



Elektrikli Araçlar için Optimal Kayma ve Patinaj Kontrolü: Bir Model Öngörülü Kontrol Yaklaşımı

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Ali Murat Şahin

ORCID 0009-0007-3301-6163

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Çağlar Uyulan

Mayıs 2025

İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü öğrencisi **Ali Murat Şahin** tarafından hazırlanan **Elektrikli Araçlar için Optimal Kayma ve Patinaj Kontrolü: Bir Model Öngörülü Kontrol Yaklaşımı** başlıklı bu çalışma tarafımızca okunmuş olup, yapılan savunma sınavı sonucunda kapsam ve nitelik açısından başarılı bulunarak jürimiz tarafından YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

ONAYLAYANLAR:

Tez Danışmanı: **Doç. Dr. Çağlar Uyulan**
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Doç. Dr. Çağlar Uyulan**
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Prof. Dr. Mehmet Çevik
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Prof. Dr. Türker Tekin Ergüzel
Üsküdar Üniversitesi

Savunma Tarihi: 12.05.2024

Yazarlık Beyanı

Ben, **Ali Murat Şahin**, başlığı **Elektrikli Araçlar için Optimal Kayma ve Patinaj Kontrolü: Bir Model Öngörülü Kontrol Yaklaşımı** olan bu tezimin ve tezin içinde sunulan bilgilerin şahsıma ait olduğunu beyan ederim. Ayrıca:

- Bu çalışmanın bütünü veya esası bu üniversitede Yüksek Lisans derecesi elde etmek üzere çalıştığım süre içinde gerçekleştirilmiştir.
- Daha önce bu tezin herhangi bir kısmı başka bir derece veya yeterlik almak üzere bu üniversiteye veya başka bir kuruma sunulduysa bu açık biçimde ifade edilmiştir.
- Başkalarının yayımlanmış çalışmalarına başvurduğum durumlarda bu çalışmalara açık biçimde atıfta bulundum.
- Başkalarının çalışmalarından alıntıladığımda kaynağı her zaman belirttim. Tezin bu alıntılar dışında kalan kısmı tümüyle benim kendi çalışmamdır.
- Kayda değer yardım aldığım bütün kaynaklara teşekkür ettim.
- Tezde başkalarıyla birlikte gerçekleştirilen çalışmalar varsa onların katkısını ve kendi yaptıklarımı tam olarak açıkladım.

Tarih:

24.04.2025

Elektrikli Araçlar için Optimal Kayma ve Patinaj Kontrolü: Bir Model Öngörülü Kontrol Yaklaşımı

Öz

Bu tezde, model öngörülü kontrol sistemiyle elektrikli araç için kayma kontrol sistemi tasarlanmıştır. Araç için MATLAB/Simulink programları kullanılarak araç dinamiklerini tanımlayan bir matematiksel model temel alınmıştır. Geliştirilen kayma kontrol sistemi, araç kayma oranını etkin bir şekilde kontrol ederek değişken yol parametrelerine ve koşullarına karşı dayanıklılık göstermesi hedeflenmiştir. Bu çalışma, frenleme mesafesinin kısaltılması, çekişin artırılması ve manevra kabiliyetinin geliştirilmesi konularındaki etkilerini ortaya koymaktadır. Elektrikli araçların dinamiklerini modelleyen bu çalışma, özellikle değişken yol koşulları altında sistem performansını artırmayı hedeflemektedir. Kayma kontrolü, araç tekerleklerinin yol yüzeyine olan tutunma kuvvetlerini optimize ederek araç güvenliği ve stabilitesini sağlamayı amaçlamaktadır. Bu bağlamda sürüş sırasında kayma oranını düzenlemek için kontrol teknikleri uygulanmıştır. Ayrıca bu kontrol yapısı ile elektrikli araç teknolojisindeki sürdürülebilir ve güvenli mobilite hedeflerine katkıda bulunma potansiyeline sahiptir.

Anahtar Sözcükler: Elektrikli Araçlar, Kayma Kontrolü, Model Öngörülü Kontrol, Dinamik Araç Modeli, Yol-Tekerlek Sürtünmesi, Çekiş Kontrol Sistemi

Optimal Slip and Skid Control for Electric Vehicles: A Model Predictive Control Approach

Abstract

In this thesis, a slip control system for electric vehicles is designed using a model predictive control approach. A mathematical model that defines the vehicle dynamics was developed using MATLAB/Simulink software. The proposed slip control system aims to effectively regulate the slip ratio of the vehicle while ensuring robustness against varying road parameters and conditions. This study highlights the effects of the system in terms of reducing braking distance, increasing traction, and enhancing maneuverability. This study, which models the dynamics of electric vehicles, aims to enhance system performance, particularly under varying road conditions. Slip control seeks to optimize the traction forces between the vehicle's tires and the road surface to ensure vehicle safety and stability. In this context, control techniques have been applied to regulate the slip ratio during driving. Furthermore, this control structure has the potential to contribute to the goals of sustainable and safe mobility in electric vehicle technology.

Keywords: Electric Vehicles, Slip Control, Model Predictive Control, Dynamic Vehicle Model, Tire-Road Friction, Traction Control System

Bu tez çalışmasını eşime ve doğacak bebeğime ithaf ediyorum.

Teşekkür

Tez çalışmam boyunca ve eğitim sürecimde bilgi ve deneyimleriyle bana her zaman yol gösteren, kıymetli öneri ve desteklerini esirgemeyen danışmanım Doç. Dr. Çağlar Uyulan'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Aynı zamanda bu zorlu süreçte yanımda olan, sevgileri ve destekleriyle bana güç veren anneme, babama ve eşime minnettarım. Verdikleri destek, bu çalışmayı gerçekleştirmemde en büyük motivasyonum olmuştur.

İçindekiler

Yazarlık Beyanı.....	ii
Öz	iii
Abstract	iv
Şekiller Listesi.....	ix
Tablolar Listesi.....	xi
Kısaltmalar Listesi	xii
Semboller Listesi.....	xiii
1. Giriş.....	1
1.1 Amaç ve Kapsam	1
1.2 Literatür Özeti	2
2. Araç Dinamikleri.....	7
2.1 Hareket Referans Sistemleri	7
2.2 Araç Yapısı ve Mimarisi	11
2.3 Direksiyon Geometrisi	13
2.4 Araç ve Tekerlek Kayma İlişkileri.....	15
2.5 Araç ve Tekerlek Hareket Dinamikleri	18
2.5.1 Çeşitli Yol Yüzeyleri İçin Sürtünme Karakteristik Değeri.....	20

2.5.2 Sürtünme Kuvvetinin Tekerlek Üzerindeki Uzunlamasına ve Yanal Etki Kuvvetleri	21
2.5.3 Sürtünme Özellikleri ve Davranışları	22
2.6 Daimi Mıknatıslı Senkron Makine (DMSM)	24
2.7 Fren Sistemi.....	25
2.8 Hava Direnci.....	28
2.9 Yuvarlanma Direnci	30
2.10 Araca Etkiyen Yükler	31
2.10.1 Yanal Normal Kuvvet Dağılımı.....	31
2.10.2 Boyuna Normal Kuvvet Dağılımı.....	32
2.11 Aracın Temel Parametrelerinin Seçimi	34
3. Kontrol Sistemleri Tasarımları.....	45
3.1 Kontrolcü Seçimi.....	45
3.2 Model Öngörülü Kontrol Avantajları ve Zorlukları.....	46
3.3 Model Öngörülü Kontrol Uygulama Adımları.....	48
4. Sonuç ve Değerlendirmeler.....	53
4.1 Sistem Performans Analizi	53
4.2 Sonuç ve Gelecekteki Çalışmalara Yönelik Çıkarımlar	54
Kaynaklar	56

Şekiller Listesi

Şekil 2. 1 Araç koordinat çerçevelerinin ilişkilendirilmesi	8
Şekil 2.2 Aracın iki izli modelinin kuşbakışı görünümü (sola dönüş)	12
Şekil 2.3 Viraj alırken tekerleklerin bireysel dönüş yarıçapları	15
Şekil 2.4 Tekerlek Modeli tekerlek hız vektörünün yönünü, tekerleğin teğetsel hızını, kayma oranını, yan kaymayı ve lastik-yol temas noktasındaki oluşan kayma	17
Şekil 2.5 Basitleştirilmiş Lastik Yan Kayma Açısı	19
Şekil 2.6 Farklı yol koşullarında oluşan kaymanın bir fonksiyonu olarak sürtünme katsayısı.....	21
Şekil 2.7 Sürtünme kuvvetinin aracın uzunlamasına ve yanal eksenlerine yansıtılması	22
Şekil 2.8 Uzunlamasına Sürtünme Katsayısı ile Uzunlamasına Kayma Oranı Arasındaki İlişki	23
Şekil 2.9 DMSM'nin Referans ve Gerçek Zamanlı Rotor Hız Grafiği.....	25
Şekil 2.10 Her Tekerlek için Ayrı Geliştirilen Frenleme Torku Grafiği	27
Şekil 2.11 Önden görülen araç taslağına etki eden kuvvetler	32
Şekil 2.12 Boyuna ve dikine etki eden kuvvetler.....	33
Şekil 2.13 Frenleme Sırasında Farklı Yan Kayma Açıları için Yanal ve Boyuna Sürtünme Katsayıları.....	37
Şekil 2.14 Araç Sürüşü Sırasında Farklı Yan Kayma Açıları için Yanal ve Boyuna Sürtünme Katsayıları.....	37
Şekil 2.15 Farklı Yan Kayma Açıları için Boyuna Kayma Oranı ile Boyuna Sürtünme Katsayı İlişkisi.....	38

Şekil 2.16 Farklı Yan Kayma Açılımları için Yanal Sürtünme Katsayısı ve Kayma Oranı İlişkisi.....	38
Şekil 2.17 Burckhardt Lastik Modellemesi.....	38
Şekil 2.18 Hava Direnci Modellemesi	39
Şekil 2.19 Yuvarlanma Direnci Modellenmesi.....	39
Şekil 2.20 Araç Yüğü Modeli	40
Şekil 2.21 Kayma Modeli 1	40
Şekil 2.22 Kayma Modeli 2	41
Şekil 2.23 Lastik-Yol Sürtünme Modeli	41
Şekil 2.24 Lastik-Yol Sürtünme Modeli 2	42
Şekil 2.25 Tekerlek Kinematiğı	42
Şekil 2.26 Tekerlek Dinamiğı Modeli.....	43
Şekil 2.27 Kuvvet ve Tork Dengesi Modeli	43
Şekil 2.28 Araç Modeli.....	43
Şekil 3.1. MPC tabanlı kayma kontrol sisteminin blok diyagramı.....	46
Şekil 3.2. Model Öngörölü Kontrol Modeli	50
Şekil 3.3. Model Öngörölü Kontrol ve Kontrol Olmadan Hız Kontrolü ile Fren Mesafelerine Etkisi.....	50
Şekil 3.4. Gerçek Kayma İle Referans Kayma Arasındaki Yaklaşma Grafiğı.....	51

Tablolar Listesi

Tablo 2.1 Kayma Oranı ve Kaymanın Sürüş ve Frenleme İçin Tanımı	17
Tablo 2.2 Sürtünme Katsayısı Karakteristikleri için Parametre Setleri	20
Tablo 2.3 Seçilen yol yüzeyleri için tipik yuvarlanma direnci katsayısı değerleri	30
Tablo 2.4 Aracın sabit parametreleri.....	34
Tablo 2.5 Yüke Bağlı Parametreler.....	35

Kısaltmalar Listesi

EA	Elektrikli Araç
MPC	Model Öngörülü Kontrol
DMSM	Daimi Mıknatıslı Senkron Makine
AWD	Tüm-Tekerlekten Çekiş
FWD	Ön-Tekerlekten Çekiş
RWD	Arka-Tekerlekten Çekiş
DDS	Donanım Döngüsünde Simülasyon
LA-MPC	İleriye Dönük Model Öngörülü Kontrol
NMPC	Doğrusal Olmayan Model Öngörülü Kontrol
PID	Oransal-Türevsel-İntegral
IF	Atalet Çerçevesi
BFF	Araç Sabit Çerçevesi
CoM	Aracın Kütle Merkezi
IGBT	Yalıtımlı Kapılı Bipolar Transistör
PWM	Darbe Genişlik Modülasyonu

Semboller Listesi

δ	Direksiyon Açısı
m	Araç Kütlesi
r	Tekerleğin yarıçapı
L	Dingil Mesafesi
l_f	Ön Dingil ile Ağırlık Merkezi Arasındaki Mesafe
l_r	Arka Dingil ile Ağırlık Merkezi Arasındaki Mesafe
l_w	İz genişliği
J_z	Atalet Momenti
δ_l	Sol ön tekerleğin dönüş açısı
δ_r	Sağ ön tekerleğin dönüş açısı
O	Aracın dönüş merkezi
R_{fl}	Ön sol tekerlek merkezinden dönüş merkezine olan mesafe
R_{fr}	Ön sağ tekerlek merkezinden dönüş merkezine olan mesafe
A	Aracın ön yüzey alanı
ρ	Hava yoğunluğu
J_{wf}	Ön tekerleklerin atalet momenti
J_{wr}	Arka tekerleklerin atalet momenti
b	Viskoz sürtünme katsayısı
T_m	Daimi Mıktanıslı Senkron Motor tarafından aktarılan tork
T_b	Tekerleğe etki eden fren torku
x	Aracın boylamasına doğrultudaki konumu
$\dot{x}$	Aracın boylamasına doğrultudaki hızı

$\ddot{x}$	Aracın boylamasına doğrultudaki ivmesi
y	Aracın yanal doğrultudaki konumu
$\dot{y}$	Aracın yanal doğrultudaki hızı
$\ddot{y}$	Aracın yanal doğrultudaki ivmesi
ψ	Aracın sapma açısı
C_D	Aerodinamik sürüklenme katsayısı
β	Aracın yanal hareketinin uzunlamasına hareketine oranı
λ	Kayma oranı



Bölüm 1

Giriş

1.1 Amaç ve Kapsam

Bu tezin temel amacı, özellikle kayma ve patinaj kontrolüne odaklanarak elektrikli araçlar için kontrol sistemleri alanını ilerletmektir. Elektrikli araçlar için optimal kontrol metoduna dayalı sürdürülebilir bir kayma kontrol sistemi tasarlamaktır. Bu kontrol sistemi fren mesafesini kısaltmak, çekişi iyileştirmek, manevra kabiliyetini arttırarak araç güvenliğini ileri seviyeye taşınması hedeflenmiştir.

Araç denge ve manevra kabiliyetini arttırmak için tekerlek kayma oranlarını optimize etmek amacıyla çekiş kontrolü için model öngörülü kontrol yöntemi uygulanmıştır. Kayma olayının önlenmesi de dahil elektrikli araçlardaki güvenli sürüş sistemlerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu tez aynı zamanda elektrikli araçların optimum kontrol tekniklerinin uygulanması sayesinde ortalama hızın en uygun düzeye taşınması sayesinde enerji tüketimini düşürmeyi hedeflemiştir.

Bu tezin kapsamı, elektrikli araçlar için kayma ve patinaj kontrol sistemlerinin tasarımı, analizini içermektedir. Bu kontrol stratejilerinin performansını ve etkinliğini değerlendirmek için kontrol algoritmalarının geliştirilmesini, simülasyon çalışmalarını içerir. Tez, özellikle hızlanma ve frenleme sırasında güvenlik ve çekiş kontrolüne odaklanarak elektrikli araç kontrolünün çeşitli yönlerini kapsamaktadır. MATLAB/Simulink yazılım araçları kullanılarak elektrikli araç davranışını simüle etmek için araç modellenmesi, kontrolcü ile aracın çalışma şartlarının en uygun duruma getirilmesi için çalışmalar tamamlanmıştır.

Bu tez için araştırma metodolojisi, simülasyon tabanlı analiz inceleme ve sonuçlarını içermektedir. Elektrikli aracın düzlemsel hareketini, dinamiklerini ve temel parametrelerini hesaba katan dinamik model geliştirilmiştir.

Literatür taraması yapılarak elektrikli araçlar için kayma ve patinaj kontrolünde mevcut yöntemler incelenip bu alanda geliştirme yapılması amacıyla model geliştirilmiştir. Bu doğrultuda MATLAB/Simulink uygulamasıyla bu çalışmalar model öngörülü kontrol sistemleriyle daha gelişmiş model ortaya çıkartılması amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Özeti

Kawabe (2012) tarafından gerçekleştirilen çalışma, elektrikli araçlar (EA) için çekiş kontrol sistemlerinde Model Öngörülü Kontrol (MPC) ile Oransal, Türev ve İntegral (PID) kontrol yöntemlerinin bir kombinasyonunu önermektedir. Bu yaklaşım, tekerlek kayma oranını etkin bir şekilde kontrol ederek araç manevra kabiliyetini ve kararlılığını artırmayı amaçlamaktadır. Literatürde sıkça kullanılan PID kontrol yönteminin basitlik ve güvenilirlik gibi avantajları, MPC algoritmasının esneklik özelliğiyle birleştirilmiş ve yenilikçi bir yöntem geliştirilmiştir. Araç dinamiklerini temsil eden matematiksel modeller temel alınarak, kayma oranını kontrol eden bir kazanç yapısı tasarlanmıştır. MPC algoritması, farklı yol koşulları ve yüzeylerine uygun PID kazançlarının önceden belirlenmesine ve bu kazançların gerçek zamanlı olarak uygulanmasına olanak tanımaktadır. Simülasyon sonuçları, önerilen yöntemin tekerlek kaymasını başarıyla kontrol ettiğini, frenleme ve hızlanma süreçlerinde yol yüzeyine uygun sürüş kuvvetini aktardığını ve araç davranış kararlılığını önemli ölçüde iyileştirdiğini ortaya koymuştur. Bu yöntem, düşük hızlarda kayma oranındaki dalgalanmaları azaltma ve yüksek hızlarda kararlı kontrol sağlama konusunda avantajlar sunarak, geleneksel çekiş kontrol yöntemlerine kıyasla üstün bir performans sergilemiştir.

Andersen ve Wiben (2012) tarafından gerçekleştirilen çalışma, elektrikli araçlarda kayma tabanlı aktif frenleme ve çekiş kontrol sistemlerinin tasarımını konu almaktadır. Çalışmada, araç dinamiklerini temsil eden matematiksel bir model temel alınarak, kayma oranının kontrol edilmesiyle frenleme mesafesinin kısaltılması, çekiş performansının artırılması ve manevra kabiliyetinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Kayma kontrol sistemi, elektrikli aracın düzlemsel hareketlerini modelleyen dinamik bir yapı üzerine kurulmuştur. Önerilen kontrolör, araç parametrelerindeki değişimlere, sürüklenme ve yuvarlanma direncine ve değişken yol koşullarına dayanıklılık

sağlamak amacıyla integral bir kayma modu kontrol yapısına dayanmaktadır. Simülasyon sonuçları, bu sistemin frenleme mesafesini etkili bir şekilde azaltarak çekişi artırdığını ve manevra kabiliyetini geliştirdiğini göstermektedir. Çalışma kapsamında ayrıca, tahmin edilemeyen yol koşullarına karşı dayanıklılığı artırmak amacıyla kayma kontrol sistemine entegre bir sürtünme kuvveti gözlemcisi (observer) tasarlanmıştır. Bu gözlemci, yol yüzeyindeki sürtünme özelliklerini tahmin etmek ve kayma oranını optimal değerlere yakın tutmak amacıyla kullanılmaktadır.

Bununla birlikte, simülasyon sonuçları, değişken yol koşullarında tahmin doğruluğunun yetersiz olduğunu göstermiş ve bu durumu aşmak için sabit bir kayma referansının kullanılmasıyla sistemin dayanıklılığı artırılmıştır. Kontrol sisteminin performansı, hem simülasyon hem de deneysel testlerle değerlendirilmiştir. Simülasyon bulguları, sistemin farklı yol yüzeyleri, araç yükleri ve lastik yarıçapları gibi değişkenler karşısında yüksek dayanıklılık sergilediğini ortaya koymuştur. Ancak, deneysel testlerde iletişim gecikmesi nedeniyle salınımlar gözlemlenmiştir. Bu nedenle, tatmin edici bir kapalı çevrim performansı elde edebilmek için iletişim gecikmesinin azaltılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Ataei vd. (2019) tarafından gerçekleştirilen çalışma, elektrikli araçlarda yanal stabilite, çekiş/frenleme kontrolü ve devrilme önleme gibi entegre stabilite kontrol hedeflerinin gerçekleştirilmesini konu almaktadır. Çalışmada, Model Öngörülü Kontrol (MPC) tabanlı bir yaklaşımla birden fazla stabilite hedefinin aynı anda ele alınarak, araç dinamiklerinin genel performansını iyileştirmek amaçlanmıştır. Bu kapsamda önerilen kontrol yapısı, elektrikli araçların bağımsız dört tekerlektan tahrik sistemlerini kullanarak çekiş ve frenleme sırasında kayma kontrolünü, yanal stabiliteyi ve devrilme riskini önlemeyi hedeflemiştir. Yanal stabilite kontrolü, kayma açısını belirli sınırlar içinde tutmayı amaçlarken; çekiş ve frenleme kontrolü, uzunlamasına kayma oranlarını düzenleyerek yeterli yanal kuvvetin korunmasını sağlamıştır. Devrilme önleme ise, yanal yük transferini azaltarak araç gövdesinin stabilitesini artırmaya odaklanmıştır. Önerilen MPC tabanlı kontrol sistemi, sistem dinamiklerini göz önünde bulundurarak gelecekteki durumu tahmin edebilmekte ve her bir stabilite hedefi için optimal çözümler sunabilmektedir. Simülasyon çalışmaları, önerilen kontrolörün farklı yol koşullarında ve zorlu manevralarda aracın stabilitesini etkili bir şekilde iyileştirdiğini göstermiştir. Sonuç olarak, bu çalışma elektrikli araçlarda entegre

stabilite kontrolü için yeni bir yaklaşım sunmaktadır ve araç güvenliğini artırma potansiyeli taşımaktadır.

Batra, McPhee ve Azad (2018) tarafından gerçekleştirilen çalışma, elektrikli araçlarda merkezi güç aktarma organlarına sahip sistemler için Model Öngörülü Kontrol (MPC) tabanlı bir tork dengeleme sistemi ile çekiş kontrolü geliştirilmesini ele almaktadır. Çalışma, tekerlek kayma oranını ve yarı shaft torkunu optimize ederek, araç sürüş konforunu artırmayı ve enerji tüketimini azaltmayı amaçlamaktadır. Bu kapsamda, İleriye Dönük Model Öngörülü Kontrol(LA-MPC) yapısı, araç hareketi sırasında yol ve trafik bilgilerini gelecekteki tork taleplerini hesaplamak için kullanmıştır. Bu kontrol yapısı, aynı zamanda kayma takibi, enerji tüketimi ve uzunlamasına titreşimlerin önlenmesi gibi birden fazla kontrol hedefini aynı anda gerçekleştirmeye yönelik tasarlanmıştır. Araç dinamiklerini modellemek için MapleSim yazılımında 7 serbestlik derecesine sahip bir sistem geliştirilmiş ve bu model, Matlab/Simulink ortamında optimize edilmiş bir S-fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Önerilen kontrol sistemi, tekerlek kayma oranını referans değerlere yakın tutarken, motor torkundaki değişiklikleri minimize ederek titreşimlerin önlenmesini sağlamıştır. Simülasyon sonuçları, LA-MPC'nin, diğer geleneksel kontrolörlerle karşılaştırıldığında üstün bir tork dengeleme sistemi performansı ve enerji verimliliği sunduğunu göstermiştir. Ayrıca, gerçek zamanlı performans, bir DDS (Donanım Döngüsünde Simülasyon)test sisteminde doğrulanmıştır. Bu deneyler, kontrolörün tahmin ve kontrol ufuklarının optimal ayarları ile gerçek zamanlı olarak çalışabileceğini kanıtlamıştır.

Kahraman ve arkadaşları (2020) tarafından gerçekleştirilen çalışma, tamamen elektrikli bir araç için yalpa stabilite kontrol sistemi geliştirilmesini ve uygulanmasını ele almaktadır. Çalışmada, elektrikli araçların dinamik özelliklerine uygun iki farklı yalpa stabilite kontrol sistemi tasarımı ve uygulaması ele alınmıştır. İlk uygulama, içten yanmalı motorlu araçlarda kullanılan mevcut üretim yalpa stabilite kontrol sistemini içermektedir. Bu sistemde, üretim motor kontrol ünitesinden alınan tork değişim komutları elektrik motoru sürücüsüne aktarılmış ve aracın dinamik davranışları bu şekilde kontrol edilmiştir. Diferansiyel frenleme komutları ise mevcut sistemle uyumlu olarak kullanılmıştır. İkinci uygulama ise tamamen elektrikli araçlar için özel olarak tasarlanmış bir yalpa stabilite kontrol sistemi geliştirilmesini kapsamaktadır. Bu sistem, aracın dinamik modeline dayalı olarak hem tork kontrolü

hem de diferansiyel frenleme komutlarını bağımsız bir şekilde hesaplayarak optimal kontrol performansı sağlamayı hedeflemiştir. Geliştirilen kontrolörler, doğrulanmış bir araç modeli üzerinde çevrimdışı simülasyonlarla test edilmiş ve daha sonra Donanım Döngüsünde Simülasyon(DDS) simülasyon sistemi ile gerçek araç üzerinde uygulanabilirliği değerlendirilmiştir. Bu testler, kontrol sistemlerinin yalpa stabilitesini sağlama performansını ölçmek ve sistemin farklı dinamik koşullarda etkinliğini doğrulamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, bu çalışma, elektrikli araçlar için yalpa stabilite kontrol sistemlerinin geliştirilmesi ve uygulanması alanında önemli katkılar sunmaktadır. Özellikle, elektrikli araçlarda güvenlik ve sürüş dinamiklerini iyileştirmek için etkili çözümler önerilmektedir.

Yuan ve arkadaşları (2015) tarafından gerçekleştirilen çalışma, dört tekerlekten çekişli elektrikli araçlar için doğrusal olmayan model öngörülü kontrol (NMPC) tabanlı bir kayma kontrol yöntemi geliştirilmesini ele almaktadır. Çalışmanın temel amacı, düşük sürtünmeli yol koşullarında tekerleklerin patinaj yapmasını veya frenleme sırasında kilitlenmesini önlemektir. Önerilen kontrol yöntemi, aracın hızını ve tekerlek hızlarını kullanarak tekerlek kayma oranlarını hesaplamakta ve bu oranları istenen seviyelerde tutmak için her bir tekerleğe uygulanan torkları optimize etmektedir. Bu sayede ise hem aracın stabilitesi hem de kontrol edilebilirliği artırılmıştır. Ayrıca, sistemin doğrusal olmayan bir model öngörülü kontrol çerçevesinde tasarlanması, karmaşık dinamiklerin etkin bir şekilde yönetilmesini sağlamıştır. Simülasyon sonuçları, NMPC tabanlı kontrolörün, farklı yol koşullarında tekerlek kayma oranlarını etkili bir şekilde düzenlediğini ve aracın boylamasına stabilitesini koruduğunu göstermektedir. Bu performans, elektrikli araçların güvenliğini ve sürüş kontrolünü artırmaya yönelik önemli bir adım olarak değerlendirilmektedir. Sonuç olarak, bu çalışma, elektrikli araçlarda kayma kontrolü için doğrusal olmayan model öngörülü kontrol yönteminin uygulanabilirliğini ve etkinliğini ortaya koyarak, araç dinamikleri alanında önemli bir katkı sunmaktadır.

Guo ve arkadaşları (2014) tarafından gerçekleştirilen çalışma, elektrikli araçlarda tekerlek kayma kontrolü için geri besleme doğrusallaştırma metodolojisini temel alan bir çekiş kontrol sistemi geliştirmeyi ele almaktadır. Çalışmada, kayma kontrolünün araç stabilitesi ve güvenliği üzerindeki etkileri vurgulanmış ve özellikle kaygan yol koşullarında aracın güvenliğini artırmayı hedefleyen bir kontrolör tasarlanmıştır.

Önerilen kontrol sistemi, Burckhardt modeli kullanılarak belirlenen optimal tekerlek kayma oranlarını takip etmeyi amaçlamaktadır. Geri besleme doğrusallaştırma tabanlı bu kontrol yöntemi, tekerleklerin çekiş kuvvetlerini düzenleyerek kaymayı önlemekte ve aracın stabilitesini sağlamaktadır. Ayrıca, kontrolörün dayanıklılığını artırmak için integral bir eylem tasarımı kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, önerilen kontrolörün çeşitli yol koşullarında tekerlek kaymasını başarılı bir şekilde düzenleyebildiğini ve aracın güvenliği ile sürüş performansını iyileştirdiğini göstermektedir.

Sonuç olarak, bu çalışmalar ile çeşitli elektrikli araç tasarım ve dinamikleriyle alakalı çalışmalar yapılmış olup, elektrikli araçlar için geliştirilmiş kayma kontrol sistemlerine daha farklı bir araç tasarımı ve bu tasarım üzerinden kontrolcü geliştirerek performans iyileştirmeleri yapılmak üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışma, elektrikli araçların kayma kontrolü üzerine yapılacak gelecekteki araştırmalar için kılavuz olmayı hedeflemektedir

Bölüm 2

Araç Dinamikleri

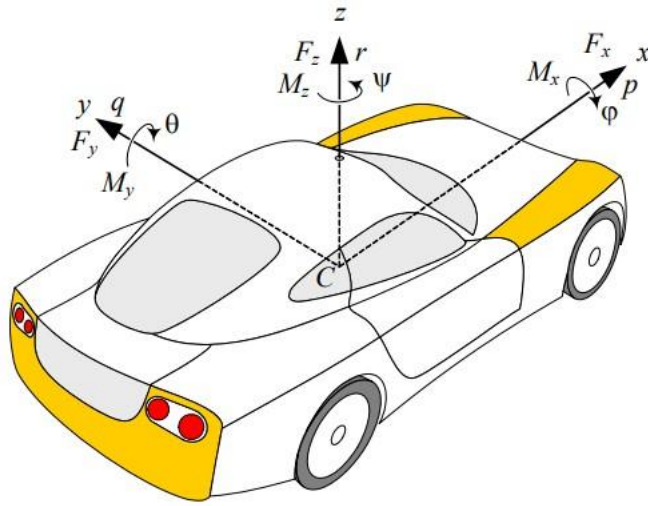
Bu bölümde aracın matematiksel olarak tanımlamaları yapılacaktır. Araç için oluşturulacak modelin ve araç dinamiklerinin kullanımı esnasında referans sistemleri ve kinematiği baz alınarak ilerlenecektir. Aracın modeli ve dinamikleri tanımlanacak MATLAB/Simulink uygulamaları üzerinden simülasyonu yapılacaktır. Sonraki bölüm olan Kayma Kontrolcüsü için uygun araç tasarımını ve dinamiklerini hazırlamakta kullanılacaktır.

2.1 Hareket Referans Sistemleri

Araç hareketinin kinematiğini uygulamak ve dinamik modelleme yapmak için koordinat referanslarını belirtmek gerekmektedir. Araç dinamikleri, genellikle iki temel koordinat çerçevesi üzerinden incelenir: atalet çerçevesi (inertial frame) ve araç sabit çerçeve (body-fixed frame). Bu koordinatlar üzerinde hem aracın hareketini hem de dönüş ve kayma gibi hareketleri analiz etmek için kullanılmaktadır.

Atalet çerçevesi, uzayda sabit ve harici bir referans noktasıdır. Bu çerçeve, Newton yasalarının doğrudan uygulanabildiği bir referans sistemi sunmaktadır. Atalet çerçevesi, durağan veya sabit bir referans noktasıyla tanımlanan, genellikle sabitlenmiş bir koordinat sistemi olarak kabul edilir. Aracın merkez kütlelerinin atalet çerçevesine göre konumu X Aracın ileri yönünü, Y Aracın yan yönünü, Z Aracın dikey yönünü temsili ile tanımlanmaktadır. Bu sistemin avantajı araç dışındaki sabit bir referansa göre aracın konumunu ve yönelmesini anlamak için uygundur. Örnek olarak aracın toplam hız vektörünü veya yol yüzeyi üzerindeki yer değiştirmesini hesaplama işlemlerini söyleyebiliriz.

Araç sabit çerçevesi, aracın geometrik merkezi ve yönelimi etrafında tanımlanan bir koordinat sistemidir. Bu çerçeve, aracın hareketlerini incelemek için kullanılır. Araca bağlanmış ve onunla birlikte hareket eden bir referans çerçevesidir. Bu tanımlama, özellikle aracın eğim, dönme ve kayma hareketlerinin analizinde kritik öneme sahiptir. Araç üzerindeki kuvvetler, momentler ve hızların aracın kendi eksenleri doğrultusunda analizi için kullanılmaktadır. Bu bağlamda avantaj olarak aracın iç dinamiklerini, örneğin tekerlek kuvvetleri veya şasiye etki eden momentleri anlamak için daha uygundur.



Şekil 2. 1 Araç koordinat çerçevelerinin ilişkilendirilmesi (Jazar, 2017)

Araç hareketini tanımlamak için kullanılan kinematik denklemler, atalet çerçevesi ve araç sabit çerçevesi arasındaki ilişkiyi matematiksel olarak ifade etmektedir. Rotasyon matrisleri ve dönüşüm denklemleri, bu iki çerçeve arasında geçiş yapmak için kullanılır. Euler açıları dönüşüm matrisi Araç Sabit Çerçevesi (Body-Fixed Frame - BFF) ile Atalet Çerçevesi (Inertial Frame - IF) arasındaki dönüşümü tanımlar.

Dönüşüm matrisi şu şekilde tanımlanır:

$${}^I R_B = \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \cos(\psi) - \cos(\theta) \sin(\varphi) \sin(\psi) & -\cos(\varphi) \sin(\psi) - \cos(\theta) \cos(\varphi) \sin(\psi) & \sin(\theta) \sin(\psi) \\ \cos(\psi) \sin(\varphi) + \cos(\theta) \cos(\varphi) \sin(\psi) & -\sin(\varphi) \sin(\psi) + \cos(\theta) \cos(\varphi) \cos(\psi) & -\cos(\varphi) \sin(\theta) \\ \sin(\theta) \sin(\psi) & \sin(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Matrisin Bileşenleri:

- φ : Yuvarlanma açısı (roll), x eksenini etrafındaki dönmeyi ifade eder.
- θ : Saha açısı (pitch), y eksenini etrafındaki dönmeyi ifade eder.
- ψ : Sapma açısı (yaw), z eksenini etrafındaki dönmeyi ifade eder.

Burada, R araç sabit çerçevesinden atalet çerçevesine dönüşümü tanımlayan bir rotasyon matrisidir.

Araç hareketinin yalnızca xy düzleminde olduğu durumlarda (örneğin, $\theta=0$ ve $\Phi=0$), matris şu şekilde sadeleşir:

$$R_z = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Bu sadeleştirilmiş matris, xy düzlemindeki hareket ve rotasyonların koordinat dönüşümünü sağlar.

Aracın hareketini analiz ederken, atalet çerçevesi kullanılarak aracın çizdiği yolun matematiksel olarak tanımlanması gerekmektedir. Araç sabit çerçevesindeki hız bileşenleri, atalet çerçevesine Euler dönüşüm matrisi ile dönüştürülerek ifade edilmektedir. Bu süreç, aracın hareket yönü ve dönüş açılarının etkisini göstermektedir.

Araç, hareketine başlangıç noktası olan (x_1^0, y_1^0) konumundan başlar. Zaman içerisinde aracın konumu şu şekilde tanımlanabilir:

$$\begin{aligned} x^I(t) &= x_0^I + \int_{t_i}^t (\dot{x} \cdot \cos(\psi) - \dot{y} \cdot \sin(\psi)) dt \\ y^I(t) &= y_0^I + \int_{t_i}^t (\dot{x} \cdot \sin(\psi) + \dot{y} \cdot \cos(\psi)) dt \end{aligned} \quad (2.3)$$

Bu denklemler:

- $x(t)$ ve $y(t)$: Araç sabit çerçevesinde araç merkezinin hız bileşenlerini ifade eder.
- ψ : Araç sabit çerçevesinin atalet çerçevesine göre yaptığı dönme açısını (yaw) belirtir.

Araç sabit çerçevesinin atalet çerçevesine göre yaptığı açısal değişim, şu şekilde modellenir:

$$\psi(t) = \psi_0 + \int_{t_i}^t (\dot{\psi}) dt \quad (2.4)$$

Burada:

- ψ_0 : Başlangıç yönelimi.
- $\dot{\psi}$: Araç sabit çerçevesinin z eksenine etrafındaki açısal hızı.

Bu koordinat çerçevelerinin doğru bir şekilde tanımlanması ve kullanılması hem teorik modelleme hem de kontrol algoritmaları geliştirme süreçlerinde büyük önem taşımaktadır. Örneğin, kayma kontrolü ve frenleme sistemleri, bu çerçevelerde tanımlanan hız ve ivme bilgilerini temel almaktadır.

2.2 Araç Yapısı ve Mimarisi

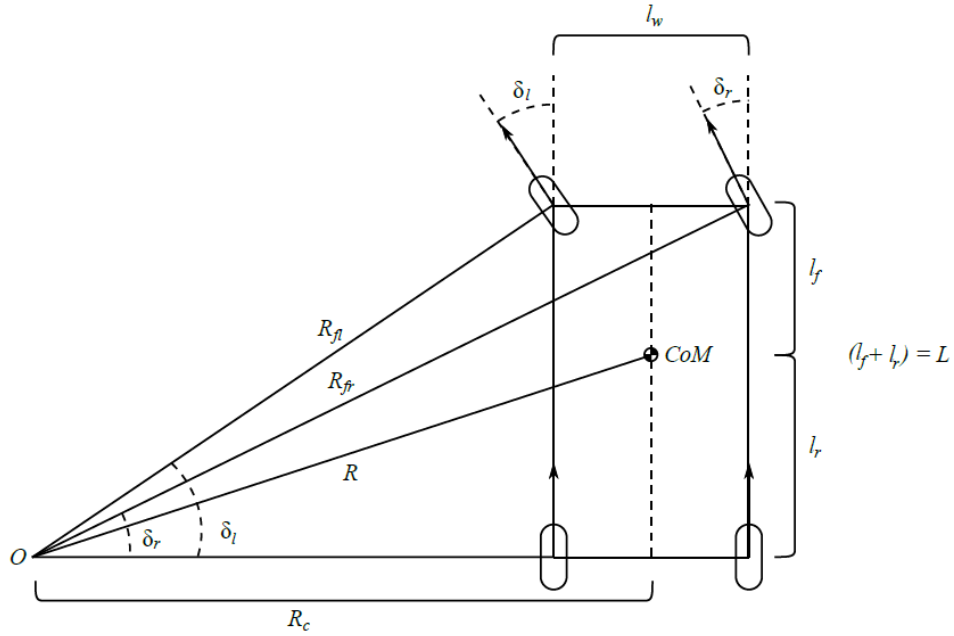
Aracın genel yapısı ve mimarisi için bazı parametrelerin tanımlanması gerekmektedir. Bu tezde de kullanılan tekerleğin içinde merkezine yerleştirilen elektrik motorları yardımıyla güç direk tekerleklerle iletilmektedir. Motorun aktarım organları üzerinden tekerleğe iletilen gücü gibi geleneksel bir yöntemden uzakta kullanılan bir yöntem seçilmiştir. Aracın daha az tahrik ileten ekipmanı olması aynı zamanda daha hafif ve daha az yer kapladığı için daha avantajlı olmasını sağlamaktadır. Araç iç mekanının genişletilmesine ve hafifliği sayesinde aracın bataryasının daha uzun menzil kazandırması konularında da yardımcı olmaktadır.

Aracın DMSM (Daimi Mıknatıslı Senkron Makine) tahrik için kullanılan motoru aracın tekerlek bölümüne montajı yapılmıştır. Araç çekiş sistemi olarak Önden Çekiş (FWD) olarak hareket etmektedir. Her tekerlekte bulunan frenler sayesinde duruş ve yavaşlama yapılabilmektedir. Hem verimlilik hem de güvenliği arttırabilmek adına modellemesi yapılan aracın yol tutuş ve kayma kontrolcüsü ile tutunumunu artırma çalışmaları sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.

Yan kuvvetin kayma açısına bağlı eğimi, aracın temel doğrusal sürüş ve denge özelliklerini belirleyen anahtar bir parametredir. Ancak, yan kuvvetin doğrusal olmayan davranışları, özellikle yüksek yanal ivme altında, aracın denge ve yol tutuş özellikleri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Lastiğin yük bağımlılığı, özellikle yüksek hız ve dinamik koşullar altında aracın yol tutuş performansını belirgin şekilde etkiler. Direksiyon tepkisi, viraj alma dinamikleri ve dış kuvvetlere yanıt gibi konuların değerlendirilmesinde, genellikle iki tekerlekli basitleştirilmiş modeller kullanılmaktadır. Önden çekişli ve arkadan itişli araçlar için lastik kuvvetleri ve araç dinamikleri detaylı bir şekilde analiz edilerek, sert frenleme ve yük transferinin araç üzerindeki etkileri incelenmektedir. Bu faktörler, araç dinamiklerinde önemli değişiklikler meydana getirebilir. Lastiklerin kayma ve yol tutuş özellikleri, araç denge ve kontrol dinamiklerinin sağlanmasında kritik bir role sahiptir. Lastiklerin yanal ve uzunlamasına kuvvet üretme kapasitesi, aracın genel sürüş dinamiklerini belirler. Kayma katsayısı, tekerleğin dönüş hızı ile aracın ileri hız bileşeni arasındaki fark üzerinden tanımlanır ve bu değer, frenleme ya da hızlanma sırasında lastik-yol etkileşimlerinin bir göstergesidir. Örneğin, kayma katsayısının -1 olduğu durumda,

tekerleğin tamamen kilitlenmiş olduğu kabul edilir. 1 olduğu durumda ise patinaj yaptığı kabul edilir. Yanal kayma ise aracın yönlendirme açısı ile boylamasına hız arasındaki ilişkiyi ifade eder. Bu parametre, lastiklerin yanal stabilitesi ve viraj alma kapasitesini anlamak için önemli bir araçtır ve araç dinamiği çalışmalarında sıklıkla kullanılmaktadır (Andersen ve Wiben, 2012).

Aracın ön tekerden Aracın iki izli modeli, kuşbakışı 4 tekerlekli ve merkez noktası dahil tanımlamaları için şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Aracın iki izli modelinin kuşbakışı görünümü (sola dönüş) (Andersen ve Wiben, 2012)

İki izli modeli, aracın rijit bir gövdeye sahip olduğu varsayımına dayanmaktadır. Ayrıca, aracın yalnızca X ve Y düzleminde doğrusal hareket ettiği ve Z ekseninde yalpa dönüşü yaptığı kabul edilmektedir. Yuvarlanma ve yalpa eksenleri etrafındaki dönüş hareketleri ise ihmal edilmiştir. Bu nedenle, X ve Y düzlemi yere yansıtılmış ve tüm mesafeler bu düzlemde hesaplanmıştır.

İki izli model, tekerlek hız vektörleri ile aracın kütle merkezi (CoM) üzerindeki hız vektörü arasındaki geometrik ilişkileri hesaplamak için kullanılır. Ayrıca, model ön tekerleklerdeki bireysel direksiyon açılarını belirlemek için de kullanılır.

l_w : Sol ve sağ tekerlek merkezleri arasındaki mesafe olup, iz genişliği olarak adlandırılır.

l_r : Arka tekerlek aksı ile kütle merkezinin (CoM) yere izdüşümü arasındaki boylamasına mesafe.

l_f : Ön tekerlek aksı ile kütle merkezinin (CoM) yere izdüşümü arasındaki boylamasına mesafe.

L : Ön ve arka tekerlek aksları arasındaki boylamasına mesafe olup, ($L = l_r + l_f$) olarak ifade edilir.

δ_l : Sol ön tekerleğin dönüş açısıdır.

δ_r : Sağ ön tekerleğin dönüş açısıdır.

O : Aracın dönüş merkezidir.

R : Dönüş merkezinden aracın kütle merkezinin (CoM) yere izdüşümüne olan mesafedir. Bu mesafe, aracın dönüş yarıçapı olarak adlandırılır.

R_{fl} : Ön sol tekerlek merkezinden dönüş merkezine olan mesafedir.

R_{fr} : Ön sağ tekerlek merkezinden dönüş merkezine olan mesafedir.

R_c : Aracın boylamasına ekseninden dönüş merkezine olan dik mesafedir.

2.3 Direksiyon Geometrisi

Bir araç dönüş yaparken, sol ve sağ ön tekerleklerin izlediği yolların farklı dönüş yarıçaplarına sahip olması nedeniyle, her bir tekerlek için direksiyon açıları da farklı olmalıdır. Ancak, sürücü aracı kontrol ederken yalnızca bir ortak direksiyon açısını (δ) belirler. Bu açı, aracın geometrik ve kinematik yapısı göz önünde bulundurularak, her bir ön tekerlek için gerekli bireysel direksiyon açılarına dönüştürülmelidir. Bu işlem, araç dönüş dinamiklerinin ve direksiyon mekanizmasının matematiksel modellenmesine dayanır. Özellikle, ön tekerleklerin farklı yönlerdeki hareketlerini ve kayma olmaksızın düzgün bir dönüşü sağlayacak açılar hesaplanır. Bu bölümde, sol

ve sağ ön tekerlekler için gerekli bireysel direksiyon açılarını (δ_l ve δ_r) belirlemek amacıyla uygulanan yöntemler ve hesaplamalar ele alınmaktadır.

Düşük hızda hareket eden bir araç, yanal kuvvet oluşturmada düzgün bir şekilde dönebilir. Bu durumda, her bir tekerleğin hız vektörü, tekerleğin yön eksenini (x^{wij} eksenini) boyunca hizalanır ve tekerleklerde kayma yaşamaz. Bu, *Ackerman koşulu* olarak adlandırılır (Meywerk, 2015). Şekil 2.3 bu durumu detaylı bir şekilde açıklamaktadır.

Kayma olmaksızın dönme gerçekleşmesi için, aracın arka aksının izdüşümü ile ön tekerleklerin y^w -eksenleri, dönüş merkezi O'da kesişmelidir. Eğer y^w -eksenlerinden biri O'dan geçmezse, bu durum tekerleklerin yana kaymasına neden olur ve Ackerman koşulu ihlal edilmiş sayılır (Gillespie, 1992). Bu durumun detaylı gösterimi Şekil 2.3'te verilmiştir.

Aracın hareket yönüne göre, sol ve sağ ön tekerleklerin direksiyon açıları sırasıyla δ_l ve δ_r olarak adlandırılır. Şekil 2.2'de, sola dönen bir araç için bu açıların nasıl oluştuğu gösterilmiştir. Sağ tarafa dönen bir araç içinse hesaplamalar tersine çevrilir; sol ön tekerlek için yapılan hesaplamalar sağ ön tekerlek için uygulanır ve tam tersi şekilde işlem yapılır.

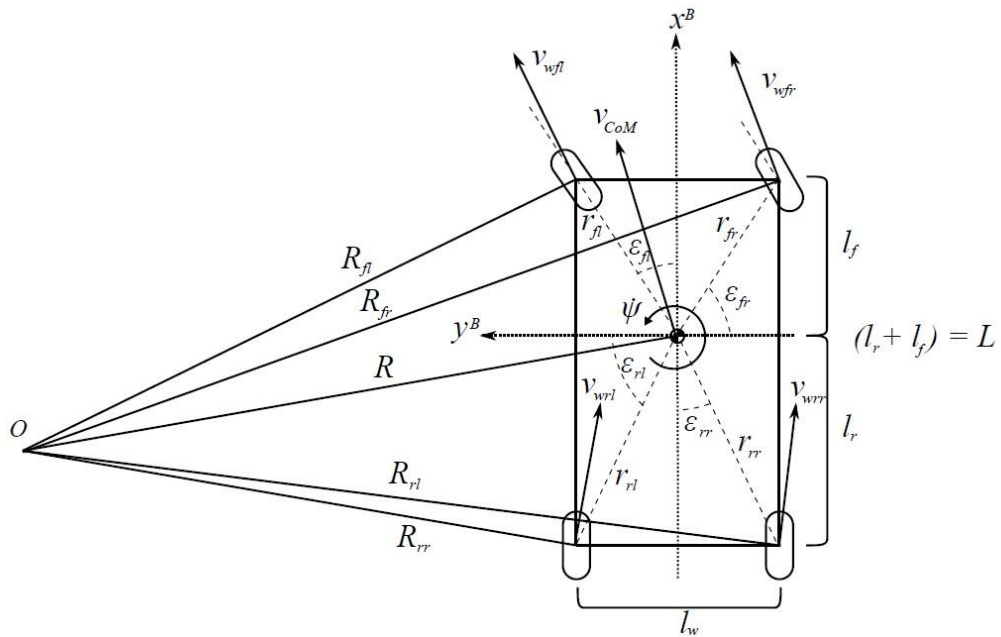
Ön tekerleklerin direksiyon açıları sola dönüş esnasında Ackermann açısıyla aşağıdaki denklemlerle ilişkilendirilir (Jazar, 2017).

$$\begin{aligned}\delta_l &= \tan^{-1} \left(\frac{L}{L \cdot \cot(\delta) - l_w/2} \right) \\ \delta_r &= \tan^{-1} \left(\frac{L}{L \cdot \cot(\delta) + l_w/2} \right)\end{aligned}\tag{2.5}$$

2.4 Araç ve Tekerlek Kayma İlişkileri

Ackermann koşulu ihlal edildiğinde, aracın dönüş oranından kaynaklanan her bir tekerlekteki hız bileşenleri artık aracın uzunlamasına yönüne dik olmaz. Bunun yerine, bu hız bileşenleri, aracın kütle merkezi (CoM) zemin projeksiyonu ile lastik-yol temas noktası (Şekil 2.3'te gösterilen) arasındaki çizgiye dik hale gelir. Lastik-yol temas noktası, tekerleğin temas alanının merkezinde olduğu varsayılmaktadır çünkü tekerlek açıları (kamber açıları) nedeniyle bu noktanın hizasızlığı, kütle merkezi (CoM) ile tekerlek arasındaki mesafelerle karşılaştırıldığında ihmal edilebilir düzeydedir.

Şekil 2.3'te, dönüş merkezinden her bir tekerleğin lastik-yol temas noktasına olan mesafeler gösterilmiştir. Bu mesafeler, dönüşün eğriliğine bağlıdır (Andersen ve Wiben, 2012).



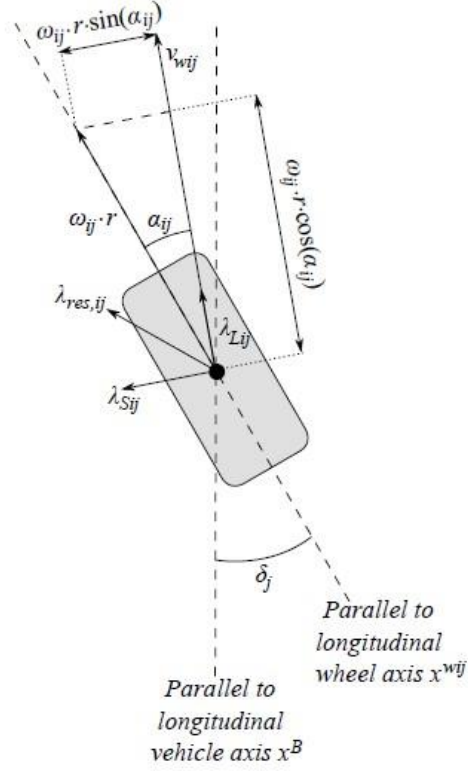
Şekil 2.3 Viraj alırken tekerleklerin bireysel dönüş yarıçapları (Andersen ve Wiben, 2012)

Dönüş oranı, her bir tekerlek için ilgili doğrusal hız vektörünü elde etmek amacıyla mesafe r_{ij} ile çarpılır. Bu vektörün, X ve Y eksenindeki bileşenleri ise Şekil 2.3'te bulunan ε_{ij} açısı ile bulunabilir. Dönüş oranı hız bileşenlerinin toplamı alınarak, lastik ve yol teması noktası merkezinden her bir tekerlek için hesaplanabilir.

$$\begin{aligned}
v_{wfl}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} \cdot r_{fl} \cdot \sin(\epsilon_{fl}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} \cdot r_{fl} \cdot \cos(\epsilon_{fl}) \end{bmatrix} \\
v_{wfr}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} \cdot r_{fr} \cdot \cos(\epsilon_{fr}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} \cdot r_{fr} \cdot \sin(\epsilon_{fr}) \end{bmatrix} \\
v_{wrl}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} \cdot r_{rl} \cdot \cos(\epsilon_{rl}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} \cdot r_{rl} \cdot \sin(\epsilon_{rl}) \end{bmatrix} \\
v_{wrr}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} \cdot r_{rr} \cdot \sin(\epsilon_{rr}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} \cdot r_{rr} \cdot \cos(\epsilon_{rr}) \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.6}$$

Eğer araç lastik yan kayması olmadan hareket ediyorsa, tekerlek kayması basitçe, tekerleğin dönme eşdeğer hızı ile kütle merkezi (CoM) hızı arasındaki farktır. Ancak, uzunlamasına ve yanal tekerlek kaymasının eşzamanlı oluşumu durumunda, literatürde farklı tanımlar bulunmaktadır. Burckhardt, uzunlamasına tekerlek kaymasını tekerleğin hareket yönünde ve aynı zamanda kuvvet doğrultusunda hesaplar. Buna karşılık, Reimpell uzunlamasına tekerlek kaymasını tekerleğin kendi yönünde tanımlar (Kiencke ve Nielsen, 2005; Burckhardt, 1993; Reimpell ve Sponagel, 1988).

Burada, Burckhardt yaklaşımı seçilmiştir. Uzunlamasına kayma λ_{Lij} , tekerlek-yol temas noktasındaki hız V_{wij} 'nin yönünde tanımlanır. Yan kayma λ_{Sij} ise buna dik açı ile tanımlanır. Dönme eşdeğer tekerlek hızı lastik yan kayma açısının kosinüsü ile çarpılarak, tekerlek hızının yönündeki bileşeni elde edilir. Bu açıklama, Burckhardt yaklaşımı doğrultusunda uzunlamasına ve yan kaymanın matematiksel tanımlarını ve hesaplanma yöntemlerini detaylandırmaktadır.



Şekil 2.4 Tekerlek Modeli tekerlek hız vektörünün yönünü, tekerleğin teğetsel hızını, kayma oranını, yan kaymayı ve lastik-yol temas noktasındaki oluşan kayma (Andersen ve Wiben, 2012).

Tablo 2.1 Kayma Oranı ve Kaymanın Sürüş ve Frenleme İçin Tanımı (Kiencke ve Nielsen 2005)

	Braking $\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) \leq v_{wij}$	Driving $\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) > v_{wij}$
Slip ratio	$\lambda_{Lij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) - v_{wij}}{v_{wij}}$	$\lambda_{Lij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) - v_{wij}}{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij})}$
Side slip	$\lambda_{Sij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \sin(\alpha_{ij})}{v_{wij}}$	$\lambda_{Sij} = \tan(\alpha_{ij})$

2.5 Araç ve Tekerlek Hareket Dinamikleri

Araç iki izli model üzerinden temel alınmıştır. Bundan dolayı serbestlik derecesi olarak uzunlamasına, yanal öteleme, dönme ve dört tekerleğin dönüşü ile beraber toplamda yedi dereceli serbestlik derecesine sahip olacaktır.

Hareket dinamiklerinde araç sabit çerçevede ivme hesaplarının yapılabilmesi için (2.7)'de kullanılan koordinat sisteminin eylemsiz olmadığı kabul edilerek formüle edilmiştir. Araç Sabit Çerçevesi'ndeki (BFF) eylemsizlik ivmesi şu şekilde tanımlanır:

F_{drag} =Rüzgâr direnci nedeniyle oluşan aerodinamik sürüklenme kuvveti

m =Aracın kütlesi

$J_z=Z^B$ -ekseni etrafındaki kütle atalet momenti

F_{xij} =Aracın uzunlamasına eksen yönünde, tekerlek ij 'ye etki eden sürtünme kuvveti.

F_{yij} = Araç yanal eksen yönünde, tekerlek ij 'ye etki eden sürtünme kuvveti.

$F_{roll,ij}$ =Yuvarlanma direnci, tekerlek ij 'ye etki eden

$$\ddot{x}_{atalet} = \ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y} \quad \text{ve} \quad \ddot{y}_{atalet} = \ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}$$

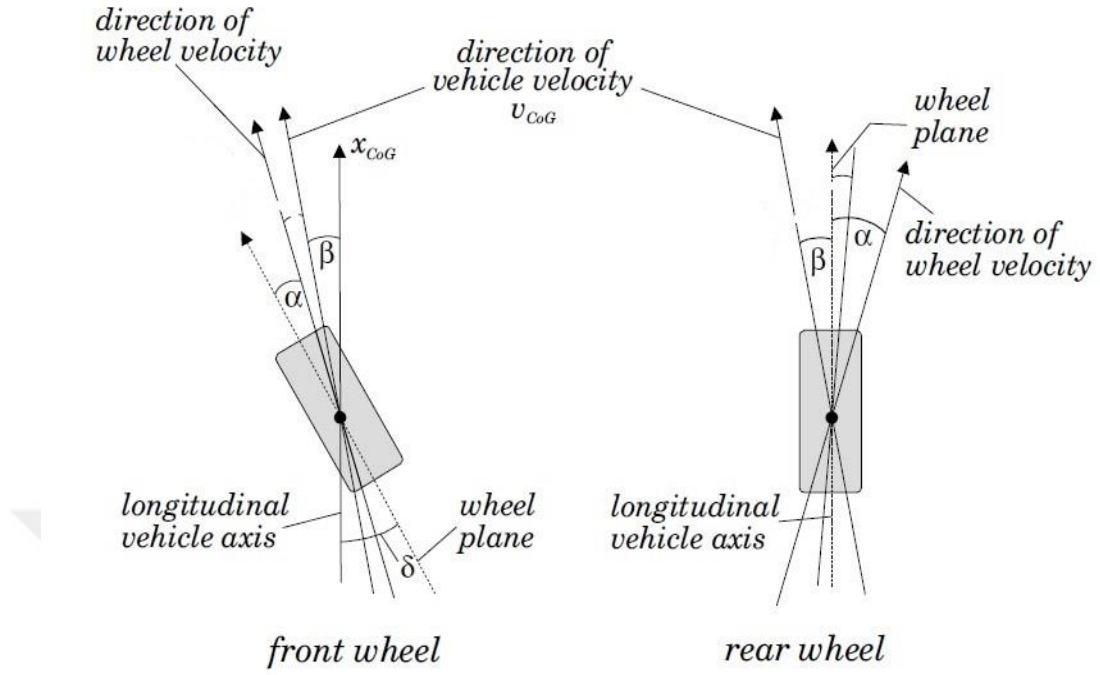
Artık X ve Y eksen kuvvet formülleri ile Z eksen için de tork dengesi belirlenebilir.

$$m(\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) = \underbrace{(F_{xfr} + F_{xfl} + F_{xrr} + F_{xrl})}_{F_x} - \underbrace{(F_{roll,fr} \cdot \cos(\delta_r) + F_{roll,fl} \cdot \cos(\delta_l) + F_{roll,rr} + F_{roll,rl})}_{F_{roll,x}} - F_{drag}$$

$$m(\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) = \underbrace{(F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl})}_{F_y} - \underbrace{(F_{roll,fr} \cdot \sin(\delta_r) + F_{roll,fl} \cdot \sin(\delta_l))}_{F_{roll,y}}$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = \frac{l_w}{2} (F_{xfr} + F_{xrr} - F_{xfl} - F_{xrl}) + l_f (F_{yfr} + F_{yfl}) - l_r (F_{yrr} + F_{yrl})$$

(2.7)



Şekil 2.5 Basitleştirilmiş Lastik Yan Kayma Açısı (Kiencke ve Nielsen 2005)

Aracın denklemlerinden sonra şimdi sıra tekerleklerin tek tek dönüş merkezi etrafındaki tork dengesi açıklanacaktır:

$$J_{wi} \cdot \dot{\omega}_{ij} = T_{mj} - T_{bij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - b \cdot \omega_{ij} - r \cdot F_{xwij} \quad (2.8)$$

T_{mj} =Ön sol veya sağ tekerlekte DMSM tarafından iletilen tork. (Bu tork, arka tekerlekler için sıfırdır.)

T_{bij} =Tekerlek ij 'ye etki eden frenleme torku

F_{xwij} =Yol-tekerlek temas alanındaki sürtünmeden kaynaklanan x_{wij} eksenine yönündeki tekerlek ij 'ye etki eden sürtünme kuvveti

b =Her tekerlekteki viskoz sürtünme katsayısı (tüm tekerlekler için eşit olduğu varsayılmıştır)

J_{wi} =Ön veya arka tekerleğin atalet momenti. Sol ve sağ tekerleklerin ataleti eşit kabul edilmiştir, ancak tekerlek üzerinde etkili olan DMSM rotoru ataletleri, ön ve arka tekerleklerin ataletsel olarak eşit olmamasına neden olur. Tekerlek aksındaki eşdeğer rotor atalet momenti, rotorun gerçek atalet momenti ile dişli oranının karesinin çarpımına eşittir (Cetinkunt, 2007).

2.5.1 Çeşitli Yol Yüzeyleri İçin Sürtünme Karakteristik Değeri

Tablo 2.2, çeşitli yol yüzeyleri için belirlenmiş parametre setlerini sunmaktadır. Islak parke taşları hariç olmak üzere, Burckhardt karakteristikleri ölçülen değerlerle oldukça yüksek bir uyum göstermektedir. Parke taşları için ölçülen sürtünme katsayısı karakteristiği, başlangıçta daha yüksek bir eğim sergilemekte, ancak sürtünme değeri yaklaşık 0.4 seviyesine ulaştığında bu eğim düzleşmekte ve maksimum değere doğru daha düşük bir eğimle ilerlemektedir. Bu noktada, Burckhardt yaklaşımı tekrar iyi bir doğrulukla sonuçları temsil edebilmektedir.

Tablo 2.2 Sürtünme Katsayısı Karakteristikleri için Parametre Setleri (Kiencke ve Nielsen 2005)

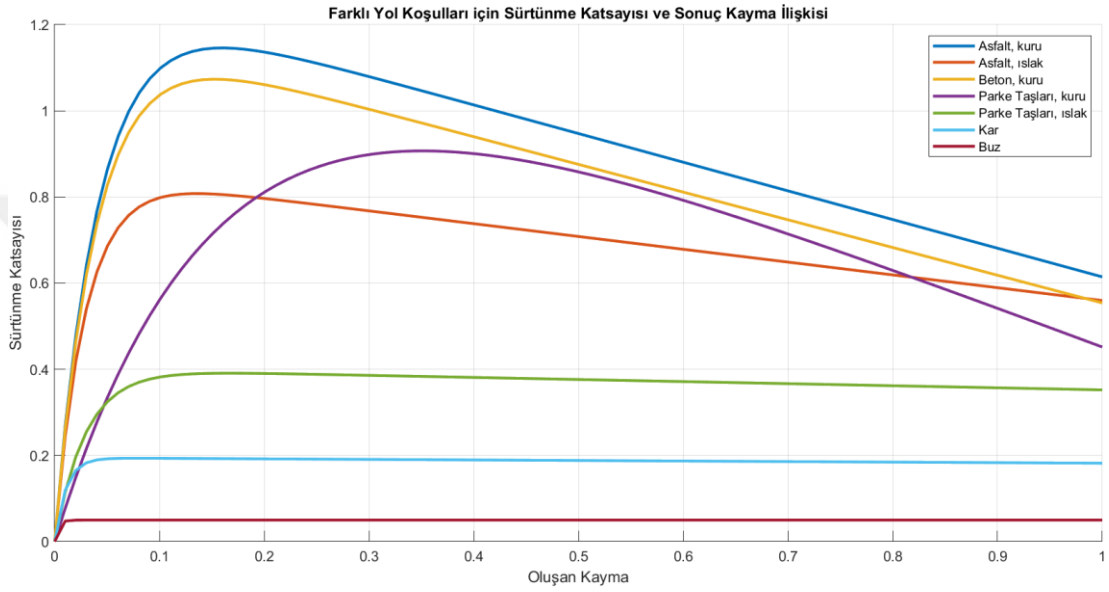
Yüzey Türü	c1	c2	c3
Asfalt, kuru	12.801	23.99	0.52
Asfalt, ıslak	0.857	33.822	0.347
Beton, kuru	11.973	25.168	0.5373
Parke taşları, kuru	13.713	64.565	0.6691
Parke taşları, ıslak	0.4004	33.708	0.1204
Kar	0.1946	94.129	0.0646
Buz	0.05	306.39	0

Burckhardt modeli, lastik-yol etkileşimlerini analiz etmek için pratik bir model sunar ve araç dinamiği sistemlerinde kritik bir rol oynar. Özellikle frenleme, çekiş kontrolü ve yol tutuş optimizasyonunda kullanılan bu model, araç güvenliği ve performansına katkıda bulunur. Teori, basit yapısı ve yol yüzeyine bağlı parametre setleriyle gerçekçi simülasyonlar için güçlü bir araçtır.

Burckhardt, sürtünme katsayısının kayma oranına bağlı olduğunu varsayar. Teorinin temel amacı, farklı yol yüzeyleri ve koşullarında lastik-yol arasındaki maksimum sürtünme kuvvetini tahmin etmektir. Bu teori, lastik kaymasının doğrusal olmayan

etkilerini dikkate alır ve parametrelerle çeşitli yol yüzeyleri için uyarlanabilir (Burckhardt, 1993).

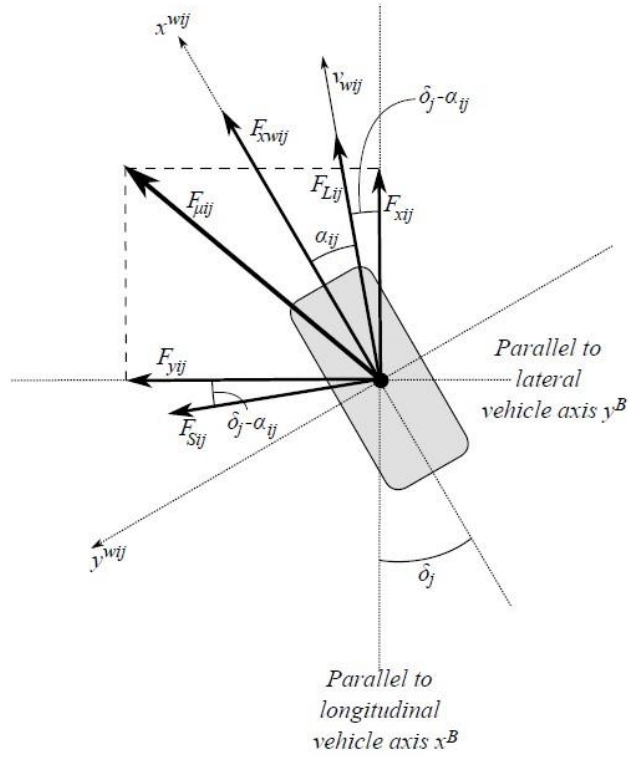
$$\mu_{ij} = c_1 \cdot \left(1 - e^{-c_2 \cdot \lambda_{res,ij}}\right) - c_3 \cdot \lambda_{res,ij} \quad (2.9)$$



Şekil 2.6 Farklı yol koşullarında oluşan kaymanın bir fonksiyonu olarak sürtünme katsayısı

2.5.2 Sürtünme Kuvvetinin Tekerlek Üzerindeki Uzunlamasına ve Yanal Etki Kuvvetleri

Araç hareketi sırasında birleşik kayma ile, sürtünme katsayısının, tekerlek hız vektörü yönünde bir uzunlamasına bileşeni ve buna dik bir yanal bileşeni olacaktır. Bu bileşenler şu şekilde bulunabilir:



Şekil 2.7 Sürtünme kuvvetinin aracın uzunlamasına ve yanal eksenlerine yansıtılması (Andersen ve Wiben, 2012)

$$F_{xw} = F_{zij} \cdot \frac{\mu_{ij}}{\lambda_{res,ij}} (\lambda_{Lij} \cdot \cos(\alpha_{ij}) + \lambda_{Sij} \cdot \sin(\alpha_{ij}))$$

$$F_{xl} = F_{zij} \cdot \frac{\mu_{ij}}{\lambda_{res,ij}} (\lambda_{Lij} \cdot \cos(\delta_j - \alpha_{ij}) - \lambda_{Sij} \cdot \sin(\delta_j - \alpha_{ij}))$$

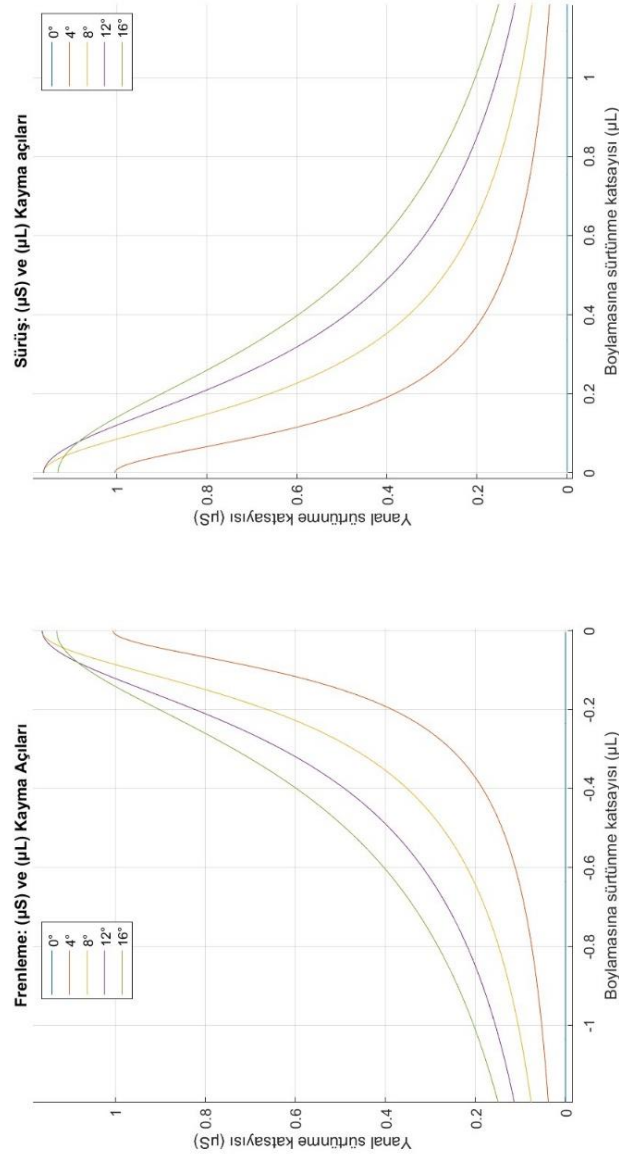
$$F_{yl} = F_{zij} \cdot \frac{\mu_{ij}}{\lambda_{res,ij}} (\lambda_{Sij} \cdot \cos(\delta_j - \alpha_{ij}) + \lambda_{Lij} \cdot \sin(\delta_j - \alpha_{ij}))$$

(2.10)

2.5.3 Sürtünme Özellikleri ve Davranışları

Aracın manevra kabiliyeti, en kolay şekilde, uzunlamasına ve yanal sürtünme katsayılarının davranışları incelenerek anlaşılabilir. Bu nedenle, sürtünme katsayılarının özellikleri, farklı kayma oranı ve yan kayma değerleri için analiz edilmiştir.

Stabil sürüş için 16° 'den büyük bir yan kayma açısı istenmemektedir (Kiencke ve Nielsen, 2005). Bu nedenle, lastik-yol sürtünme davranışı yalnızca $a_{ij} \leq 16^\circ$ için dikkate alınır. Şekil 2.8'den, uzunlamasına kayma oranı ile uzunlamasına sürtünme katsayısı arasında fren ve sürüş için bir denge olduğu görülmektedir.



Şekil 2.8 Uzunlamasına Sürtünme Katsayısı ile Uzunlamasına Kayma Oranı Arasındaki İlişki

2.6 Daimi Mıknatıslı Senkron Makine (DMSM)

İlk adımda, DMSM'den alınan üç fazlı akım (I_{abc}) ölçülerek, Park-Clarke dönüşümü kullanılarak d - q referans çerçevesine dönüştürülür. DMSM'nin hız bilgisi ölçülür ve hız kontrolörüne iletilir. Hız kontrolöründen referans q -eksen akımı (I_{q_ref}) elde edilir. d -eksen referans akımı (I_{d_ref}), DMSM'nin nominal hızının altında bir hız kontrolü gerçekleştirmek istendiğinde sıfır olarak ayarlanır. Eğer nominal hızın üzerinde bir hız kontrolü gerçekleştirilmek istenirse, akı zayıflatma prensibine uygun olarak (I_{d_ref}), negatif bir değere ayarlanır. Bu aşamadan sonra, gerçek d -ve q -eksen akımları (I_q ve I_d), referans akımlar (I_{q_ref} ve I_{d_ref}) ile karşılaştırılır ve PI kontrolörüne iletilir. PI kontrolörünün çıkışında iki stator gerilimi (u_{sd} ve u_{sq}) üretilir. Elde edilen u_{sd} ve u_{sq} gerilimleri ters Park-Clarke dönüşümüne tabi tutulur ve bu dönüşümden üç fazlı alternatif akım gerilimleri (U_{abc}) elde edilir. Son aşamada, (U_{abc} sinyalleri PWM (Darbe Genişlik Modülasyonu) bloğuna gönderilir. PWM bloğu, inverter bloğundaki IGBT'lerin altı valfini sürmek için gerekli PWM darbelerini üretir. Bu sistem, DMSM'nin hız ve tork kontrolü için temel bir vektör kontrol yöntemini tanımlamaktadır (Tran, 2024).

$$M_e - M_c = \frac{d\omega}{dt} \quad (2.11)$$

M_e =Elektrik motoru tarafından üretilen tork

M_c =Yük torku ya da karşı tork (örnek; motoru döndürmek için gereken yük momenti)

$\frac{d\omega}{dt}$ =Açısal hızın zamanla türevi, yani açısal ivme

$$\begin{aligned} u_{sd} &= R_s i_{sd} + \frac{d\psi_{sd}}{dt} - \omega_s \psi_{sq} \\ u_{sq} &= R_s i_{sq} + \frac{d\psi_{sq}}{dt} + \omega_s \psi_{sd} \end{aligned} \quad (2.12)$$

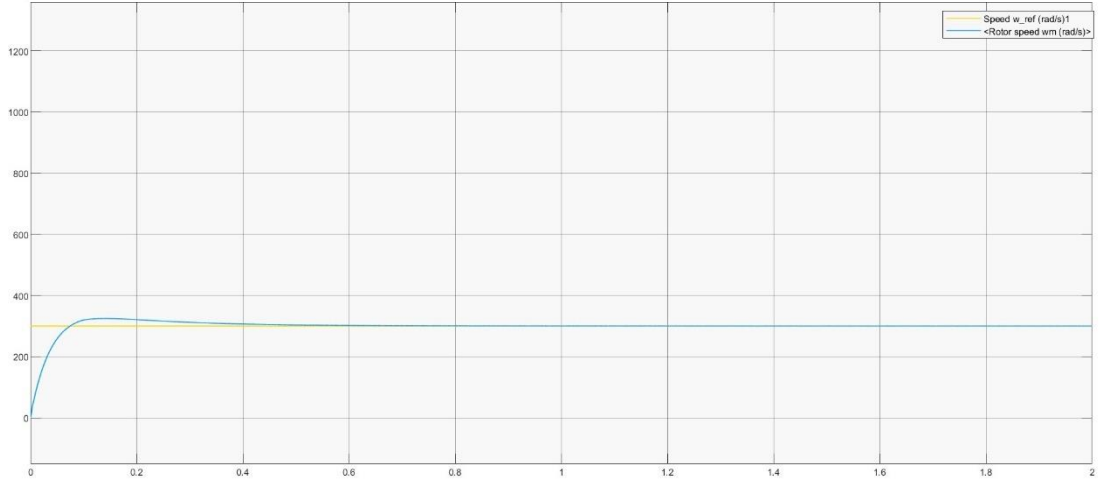
DMSM'nin stator gerilim denklemlerini (2.12) temsil eder. Motorun d-q referans çerçevesinde (rotorla dönen bir referans sistemi) modellenmiş halidir. DMSM'un vektör kontrolü sırasında, d-q eksenindeki akım bileşenlerini kontrol etmek için kullanılır.

$$\psi_{sd} = L_{sd}i_{sd} + \psi_p$$

$$\psi_{sq} = L_{sq}i_{sq}$$

(2.13)

DMSM manyetik akı bağlantılarını (flux linkage) tanımlayan ifadeleridir (2.13). Bu ifadeler, DMSM'nin d-q referans çerçevesindeki (rotor ekseninde dönen bir koordinat sistemi) stator manyetik akı bağlantılarının d-q eksenindeki bileşenlerini açıklar (Chavan vd., 2023).



Şekil 2.9 DMSM'nin Referans ve Gerçek Zamanlı Rotor Hız Grafiği

2.7 Fren Sistemi

Yapışma etkisi ve enerji kaybı (histerezis) sürtünmesinden kaynaklanan fren katsayısı, koşullara bağlı olarak yaklaşık %10 ila %20 kayma seviyesine kadar artar. Islak yol koşullarında, yapışma sürtünmesi katkısı azalır ve bu nedenle toplam katsayı daha düşük olur. Katsayı μ ile gösterilir. Bu, belirli bir lastik-yol sürtünme çiftiyle elde edilebilecek maksimum frenleme kuvvetini belirler. Daha yüksek kayma oranlarında katsayı azalır ve tam kilitlenme durumunu temsil eden %100 kaymada en düşük

değerine ulaşır. Bir frenleme durumunda, oluşturulabilecek en yüksek frenleme kuvvetine karşılık gelir ve bu nokta yalnızca teorik olarak elde edilebilir, çünkü sistem bu noktada kararsızdır. Belirli bir fren torku çıktısı seviyesi için, tekerlek seviyesini elde edecek şekilde yavaşlatıldığında, bu durumdaki herhangi bir bozulma, tekerlek hızının daha da yavaşlamasına neden olan aşırı fren torku oluşturur. Artan kayma, fren kuvvetini azaltır ve bu da tekerlek yavaşlamasının devam etmesine ve tekerleğin kilitlenmesine yol açar. Yalnızca bir fren serbest bırakma (örneğin bir anti-kilit kontrol sistemi gibi) tekerleği çalışmaya geri döndürebilir. Kayma, tekerlek hızı ile araç hızının eşit olduğu durumda sıfırdır ve tekerlek tamamen kilitlendiğinde kayma bir değerine ulaşır (Gillespie, 1992).

Fren basıncı, fren sistemi içinde frenleme kuvvetini oluşturmak için kullanılan basıncı ifade eder. Bu basınç, fren pedalına uygulanan kuvvetin aracılığıyla artırılmasıyla oluşur ve fren balatalarını fren diskine bastırarak gerekli sürtünmeyi sağlar. Fren basıncı fren balatalarını fren diskine bastıran kuvveti belirler. Frenleme torku (T_b), sürtünme katsayısı ile doğru orantılıdır. Ayrıca, basıncın artırma ve azaltma hareketlerinin, aktüatör performansını tanımlayan aktüatör hız limiti ile fiziksel olarak sınırlıdır (Savaresi ve Tanelli, 2010).

Kayma oranı ve Frenleme Kuvveti arasındaki ilişkiyi kayma oranını ' λ ' olarak belirtirsek şu şekilde formüle edebiliriz:

$$\lambda = \frac{V_{araç} - V_{tekerlek}}{V_{araç}} \quad (2.14)$$

$V_{araç}$ =Aracın hızı (m/s)

$V_{tekerlek}$ =Tekerlek çevresel hızı(m/s)

Frenleme torku(T_b) , aracın yavaşlamasında lastiklerin uzunlamasına kuvvetleriyle ilişkilidir. Frenleme kuvvetleri kayma oranına bağlı olup tekerlek ve yol arasındaki dinamik sürtünme katsayısını etkiler. Aracın kütlesi ile yerçekimi ivmesinin çarpımıyla elde edilen Ağırlık kuvveti uygulanan frenlemeyi doğrudan etkilemektedir.

Aracın toplam frenleme kuvveti, tüm tekerleklerden gelen kuvvetlerin toplamıdır. Ayrıca ön ve arka tekerleklerdeki frenleme kuvvetleri şu şekilde ifade edilir (Savaresi ve Tanelli, 2010).

$$F_X = F_{x,f} + F_{x,r}$$

$$F_{x,f} = \mu_f \cdot F_{z,f} \quad F_{x,r} = \mu_r \cdot F_{z,r}$$

(2.15)

Tekerlek üzerindeki frenleme torku, dönme hareketine etki eden tork ve kuvvetlerin karşı birleşimi olarak ifade edilebilir.

$$J_w \dot{\omega} = T_b - r F_x$$

(2.16)

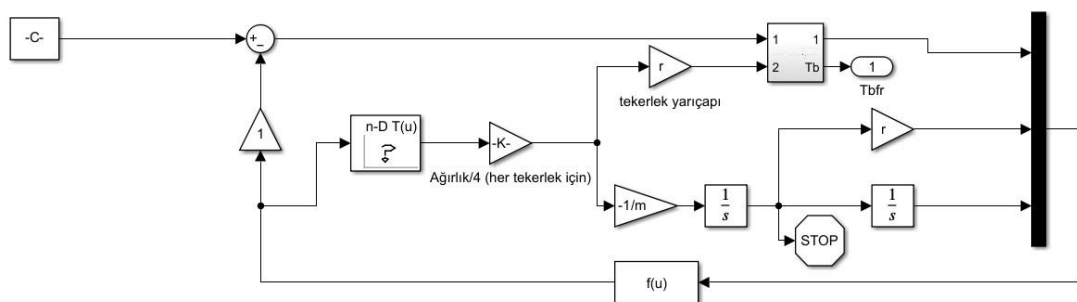
J_w =Tekerleğin eylemsizlik momenti

$\dot{\omega}$ =Tekerleğin açısal hız değişimi

T_b =Frenleme torku

$$r = \text{Tekerlek yarıçapı}$$

F_x =Tekerleğin uzunlamasına etki eden kuvveti



Şekil 2.10 Her Tekerlek için Ayrı Geliştirilen Frenleme Torku Grafiği

2.8 Hava Direnci

Hava direnci (aerodinamik sürüklenme), hareket eden bir cismin, hava molekülleri ile etkileşimi sonucu oluşan ve hareketine karşı koyan bir kuvvettir. Hava, hareket eden cisimlerin üzerinde bir direnç oluşturur ve bu direnç, cismin hızına, şekline, yüzey alanına ve hava yoğunluğuna bağlı olarak değişir. Genellikle kullanılan yaklaşım, rüzgâr tüneli testlerinden elde edilen ölçüm sonuçlarını kullanarak, araç gövdesine kuvvetler ve momentler uygulamaktır. Simülasyon sırasında araç hızı ve gövde duruşu değiştikçe, bu ölçülen verilerden kuvvetler ve momentler enterpolasyon yoluyla alınır ve araç gövdesine uygulanır. Ancak bu yaklaşımda karşılaşılan bir zorluk, ölçülen sonuçların her bir durum için kararlı hâli temsil etmesi ve geçici etkilerin simülasyona dahil edilmemesidir. Bu konuda bir çözüm olarak, aerodinamik kuvvetleri ve momentleri eş zamanlı (co-simulation) olarak hesaplamak amacıyla bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) programı kullanmayı içeren yöntemler üzerinde durulmuştur. Ancak, bu yaklaşımın mevcut durumda karşılaştığı temel sorun, her iki yöntem arasındaki hesaplama sürelerindeki uyumsuzluktur. Tam bir araç modelini içeren Çok Cisimli Sistem modelleri, araç dinamiklerini saniyeler içinde veya gerçek zamanlı olarak simüle edebilirken, karmaşık CFD modelleri günler sürebilen simülasyon sürelerine ihtiyaç duyar. CFD yöntemleri artık aerodinamik geçici etkileri ele alabilse de, zaman ölçeği uyumsuzluğu devam etmektedir. Bu nedenle, geçici aerodinamik etkiler ile araç dinamiklerinin etkileşimlerinin yakın gelecekte pratik bir şekilde modellenmesi olası görünmemektedir. Bununla birlikte, "aeroelastik titreşim" olarak adlandırılan (yani kararsız bir aerodinamik akışın yapısal bir rezonansla uyum içinde çalışması gibi) gerçek geçici aerodinamik etkiler, kara taşıtlarında oldukça nadir görülür. Temel bilgilere giriş sağlamak amacıyla, başlangıç noktası olarak yalnızca araç gövdesine etki eden aerodinamik sürüklenme kuvvetinin formüle edilmesi ele alınabilir. Sürüklenme kuvveti, yere paralel ve araç simetri düzleminde etki eden bir hat boyunca düşünülebilir ve şu şekilde formüle edilir (Blundell ve Harty, 2004):

$$F_D = \frac{1}{2} \frac{\rho V^2 C_D A}{GC}$$

(2.17)

C_D =Aerodinamik sürüklenme katsayısı

ρ =Havanın yoğunluğu

A =Aracın ön alanı (yz düzlemine yansıtılmış alan)

V =Aracın hareket yönündeki hızı

GC =Gravitasyonel sabit

Düz yol koşulunda, genellikle sürüklenme vektörünün doğru bir şekilde yeniden konumlandırılması için bir saha momenti yeterlidir. Ayrıca, araç aerodinamik duruşu değiştiğinde kuvvetlerin ve momentlerin de değiştiği genelde doğrudur. Bunu yakalamanın bir yolu, aerodinamik katsayılar için duruşa duyarlı bir formülasyon kullanmaktır. Aracın sabit hava koşullarında keskin bir hat üzerinde hareket ettiği durumlarda görülen akış eğriliği gibi etkileri yakalamak zordur. Ancak, keskin dönüşler genellikle en düşük hızlar dışında mümkün olmadığından, bu etki sistemin genel davranışı açısından önemli değildir. Daha yüksek hızlarda, sabit hava koşullarında, araç gövdesi kayma açısı aerodinamik sapma açısına yönelik yararlı bir gösterge olarak kabul edilebilir. Bu durumda, nispeten basit bir formülasyon, örneğin aerodinamik sapma açısıyla sürüklenme katsayısındaki artışı yakalamak için yeterli olabilir (Blundell ve Harty, 2004).

$$F_D = \frac{1}{2} \frac{\rho V^2 (C_{D0} + C_{D\beta} \cdot \beta) A}{GC}$$

(2.18)

C_{D0} =Sapma açısının 0 olduğu durumda sürüklenme katsayısı

$C_{D\beta}$ =Sapma açısının hassasiyeti durumunda sürüklenme katsayısı

β =Aracın yanal hareketinin uzunlamasına hareketine oranı

2.9 Yuvarlanma Direnci

Düz zeminde aracın karşılaştığı diğer önemli direnç kuvveti, lastiklerin yuvarlanma direncidir. Düşük hızlarda ve sert bir zeminde, yuvarlanma direnci, hareketi sınırlayan birincil direnç kuvvetidir. Aslında, aerodinamik direnç, yuvarlanma direncine ancak 50-60 mil/saat (80-96 km/s) hızda eşit hale gelir. Yol dışı ve düz zemin koşullarında ise yuvarlanma direnci, tek önemli yavaşlatıcı kuvvet haline gelir.

Diğer direnç kuvvetleri yalnızca belirli hareket koşullarında etkili olurken, yuvarlanma direnci, tekerleklerin dönmeye başladığı andan itibaren her zaman mevcuttur. Ayrıca, yuvarlanma direncinin başka bir istenmeyen özelliği daha vardır: Dönmekte olan bir tekerlekte harcanan gücün büyük bir kısmı, lastik içerisinde ısıya dönüşür. Bu sıcaklık artışı, lastik malzemesinin aşınmaya karşı direncini ve esneklikten kaynaklanan yorulma dayanımını azaltır. Bu durum, lastik performansını sınırlayan bir faktör haline gelebilir (Gillespie, 1992).

Tablo 2.3 Seçilen yol yüzeyleri için tipik yuvarlanma direnci katsayısı değerleri (Jazar, 2017)

Yol ve Zemin Durumu	Yuvarlanma Direnci Katsayısı (croll)
Çok iyi beton	0.008 – 0.1
Çok iyi asfalt	0.01 – 0.0125
Ortalama beton	0.01 – 0.015
Ortalama asfalt	0.018
İyi taş döşeme	0.033 – 0.055
Kötü durumdaki beton	0.02
Kötü durumdaki asfalt	0.23
Kötü durumdaki taş döşeme	0.085
Sığ kar (5 cm)	0.025
Kalın kar (10 cm)	0.037
Kum	0.15 – 0.3

Yuvarlanma direncine etkileyenler yuvarlanma direnci katsayısı (c_{roll}), tekerlekteki ağırlık kuvveti ve tekerleğin yol yüzeyine uyguladığı dikey kuvvettir. Yuvarlanma direnci her zaman tekerleklerin dönüşüne karşı bir direnç oluşturur. Bu koşulu sağlamak için yuvarlanma direnci şu şekilde hesaplanır:

$$F_{roll,ij} = c_{roll} \cdot F_{zij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) \quad (2.19)$$

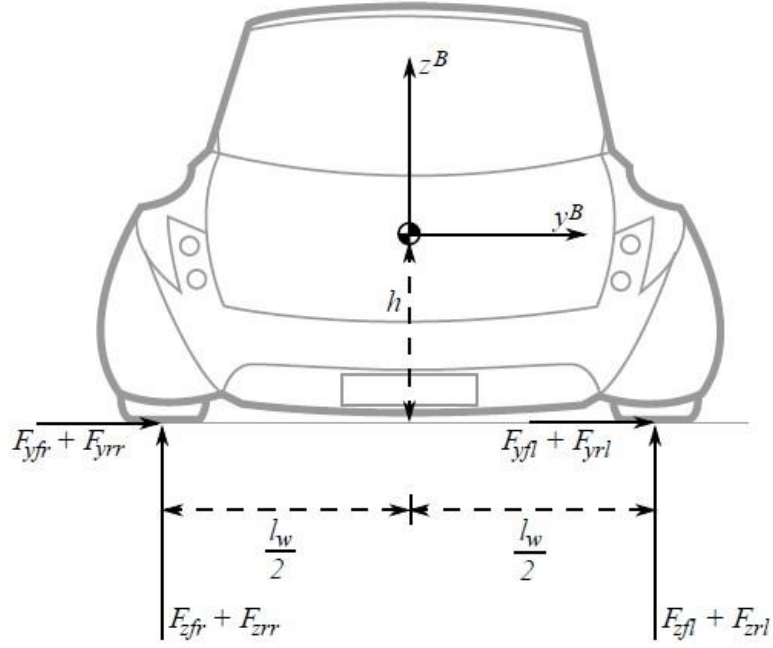
2.10 Araca Etkiyen Yükler

Her bir tekerleğe etki eden normal kuvvet hem sürtünme kuvvetlerini hem de o tekerlek üzerinde oluşan yuvarlanma direncini etkiler. Normal kuvvet dağılımı, aracın kütle merkezinin konumu ile aracın boyuna ve yanal ivmelerine bağlıdır. Bu bölümde, her tekerlek için normal kuvvetler türetilecektir.

Araç dinamiği analizi sırasında, dikey hareketler göz ardı edildiğinden süspansiyon dinamikleri dikkate alınmayacaktır. Bu nedenle, süspansiyon sertliğinin sonsuz olduğu varsayımıyla normal kuvvet türetimi yapılacaktır. Ayrıca, rüzgârın ve yuvarlanma direncinin neden olduğu normal kuvvet dağılımı da hesaba katılmayacaktır. Düzlemsel hareket incelendiğinden, aracın toplam yükü toplam normal kuvvetle dengelenmek zorundadır.

2.10.1 Yanal Normal Kuvvet Dağılımı

Sol ve sağ tekerlek çiftleri arasındaki normal kuvvet dağılımı, x^B -ekseni etrafındaki tork dengesi kullanılarak belirlenebilir. Bu tork dengesi, Şekil 2.10'da görülen kuvvet diyagramına dayanır.



Şekil 2.11 Önden görülen araç taslağına etki eden kuvvetler

x^B -ekseni etrafındaki tork dengesi şu şekilde ifade edilir:

$$\frac{l_w}{2} (F_{zfl} + F_{zrl} - F_{zfr} - F_{zrr}) + h (F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl}) = 0 \quad (2.20)$$

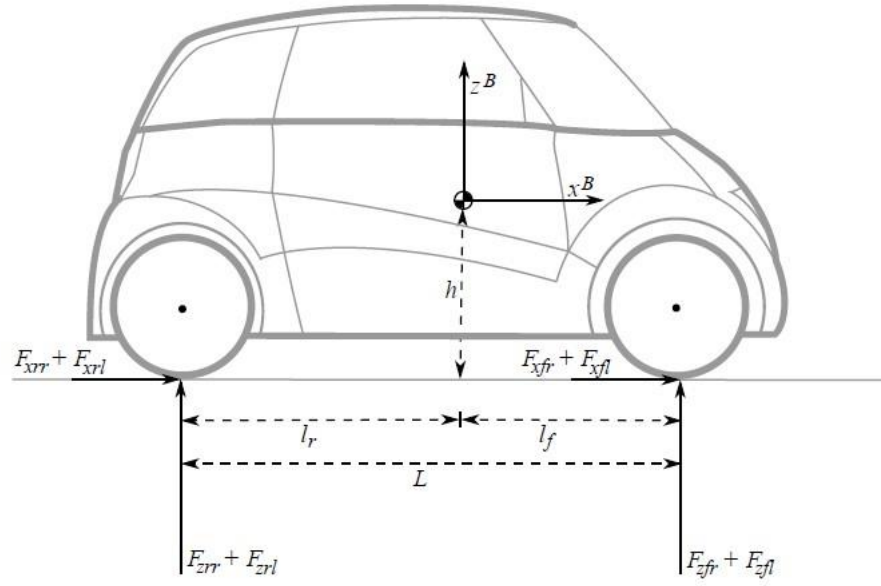
$F_{zfl} + F_{zrl} = F_{zl}$ olarak hareket edersek:

$$F_{zfl} + F_{zrl} = F_{zl} = \frac{m \cdot g}{2} - \frac{h \cdot m}{l_w} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \quad (2.21)$$

elde edilir.

2.10.2 Boyuna Normal Kuvvet Dağılımı

Ön ve arka tekerlekler arasındaki normal kuvvet dağılımı, y_B -ekseni etrafındaki tork dengesi kullanılarak belirlenebilir. Bu tork dengesi, Şekil 2.11'de gösterilen kuvvet diyagramına dayanarak benzer bir yaklaşımla hesaplanır.



Şekil 2.12 Boyuna ve dikine etki eden kuvvetler (Andersen ve Wiben, 2012)

y^B -ekseni etrafındaki tork dengesi şu şekilde ifade edilir:

$$F_{zfr} + F_{zfl} = F_{zf} = \frac{l_r \cdot m \cdot g}{L} - \frac{h \cdot m}{L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) \quad (2.22)$$

Her bir tekerlekteki statik ve dinamik normal kuvvet, aracın yük dağılımına ve dinamik etkilerine bağlıdır. Bu kuvvetler şu şekilde ifade edilir:

$$\begin{aligned}
F_{zfr} &= \underbrace{\frac{l_r \cdot m \cdot g}{2 \cdot L}}_{F_{sat,f}} - \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot L}}_{\Delta a_x} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w}}_{\Delta a_y} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \\
F_{zfl} &= \underbrace{\frac{l_r \cdot m \cdot g}{2 \cdot L}}_{F_{sat,f}} - \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot L}}_{\Delta a_x} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w}}_{\Delta a_y} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \\
F_{zrr} &= \underbrace{\frac{l_f \cdot m \cdot g}{2 \cdot L}}_{F_{sat,r}} + \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot L}}_{\Delta a_x} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w}}_{\Delta a_y} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \\
F_{zrl} &= \underbrace{\frac{l_f \cdot m \cdot g}{2 \cdot L}}_{F_{sat,r}} + \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot L}}_{\Delta a_x} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \underbrace{\frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w}}_{\Delta a_y} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x})
\end{aligned} \tag{2.23}$$

2.11 Aracın Temel Parametrelerinin Seçimi

Aracın dinamik modeli tasarlanırken ölçülebilir, sabit, değişken parametreleri bulunmaktadır. Tablo 2.4'te ise aracın yükten ve yoldan bağımsız sabit parametreleri bulunmaktadır.

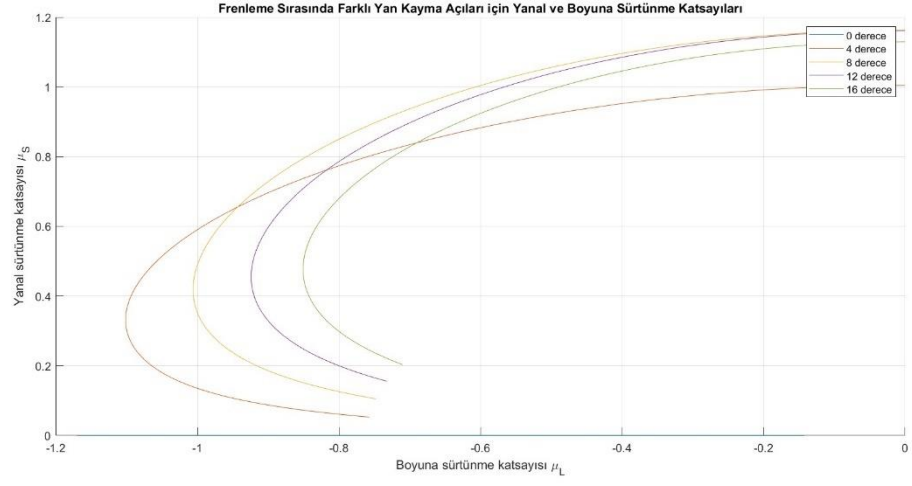
Tablo 2.4 Aracın sabit parametreleri

Parametre	Açıklama
$g = 9.82 \text{ [m/s}^2\text{]}$	Yerçekimi ivmesi
$\rho = 1.2041 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	Havanın yoğunluğu
$L = 2.2 \text{ [m]}$	Ön ve arka tekerlek aksları arasındaki boyuna mesafe
$l_w = 1.5 \text{ [m]}$	Araç iz genişliği
$A = 2.25 \text{ [m}^2\text{]}$	Araç ön alanı
$n = 10.3675 \text{ [.]}$	PMSM ile tekerlek aksı arasındaki dişli oranı
$J_{wf} = 2.5745 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$	Her bir ön tekerlek ve PMSM rotorunun kütle atalet momenti
$J_{wr} = 2.4583 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$	Her bir arka tekerleğin kütle atalet momenti
$b = 0.5175 \text{ [N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad]}$	Tekerlek aksındaki viskoz sürtünme katsayısı
$T_{mj,max} = 198.02 \text{ [N} \cdot \text{m]}$	Maksimum motor torku

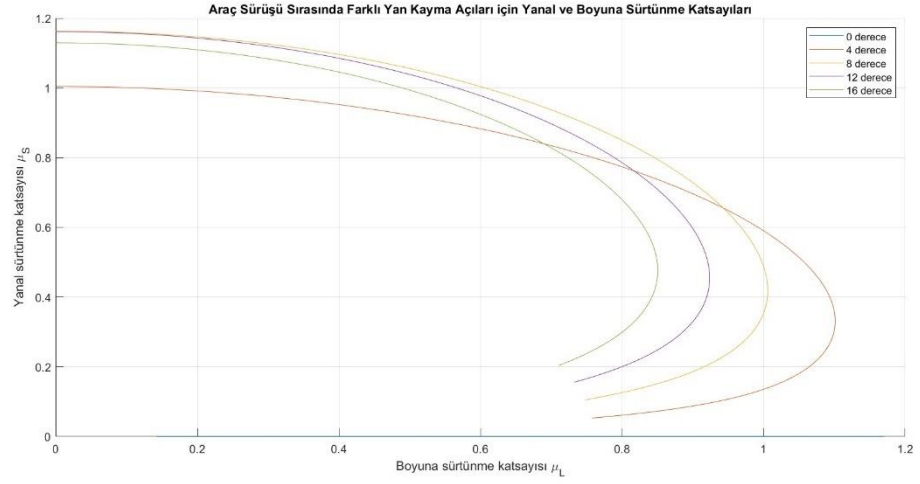
Araç yüküne (m) bağlı bir dizi parametre bulunmaktadır. Araç yükü, 1 batarya modülüyle boş bir araç ağırlığı ($m=450\text{Kg}$) ile tam yüklü bir araç ağırlığı ($m=1050\text{kg}$) arasında değişebilir. Araç yükü değiştikçe, kütle merkezi (CoM) konumu da değişir ve bu durum çeşitli parametreleri etkiler. Tablo 2.5’de bu yüklere bağlı parametreler hesaplanmıştır.

Tablo 2.5 Yüke Bağlı Parametreler

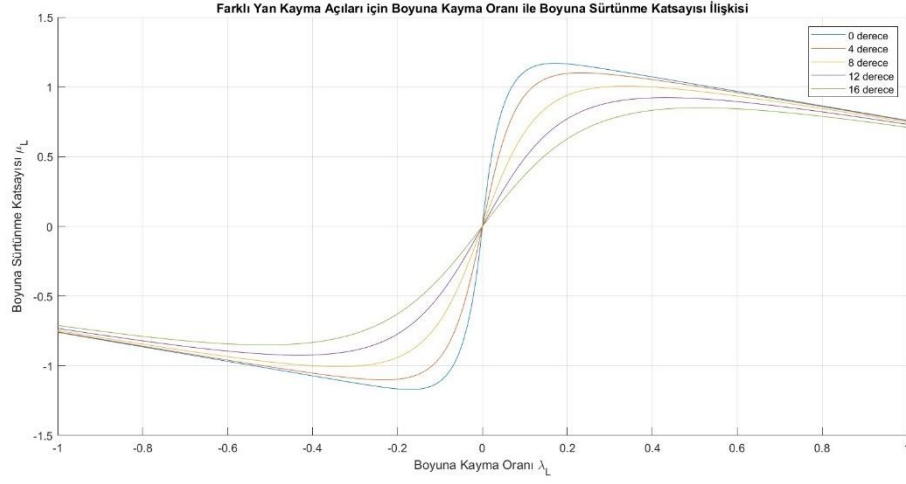
Parametre	Açıklama	$m = 450 \text{ [kg]}$	$m = 1050 \text{ [kg]}$
$J_z \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$	Z eksenine göre atalet momenti	265.875	620.375
$l_r \text{ [m]}$	Arka dingil ile CoM arasındaki mesafe	1.2076	0.8507
$l_f \text{ [m]}$	Ön dingil ile CoM arasındaki mesafe	0.9924	1.3493
$h \text{ [m]}$	Zemin ile CoM arasındaki mesafe	0.5300	0.5600
$r_{fr} \text{ [m]}$	Ön sağ tekerlek koordinat sistemi ile CoM arasındaki mesafe	1.2440	1.5438
$r_{fl} \text{ [m]}$	Ön sol tekerlek koordinat sistemi ile CoM arasındaki mesafe	1.2440	1.5438
$r_{rr} \text{ [m]}$	Arka sağ tekerlek koordinat sistemi ile CoM arasındaki mesafe	1.4215	1.1341
$r_{rl} \text{ [m]}$	Arka sol tekerlek koordinat sistemi ile CoM arasındaki mesafe	1.4215	1.1341
$\epsilon_{fr} \text{ [rad]}$	Ön sağ tekerlek koordinat sistemi ile CoM'u kesen çizgi ile yB -ekseni arasındaki açı	0.9237	1.0635
$\epsilon_{fl} \text{ [rad]}$	Ön sol tekerlek koordinat sistemi ile CoM'u kesen çizgi ile xB -ekseni arasındaki açı	0.6471	0.5073
$\epsilon_{rr} \text{ [rad]}$	Arka sağ tekerlek koordinat sistemi ile CoM'u kesen çizgi ile xB -ekseni arasındaki açı	0.5558	0.7226
$\epsilon_{rl} \text{ [rad]}$	Arka sol tekerlek koordinat sistemi ile CoM'u kesen çizgi ile yB -ekseni arasındaki açı	1.0150	0.8482



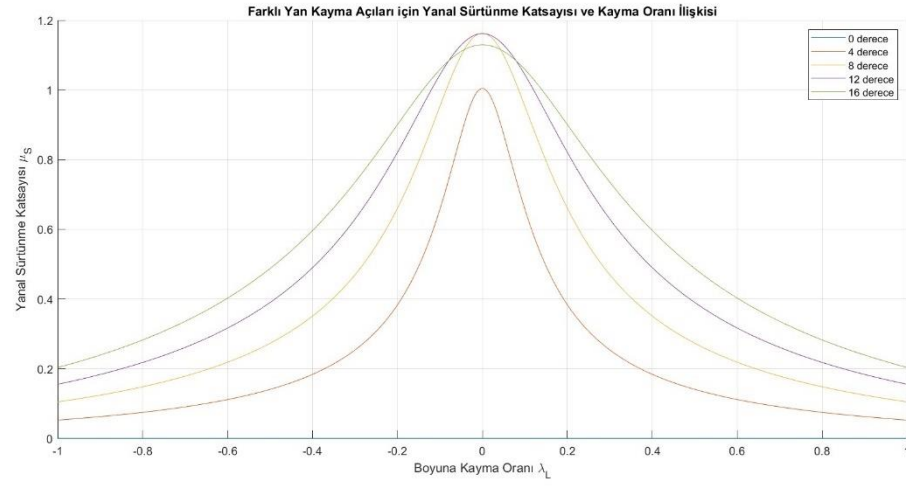
Şekil 2.13 Frenleme Sırasında Farklı Yan Kayma Açıları için Yanal ve Boyuna Sürtünme Katsayıları



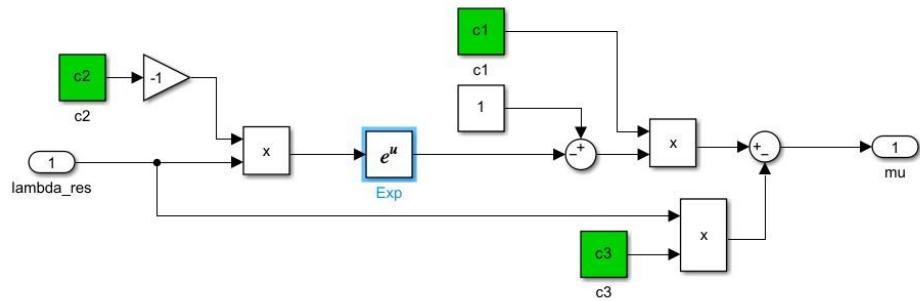
Şekil 2.14 Araç Sürüşü Sırasında Farklı Yan Kayma Açıları için Yanal ve Boyuna Sürtünme Katsayıları



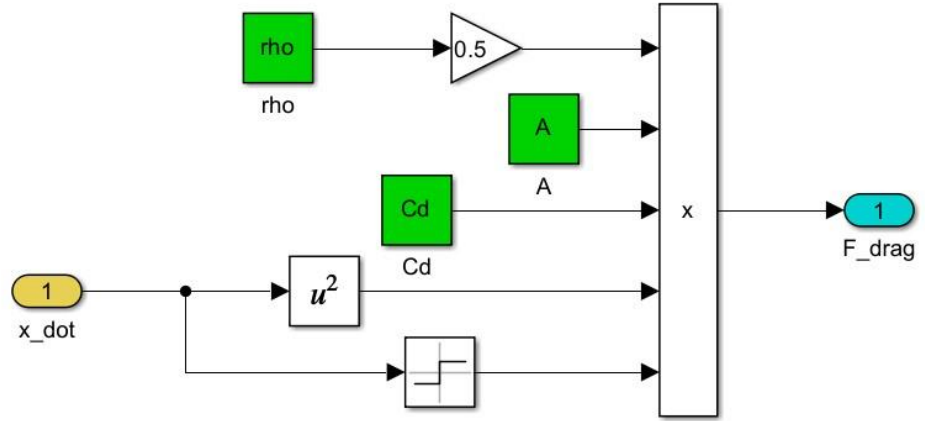
Şekil 2.15 Farklı Yan Kayma Açıları için Boyuna Kayma Oranı ile Boyuna Sürtünme Katsayı İlişkisi



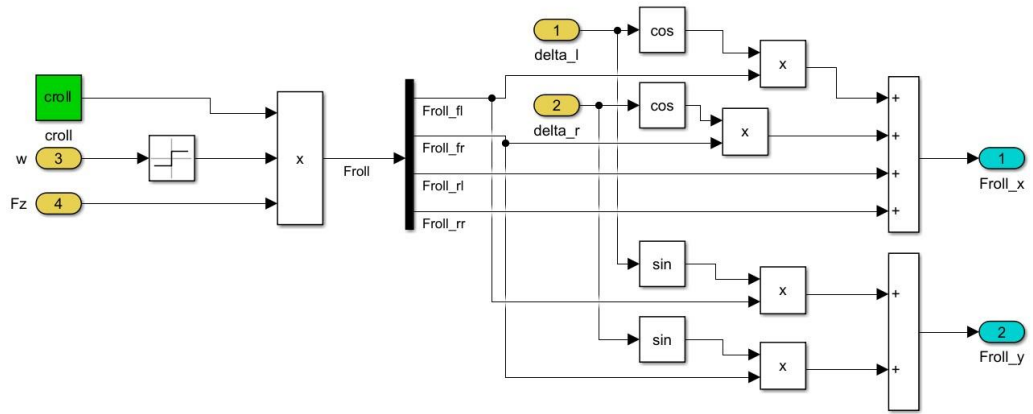
Şekil 2.16 Farklı Yan Kayma Açıları için Yanal Sürtünme Katsayısı ve Kayma Oranı İlişkisi



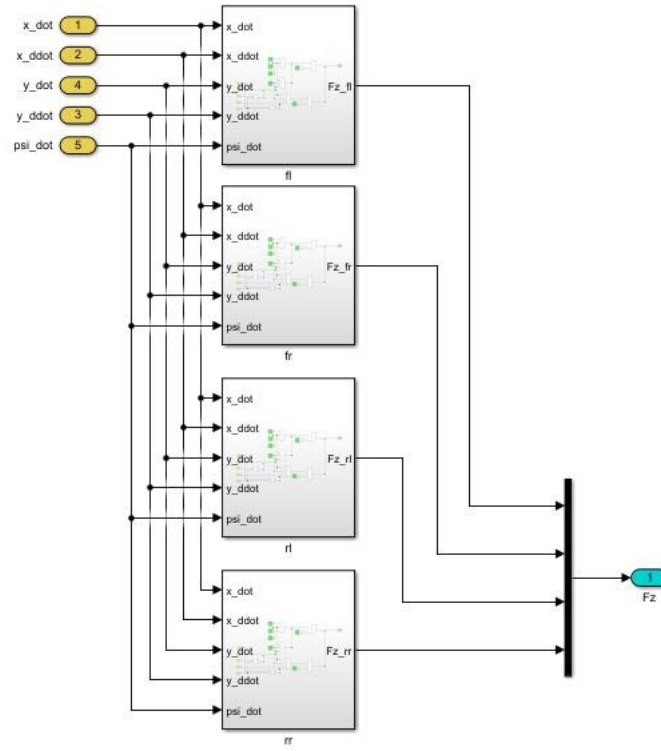
Şekil 2.17 Burckhardt Lastik Modellemesi



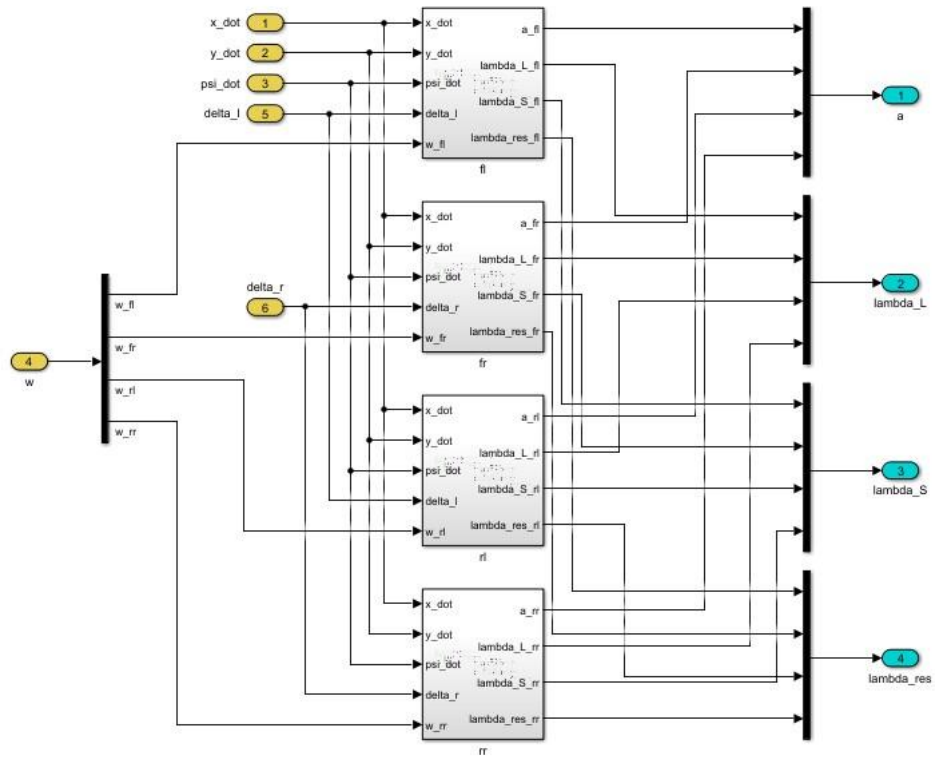
Şekil 2.18 Hava Direnci Modellemesi



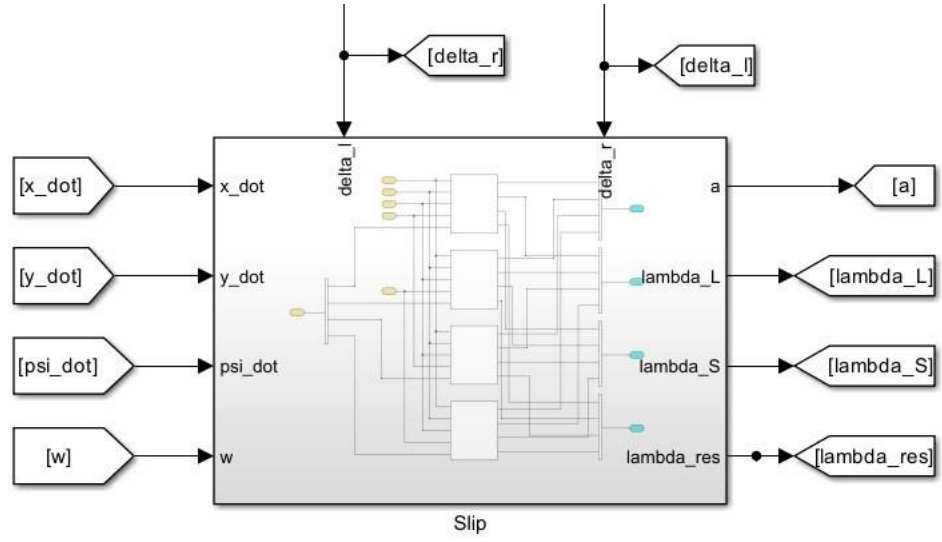
Şekil 2.19 Yuvarlanma Direnci Modellenmesi



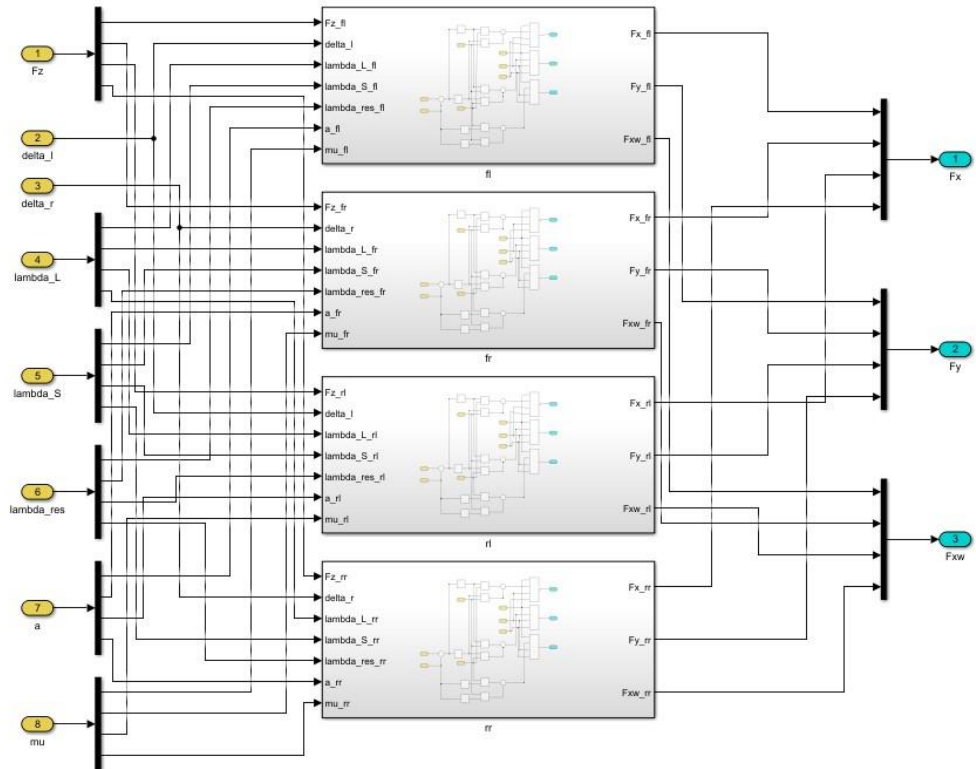
Şekil 2.20 Araç Yüğü Modeli



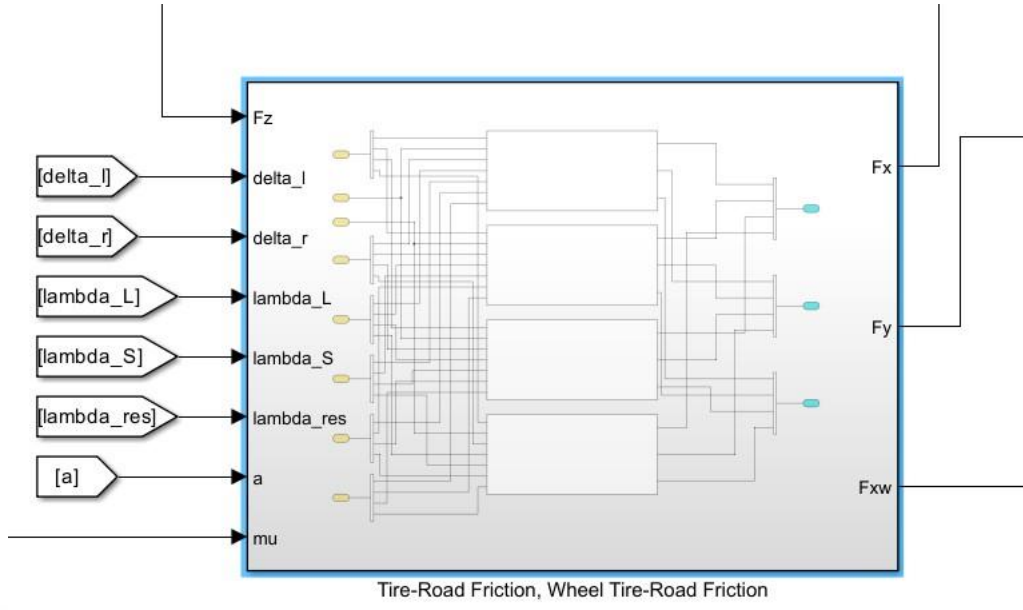
Şekil 2.21 Kayma Modeli 1



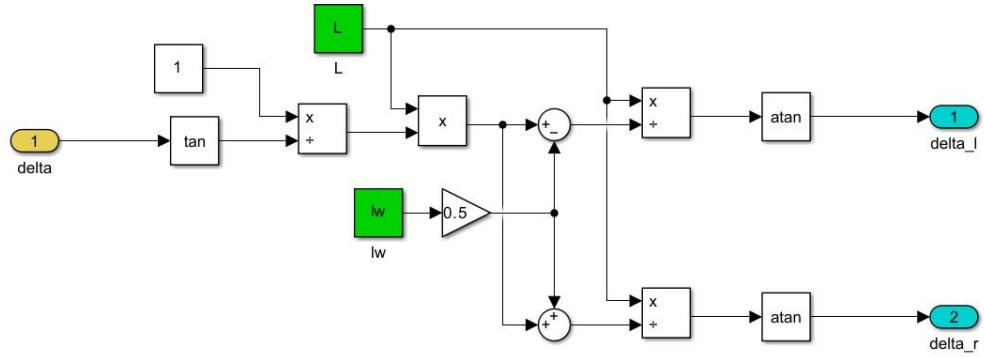
Şekil 2.22 Kayma Modeli 2



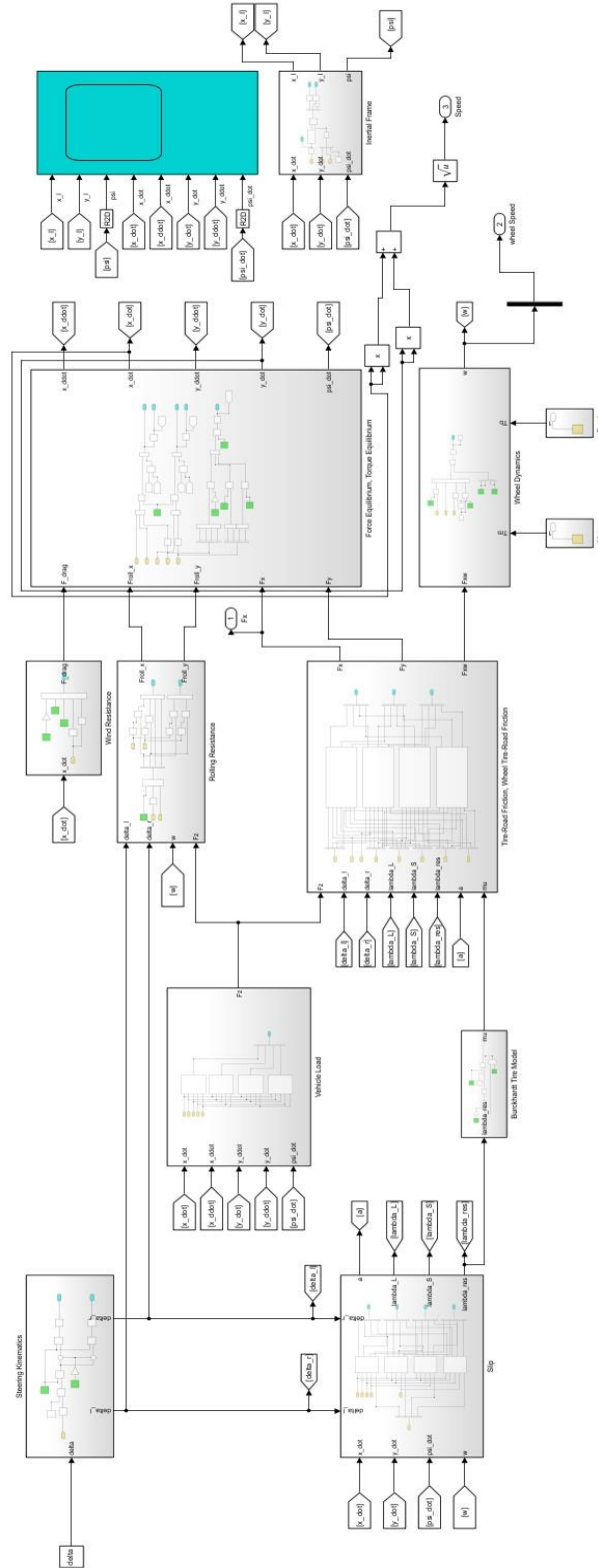
Şekil 2.23 Lastik-Yol Sürtünme Modeli



Şekil 2.24 Lastik-Yol Sürtünme Modeli 2



Şekil 2.25 Tekerlek Kinematığı



Şekil 2.28 Araç Modeli

Bölüm 3

Kontrol Sistemleri Tasarımları

3.1 Kontrolcü Seçimi

Elektrikli motorların hızlı tork tepkisi ve hassas kontrol yetenekleri, bu araçların dinamik performansını artırırken aynı zamanda güvenlik açısından yeni zorluklar da beraberinde getirmiştir. Bu zorluklar arasında kayma ve patinaj kontrolü, hem güvenli sürüş hem de enerji verimliliği açısından kritik öneme sahiptir.

Elektrikli araçlarda kayma ve patinaj kontrolü, lastik-yol etkileşiminden doğan kuvvetlerin hassas bir şekilde yönetilmesini gerektirmektedir. Özellikle, frenleme sırasında lastiklerin kilitlenmesini önlemek veya hızlanma sırasında lastiklerin patinaj yapmasını engellemek için doğru kontrol stratejileri kullanılmalıdır. Bu bağlamda, Model Öngörülü Kontrol (MPC), karmaşık sistem dinamiklerini optimize etme yeteneği sayesinde bu alanda öne çıkmaktadır.

Model öngörülü kontrol, sistemin gelecekteki davranışını öngörerek kontrol sinyallerini optimize eder ve çoklu hedeflerin eş zamanlı olarak gerçekleştirilmesine olanak tanır. Örneğin, kayma kontrolünde, MPC'nin gelecekteki yol koşullarını ve aracın hızlanma ya da frenleme gereksinimlerini tahmin ederek en uygun tork dağılımını sağlaması mümkündür. Bu, hem aracın güvenliğini artırır hem de enerji tüketimini optimize eder. Ayrıca, MPC'nin dinamik sınırlamalar ve değişen yol koşullarını dikkate alabilme özelliği, diğer kontrol yöntemlerine kıyasla üstünlük sağlar.

Yapılan çalışmalar, MPC'nin elektrikli araçlarda kayma kontrolüne uygulanmasının yalnızca güvenlik performansını artırmakla kalmadığını, aynı zamanda lastik aşınmasını ve enerji kayıplarını da azalttığını göstermektedir (Ataei vd., 2019; Cui vd., 2017). Özellikle bağımsız tahrikli tekerlek motorlarına sahip araçlar için MPC, her tekerleğin torkunu ayrı ayrı optimize ederek sürüş stabilitesini ve yol tutuşunu iyileştirme potansiyeline sahiptir (Cui vd., 2017).

Bu tez çalışması da elektrikli araçlar için optimal kayma ve patinaj kontrolü üzerine etkileri incelenmiştir. Model Öngörülü Kontrol yaklaşımlarının temel ilkeleri incelenmiş ve bu yöntemlerin elektrikli araç dinamiklerine uygulanabilirliği detaylandırılmıştır.

3.2 Model Öngörülü Kontrol Avantajları ve Zorlukları

Model Öngörülü Kontrol (MPC), sistemin gelecekteki davranışını öngörerek optimal bir kontrol stratejisi oluşturmayı hedefleyen modern bir kontrol yöntemidir. MPC, kontrol edilen sistemin dinamiklerini matematiksel bir model kullanarak tahmin eder ve belirli bir zaman ufku boyunca sistemi en iyi şekilde yönlendirecek kontrol girişlerini optimize eder. Bu yöntem, özellikle dinamik sınırlamalara sahip karmaşık sistemlerin kontrolünde yaygın olarak kullanılmaktadır (Ataei vd., 2019; Cui vd., 2017).

Model Öngörülü Kontrol Temel Çalışma Prensipleri

1. **Sistem Modeli Kullanımı:** MPC, kontrol edilen sistemin davranışını matematiksel bir modelle temsil eder. Bu model genellikle diferansiyel denklemler veya durum-uzay ifadeleri şeklinde tanımlanır.
2. **Tahmin Ufku:** Kontrol stratejisi, belirli bir ufuk boyunca gelecekteki sistem davranışını öngörür. Bu ufuk, genellikle birkaç zaman adımı ile sınırlıdır.
3. **Optimizasyon Problemi:** MPC, sistemin performansını artırmak için bir hedef fonksiyonu optimize eder. Bu hedef fonksiyonu, genellikle sistem hatasını minimize etmeyi veya enerji verimliliğini maksimize etmeyi içerir.

4. **Kısıtların Dikkate Alınması:** MPC, sistemin fiziksel sınırlamaları (örneğin, motor tork limiti) ve güvenlik gereksinimlerini de göz önünde bulundurur.
5. **Gerçek Zamanlı Güncelleme:** MPC, her kontrol adımında optimizasyonu yeniden yaparak değişen koşullara dinamik bir şekilde adapte olur.

Elektrikli araçlarda MPC, motor kontrolü, tork dağılımı, kayma kontrolü ve enerji yönetimi gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Özellikle kayma kontrolü uygulamalarında, MPC'nin avantajları çeşitlendirilebilir. MPC, her bir tekerleğin kayma oranını öngörerek optimal bir tork dağılımı sağlar. Bu, araç stabilitesini artırır ve patinaj riskini azaltır (Li vd., 2020). MPC, güvenlik gereksinimlerini (örneğin, kayma stabilite sınırları) karşılamak için tekerleklerin stabilite bölgelerinde kalmasını sağlar. Aynı zamanda enerji verimliliğini de optimize eder (Cui vd., 2017; Li vd., 2020). MPC, farklı yol koşullarında (örneğin, kaygan yüzeylerde) tekerleklerin yol tutuşunu iyileştirmek için sürüş modlarını dinamik olarak adapte edebilir (Li vd., 2020).

MPC'nin Elektrikli Araçlarda Avantajlarına örnek olarak;

MPC, birden fazla kontrol hedefine aynı anda ulaşabilir. Örneğin, hem kayma kontrolü sağlanırken hem de enerji tüketimi minimize edilebilir (Ataei vd., 2019). MPC, motor torku, batarya kapasitesi ve lastik-yol sürtünmesi gibi değişken sistem kısıtlarını dikkate alabilir (Cui vd., 2017). Dört bağımsız motorlu elektrikli araçlarda MPC, her bir tekerlek için ayrı ayrı kontrol stratejileri geliştirebilir ve bu sayede araç dinamiklerini optimize edebilir (Li vd., 2020).

MPC'nin Elektrikli Araçlarda Dezavantajlarına örnek olarak;

MPC, her kontrol adımında bir optimizasyon problemi çözmeyi gerektirir. Bu nedenle, gerçek zamanlı uygulamalarda hızlı ve verimli algoritmalara ihtiyaç duyulur (Prasetyo, vd., 2017). MPC'nin başarısı, kullanılan sistem modelinin doğruluğuna bağlıdır. Yanlış modelleme, kontrol performansını olumsuz etkileyebilir (Prasetyo, vd., 2017).

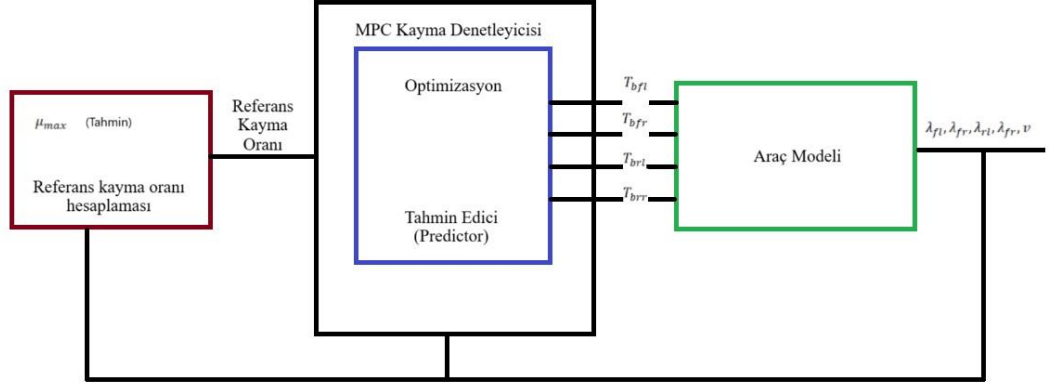
3.3 Model Öngörülü Kontrol Uygulama Adımları

Sistem model tasarımı, dmsm, kayma oranı, tekerlek hızı, araç hızı ve tork dinamikleri önceki bölümlerde oluşturulmuştur. Optimizasyon fonksiyonu ve algoritmaları ile modellemeye devam edilecektir.

Model Öngörülü Kontrol (MPC), sistem dinamiklerini tahmin ederek optimal kontrol sinyalleri oluşturmak için kullanılan, güçlü ve esnek bir kontrol yöntemidir. Elektrikli araçlarda kayma ve patinaj kontrolü için MPC'nin formülasyonu, hem sistem dinamiklerinin doğru bir şekilde modellenmesini hem de performans kriterlerinin optimizasyonunu içerir. Bu bölümde, kontrol problemi detaylandırılacaktır.

Uzunlamasına kayma oranı, lastik kayma kısıtları dikkate alınarak araç optimal aralıkta kontrol edilir. Gerçek lastik kayma oranı ve araç hızı sürekli olarak kontrolöre geri besleme olarak sağlanır.

Referans kayma oranı, lastik özellikleri ve yol-yüzey yapışma koşullarındaki farklılıklara bağlı olarak değişir. Bu nedenle, hesaplama ve simülasyonun daha doğru olabilmesi için gerçek zamanlı bir referans kayma oranı belirlenmelidir. Araç belirli bir kayma oranı değeri içinde stabil kalır ve en yüksek sürtünme katsayısı $\dot{\lambda}=0$ olduğunda, yani λ_d noktasında meydana gelir. Kayma oranı denge noktası, kayma kontrol sistemi için hedeflenen değerdir. Bu bağlamda, frenleme sırasında kayma oranı ideal olarak her zaman λ_d 'de tutulabilirse, kayma sıfırdan λ_d 'ye artana kadar geçen süre hariç, araç durana kadar optimal fren performansı elde edilebilir. Bu amaçla, λ_d referans kayma oranı olarak tanımlanır. Referans kayma oranı, yani kayma oranı denge noktası, kontrol sistemi için hedeflenen değer olarak kabul edilir. İdeal kayma davranışında olduğu gibi, frenleme sırasında kayma oranı λ_d 'de tutulabilir. Frenleme torkunun kontrol edilmesi durumunda, tekerlek ideal bir şekilde kontrol edilmiş olur. Sonuç olarak, tekerlek kayma oranı aşırı büyük olmaz ve tekerlek kilitlenmesi önlenmiş olur (Cui vd., 2017).



Şekil 3.1.MPC tabanlı kayma kontrol sisteminin blok diyagramı (Cui vd., 2017)

Model Öngörülü Kontrol için bir durum-uzay modeli tasarlanıp ardından sınırlarla beraber optimal kontrol problemi tanımlanabilir. Durum-uzay modeli (Yuan vd., 2015)

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)$$

$$y(k) = C.x(k)$$

(3.1)

$x = [\lambda_{fl}, \lambda_{fr}, \lambda_{rl}, \lambda_{rr}]^T$: Durum değişkenleri (ön ve arka tekerleklerin kayma oranları)

$y = [\lambda_{fl}, \lambda_{fr}, \lambda_{rl}, \lambda_{rr}]^T$: Sistem çıktılarıdır (kayma oranlarının ölçülen değerleri)

$u = [T_{fl}, T_{fr}, T_{rl}, T_{rr}]^T$: Kontrol girdileri (ön ve arka tekerleklerin fren torkları)

Optimizasyon problemi için Tahmin Ufku(P) ve Kontrol Ufku (M) tanımlanır.

$P \geq M \geq 1$: Tahmin ve Kontrol adımları olarak bir örnek (k) anında, kontrol dizisi (U_k), sistem çıktıları (Y_k) olarak tanımlarsak (Zhao vd., 2015);

$$U_k = \begin{bmatrix} u(k|k) \\ u(k+1|k) \\ \vdots \\ u(k+M-1|k) \end{bmatrix}, Y_k = \begin{bmatrix} y(k+1|k) \\ y(k+2|k) \\ \vdots \\ y(k+P|k) \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Durum ve çıkış tahminleri şu şekilde hesaplanır (Ren vd., 2016):

$$\begin{aligned} x(k+i|k) &= f(x(k+i-1|k), u(k+i-1|k)), \quad 0 \leq i \leq M-1 \\ y(k+i|k) &= C \cdot f(x(k+i-1|k), u(k+i-1|k)), \quad 0 \leq i \leq P \end{aligned} \quad (3.3)$$

MPC’de optimizasyon problemi, sistem kayma oranlarını referans kayma oranına ($r(k+i)$) yaklaştırmak ve kontrol eylemlerinin değişimini sınırlandırmak amacıyla aşağıdaki gibi tanımlanır (Cui vd., 2017):

$$\min_u J = \sum_{i=1}^P \|\Gamma_{y,i}(y(k+i|k) - r(k+i|k))\|^2 + \sum_{i=1}^M \|\Gamma_{u,i}\Delta u(k+i-1|k)\|^2 \quad (3.4)$$

$\Gamma_{y,i}$ = Çıkış hatası ağırlık matrisi

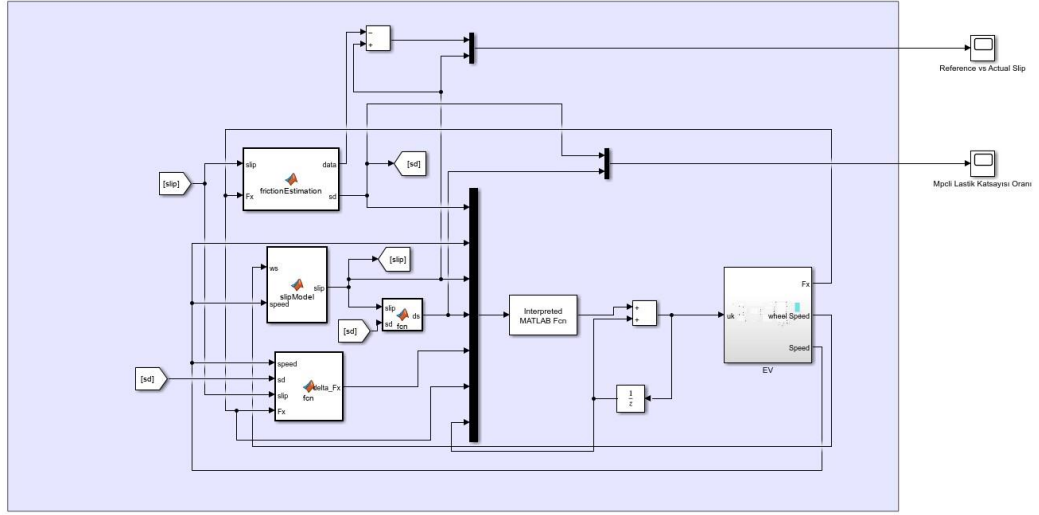
$\Gamma_{u,i}$ =Kontrol değişimi ağırlık matrisi

$\Delta u(k+i-1|k)$: Kontrol girdisinin değişimi

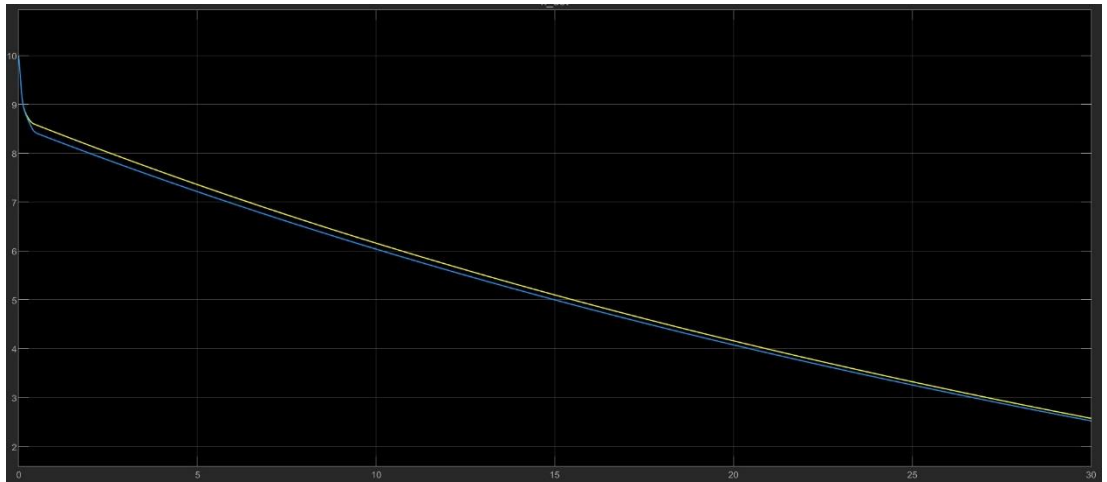
Sistem kısıtları şu şekilde ifade edilir (Li vd., 2018):

$$\begin{aligned} |T_i(k+j|k)| &\leq T_{\max}, \quad j = 0, 1, \dots, M-1 \\ 0 &\leq \lambda_i(k+j|k) \leq 1, \quad j = 0, 1, \dots, P \end{aligned} \quad (3.5)$$

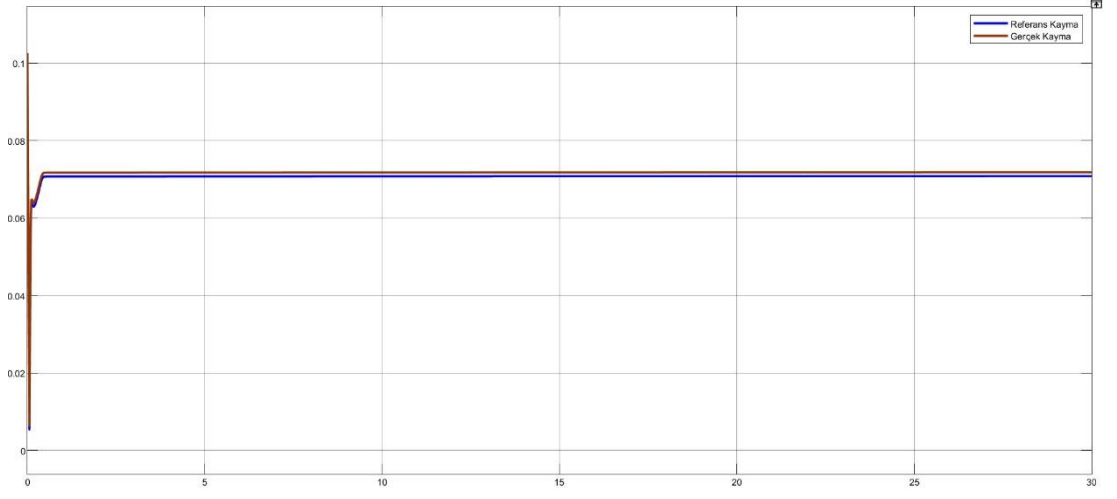
Bu optimizasyon problemi, her zaman adımında sistemin mevcut durum değişkenleri ve önceki kontrol girdileri bilgisiyle çevrimiçi olarak çözülür. Ardından, optimal kontrol dizisinin ilk ögesi, sistemde kullanılmak üzere alınır. Araç modeli, MPC blokları, Frenleme Torku, Gerçek Zamanlı Geri Besleme ile sistem çalıştırılır.



Şekil 3.2 Model Öngörülü Kontrol Modeli



Şekil 3.3 Model Öngörülü Kontrol ve Kontrol Olmadan Hız Kontrolü ile Fren Mesafelerine Etkisi



Şekil 3.4. Gerçek Kayma İle Referans Kayma Arasındaki Yaklaşma Grafiği

Bölüm 4

Sonuç ve Değerlendirmeler

4.1 Sistem Performans Analizi

MPC tabanlı kayma kontrolcüsünün performansı, farklı yol koşulları ve sürüş senaryolarında incelenmiştir. Sistem, kayma oranını optimal aralıkta tutarak fren mesafesini ve araç stabilitesini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bu bölümde, simülasyon sonuçlarına dayalı olarak sistem performansı değerlendirilmektedir.

Simülasyon çalışmaları, farklı yol koşullarını ve sürüş dinamiklerini temsil edecek şekilde tasarlanmıştır:

- **Kuru Yol:** Yüksek yol tutuşuna sahip bir zemin.
- **Islak Yol:** Düşük sürtünme katsayısı ile orta düzeyde kayma riski.
- **Buzlu Yol:** Çok düşük sürtünme katsayısı ve yüksek kayma riski.

Sistem performansını değerlendirmek için tekerleklerin kayma oranının optimal aralıkta tutulması ve farklı zemin koşullarında frenleme sırasında araç durma mesafesi kontrolleri sağlanmıştır.

Simülasyon sonuçları, MPC tabanlı kontrolcünün kayma oranını etkili bir şekilde kontrol ettiğini göstermektedir. Bu sonuçlar, MPC tabanlı kontrolün özellikle kaygan zeminlerde fren mesafesini önemli ölçüde azalttığını göstermektedir.

Model Öngörülü Kontrol (MPC) algoritmasının kayma kontrolü üzerindeki etkinliği, farklı yol koşulları ve sürüş senaryoları üzerinde yapılan detaylı analizlerle incelenmiştir. MPC'nin hem tekerlek kayma oranını kontrol etme hem de araç stabilitesini sağlama konusundaki başarısı vurgulanmaktadır.

4.2 Sonuç ve Gelecekteki Çalışmalara Yönelik Çıkarımlar

Elektrikli araçların frenleme esnasında güvenli bir şekilde kontrol edilebilmesi, lastik ile yol arasındaki sürtünmenin etkin bir biçimde yönetilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu sayede tekerleklerin yol tutuşu korunmakta ve frenleme işlemi azami verimlilikle gerçekleştirilebilmektedir. Model Öngörülü Kontrol (MPC) tabanlı bir kayma kontrol sisteminin geliştirilmesi sayesinde bu faydalara ulaşılabilmektedir. Sistemin temel amacı, lastik-yol etkileşimine ait sürtünme katsayısının gerçek zamanlı olarak tahmin edilmesi yoluyla, tekerlek kayma oranının optimum noktada tutulmasını sağlamak ve böylece frenleme torkunun en verimli düzeyde elde edilmesini mümkün kılmaktır.

Matlab/Simulink programı aracılığı ile oluşturulan araç dinamik modeli, araç dinamiklerini tekerlek ve lastik etkileşimleri, boylamsal kuvvetler ve ataletsel referans çerçevesi hesaplamaları aracılığıyla analiz etmektedir. MPC Tabanlı Kayma Kontrol Stratejisi ise modüler bir denetleyici yapısıyla tasarlanmıştır. Bu yapı, Matlab/Simulink ortamında çalışmakta olup kayma oranı ve sürtünme katsayısının tahmin edilmesi sürecinde gerekli kontrol girdilerini hesaplayarak kayma kontrolünü etkin bir şekilde gerçekleştirmeyi sağlamaktadır.

Bu çalışmada, Model Öngörülü Kontrol (MPC) tabanlı kayma kontrol sisteminin elektrikli araçlar için sağladığı faydalar, simülasyon tabanlı analizlerle detaylandırılmıştır. Elektrikli araç dinamik simülasyon sistemi içerisinde Model Öngörülü Kontrol (MPC) tabanlı bir kayma kontrol stratejisi başarıyla uygulanmış ve entegre edilmiştir. Gerçek zamanlı olarak tahmin edilen lastik-yol sürtünme katsayısı doğrultusunda kontrolör, kayma sapmasını ve dinamik girişim etkisini minimize edecek şekilde optimal fren torkunu hesaplamaktadır. Bu sayede her bir tekerlek, kilitlenmeye neden olmadan, mümkün olan en yüksek çekiş kuvvetiyle çalışacak şekilde optimum kayma oranına yakın tutulmaktadır.

Gerçekleştirilen simülasyonlar ve analizler neticesinde, MPC stratejisinin elektrikli aracın frenleme performansını önemli ölçüde artırdığı görülmüştür. Kontrolör, aracı kontrolsüz sistemlere kıyasla daha kısa sürede ve daha az frenleme mesafesiyle

yavaşlatmakta; ayrıca kayma oranlarını güvenli sınırlar içerisinde tutarak aracın stabilitesini ve emniyetini korumaktadır.

Gelecekteki çalışmalar için ise MPC tabanlı kayma kontrolü üzerine yapılan bu çalışma, çeşitli geliştirme ve uygulama alanlarına ışık tutmaktadır. MPC algoritmasının gerçek zamanlı sistemlerde test edilmesi gerekmektedir. Özellikle gömülü sistemlerde uygulanabilirlik, işlemci gereksinimleri ve hesaplama süreleri üzerine çalışmalar yapılabilir.

Eğilimli, virajlı veya değişken sürtünme katsayısına sahip kompleks yol koşulları için algoritma daha da geliştirilebilir. Yol-tutuş optimizasyonu için çok değişkenli kontrol stratejileri entegre edilebilir. Sensör verilerinin doğruluğunu artıracak ve sistemin çevresel değişkenlere hızlı tepki verebilmesini sağlayacak yazılım geliştirmeleri uygulanabilir.

MPC algoritması, araç dinamiklerinin daha geniş bir yelpazesini kapsayacak şekilde geliştirilebilir. (Örneğin, süspansiyon sistemleri) Yol koşullarını ve sürüş dinamiklerini tahmin etmek için makine öğrenimi algoritmaları MPC ile birleştirilebilir. Bu, kontrol performansını daha da artırabilir. MPC tabanlı kayma kontrol sisteminin otomotiv endüstrisindeki potansiyel uygulama alanları araştırılabilir. Özellikle otonom araçlar için bu tür kontrol sistemleri kritik bir rol oynayabilir.

Sonuç olarak, MPC tabanlı kayma kontrol sistemi, elektrikli araçlar için güvenlik, performans ve enerji verimliliği açısından önemli bir katkı sağlamaktadır. Bu sistemin geliştirilmesi ve daha geniş ölçekte uygulanabilir hale getirilmesi, modern otomotiv endüstrisinde önemli bir ilerleme kaydedilmesine yardımcı olacaktır. Gelecekteki çalışmalar, bu tür kontrol sistemlerinin gerçek dünya uygulamaları için daha erişilebilir ve etkili hale getirilmesine odaklanmalıdır.

Kaynaklar

Andersen, M. H., & Wiben, R. (2012). Design of slip-based active braking and traction control system for the electric vehicle QBEAK (Master's thesis, Aalborg University). Aalborg University Repository.

Ataei, M., Khajepour, A., & Jeon, S. (2019). Model predictive control for integrated lateral stability, traction/braking control, and rollover prevention of electric vehicles. *Vehicle System Dynamics*. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1585557>

Batra, M., McPhee, J., & Azad, N. L. (2018). Real-time model predictive control of connected electric vehicles. *Vehicle System Dynamics*. <https://doi.org/10.1080/00423114.2018.1552004>

Blundell, M., & Harty, D. (2004). The multibody systems approach to vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-5112-7.X5000-3>

Burckhardt, M. (1993). *Fahrwerktechnik: Radschlupf-regelsysteme*. Vogel-Verlag.

Cetinkunt, S. (2007). *Mechatronics*. John Wiley & Sons, Inc.

Chavan, P. L., Gowda, D., & Nayak, S. K. (2023). Field oriented control technique for PMSM. In S. Tamane et al. (Eds.), *Proceedings of the ICAMIDA 2022* (pp. 474–484). Springer. https://doi.org/10.2991/978-94-6463-136-4_41

Cui, G., Dou, J., Li, S., Zhao, X., Lu, X., & Yu, Z. (2017). Slip control of electric vehicle based on tire-road friction coefficient estimation. *Mathematical Problems in Engineering*, 2017, Article ID 3035124. <https://doi.org/10.1155/2017/3035124>

Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc.

Guo, H., Yu, R., Wang, Q., & Chen, H. (2014). Optimal slip-based traction control for electric vehicles using feedback linearization. In *2014 International Conference on*

Mechatronics and Control (ICMC) (pp. 1159–1164). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICMC.2014.7231801>

Jazar, R. N. (2017). Vehicle dynamics: Theory and application (3rd ed.). Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-53441-1>

Kahraman, S., Aksun-Güvenç, B., Güvenç, L., & Altan, A. (2020). Yaw stability control system development and implementation for a fully electric vehicle. arXiv. <https://arxiv.org/abs/2012.04719>

Kawabe, T. (2012). Model predictive PID traction control systems for electric vehicles. In 2012 IEEE International Conference on Control Applications (CCA), Part of 2012 IEEE Multi-Conference on Systems and Control (pp. 3–5). IEEE. <https://doi.org/10.1109/CCA.2012.6402343>

Kiencke, U., & Nielsen, L. (2005). Automotive control systems: For engine, driveline, and vehicle (2nd ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/b137654>

Li, Q., Liu, L., & Yuan, X. (2020). Model predictive controller-based optimal slip ratio control system for distributed driver electric vehicle. Mathematical Problems in Engineering, 2020, Article ID 8086590. <https://doi.org/10.1155/2020/8086590>

Li, S., Guo, L., Zhang, B., Lu, X., Cui, G., & Dou, J. (2018). MPC-based slip control system for in-wheel-motor drive EV. IFAC PapersOnLine, 51(31), 578–582. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.140>

Meywerk, M. (2015). Vehicle dynamics. John Wiley & Sons.

Prasetyo, H. F., Rohman, A. S., Hindersah, H., & Santabudi, M. R. A. (2017). Implementation of model predictive control (MPC) in electric vehicle testing simulator. In 2017 4th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT) (pp. 48–54). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICEVT.2017.8338593>

Reimpell, J., & Sponagel, P. (1988). Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Vogel Business Media.

Ren, B., Chen, H., Zhao, H., & Yuan, L. (2016). MPC-based yaw stability control in in-wheel-motored EV via active front steering and motor torque distribution. *Mechatronics*, 38, 103–114. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2016.06.005>

Savaresi, S. M., & Tanelli, M. (2010). Active braking control systems design for vehicles. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-84996-350-3>

Tran, N. K. (2024). Applying FOC techniques to control PMSM with PWM. MATLAB Central File Exchange. <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/172865-applying-foc-techniques-to-control-pmsm-with-pwms>

Yuan, L., Chen, H., Ren, B., & Zhao, H. (2015). Model predictive slip control for electric vehicle with four in-wheel motors. In 2015 34th Chinese Control Conference (CCC) (pp. 7895–7900). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ChiCC.2015.7260894>

Zhao, H., Ren, B., Chen, H., & Deng, W. (2015). Model predictive control allocation for stability improvement of four-wheel-drive electric vehicles in critical driving conditions. *IET Control Theory & Applications*, 9(18), 2688–2696. <https://doi.org/10.1049/iet-cta.2015.0482>

Öz Geçmiş

Adı Soyadı: Ali Murat Şahin

Eğitim

2011-2017: Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Raylı Sistemler Mühendisliği Programı

İş Deneyimi

2018-Devam ediyor: İZBAN-Araç Bakım Mühendisi

Tezden Üretilmiş Yayınlar

Konferans Bildirileri

1. Şahin, A. M., & Uyulan, Ç. (2025, January 17–19). *Systematic and comprehensive analysis of electric vehicle dynamics*. Paper presented at the IV. International Çanakkale Scientific Studies Congress, Çanakkale, Türkiye.

Projeler

1. Elektrikli Araçlarda Arttırılmış Çekiş, Frenleme, ve Enerji Verimliliği için Gerçekçi Yük Simülasyonu ve Model Öngörülü Kontrolün Sentezi (BAP Projesi)