

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OPTİMAL ABS KONTROLCÜSÜ GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tunç ALTINEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrolü Programı

HAZİRAN 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OPTİMAL ABS KONTROLCÜSÜ GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tunç ALTINEL
(503131613)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrolü Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. İlker Murat KOÇ

HAZİRAN 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131613 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Tunç ALTINEL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**OPTİMAL ABS KONTROLCÜSÜ GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. İlker Murat KOÇ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Eş Danışman : **Yrd. Doç. Dr. Erkin DİNÇMEN**
Işık Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Ayhan KURAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Öğr. Gör. Dr. Orhan ATABAY
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İlker ALTAY
Okan Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **02 Haziran 2015**

Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e,

ÖNSÖZ

Bu projenin tasarlanıp düzenlenmesinde, yoğun çalışma temposuna rağmen her zaman bana vakit ayıran değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Erkin DİNÇMEN'e,

Söz konusu proje ile tanışmamı sağlayan ve yol göstericiliğiyle yüksek lisans tezimin tamamlanmasında yardım eden danışman hocam Doç. Dr. İlker Murat KOÇ'a,

Gümüşsuyu'nda geçirdiğim yıllar boyunca, güzel anılara sahip olduğum, kalbimde her zaman özel bir yer edinecek olan arkadaşlarım ve öğretim üyelerimize,

112E267 numaralı bu proje sırasında desteklerini eksik etmeyen Tübitak'a,

Bu günlere gelirken, bizi yetiştiren ve bize her zaman destek olan aileme,

sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Haziran 2015

Tunç ALTINEL
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	10
1.2 Literatür Araştırması	10
2. GEREÇ VE YÖNTEM.....	15
2.1 Algoritmanın Kuramsal Temellerinin Kurulması	15
2.1.1 Kayma kipli kontrol	15
2.1.2 Kayma kipli kontrolcü tasarımı	16
2.1.3 Gözlemleyici tasarımı	26
2.2 Deneysel Çalışmalar için Gerekli Gözlemleyicilerin Geliştirilmesi	27
2.2.1 Fren kuvveti gözlemleyicisi	31
2.2.2 Moment gözlemleyicisi	33
3. BULGULAR	35
3.1 Benzetim Çalışmaları	35
3.2 Gerçek Sistem Uygulamaları	39
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	45
KAYNAKLAR	47
EKLER.....	51
ÖZGEÇMİŞ.....	53

KISALTMALAR

ABS	: Kilitlenme Önleyici Frenleme Sistemi
EAA	: Ekstremum Arama Algoritması
ESP	: Elektronik Denge Programı
FTC	: Sonlu Zamanda Yakınsama
UEAA	: Uyarlamalı Ekstremum Arama Algoritması

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Nüfus, sürücü belgesi, taşıt, kaza, ölü ve yaralı sayısı	2
Çizelge 1.2 : Trafik kazasına neden olan sürücü, yolcu, yaya, yol ve taşıtın kusur oranı	3
Çizelge 1.3 : ABS kontrolü için kullanılan üç ana yöntem	11
Çizelge 1.4 : Ekstremum Arama Algoritmalarında en çok kullanılan dört yöntem ..	13

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Elektronik ABS şematik gösterimi.....	5
Şekil 1.2 : BMW K100 ve üzerindeki ABS.....	6
Şekil 1.3 : Eşik yöntemiyle çalışan ABS algoritması.....	7
Şekil 1.4 : Tekerlek modeli.....	7
Şekil 1.5 : Farklı yol koşullarında boylamsal tekerlek kuvveti karakteristiği.	9
Şekil 2.1 : s ve $\dot{s}$ 'nın (6) denklemine göre değişimi ($dF_x(\kappa)/d\kappa > \rho/M$ olduğu durum).....	19
Şekil 2.2 : s ve $\dot{s}$ 'nın (6) denklemine göre değişimi ($dF_x(\kappa)/d\kappa < -\rho/M$ olduğu durum).....	19
Şekil 2.3 : Amaç fonksiyonu.....	20
Şekil 2.4 : s ve $\dot{s}$ 'nın değişimi, (5) numaralı koşulun geçerli olmadığı ve $dF_x(\kappa)/d\kappa > 0$ olduğu durum için.	21
Şekil 2.5 : (4) denklemine göre κ 'nın değişimi.	21
Şekil 2.6 : s ve $\dot{s}$ 'nın değişimi, (5) numaralı koşulun geçerli olmadığı ve $dF_x(\kappa)/d\kappa < 0$ olduğu durum için.	22
Şekil 2.7 : s değişkeninin zamanla değişimi.....	24
Şekil 2.8 : ABS için uyarlamalı ekstremum arama algoritması kontrol çevrimi.....	25
Şekil 2.9 : ABS deney sistemi.	28
Şekil 2.10 : ABS deney sisteminin bileşenleri.	28
Şekil 2.11 : ABS deney sisteminin Simulink ekranı görüntüsü.	29
Şekil 2.12 : ABS deney sisteminin kontrol bloğu yapısı.....	29
Şekil 2.13 : ABS deney sisteminin şematik görünümü.	31
Şekil 2.14 : ABS deney sisteminin blok diyagramı.	34
Şekil 3.1 : Frenleme sırasında araç ve tekerlek hızının değişimi.	35
Şekil 3.2 : Normalleştirilmiş boylamsal teker kuvvetlerinin zamanla değişimi (Islak asfalt yol, $\mu_{max} = 0.8$).	36
Şekil 3.3 : Normalleştirilmiş boylamsal teker kuvvetlerinin zamanla değişimi (Karlı yol, $\mu_{max} = 0.4$).	37
Şekil 3.4 : Islak yolda frenleme sırasındaki fren torklarının değişimi (M sabit).	37
Şekil 3.5 : Islak yolda frenleme sırasındaki fren torklarının değişimi (M uyarlamalı).	38
Şekil 3.6 : Karlı yolda frenleme sırasındaki fren torklarının değişimi (M sabit).	38
Şekil 3.7 : Karlı yolda frenleme sırasındaki fren torklarının değişimi (M uyarlamalı).	38
Şekil 3.8 : ABS deney sisteminin benzetim modelinden okunan değerler ile gözlemleyicinin değerlerin karşılaştırılması (Kuvvet değerleri).	39
Şekil 3.9 : ABS deney sisteminin benzetim modelinden okunan değerler ile gözlemleyicinin değerlerin karşılaştırılması (Moment değerleri).	40
Şekil 3.10 : ABS Deney Sisteminde sürtünme fonksiyonu ile kayma oranının değişimi.	41
Şekil 3.11 : ABS deney sisteminden ölçülen tekerlek hızları değerleri.	41
Şekil 3.12 : Frenleme deneyi sırasında kayma oranı değerinin değişimi.	42
Şekil 3.13 : Frenleme deneyi sırasında fren motoru kontrol girişi i 'nin değişimi.	43
Şekil A.1 : Benzetim çalışmalarında kullanılan değişkenler.	52

OPTİMAL ABS KONTROL CÜSÜ GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Gelişen teknoloji, günümüz araçlarının da gelişmesine, daha fazla donanıma ve çeşitliliğe sahip olmasına yol açmaktadır. Bu durum kullanıcı sayısını arttırmakta olduğu için günümüz araçlarındaki en önemli sorun, kullanıcıların can güvenliğini sağlamadır. Günümüzde gerçekleşen kazalara baktığımız zaman bu kazaların nedeni en büyük nedeni olarak sürücü hataları gösterilebilir. Bu sürücü hataları, her ne kadar sürücülerin eğitimi ile azaltılabilecek olsada, asıl olarak araç içinde kullanılan güvenlik sistemleriyle en aza indirilmeye çalışılmaktadır. Bu sistemlerin temelinde, frenleme ile ilişkili olan ABS (Kilitlenme önleyici frenleme sistemi) ve ESP (Elektronik denge programı) sistemleri yer almaktadır. Yapılan frenin tekerleklerin kilitlenmesini önleyerek sürücüye kontrol olanağı sağlayan sisteme (Anti-locking Braking System (ABS)), bu proje kapsamında yoğunlaştırılmıştır.

Taşıtlarda kullanılan ticari ABS sistemleri, frenleme sırasında tekerleklerin dönme hızlarını ölçmekte, tekerleklerin yavaşlama ivmesi belli bir kritik eşik değerini aştığında fren basıncına müdahale ederek, tekerlekleri belirli bir yavaşlama ivmesi etrafında tutup tekerleklerin kilitlenme tehlikesi olmadan yavaşlamalarını sağlamaktadır. Bu sistem, kilitlenmeyi önleyen basit bir sistem olmasına karşın tekerleklerin azami frenleme potansiyelini tam olarak ortaya çıkaramamaktadır. Frenleme performansını iyileştirecek çeşitli ABS algoritmaları akademik düzeyde geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu süreçteki en önemli zorluk, tekerleklerin farklı yol koşullarında farklı karakteristiklerde davranış göstermesidir. Azami frenleme performansını sağlayacak bir ABS algoritması yol koşullarını göz önüne almalı fakat yol koşullarının önceden ölçümü ya da kestiriminin zorluğu, bu amacın önünde bir engel olarak durmaktadır.

Bu projede, yol koşulları bilgisine ihtiyaç duymadan optimal frenleme performansını sağlayan bir ABS kontrol algoritması geliştirilmiş ve bu algoritma önce benzetim çalışmalarında uygulanıp doğruluğu gösterilmiş daha sonra ise deneysel bir sistem üzerinde uygulanmıştır. Geliştirilen algoritmanın temeli, Ekstremum Arama Algoritması (EAA) olarak adlandırılan yöntemdir. Bu algoritma, bir sistemin optimal çalışma noktasının önceden bilinmediği durumlarda kullanılabilir. Örneğin acil durum frenlemesinde ihtiyaç duyulduğu gibi, bilinmeyen yol koşullarında tekerlek ile yol arasındaki frenleme kuvvetlerinin azami noktasına ulaştırılması problemi EAA'nın uygulama alanına girmektedir.

Projede EAA temelli bir ABS kontrol algoritması geliştirilmiştir. Akademik olarak getirilen bir yenilik, arama algoritmasında kullanılan değişkenler uyarlamalı hale getirilerek Uyarlamalı Ekstremum Arama Algoritması tabanlı ABS kontrolcüsü geliştirilmiştir. Bu şekilde algoritmanın hızlı bir şekilde optimal çalışma noktasını bulması, bulduktan sonra ise değişkenlerin uyarlanarak optimal nokta etrafında düşük genlikli salınımlar ile frenleme performansının önemli ölçüde iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Ayrıca bu alanda yapılan önceki çalışmalarda önerilen ABS kontrol algoritmalarının hemen hemen hepsi sadece bilgisayarda gerçekleştirilen benzetimler ile doğrulanmakta, gerçek bir sistemde gerçek zamanlı uygulanabilirlikleri soru işareti olarak kalmaktadır. Bu projede bir ABS deney düzeneği satın alınmış ve algoritmanın gerçek zamanlı testleri gerçekleştirilmiştir. Bu sayede söz konusu geliştirilen algoritmanın, gerçek sisteme uygulanabildiği gösterilmiştir.

DEVELOPMENT OF THE OPTIMAL ABS CONTROLLER

SUMMARY

Advances in technology lead to the development of today's vehicles and grant them with a wide range of equipment and diversity, which is accompanied by the number of users that increases day by day. Many of the faults that end up in accidents are due to the user failures while driving. Although drivers can be educated, the technology sometimes fail to enable drivers to have full control of the vehicles. Hence, the ABS (Anti-locking Breaking System) which enables drivers to control the car during braking is one of the core systems for passenger safety which is the main problem of today's vehicles.

Commercial ABS systems that are generally used in vehicles today work by measuring the rotational speed of the wheels. These kind of systems work within the principles of the threshold method. When the wheel deceleration value exceeds a certain critical point, namely a threshold, the ABS intervenes with the brake pressure to slow down the wheels without the danger of locking them. While this system prevents locking of the wheels, it does not provide the tires with their full braking potential. The most important challenges in this process are that the different wheels are used that differs in performance and even the same type of wheels show different characteristics in different road conditions. For maximum braking performance in each case, an ABS algorithm must take into account the current road conditions, but the difficulty of pre-measurement or the difficulty in the estimation of the road conditions stand as obstacles on this goal for the ABS systems.

In the literature, studies conducted in the ABS control area are seem to be divided into three main groups. In the first group studies, the optimum slip ratio value that are required for the optimum braking performance are assumed to be known. Thus, the control problem is the keeping of the slip ratio at a specific value during braking. The studies in this group do not provide optimality property because the slip ratio that provides the maximum brake force is not constant, but varies with the road conditions. In the second group studies, it is assumed that the optimum slip ratio values required for the optimum braking performance are unknown. Firstly, road conditions are to be predicted to find the optimum value, after that the wheels are controlled according to the slip ratio value at the predicted road conditions. This second group of algorithms' performance depend upon how accurately and quickly they predict the performance of the road conditions. These algorithms are known to be not working well and unreliable in the sudden and rapid happening events such as the emergency braking. In the last group of ABS algorithms studies, the optimum slip ratio values are unknown such as they are in the second group. Unlike the second group algorithms though, the optimum slip ratio values are tried to be found instantly by optimization algorithms before attempting to estimate the road conditions.

In this project, we aimed to develop an ABS control algorithm, and to implement the developed algorithm in an experimental setup. The algorithm provides optimal braking performance without any information of the road conditions. The basis for our algorithm is the Extremum Seeking Algorithm (ESA). ESA can be used in such situations in which the optimum operating point of a system is not known in advance. For example in emergency braking cases that are sudden, the problem of maximizing

the braking force between the wheel and the road in an unknown road condition is an example of the application area of the ESA.

In this project, an ESA-based ABS control algorithm was developed. As a novelty to the literature, by making the parameters of the search algorithm adaptive, an Adaptive Extremum Seeking Algorithm based ABS controller was proposed. In this way, the algorithm finds the optimum operating point quickly, and after finding it, by adapting the parameters, braking with low-amplitude oscillations around the optimum operating point is accomplished. In addition, an ABS experimental setup was purchased for the project and real time tests of the algorithm were conducted in this setup.

The study consists of four sections. The steps, which are discussed in the study in detail, are briefly summarized below.

The first section is the introduction section; in this section with the introduction of the topic, also the aim of the project is given and an overview of the project is presented. Firstly, the importance of the ABS for the vehicles is mentioned. The given statistical numbers of car accidents by years in Turkey are used to support the importance of it. Later, what ABS is and how it is working (threshold method) are dwelled upon. The relationship between the longitudinal tire force and slip ratio is explained. The fact that in different road conditions vehicles have different longitudinal tire force characteristics is shown and explained. The three different ABS control algorithms are explained and surveyed; the review of the literature is given in this section.

In the second section, the new ABS control algorithm based on Extremum Seeking Algorithm is introduced. This new ABS control algorithm should seek the optimum brake pressure required for the optimum braking performance without the need for a priori knowledge of the road conditions. Firstly, the seeking algorithm is analyzed for fixed parameter. Later on, the adaptation parameter rules are added. Sliding mode control is touched upon theoretically in this chapter. Adaptive ABS extremum seeking algorithm is shown schematically. It is stated that the longitudinal tire force, which is needed in order to calculate the braking torque value, is unmeasurable. The use of the sliding mode observer for means of observing the longitudinal tire force is suggested as a result. After the theoretical informations that are given, ABS experimental system, which is developed by Inteco Ltd., is introduced in this section. The dynamics equations of ABS experimental system are given. The sliding mode observer, which has been mentioned in the theoretical part, is used for the measurements in the real system. For gathering braking torque information, another sliding mode observer is developed. Finally, the control structure of ABS experimental system is shown.

In the light of the control algorithm, which is developed in the second section, the simulation study is carried out in the third section. It is assumed that for the simulation study, initial velocity is 20 meter per second, and the road type is selected as the wet asphalt. Simulation study showed that algorithm worked properly. It is shown in the figure that the normalized tire force has reached the optimum value only in 0.1 second. This simulation is relaunched for the snowy road conditions, and it is seen that the normalized tire force has reached the optimum value only in 0.05 second this time. Hence, it is proved that the algorithm actually works fast. The differences, such as the amount of oscillations, between the optimization parameter and the adaptive optimization parameter are shown. Later, the computer simulation model of the ABS experimental system is used for the evaluation of the performance observer. According to these evaluations, it is found that the sliding observers work correctly. The graphics of the change of the slip rate and the friction function are given. After all, real system

data such as the measured values of tire speeds, of the change of the slip ratio value during braking and the change of brake engine control inputs are shown on the figures.

In the last section, the results, which have been obtained by the project, are briefly evaluated. It is mentioned and explained that the seeking algorithm parameter is upgraded to the adaptive seeking algorithm so to improve the system behavior around the operating point. If the operating point of the system is far from the optimal operating point, the adaptation parameter is selected large for obtaining rapid convergence towards the optimum operating region. When it reaches the optimum operating point, the adaptation parameter is made smaller for working with small amplitude oscillations around the extreme point.

It has been shown by results of the experimental studies that this developed adaptive control algorithm seeks the extremum operating point during braking; it is designed principally to provide the optimal braking slip ratio thus maximizing the braking force, despite knowing the optimum slip ratio value that provides maximum braking force between the tires. In this manner, the applicability of the developed algorithm in a real time system has been shown.

After all that is said and done, it is recommended by the results of the project to establish a more comprehensive experimental setup, which is comprised of a real car tire and a real hydraulic braking system that are incorporated into the system, and to analyze the performance of the algorithm in this improved test system for the future studies.

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji, günümüz araçlarında farklılığı ve donanımsal olarak çeşitliliği beraberinde getirmiştir. Bugün evimizden dışarı adımımızı attığımızda bile onlarca değişik otomobil markasının onlarca değişik modellerine rastlayabilmekteyiz. Söz konusu modeller bile kendi içlerinde donanımsal olarak farklılıklar göstermektedir. Onca çeşitliliğe rağmen eğer bugünün otomobilleriyle geçmişteki otomobilleri kıyaslayacak olursak en belirgin fark, otomobillerin sahip oldukları hız farkıdır. Teknolojik olarak gelişen bugünün araçlarında, daha yüksek hızlara çıkmak söz konusu olmaktadır. Gelecek yıllarda ise ulaşılan hız değerlerinin daha da artması öngörülmektedir.

Araçlarda yüksek hızlara ulaşımın sonucu, sürücü emniyeti konusu, daha önce olmadığı kadar önem kazanmıştır. Araç hızlarındaki yükselme, sürücülerin anlık durumlara cevap verme sürelerini kısalttığı için her geçen yıl gerçekleşen kaza sayılarında artış olduğu gözlenmektedir. Türkiye İstatistik Kurumu Trafik Kaza İstatistikleri Yıllığı 2010 verilerine göre Türkiye karayollarında meydana gelen 1106201 trafik kazasında 4045 kişi hayatını kaybetmiş, 211496 kişi yaralanmıştır. Çizelge 1.1’de yıllara göre verilen kaza istatistiklerine bakıldığında trafik kazaları sonucu gerçekleşen ölüm ve yaralanmaların ve beraberinde gelen ekonomik kayıpların ülkenin en önemli sorunlarından biri olmaya devam ettiği görülmektedir.

Söz konusu kazalara neden olan unsurları, yüzdelik bir biçimde sıralarsak, bu unsurların çoğunun sürücü hataları olduklarını görürüz. Yol, yaya ve taşıt hatası gibi diğer nedenlerle gerçekleşen kazaların, sürücü hatalarına bağlı kazalara oranı çok düşük kalmaktadır. Örneğin, 2010 yılında gerçekleşen kazalarda sürücülerin %89.72 oranında kusurlu oldukları tespit edilmiştir. Çizelge 1.2’de ülkemizdeki kazalara neden olan unsurların, kaza nedenlerine yüzde olarak katkıları görülmektedir.

Çizelge 1.1: Nüfus, sürücü belgesi, taşıt, kaza, ölü ve yaralı sayısı (Türkiye İstatistik Kurumu Trafik Kaza İstatistikleri Yıllığı, 2010).

Yıllar	Nüfus (bin)	Sürücü belgesi olan kişi sayısı	Motorlu taşıt sayısı	Toplam kaza	Ölümlü, yaralanmalı kaza	Ölü sayısı	Yaralı sayısı
2001	68 529	14 491 332	8 521 956	442 960	66 243	4 386	116 203
2002	69 626	14 994 960	8 655 170	439 777	65 748	4 093	116 412
2003	70 231	15 488 493	8 903 843	455 637	67 031	3 946	118 214
2004	71 794	16 151 623	10 236 357	537 352	77 008	4 427	136 437
2005	72 065	16 958 895	11 145 826	620 789	87 273	4 505	154 086
2006	72 974	17 586 179	12 227 393	728 755	96 128	4 633	169 080
2007	70 586	18 422 958	13 022 945	825 561	106 994	5 007	189 057
2008	71 517	19 377 790	13 765 395	950 120	104 212	4 236	184 468
2009	72 561	20 460 739	14 316 700	1 053 346	111 121	4 324	201 380
2010	73 723	21 548 381	15 095 603	1 106 201	116 804	4 045	211 496

Çizelge 1.2 : Trafik kazasına neden olan sürücü, yolcu, yaya, yol ve taşıtın kusur oranı (Türkiye İstatistik Kurumu Trafik Kaza İstatistikleri Yıllığı, 2010).

Yıllar	Sürücü (%)	Yolcu (%)	Yol (%)	Yaya (%)	Taşıt (%)
2001	96,56	0,31	2,32	0,43	0,38
2002	96,82	0,23	2,39	0,25	0,31
2003	97,03	0,16	2,32	0,22	0,27
2004	97,30	0,11	2,18	0,19	0,22
2005	97,39	0,11	2,04	0,22	0,25
2006	98,07	0,09	1,62	0,13	0,10
2007	98,03	0,09	1,64	0,11	0,14
2008	90,53	0,43	8,37	0,42	0,26
2009	89,60	0,41	9,09	0,61	0,29
2010	89,72	0,36	8,97	0,63	0,33

Çizelge 1.2’de verilen istatistiklere göre kaza sayısını, dolayısıyla ölüm, yaralanma ve ekonomik kaybı azaltmak için atılması gereken adımların öncelikle sürücü hatalarını azaltmaya yönelik olması gerektiği açıktır. Bu amaçla, sürücülerin eğitimi ve geliştirilmesine yönelik adımlar atılması gerektiği gibi, aynı zamanda sürücülerin araçlarının kontrolünü kaybetmelerini önleyecek araç içi etkin güvenlik sistemlerinin geliştirilmesi de hayati önem arz etmektedir. ABS (Kilitlenme önleyici frenleme sistemi), ESP (Elektronik denge programı) gibi etkin güvenlik sistemlerinin amacı, sürücülerin araçları üzerindeki kontrolünü korumalarını sağlayarak olası kazaları engellemek ya da kazaların olası etkilerini en aza indirmektir.

ABS fren sisteminin tarihteki gelişimine bakacak olursak, söz konusu sistem Fransız otomobil ve uçak öncüsü Gabriel Voisin tarafından 1929 yılında uçaklarda kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Bu sistem, fren silindirlerini besleyen hidrolik hattına bağlı bir volan ve vanadan oluşmaktadır. Volan, tekerlekle aynı hızda dönen bir tambura bağlanmaktadır. Dolayısıyla normal bir frenlemede, tambur ve volan aynı hızda dönmektedir. Tekerleğin yavaşlama anında ise tamburda aynı hızda yavaşlamakta, volan ise yavaşlayan tamburdan daha hızlı bir oranda dönme hareketi gerçekleştirir hale gelmektedir. Bu durum, vananın açılıp az miktarda frenleme

sıvısının ana silindiri terketmesine, basıncı azalan silindirin frenlemeyi bırakmasına neden olmaktadır. Tambur ve volan hızları eşitlendiği zaman ise vana tekrar kapatılıp aynı süreçler, tekerlek durana kadar devam etmektedir. Bu sistem, pilotlara yavaşça frenleme basıncını arttırmak yerine freni kökleyip uçağı daha erken durdurma imkânı verdiği için yapılan deneylerde %30 oranında frenleme performansında artışa neden olduğu saptanmıştır. Aynı zamanda bir diğer yararı, frenleme sırasında uçağın tekerleklerinin yanmasını ve ya patlamasını engellemektedir (“Anti-block braking system”, t.y.).

1950’li yılların başında Dunlop Maxaret’in geliştirdiği kayma önleyici sistem, kendine İngiltere Havacılık Endüstrisi’nde geniş kullanım alanı buldu. Birçok uçak modeli, standart olarak Maxaret’in kayma önleyici sistemiyle monte edildi. Bu sistem ıslak ve buzlu yollarda frenleme mesafesini %30 oranında azaltırken tekerleklerin kullanım sürelerini arttırmaktadır (“Anti-block braking system”, t.y.).

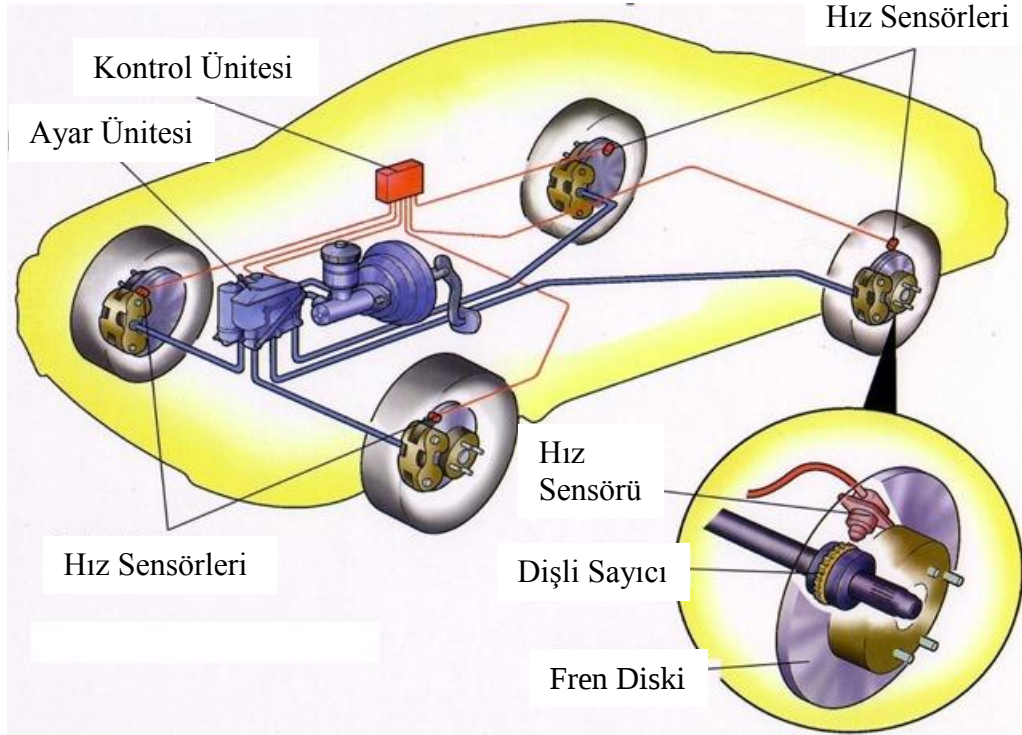
İngiliz motorsiklet markası Royal Enfield 1958 yılında Super Meteor isimli modelinde deneysel ortamda Maxaret kayma önleyici sistemini kullanmıştır. Kayma önleyici sistemlerin motorsikletler üzerinde kullanılması, motorsikletler kazalarının çoğunun motorsikletin kayması sonucunda gerçekleştiği düşünüldüğünde, hayati bir öneme sahip olduğu anlaşılmıştır (“Anti-block braking system”, t.y.).

1960’larda tamamen mekanik sistem Ferguson P99 ve Jensen FF modelleri gibi sınırlı sayıda otomobillerde kullanılmış fakat bu sistem pahalı ve güvenilirmez oluşundan dolayı gerekli ilgiyi görmemiştir. İlk tamamen elektronik kilitlenme önleyici sistem 1960’ların sonlarına doğru Concorde uçaklarında kullanılmak üzere geliştirilmiştir (“Anti-block braking system”, t.y.).

Günümüzde kullanılan modern kilitlenme önleyici frenleme sistemlerinin ilk örneklerinden biri olarak 1971 yılında Chrysler firmasının Bendix Corporation ile birlikte geliştirdiği, Imperial modellerinde kullandığı 3 kanallı 4 sensörlü “Emin Fren” diye adlandırdıkları sistem gösterilebilir. Bu sistem birkaç yıl, yeterli ve güvenilir bir sistem olarak kullanılmıştır. Elektronik ABS sistemi şematik olarak Şekil 1.1’de gösterilmiştir.

1970 yılında Ford, Lincoln modelinde arka tekerleklerinde “Emin Yol” diye adlandırdığı kitleme önleyici sistemi kullandı ve bunu 1971 yılında standartlaştırdı. 1971 yılında General Motors “Yol Ustası” diye adlandırdığı sistemi arkadan çekişli

Cadillac modellerinde kullandı. Aynı yıl Nissan, müşterilerine President modelinde ek seçenek olarak Elektronik ABS sistemi sundu ve bu sistem Japonya'nın ilk Elektronik ABS sistemi oldu. 1972 yılında Triumph Motor Company firması ilk kez bir dört çekişli araçta Elektronik ABS sistemi kullandı ("Anti-block braking system", t.y.).



Şekil 1.1 : Elektronik ABS şematik gösterimi (Ulsoy, 1997).

1978 yılında Bosch firması, küçültüp hafiflettiği ABS sistemini piyasaya sürdü ve ABS'nin isim haklarını satın aldı. Artık başka firmalar benzer sistemlere ABS diyemiyor, başka isimler takıyorlardı ("Anti-block braking system", t.y.).

1985 yılında Ford firması ABS ile güçlendirdiği Scorpio modelini Avrupa piyasasında tanıtıp bir yıl sonra ise Yılın Arabası Ödülü'nü almasıyla diğer üreticileri ABS konusunda araştırma yapmaya teşvik ederek ABS'nin gelişmesini hızlandırdı ("Anti-block braking system", t.y.).

1988 yılında BMW, K100 modelinde ilk kez Elektronik ABS sistemini bir motorsiklette kullanmıştır. Şekil 1.2'de söz konusu motorsiklet ve yerleştiren ABS'nin resmi verilmiştir. 1992 yılında Honda markası ST1100 modelli motorsikletinde Elektronik ABS kullanarak BMW markasını takip etmiştir. 2005 yılında Harley-Davidson polis motorlarında kilitleme önleyici sistemi bir seçenek olarak sunmuştur ("Anti-block braking system", t.y.).



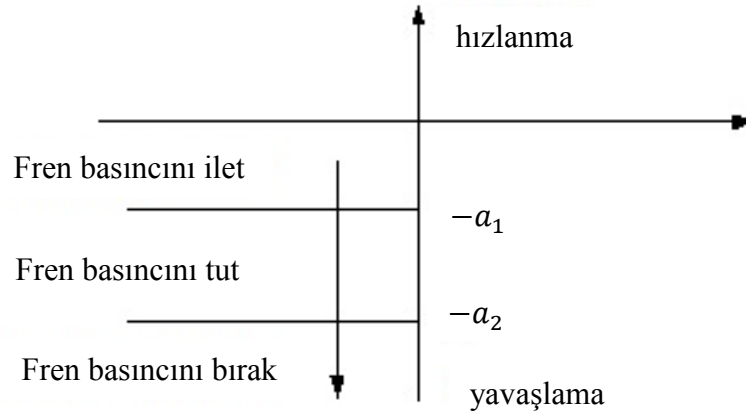
Şekil 1.2 : BMW K100 ve üzerindeki ABS (Url-1, t.y.).

ABS'nin görevi temel olarak ani ve şiddetli frenleme sırasında tekerleklerin kilitlenmesini engellemektir. Bunun iki önemli amacı vardır: Birincisi, tekerleklerin kilitlenmesi durumunda tekerleklerin üretebileceği azami fren kuvvetinden daha az fren kuvveti oluşmakta, bu da aracın durma mesafesinin uzaması ile sonuçlanmaktadır. İkincisi, kilitlenen tekerlekler yanıl yönde kuvvet oluşturamamakta, bu da aracın, sürücünün direksiyon girişine cevap verememesi ile sonuçlanmaktadır. Tekerleklerin kilitlenmesi engellenerek aracın durma mesafesi azaltılacağı gibi sürücünün direksiyon kontrolünün de korunması sağlanmış olur. Bu sebeplerden ötürü ABS, araçlarda kullanılan en hayati etkin güvenlik sistemlerindendir.

Günümüzde taşıtlarda kullanılan çoğu ticari ABS fren sistemi eşik yöntemi ile çalışmaktadır. Bu yöntemde frenleme sırasında tekerleklerin yavaşlama ivmesi ölçülmekte, bu değer belli bir kritik eşik değerini aştığında fren basıncına müdahale edilerek tekerleklerin kilitlenmeden yavaşlaması sağlanmaktadır. Şekil 1.3'te eşik yöntemiyle çalışan ABS algoritması şematik olarak gösterilmiştir.

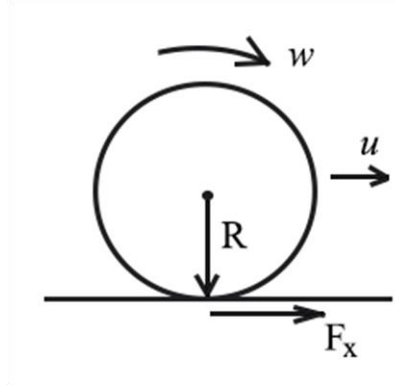
Şekil 1.3'te görüldüğü gibi eğer tekerleklerin yavaşlama ivmesi bir a_1 değerinden küçükse, sürücünün fren isteği aynen tekerleklerle iletilmektedir. Eğer yavaşlama ivmesi a_1 değerini aşarsa sürücü fren isteği aynen iletilmez, bunun yerine fren basıncı sabit tutulur. Eğer tekerleklerin yavaşlama ivmesi artmaya devam eder ve bir a_2 eşik değerini aşarsa, tekerleklerin kilitlenme tehlikesi söz konusu olduğundan

tekerleklerdeki fren basıncı azaltılır. Bu durumda tekerleklerin yavaşlama ivmesi tekrar azalır ve bir önceki kip etken olur. Bu şekilde tut-bıraklar ile kilitlenmeden frenleme gerçekleştirilir. Bu tip ABS algoritmaları basittir ve tekerleklerin kilitlenmesini engellemekle birlikte tekerleklerin azami frenleme potansiyelini tam olarak ortaya çıkaramamaktadırlar. Bu amaçla daha ileri yöntemler geliştirilmektedir. Bu yöntemlerde tekerleklerin frenleme potansiyelini azami seviyeye çıkarmak için tekerleklerin kayma oranı (slip ratio) değeri belli bir optimal değere yaklaştırılmaya çalışılır.



Şekil 1.3 : Eşik yöntemiyle çalışan ABS algoritması.

Söz konusu kayma oranı Şekil 1.4’teki şematik tekerlek modeli üzerinden gösterecek olursak,



Şekil 1.4 : Tekerlek modeli.

Şekil 1.4’te;

$R \rightarrow$ tekerlek yarıçapı (m)

$w \rightarrow$ açısal hız (rad/s)

$u \rightarrow$ hız (m/s)

$F_x \rightarrow$ frenleme kuvveti (N)

olmak üzere tekerlek kayma oranı κ

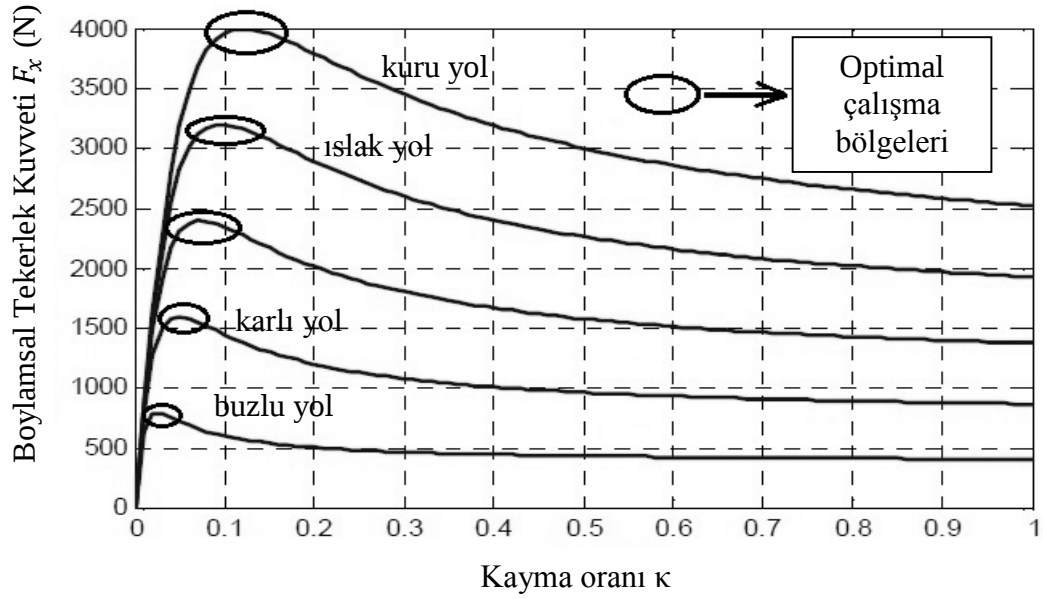
$$\kappa = \frac{u - \omega R}{u} \quad (1.1)$$

şeklinde tanımlanır.

Denklem (1.1)'de eğer tekerleğin boylamsal hızı u ile eşdeğer dönme hızı ωR birbirine eşit ise kayma oranı sıfırdır. Fakat hızlanma durumunda $\omega R > u$ ve yavaşlama durumunda $\omega R < u$ olur. Bu durumlarda tekerlek kayma oranı κ sıfırdan farklı değerler alır. Frenleme sırasında tekerlekler kilitlenirse (yani $\omega = 0$ ise) fakat tekerlek doğrusal hareketine devam ediyorsa ($u \neq 0$) kayma oranı $\kappa = 1$ değerini alır. Başka bir deyişle aracın tekerleğinin sahip olduğu çizgisel hızın aracın mevcut olan hızına eşit olduğu yani tekerleğin yolda hiç kaymadan yuvarlanarak hareket ettiği durumda kayma oranı $\kappa = 0$ değerini alır. İlk düşünüldüğünde kayma oranı $\kappa = 0$ iken azami frenleme kuvveti değerine ulaşılacağı sanılmakta olmasına rağmen bu azami frenleme kuvvetine kayma oranı $\kappa = 0$ 'dan çok az daha büyük değerlerde ulaşılır. Bunun temel nedeni tekerlek ile yol arasındaki sürtünme katsayısının sabit bir değer değil, kayma oranı ile değişen bir değer olmasından kaynaklanmaktadır. Teker ile yol arasındaki oluşan bu sürtünme kuvveti katsayısı tekerleğin cinsine ve yolun ıslak, kuru, karlı vb. oluşuna bağlıdır. Azami frenleme kuvvetini elde etmek için azami sürtünme kuvvetini elde etmek gerekir. Bir aracın kayma oranının değişimine göre tekerleğinin ürettiği kuvvetin, yol koşullarına bağlı olarak değişimi Şekil 1.5'te görülmektedir.

Şekil 1.5'te görüldüğü gibi kayma oranı değeri arttıkça boylamsal tekerlek kuvveti F_x (frenleme kuvveti) artmakta, bir tepe noktasını geçtikten sonra ise kuvvet azalmaya başlamaktadır. Tekerleklerin kilitlenme durumunda yani $\kappa = 1$ olduğunda ise oluşan fren kuvveti Şekil 1.5'te görüldüğü gibi elde edilebilecek azami değerden düşüktür. Bu da tekerlekler kilitlendiğinde aracın durma mesafesinin neden uzadığının cevabıdır. Azami frenleme kuvvetini elde etmek için kayma oranı değerinin belli bir optimal değerde tutulması gerekmektedir. Şekil 1.5'te görüldüğü gibi fren kuvvetini maksimize edecek kayma oranının optimal değeri yol koşullarına göre değişmektedir.

ABS kontrolü alanında yapılan çalışmalar yöntem açısından temelde üç ana gruba ayrılmaktadır. Birinci gruptaki çalışmalarda optimal frenleme performansı için gereken optimal kayma oranı değerinin önceden bilindiği varsayılmaktadır. Böylece kontrol problemi, belli bir andaki kayma oranı değerinin bu optimal kayma oranı değerine yaklaştırılması şeklinde olmaktadır. Bu gruptaki çalışmalar optimalite özelliği içermemektedir çünkü Şekil 1.5'te görüldüğü gibi azami fren kuvvetini sağlayacak kayma oranı değeri sabit değildir ve yol koşulları ile değişmektedir.



Şekil 1.5 : Farklı yol koşullarında boylamsal tekerlek kuvveti karakteristiği.

İkinci grup ABS kontrolü çalışmalarında ise optimal kayma oranı değerinin önceden bilinmediği kabul edilmektedir. Optimal değeri bulmak için önce yol koşulları kestirilmekte, kestirilen yol koşuluna uygun kayma oranı değerine göre de tekerlekler kontrol edilmektedir. Bu ikinci grup algoritmaların performansı yol koşullarını ne kadar doğru ve çabuk bir şekilde kestirdiklerine bağlıdır. Bu ise, acil durum frenlemesi gibi ani ve hızlı gerçekleşen durumlarda zor ve güvenilir değildir.

Üçüncü grup ABS algoritmalarında ise yine ikinci gruptakiler gibi optimal kayma oranı değerinin önceden bilinmediği kabul edilmektedir. İkinci grup yöntemlerden farklı olarak, yol koşulunu kestirmeye çalışmadan optimal kayma değeri optimizasyon algoritmaları ile anlık olarak bulunmaya çalışılmaktadır. Daha detaylı bilgi ilerleyen bölümlerde anlatılacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Bu projede yol koşulları bilgisine ihtiyaç duymadan, optimal frenleme performansını sağlayan bir optimizasyon algoritması geliştirilmiş ve bu algoritma deneysel bir sisteme uygulanmıştır. Bu çerçevede, geliştirilen algoritma yukarıda verilen grupta üçüncü grup cinsindendir. Projede, Ekstremum Arama Algoritması (EAA) temelli ABS kontrol algoritması geliştirilmiştir. Literatüre getirilen bir yenilik olarak, arama algoritmasında kullanılan değişkenler uyarlamalı hale getirilerek Uyarlamalı Ekstremum Arama Algoritması tabanlı ABS Kontrolcüsü geliştirilmiştir. Bu şekilde, algoritmanın hızlı bir şekilde optimal çalışma noktasını bulması, bulduktan sonra ise değişkenlerin uyarlanarak optimal nokta etrafında düşük genlikli salınımlar ile frenleme performansının önemli ölçüde iyileştirilmesi sağlanmıştır. Ayrıca, daha önce bu konu üzerinde yapılan çalışmalarda önerilen ABS kontrol algoritmalarının hemen hemen hepsi sadece bilgisayarda gerçekleştirilen benzetimler ile doğrulanmakta, gerçek bir sistemde, gerçek zamanlı uygulanabilirlikleri soru işareti olarak kalmaktadır. Bu projede, bir ABS deney düzeneği satın alınarak gerçek bir sistemde gerçek zamanlı olarak çalışabilen bir kontrol algoritması geliştirilmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde ABS kontrolü alanında yapılan çalışmalar yöntem açısından temelde üç ana gruba ayrılmaktadır. Birinci gruptaki çalışmalarda (Sharkawy, 2010; Harifi vd., 2008; Mitić vd., 2013; Mirzaeinejad ve Mirzaei, 2010; Lin vd., 2013; Kayacan vd., 2009; Jing vd., 2011) optimal frenleme performansı için gereken kayma oranı değerinin önceden bilindiği varsayılmaktadır. Böylece kontrol problemi, belli bir andaki kayma oranı değerinin bu optimal kayma oranı değerine yaklaştırılması şeklinde olmaktadır.

Literatürdeki ikinci grup ABS kontrolü çalışmalarında (Bhandari vd., 2012; Patel vd., 2007; Rattasiri vd., 2007; Cabrera vd., 2005) optimal kayma oranı değerinin önceden bilinmediği kabul edilmektedir. Optimal kayma oranı değerini bulmak için önce yol koşulları kestirilmekte, kestirilen yol koşuluna uygun kayma oranı değerine göre de tekerlekler kontrol edilmektedir.

Üçüncü grup ABS algoritmalarında (Drakunov vd., 1995; Tanelli vd., 2008; Zhang ve Ordonez, 2007; Dincmen vd., 2014; Dincmen, 2014; Haskara vd., 2000; Capra vd.,

2012) ise yine ikinci gruptakiler gibi optimal kayma oranı değerinin önceden bilinmediği kabul edilmektedir. İkinci grup yöntemlerden farklı olarak, yol koşulunu kestirmeye çalışmadan optimal kayma değeri optimizasyon algoritmaları ile anlık olarak bulunmaya çalışılmaktadır.

Yukarıda verilen birinci grup algoritmalar, hedef kayma oranı değerinin önceden bilindiği varsayıldığı için optimallik ilkesi içermezler çünkü gerçekte optimal kayma oranı değeri sabit değildir ve farklı yol koşullarında farklı değerler almaktadır. İkinci grup algoritmaların performansı ise yol koşullarını ne kadar doğru ve çabuk bir şekilde kestirdiklerine bağlıdır. Bu ise, acil durum frenlemesi gibi ani gerçekleşen durumlarda zor ve güvenilir değildir. Söz konusu bu üç yöntem Çizelge 1.3'te özetlenmiştir.

Çizelge 1.3: ABS kontrolü için kullanılan üç ana yöntem.

Grup numarası	Kayma oranı	Yol koşulları	Optimallik	Amaç
1.Grup	Biliniyor	Biliniyor	Yok	Anlık kayma oranını bilinen kayma oranına yaklaştırma
2.Grup	Bilinmiyor	Kestiriliyor	Var	Kestirilen yol koşulları için optimal kayma oranı bulup anlık kayma oranını bu değere yaklaştırma
3.Grup	Bilinmiyor	Bağımsız	Var	Optimizasyon ile optimal kayma oranı bulup anlık kayma oranını bu değere yaklaştırma

Bu projede, optimal kayma oranı değerini önceden bilmeden ve yol koşullarını kestirmeye çalışmadan, azami fren kuvvetini verecek optimal kayma oranı değerinin anlık olarak arandığı bir optimizasyon algoritması geliştirilmiştir. Geliştirilen algoritma yukarıda verilen sınıflamaya göre üçüncü gruba girmektedir. Anlık optimizasyon algoritması olarak ise literatürde Ekstremum Arama Algoritması (EAA) olarak geçen algoritma kullanılmıştır. Bu algoritma, sistemin performans fonksiyonunun tamamen veya kısmen bilinmediği, zamanla değişebildiği, sistemin

doğrusal olmadığı, belirsizlik ve bozucular içerdiği durumlar için uygundur. Örneğin acil durum frenlemesinde ihtiyaç duyulduğu gibi, bilinmeyen yol koşullarında tekerlek ile yol arasındaki azami frenleme kuvvetlerinin elde edilmesi problemi EAA'nın uygulama alanına girmektedir.

Ekstremum Arama Algoritmaları (EAA) temelde dört gruba ayrılmaktadır. Bunlar perturbasyon tabanlı, kayma kipli tabanlı, sayısal optimizasyon tabanlı, ve gradyan tabanlı ekstremum arama algoritmalarıdır. Perturbasyon tabanlı EAA'da (Krstic ve Wang, 2000; Zhang vd., 2007) arama sinyaline bir perturbasyon eklenir. Bu perturbasyonun performans ölçütüne etkisi incelenerek optimal değere ulaşmak için arama sinyalinin değerinin artırılması mı azaltılması mı gerektiğine karar verilir. Burada performans ölçütü fonksiyonunun biçiminin bilinmediği varsayılmaktadır.

Kayma kipli tabanlı EAA'da (Drakunov vd., 1995; Dincmen vd., 2014; Korovin ve Utkin, 1974; Drakunov, 1993; Haskara vd., 2000; Dincmen ve Guvenc, 2012) yine performans ölçütü fonksiyonunun biçiminin bilinmediği varsayılmaktadır. Bu yöntemde bir kayma yüzeyi tanımlanmakta, bu yüzey üzerinde performans ölçütü zamanla artan ya da azalan bir fonksiyonu takip etmeye zorlanmaktadır. Böylece performans ölçütü maksimize ya da minimize edilmektedir.

Sayısal optimizasyon tabanlı EAA'da ise (Zhang ve Ordonez, 2007; Popovic vd., 2006) iteratif yöntemler kullanılarak amaç fonksiyonunun optimal noktası aranmaktadır. Sayısal optimizasyon algoritması bir sonraki sistem durumunu bulmakta, durum ayarlayıcı da sistemi bu yeni duruma getirmeye çalışmaktadır.

Gradyan tabanlı EAA'da (Guay ve Zhang, 2003; DeHaan ve Guay 2005) ise yukarıda anlatılan üç grup EAA'dan farklı olarak amaç fonksiyonunun şeklinin bilindiği fakat sistemin modelinde ve amaç fonksiyonunda belirsiz değişkenler olduğu varsayılmaktadır. Bu belirsizlikler altında amaç fonksiyonunun ekstremum noktası aranmaktadır. Bu dört yöntem Çizelge 1.4'te özetlenmiştir.

Çizelge 1.4: Ekstremum Arama Algoritmalarında en çok kullanılan dört yöntem.

Yöntem	Çalışma mantığı
Pertürbasyon tabanlı	Çözülmemiş bir problemi çözülmüş bir probleme benzetme
Kayma kipli tabanlı	Kayma yüzeyi tanımlayıp bu yüzeyi artan/azalan fonksiyon üzerinde tutma
Sayısal optimizasyon tabanlı	İteratif yöntemlerle optimizasyon
Gradyan tabanlı	Sistemin modelinin bilinmeyişi amaç fonksiyonunda belirsizliklere yol açıyor

2. GEREÇ VE YÖNTEM

Bu projede Ekstreum Arama Algoritması (EAA) temelli bir ABS kontrol algoritması geliştirilmiştir. Algoritma, yol koşulları bilgisine ihtiyaç olmadan, optimal frenleme performansı için gereken optimal fren basıncını kendi kendine arayan bir optimizasyon algoritmasıdır. Kayma oranının değişimine göre tekerleğin ürettiği kuvvetin değişimi Şekil 1.5’te farklı yol koşulları için görülmektedir. Amaç, yol koşulu bilgisinden bağımsız optimal çalışma bölgelerini bulmaktır.

Bir önceki bölümde bahsedildiği gibi arama algoritmasında kullanılacak değişkenler uyarlamalı hale getirilerek Uyarlamalı Ekstreum Arama Algoritması tabanlı ABS Kontrolcüsü geliştirilmiştir. Bu şekilde, algoritmanın hızlı bir şekilde optimal çalışma noktasını bulması, bulduktan sonra ise değişkenlerin uyarlanarak optimal nokta etrafında düşük genlikli salınımlar ile frenleme performansının önemli ölçüde iyileştirilmesi sağlanmıştır.

2.1 Algoritmanın Kuramsal Temellerinin Kurulması

Bu projede önce arama algoritmasının değişkenlerinin sabit olduğu durum için analiz yapılmış, daha sonra değişken uyarlama kuralı eklenmiştir.

2.1.1. Kayma kipli kontrol

Değişken yapılı kontrol sistemlerinin davranışları, uygun bir geri besleme kontrol kuralı ve bir karar kuralı tarafından betimlenir. Anahtarlama fonksiyonu olarak adlandırılan karar kuralı, sistemin davranışını oluşturan fonksiyon seçer. Kayma kipli kontrolde, değişken yapılı kontrol sisteminin durumları, faz uzayında, faz değişkenlerinden oluşan kayma yüzeyi olarak adlandırılan bir yüzey üzerinde tutacak şekilde tasarlanır. Tasarlanan sistemin davranışı, sistemin durumlarının bu yüzey üzerine gelmesi ve bu yüzey üzerinde kalmasına yöneliktir (Köse, 2010).

Kayma kipli kontrol doğası gereği süresizdir. Kontrolde, sistem durumları kayma yüzeyine ulaştıktan sonra, sistem durumlarının kayma yüzeyinin dışına çıkma durumu gerçekleşirse, ani bir kontrol işareti üretilerek durumlar tekrar yüzey üzerine

getirilmeye çalışılır. Böyle bir kontrolde sistem çok kısa zamanda çok fazla yön değiştirir. Sistem durumlarını kayma yüzey üzerinde tutmak için ani yön değiştiren sınırsız frekanslı bu işarete çatırtı (chattering) denir. Bu durum, uygulamada bazı problemlere sebep olur. Çatırtı, hızlı hareket eden mekanik sistemlere uygulandığında, sistemi oluşturan hızlı hareket eden parçalara zarar verebilir. Çatırtı sorunu; filtreleme, süreksiz yaklaşım, doyma fonksiyonu, bulanık kontrol gibi çeşitli fonksiyon ve yöntemler kullanılarak azaltılabilir. Ancak bu durumda kayma kipli kontrol gürbüzlük özelliğini kaybeder (Köse, 2010).

2.1.2. Kayma kipli kontrolcü tasarımı

Değişkenlerin sabit olduğu durum için kayma kipli kontrolörde kayma yüzeyi s (2.1)'deki gibi seçilir:

$$s = F_X(\kappa) + \rho t \quad (2.1)$$

$s \rightarrow$ kayma yüzeyi

$F_X \rightarrow$ frenleme kuvveti

$\kappa \rightarrow$ kayma oranı

$\rho \rightarrow$ pozitif sayı

$t \rightarrow$ zaman değişkeni

Kayma yüzeyi s 'nin bu şekilde seçilmesindeki amaç, F_X kuvvetini ρt gibi zamanla artan bir fonksiyonu takip etmeye zorlamaktır. (2.1) numaralı denklemin türevi alınır

$$\dot{s} = \frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} \dot{\kappa} + \rho \quad (2.2)$$

(2.2) denklemindeki eşitlik elde edilir. Kayma oranı κ 'nın zamanla değişim formülü denklem (2.3)'teki gibi seçilir;

$$\dot{\kappa} = M \operatorname{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] \quad (2.3)$$

$M \rightarrow$ pozitif sabit

$\gamma \rightarrow$ pozitif sabit

$\operatorname{sgn} \rightarrow$ işaret fonksiyonu

Ekstremum arama algoritmasına göre,

$$\left| \frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} \right| > \frac{\rho}{M} \quad (2.4)$$

(2.4)'teki eşitsizlik geçerli oldukça fren kuvveti artarak azami değerine ulaşmaktadır. Bunu ispatlamak için önce (2.3), (2.2) numaralı denklemde yerine yazılarak (2.5)'teki ifade elde edilsin.

$$\dot{s} = \frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] + \rho \quad (2.5)$$

optimizasyon sürecinin başında (2.1) denklemindeki s değerinin γ ve 2γ değerleri arasında olduğu varsayılın, yani;

$$\gamma < s(0) < 2\gamma \quad (2.6)$$

(2.6)'daki ifade geçerli olsun. Bu durumda, bu aralık için aşağıdaki matematiksel ifadeler yazılabilir.

$$\operatorname{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] = -\operatorname{sgn}(s - \gamma) \quad \text{ya da} \quad \operatorname{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] = \operatorname{sgn}(s - 2\gamma) \quad (2.7)$$

(2.5) ve (2.7)'deki ifadeler birleştirilirse (2.8)'deki kayma yüzeyi dinamiği ifadelerine ulaşılır.

$$\dot{s} = -\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn}(s - \gamma) + \rho \quad \text{ya da} \quad \dot{s} = \frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn}(s - 2\gamma) + \rho \quad (2.8)$$

Şimdi bir değişken olarak λ şu şekilde tanımlansın,

$$\lambda = s - \gamma \quad \text{ya da} \quad \lambda = s - 2\gamma \quad (2.9)$$

(2.9) numaralı denklemin türevini alırsak

$$\dot{\lambda} = \dot{s} \quad (2.10)$$

(2.10)'daki ifade elde edilir. En sonunda (2.8) numaralı denklem şu hale gelir;

$$\dot{\lambda} = -\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn}(\lambda) + \rho \quad \text{ya da} \quad \dot{\lambda} = \frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn}(\lambda) + \rho \quad (2.11)$$

(2.11) numaralı denklemlerden ise (2.12)'deki eşitsizliklere ulaşılır.

$$\lambda \dot{\lambda} \leq -|\lambda| \left[\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M - \rho \right] \quad \text{ya da} \quad \lambda \dot{\lambda} \leq |\lambda| \left[\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} M + \rho \right] \quad (2.12)$$

(2.12) numaralı eşitsizliklerde, (2.4) numaralı koşul geçerli olduğu sürece, yani

$\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} > \frac{\rho}{M}$ ise (2.12)'deki ilk denklemden, $\frac{dF_X(\kappa)}{d\kappa} < -\frac{\rho}{M}$ ise (2.12)'deki ikinci

denklemden anlaşılmaktadır ki λ değeri sonlu bir zaman sonra sıfıra ulaşır çünkü (2.12) numaralı eşitsizlikler sonlu zamanda yakınsama (finite time convergence(FTC)) koşullarını sağlarlar. Sonlu bir zaman sonra $\lambda = 0$, yani $s = \gamma$ ya da $s = 2\gamma$ olur.

Şimdiye kadar yürütülen analiz ile görülmektedir ki, optimizasyonun başlangıcında s değeri $\gamma < s(0) < 2\gamma$ aralığında olduğunda, (2.4) koşulu geçerli ise, s değişkeni sonlu bir zaman sonra γ ya da 2γ değerlerine ulaşmaktadır. Benzer şekilde gösterilebilir ki sadece $\gamma < s(0) < 2\gamma$ için değil s 'nin herhangi bir başlangıç değeri $s(0)$ için s değeri sonlu bir zaman sonra

$$s = k\gamma, \quad (k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots) \quad (2.13)$$

gibi sabit bir değere yaklaşacaktır. Bu durumda (2.1) numaralı denklem şu şekilde yeniden yazılırsa denklem (2.14) ve (2.15) elde edilir.

$$s = k\gamma = F_X(\kappa) + \rho t \quad (2.14)$$

$$\dot{F}_X(\kappa) = -\rho \quad (2.15)$$

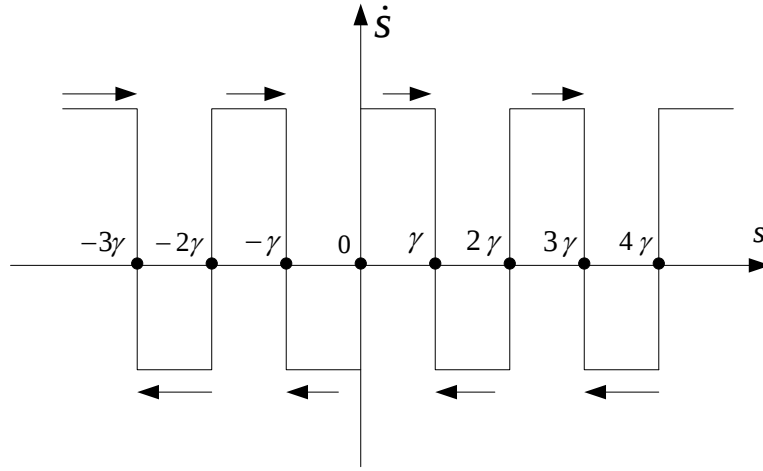
Yani boylamsal teker kuvveti F_X (frenleme sırasında negatif), bir ρ eğimi ile artar ve azami noktasına doğru yaklaşır.

Yukarıdaki analiz şu şekilde görsellenebilir. (2.4) numaralı denklem ile verilen koşul geçerli olduğu sürece s ve $\dot{s}$ nın değişimi (2.5) denklemine göre Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'deki gibi olacaktır. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'deki oklar s değişkeninin değişim yönünü göstermektedir. Görülmektedir ki başlangıçta s 'nin değeri ne olursa olsun, sonlu bir zaman sonra $s = k\gamma, (k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots)$ gibi sabit bir değere yaklaşmaktadır.

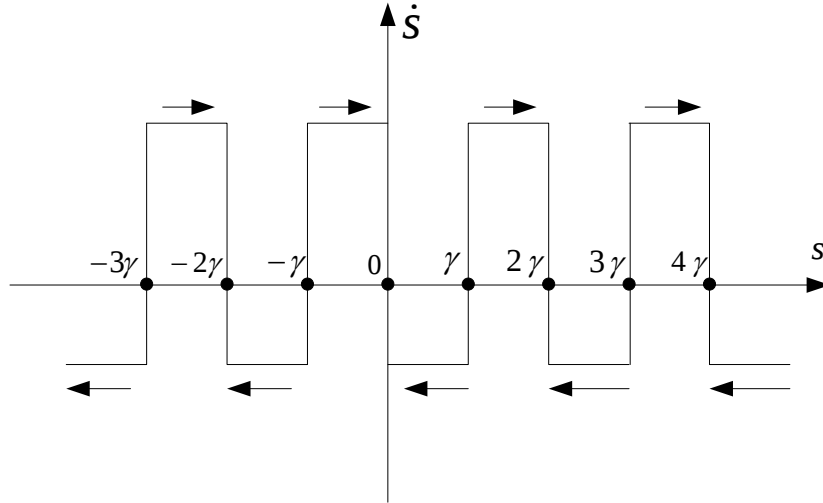
Geleneksel kayma kipli kontrol teorisinden farklı olarak, sonlu bir zaman sonra, kayma yüzeyi değişkeni s sabit bir değer almaktadır. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'de görüldüğü gibi, bölgelerin arasındaki mesafe γ dır. Bu mesafe küçük seçilirse, s 'nin sabit bir değere yakınsaması da kısa sürecektir.

(2.4) numaralı denklem ile verilen koşul, Şekil 1.5'te verilen kuvvet-kayma oranı eğrisinin gradyanı olan $|dF_X(\kappa)/d\kappa|$ değerinin sabit bir değer olan ρ/M 'den büyük olması durumudur. Gradyan, ρ/M değerinden büyük oldukça ekstremum arama algoritması amaç fonksiyonunu artmaya zorlayacaktır. Sonunda, F_X Şekil 1.5'te görüldüğü gibi tepe noktasının yakınındaki bir bölgeye ulaşacaktır. Bu bölgeden sonra

artık gradyan yeterince büyük değildir yani (2.4) numaralı denklem ile verilen koşul geçerli olmamaya başlar.



Şekil 2.1 : s ve $\dot{s}$ 'nın (2.5) denklemine göre değişimi ($dF_x(\kappa)/d\kappa > \rho/M$ olduğu durum).

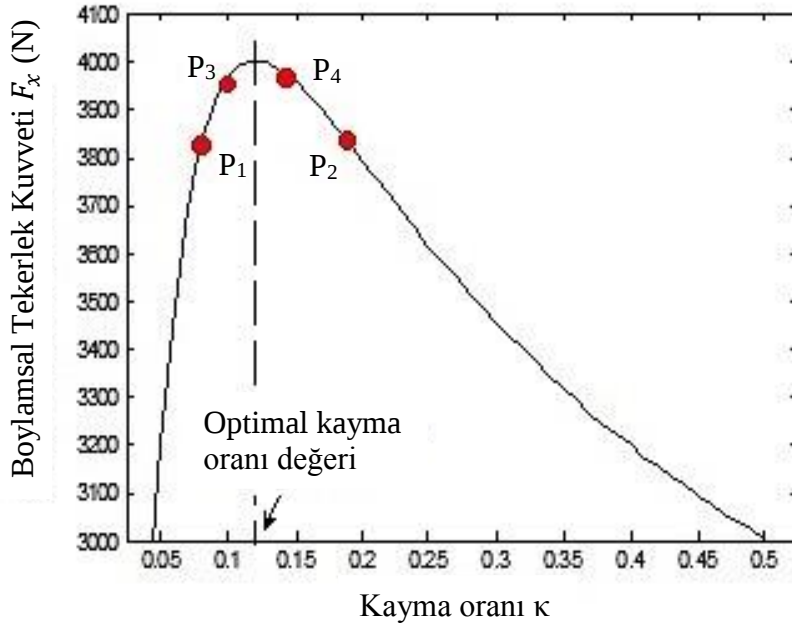


Şekil 2.2 : s ve $\dot{s}$ 'nın (2.5) denklemine göre değişimi ($dF_x(\kappa)/d\kappa < -\rho/M$ olduğu durum).

Şekil 2.3'te P_1 ve P_2 noktaları, gradyenin ρ/M değerinden küçük olmaya başladığı bölgeleri temsil etsin. Bu noktaların altında $|dF_x(\kappa)/d\kappa| > \rho/M$ olduğu için, (2.15) denklemine göre ekstremum arama algoritması fren kuvvetini P_1 ya da P_2 noktalarına ulaşana kadar arttıracaktır.

Çalışma noktası P_1 ya da P_2 noktasına ulaştığında, (2.4) numaralı koşul artık geçerli olmamasına rağmen fren kuvveti değeri tepe noktasına doğru hareket etmeye yani

kayma oranı değeri κ optimal değerine doğru yaklaşmaya devam edecektir. Bu davranışın nedeni aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 2.3 : Amaç fonksiyonu.

Çalışma noktası P_1 ya da P_2 noktasına ulaştığında artık $|dF_x(\kappa)/d\kappa| < \rho/M$ olduğu için (2.5) numaralı denklemden (2.16)'daki ifade yazılır

$$\dot{s} = \frac{dF_x(\kappa)}{d\kappa} M \operatorname{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] + \rho > 0 \quad (2.16)$$

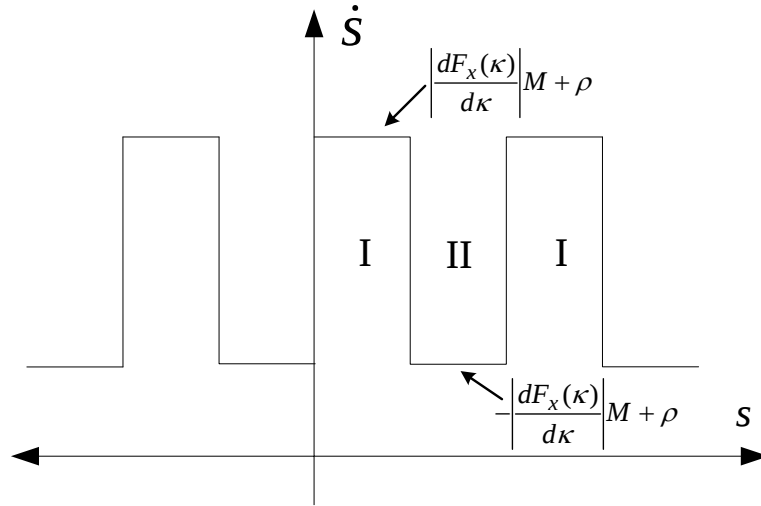
bunun anlamı s artık sabit bir sayı değildir ve değeri (2.17)'deki denklemlerde verilen hızlar mertebesinde artmaktadır;

$$\frac{ds}{dt} = \left| \frac{dF_x(\kappa)}{d\kappa} \right| M + \rho > 0 \quad \text{ya da} \quad \frac{ds}{dt} = - \left| \frac{dF_x(\kappa)}{d\kappa} \right| M + \rho > 0 \quad (2.17)$$

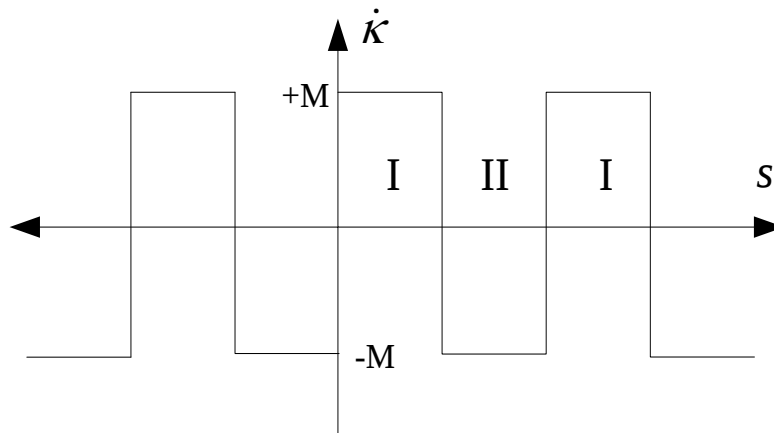
s değeri arttıkça, (2.3) denklemine göre, κ değeri $(+M)$ ve $(-M)$ değerleri arasında salınım yapar. Şimdi gradyen $dF_x(\kappa)/d\kappa$ 'nın pozitif olduğu durum ele alınsın yani tekerleğin çalışma noktası Şekil 2.3'teki P_1 ve P_3 noktaları arasında olsun. Bu durumda s ve $\dot{s}$ 'nin değişimleri, (2.16) denklemine göre Şekil 2.4'te görüldüğü gibi, κ 'nın değişimi ise Şekil 2.5'teki gibi olacaktır. Şekil 2.4'te görüldüğü gibi s değişirken, II numaralı bölgeyi I numaralı bölgeden daha yavaş yani daha uzun sürede geçecektir çünkü bu bölgede s 'nin türevinin değeri daha küçüktür. Bunun sonucunda Şekil 2.5'e göre κ , $(+M)$ değerinden daha fazla $(-M)$ değeri alacaktır. κ daha fazla negatif değer alacağı için κ değeri azalmaya devam edecek ve optimal değerine doğru yaklaşacak,

yani Şekil 2.3'teki çalışma noktası P_1 den P_3 noktasına doğru ilerleyecektir. Burada hatırlatılmalıdır ki frenleme durumunda kayma oranı κ değerleri negatiftir, bu yüzden κ değerinde azalma demek, bu değer Şekil 2.3'te sağa doğru yani tepe noktasının bulunduğu yere doğru ilerlemesi demektir.

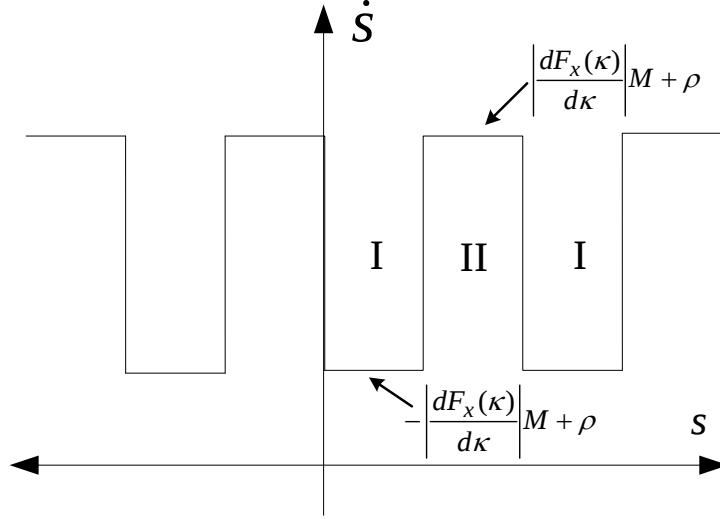
Eğer çalışma noktası Şekil 2.3'te P_2 ve P_4 noktaları arasında ise yani gradyenin negatif olduğu bölgede ise, s ve $\dot{s}$ nın değişimi (2.16) denkleminde göre Şekil 2.6'dakine benzer olacaktır. Bu durumda s , I numaralı bölgeyi II numaralı bölgeden daha yavaş geçecektir. Bunun sonucunda κ , $(-M)$ değerlerinden daha fazla $(+M)$ değerleri alacaktır. Bu da κ değerinin artması yani çalışma bölgesinin Şekil 2.3'te P_2 den P_4 noktasına doğru yaklaşması demektir. Frenlemede κ değerleri negatif olduğu için, değerindeki artış demek, Şekil 2.3'te sola doğru hareket demektir.



Şekil 2.4 : s ve $\dot{s}$ nın değişimi, (2.4) numaralı koşulun geçerli olmadığı ve $dF_x(\kappa)/d\kappa > 0$ olduğu durum için.



Şekil 2.5 : (2.3) denkleminde göre κ 'nın değişimi.



Şekil 2.6 : s ve $\dot{s}$ nın değişimi, (2.4) numaralı koşulun geçerli olmadığı ve $dF_x(\kappa)/d\kappa < 0$ olduğu durum için.

En sonunda, kayma oranı κ değeri, tepe noktasına yakın bir bölgede, Şekil 2.3'te P_3 ve P_4 noktaları ile gösterilen bölgede salınım yapmaya başlar. Uyarlama kazancı M 'nin değerinin küçük seçilmesi ekstremum nokta etrafında düşük genlikli salınımlar sonucunu doğurur. Diğer bir ifade ile P_3 ve P_4 noktaları birbirlerine yakın olur. Fakat küçük M seçilmesi, κ 'nın değişiminin P_1 ve P_2 noktalarının altındaki bölgede yavaş olması sonucunu doğurur. Yani P_1 ve P_2 noktalarına yaklaşma hızı düşük olacaktır. Bu nedenle bu projede, değişken uyarlama kazancı önerilmiştir. Çalışma noktası P_1 ya da P_2 noktalarının altında olduğunda uyarlama kazancı büyük seçilecek böylece bu noktalara yaklaşma hızı yüksek olacaktır. Çalışma noktası P_1 ya da P_2 noktasına ulaştığında (2.4) numaralı denklemde verilen koşul artık geçerli olmamaya ve (2.16) denkleminde ifade edildiği gibi s değeri artmaya başlayacaktır. Kayma değişkeni s değerindeki bu değişim gözlenerek ekstremum noktasına yaklaşıldığı anlaşılır. Bu andan sonra uyarlama kazancının değeri azaltılarak sistemin tepe noktası etrafında düşük genlikli salınımlar yapması sağlanır.

Kazanç M için bir uyarlama kuralı tanımlamak için (2.1) numaralı denklemdeki kayma değişkeni s , (2.18) numaralı denklemdeki gibi yeniden yazılsın:

$$s = F_x(\kappa) + \rho t + \rho_0 \quad (2.18)$$

$s \rightarrow$ kayma yüzeyi

$F_x \rightarrow$ frenleme kuvveti

$\kappa \rightarrow$ kayma oranı

$\rho \rightarrow$ pozitif bir sayı

$t \rightarrow$ zaman değişkeni

$\rho_0 \rightarrow$ pozitif sabit

Kayma değişkeni s' nin yukarıdaki gibi seçilmesiyle frenleme anı başlangıcında s değerinin başlangıç değerinin

$$s(0) = \rho_0 \quad (2.19)$$

(2.19) numaralı denklemdeki gibi olması sağlanmış olur.

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de görüldüğü gibi (2.4) koşulu sağlandığı sürece s artar veya azalır ve sabit bir $s = k\gamma$, ($k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$) değerine ulaşır. Bölümlerin arasındaki mesafe γ olduğu için tüm bu süre boyunca

$$s < \rho_0 + \gamma \quad (2.20)$$

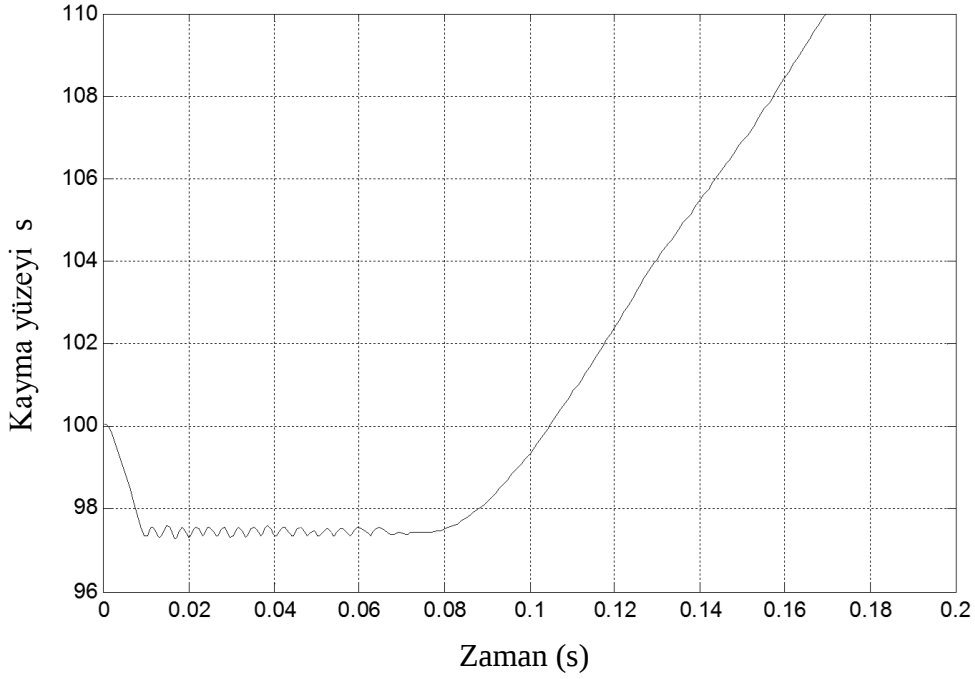
(2.20)’deki eşitsizliği geçerli olur. Frenleme devam ettikçe, bir süre sonra (2.4) koşulu artık geçerli olmaz ve s' nin değeri artmaya başlar. Bu da;

$$s > \rho_0 + \gamma \quad (2.21)$$

(2.21)’deki eşitsizliğin geçerli olmaya başlaması sonucunu doğurur. Benzetim çalışmalarında,

$$\rho_0 = 100 \quad (2.22)$$

(2.22) numaralı denklemdeki gibi seçilmiştir. Frenleme algoritması çalışırken s değişkeninin değişimi Şekil 2.7’de çizdirilmiştir. Şekilden anlaşılmaktadır ki başlangıçta $s(0) = \rho_0 = 100$ dür. Sonlu bir süre sonra (yaklaşık 0.01 saniye), s değişkeni sabit bir değere yakınsar (yaklaşık 97.5). Bu, (2.15) denkleminde görüldüğü gibi performans fonksiyonunun bir optimal çalışma noktasına doğru sürekli olarak artırılmasını garanti eder. Ekstreum noktasına yaklaştıkça gradyan gittikçe küçülür ve sonunda (2.4) koşulu geçerli olmamaya başlar (Şekil 2.3’te P_1 ve P_2 noktaları). Daha sonra, (2.17) denkleminde görüldüğü gibi s değeri artmaya başlar. Şekil 2.7’e göre bu olay yaklaşık 0.08 saniye sonra gerçekleşmeye başlamaktadır. s değerinin arttığının gözlemlenmesi ile ekstreum noktası yakınına ulaşıldığı anlaşılır. Tepe noktası etrafında düşük genlikli salınım ile frenleme için uyarılama kazancı M bu andan sonra azaltılacaktır.



Şekil 2.7 : s değişkeninin zamanla değişimi.

Kazanç M için uyarlama algoritması şu şekilde seçilmiştir,

$$M(s) = \begin{cases} M_1 & \text{eğer } s < \rho_0 + \gamma \\ M_2 & \text{eğer } s > \rho_0 + \gamma \end{cases} \quad (2.23)$$

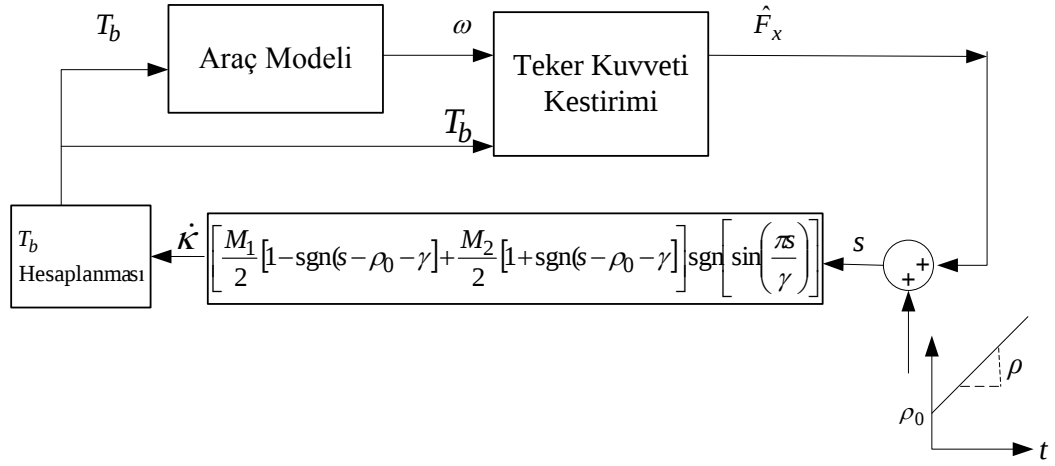
burada $M_1 > M_2$ pozitif sabitlerdir. (2.23) denklemi matematiksel olarak (2.24)'teki şekilde formüle edilebilir,

$$M(s) = \frac{M_1}{2} [1 - \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] + \frac{M_2}{2} [1 + \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] \quad (2.24)$$

(2.4) numaralı koşul geçerli olduğu sürece uyarlama kazancı büyük seçilir (M_1), böylece Şekil 2.3'teki P_1 ya da P_2 noktalarına hızlı yakınsama sağlanır. P_1 ya da P_2 geçildikten sonra s artmaya başlar. Bu andan sonra uyarlama kazancı küçük seçilerek (M_2), sistemin tepe noktası etrafında düşük genlikli salınım yapması sağlanır.

Uyarlama kazancı (2.24)' teki gibi seçilirse (2.3)' te verilen $\dot{\kappa}$ ifadesi (2.25)'teki şekline dönüşür. Tüm algoritmanın kontrol çevrimi ise Şekil 2.8'de görülmektedir.

$$\dot{\kappa} = \left[\frac{M_1}{2} [1 - \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] + \frac{M_2}{2} [1 + \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] \right] \text{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] \quad (2.25)$$



Şekil 2.8 : ABS için uyarlamalı ekstremum arama algoritması kontrol çevrimi.

Benzetim çalışmalarında çeyrek araç modeli kullanılmıştır. Yol ve tekerlek arasında oluşan kuvvetlerin gerçekçi hesaplanması için Pacejka tekerlek modeli çeyrek araç modeline eklenmiştir. Frenleme momenti T_b , aşağıda görülen basitleştirilmiş tekerlek dönme dinamiği ile hesaplanır,

$$\dot{\omega} = \frac{-T_b - RF_x}{I_\omega} \quad (2.26)$$

$\dot{\omega} \rightarrow$ tekerlek açısal ivmesi

$T_b \rightarrow$ frenleme momenti

$R \rightarrow$ tekerlek yarıçapı

$F_x \rightarrow$ frenleme kuvveti

$I_\omega \rightarrow$ tekerlek atalet momenti

burada tekerlek yuvarlanma direnci etkisi ihmal edilmiştir. Basitleştirilmiş boyuna araç dinamiği ise (2.27)'deki şekilde yazılır,

$$m\dot{u} = F_x \quad (2.27)$$

$m \rightarrow$ aracın kütlesi

$\dot{u} \rightarrow$ aracın boylamsal hızı

$F_x \rightarrow$ frenleme kuvveti

burada aerodinamik etkiler ve yol eğimi ihmal edilmiştir. Teker kayma oranı (2.28)'deki şekilde hesaplanır,

$$\kappa = -\frac{u - \omega R}{u} \quad (2.28)$$

(2.28) denkleminin türevi alınır ve (2.27), (2.26) denklemleri ile harmanlanırsa, kayma oranı dinamiği (2.29)'daki şekilde yazılır,

$$\dot{\kappa} = \frac{1}{u} \left(-\frac{F_x}{m} - \frac{RT_b}{I_\omega} - \frac{R^2 F_x}{I_\omega} - \frac{F_x}{m} \kappa \right) \quad (2.29)$$

Burada $\dot{\kappa}$ için (2.25) denkleminde görülen uyarılama kuralı yazılırsa gereken frenleme torku (2.29)'dan (2.30)'daki şekilde hesaplanır;

$$T_b = -\frac{I_\omega}{R} (\kappa + 1) \frac{F_x}{m} - RF_x - \frac{I_\omega}{R} u \left[\frac{M_1}{2} [1 - \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] + \frac{M_2}{2} [1 + \text{sgn}(s - \rho_0 - \gamma)] \right] \text{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi s}{\gamma} \right) \right] \quad (2.30)$$

2.1.3. Gözlemleyici tasarımı

Frenleme torkunun (2.30)'dan hesaplanabilmesi için u , ω , ve F_x değerlerinin ölçülmesi gerekmektedir. Boylamsal hız değerlerinin kestirimi için bir ivmeölçer kullanılabilir. Açısal hızlar ise kodlayıcılar vasıtasıyla elde edilebilir. Tekerlek kuvvetleri doğrudan ölçülemediği için bir gözlemleyici kullanmak gerekir. Burada, bu amaçla bir kayma kip tabanlı gözlemleyici kullanılmıştır. Bunun için (2.26) ile verilen tekerlek dinamiği aşağıdaki şekilde tekrar yazılsın.

$$I_\omega \dot{\hat{\omega}} = -RV - T_b \quad (2.31)$$

$\hat{\omega} \rightarrow$ açısal ivme gözlemlenen

$V \rightarrow$ süreksiz bir fonksiyon

Burada V , (2.32)'deki şekilde seçilmiştir,

$$V = -D \text{sgn}(\tilde{\omega}) \quad (2.32)$$

$D \rightarrow$ pozitif bir sabit

$\tilde{\omega} \rightarrow$ gözlemlene hatası

gözlemle hatası (2.33)'teki şekilde açılırsa;

$$\tilde{\omega} = \omega - \hat{\omega} \quad (2.33)$$

(2.31) denklemi (2.26) denkleminden çıkarılarak (2.34)'teki ifade elde edilir.

$$I_\omega \dot{\tilde{\omega}} = -F_x R - D \operatorname{sgn}(\tilde{\omega}) R \quad (2.34)$$

Burada her iki taraf $\tilde{\omega}$ ile çarpılarak;

$$I_\omega \dot{\tilde{\omega}} \tilde{\omega} = -F_x R \tilde{\omega} - D |\tilde{\omega}| R \quad (2.35)$$

(2.35)'teki ifade elde edilir. Buradan aşağıdaki eşitsizlik ifadesine ulaşılır,

$$I_\omega \dot{\tilde{\omega}} \tilde{\omega} \leq |F_x| R |\tilde{\omega}| - D |\tilde{\omega}| R \quad (2.36)$$

(2.36) denkleminde eğer $D > \max|F_x|$ ise, sonlu zamanda yaklaşım koşulu geçerli olur ve bir sonlu zaman aralığından sonra $\tilde{\omega} = 0$, $\dot{\tilde{\omega}} = 0$ eşitlikleri geçerli olur. Bu durumda (2.34) denkleminde göre şu sonuca ulaşılır:

Kayma kipindeyken, süreksiz V fonksiyonunun eşdeğer değeri (equivalent value), tekerlek kuvvetinin kestirilen değerine eşit olur. Yani

$$V_{eq} = \hat{F}_x \quad (2.37)$$

$\hat{F}_x \rightarrow$ gözlemlenen frenleme kuvveti

Süreksiz V fonksiyonunun eşdeğer değerini elde etmek için (2.38) numaralı denklemdeki gösterildiği gibi bir alçak geçirgen filtre kullanılabilir.

$$\hat{F}_x = \frac{1}{\tau_s + 1} V \quad (2.38)$$

$\tau \rightarrow$ filtrenin zaman sabiti

2.2 Deneysel Çalışmalar için Gerekli Gözlemleyicilerin Geliştirilmesi

Deneysel çalışmalarda Şekil 2.9'da görülen Inteco Ltd tarafından geliştirilen ABS Deney Sistemi kullanılmıştır. Deney sisteminde iki adet tekerlek vardır. Alttaki alüminyum tekerlek bağıl yol hareketini taklit ederken üstteki plastik tekerlek araç tekerleğini temsil etmektedir. Altteki tekerleği hızlandırmak için tekerleğe bir DC motor bağlanmıştır. Üstteki tekerlek yine bir DC motor tarafından kumanda edilen bir disk fren sistemi ile donatılmıştır. Altteki tekerlek istenen hız seviyesine ulaşınca üstteki tekerlekte frenleme safhası başlatılır. Her iki tekerleğin dönme açıları her bir turda 4096 pals içeren iki adet kodlayıcı ile ölçülmektedir. Açısal hızlar ise açı ve zaman bilgisi kullanılarak kestirilmektedir.



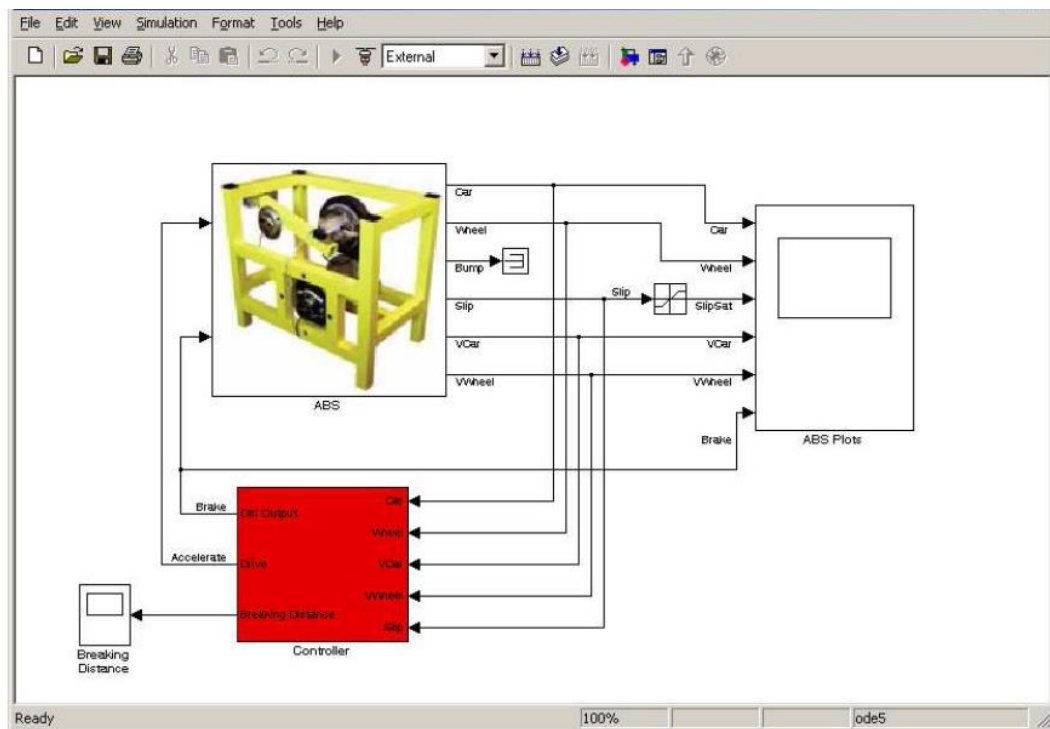
Şekil 2.9 : ABS deney sistemi.

Şekil 2.9’da gösterilen ABS deney sisteminin bileşenleri Şekil 2.10’da resim üzerinden gösterilmiştir.

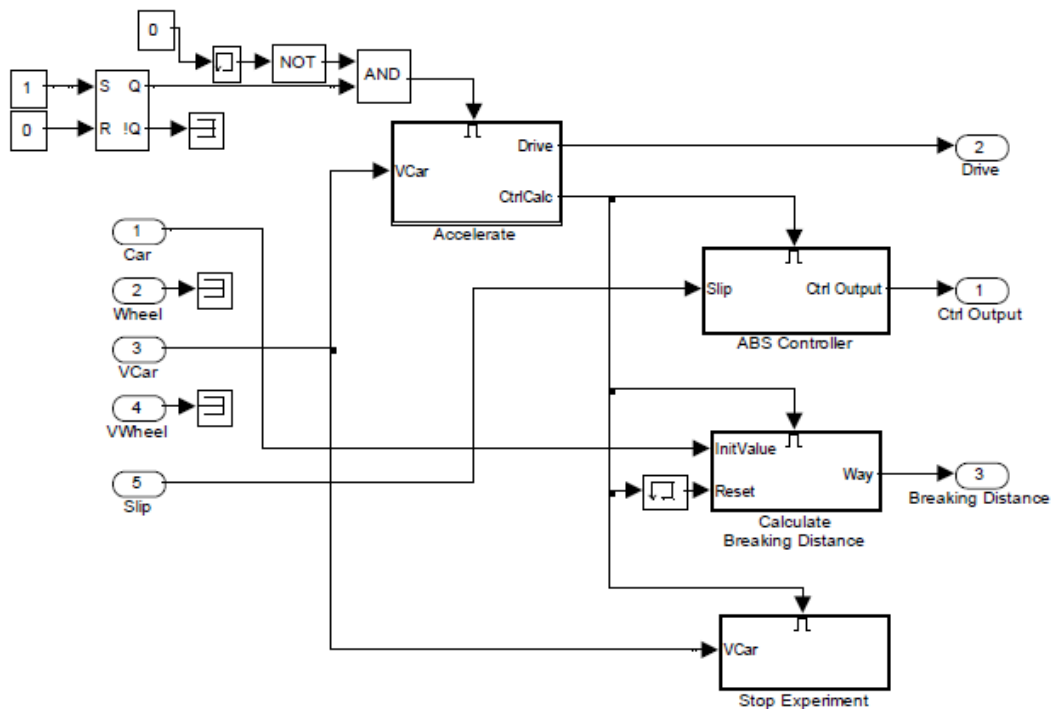


Şekil 2.10 : ABS deney sistemi bileşenleri.

ABS deney sisteminin Simulink ekranı görüntüsü Şekil 2.11’de gösterilmektedir.



Şekil 2.11’de gösterilen ABS deney sisteminin Simulink gösterimindeki Kontrol bloğunun içi Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Frenleme deneyi sırasında kayma oranı değeri (2.39)'da gösterilen formülden hesaplanmaktadır.

$$\kappa = \frac{r_2 x_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2} \quad (2.39)$$

$\kappa \rightarrow$ kayma oranı

$r_2 \rightarrow$ alt tekerleğin yarıçapı

$x_2 \rightarrow$ alt tekerleğin açısal hızı

$r_1 \rightarrow$ üst tekerleğin yarıçapı

$x_1 \rightarrow$ üst tekerleğin açısal hızı

Üst tekerleğin dinamik hareket denklemi (2.40)'da gösterildiği gibidir.

$$J_1 \dot{x}_1 = F_x r_1 - d_1 x_1 - M_{10} - M_1 \quad (2.40)$$

$J_1 \rightarrow$ üst tekerleğin atalet momenti

$\dot{x}_1 \rightarrow$ üst tekerleğin açısal ivmesi

$F_x \rightarrow$ boylamsal kuvvet

$d_1 \rightarrow$ üst tekerleğin viskoz sürtünme katsayısı

$M_{10} \rightarrow$ üst tekerleğin statik sürtünme

$M_1 \rightarrow$ üst tekerleğe uygulanan frenleme torku

Altteki tekerleğin dinamik denklemi ise (2.41)'de gösterildiği gibidir.

$$J_2 \dot{x}_2 = -F_x r_2 - d_2 x_2 - M_{20} \quad (2.41)$$

$J_2 \rightarrow$ alt tekerleğin atalet momenti

$\dot{x}_2 \rightarrow$ alt tekerleğin açısal ivmesi

$d_2 \rightarrow$ alt tekerleğin viskoz sürtünme katsayısı

$M_{20} \rightarrow$ alt tekerlekteki statik sürtünme

Deneyisel sistemin şematik görünümü Şekil 2.13'te görülmektedir.

(2.43)'te bahsi geçen B süreksiz fonksiyonu (2.44)'teki şekilde seçilir

$$B = -Q \operatorname{sgn}(\tilde{x}_2) \quad (2.44)$$

$Q \rightarrow$ pozitif bir sabit

$\tilde{x}_2 \rightarrow$ gözlemlene hatası

gözlemle hatası (2.45)'teki şekilde açılırsa

$$\tilde{x}_2 = x_2 - \hat{x}_2 \quad (2.45)$$

(2.43) numaralı denklemin (2.41) numaralı denklemden çıkarılmasıyla (2.46)'daki ifade elde edilmiş olur.

$$J_2 \dot{\tilde{x}}_2 = -F_x r_2 - Q \operatorname{sgn}(\tilde{x}_2) r_2 \quad (2.46)$$

Her iki taraf $\tilde{x}_2$ ile çarpılırsa

$$J_2 \dot{\tilde{x}}_2 \tilde{x}_2 = -F_x r_2 \tilde{x}_2 - Q |\tilde{x}_2| r_2 \quad (2.47)$$

(2.47)'deki ifade elde edilir. Yukarıdaki denklemden de (2.48)'deki eşitsizliğe ulaşılır.

$$J_2 \dot{\tilde{x}}_2 \tilde{x}_2 \leq |F_x| r_2 |\tilde{x}_2| - Q |\tilde{x}_2| r_2 \quad (2.48)$$

(2.48) numaralı denklemde, eğer $Q > |F_x|_{\max}$ koşulu geçerli ise, sonlu zamanda yakınsama şartı geçerli olur ve bir sonlu zaman sonra $\tilde{x}_2 = 0$, $\dot{\tilde{x}}_2 = 0$ olur. Bu andan sonra, kayma kipinde iken, (2.46) numaralı denklemde görüldüğü gibi süreksiz B fonksiyonunun eşdeğer değeri tekerlek kuvvetinin kestirilen değerine eşit olur (2.49).

$$B_{eq} = \hat{F}_x \quad (2.49)$$

Süreksiz B fonksiyonunun eşdeğer değerini elde etmek için bir alçak geçirgen filtre kullanılırsa (2.50)'deki ifadeye ulaşılır,

$$\hat{F}_x = \frac{1}{\tau_1 s + 1} B \quad (2.50)$$

$\tau_1 \rightarrow$ filtrenin zaman sabiti

Tekerlek kuvvetinin gözlemlenen değeri $\hat{F}_x$ ve açısal hızlar x_1 ve x_2 kullanılarak deneysel sistemde optimal frenleme için gereken frenleme torku M_{des} (2.42) numaralı denklemden hesaplanır.

2.2.2. Moment gözlemleyicisi

Şekil 2.11’de görülen deney sisteminde kontrol girişi, fren pedalını çeken elektrik motoru kumanda sinyali. Motor kumanda sinyali değerleri (burada i ile gösterilmiştir) 0 ile 1 arasında değerler almaktadır (2.51).

$$0 \leq i \leq 1 \quad (2.51)$$

Eğer $i = 0$ ise, DC fren motoru fren pedalını hareket ettirmez yani frenleme olmaz. Eğer $i = 1$ ise, fren pedalı elektrik motoru tarafından tam çekilir yani en kuvvetli frenleme durumu gerçekleşir. Eğer belli bir andaki frenleme momenti M_I bilinirse, (2.42) numaralı denklemden hesaplanan referans moment M_{des} değerine ulaşmak için gereken kontrol girişi i hesaplanabilir. Fakat frenleme momenti M_I deney sisteminde doğrudan ölçülemediği için bir moment gözlemleyicisi tasarlanması gerekmektedir. Bu amaçla (2.40) numaralı denklemde verilen üst tekerlek dinamiği gözönüne alınır ve (2.52)’deki formda tekrar yazılır,

$$J_1 \dot{\hat{x}}_1 = \hat{F}_x r_1 - d_1 x_1 - M_{10} - H \quad (2.52)$$

$H \rightarrow$ süreksiz bir fonksiyon

H süreksiz fonksiyonu değeri ise

$$H = -W \operatorname{sgn}(\tilde{x}_1) \quad (2.53)$$

$W \rightarrow$ pozitif bir sabit

(2.53)’teki şekilde tanımlanır. Gözlemlleme hatası ise (2.54)’teki gibidir.

$$\tilde{x}_1 = x_1 - \hat{x}_1 \quad (2.54)$$

(2.52) numaralı denklem (2.40)’dan çıkarılırsa,

$$J_1 \dot{\tilde{x}}_1 = (F_x - \hat{F}_x) r_1 - M_1 - W \operatorname{sgn}(\tilde{x}_1) \quad (2.55)$$

(2.55)’teki ifade elde edilir. Her iki taraf $\tilde{x}_1$ ile çarpılırsa

$$J_1 \dot{\tilde{x}}_1 \tilde{x}_1 = (F_x - \hat{F}_x) r_1 \tilde{x}_1 - M_1 \tilde{x}_1 - W |\tilde{x}_1| \quad (2.56)$$

(2.56) ifadesine ulaşılır. Buradan da (2.57)’deki eşitsizlik ifadesi yazılabilir,

$$J_1 \dot{\tilde{x}}_1 \tilde{x}_1 \leq |F_x - \hat{F}_x| r_1 |\tilde{x}_1| + |M_1| |\tilde{x}_1| - W |\tilde{x}_1| \quad (2.57)$$

Sabit W değeri yeterince büyük seçilir ve

$$W > |F_x - \hat{F}_x| r_1 + |M_1|_{max} \quad (2.58)$$

(2.58) koşulunu sağlarsa sonlu bir zaman sonra, $\tilde{x}_1 = 0$, $\dot{\tilde{x}}_1 = 0$ doğru olur. (2.57) numaralı denklemde, $F_x \cong \hat{F}_x$ olduğu kabul edilirse, kayma kipinde iken süreksiz H fonksiyonunun eşdeğer değeri, M_1 momentinin kestirilen değerine eşit olur (2.59).

$$H_{eq} = \hat{M}_1 \quad (2.59)$$

Süreksiz H fonksiyonunun eşdeğer değerini elde etmek için bir alçak geçiren filtre kullanılırsa (2.60) ifadesi elde edilir.

$$\hat{M}_1 = \frac{1}{\tau_2 s + 1} H \quad (2.60)$$

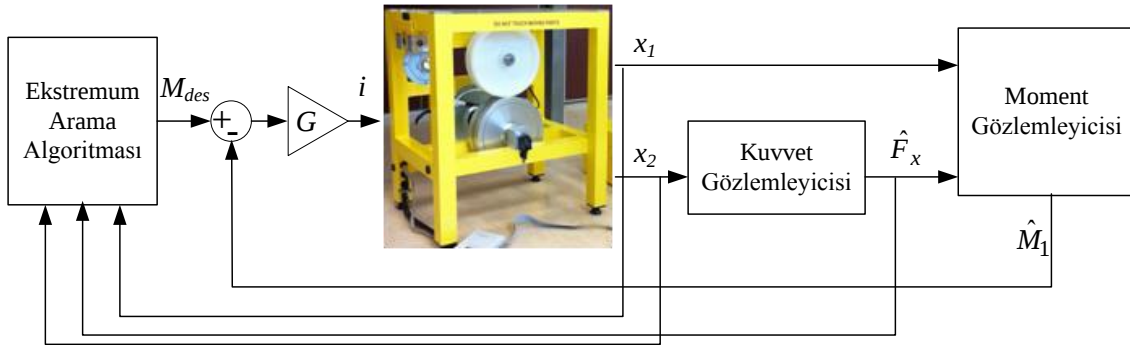
$\tau_2 \rightarrow$ filtrenin zaman sabiti

Böylece (2.42) numaralı denklemden referans moment değeri M_{des} hesaplanır, (2.60) numaralı denklemden de momentin kestirilen değeri $\hat{M}_1$ elde edilir. $\hat{M}_1$ değerinin M_{des} değerini takip etmesini sağlamak için fren pedalı motoru komut sinyali i (2.61)'de gösterildiği şekilde seçilebilir,

$$i = G(M_{des} - \hat{M}_1) \quad (2.61)$$

$G \rightarrow$ pozitif bir sayı

Fren motoru komut sinyali i değerleri 0 ile 1 değerleri arasında olacak şekilde normalize edilmiştir. Deney sisteminin için blok diyagramı Şekil 2.14'te görülmektedir.



Şekil 2.14 : ABS deney sisteminin blok diyagramı.

3. BULGULAR

3.1 Benzetim Çalışmaları

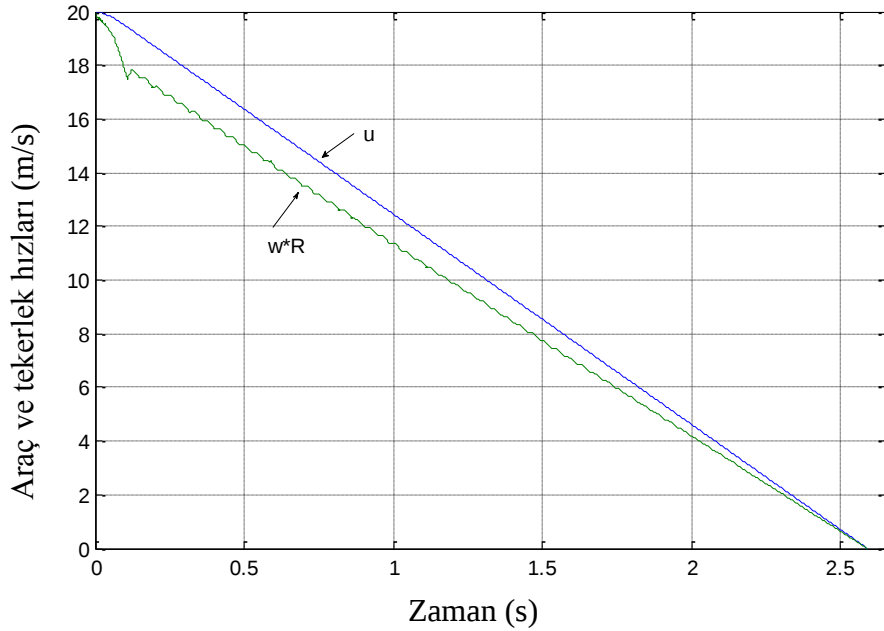
Benzetim çalışmalarında başlangıç araç hızı 20 m/s seçilmiştir. Araç hızı ve teker dönme hızları Şekil 3.1’de görülmektedir. Yol tipi ıslak asfalt olarak seçilmiştir. Bu yol tipinde sürtünme fonksiyonunun azami değeri $\mu_{max} = 0.8$ ’dir. Frenleme sırasında normalleştirilmiş tekerlek kuvvetinin değişimi Şekil 3.2’de görülmektedir. Bir tekerleğin üretebileceği azami frenleme kuvveti;

$$F_{xmax} = -\mu_{max}F_z \quad (3.1)$$

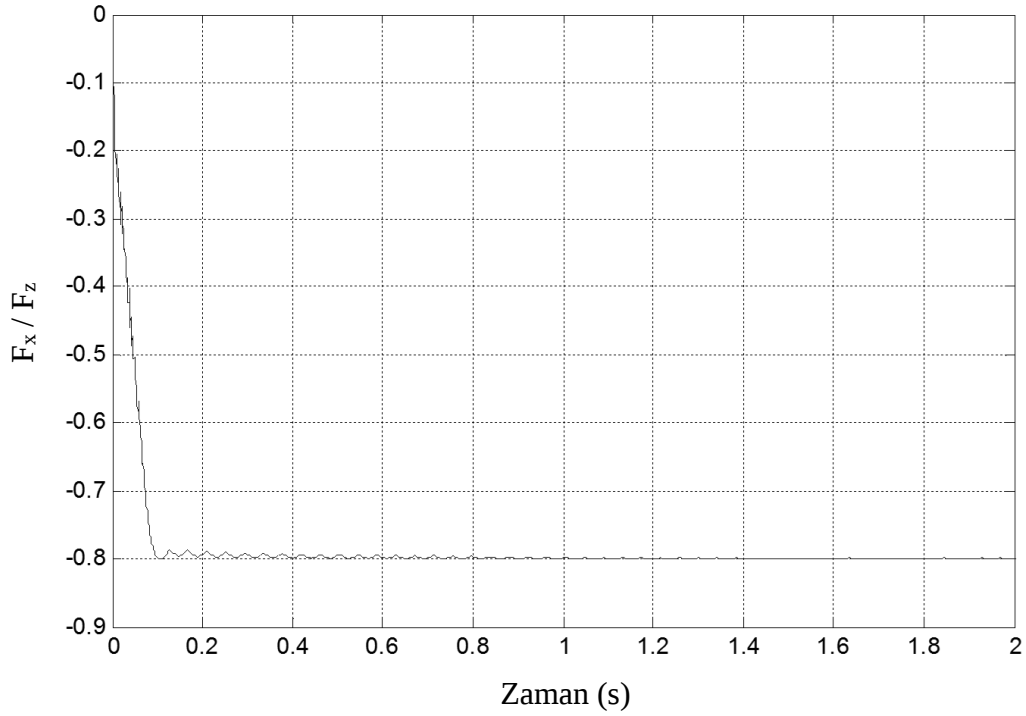
$F_z \rightarrow$ araç ağırlığı

$\mu_{max} \rightarrow 0.8$ (ıslak yol)

(3.1)’deki formülden hesaplanır.



Şekil 3.1 : Frenleme sırasında araç ve tekerlek hızının değişimi.

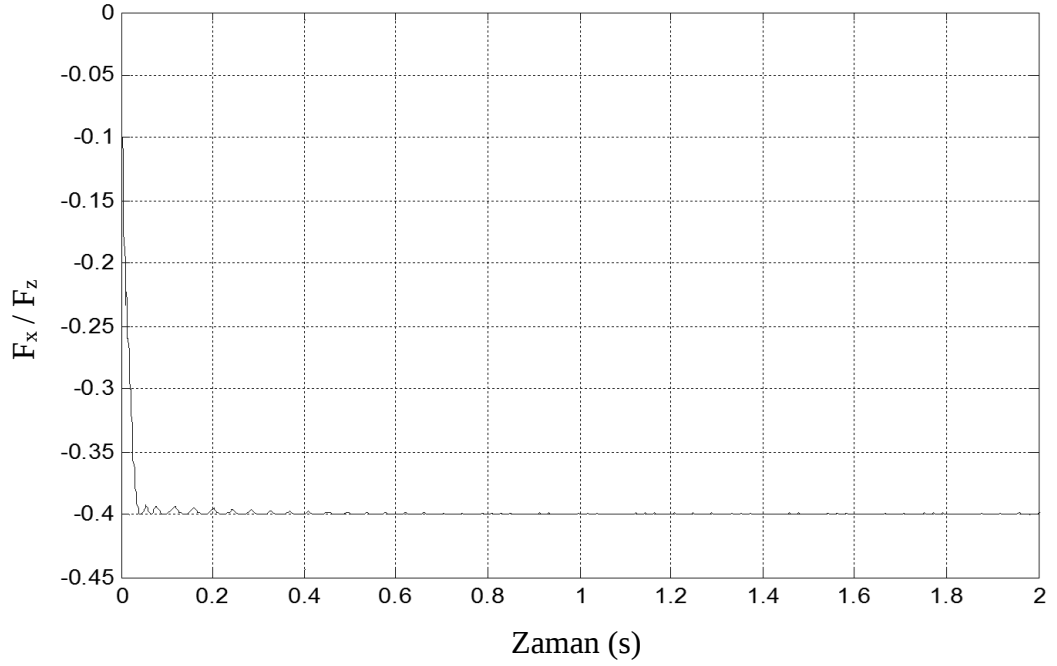


Şekil 3.2 : Normalleştirilmiş boylamsal teker kuvvetlerinin zamanla değişimi (Islak asfalt yol, $\mu_{max} = 0.8$).

Şekil 3.2’den görüldüğü gibi yaklaşık 0.1 saniye sonra normalleştirilmiş teker kuvveti $F_x/F_z = -0.8$ olmaktadır. Bu da demektir ki tekerlek kuvveti azami noktasına ulaşmıştır. Kontrolör, yol koşulunu önceden bilmemektedir. Azami teker kuvveti için optimal kayma oranı değeri arama algoritması tarafından bulunmuştur.

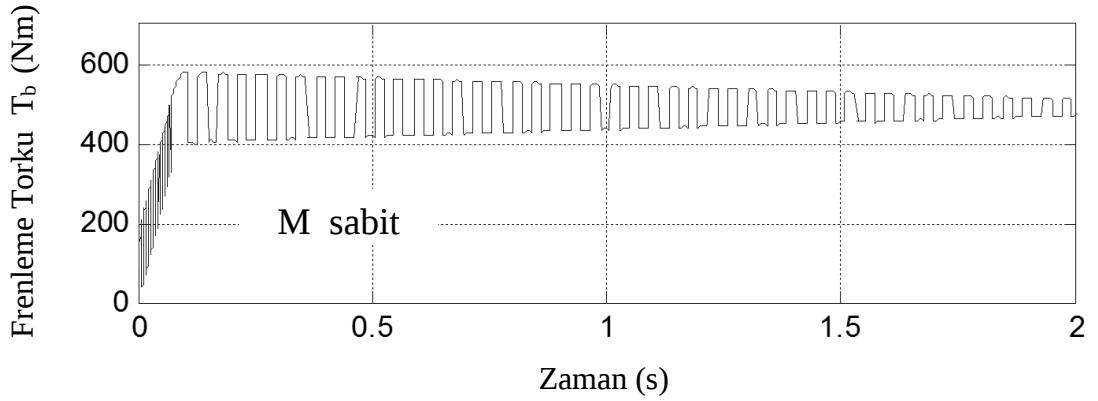
Şekil 3.3’te ise karlı yol için benzetim sonuçları görülmektedir. Karlı yolda sürtünme fonksiyonunun azami değeri $\mu_{max} = 0.4$ ’ dir. Görülmektedir ki yaklaşık 0.05 saniye sonra normalleştirilmiş tekerlek kuvveti $F_x/F_z = -0.4$ olmaktadır. Bu da, tekerlek kuvvetlerinin azami noktasına ulaştırıldığını göstermektedir. Bu iki benzetim senaryosu bilinmeyen yol koşullarında ekstremum arama algoritmasının tekerlek kuvvetlerini azami noktasına ulaştırdığını göstermektedir.

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’teki benzetimler sırasında optimizasyon değişkeni M , (2.24) denkleminde verildiği şekilde uyarlamalıdır. Frenleme torkunun ıslak ve karlı yollarda frenleme sırasındaki değişimleri Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de görülmektedir. Sonuçlar optimizasyon değişkeni M ‘nin hem sabit hem de uyarlamalı olduğu durum için verilmiştir.

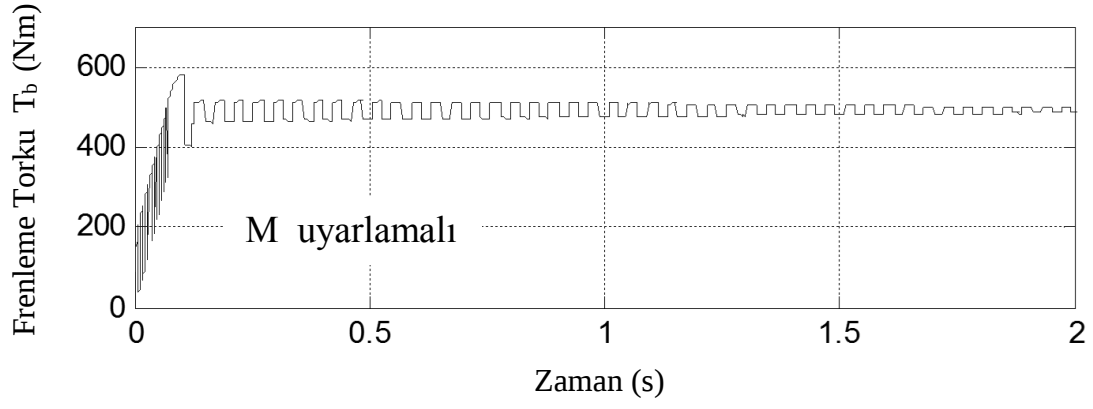


Şekil 3.3 : Normalleştirilmiş boylamsal teker kuvvetlerinin zamanla değişimi (Karlı yol, $\mu_{max} = 0.4$).

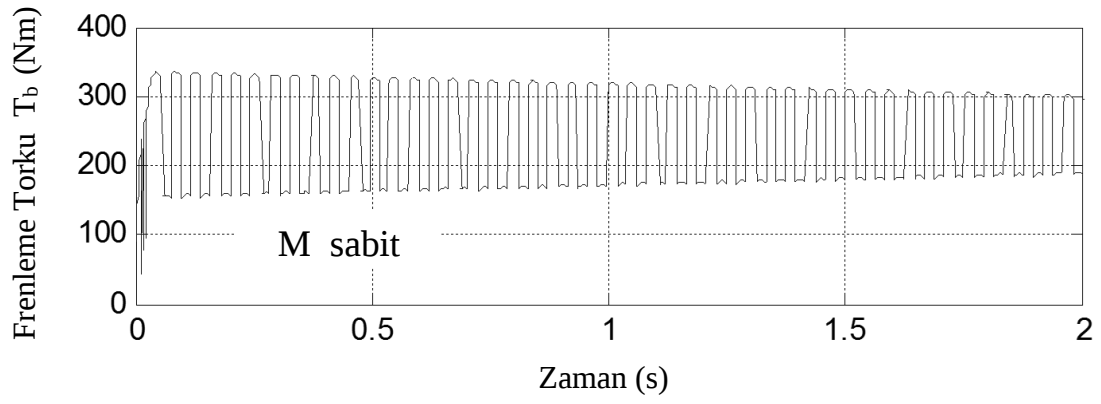
Görülmektedir ki optimizasyon değişkeni M uyarlamalı yapılarak hem tekerleklerin azami frenleme potansiyeli hızlı bir şekilde ortaya çıkarılmakta hem de frenleme momenti cevaplarındaki salınımlar önemli ölçüde azaltılmaktadır.



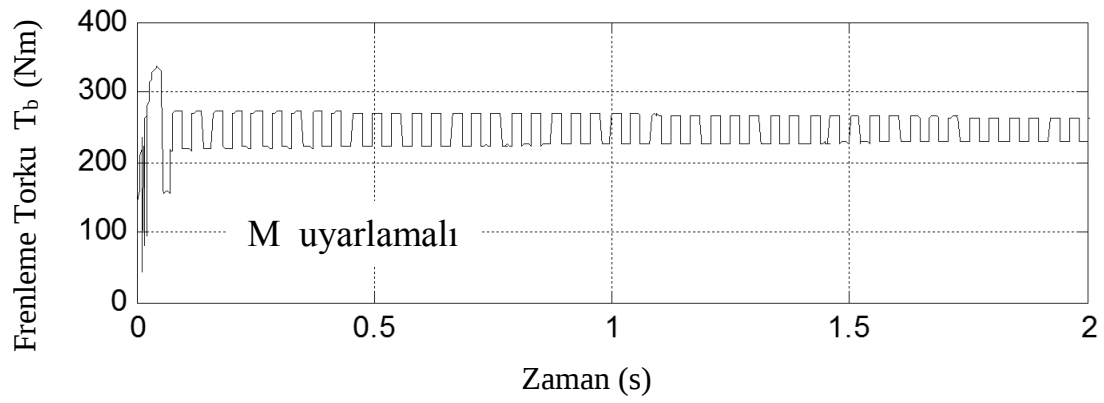
Şekil 3.4 : Islak yolda frenleme sırasındaki fren torkunun değişimi (M sabit).



Şekil 3.5 : Islak yolda frenleme sırasındaki fren torkunun değişimi (M uyarlamalı).



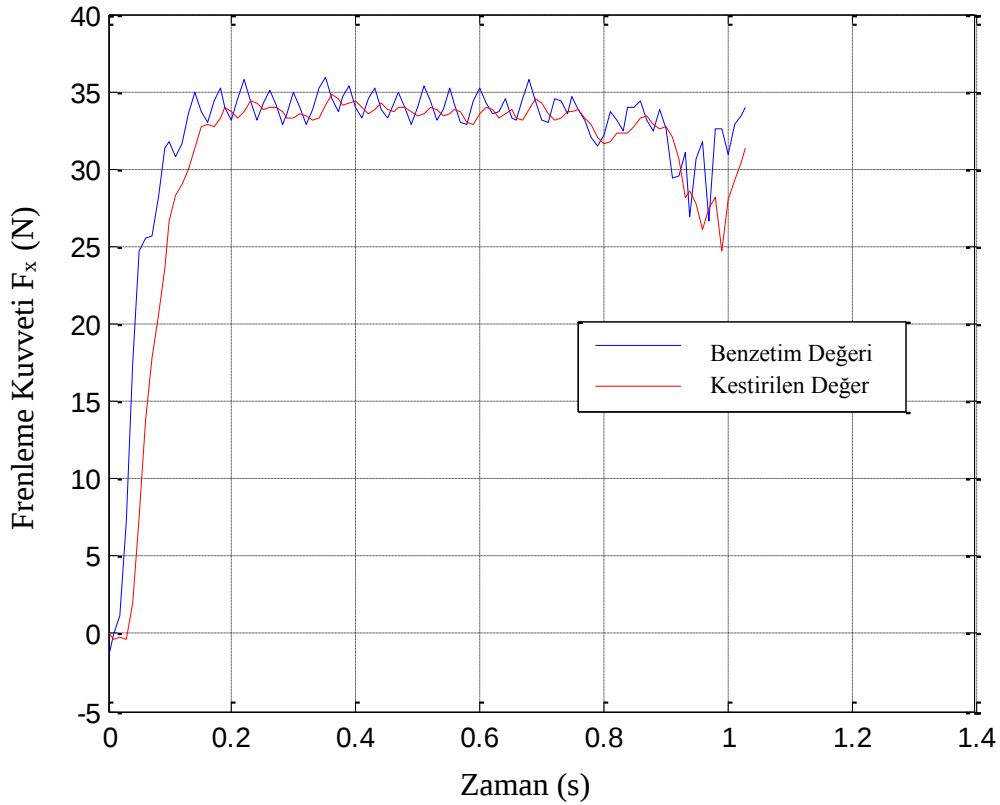
Şekil 3.6 : Karlı yolda frenleme sırasındaki fren torkunun değişimi (M sabit).



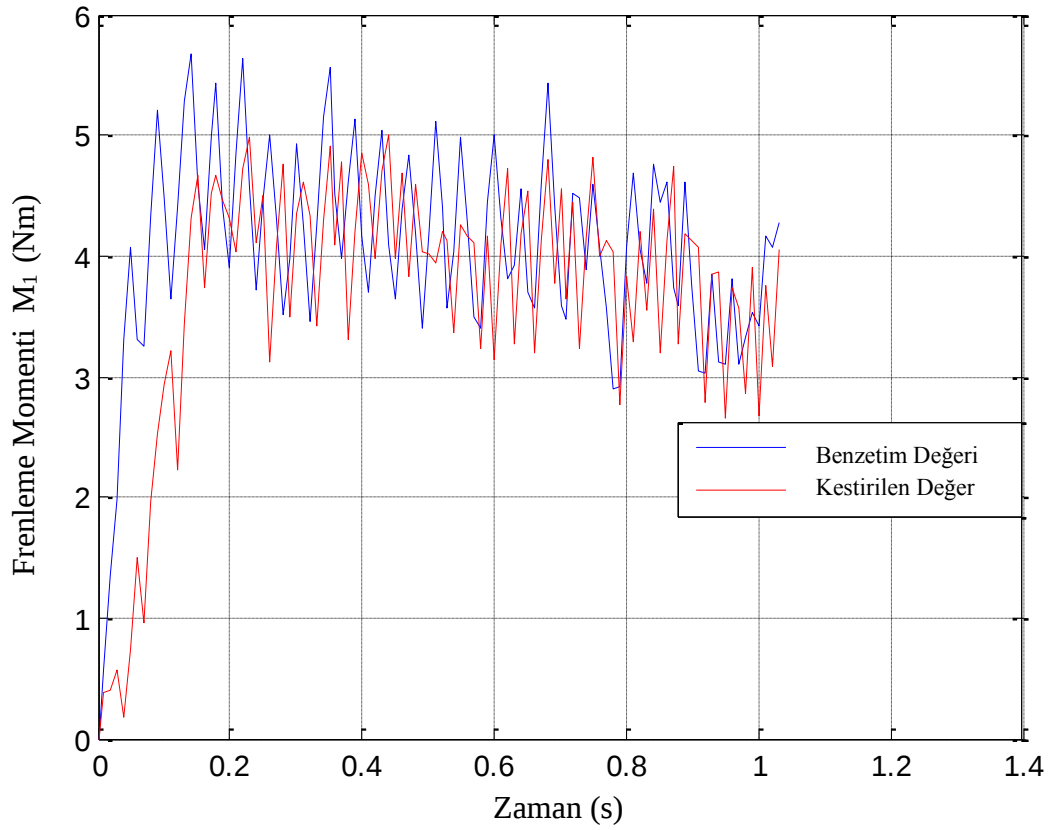
Şekil 3.7 : Karlı yolda frenleme sırasındaki fren torkunun değişimi (M uyarlamalı).

3.2 Gerçek Sistem Uygulamaları

Deney sisteminde kullanılmak üzere tasarlanan, (2.50) numaralı denklem ile verilen kuvvet gözlemleyicisi ve (2.60) numaralı denklem ile verilen moment gözlemleyicilerinin performanslarını değerlendirmek için gerçek kuvvet ve moment değerleri ile kestirilen kuvvet ve moment değerlerini karşılaştırmak gereklidir. Fakat kuvvet ve moment değerleri deney sisteminden doğrudan ölçülememektedir. Bu nedenle gözlemleyici performanslarının değerlendirilmesi için deney sisteminin bilgisayardaki benzetim modeli kullanılmıştır. Benzetim modelinden kuvvet ve moment bilgileri elde edilebilmektedir. Bu benzetim modeli yine Inteco firması tarafından temin edilmiştir. Şekil 2.11'deki kontrol yapısında gerçek deney sistemi yerine benzetim modeli kullanılarak, kestirilen değerler ile benzetim modelinden okunan değerler karşılaştırılmıştır. Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da karşılaştırmalar görülmektedir. Benzetim modelinden okunan değerler ile gözlemleyici tarafından kestirilen değerler birbirlerine yakındır. Buna göre bu gözlemleyiciler gerçek deney sistemindeki deneyler sırasında kontrol girişinin hesaplanması için gereken büyüklüklerin kestirilmesinde kullanılabilirler.



Şekil 3.8 : ABS deney sisteminin benzetim modelinden okunan değerler ile gözlemleyicinin değerlerin karşılaştırılması (Kuvvet değerleri).

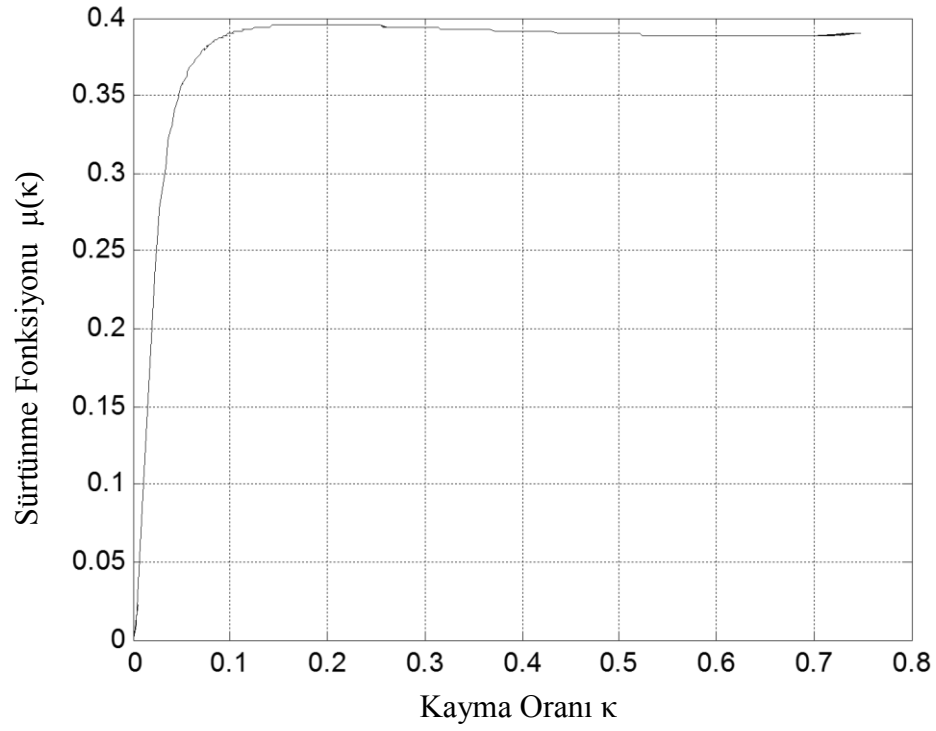


Şekil 3.9 : ABS deney sisteminin benzetim modelinden okunan değerler ile gözlemleyicinin değerlerin karşılaştırılması (Moment değerleri).

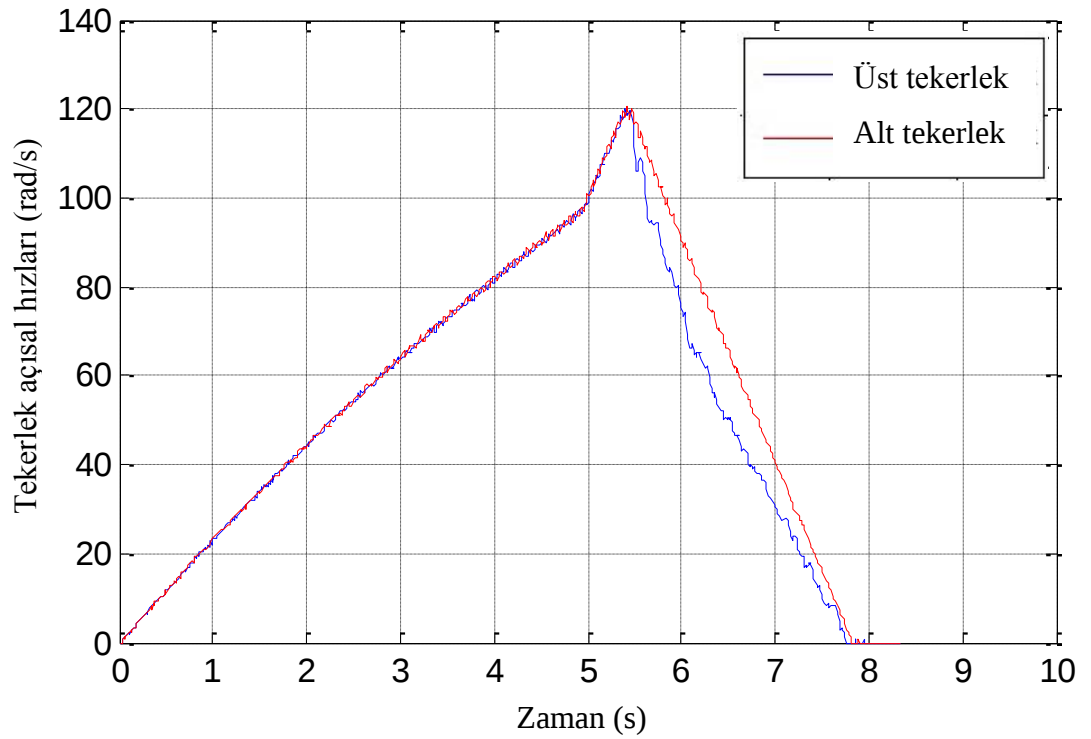
Satın alınan ABS deney sisteminde sürtünme fonksiyonu $\mu(\kappa)$ karakteristiği Şekil 3.10’da görüldüğü şekilde olmaktadır. Görüldüğü gibi sürtünme fonksiyonunun azami değeri, kayma oranı $\kappa=0.2$ civarında olmaktadır.

ABS sisteminin benzetim modeli vasıtasıyla gözlemleyicilerin performansı incelendikten sonra gerçek deney sistemi ile deneylere başlanmıştır. Deney sistemi ile frenleme deneyleri sırasında üst ve alt tekerlek hızlarının değişimi Şekil 3.11’de görülmektedir. Önce tekerlekler hızlanmaya başlamakta, belli bir hıza ulaştıktan sonra (yaklaşık 5.4 saniye sonra) alttaki tekerleği tahrik eden elektrik motorunun gücü kesilmekte ve üst tekerlekte frenleme safhası başlamaktadır.

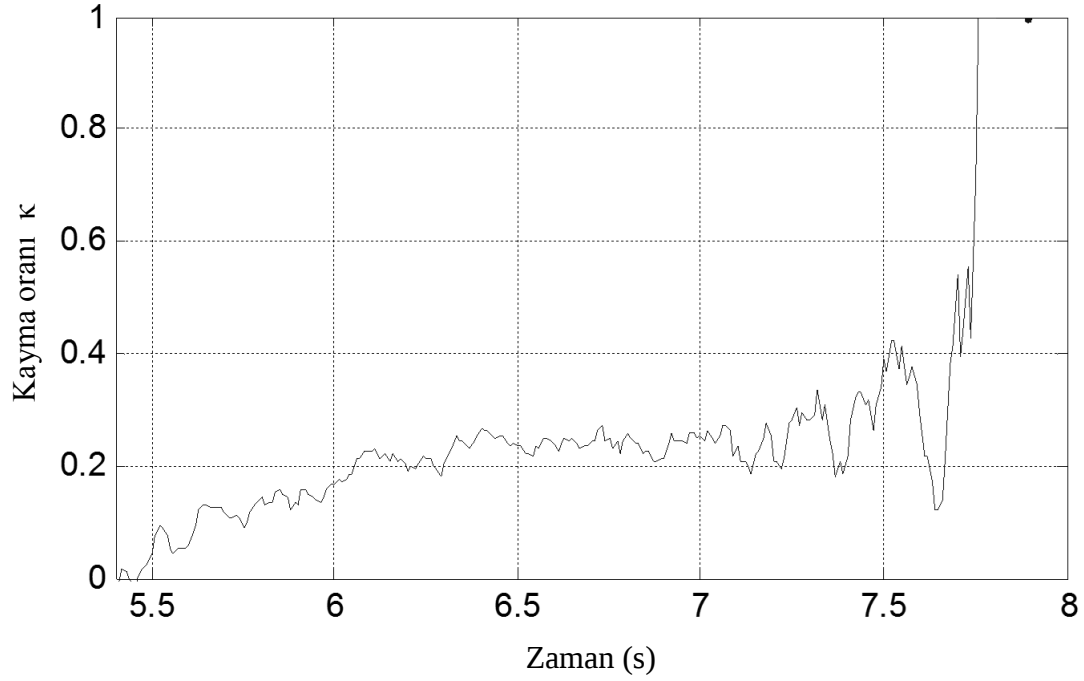
Deney sistemi üzerinde Şekil 2.11’de görülen kontrol algoritması koşturulduğunda frenleme sırasında kayma oranı değerinin değişimi Şekil 3.12’de görüldüğü şekilde çıkmıştır.



Şekil 3.10 : ABS Deney Sisteminde sürtünme fonksiyonu ile kayma oranının değişimi.

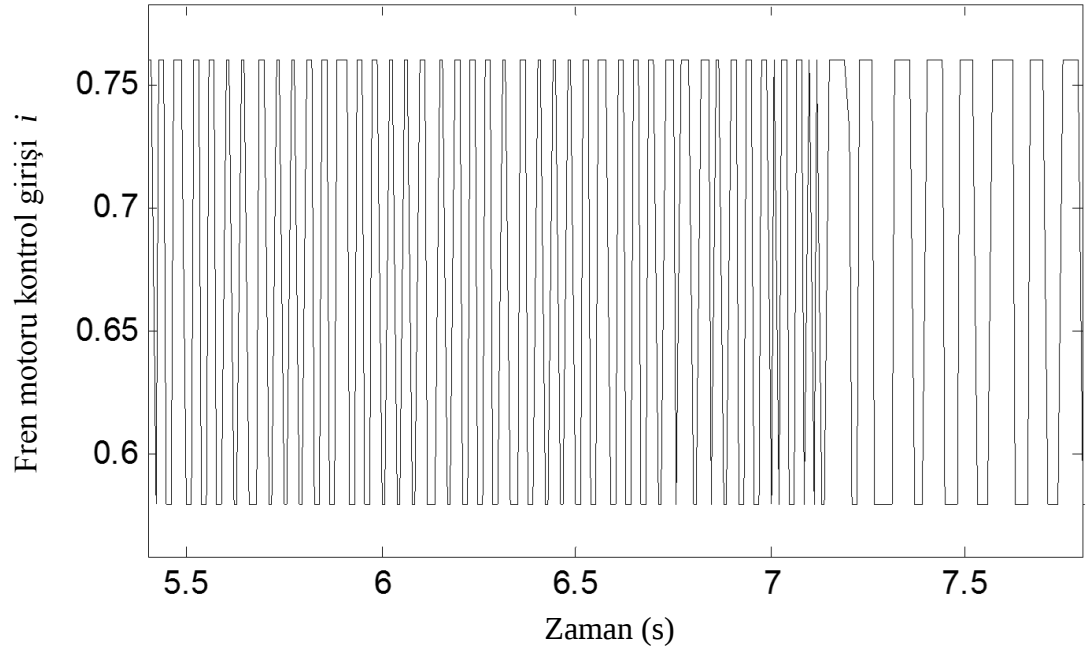


Şekil 3.11 : ABS deney sisteminden ölçülen tekerlek hızları değerleri.



Şekil 3.12 : Frenleme deneyi sırasında kayma oranı değerinin değişimi.

Şekil 3.12’den görülmektedir ki ekstremum arama algoritması üst tekerleği sürtünme fonksiyonunun azami olduğu $\kappa=0.2$ civarında tutmaktadır. Frenleme motoru kontrol girişi i değerleri Şekil 3.13’te görülmektedir. Frenleme sisteminde fren pedalı mekanizmasındaki boşluk nedeni ile $i=0.55$ değerinde frenleme başlamakta, $i=0.8$ değerini aldığı anda ise tekerlekler kilitlenmektedir. Bu nedenle deneyler sırasında frenleme motorunun i değerleri 0.58 ile 0.76 arasında olacak şekilde sınırlandırılmıştır.



Şekil 3.13 : Frenleme deneyi sırasında fren motoru kontrol girişı i 'nin değışimi.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu projede bir uyarlamalı kayma kipli kontrol temelli ekstremum arama algoritması geliştirilmiştir. Arama algoritmasının değişkeni uyarlamalı hale getirilerek kontrollü sistemin optimal çalışma noktası etrafındaki davranışının iyileştirilmesi sağlanmıştır. Sistemin belli bir andaki çalışma noktası optimal bölgeden uzakta ise, uyarlama değişkeni büyük seçilerek optimal çalışma bölgesine doğru hızlı yakınsama sağlanmakta, optimal çalışma noktasının yakınına ulaşıldığında ise uyarlama değişkeni küçültülerek ekstremum noktası etrafında küçük genlikli salınımlar ile çalışma sağlanmaktadır.

Geliştirilen algoritmanın bilgisayar ortamında bir çeyrek araç modeli ile benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Benzetimler farklı yol koşullarında gerçekleştirilmiş ve bilinmeyen yol koşullarında azami frenlemeyi sağlayacak optimal çalışma noktasının hızlı bir şekilde algoritma tarafından kendi kendine bulunduğu gözlemlenmiştir. Bir diğer sonuç ise frenleme momentinin zamanla değişimi eğrilerinden görülebildiği gibi algoritmanın uyarlamalı hale getirilmesiyle fren momenti değerlerindeki salınımlar önemli ölçüde azaltılabilmektedir. Bu durum, fren donanımının ömrünü iyileştirici bir sonuçtur.

Benzetim çalışmalarının ardından deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Inteco Ltd firmasından satın alınan bir elektromekanik frenleme sistemi deneysel çalışmalarda kullanılmıştır. Kontrol algoritmasının deney sistemine uygulanabilmesi için üst ve alt tekerleklerin açısal hız bilgilerine, tekerlekler arasında oluşan boylamsal kuvvet bilgisine ve üst tekerleğe uygulanan fren torku bilgisine ihtiyaç vardır. Üst ve alt tekerlek hızları sistemdeki kodlayıcılar vasıtasıyla ölçülebilmektedir. Tekerlek kuvveti ve fren momenti ise sistemden doğrudan ölçülememektedir. Bunun için kuvvet ve moment gözlemleyicileri tasarlanmış, gözlemleyici cevapları deney sisteminin benzetim modelinden elde edilen kuvvet ve moment cevapları ile karşılaştırılarak performansları analiz edilmiştir. Gözlemleyicilerin doğru sonuçlar verdiği görüldükten sonra geliştirilen kontrol algoritması gerçek deney sistemine uygulanmıştır. Deneysel çalışmalar ile görülmüştür ki, geliştirilen kontrol algoritması

tekerlekler arasındaki azami frenleme kuvvetini sağlayacak optimal kayma oranı değerini önceden bilmemesine rağmen fren sırasında ekstremum noktayı arayarak optimal kayma oranını sağlayacak şekilde frenleme yaptırmakta böylece fren kuvvetlerini azami değerlere ulaştırmaktadır. Bu şekilde, geliştirilen algoritmanın gerçek zamanlı olarak gerçek bir sistemde uygulanabilirliği gösterilmiştir.

İleride yapılacak çalışmalarda, içinde gerçek bir araba tekerleği ve gerçek bir hidrolik fren sistemi bulunan daha kapsamlı bir deney düzeneğinin kurulması ve algoritmanın performansının bu test düzeneğinde analiz edilmesi önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Bhandari, R., Patil, S. ve Singh, R. K.** (2012). Surface prediction and control algorithms for anti-lock brake system. *Transportation Research Part C*, 21, 181-195.
- Cabrera, J. A., Ortiz, A., Castillo, J. J. ve Simon, A.** (2005). A fuzzy logic control for antilock braking system integrated in the imma tire test bench, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 54, 1937–1949.
- Capra D., Galvagno, E., Leeuwen, B. V., Vigliani, A. ve Ondrak, V.** (2012). An ABS control logic based on wheel force measurement, *Vehicle System Dynamics*, 50, 1779–1796.
- DeHaan, D. ve Guay, M.** (2005). Extremum seeking control of state constrained nonlinear systems, *Automatica*, 41, 1567-1574.
- Dincmen, E. ve Guvenc, B. A.** (2012). A control strategy for parallel hybrid electric vehicles based on extremum seeking, *Vehicle System Dynamics*, 50, 199-227.
- Dincmen, E., Guvenc, B. A. ve Acarman, T.** (2014). Extremum seeking control of ABS braking in road vehicles with lateral force improvement, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22, 230-237.
- Dincmen, E.** (2014). Adaptive Extremum Seeking Scheme for ABS Control, 13th International Workshop on Variable Structure Systems VSS., Nantes-France.
- Drakunov, S.** (1993). Sliding mode control of the systems with uncertain direction of control vector, *Proceedings of IEEE Conference on Decision and Control*, 2477–2478.
- Drakunov, S., Ozguner, U., Dix, P. ve Ashrafi, B.** (1995). ABS control using optimum search via sliding modes, *IEEE Transactions on Control Systems and Technology*, 3, 79–85.
- Guay, M., ve Zhang, T.** (2003). Adaptive extremum seeking control of nonlinear dynamic systems with parametric uncertainties, *Automatica*, 39, 1283-1293.
- Harifi, A., Aghagolzadeh, A., Alizadeh, G. ve Sadeghi, M.** (2008). Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems, *Transportation Research Part C*, 16, 731-741.
- Haskara, I., Ozguner, U. ve Winkelman, J.** (2000). Wheel slip control for antispin acceleration via dynamic spark advance, *Control Engineering Practice*, 8, 1135-1148.
- Haskara, I., Ozguner, U. ve Winkelman, J.** (2000). Extremum control for optimal operating point determination and set point optimization via sliding modes, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 122, 719–724.
- Jing, H., Liu, Z. ve Chen, H.** (2011). A switched control strategy for antilock braking system with on/off valves, *IEEE Trans. Vehicle Tech.*, 60, 1470–1484.

- Kayacan, E., Oniz, Y. ve Kaynak, O.** (2009). A grey system modeling approach for sliding-mode control of antilock braking system, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 56, 3244–3252.
- Korovin, S. K. ve Utkin, V. I.** (1974). Using sliding modes in static optimization and nonlinear programming, *Automatica*, 10, 525-532.
- Köse, E., Abacı, K. ve Aksoy, S.** (2010). Mekanik Sistemlerin PID ve Kayma Kipli Kontrol ile Modellenmesi ve Analizi, 7th International Conference on Electrical and Electronics Engineering, Bursa-Türkiye.
- Krstic, M. ve Wang, H.H.** (2000). Stability of extremum seeking feedback for general nonlinear dynamic systems, *Automatica*, 36, 595–601.
- Lin, C.-H. ve Li, H.-Y.** (2013). Intelligent hybrid control system design for antilock braking systems using self-organizing function-link fuzzy cerebellar model articulation controller, *IEEE Trans. Fuzzy Sys.*, 21, 1044–1055.
- Mitić, D. B., Perić, S. Lj., Antić, D. S., Jovanović, Z. D., Milojković, M. T. ve Nikolić, S. S.** (2013). Digital sliding mode control of anti-lock braking system, *Adv. Elec. Comp. Eng.*, 13, 33–40.
- Mirzaeinejad, H. ve Mirzaei, M.** (2010). A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems, *Control Engineering Practice*, 18, 918-926.
- Pacejka, H. B.** (2002). *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Patel, N., Edwards, C. ve Spurgeon, S.** (2007). Optimal braking and estimation of tyre friction in automotive vehicles using sliding modes, *International Journal of Systems Science*, 38, 901–912.
- Popovic, D., Jankovic, M., Magner, S. ve Teel, A.R.** (2006). Extremum seeking methods for optimization of variable cam timing engine operation, *IEEE Transactions on Control Systems and Technology*, 14, 398–407.
- Rattasiri, W., Wickramarachchi, N. ve Halgamuge, S. K.** (2007). An optimized anti-lock braking system in the presence of multiple road surface types, *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 21, 477–498.
- Sharkawy, A. B.** (2010). Genetic fuzzy self-tuning PID controllers for antilock braking systems, *Eng. App. Artif. Int.*, 23, 1041–1052.
- Tanelli, M., Savaresi, S. ve Cantoni, C.** (2006). Longitudinal vehicle speed estimation for traction and braking control systems, *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications*, 2790–2795.
- Tanelli, M., Astolfi, A. ve Savaresi, S.** (2008). Robust nonlinear output feedback control for brake by wire control systems, *Automatica*, 44, 1078-1087.
- Ulsoy, A. G. ve Peng, H.** (1997). *Vehicle control systems*, ders notu, ME 568.
- Zhang, C. ve Ordonez, R.** (2007). Numerical optimization-based extremum seeking control with application to ABS design, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 52, 454-467.

Zhang, C., Siranosian, A. ve Krstic, M. (2007). Extremum seeking for moderately unstable systems and for autonomous vehicle target tracking without position measurements, *Automatica*, 43, 1832–1839.

Anti-lock braking system. (t.y.). *Wikipedia*. Alındığı tarih: 15.05.2015, adres: http://en.wikipedia.org/wiki/Anti-lock_braking_system

Url-1 <<http://www.motorstown.com>>, alındığı tarih: 15.05.2015.

EKLER

EK A: Değişkenler

EK A

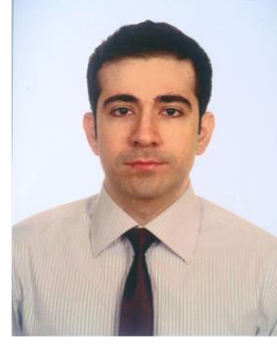
Değişkenler

r1, r2	[99.5 99]*1e-3
J1, J2	[7.5281 25.603]*1e-3
d1, d2	[1.2 2.25]*1e-4
M10, M20	[3 93]*1e-3
Mg	19.6181
w	[-0.04240011450454 0.00000000029375 0.03508217905067]
p	2.09945271667129
a	0.00025724905795
L	0.370
phi	65.61*pi/180
brake param. u0, b1 b2	[0.40748031496063 15.24 -6.21]
tau (c31=1/tau)	0.048
xini = [x1(0) x2(0) x3(0)]	[180 180 0]

OK Cancel Help Apply

Şekil A.1 : Benzetim çalışmalarında kullanılan değişkenler.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Tunç ALTINEL
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmir-1990
E-Posta : tuncaltinel@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Sistem Dinamiği ve Kontrolü Programı

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Dinçmen E., Altinel T., 2015. Self Optimizing ABS Control Algorithm with Application. *International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization*, May 27-29, 2015 İstanbul, Turkey.

