikYük}$	Arka aks statik yük
$F_{a,TahrikLim}$	Arka aks tekerlek tahrik limiti
V_{oc}	Batarya açık devre gerilimi
I_{Bat}	Batarya akımı
$SOC_{Bat-Baş}$	Batarya başlangıç SOC
P_{Bat}	Bataryadan çekilen güç
Ah_{Bat}	Batarya paketi Ah
SOC_{Bat}	Batarya SOC
F_0	Coastdown araç direnci hesaplaması sıfırıncı derece parametresi
F_1	Coastdown araç direnci hesaplaması birinci derece parametresi
F_2	Coastdown araç direnci hesaplaması ikinci derece parametresi
R_{din}	Dinamik teker yarıçapı
$EM_{ÇıkışMoment}$	Elektrik motor çıkış momenti
$EM_{Mek-Güç}$	Elektrik motor çıkış mekanik güç
EM_{devir}	Elektrik motor devri
$EM_{Elek-Güç}$	Elektrik motor elektriksel güç

$EM_{Min-Moment}$	Elektrik motor en düşük moment
$EM_{Mak-Moment}$	Elektrik motor en yüksek moment
$EM_{Kayıp-Güç}$	Elektik motor kayıp güç
$EM_{Momentisteri}$	Elektrik motor moment isteri
$R_{iç}$	İç direnç
F_{ivme}	İvmelenme direnci
$F_{mak,tahrik\ ö}$	Ön aks maksimum tahrik kuvveti
$F_{min,tahrik\ ö}$	Ön aks minimum tahrik kuvveti
$T_{ön}$	Ön aks momenti
n_{teker}	Rpm cinsinden tekerlek hızı
T_{sim}	Simülasyon adım süresi
g	Yerçekimi ivmesi
α	Yol eğimi

KISALTMA LİSTESİ

BEV	Bataryalı elektrikli araçlar
SOC	Batarya şarjı
CAN	Birbirine bağlı kontrolcü iletişim ağı
DP	Dinamik Programlama
EV	Elektrikli araçlar
FSAE	Formula öğrenci
FPP	Fren Pedalı Pozisyonu
GPP	Gaz Pedalı Pozisyonu
UAY	Uygulama Araç Yazılımı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Genetik algoritma akış diyagramı	6
Şekil 1.2	Çözümleme metodolojisi	8
Şekil 1.3	Araç yerleşim yapısı	10
Şekil 1.4	Araç görseli	10
Şekil 2.1	Hız profili	12
Şekil 2.2	Dayanıklılık pist haritası	13
Şekil 2.3	Model mimarisi	14
Şekil 2.4	Sürücü modeli akış şeması	14
Şekil 2.5	Araç Dirençleri	15
Şekil 2.6	Coast-Down araç direnç katsayıları	17
Şekil 2.7	Elektrik motoru benzetim modeli giriş çıkış sinyalleri	18
Şekil 2.8	Batarya modeli giriş çıkış sinyalleri	19
Şekil 2.9	Dişli kutusu benzetim modeli giriş çıkış sinyalleri	20
Şekil 3.1	Aracın sürüş çevrimi boyunca ivme dağılımı	22
Şekil 3.2	Aracın sürüş çevrimi boyunca hız dağılımı	23
Şekil 3.3	25-30 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili	24
Şekil 3.4	50-55 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili	25
Şekil 3.5	65-70 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili	26
Şekil 3.6	85-90 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili	27
Şekil 3.7	Tekerlekten ve bataryadan istenilen tahrik gücü grafiği	30
Şekil 3.8	Baz model simülasyon sonuç grafikleri	31
Şekil 3.9	Samsung 30T SOC-hücre gerilimi	32
Şekil 3.10	Samsung 30T hücre gerilimi- hücre kapasites	33
Şekil 3.11	Samsung 30T 108s5p batarya paketi sürekli güç	33
Şekil 3.12	Samsung 30T 108s5p batarya paketi anlık güç	34
Şekil 3.13	A123 SOC- hücre gerilimi	35
Şekil 3.14	A123 126s4p batarya sürekli güç	35
Şekil 3.15	A123 126s4p batarya anlık güç	36
Şekil 3.16	A123 126s5p batarya sürekli güç	36
Şekil 3.17	A123 126s5p batarya anlık güç	36
Şekil 3.18	Araç 1 dişli oranının değişiminin dayanıklılık tüketimine etkisi	38

Şekil 3.19 Araç 1 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi	39
Şekil 3.20 Araç 2 dişli oranının değişiminin dayanıklılık tüketimine etkisi	40
Şekil 3.21 Araç 2 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi	41
Şekil 3.22 Araç 3 dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi . . .	42
Şekil 3.23 Araç 3 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi	43
Şekil 3.24 Sürücü modeli gaz ve fren pedalı pozisyonu çıktısı	44
Şekil 3.25 Araç modeli yuvarlanma ve rüzgar direnci çıktısı	45
Şekil 3.26 Optimize edilen aracın batarya modeli çıktıları	45
Şekil 3.27 Optimize edilen aracın elektrik motor modeli çıktıları	46
Şekil 3.28 Optimize edilen aracın elektrik motoru çalışma bölgesi haritası . . .	46
Şekil 3.29 Bir tur için sürücü modeli gaz ve fren pedalı pozisyonu çıktısı	47
Şekil 3.30 Bir tur için araç modeli yuvarlanma ve rüzgar direnci çıktısı	47
Şekil 3.31 Optimize edilen aracın bir tur için batarya modeli çıktıları	48
Şekil 3.32 Optimize edilen aracın bir tur için elektrik motor modeli çıktıları . .	48
Şekil 3.33 Optimize edilen aracın dişli kutusu modeli çıktıları	49
Şekil 3.34 Bir tur için optimize edilen aracın dişli kutusu modeli çıktıları	49
Şekil 3.35 Uygulamalı araç yazılımı motor moment isteri	50
Şekil 3.36 Bir tur için uygulamalı araç yazılımı motor moment isteri	50
Şekil 3.37 Uygulamalı araç yazılımı batarya güç limit kontrolü	51
Şekil 3.38 Bir tur için uygulamalı araç yazılımı batarya güç limit kontrolü . . .	51
Şekil 3.39 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki sürücü modeli çıktıları .	52
Şekil 3.40 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki araç modeli çıktıları . .	52
Şekil 3.41 Optimize edilen aracın hızlanma etabı sonuçları	53
Şekil 3.42 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki batarya modeli çıktıları	53
Şekil 3.43 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki elektrik motor modeli çıktıları	54

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1	Statik etaplar	2
Tablo 1.2	Dinamik Etaplar	2
Tablo 2.1	Direnç katsayıları hesaplama	16
Tablo 3.1	Araç hedefleri özet tablo	27
Tablo 3.2	Batarya hedefleri için kabuller	28
Tablo 3.3	Hesaplanan tekerlekten talep edilen tahrik kuvveti	28
Tablo 3.4	Batarya ve araçtan istenile güçlerin özet tablosu	29
Tablo 3.5	Baz model simülasyon sonuç tablosu	31
Tablo 3.6	Simülasyonda kullanılacak araç konfigürasyonu	37
Tablo 3.7	Araç 1 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi	39
Tablo 3.8	Araç 2 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi	41
Tablo 3.9	Araç 3 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi	43
Tablo 3.10	Simülasyon sonuçları özet tablo	55



Bir Yarış Aracının Güç Aktarma Sistemlerinin Modellenmesi ve Optimizasyonu

Gökhan KONUK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Orkun ÖZENER

Modern elektrikli araçlarda güç aktarma organları yüksek gerilimli batarya, elektrik motoru, dişli sistemi ve tekerlerden oluşmaktadır. Gelişmiş bilgisayar destekli sayısal çözüm metotları ile aracın performans ve enerji tüketim değerleri hesaplanabilmektedir. Matlab/Simulink yazılımı bu hesaplamaların hassas bir şekilde yapılmasına imkân sağlamaktadır. Performans ve enerji hesaplamaları için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bunlar Geri yönlü hesaplama ve ileri yönlü hesaplama teknikleridir. Geri yönlü hesaplama tekniği motorun torkunu aracın hızı profili göz önüne alınarak hesaplamaktadır. İleri yönlü hesaplama tekniği ise aracın gerçek hızını motor torkunu göz önüne alarak hesaplamaktadır. İleri yönlü hesaplama tekniğinde bir sürücü modeline ihtiyaç vardır. Sürücü modelinin oluşturulması ekstra modelleme yükü getirmektedir. Bu tez çalışmasında ileri yönlü modelleme kullanılmıştır ve sürücü modeli tarafından gaz pedalı ve fren pedalı yüzdesi hesaplanmıştır. Buna ek olarak e-VCU fonksiyonları modellenmiştir. Bu çalışmada elektrikli Formula Student aracının yarışın Dayanıklılık ve Hızlanma etaplarında en yüksek puanı alacak şekilde güç aktarma organlarının en ideal çözümünün bulunması hedeflenmiştir. İki farklı yüksek güçlü lityum-ion batarya hücresi ile toplam üç batarya paketi, iki farklı aerodinamik gövde kiti opsiyonu ve 3.49-4.59 arasındaki diferansiyel oranları 0.1 hassasiyetle bütün konfigürasyonları oluşturulmuştur. Eniyileme çalışması sonucunda açık bir şekilde A123-ANR26650-B

batarya hücresinden oluşan batarya ile oluşturulan sistemin 2% daha yüksek puan aldığı görülmüştür. Ancak Samsung-INR21700-30T hücrenin 29% daha ucuz olduğu göz önüne alındığında Samsung-INR21700-30T hücre daha avantajlı gözükmemektedir.

Anahtar Kelimeler: Batarya optimizasyonu, güç aktarma organları optimizasyonu, elektrikli araçlar, formula student



Powertrain sizing and drive line optimization of a formula student car

Gökhan KONUK

Department of Mechanical Engineering

Master Science Thesis

Advisor: Assoc.Prof. Orkun ÖZENER

Modern electric vehicle powertrains have battery, electric machine, gearbox, and wheels. Advanced computer technologies and numerical software's such as Matlab/Simulink provide an opportunity to calculate vehicle performance and energy consumption results with a sensitive way. Different methodologies use for performance and energy consumption calculations such as backward and forward calculations. Backward calculation method required electric machine torque and required electric power by using desired vehicle speed. In contrast, Forward calculations calculates actual vehicle speed by using electric motor torque. In addition, Driver model required for Forward calculations and this increase modeling efforts. In this paper, Forward calculation method used with e-VCU functions. Acceleration pedal percentage and brake pedal percentage calculated by driver model. This study aims to find optimum solution for maximum Endurance and Acceleration score of an electric vehicle. In this study two different high-power cells used for batterie selected and total ratio range determined from 3.49 to 4.59 with 0.1 steps. The optimization briefly showed that the battery package with A123-ANR26650-B cells provides 2% more score than the Samsung-INR21700-30T cells. But total cell price of Samsung-INR21700-30T 29% less than A123-ANR26650-B.

Keywords: Battery optimization, drive line optimization, electric vehicle, formula student



Elektrikli araçlar günümüzde büyük bir önem kazanmıştır. Düşen emisyon standartları yakalamak için birçok üreticiyi elektrikli ya da hibrit araç geliştirmiştir ve birçoğu da geliştirmektedir.

Uluslararası Enerji Ajansı'nın 2019 Mayıs ayında yayınlanan "Global EV Outlook 2019" raporunda göre dünya genelinde 2013 yılında 0.23 milyon olan bataryalı elektrikli araç (BEV) sayısı 2018 de 3.29 milyona yükseldiği gösterilmiştir. Aynı raporda EV30@30 senaryosuna göre (EV30@30 kampanyasını göz önüne almaktadır) 2030 da araç pazarının 30%'unu EV araçlarının oluşturacağı tahmininde bulunmaktadır. [1]

Elektrikli araçların artışı ile birçok alanda elektrikli araçlara gösterilen önem ve duyarlılık artış gösterdi. Dünya çapında düzenlenen Formula Student (FSAE) 2013 yılında elektrikli güç aktarma organlarına sahip araçlar için "Formula SAE Electric" yarışmasını başlattı. [2]

Formula Student öğrencilerin teorik eğitimini sahada uygulamalarına imkân sağlamak ve öğrencilerin bir araç tasarımlarına imkân sağlamaktadır. Bu süreçte öğrencilerin mühendislik yeteneklerini geliştirmelerinin yanı sıra bütçe yönetimi, iletişim, proje ve kaynak yönetimi alanlarında kendilerini geliştirmelerine olanak tanımaktadır. [2]

Formula SAE yarışmaları Statik ve Dinamik etaplar olmak üzere iki temel etaptan oluşmaktadır. [3]

Statik etap ise kendi altında sunum, maliyet ve tasarım olmak üzere üç farklı etaptan oluşmaktadır ve toplamda 325 puanlık bir kısım oluşturmaktadır. Bu etapların puanlamaları Tablo 1.1 de verilmiştir. [3]

Tablo 1. 1 Statik Etaplar

Statik Etaplar	Maksimum Puan
Sunum	75 puan
Maliyet	100 puan
Tasarım	150 puan

Dinamik etap ise toplanda yarışmanın 675 puanlık bir kısmını oluşturmaktadır. Bu etaplar Hızlanma, Skid Pad, Autocross, Verimlilik ve Dayanıklılık olmak üzere beş farklı yarıştan oluşmaktadır. Bu etapların puanlamaları Tablo 1.2 de verilmiştir. [3]

Tablo 1. 2 Dinamik Etaplar

Dinamik Etaplar	Maksimum Puan
Hızlanma	100 puan
Skid Pad	75 puan
Autocross	100 puan
Verimlilik	100 puan
Dayanıklılık	250 puan

Bu çalışmada elektrikli bir Formula SAE yarış aracının güç aktarma organlarının optimizasyonu üzerine çalışılmıştır. Bu çalışma esnasında bir yarış esnasındaki hız profili, menzil ihtiyacı, yarışma kuralları ve geçmiş yıllardaki sonuçlar dikkate alınmıştır.

1.1 Literatür Özeti

Yaptığım çalışmanın benzerleri ve farklı değerlendirme mekanizmaları göz önüne alınarak incelenmiştir. Bu çalışmalar sonucunda elde ettiğim bilgiler tez çalışmamda referans olarak kullanılmıştır. Bu çalışmalar ve bu çalışmaların sonucu aşağıda özetlenmiştir.

Zhang 2015 [4] yılında yaptığı çalışmasında tek hızlı bir şanzımana sahip bir elektrikli aracı iki hızlı bir şanzıman ile güncelleyip güç aktarma organlarını optimize etmiştir. Bu çalışmada optimizasyonu Benzetilmiş tavlama genetik algoritma (simulated annealing genetic algorithm) kullanmıştır. Bu algoritmalar ile oluşturulan çözüm kümesindeki optimum çözümü bulmaya çalışmıştır. Bu çalışmanın sonunda enerji tüketiminde değişen sürüş çevrimlerine göre 5.42% ile 8.36% arasında bir iyileşmeye ulaşmıştır. Araç performansı açısından ise 0-50 km/h hızlanmada 2%, 50-80 km/h hızlanmada 21.2% ve kalkış eğiminde ise 52.3% iyileşme sağlamıştır.[4]

Ju 2019 [5] yılında yaptığı çalışmasında güç-dağıtımlı hibrit (Power-Split Hybrid) bir araçta batarya kapasitesini, Motor/Generator güçlerini, planet dişli sisteminin dişli oranlarını ve son dişli oranını optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada iki farklı optimizasyon yöntemi kullanmıştır. Bunlar Dynamic Programming (DP) ve non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II). DP optimizasyon yöntemini yakıt tüketimini hesaplamakta kullanılmıştır. Her bir olasılığın yakıt tüketimini hesaplarken, her bir olasılık için Hibrit modlarını belirlemek ve her bir olasılığın minimum yakıt tüketimini hesaplamak için DP yöntemini seçmiştir. Batarya kapasitesini, Motor/Generator güçlerini, planet dişli sisteminin dişli oranlarını NSGA-II eniyileme yöntemi ile seçilmiştir. Başlangıç kümesinden modelleme ve simülasyon sonuçlarına göre yeni olasılıkların oluşturulmasında ise genetic algorithm kullanılmıştır. Güç aktarma organlarının optimizasyonu sonucundaki değerler optimizasyonu öncesindeki durumla karşılaştırıldığında kullanılan sürüş çevrimine göre yakıt tüketiminde 3% ile 15% arası, aracın hızlanma performansında ise 15,9% iyileşme olduğu gözlemlenmiştir. [5]

Chunfang Yin 2019 [9] yılında yapmış olduğu çalışmada, güç-dağıtımli hibrit bir araçta bulanık mantık ve parçacık sürüş optimizasyon yöntemini kullanmıştır. Bulanık mantık algoritmaları içten yanmalı motor ve elektrik motorları arasındaki moment kontrol stratejisini oluştururken. Parçacık sürüş optimizasyonu ile içten yanmalı motorun optimum çalışma noktası optimize edilmiştir. Yapılan çalışmada AVL Cruise ve Matlab/Simulink [14] eş zamanlı çalıştırılmıştır. Parçacık sürüş optimizasyonu metasezgisel bir optimizasyon yöntemidir. Çalışmada iki farklı optimizasyon stratejisi kullanılmıştır. Bunlardan birinci içten yanmalı motorun çalışma noktasının optimizasyonu diğeri ise dişli sisteminin verimininim optimizasyonudur. Bu iki çalışmanın sonuçları karşılaştığında; içten yanmalı motorun çalışma noktasının optimizasyonu ile elde edilen tüketim değeri, dişli sisteminin verimininim optimizasyonuna göre 10,26% daha düşük olduğu görülmüştür.[9]

Martin Redelbach 2014 [12] yılında yapmış olduğu isimli çalışmada batarya boyutlarını toplam kullanıcı sahip olma maliyetini minimize edecek şekilde optimize etmiştir. Yapılan çalışmada şarj edilebilir hibrit ve menzil uzatılmış hibrit araçlar üzerinde çalışmıştır. Yapılan çalışmada günlük sürüş mesafelerine göre bataryanın sürüş mesafesi belirlenmiştir. Yapılan çalışma Almanya marketi baz alınarak yapılmış ve yapılan çalışmada yıllık katedilen mesafenin optimum batarya boyutları üzerinde ciddi bir etkisi olduğu görülmüştür. Şarj edilebilir hibrit araçlarda 7,500 km/yıl kullanım ile 30,000km/yıl kullanım arasında optimum batarya kapasitesi 2kWh ile 5kWh arasında olduğu ve 15,000 km/yıl değeri için optimum batarya kapasitesinin 4kWh olduğu görülmektedir. Menzil uzatılmış hibrit araçlar için ise bu değerin 7,500km/yıl ile 30,000 km/yıl arasında 2kWh ile 13kWh arasında değiştiği görülmüştür ve 15,000km/yıl değeri için 6kWh batarya kapasitesinin en optimum sonucu verdiği görülmüştür. [12]

Tau Zhu 2020 [13] yılında yaptığı çalışmada elektrikli bir araçta hibrit enerji depola sistemi kullanımı ve bu hibrit enerji depolama sisteminin optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Batarya enerji depolama sistemi ve hibrit enerji depola sistemi arasında yaptığı kıyaslamada; Hibrit eneji depolama sistemini pil ömrünü arttıracak şekilde ve aracın ömür boyu maliyetini azaltacak şekilde optimize etmiştir. Yapılan çalışmanın neticesinde batarya ömründe 37% iyileşme aracın ömrü boyu maliyetinde ise 39% azalma meydana gelmiştir.[13]

ZHOU, Wei 2018 [17] yılında yaptığı çalışmasında; elektrikli, hibrit ve yakıt hücresi araçların enerji tüketiminin güç aktarma konfigürasyonu ve enerji yönetim sistemleri ile yakından ilişkili olduğunu belirtmiş. Dinamik programlama yönteminin ise güç aktarma sistemlerinin optimizasyonu ve enerji yönetimi stratejileri için önemli bir method olduğunu belirtmiş.

Dinamik programlama yönteminin uygulanması esnasında oluşabilecek dört ana problemten bahsetmiş bunlar interpolasyon kaynaklı hatalar, boyutsal problemler, “Markov” problemi(örneğin motorun sürekli çalıştırılıp/durdurulması veya vitesin sürekli değiştirilmesi problemleri) ve bu problemlerden sonuncusu olarak standartlaşma problemini tanımlamıştır.

Temel dinamik programlama metodunun durum değişkenlerini üzerinden oluşturulan çözüm kümesi üzerindeki elemanların geri yönlü çözümü ile elde edilen sonuçların, ileri yönlü hesaplamada kullanılması esnasında çözüm noktaları dışında kalan bölgelerde interpolasyondan dolayı bir hata oluşacağını belirtmiştir. Bunun önüne geçmek için çözüm kümesinin sıklığı artırılabilir de bu çözüm yanında çözüm yükü doğuracaktır. Dinamik programlamanın uygulanmasında oluşabilecek dört problemten biri olan interpolasyonlardan kaynaklı hataların giderilmesi için “Level-Set DP” ve “Nero-DP” yöntemleri önerilmiştir.

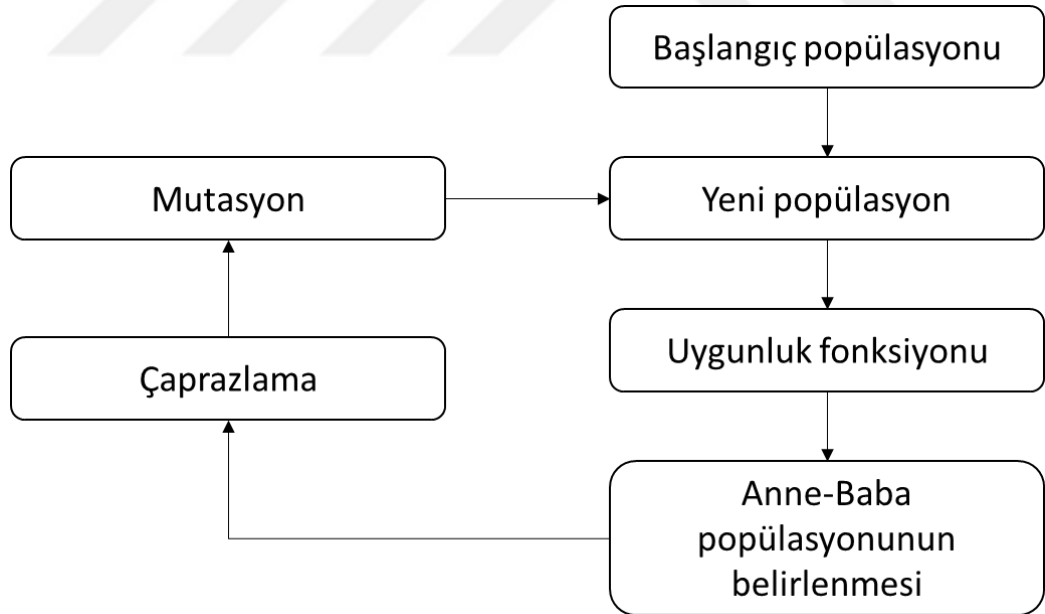
SJTU-DP olarak tanımlanan sırasıyla SOC çalışma aralığı, ileri yönlü hesaplama ve geri yönlü hesaplama olarak üç ana adımdan oluşmaktadır. SJTU-DP dinamik programlama yöntemini farklı melez konfigürasyonlarına uygulanmıştır. Merkezileştirilmiş elektrik motorlu araçlarda vites seçimi optimizasyonu yapıldığında Temel DP algoritması ile aynı sonuçları almasına rağmen SJTU-DP 96.48% oranında çözüm süresinde iyileşme sağlamıştır. P2 melez yapısına sahip bir araçta vites seçimi optimizasyonu ve motorlar arası moment dağıtımı optimizasyonu yapıldığında SJTU-DP 25.2%-27.7% oranında yakıt tüketiminde iyileşme sağlamıştır.[17]

Parçacık sürüsü optimizasyonu yöntemi 1995 yılında Eberhart, R., & Kennedy, J. tarafından ortaya konulmuştur. Bir popülasyon grubunun genel optimum noktayı bulmasını amaçlayan bir optimizasyon yöntemidir. Bu yöntemde popülasyondaki bütün bireylerin oluşturduğu bir genel en iyi ve her bireyin kendi en iyi değerleri vardır. Her birey genel en iyi ve bireyin en iyi değerlerini göz önüne alarak bir hareket vektörü

hesaplanır. Bu hareket vektörü kullanılarak optimizasyon sınırları içerisindeki bir sonraki optimizasyonun koşulacağı noktalar belirlenmiş olur. Bu iterasyonlar tekrarlanarak global en iyinin bulunması amaçlanmaktadır. Parçacık sürüsü optimizasyon yöntemi detaylı olarak incelendiğinde bu optimizasyon yönteminin tez içeriğine uygun olmadığı görülmüştür. [15]

Genetik algoritmalar farklı kullanım alanlarında faaliyet gösteren kompleks ve doğrusal olmayan sistemlerin çözülmesinde kullanılan bir optimizasyon tekniği olduğu görülmüştür. Genetik algoritmanın prensibi incelendiğinde:

Bir çözüm kümesinden, çaprazlamalar ve mutasyonlarla yeni elemanlar oluşturulur. Bu elemanlar uygunluk fonksiyonuna göre değerlendirilir ve bir sonraki çözüm kümesinde hangi elemanların olacağına karar verilir. Genetik algoritmaların tasarlanması esnasında belirli zorlukları vardır. Bunlardan bazıları uygunluk fonksiyonunun tanımlanması, başlangıç kümesinin seçilmesi, mutasyon oranının, çaprazlama sistemi ve yeni çözüm kümesine seçilecek elemanların belirlenmesidir. Yapılan incelemelerde bu optimizasyon yönteminin tez çalışmasının konusuna uygun olduğunu ancak en ideal yaklaşım yöntemi olmadığı görülmüştür.[16]

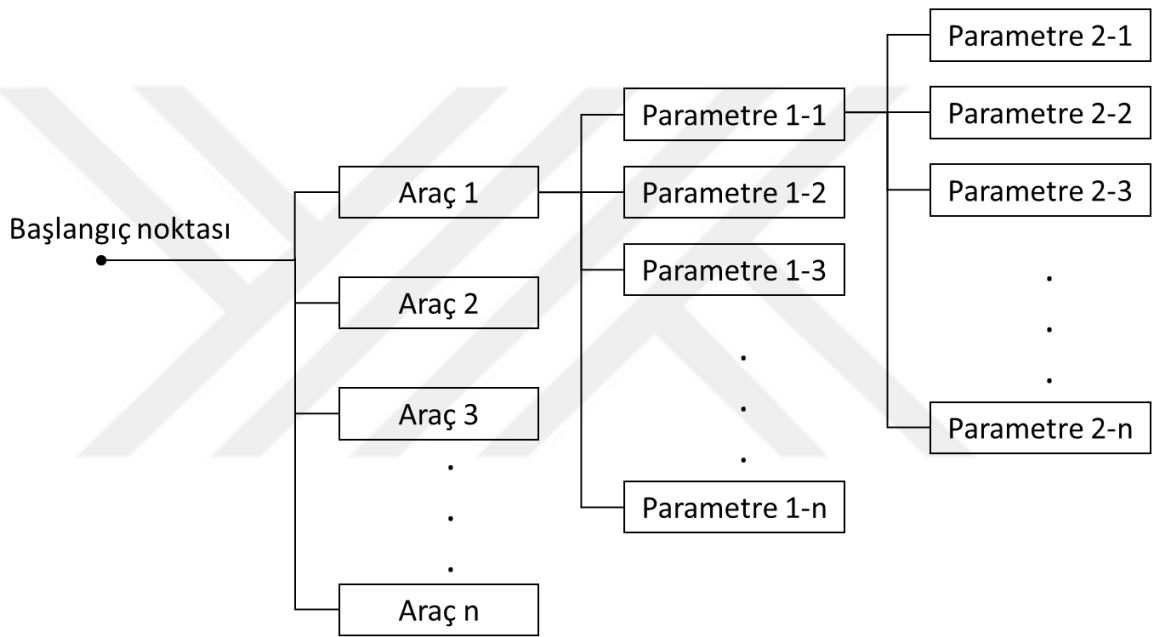


Dinamik programlama (DP) eniyileme metodu;

Philipp Elbert 2013 [18] yılında yaptığı çalışmada; linear olmayan sistemlerde yeni bir DP algoritması yöntemi kullanarak, sayısal sorunları çözmek ve benzer bir doğrulukla hesaplama süresini 300 kat azaltmıştır. Dinamik programlama eniyileme metodu güçlü bir sayısal çözüm yöntemidir. Bu yöntemin en büyük avantajı yerel minimum veya yerel maksimum noktalara takılmadan genel en iyi noktanın bulabilmesidir. Ana dezavantajları ise hesaplama katılan durum değişkenleri arttıkça hesaplama yükünün katlanarak artması ve yüksek hesaplama gücüne ihtiyaç duymasıdır. Algoritma geliştirme sürecinde işlem gücünü düşürmeye yönelik algoritmalar geliştirme bu süreçte önem kazanmaktadır. Son durum sınırlaması olan problemlerde geri yönlü hesaplama tekniği kullanılmaktadır. Son durumdan ilk duruma doğru toplam maliyet fonksiyonu en düşük olduğu değer seçilerek hesaplamalara devam edilmektedir. Bu metotta hesaplama yükünü azaltmak için geriye dönük hesaplamada ulaşılabilir uzayları tanımlanmış ve ulaşılabilir uzayın dışında kalan bölgelerin maliyet fonksiyonları sonsuz olarak tanımlanmıştır. Çalışmanın sonunda hesaplama gücünü 334 kat azaltmış ve optimizasyonun maliyet fonksiyonunun değeri analitik çözüme daha yakın çıkmıştır. [18]

Ali Boyalı'nın 2007 [19] yılında yaptığı çalışmasında; melez elektrikli bir araçta eşdeğer yakıt tüketimi hesabı kullanarak, melez elektrikli bir araçta güç aktarma organları arasındaki güç dağılımını belirli bir sürüş çevrimi için optimize etmeye çalışmıştır. Dinamik programlama yöntemi talep edilen gücün melez elektrikli bir aracın güç aktarma sistemleri arasında paylaştırılması için kullanılmıştır. Ancak çok yüksek değişken sayısı, yüksek sayıdaki durum değişkenleri ve sistem kompleksitesi dinamik programla yönteminin gerçek zamanlı olarak çalışmasına engel olmuştur. Bu nedenle dinamik programlama tekniği çevrimdışı koşulmuştur ve sonuçları ise çevrimiçi olarak uygulanmıştır. Elektrik motorlarının değişken güçlere sahip olabileceğini ve her bir motor için 1 ile 4 arası birer birer artan bir çarpan ile toplamda 16 adet deneyin optimizasyonu için deneylerin tasarımı yöntemi kullanmıştır. İlk optimizasyon sonucunda 18.53%'lük bir yakıt tüketimi sağlamıştır. İkinci optimizasyonu ilk motoru 1 ile 5 arası onda beşer artan bir çarpan ile çarpmış ve ikinci motoru 0.2 ile 1 arası onda ikişer artacak şekilde deneylerini oluşturmuştur. İkinci optimizasyon sonucunda ise yakıt tüketiminde 18.86%'lik bir iyileşme sağlamıştır. [19]

Yapılan incelemelerde; tez çalışmasında yapılacak optimizasyonun içeriği düşünüldüğünde ve çözüm kümesinin dar olması, çözüm süresinin önemsiz olması, genetik algoritmanın kompleksliği, genetik algortmada başlangıç kümesinin belirlenmesinin zor olması gibi durumlar göz önüne alınarak. Tez çalışmasında en ideal optimizasyon yaklaşımın bütün çözüm kümesinin çözülmesi olduğu görülmüşüdür. Ve tez çalışmasında deneylerin tasarımı tekniği ile optimizasyonların yapılması uygun bulunmuştur. Tez esnasında uygulanacak çözümleme metodolojisi şekil 1.2 de gösterilmiştir.



Şekil 1. 2 Çözümleme metodolojisi

1.2 Tezin Amacı

Yapılan tez çalışmasında elektrikli bir Formula SAE yarış aracının, yarış kurallarına ve eski yarışlardan edinilen bilgiler, yarış dataları göz önüne alınarak, yarış sonunda Verimlilik ve Hızlanma etaplarında maksimum puanı alacak şekilde güç aktarma organlarının eniyileme çalışması planlanmıştır. Çalışmanın sonunda çoklu çözüm kümesinden en çok puanı alacak güç aktarma organlarının tez kapsamında belirlenmiş optimizasyon yöntemleri ışığında seçilmesi amaçlanmaktadır. Bu doğrultuda güç aktarma

sistemleri ve optimizasyon yöntemlerine dair literatürde daha önceden yapılmış çalışmalar tezin Literatür Özeti kısmında verilmiştir.

1.3 Orijinal Katkı

Bu çalışmada bir boyutlu modelleme tekniği kullanılarak bir yarış aracı Matlab/Simulink ortamında modelleneyecektir. Bütün çözüm kümesinin çözülmesinin çözülmesi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bütün çözüm kümesinin çözülmesi ile aracın optimum batarya, gövde tipi ve dişli oranı konfigürasyonunun elde edilmesi hedeflenmiştir. Optimum konfigürasyonun bulunmasında aracın farklı etaplardan alacağı puanlar göz önüne alınarak toplamda en yüksek puanı alacağı konfigürasyon elde edilecektir.

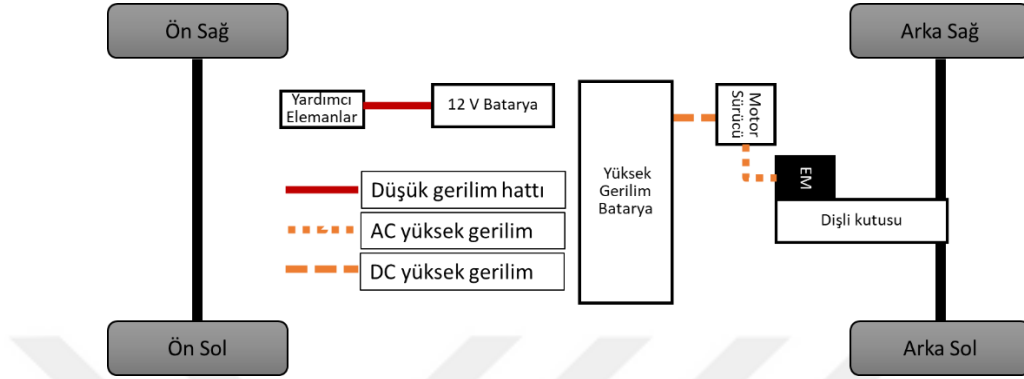
1.4 Araç Konfigürasyonu

Araç yapısı incelendiğinde araçta bir adet alçak gerilim bataryası, bir adet yüksek gerilim bataryası, bir adet tek hızlı dişli kutusu, bir adet arka aksa tahrik sağlayan elektrik motoru ve bu motorun sürücü mevcuttur.

Alçak gerilim bataryası; düşük gerilimle çalışan pompalar, göstergeler, log cihazları, ışıklar, kontrol ünitelerinin beslemeleri gibi yardımcı elemanlar ve zorunlu elemanların düşük gerilim beslemelerin karşılamak amacıyla bulunmaktadır. Düşük gerilim batarya bu komponentlerin gereksinimi bütün yarış boyunca karşılayabilecek şekilde tasarlanmıştır. Yarış esnasında yüksek gerilim batarya tarafından şarj edilmemektedir. Bu sayede yüksek gerilim, düşük gerilim dönüştürücüye gerek kalmamaktadır. Bu sayede araçtan ağırlık tasarımı sağlanmaktadır.

Yüksek gerilim batarya motor sürücünün yarış boyunca ihtiyacı olan gücü karşılamaktadır. Yüksek gerilim batarya yarış esnasında motor sürücü tarafından şarj ve deşarj edilmektedir. Araçta bataryayı şarj etmeye yarayan herhangi bir parça bulunmamaktadır. Batarya yarış bittikten sonra dışarıdan bir kaynak tarafından şarj edilmektedir. Bu sayede araçtan şarj konnektörü gibi elemanlar araçtan

Çıkarılmış ve ağırlık tasarufu sağlanmıştır. Aracın şematik gösterimi şekil 1.3 te gösterilmiştir.



şekil 1. 3 Araç yerleşim yapısı



şekil 1. 4 Araç görseli

2.1 Simülasyon Metodoloji

Araç ve güç aktarma organları modellemesinde iki farklı metodoloji kullanılmaktadır. Geri yönlü simülasyon ve ileri yönlü simülasyon.

Geri yönlü simülasyon; aracın hız profilini kullanarak tekerde olması gereken moment hesaplar ve geriye doğru giderek motor moment, batarya akımı gibi değerleri hesaplar. İleri yönlü hesaplamada ise bir sürücü modeli vardır. Sürücü modeli aracın istenilen hızını tutturmak için motordan moment talep eder ve kapalı çevrim bir kontrol ile sürekli talep ettiği moment günceller.

Bu çalışmada ileri yönlü modelleme tekniği kullanılmıştır. Zamana dayalı simülasyonun hesaplama hassasiyetini arttırmak için 0.1 saniye aralıklarla örnekleme yapılmıştır.

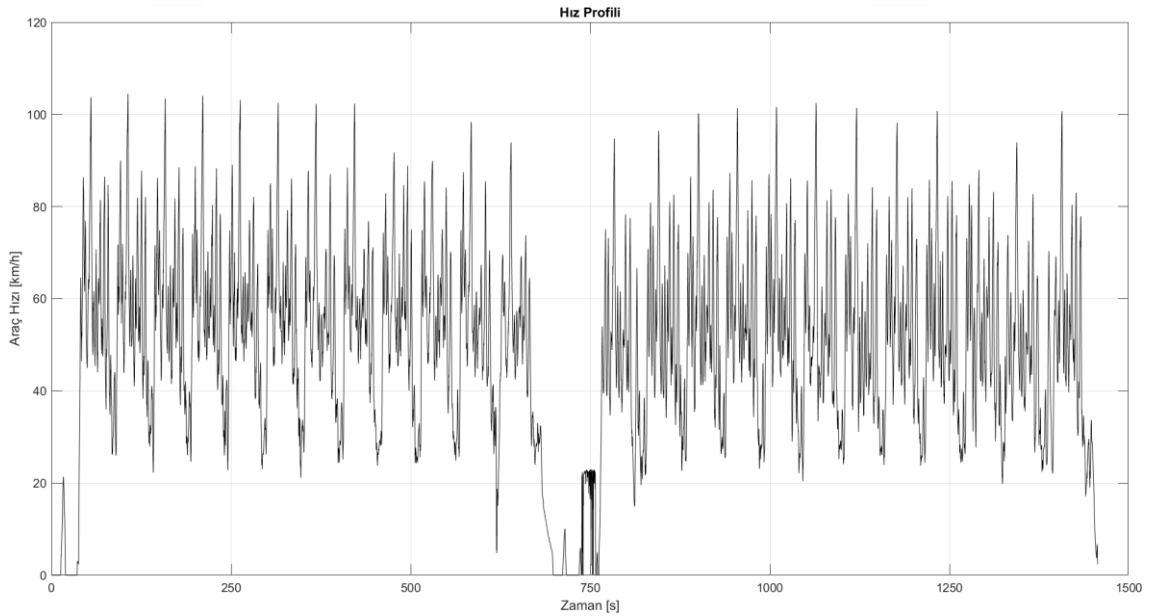
İki farklı yüksek güçlü lityum-ion batarya hücresi ile toplam üç batarya paketi, iki farklı aerodinamik gövde kiti opsiyonu ve 3.49-4.59 arasındaki diferansiyel oranları 0.1 hassasiyetle bütün konfigürasyonları oluşturulmuştur.

Gelişmiş bilgisayar işlem yeteneği ve sayısal çözümleme özelliği bulunan Matlab/Simulink [14] yazılımından faydalanılarak araç, güç aktarma sistemleri ve model tabanlı kontrol algoritmaları geliştirilmiştir. Bu geliştirilen model sayesinde aracın performansı ve enerji tüketimi hassas bir şekilde bütün konfigürasyonlar için hesaplanmış ve en ideal güç aktarma sistemi konfigürasyonu seçilmiştir.

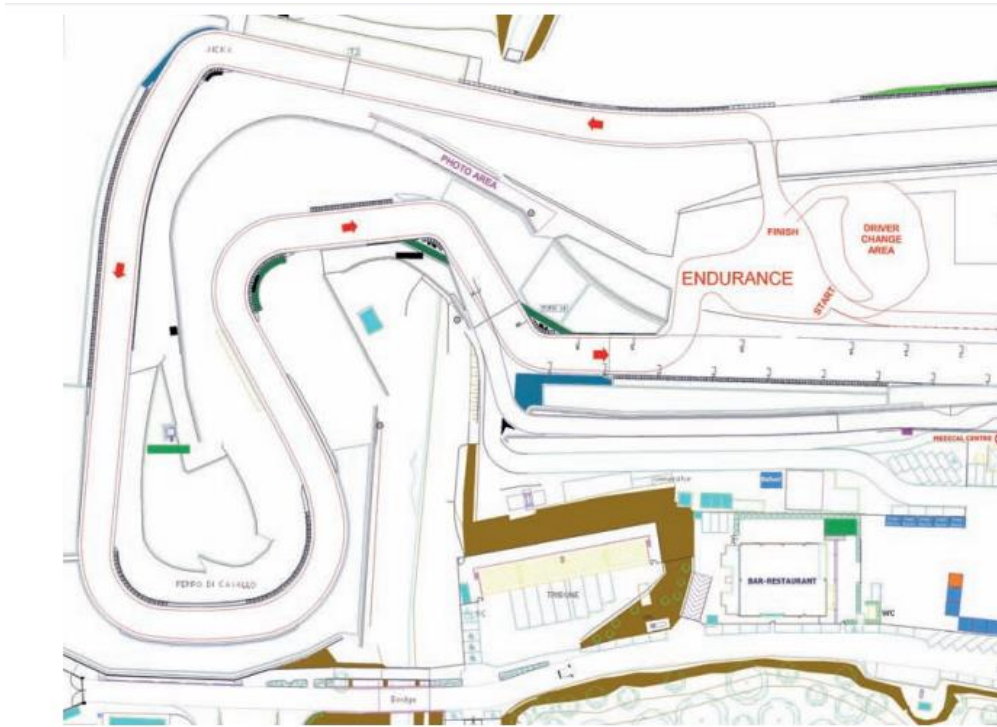
2.2 Hız profilinin oluşturulması

Yarışlar esnasında aracın üzerinde data toplamaya yarayan bir ünite yerleştirilir. Bu ünite sayesinde araç yarış esnasındayken aracın hız gibi datalar araç üzerinden toplanabilmektedir. Hız profilinin oluşturulmasında da bu üniteden alınan araç verisi kullanılmıştır. Hız profili şekil 2.1 de gösterilmiştir.

Tüm tez boyunca yapılmış olan enerji ve güç aktarma sistemleri analizi için kullanılan hız profili ve diğer işletme parametreleri, Yıldız Teknik Üniversitesi Formula Student Takımının 2019 yılında katılmış olduğu İtalya Varno Ricardo Paletti pistinde gerçekleşmiş olan Formula Studen Italy - FS ATA yarışında kayıt edilmiş araç verisi kullanılmıştır.



Şekil 2. 1 Hız profili

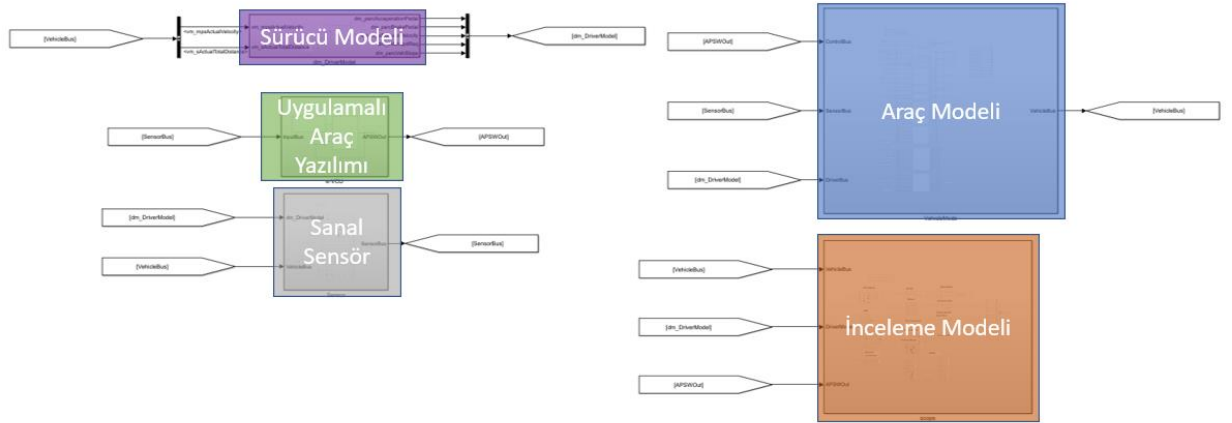


Şekil 2. 2 Dayanıklılık pist haritası

Dayanıklılık pisti şekil 2.2 de gösterilmiştir. Dayanıklılık pistinde 1 adet başlangıç noktası ile bitiş noktası bulunmaktadır. Başlangıç ve bitiş noktalarının yanında sürücünün değiştirilmesi için bir alan bulunmaktadır. Yarışın ortasında araç bu alana gelir ve sürücü değişir ardından yeni sürücü ile araç yarışmaya devam eder. Hız profilinin 700-750 saniyeleri arasında bu değişimden kaynaklı olarak aracın hız profilindeki değişim görülmüştür.

2.3 Araç modelinin oluşturulması

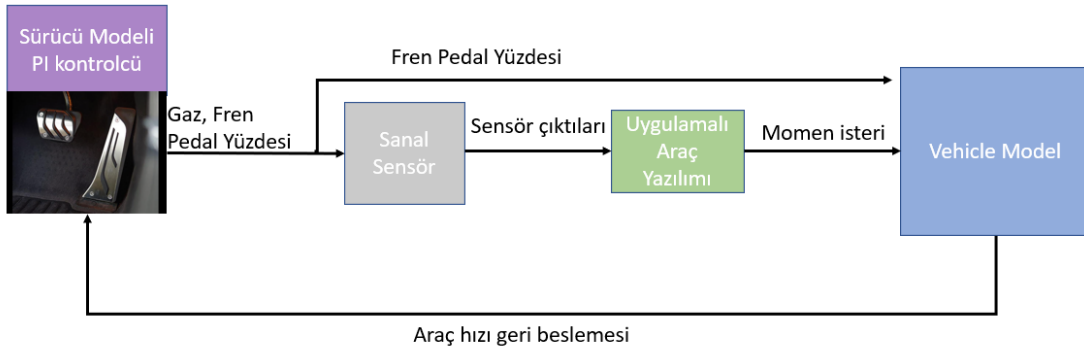
Formula Student Elektrikli araç modeli üniversite bünyesinde bulunan Matlab/Simulink yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve bu yazılım kullanılarak simülasyonlar çözdürülmüştür. Simülasyon ortamı dört ana modülden oluşmaktadır. Bunlar sırası ile sürücü modeli, uygulamalı araç yazılımı, sanal sensor modelleri ve araç modelidir. Bu modellere ek olarak simülasyon sonuçlarının incelenebilmesi ve gerek olması halinde hesaplama işlemleri yapılabilmesi için inceleme modülü bulunmaktadır. Modelin ana mimarisi şekil 2.3 te gösterilmiştir.



Şekil 2. 3 Model mimarisi

2.4 Sürücü modeli

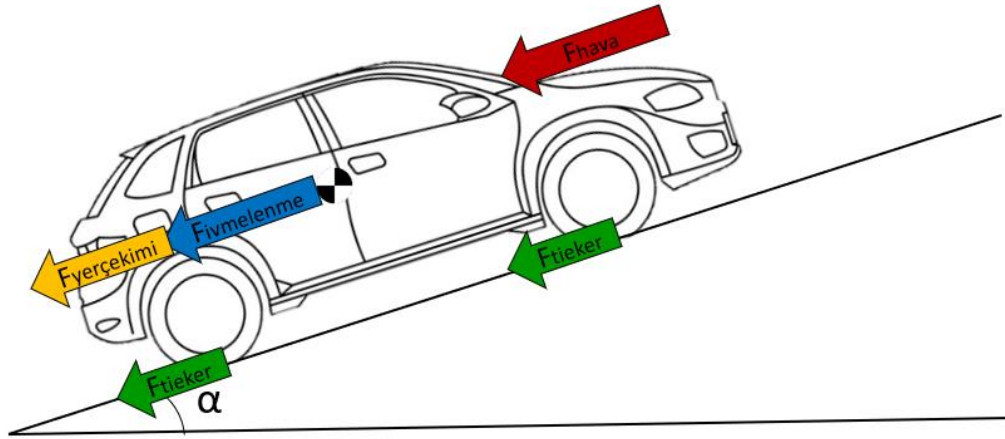
Sürücü modeli aracın gerçek hızı ve hız profilinde tanımlanan o andaki beklenen hızı arasındaki hataya göre sürücünün gaz pedalına veya fren pedalına ne kadar basacağını kontrol eder. Sürücü modeli olarak PI kontrolcü seçilmiştir. Sürücü modelinin sisteme etkisi şekil 2.4 te gösterilmiştir.



Şekil 2. 4 Sürücü modeli akış şeması

2.5 Araç modeli

Araç modelinin oluşturulmasında ve hesaplamaların sonuçlarının doğruluğu için araç dirençleri büyük bir önem arz eder. Araç dirençleri; tekerlerin yuvarlanması esnasında oluşan teker dirençleri, aracın hareketi esnasında etrafındaki havanın ötelenmesi aracın içinden ve dışından akışı ile oluşan hava direnci, aracın ivmelenmesinden kaynaklı ivme direnci, aracın eğimde hareket etmesinden kaynaklı yer çekimi etkisi ile oluşan yerçekimi direnci ve dönen elemanların ataletinden kaynaklı olarak oluşan dirençlerdir. Araç modeli aracın ön ve arka tekerlerinde oluşan tahrik kuvvetlerini ve araca etkiyen araç dirençleri kullanarak aracın ivmesini hesaplar. Hesaplanan bu ivmenin zaman bağılı olarak integrasyonu sonucu araç hızını hesaplar. Araç dirençleri şekil 2.5 te gösterilmiştir.



Şekil 2. 5 Araç Dirençleri

Coast-Down tekniği gerçek şartlardaki araç dirençlerinin hesaplanması için kullanılan bir testtir. Bu test vites boştayken hareket eden bir aracın, araç dirençleri ve dönen elemanların oluşturduğu direnç ile araç durana kadar yapılan bir testtir. Bu test ile araca sürüş esnasında etkiyen kuvvetlerin hesaplanması amaçlanır. Bu test ile hava dirençleri ve mekanik dirençler hesaplanır. Mekanik dirençler tekerin yuvarlanması, rulmanlardan kaynaklı oluşan dirençler ve şanzımanda bulunan parçaların oluşturduğu dirençlerdir.

Test rüzgarsız bir havada araç sabit hızda giderken vitesin boşa atılması ile başlar. Tekerin yuvarlanması kaynaklı dirençler, hava direnci ve şanzıman elemanlarındaki sürtünme dirençleri ile araç yavaşlar bu esnada aracın hızı sürekli olarak kaydedilir. Araç dirençleri aracın yavaşlama karakteristiğine göre hesaplanır. Aracın bu yavaşlama karakteristiğine

göre aracın şasi ayarları, kullanılan lastiklerin, tekerlerin etkisi ve aracın aerodinamik etkilerini irdelemeyi de sağlar. Bu testin başarılı bir şekilde yapılabilmesi için test yolu, test hızı, hava şartları ve ölçüm elemanları ile ilgili belirlenmiş bir takım isterler bulunmaktadır. Ayrıca bu test aracın WLTP yakıt tüketimini belirlemek için dinamometre ayarları için kullanılmaktadır. Coast-Down testi kullanılan yolun iki yönünde de yapılmaktadır ve testler arasında istatistiksel doğruluk 3% den fazla sapmamalıdır.

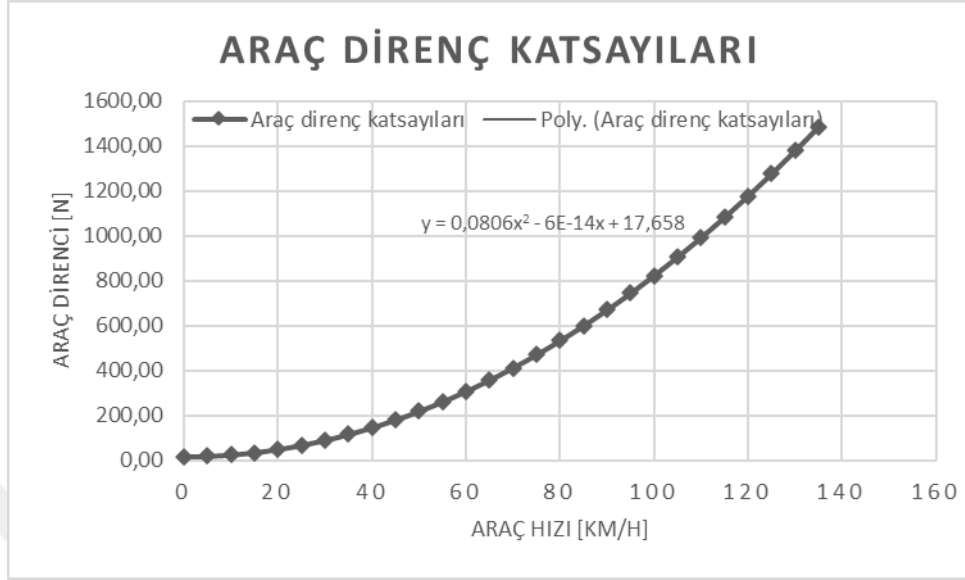
Hız aralıklarındaki araç direnci hesaplanın hız değişimi, araç kütlesi, döne elemanların eşdeğer kütlesi ve tekerleklerin kütlesi kullanılarak hesaplanır. Dönen elemanların eşdeğer kütlesi hesaplama ve ölçüm metotları ile elde edilebilir yada aracın boş ağırlığının 3% olarak kabul edilebilir.

Araçtan alınan datalar ve hesaplama yöntemleri kullanılarak aracın direnç eğrisi çıkartılır. Bu direnç eğrisi araç hızının 2. dereceden fonksiyonu olarak ifade edilebilir. [6]

Araç modeli oluşturulurken ileriki aşamalarda araç dirençlerinin test sonuçları ile hesaplanması ile model doğruluğunun arttırılması ihtimaline karşın araç dirençleri Coast-Down tekniğine uygun olarak 2. derecen bir fonksiyon ile modellenmiştir. Rüzgar direnç katsayısı, aracın projeksiyon yüzeyi, lastiklerin yuvarlanma direnci ile araç dirençleri hesaplanmıştır. Ardından bu araç dirençleri 2. dereceden bir fonksiyon olarak modellenmiştir. 2. Dereceden fonksiyonun hesabında kullanılan parametreler ve 2. Dereceden fonksiyonun katsayıları tablo 2.1 da verilmiştir. 2. Dereceden fonksiyonun direnç değerleri ile matematiksel hesap sonucu elde edilen direnç değerleri şekil 2.6 de karşılaştırılmıştır. Araç dirençleri hesaplanırken kullanılan hesaplama formülü 2.1 de belirtildiği şekilde hesaplanmıştır.

Açıklama	Birim	Değer
Direnç kasayıları kütlesi	kg	280
Araç rüzgar direnç katsayısı	-	1,346
Araç projeksiyon alanı	m ²	1,2
Yuvarlanma direnç katsayısı	-	0.006
Araç direnci F0 katsayısı	N	17,65
Araç direnci F1 katsayısı	N/(kph)	0
Araç direnci F2 katsayısı	N/(kph) ²	0,0806

Tablo 2. 1 Direnç katsayıları hesaplama



Şekil 2. 6 Coast-Down araç direnç katsayıları

$$F_{direnç} = F0 + F1 * v + F2 * v^2 \quad (2.1)$$

Akslardan yola aktarılabilecek maksimum ve minimum kuvvet formül 2.2 ve 2.3’de belirtildiği gibi hesaplanmıştır.

$$F_{mak,tahrik\ a,\ddot{o}} = W_{araç} * \frac{l_{\ddot{o},a}}{l_{araç}} * \mu \pm (a_{araç} * m_{araç} + m_{araç} * g * \sin \alpha) * \frac{h}{l} \quad (2.2)$$

$$F_{min,tahrik\ a,\ddot{o}} = -F_{mak,tahrik\ a,\ddot{o}} \quad (2.3)$$

Tahrik kuvveti maksimum ve minimum kuvvet ile limitlenmesi sonucu formül 2.4 te hesaplanmıştır.

$$F_{tahrik} = \text{Max} \left(\text{Min} \left(\frac{T_{\ddot{o}n}}{r_{\ddot{o}n}}, F_{mak,tahrik\ \ddot{o}} \right), F_{min,tahrik\ \ddot{o}} \right) + \text{Max} \left(\text{Min} \left(\frac{T_{arka}}{r_{arka}}, F_{mak,tahrik\ a} \right), F_{min,tahrik\ a} \right) \quad (2.4)$$

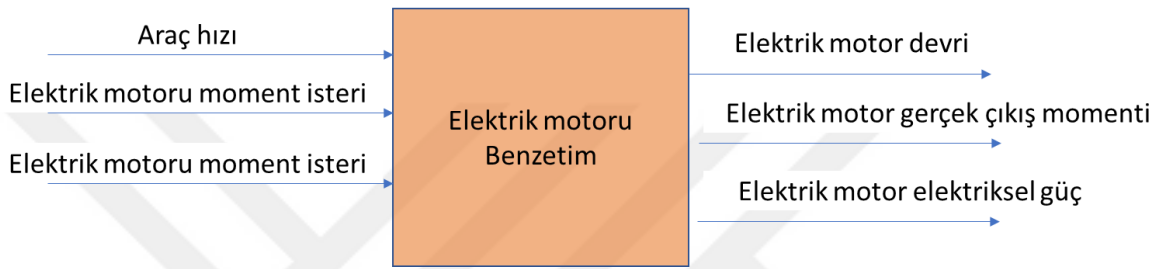
Aracın ivmesi ve aracın hızı formül 2.1 ve 2.4 kullanılarak formül 2.5 ve 2.6 daki gibi hesaplanmıştır.

$$a_{araç} = \frac{F_{tahrik} - F_{direnc}}{m_{araç}} \quad (2.5)$$

$$v_{araç} = \int a_{araç} dt \quad (2.6)$$

2.6 Elektrik motor modeli

Elektrik motoru modellemesinde bir eksenli ve iki eksenli haritalar kullanılmıştır. Elektrik motoru benzetim modelinde kullanılan giriş ve çıkış sinyalleri şekil 2.7 te gösterilmiştir.



Şekil 2. 7 Elektrik motoru benzetim modeli giriş çıkış sinyalleri

Elektrik motor elektriksel güç hesabında motor mekanik gücü ve kayıp gücünün toplamı kullanılmıştır. Kullanılan formüller 2.9 , 2.10, 2.11 ve 2.12 de verilmiştir.

$$EM_{ÇıkışMoment} = \text{Max}(\text{Min}(EM_{Momentisteri}, EM_{Mak-Moment}), EM_{Min-Moment}) \quad (2.9)$$

$$EM_{Mek-Güç} = EM_{ÇıkışMoment} * EM_{devir} / 9548,8 \quad (2.10)$$

$$EM_{Kayıp-Güç} = f(EM_{ÇıkışMoment}, EM_{devir}) \quad (2.11)$$

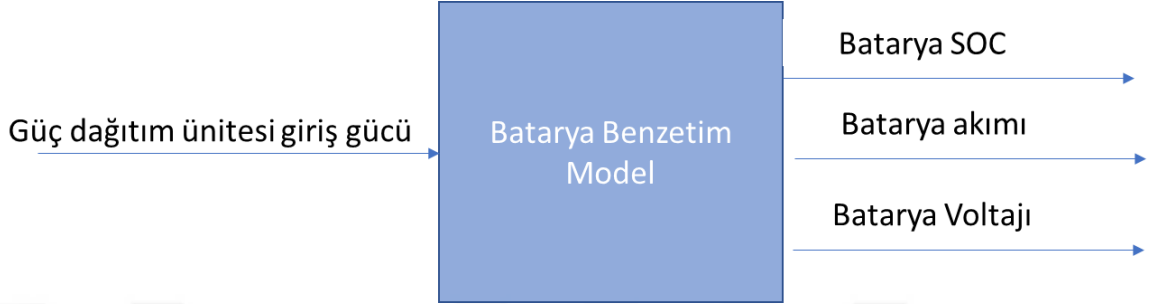
$$EM_{Elek-Güç} = EM_{Mek-Güç} + EM_{Kayıp-Güç} \quad (2.12)$$

2.7 Batarya modeli

Batarya modeli olarak tek dirençli eşdeğer devre modeli kullanılmıştır. 1 eşdeğer direnç ve kapasite benzetim ile 3 eşdeğer direnç ve kapasite benzetim tekniklerini Hyun Woo You[8] yaptığı çalışmada incelemiştir. Gerilim farkı verisi incelendiğinde eşdeğer direnç ve kapasite sayısının artışı ile modelin gerçek değere daha yakın çıktı verdiği görülmüştür. Ancak simülasyonda kullanılan bataryalardan alınan test verileri mevcut olmadığı için direnç ve kapasite benzetim tekniği yerine tek eşdeğer direnç tekniği tercih edilmiştir.

Tek eşdeğer batarya modelleme tekniği uygulanırken Kai Wu ‘nun [7] yaptığı çalışma ve Ali Boyalı’nın [19] yaptığı çalışma baz alınmıştır.

Batarya modeline güç dağıtım ünitesi tarafından çekilen güç giriş olarak kullanılmıştır. Çıkışta ise batarya SOC (State of Charge) Bataryadan çekilen akım, Batarya voltajı modellenmiştir. Figure 2.8 Batarya modeline ait giriş çıkış sinyallerini göstermektedir.



Şekil 2. 8 Batarya modeli giriş çıkış sinyalleri

Batarya akımı 2.7 de belirtilen formüle göre hesaplanmıştır.

$$I_{Bat} = \frac{V_{oc} - \sqrt{V_{oc}^2 - 4P_{Bat}R_{iç}}}{2R_{iç}} \quad (2.7)$$

Batarya SOC’si 2.8 de ki formüle göre hesaplanmıştır.

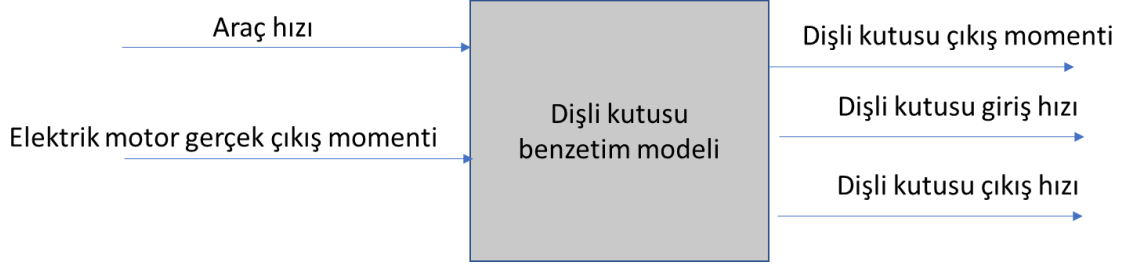
$$SOC_{Bat} = SOC_{Bat-Baş} + \int \frac{I_{Bat}T_{sim}/3600}{Ah_{Bat}} dt \quad (2.8)$$

2.8 Dişli kutusu modeli

Dişli kutusu modellemesinde sabit değerler 1 eksenli ve iki eksenli haritalar kullanılmıştır.

Tek dişli oranına sahip sistem kullanıldığı için dişli oranı sabit kabul edilmiştir.

Dişli kutusu benzetim modelinde kullanılan giriş ve çıkış sinyalleri şekil 2.9 te gösterilmiştir.



Şekil 2. 9 Dişli kutusu benzetim modeli giriş çıkış sinyalleri

Dişli kutusu giriş hızı çıkış hızı ve dişli kutusu çıkış momenti ile ilgili hesaplamalarda kullanılan formüller 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 da tanımlanmıştır.

$$DK_{ÇıkışDevir} = \frac{v_{araç}}{2 \cdot \pi \cdot R_{din}} \cdot 60 \quad (2.13)$$

$$DK_{GirişDevir} = \frac{DK_{ÇıkışDevir}}{DK_{ÇevrimOranı}} \quad (2.14)$$

$$DK_{VerimDevir} = f(DK_{GirişDevir}, EM_{ÇıkışMoment}) \quad (2.15)$$

$$DK_{ÇıkışMoment} = EM_{ÇıkışMoment} \cdot DK_{ÇevrimOranı} \cdot DK_{VerimDevir} \quad (2.16)$$

2.9 Uygulama Araç Yazılım

Uygulama araç yazılımı modeli araç kontrol ünitesinde çalışan yazılımı simülasyon ortamında gerçekleyen simülasyon parçasıdır. UAY benzetimi modelin doğruluğunu arttırmak ve araç üzerinde kullanılacak UAY'nin kontrol fonksiyonlarını geliştirmeye optimize etmeye olanak sağlayacak bir modüldür.

UAY kontrol ünitesine bağlanan fiziksel bağlantıları ve CAN yoluyla diğer kontrol ünitelerinden gönderilen mesaj ve sinyalleri alıp işleyen ve diğer kontrolcülerden talepte bulunan bir modüldür.

Bu uygulamada UAY sensor modeli ile iletişimde olup sensor modelinden fiziksel olarak bağlanan fren pedalı anahtarı, FPP sensor gerilimi, GPP birinci sensor gerilimi GPP ikinci sensor Gerilimi, Anahtar 15, Anahtar 75 gibi fiziksel bağlantıları dinlemektedir. Anahtar 15, Anahtar 75, ve vites kolu kullanıcı tarafından kontrol edildiği için zamana bağlı olarak modellenmiştir.

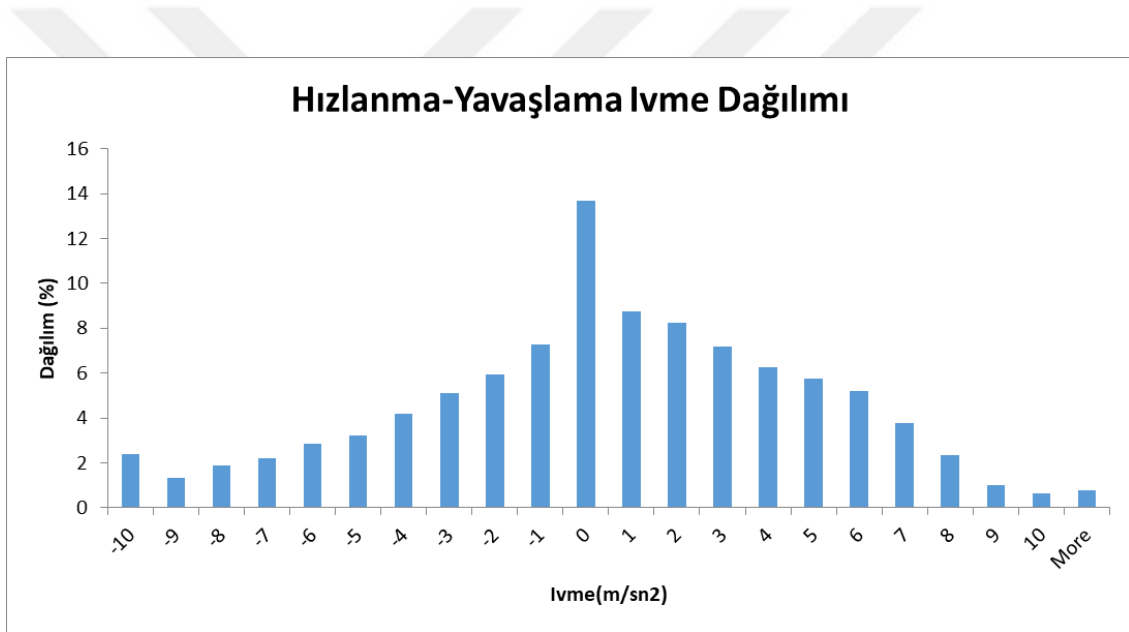
Fiziksel bağlantılara ek olarak CAN tarafından diğer kontrolcü modellerinden gönderilen vites kolu pozisyonu, Elektrik motoru maksimum momenti, Elektrik motoru minimum momenti, Elektrik motoru hızı, Elektrik motoru tahmin edilen gerçek momenti, Batarya SOC'si, Batarya maksimum şarj gücü, Batarya minimum şarj gücü gibi değerleri dinlemektedir.

UAY Fiziksel ve CAN üzerinden dinlediği değerler doğrultusunda aracın; Sürüşe hazır konuma geçmesi, GPP ve BPP'nin hesaplanması, maksimum fren geri kazanımı momentinin hesaplanması, Elektrik motorundan istenilen motor momentinin hesaplanması gibi temel fonksiyonlardan sorumlu olup bu işlevi simülasyon ortamında yerine getirmektedir.



3.1 Oluşturulan hız profilinin incelenmesi

Aracın ivmelenme dağılımı incelendiğinde aracın sürüş çevriminin yüzde 75.5 'lik kısmını $\pm 5 \text{ m/s}^2$ ivmelenme aralığında tamamladığı görülmektedir. İvmelenme sıklığının detaylı incelenmesi sonucu aracın hedeflerine gerekli girdiler sağlanmıştır. Aracın ivmelenme dağılımı şekil 3.1 de görülmektedir.

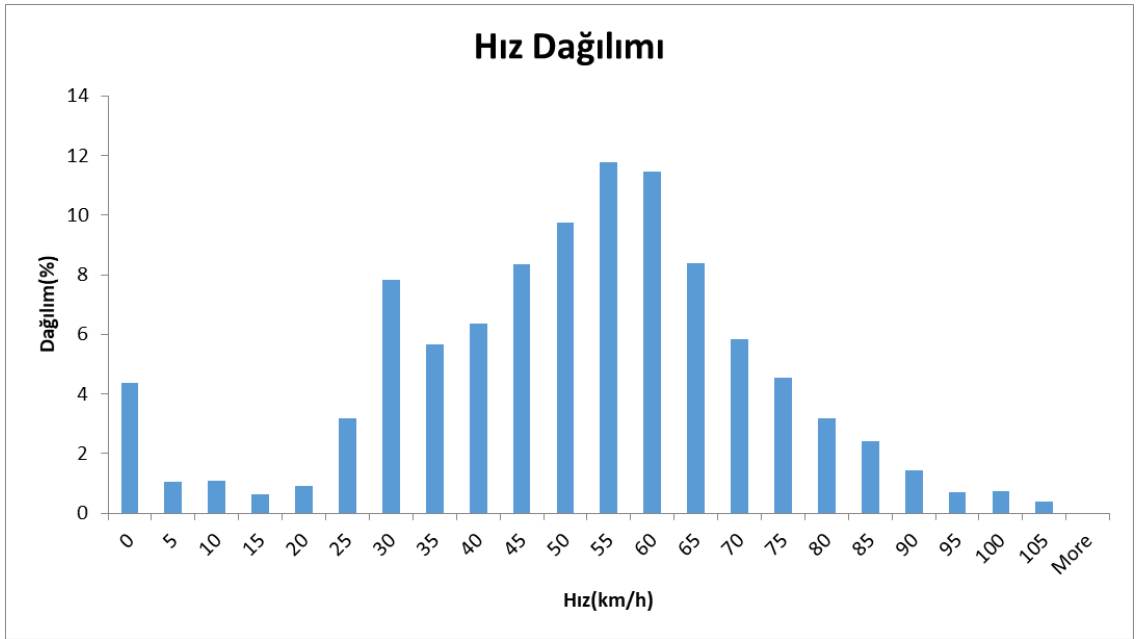


Şekil 3. 1 Aracın sürüş çevrimi boyunca ivme dağılımı

Sürüş çevriminin hız dağılımı incelendiğinde aracın sürüş çevriminin yüzde 79.9 'lık kısmını 35-75 km/h hız aralığında tamamladığı görülmektedir. Sürüş çevriminin hız dağılımı dikkate alındığında 25-30 km/h, 50-55 km/h, 65-70 km/h ve 85-90 km/h hız aralıkları için aracın ivmelenme profili detaylı incelenmesiyle aracın belirlenen hız değerleri için maksimum ivme gereksinimlerinin tanımlanması planlanmıştır.

Bu doğrultuda gerekli incelemeleri yapabilmek için sürüş çevriminin hız dağılımı detaylı olarak incelenmiş ve sürüş çevriminde en çok kalınana hız aralıkları dikkate alınmıştır. 25-30 km/h, 50-55 km/h, 65-70 km/h ve 85-90 km/h hız aralıkları için sürüş çevriminin sırasıyla 7.81, 11.78, 5.84, 1.41'lik kısmını oluşturmaktadır. Bu sayede bütün sürüş çevriminin 26.86'lık kısmının ivmelenme profili detaylı incelenmiştir.

Aracın hız dağılımı şekil 3.2 de görülmektedir.

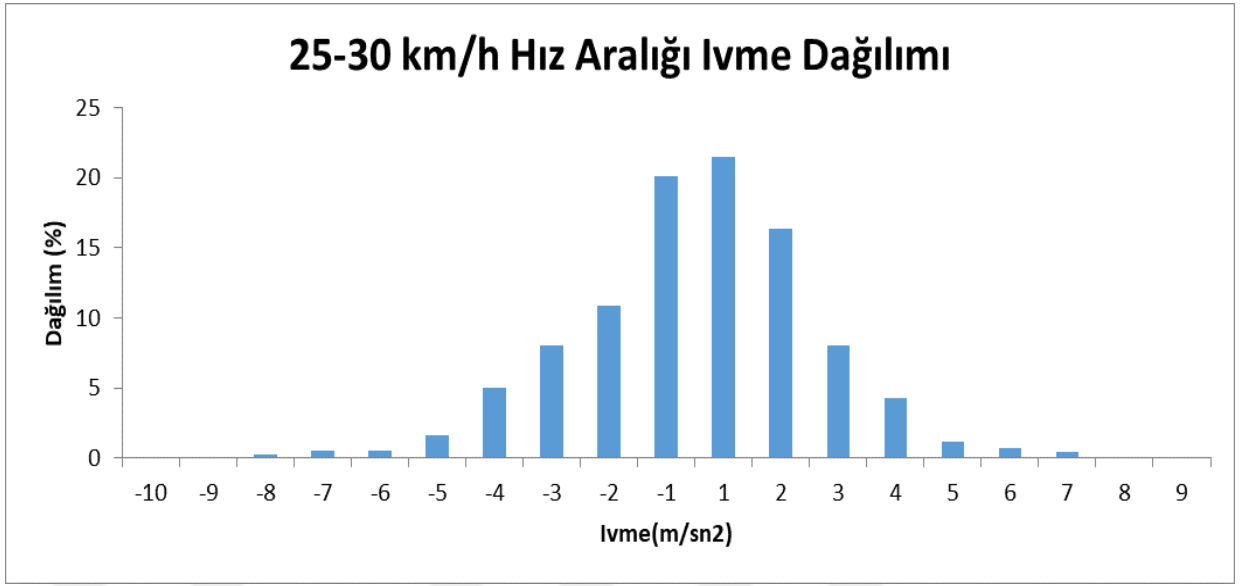


Şekil 3. 2 Aracın sürüş çevrimi boyunca hız dağılımı

Sürüş çevrimi boyunca 25-30 km/h hız aralığında geçirilen süre bütün çevrimde geçirilen süreye oranla yüzde 7.81'lik bir oran sahiptir. Düşük hız bandında en fazla zaman geçirilen hız aralığı ise yine 25-30 km/h aralığıdır.

Bu aralık incelendiğinde 25-30 km/h aralığının yüzde 41.5 lik alanı $+1 \text{ m/sn}^2$ ivmelenme aralığındadır. 5 m/sn^2 ivmelenmenin üzerinde ivmelenme ile sürülen zaman ise 25-30 km/h hız aralığında geçirilen zamanın yüzde 1.37'si kadardır. Sürüş çevrimi boyunca 25-30 km/h hız aralığındaki kısmı detaylı olarak incelendiğinde aracın sağlaması gereken ivmelenme hedefinin 30 km/h hız değeri için minimum 5 m/sn^2 olduğu gözlemlenmektedir.

25-30 km/h hız aralığındaki ivme dağılımı şekil 3.3'de gösterilmiştir.

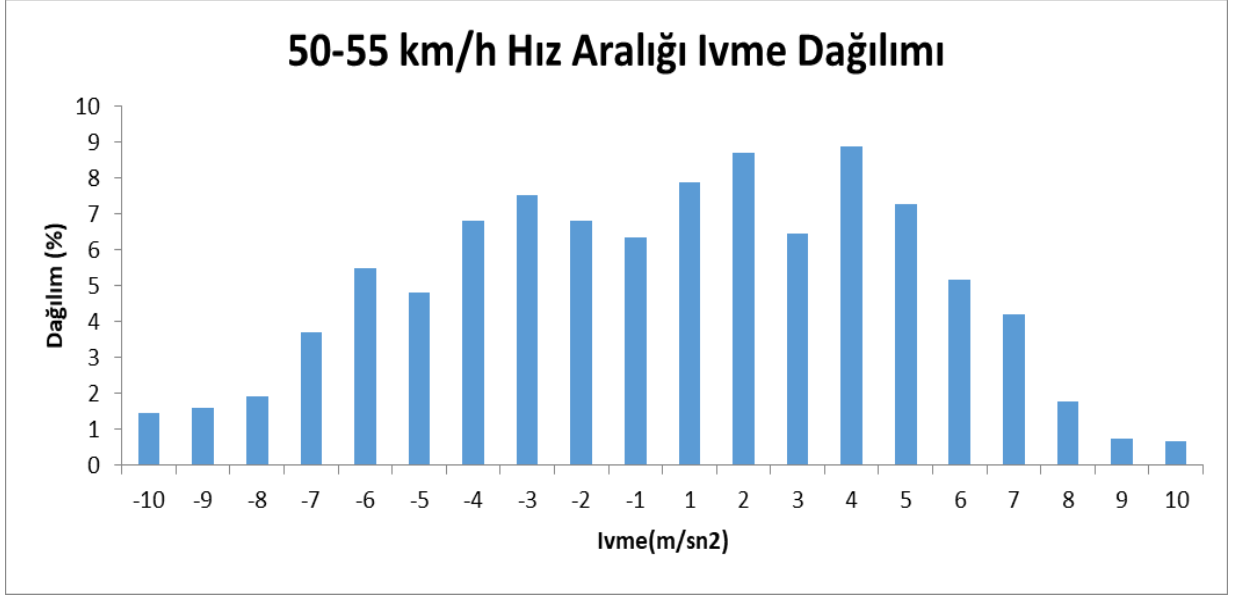


Şekil 3. 3 25-30 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili

Sürüş çevrimi boyunca 50-55 km/h hız aralığında geçirilen süre bütün çevrimde geçirilen süreye oranla yüzde 11.78’lik bir oran sahiptir. Orta hız aralığının hız bandında en fazla zaman geçirilen hız aralığı ise yine 50-55 km/h aralığıdır.

Bu aralık incelendiğinde 50-55 km/h aralığının yüzde 56.7’lik alanı -1 m/sn^2 ’den büyük ve 8 m/sn^2 ’den küçük ivmelenme aralığındadır. 8 m/sn^2 ivmelenmenin üzerinde ivmelenme ile sürülen zaman ise 50-55 km/h hız aralığında geçirilen zamanın yüzde 2.03’si kadardır. Sürüş çevrimi boyunca 50-55 km/h hız aralığındaki kısmı detaylı olarak incelendiğinde aracın sağlaması gereken ivmelenme hedefinin 55 km/h hız değeri için minimum 8 m/sn^2 olduğu gözlemlenmektedir.

50-55 km/h hız aralığındaki ivme dağılımı şekil 3.4’de gösterilmiştir.

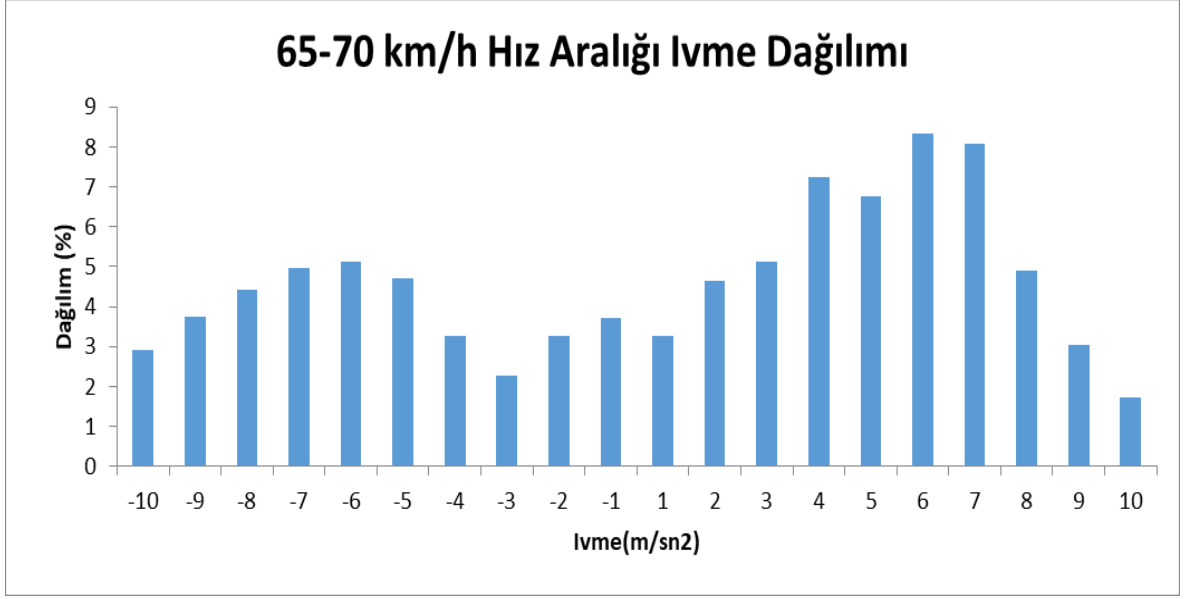


Şekil 3. 4 50-55 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili

Sürüş çevrimi boyunca 65-70 km/h hız aralığında geçirilen süre bütün çevrimde geçirilen süreye oranla yüzde 5.84’lik bir oran sahiptir.

Bu aralık incelendiğinde 65-70 km/h aralığının yüzde 55.12’lik alanı -1 m/s^2 ’den büyük ve 9 m/s^2 ’den küçük ivmelenme aralığındadır. 9 m/s^2 ivmelenmenin üzerinde ivmelenme ile sürülen zaman ise 65-70 km/h hız aralığında geçirilen zamanın yüzde 1.71’i kadardır. Sürüş çevrimi boyunca 65-70 km/h hız aralığındaki kısmı detaylı olarak incelendiğinde aracın sağlaması gereken ivmelenme hedefinin 70 km/h hız değeri için minimum 9 m/s^2 olduğu gözlemlenmektedir.

65-70 km/h hız aralığındaki ivme dağılımı şekil 3.5’de gösterilmiştir.

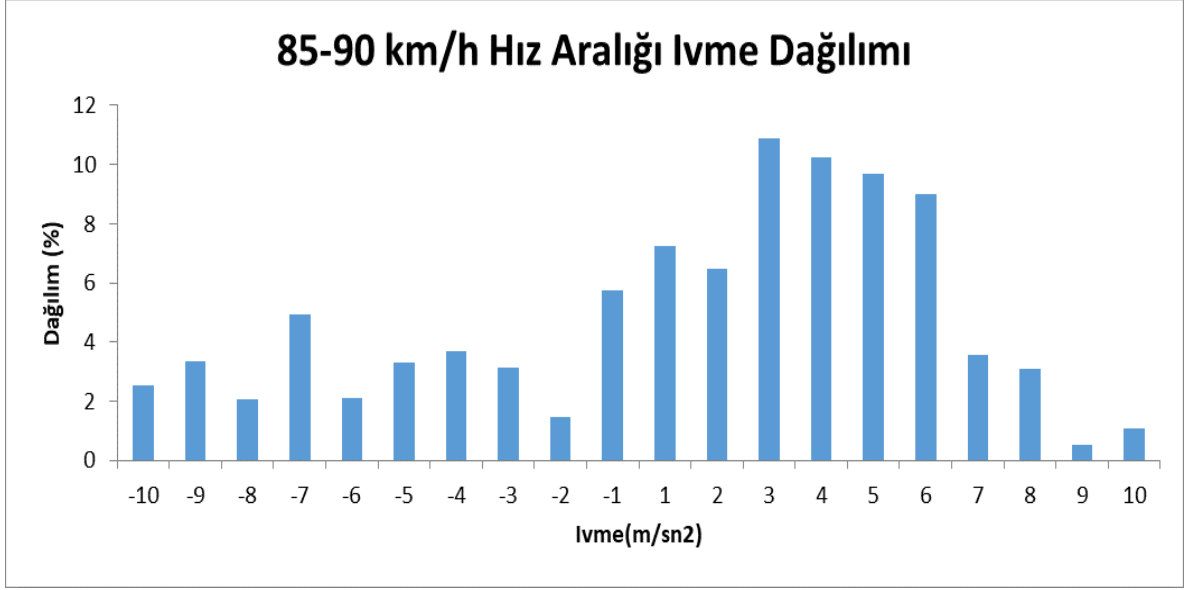


Şekil 3. 5 65-70 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili

Sürüş çevrimi boyunca 85-90 km/h hız aralığında geçirilen süre bütün çevrimde geçirilen süreye oranla yüzde 1.41’lik bir oran sahiptir.

Bu aralık incelendiğinde 85-90 km/h aralığının yüzde 66.02’lik alanı -1 m/sn^2 ’den büyük ve 8 m/sn^2 ’den küçük ivmelenme aralığındadır. 8 m/sn^2 ivmelenmenin üzerinde ivmelenme ile sürülen zaman ise 85-90 km/h hız aralığında geçirilen zamanın yüzde 1.59’i kadardır. Sürüş çevrimi boyunca 85-90 km/h hız aralığındaki kısmı detaylı olarak incelendiğinde aracın sağlaması gereken ivmelenme hedefinin 90 km/h hız değeri için minimum 8 m/sn^2 olduğu gözlemlenmektedir.

85-90 km/h hız aralığındaki ivme dağılımı şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 6 85-90 km/h hız aralığındaki ivmelenme profili

Hız profilinin incelenmesinden sonra sürüş çevriminden çıkartılan araç hedeflerinin özeti tablo 3.1 de gösterilmiştir.

Araç Hızı (km/h)	Araçtan Beklenen Maksimum İvme (m/sn ²)
30 km/h	5 (m/sn ²)
55 km/h	8 (m/sn ²)
70 km/h	9 (m/sn ²)
90 km/h	8 (m/sn ²)

Tablo 3. 1 Araç hedefleri özet tablo

3.2 Araç hedeflerinden batarya hedeflerinin oluşturulması

Matematiksel olarak batarya hedeflerinin hesaplanması için ihtiyaç duyulan Araç direnç katsayısı çarpanları (F_0, F_1, F_2), Dinamik tekerlek yarıçapı, son dişli verimi, batarya verimi, tekerlek yol kuvvet bağlantı katsayısı, akslar arasındaki mesafe, ağırlık merkezinin öne aksa olan uzaklığı ve yerden yüksekliği değerleri tablo 3.2 de verilmiştir.

Açıklama	Birim	Değer
Direnç kasayıları kütlesi	kg	280
Araç direnci F0 katsayısı	N	17,65
Araç direnci F1 katsayısı	N/(kph)	6e-14~0
Araç direnci F2 katsayısı	N/(kph) ²	0,0806
Dinamik tekerlek yarıçapı	m	0,266
Son dişli verimi	-	0,95
Motor verimi	-	0,9
Batarya verimi	-	0,97
Tekerlek yol kuvvet bağlantı katsayısı μ	-	1,5
Akslar arası mesafe	m	1,62
Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği	m	0,295
Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı	m	0,86

Tablo 3. 2 Batarya hedefleri için kabuller

Araç hedefleri göz önüne alınarak tekerlekten istenilen tahrik kuvvetleri hesaplanmıştır.

Tekerlek hızının hesaplanmasında kullan formül, formül 3.1 de verilmiştir.

$$n_{teker} = \frac{v_{araç}}{3,6} \div (2 * \pi * R_{din}) * 60 \quad (3.1)$$

Yol direnci hesaplamasında formül 2.1 kullanılmıştır. İvme direnci hesaplamasında ise formül 3.2 kullanılmıştır.

$$F_{ivme} = m_{araç} * a_{araç} \quad (3.2)$$

Tahrik talebi ivme direnci ve araç direncinin toplamı olarak hesaplanmıştır.

Hesaplanan değerler tablo 3.3 de gösterilmiştir.

Araç Hızı (km/h)	Araçtan Beklenen Maksimum İvme (m/s ²)	Araç teker hızı (RPM)	Araç Yol Direnci (N)	Araç İvme Direnci (N)	Talep edilecek tahrik kuvveti (N)
30	5	299.2	90.2	1400.0	1490.2
55	8	548.5	261.5	2240.0	2501.5
70	9	698.0	412.6	2520.0	2932.6
80	8	797.8	533.5	2240.0	2773.5

Tablo 3. 3 Hesaplanan tekerlekten talep edilen tahrik kuvveti

Tekerlekten talep edilen tahrik kuvvetinin tahrik şartı ile kontrolü sağlandıktan sonra tekerlekten istenilen güç ve motordan istenilen güçler hesaplanmıştır. Batarya veriminin de dahil edilmesiyle bataryanın çıkış gücü hedefine ulaşılmıştır.

Arka aks statik yükü hesaplanmasında formül 3.3 kullanılmıştır.

$$F_{a,AksStatikYük} = W_{araç} * \frac{l_{\ddot{o}}}{l_{araç}} \quad (3.3)$$

Arka akstan tahrikli olan elektrikli FSAE yarış aracının tahrik sınırının hesaplanmasında formül 3.4 kullanılmıştır.

$$F_{a,TahrikLim} = F_{a,AksStatikYük} * \mu * (1 - h_{AğırlıkMerkezi} * \frac{\mu}{l_{araç}}) \quad (3.4)$$

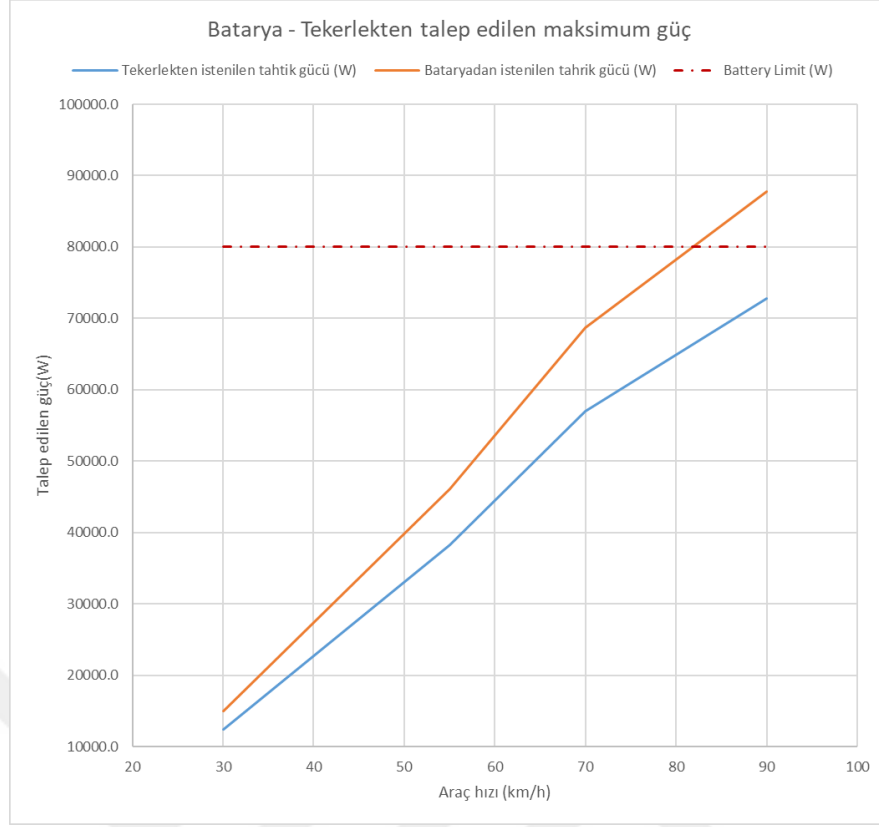
Tekerlek gücü araç hızı ile tekerlekten istenilen tahrik kuvvetinin çarpımı ile hesaplanmıştır. Hesaplama yöntemi formül 3.5'te gösterilmiştir.

$$P_{Teker} = \frac{v_{araç}}{3,6} * F_{TekerTalep} \quad (3.5)$$

Motordan talep edilen güç ve bataryadan talep edilen güç motor, batarya ve son dişli verimleri kullanılarak hesaplanmıştır. Tablo 3.4'te ve şekil 3.7 bu değerler özet olarak gösterilmiştir.

Talep edilem tahrik kuvveti (N)	Tekerlekten istenilen güç (W)	Motor istenilen güç (W)	Bataryadan istenilen güç (W)	Batarya güç limiti (W)
1490.2	12418.3	13071.8	14973.5	80000.0
2501.5	38216.8	40228.2	46080.5	80000.0
2932.6	57022.6	60023.8	68755.8	80000.0
2910.5	72762.8	76592.4	87734.7	80000.0

Tablo 3. 4 Batarya ve araçtan istenile güçlerin özet tablosu

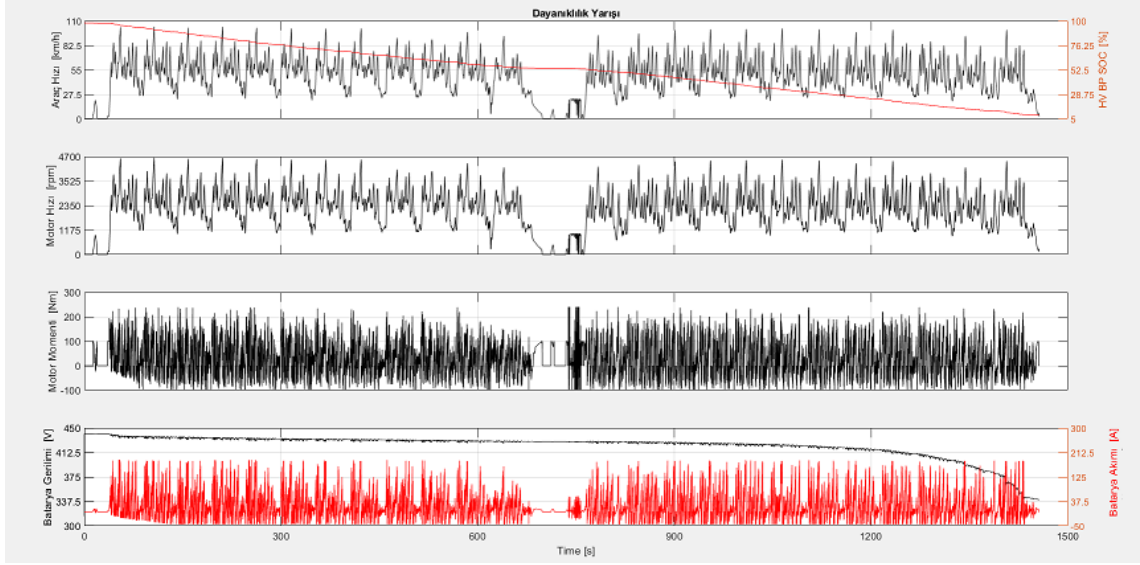


Şekil 3. 7 Tekerlekten ve bataryadan istenilen tahrik gücü grafiği

Yapılan hesaplamaların sonunda bataryadan çekilebilecek gücün yarış boyunca 87.734 W'ın üzerinde olması gerektiği görülmüştür. FSAE kural kitabında ise bu batarya gücünün 80.000 W ile sınırlandırıldığı görülmektedir.

Yapılan hesaplamalar sonucu bataryadan yarış boyunca 80.000 W anlık maksimum güç isterini sağlaması beklenmektedir.

Minimum batarya enerji gereksinimi baz araç modelinin oluşturulan hız profiline göre sürülmesi sonucu elde edilmiştir. Baz modeli ile elde edilen sonuçlar baz model simülasyon sonuçları tablosu ve grafiklerde verilmiştir.



Şekil 3. 8 Baz model simülasyon sonuç grafikleri

Simülasyon	Sonuç
Kat edilen yol [km]	19.4
Ortalama tüketilen enerji [kWh/100km]	18.8
Tüketilen enerji [kWh]	3.6
Motor verimi [%]	91.7
Batarya verimi [%]	98.7

Tablo 3. 5 Baz model simülasyon sonuç tablosu

3.3 Batarya paketlerinin oluşturulması

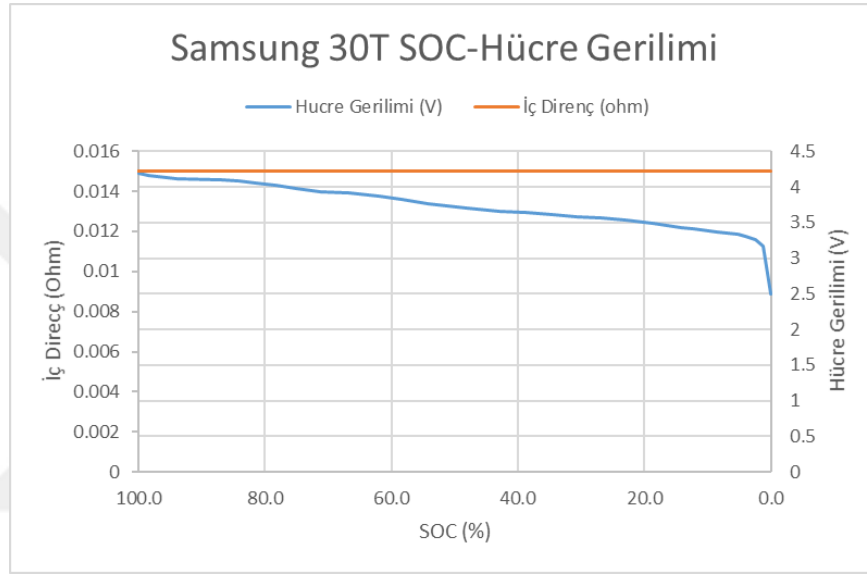
Hız profili incelemesi ve baz model ile yapılan çalışmalar sonucunda batarya paketi için minimum gereksinimler belirlenmiştir. Bataryanın %10 SOC'deki anlık maksimum güç 80.000 W'a eşit ya da daha fazla ve bataryanın minimum enerji gereksinimi 3.64 kWh olarak hesaplanmıştır. Bu isterler incelendiğinde seçilmesi gereken batarya hücrelerinin yüksek güç vermeye uygun kimyadaki batarya hücrelerinden seçilmesi gerektiği görülmüştür. Bu doğrultuda Samsung 30T 21700 ve A123- ANR26650-B hücreleri tercih edilmiştir.

3.3.1 Samsung 30T 21700 hücreli batarya paketi seçimi

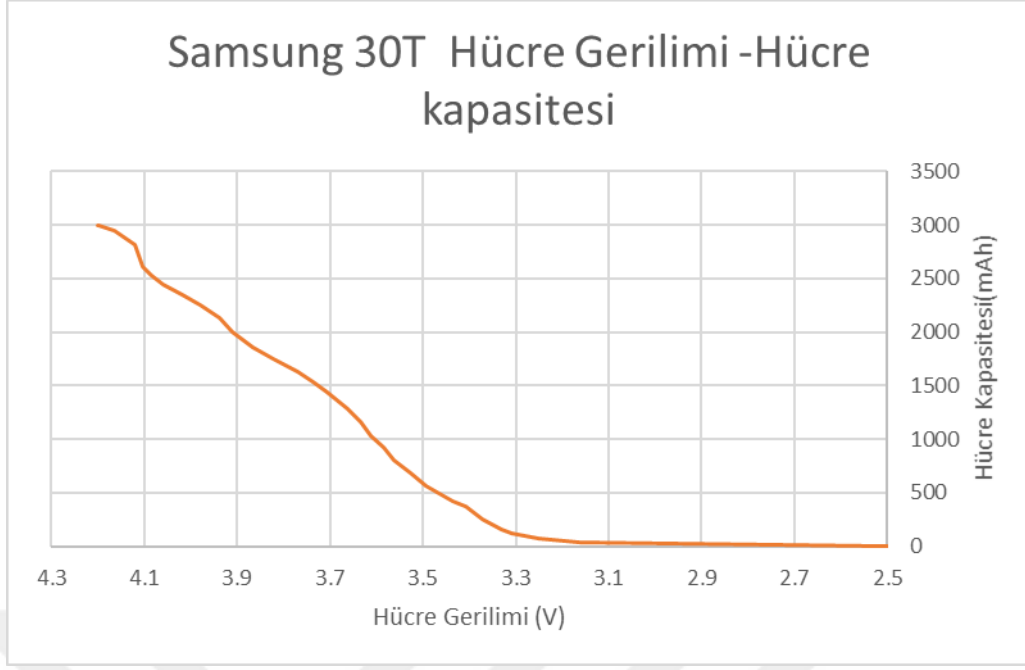
Baz model ile yapılan çalışmanın çıktıları detaylı olarak incelendiğinde batarya paketinin anlık akım olarak 186.7 amper akım talep edildiği görülmüştür. Oluşturulan batarya

paketinin bu değeri sağlayabilmesi için Samsung 30T hücreden beş adet paralel olarak bağlanmalıdır.

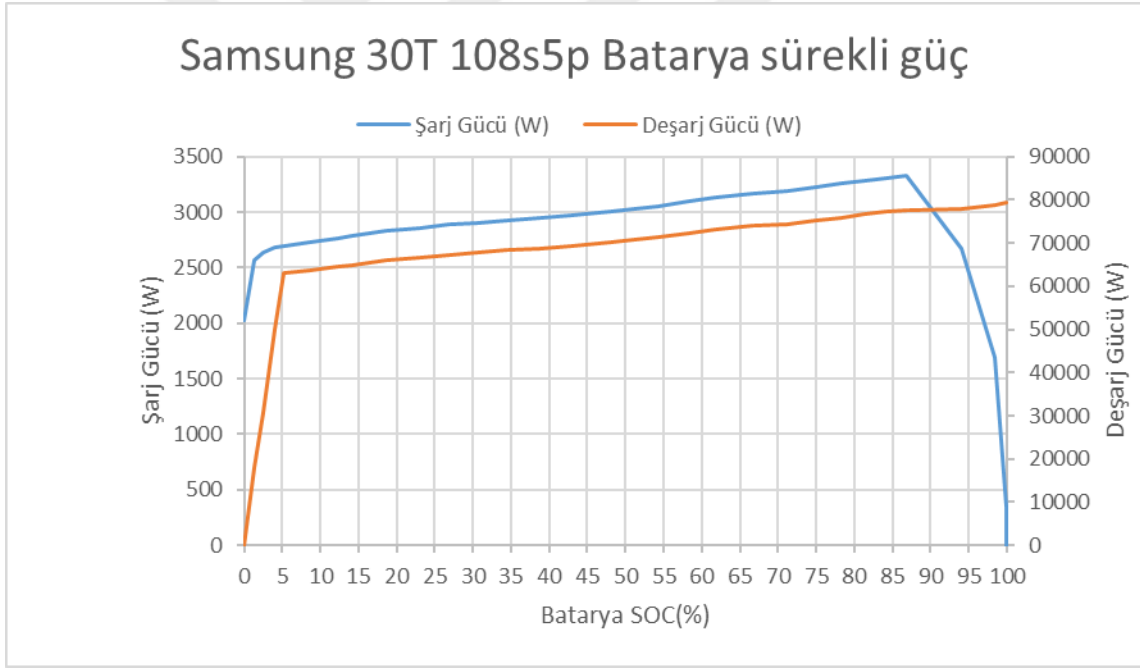
Bataryanın %10 SOC'de 80000W anlık gücü sağlayabilmesi için batarya paketinin %10 SOC'de 355V ve üzeri bir gerilim değerine eşit olması gerekmektedir. Bu gerilim değeri 108 tane Samsung 30T hücrenin seri bağlanması sonucu elde edilebilmektedir. 108 seri ve 5 paralel hücre ile oluşturulan paketin minimum enerji gereksinimi hedefini sağladığı görülmüştür. Samsung 30T hücre ve batarya paketinin değerlerini gösteren grafikler Şekil 3.9, Şekil 3.10, Şekil 3.11 ve Şekil 3.12 'de gösterilmiştir.



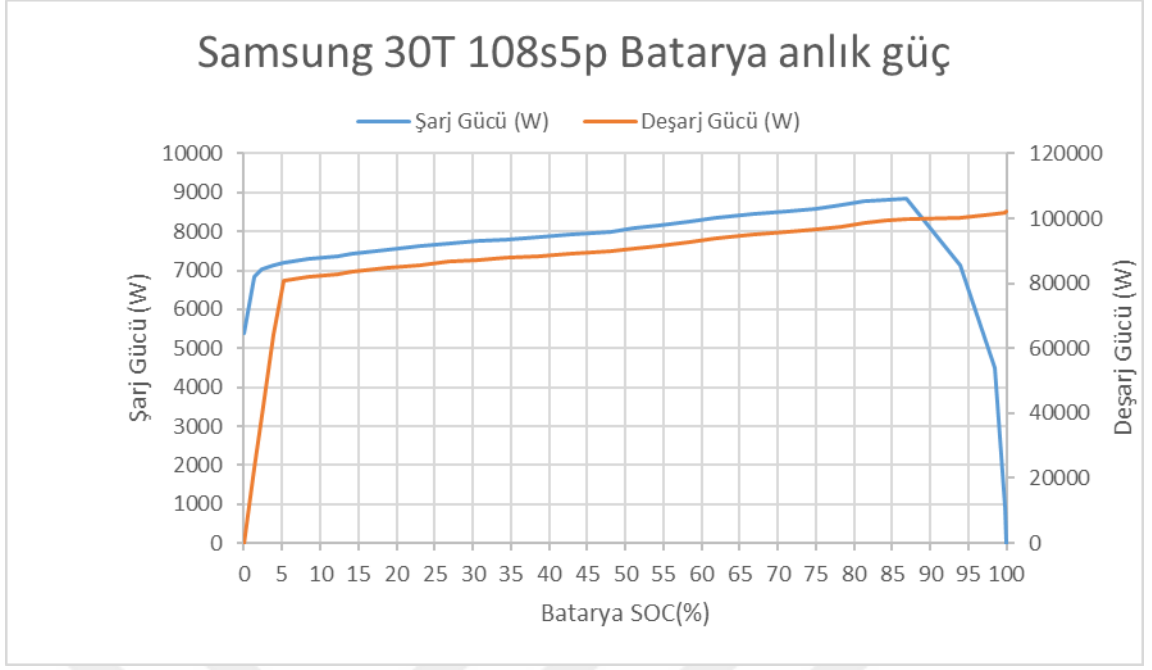
Şekil 3. 9 Samsung 30T SOC-Hücre Gerilimi



Şekil 3. 10 Samsung 30T Hücre Gerilimi- Hücre Kapasitesi



Şekil 3. 11 Samsung 30T 108s5p batarya paketi sürekli güç

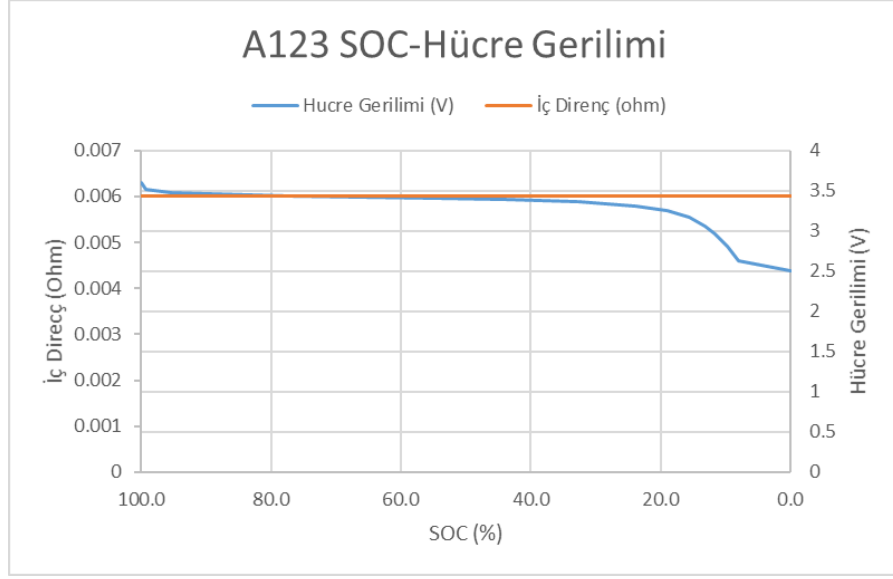


Şekil 3. 12 Samsung 30T 108s5p batarya paketi anlık güç

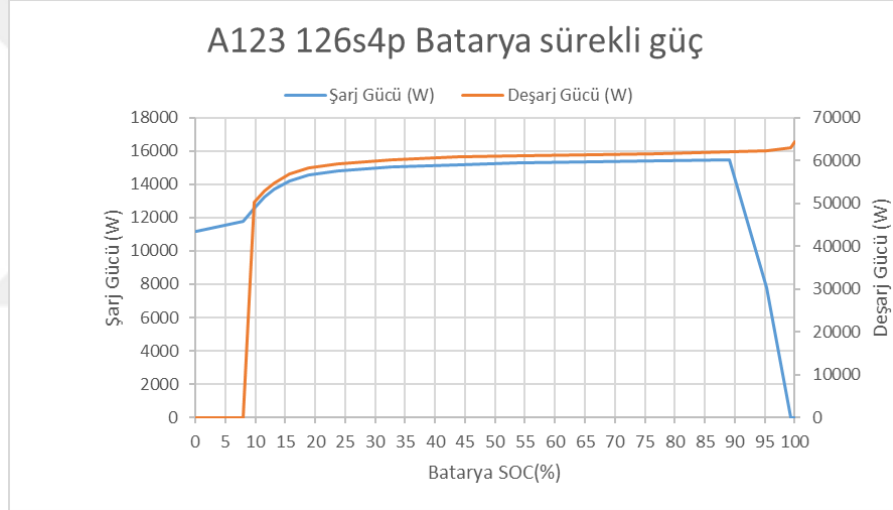
3.3.2 A123 -ANR26650-B hücreli batarya paketi

Kullanılan motorun çalışma aralığı üst sınırının 500V olduğu ve batarya paketinde kullanılacak BMS'in maksimum 126 seri bağlı hücreyi desteleyebilmektedir. A123 - ANR26650-B hücrelerden 126 seri bağlandığında ulaşılacak maksimum gerilimin 500V'un altında kaldığı görülmüştür.

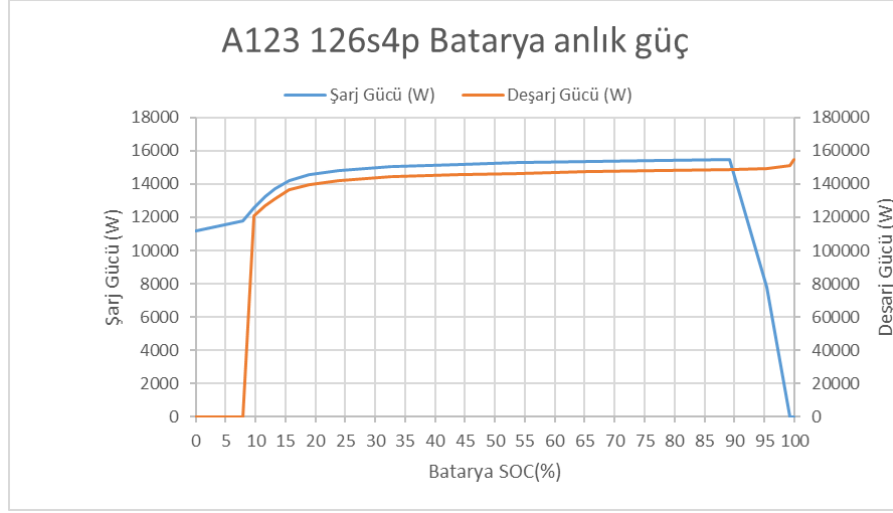
Batarya paketinin minimum enerji gereksinimi sağlayabilmesi gerekmektedir. Bataryanın %10'luk kısmının kullanılamayacağı düşünüldüğünde batarya paketinin minimum 9.62 Ah olması beklenmektedir. Bu gereksinimi sağlayabilmek için batarya paketinin 5 tane paralel hücreden oluşması gerekmektedir. 126 seri 5 paralel hücreden oluşacak bir paket kullanılması uygun görülmüştür. Bu batarya paketine ek olarak dış kanatları çıkartılmış konfigürasyon sahip araçta kullanılmak üzere 126 seri 4 paralel batarya paketi seçilmiştir A123 hücre ve batarya paketinin değerlerini gösteren grafikler Şekil 3.13, Şekil 3.15, Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18 'te gösterilmiştir.



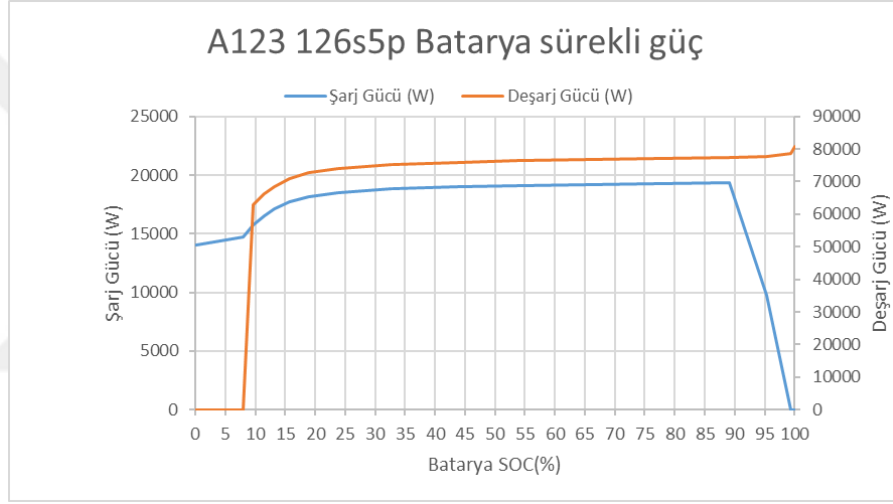
Şekil 3. 13 A123 SOC- Hücre Gerilimi



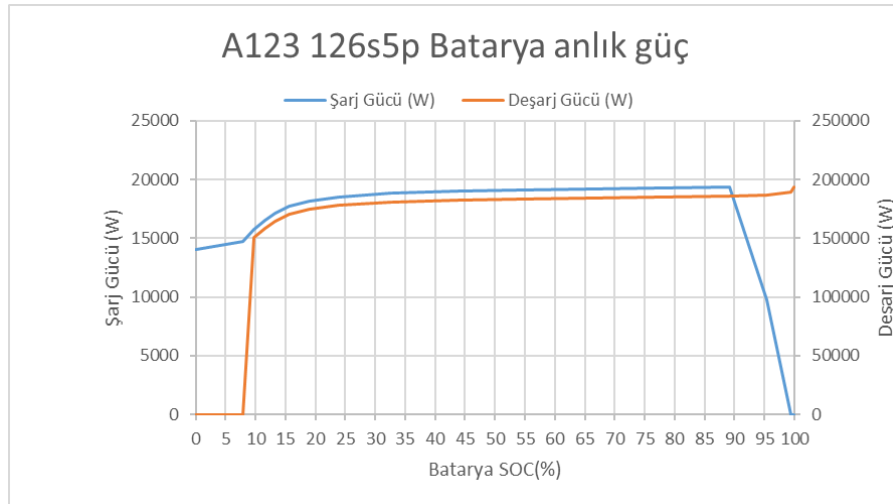
Şekil 3. 14 A123 126s4p batarya sürekli güç



Şekil 3. 15 A123 126s4p batarya anlık güç



Şekil 3. 16 A123 126s5p batarya sürekli güç



Şekil 3. 17 A123 126s5p batarya anlık güç

3.4 Araç konfigürasyonlarının belirlenmesi

Çözüm kümesini oluştururken optimize edilecek batarya paketi, araç yapısı (kanatlı, kanatsız), dişli oranı konfigürasyonlarından oluşmaktadır. Bu bağlamda araç konfigürasyonlarının belirlenmesi büyük önem kazanmaktadır.

Araç konfigürasyonu olarak 2 tıp araç seçilmiştir. Bunlar arasındaki en büyük farkı araç üzerindeki hava akısını düzenleyen parçalar ve kanatların ağırlığı oluşturmaktadır.

Bu araç konfigürasyonların uygun batarya paketleri ile eşleştirilmesi sonucu üç adet araç ortaya çıkmıştır. Bu araçların dişli oranları optimizasyon sonucu belirlenmiştir. Optimizasyonda kullanılabilecek dişli oranlarının en büyük ve en küçük değeri araçtaki paketleme çalışması sonucu belirlenmiştir.

Bu çalışmanın ardından simülasyonda kullanılacak araç konfigürasyonların sınır koşulları belirlenmiştir. Bu sınır koşulları içerisinde kalan bütün dişli oranları için simülasyon sonuçları değerlendirilerek optimum değer elde edilecektir.

Simülasyonda kullanılacak araç konfigürasyonlar karşılaştırmalı olarak tablo 3.6 da gösterilmiştir.

Açıklama	Birim	Araç 1	Araç 2	Araç 3
Kullanılan batarya paketi	-	A123 126s5p	A123 126s4p	Samsung 108s5p
Direnç kasayıları kütlesi	kg	280	260	275
Araç direnci F0 katsayısı	N	17.65	16.39	17.33
Araç direnci F1 katsayısı	N/(kph)	0	0	0
Araç direnci F2 katsayısı	N/(kph) ²	0.0806	0.0806	0.0806
Dinamik tekerlek yarıçapı	m	0.266	0.266	0.266
Tekerlek yol kuvvet bağlantı katsayısı μ	-	1.5	1.5	1.5
En küçük dişli oranı	-	3.49	3.49	3.49
En büyük dişli oranı	-	4.59	4.59	4.59
Akslar arası mesafe	m	1.62	1.62	1.62
Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği	m	0.295	0.295	0.295
Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı	m	0.86	0.86	0.86

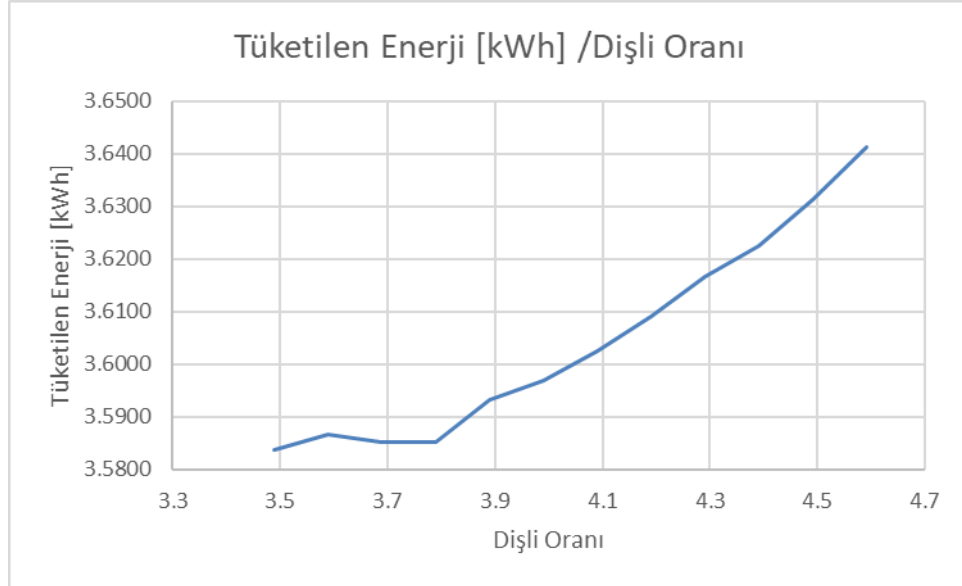
Tablo 3. 6 Simülasyonda kullanılacak araç konfigürasyonu

3.5 Araç konfigürasyonlarının optimizasyonu

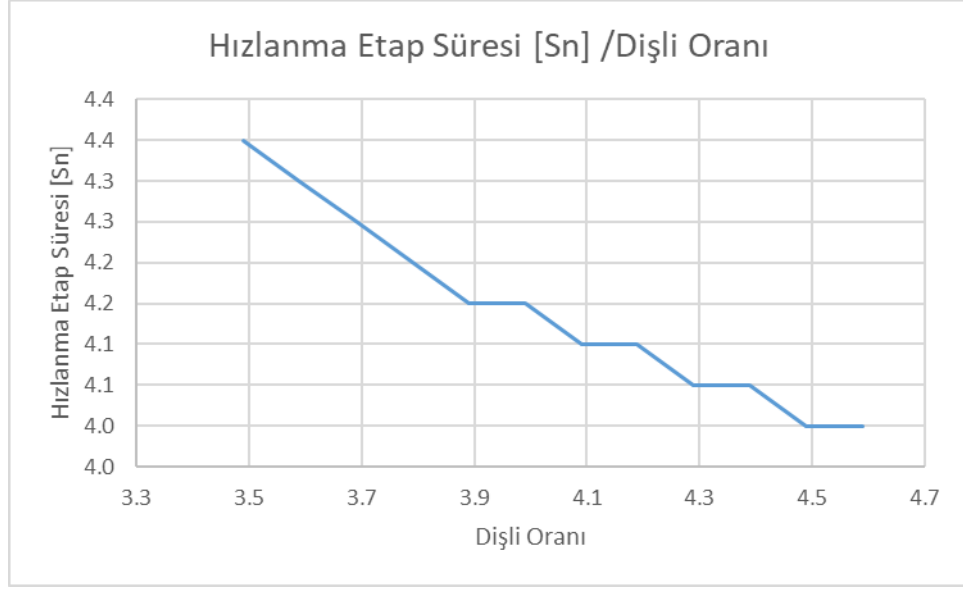
Araç konfigürasyonlarının optimizasyonu her bir konfigürasyonda tanımlanan araç şartları için araçların optimizasyonunu içermektedir. Bu optimizasyon sürecinde araçların değişebilen parametresi değiştirilerek değişen her bir parametrenin etkisi incelenmiştir. Bu incelemede aracın yarışacağı etaplardan Hızlanma ve Dayanıklılık etaplarındaki puanlar hesaplanmış ve toplam puanı maksimize edecek konfigürasyon seçilmiştir. Etaplardan elde edilen puanlar hesaplanırken, FSAE kurallar kitabında belirtilen hesaplama formülü kullanılmış ve 2018 ve 2019 yılındaki Hızlanma ve Dayanıklılık etaplarında elde edilen dereceler kullanılmıştır.

3.5.1 Araç konfigürasyonu 1 optimizasyon sonuçlarının incelenmesi

Dişli oranı değişiminin aracın Dayanıklılık etabındaki tüketim değerine ve aracın hızlanma etabını tamamlama süresine üzerine etkisi hassasiyet grafikleri üzerinden incelenmiştir. Şekil 3.18 ve 3.19 sırasıyla dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi ve dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisini göstermektedir. Tablo 3.7 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisini göstermektedir.



Şekil 3. 18 Araç 1 dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi



Şekil 3. 19 Araç 1 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi

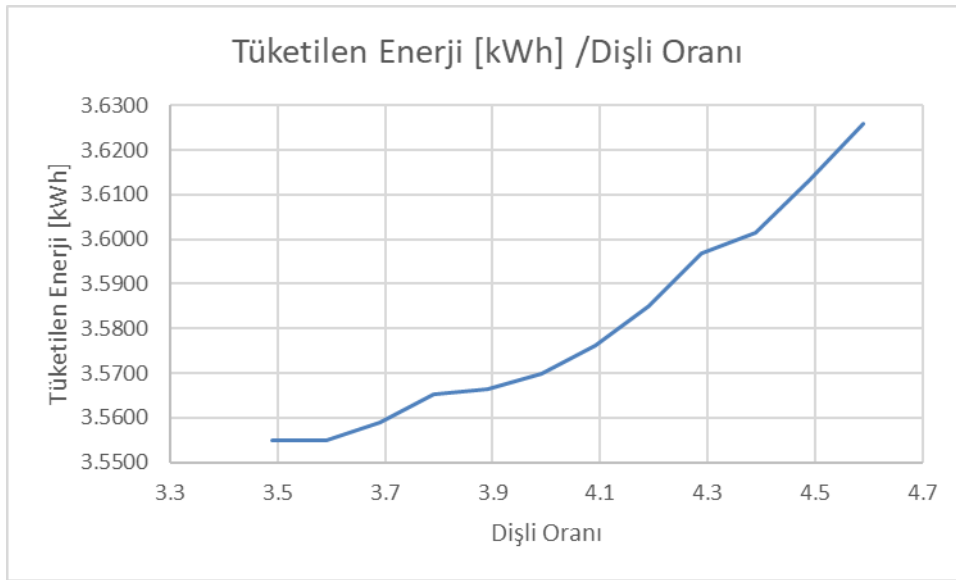
Dişli Oranı [-]	Endurance	Puan	Hızlanma	Puan	Toplam Puan
	Tüketilen Enerji [kWh]	Puan	Etap Tamamlama Süresi	Puan	Puan
3.49	3.58	100.00	4.35	39.08	139.08
3.59	3.59	100.00	4.30	41.70	141.70
3.69	3.59	100.00	4.25	44.39	144.39
3.79	3.59	100.00	4.20	47.13	147.13
3.89	3.59	100.00	4.15	49.95	149.95
3.99	3.60	100.00	4.15	49.95	149.95
4.09	3.60	100.00	4.10	52.83	152.83
4.19	3.61	100.00	4.10	52.83	152.83
4.29	3.62	100.00	4.05	55.79	155.79
4.39	3.62	100.00	4.05	55.79	155.79
4.49	3.63	100.00	4.00	58.82	158.82
4.59	3.64	100.00	4.00	58.82	158.82

Tablo 3. 7 Araç 1 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi

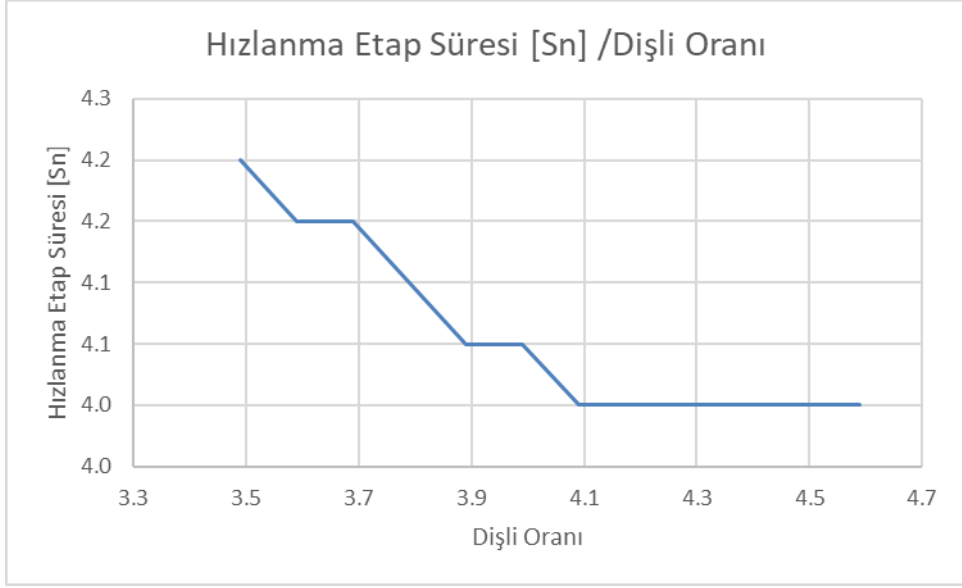
Veriler incelendiğinde 4.49 ve 4.59 dişli oranlarının 158.82 puana tekabül ettiği görülmektedir. Ancak 4.49 oranına sahip aracın tüketim değeri 4.59 oranına sahip aracın tüketim değerinden 0.27% daha düşüktür. Araç konfigürasyonu 1 için 4.49 oranlık dişli seçilmiştir.

3.5.2 Araç konfigürasyonu 2 optimizasyon sonuçlarının incelenmesi

Dişli oranı değişiminin aracın Dayanıklılık etabındaki tüketim değerine ve aracın hızlanma etabını tamamlama süresine üzerine etkisi hassasiyet grafikleri üzerinden incelenmiştir. Şekil 3.20 ve 3.21 sırasıyla dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi ve dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisini göstermektedir. Tablo 3.8 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisini göstermektedir.



Şekil 3. 20 Araç 2 dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi



Şekil 3. 21 Araç 2 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi

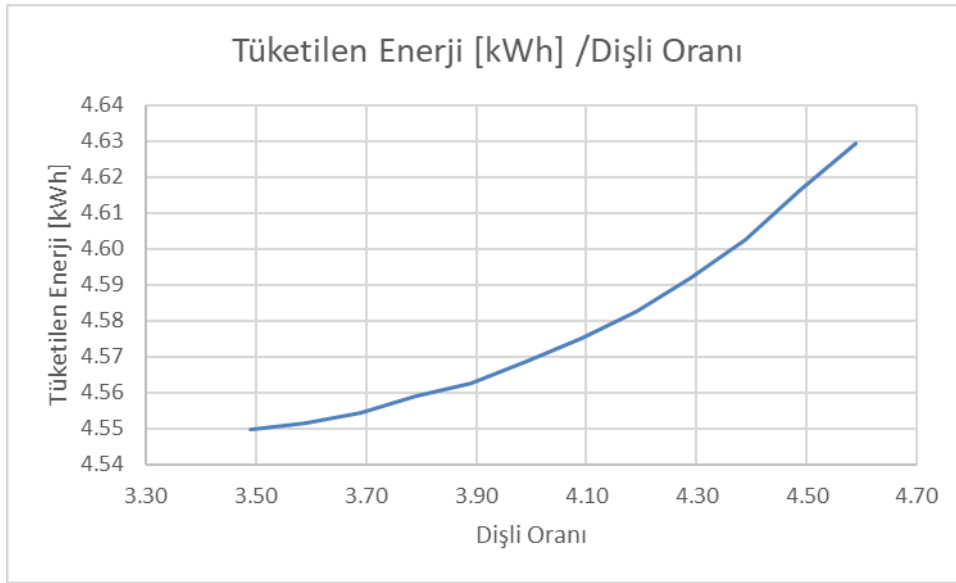
Dişli Oranı [-]	Endurance Tüketilen Enerji [kWh]	Puan	Hızlanma Etap Tamamlama Süresi	Puan	Toplam Puan
3.49	3.55	100.00	4.20	47.13	147.13
3.59	3.55	100.00	4.15	49.95	149.95
3.69	3.56	100.00	4.15	49.95	149.95
3.79	3.57	100.00	4.10	52.83	152.83
3.89	3.57	100.00	4.05	55.79	155.79
3.99	3.57	100.00	4.05	55.79	155.79
4.09	3.58	100.00	4.00	58.82	158.82
4.19	3.59	100.00	4.00	58.82	158.82
4.29	3.60	100.00	4.00	58.82	158.82
4.39	3.60	100.00	4.00	58.82	158.82
4.49	3.61	100.00	4.00	58.82	158.82
4.59	3.63	100.00	4.00	58.82	158.82

Tablo 3. 8 Araç 2 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi

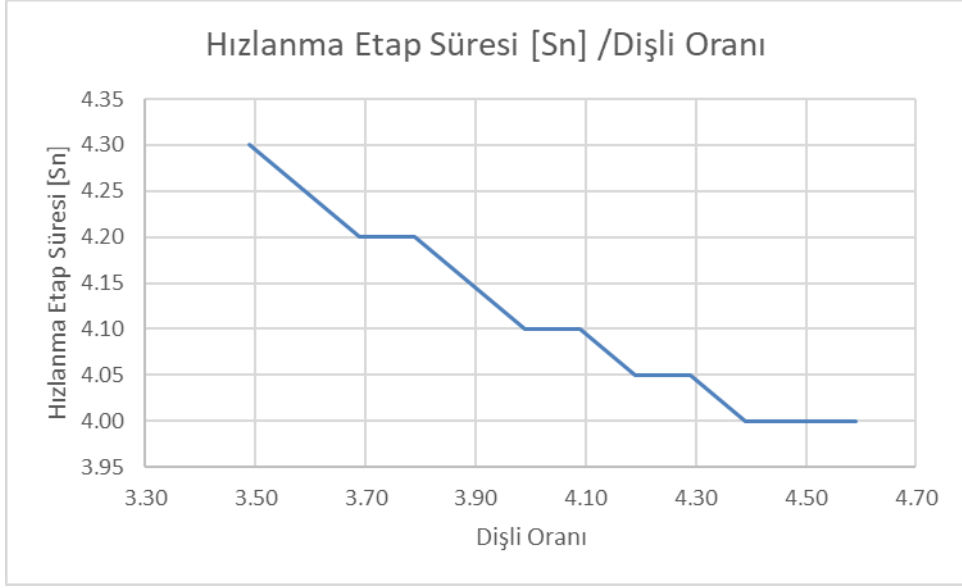
Veriler incelendiğinde 4.09 ve 4.59 dişli oranları arasında toplam puan 158.82 puana tekabül ettiği görülmektedir. Ancak 4.09 oranına sahip aracın tüketim değeri 4.59 oranına sahip aracın tüketim değerinden 1.37% daha düşüktür. Araç konfigürasyonu 2 için 4.09 oranlık dişli seçilmiştir.

3.5.3 Araç konfigürasyonu 3 optimizasyon sonuçlarının incelenmesi

Dişli oranı değişiminin aracın Dayanıklılık etabındaki tüketim değerine ve aracın hızlanma etabını tamamlama süresine üzerine etkisi hassasiyet grafikleri üzerinden incelenmiştir. Şekil 3.22 ve 3.23 sırasıyla dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi ve dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisini göstermektedir. Tablo 3.9 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisini göstermektedir.



Şekil 3. 22 Araç 3 dişli oranının değişiminin Dayanıklılık tüketimine etkisi



Şekil 3. 23 Araç 3 dişli oranının değişiminin hızlanma etabını tamamlama süresine etkisi

	Endurance	Puan	Hızlanma	Puan	Toplam Puan
Dişli Oranı [-]	Tüketilen Enerji [kWh]	Puan	Etap Tamamlama Süre	Puan	Puan
3.49	4.55	96.94	4.30	41.70	138.64
3.59	4.55	96.93	4.25	44.39	141.32
3.69	4.55	96.92	4.20	47.13	144.05
3.79	4.56	96.90	4.20	47.13	144.03
3.89	4.56	96.88	4.15	49.95	146.83
3.99	4.57	96.85	4.10	52.83	149.68
4.09	4.58	96.82	4.10	52.83	149.66
4.19	4.58	96.79	4.05	55.79	152.58
4.29	4.59	96.75	4.05	55.79	152.53
4.39	4.60	96.70	4.00	58.82	155.51
4.49	4.62	96.63	4.00	58.82	155.45
4.59	4.63	96.57	4.00	58.82	155.39

Tablo 3. 9 Araç 3 dişli oranının değişiminin toplam puanlamaya etkisi

Veriler incelendiğinde 4.39 dişli oranında toplam puan 155.51 puana tekabül ettiği görülmektedir. Araç konfigürasyonu 3 için 4.09 oranlık dişli seçilmiştir.

3.6 Araç konfigürasyonlarının kıyaslanması

Araç konfigürasyonları kıyaslandığında 1 ve 2 numaralı aracın yaklaşık 2% daha fazla puan aldığı gözlemlenmiştir. Ancak kullanılan batarya hücrelerinin daha maliyetli olduğu ve tedarikinin daha zor olduğu bilinmektedir.

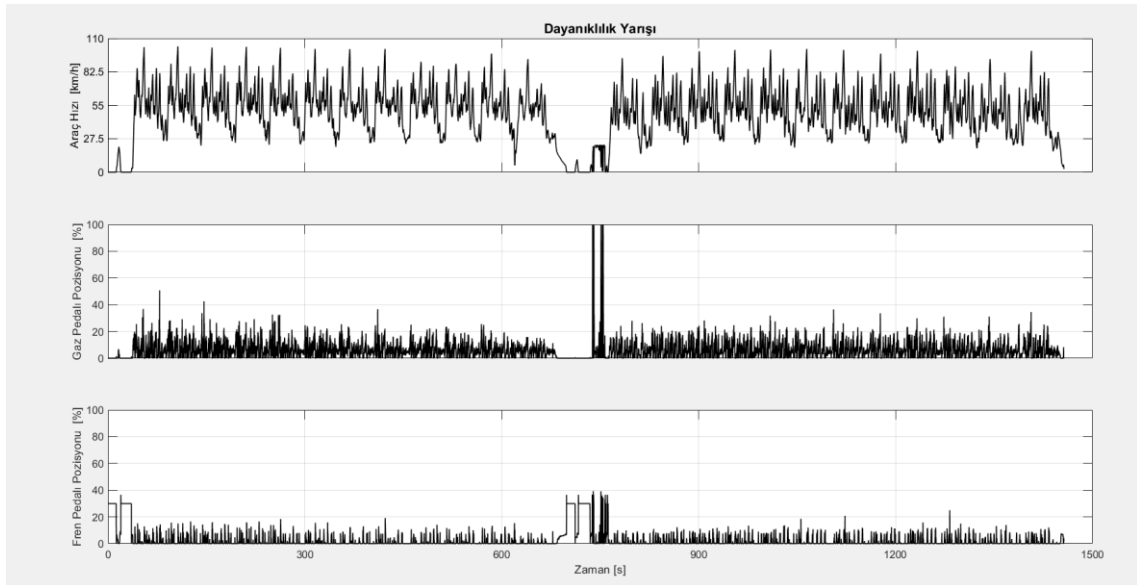
Araç konfigürasyon 3'ün toplam puanlamada 2% daha az puan aldığı optimizasyon sonuçlarında görülmüştür. Ancak 3 numaralı konfigürasyonda kullanılan Samsun INR21700-30T hücrenin batarya fiyatının daha ucuz olmasından dolayı toplam batarya fiyatında yaklaşık 29% azalma olduğu görülmüştür.

Araç konfigürasyon 3'te kullanılan Samsun INR21700-30T hücrenin fiyat avantajının yanında tedarik edilebilirlik gibi konularda da avantaj sağladığı görülmektedir.

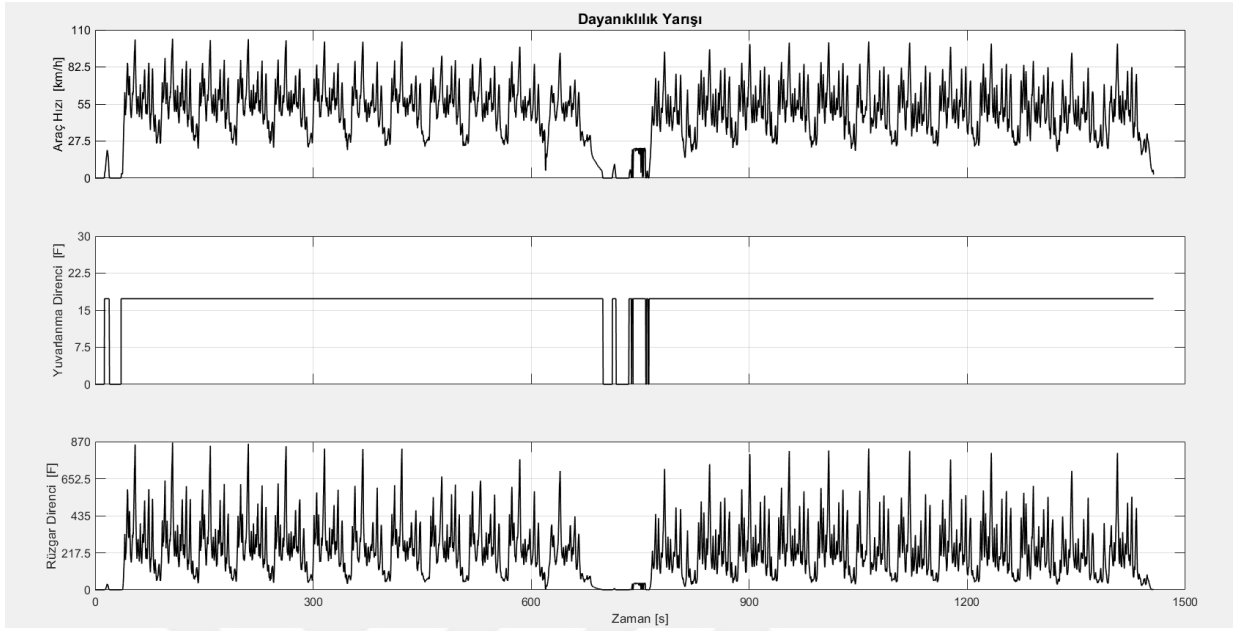
Araç konfigürasyon 1 ve 2'nin toplam puanı daha yüksek olmasına rağmen Araç konfigürasyon 3 bütün avantajları göz önüne alındığında Araç konfigürasyon 3 önerilmektedir.

3.7 Optimize edilen aracın simülasyon sonuçları

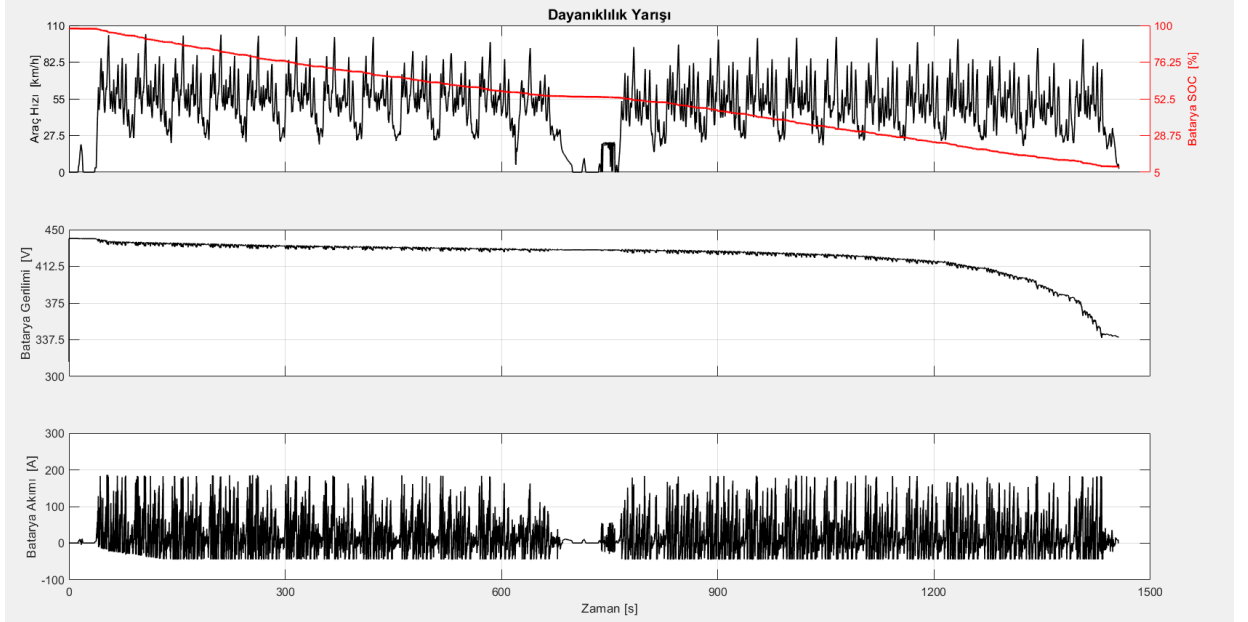
Optimize edilmiş aracın hızlanma verimlilik etabındaki simülasyon çıktıları; aracın batarya, elektrik motoru ve gerçek hız profili sonuçları ile elektrik motorunun çalışma bölgesi şekil 3.24, 3.25, 3.26, 3.27, 3.28 3.29 3.30, 3.31, 3.32, 3.33, 3.34, 3.35, 3.36, 3.37 ve 3.38 de gösterilmiştir.



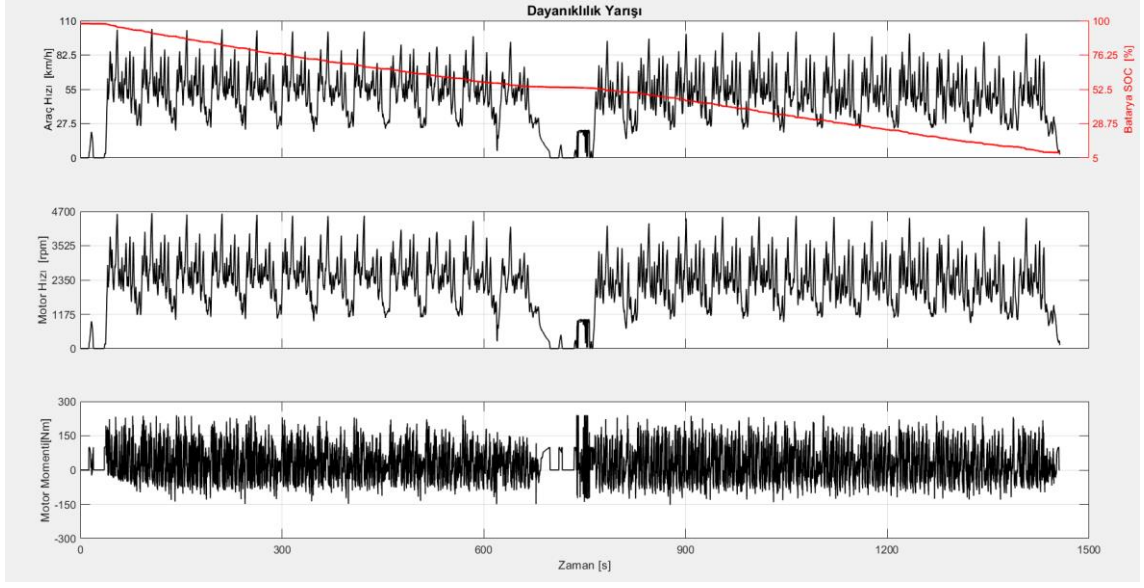
Şekil 3. 24 Sürücü modeli gaz ve fren pedalı pozisyonu çıktısı



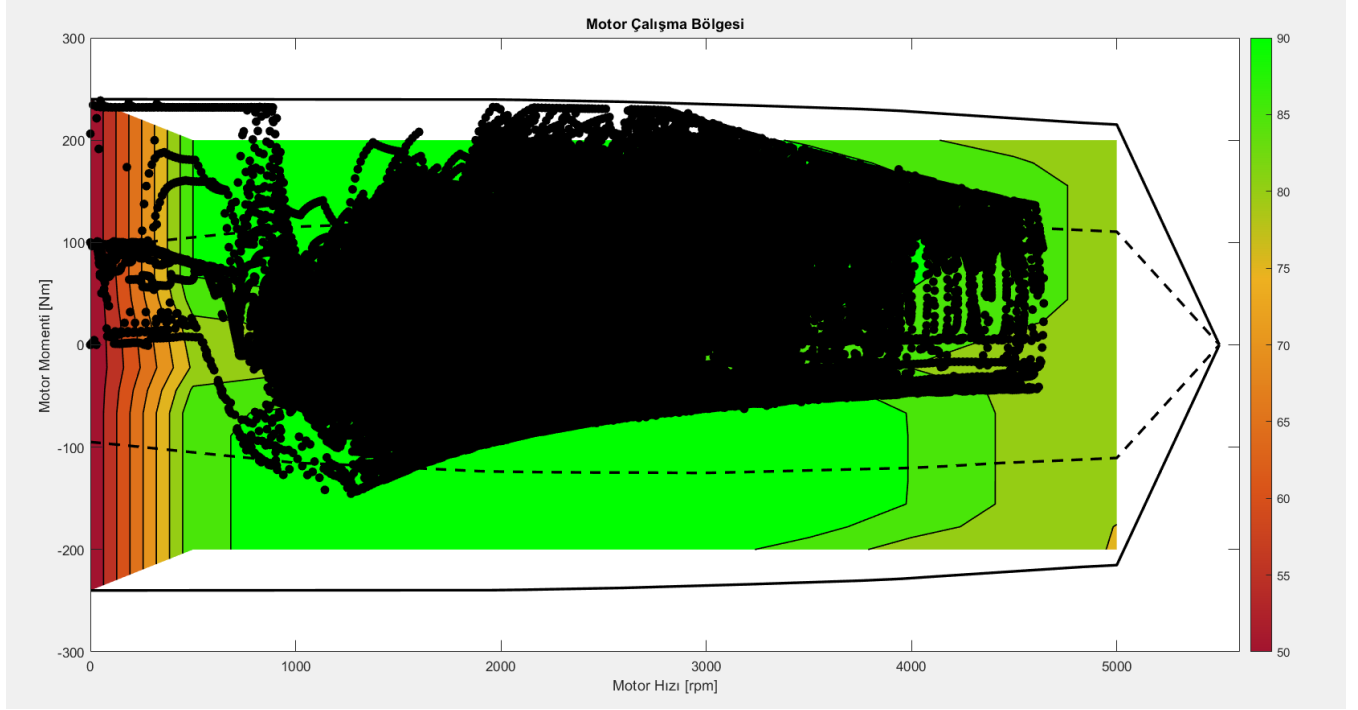
Şekil 3. 25 Araç modeli yuvarlanma ve rüzgar direnci çıktısı



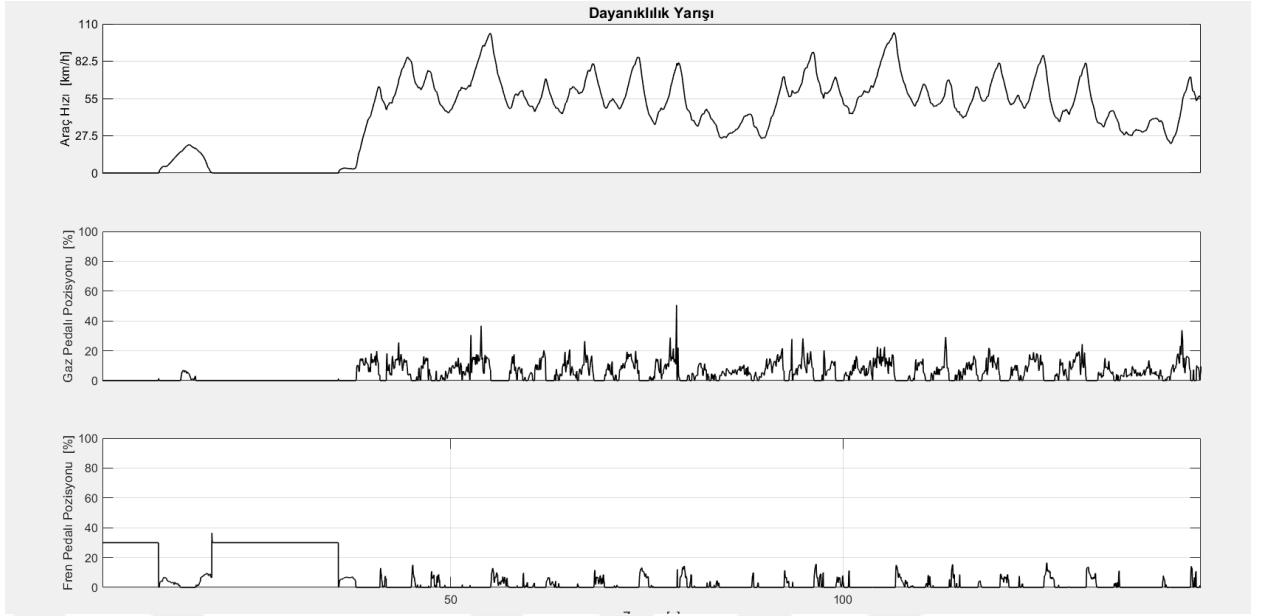
Şekil 3. 26 Optimize edilen aracın batarya modeli çıktıları



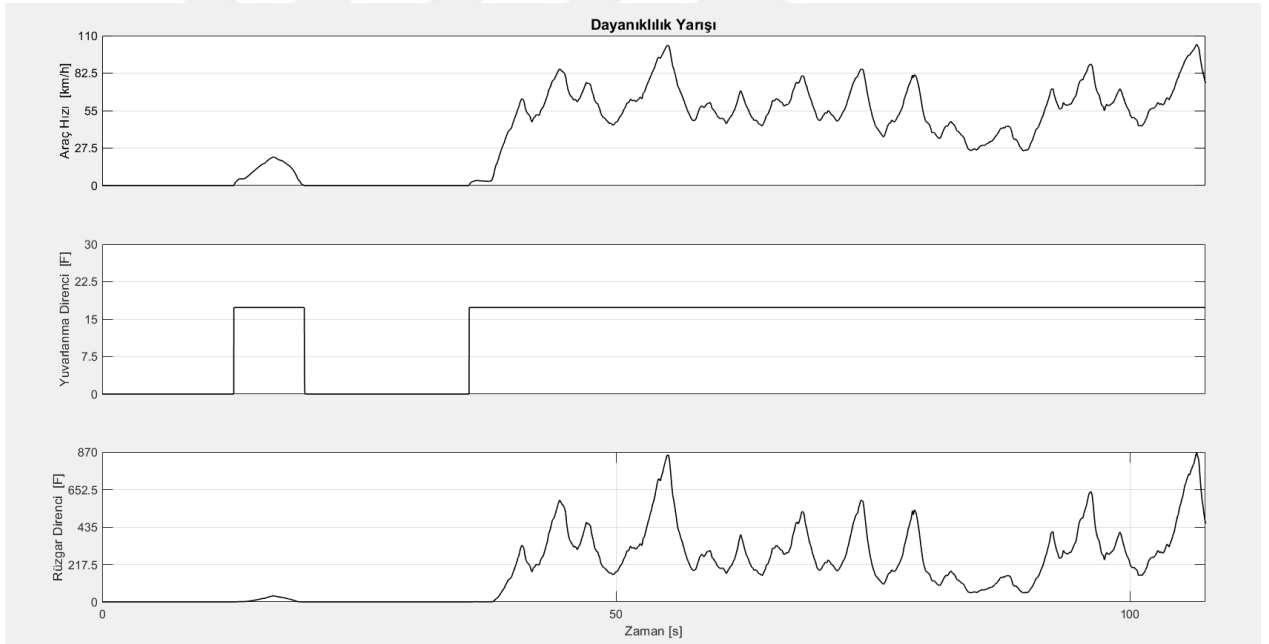
Şekil 3. 27 Optimize edilen aracın elektrik motor modeli çıktıları



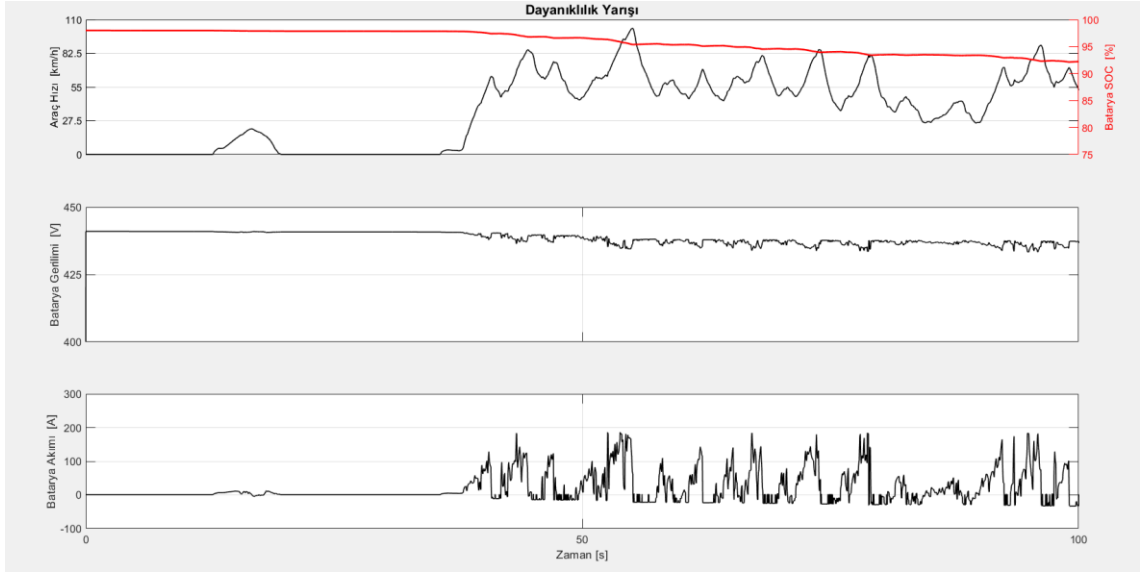
Şekil 3. 28 Optimize edilen aracın elektrik motoru çalışma bölgesi haritası



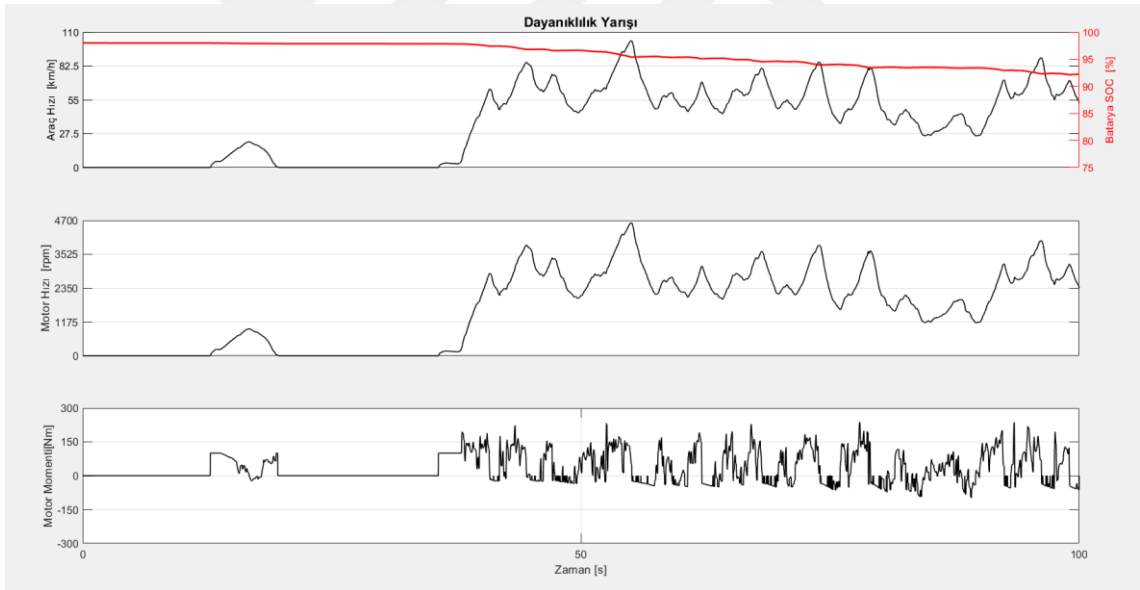
Şekil 3. 29 Bir tur için sürücü modeli gaz ve fren pedalı pozisyonu çıktısı



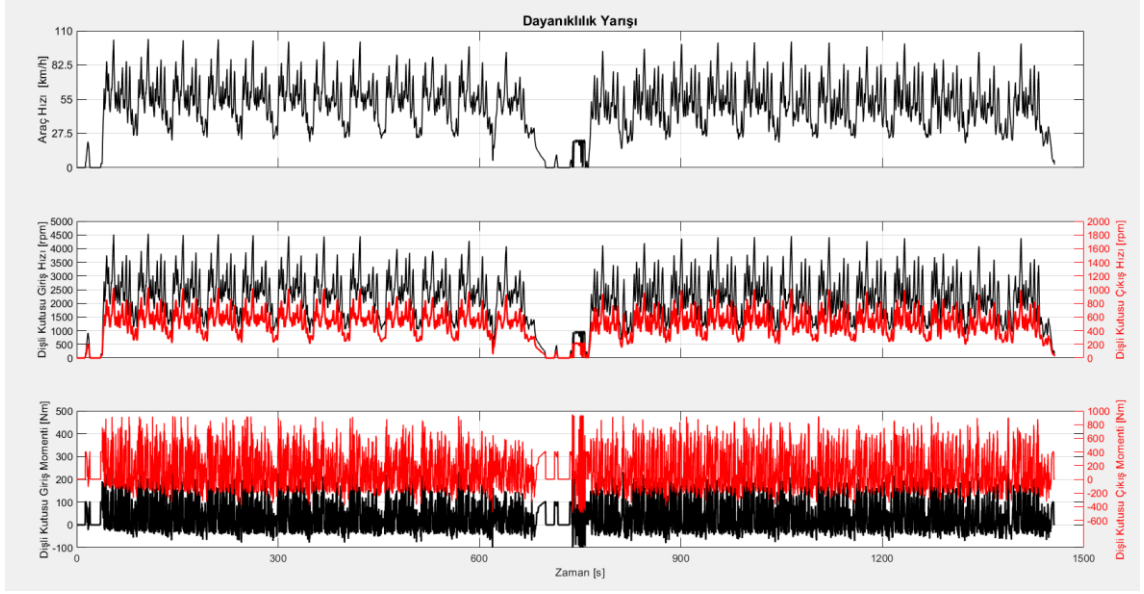
Şekil 3. 30 Bir tur için araç modeli yuvarlanma ve rüzgar direnci çıktısı



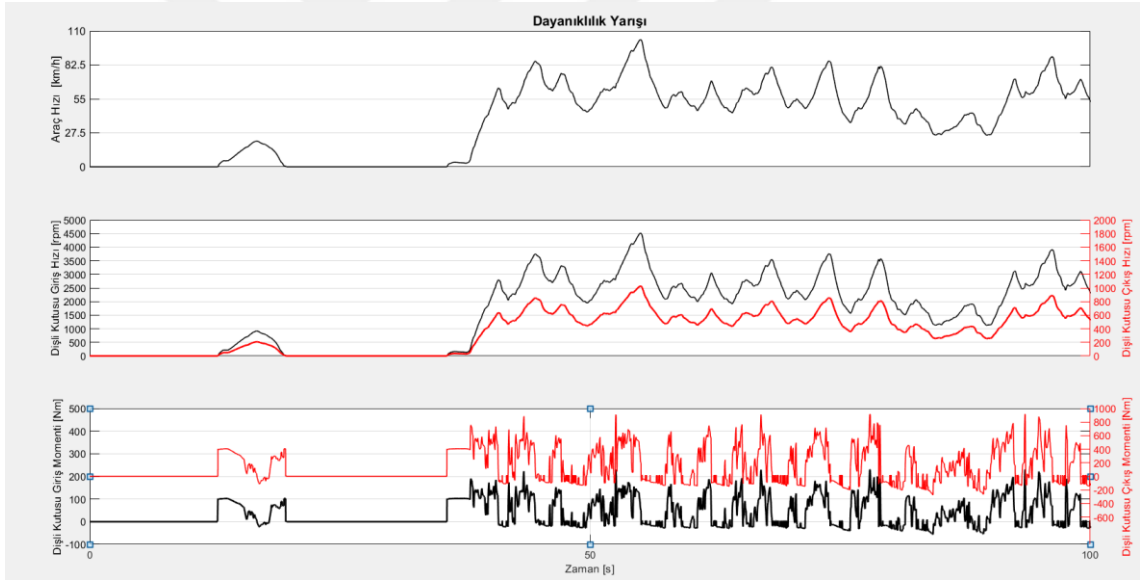
Şekil 3. 31 Optimize edilen aracın bir tur için batarya modeli çıktıları



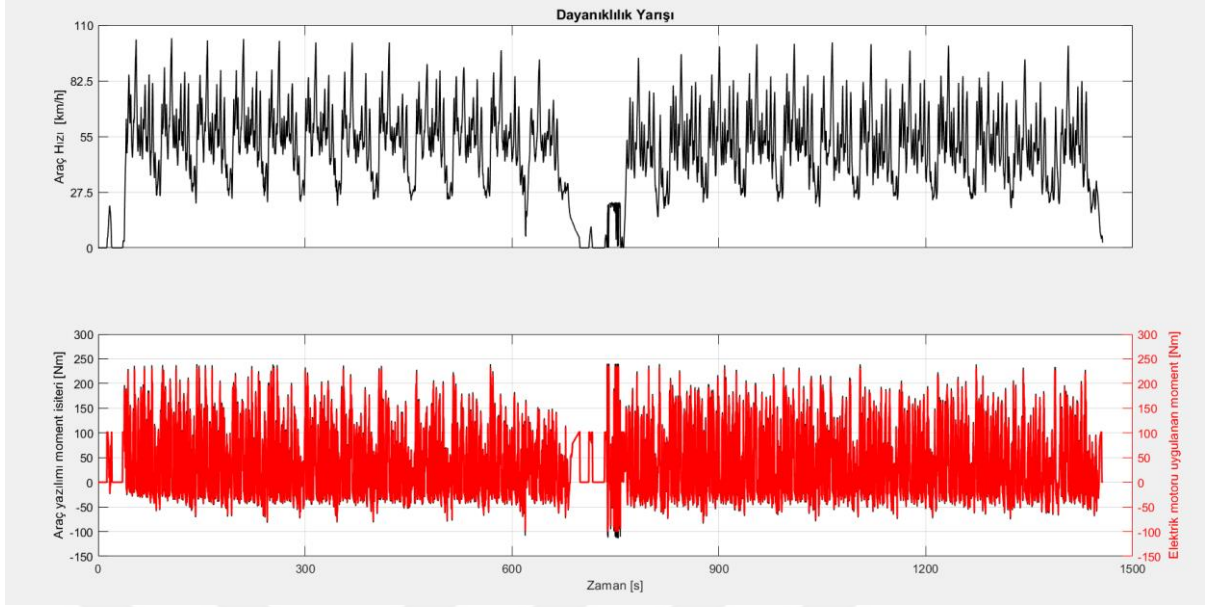
Şekil 3. 32 Optimize edilen aracın bir tur için elektrik motor modeli çıktıları



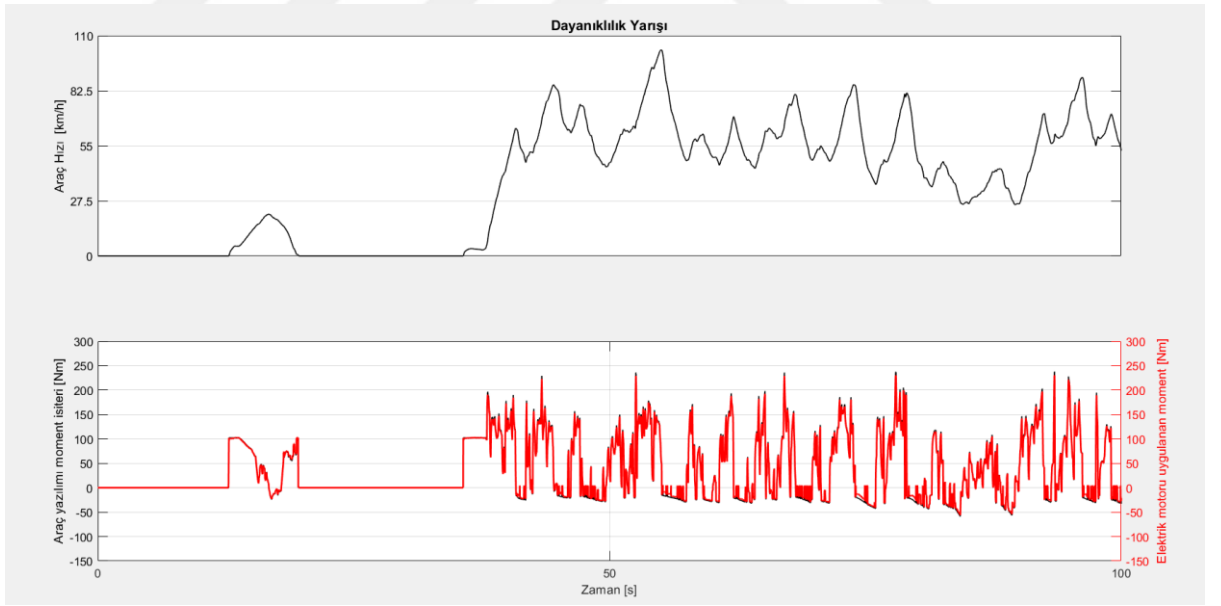
Şekil 3. 33 Optimize edilen aracın dişli kutusu modeli çıktıları



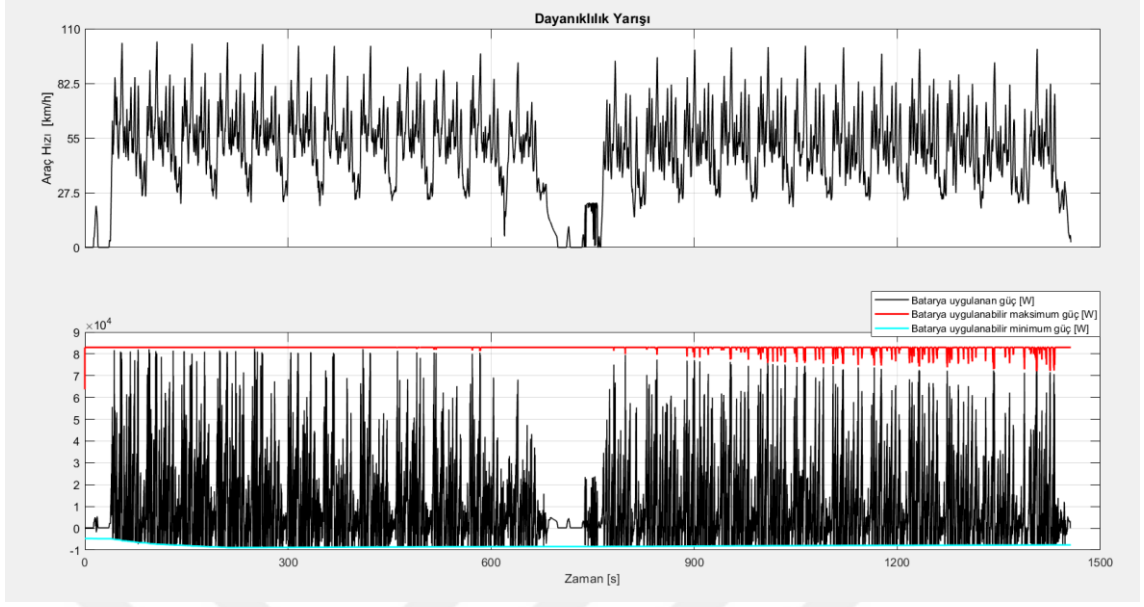
Şekil 3. 34 Bir tur için optimize edilen aracın dişli kutusu modeli çıktıları



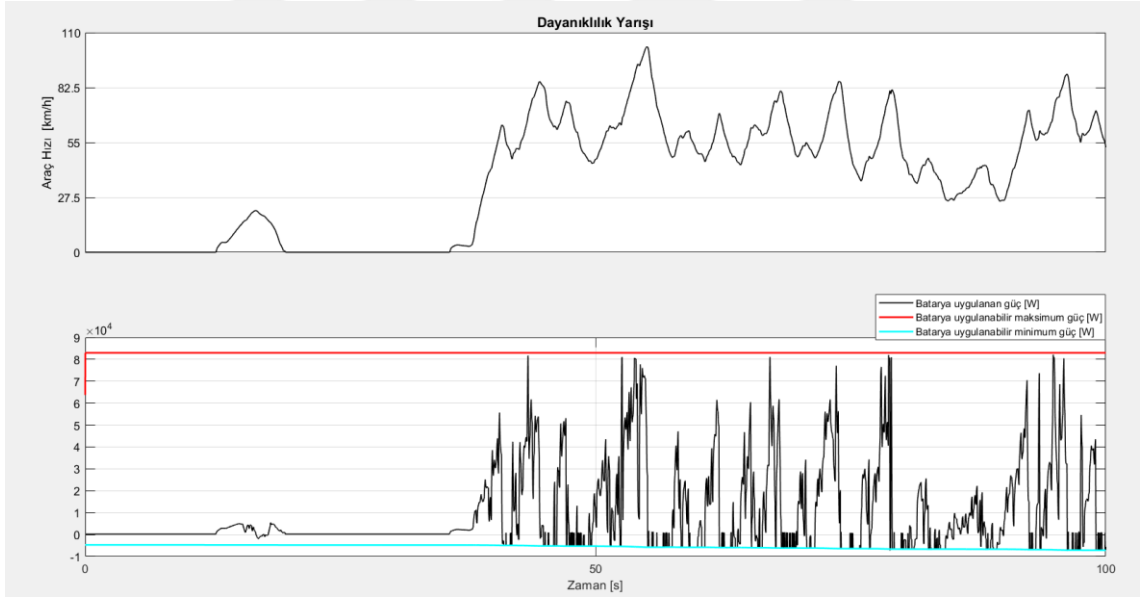
Şekil 3. 35 Uygulamalı Araç Yazılımı motor moment isteri



Şekil 3. 36 Bir tur için Uygulamalı Araç Yazılımı motor moment isteri

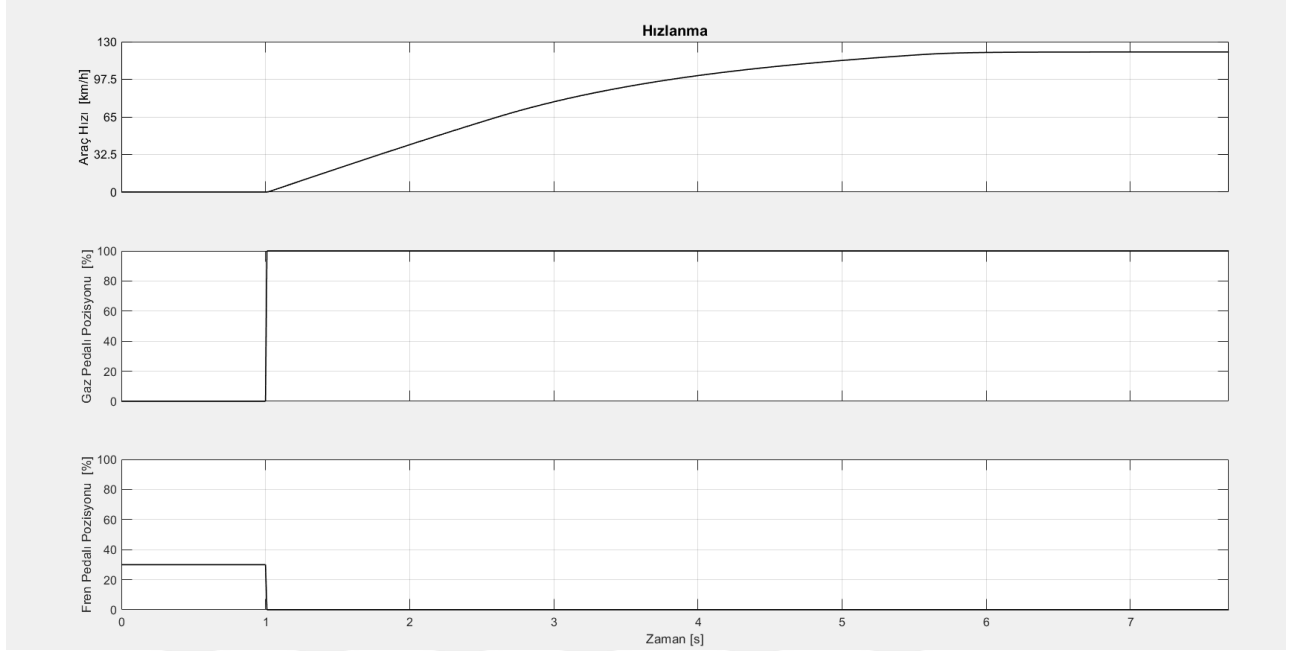


Şekil 3. 37 Uygulamalı Araç Yazılımı batarya güç limit kontrolü

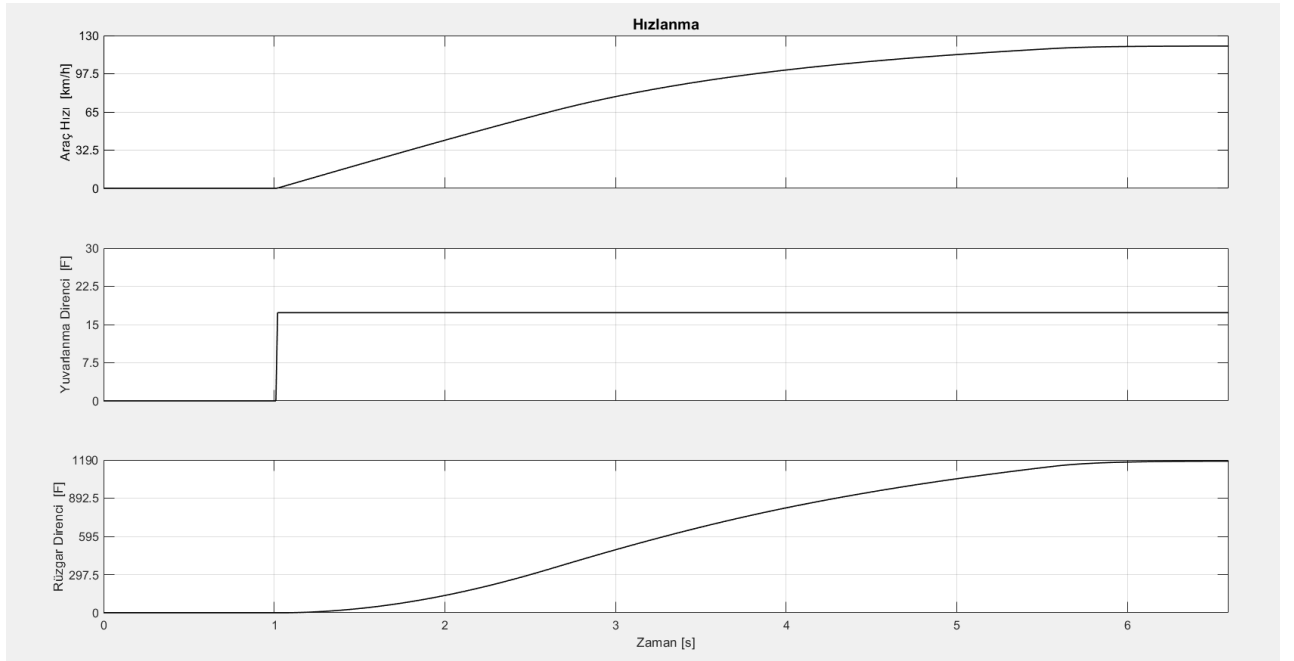


Şekil 3. 38 Bir tur için Uygulamalı Araç Yazılımı batarya güç limit kontrolü

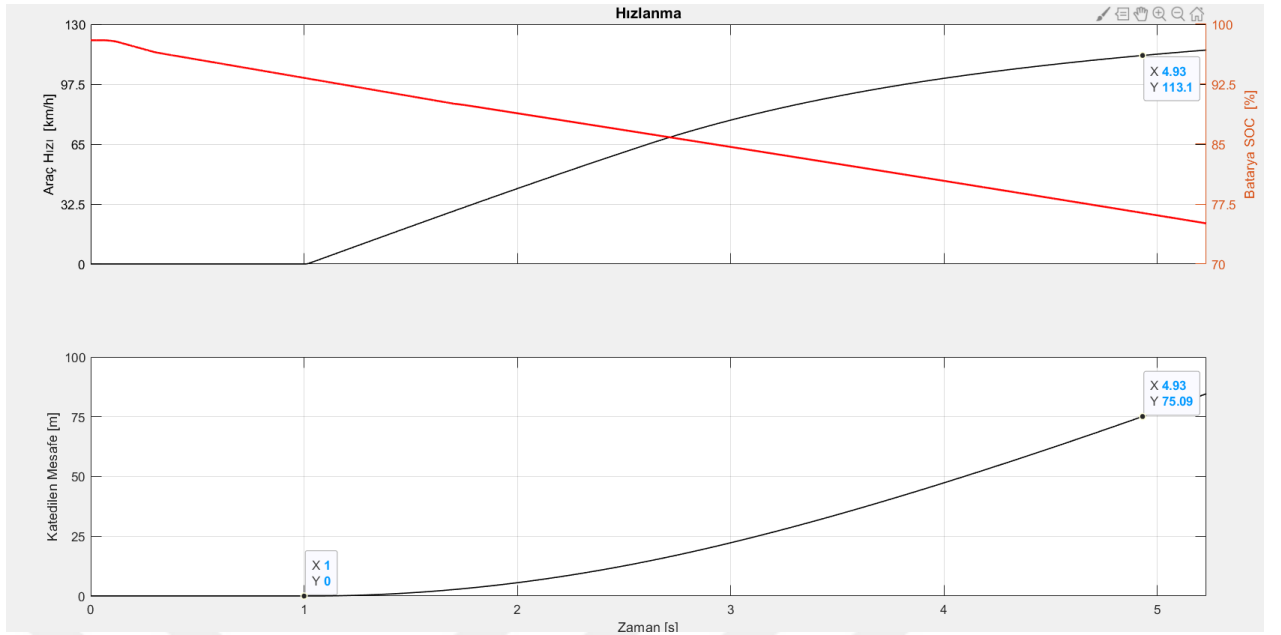
Optimize edilmiş aracın hızlanma etabındaki simülasyon çıktıları; aracın hızı, kat edilen yol, elektrik motoru momenti, hızı ve batarya modeli çıktıları şekil 3.39, 3.40, 3.41, 3.42 ve 3.43 de gösterilmiştir.



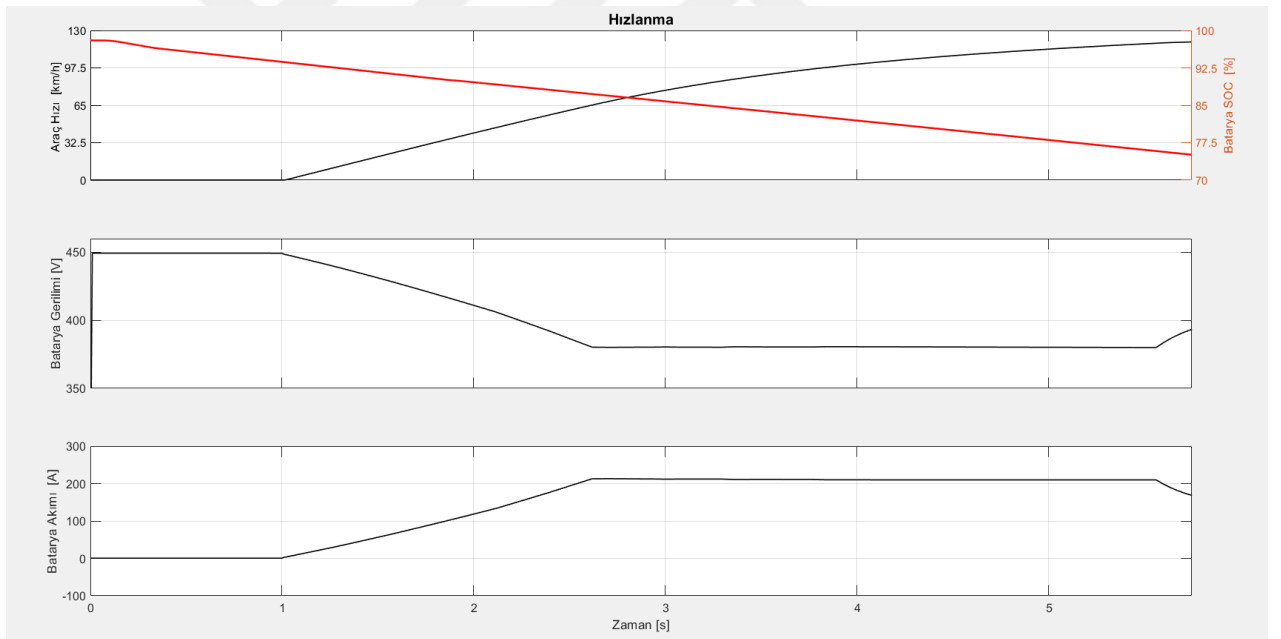
Şekil 3. 39 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki sürücü modeli çıktıları



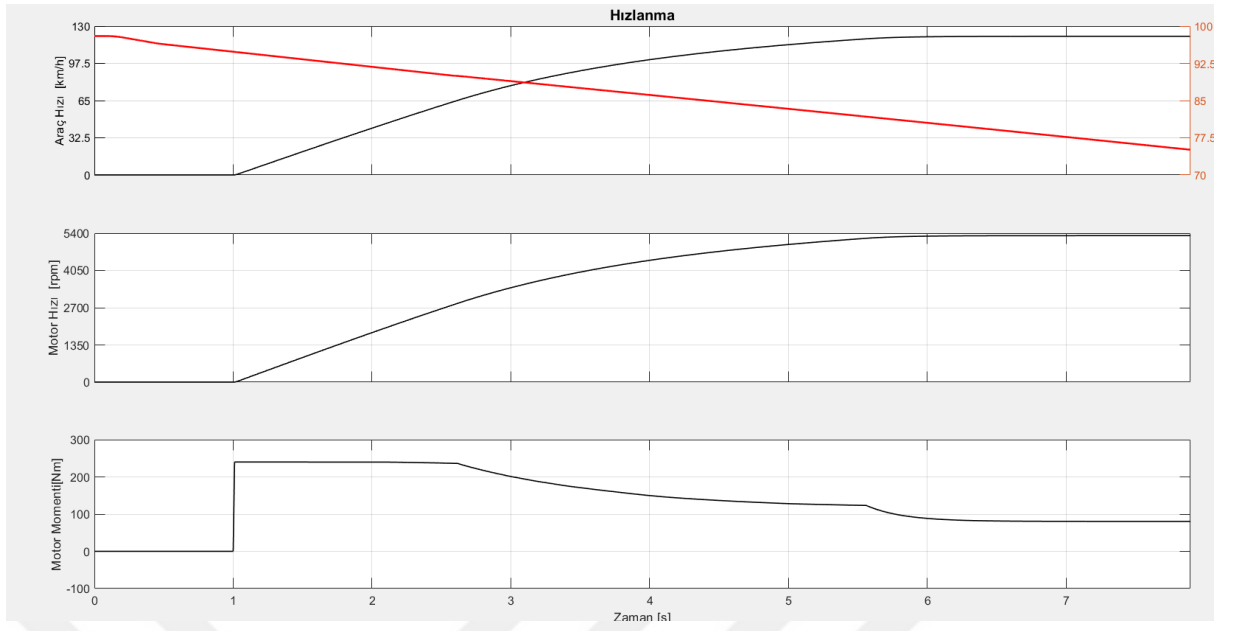
Şekil 3. 40 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki araç modeli çıktıları



Şekil 3. 41 Optimize edilen aracın hızlanma etabı sonuçları



Şekil 3. 42 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki batarya modeli çıktıları



Şekil 3. 43 Optimize edilen aracın hızlanma etabındaki elektrik motor modeli çıktıları

Optimize edilen aracın sonuçları toplu olarak tablo 3.10 da gösterilmiştir.

Açıklama	Değer	Birim
0-30 km/h hızlanma	0.74	[sn]
0-50 km/h hızlanma	1.23	[sn]
0-70 km/h hızlanma	1.76	[sn]
0-100 km/h hızlanma	2.96	[sn]
Maksimum hız	121.1	[km/h]
Sürekli hız	117.5	[sn]
0-75m yol kat etme süresi	3.98	[sn]
Verimlilik etabında tüketilen enerji	4.604	[kWh]
Verimlilik etabında ortalama motor verimi	90.3	[%]
Verimlilik etabında ortalama batarya verimi	94.4	[%]
Verimlilik etabı çevriminde ortalama tüketim	23.8	[kWh/100km]
Verimlilik etabı çevriminde menzil	22	[km]

Tablo 3. 10 Simülasyon sonuçları özet tablo

3.8 Bulguların yorumlanması ve tartışma

Yapılan çalışma sonucunda bulgular incelendiğinde 1 numaralı araç konfigürasyonu için dayanıklılık etabındaki dişli oranı değişiminin enerji tüketimine olan etkisi şekil 3.18 de gösterilmiştir. Yine aynı grafik incelendiğinde 1 numaralı araç konfigürasyonunda dayanıklılık etabı için en ideal dişli oranının 3.79 olduğu görülmektedir. Aynı araç için yapılan dişli oranının hızlanma süresine olan etkisi analizinin çıktıları şekil 3.19 da gösterilmiş olup dişli oranının artışı ile hızlanma süresinin azaldığı görülmektedir. Bu grafik incelendiğinde hızlanma etabı için en ideal dişli oranının 4.49 olduğu görülmektedir. Bütün dişli oraları için hesaplanan tüketim miktarı, verimlilik etabı puanı , hızlanma etabı süresi, hızlanma puanı ve toplam puan Tablo 3.7 de özet olarak verilmiştir. Tablo 3.7 deki sonuçlar incelendiğinde en yüksek toplam puanın 4.49 dişli oranı ile elde edilebildiği gözlenmiştir.

Yapılan çalışmalarda 2 numaralı araç konfigürasyonu için dayanıklılık etabındaki dişli oranı değişiminin enerji tüketimine olan etkisi Şekil 3.20 de gösterilmiştir. Yine aynı grafik incelendiğinde dişli oranı artışının tüketimi arttırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca 2 numaralı araç konfigürasyonunda dayanıklılık etabı için en ideal dişli oranının 3.59 olduğu görülmektedir. Aynı araç için yapılan dişli oranının hızlanma süresine olan etkisi analizinin çıktıları Şekil 3.21 da gösterilmiş olup dişli oranının artışı ile hızlanma süresinin azaldığı görülmektedir. Bu grafik incelendiğinde hızlanma etabı için en ideal dişli oranının 4.19 olduğu görülmektedir. Bütün dişli oraları için hesaplanan tüketim miktarı, verimlilik etabı puanı , hızlanma etabı süresi, hızlanma puanı ve toplam puan Tablo 3.8 de özet olarak verilmiştir. Tablo 3.8 deki sonuçlar incelendiğinde en yüksek toplam puanın 4.19 dişli oranı ile elde edilebildiği gözlenmiştir.

Yapılan çalışmanın ışığında 3 numaralı araç konfigürasyonu için dayanıklılık etabındaki dişli oranı değişiminin enerji tüketimine olan etkisi şekil 3.22 de gösterilmiştir. Yine aynı grafik incelendiğinde dişli oranı artışının tüketimi arttırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca 3 numaralı araç konfigürasyonunda dayanıklılık etabı için

en ideal dişli oranının 3.49 olduğu görülmektedir. Aynı araç için yapılan dişli oranının hızlanma süresine olan etkisi analizinin çıktıları Şekil 3.22 da gösterilmiş olup dişli oranının artışı ile hızlanma süresinin azaldığı görülmektedir. Bu grafik incelendiğinde hızlanma etabı için en ideal dişli oranının 4.39 olduğu görülmektedir. Bütün dişli oraları için hesaplanan tüketim miktarı, verimlilik etabı puanı , hızlanma etabı süresi, hızlanma puanı ve toplam puan Tablo 3.9 de özet olarak verilmiştir. Tablo 3.9 deki sonuçlar incelendiğinde en yüksek toplam puanın 4.39 dişli oranı ile elde edilebildiği gözlenmiştir.

Bütün araç konfigürasyonları incelendiğinde 1 ve 2 numaralı aracın yaklaşık %2 daha fazla puan aldığı gözlemlenmiştir. Ancak 3 numaralı aracın batarya paketinin %29 daha ucuz olacağı göz önüne alındığında 3 numaralı araç konfigürasyonunun daha ideal bir çözüm olacağı kasınına varılmıştır.

Bu çalışmanın devamı olarak, araç testleri ile aracın parametreleri güncellenip modelin doğruluğu arttırılabilir. Optimizasyon metodunun iyileştirilmesi için tezin literatür özeti bölümünde bahsedilen farklı optimizasyon metotları kullanılarak yapılacak optimizasyonlar sonucu elde edilen sonuçları kıyaslanabilir farklı optimizasyon yöntemlerinin güçlü ve zayıf kaldığı yönler belirlenebilir. Böylece bu tür optimizasyonlar için hangi optimizasyon metodunun daha iyi bir sonuç vereceği açıklığa kavuşturulmuş olacaktır. Ayrıca optimizasyon yöntemi günümüzde çok tercih edilen yapay zeka algoritmaları ile harmanlanarak bir optimizasyon yöntemi geliştirilebilir. Optimizasyon esnasında yapılan incelemeler, değerlendirmeler ve alınan kararlar gibi iş süreçleri makine öğrenmesi yöntemi ile birleştirilip optimizasyon metoduna farklı bir yaklaşım geliştirilebilir. Farklı optimizasyon metotları denenerek elde edilecek sonucun benzerlik gösterip göstermedi incelenmesi ile farklılık gösteren yerlerde hangi optimizasyon metodunun daha verimli olduğu belirlenip farklı optimizasyon yöntemlerini birlikte kullanan melez bir optimizasyon yöntemi geliştirilebilir.

- [1] IEA (2019), "Global EV Outlook 2019", IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2019>.
- [2] Formula SAE, FSAE, <https://www.fsaeonline.com/>
- [3] Formula SAE(2020), "Formula SAE Rules 2020"
- [4] ZHANG, Pan, et al. Optimum Matching of Electric Vehicle Powertrain. Energy Procedia, 2016, 88: 894-900.
- [5] Ju, F., Zhuang, W., Wang, L., & Zhang, Z. (2019). Optimal sizing and adaptive energy management of a novel four-wheel-drive hybrid powertrain. Energy, 187, 116008.
- [6] Šarkan, B., Skrúcaný, T., Semanová, Š., Madleňák, R., Kuranc, A., Sejkorová, M., & Caban, J. (2018). Vehicle coast-down method as a tool for calculating total resistance for the purposes of type-approval fuel consumption. Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska.
- [7] Wu, K. (2019). Real-Time Energy Management and Transient Power Control for Fuel Cell Electrified Vehicles (Doctoral dissertation).
- [8] You, H. W., Bae, J. I., Cho, S. J., Lee, J. M., & Kim, S. H. (2018). Analysis of equivalent circuit models in lithium-ion batteries. AIP Advances, 8(12), 125101.
- [9] Yin, C., Wang, S., Yu, C., Li, J., & Zhang, S. (2019). Fuzzy optimization of energy management for power split hybrid electric vehicle based on particle swarm optimization algorithm. Advances in Mechanical Engineering, 11(2), 1687814019830797.
- [10] Eberhart, R., & Kennedy, J. (1995, October). A new optimizer using particle swarm theory. In MHS'95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science (pp. 39-43). Ieee.
- [11] You, H. W., Bae, J. I., Cho, S. J., Lee, J. M., & Kim, S. H. (2018). Analysis of equivalent circuit models in lithium-ion batteries. AIP Advances, 8(12), 125101.
- [12] Redelbach, M., Özdemir, E. D., & Friedrich, H. E. (2014). Optimizing battery sizes of plug-in hybrid and extended range electric vehicles for different user types. Energy policy, 73, 158-168.
- [13] Zhu, T., Lot, R., Wills, R. G., & Yan, X. (2020). Sizing a battery-supercapacitor energy storage system with battery degradation consideration for high-performance electric vehicles. Energy, 208, 118336.
- [14] <https://www.mathworks.com/products.html>

- [15] KENNEDY, James; EBERHART, Russell. Particle swarm optimization. In: Proceedings of ICNN'95-international conference on neural networks. IEEE, 1995. p. 1942-1948.
- [16] YANG, Xin-She. Nature-inspired optimization algorithms. Academic Press, 2020.
- [17] ZHOU, Wei, et al. Dynamic programming for New Energy Vehicles based on their work modes part I: Electric Vehicles and Hybrid Electric Vehicles. Journal of power sources, 2018, 406: 151-166.
- [18] ELBERT, Philipp; EBBESEN, Soren; GUZZELLA, Lino. Implementation of dynamic programming for n -dimensional optimal control problems with final state constraints. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 21.3: 924-931.
- [19] BOYALI, Ali; ACARMAN, Tankut; GÜVENÇ, L. Component sizing in hybrid electric vehicle design using optimization and design of experiments techniques. In: 3rd AUTOCOM Workshop on Hybrid Electric Vehicle Modeling and Control. 2007.
- [20] WHITE, Robert Allan; KORST, Helmut Hans. The determination of vehicle drag contributions from coast-down tests. SAE Transactions, 1972, 354-359.

Konferans Bildirileri

1. Powertrain Sizing and Drive Line Optimization of A Formula Student Electric Car Gökhan Konuk, Orkun Özener, AlpTekin Ergenç OTEKON 2020 Eylül, 2021 sf.314

