İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YARIŞ OTOMOBİLİNDE HİDROLİK SÖNÜMLEYİCİ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÇEKİŞ PERFORMANSINA ETKİLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ömür Can KAYAOKAY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

EYLÜL 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YARIŞ OTOMOBİLİNDE HİDROLİK SÖNÜMLEYİCİ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÇEKİŞ PERFORMANSINA ETKİLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ömür Can KAYAOKAY
(503111715)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

EYLÜL 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111715 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ömür Can KAYAOKAY**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"BİR YARIŞ OTOMOBİLİNDE HİDROLİK SÖNÜMLEYİCİ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÇEKİŞ PERFORMANSINA ETKİLERİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Doç. Dr. Özgen AKALIN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **29 Ağustos 2014**
Savunma Tarihi : **15 Eylül 2014**

Aileme, arkadaşlarıma ve Buse'ye,

ÖNSÖZ

Lisans eğitimi esnasında girmiş olduğum İTÜ Formula SAE kulübünde, yeni sezon otomobilinin dinamik tasarımı ile ilgilenmiş olmam ve sonrasında da uluslararası şampiyonalara kendi tasarımı olan bir otomobili üretip satmakta olan bir firmada görev almış olmam sonucunda, hakkında çok fazla araştırma yapılmamış bir konu olan yarış otomobilleri, tezimin fikirsel altyapısını oluşturmuştur. Bu tez kapsamında bir yarış otomobilinin, yarış şartlarını temsilen tasarlanmış yol şartlarında, hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin değişimlerinin çekiş performansında sebep olduğu etkiler incelenmiş, bu etkilerin otomobilin yarıştaki başarısını belirlediği kabul edilmiştir. Birinci aşamada, otomobilin kütle, yapısal karakteristik özellikleri, atalet momentleri ve ağırlık merkezi ve kütlesi ölçülmüştür. İkinci aşamada, temel olarak süspansiyon parametreleri belirlenmiştir. Üçüncü aşamada ise süspansiyon parametrelerinden hidrolik sönümleyici karakteristikleri değiştirilerek otomobilin çeşitli yol şartlarına tepkisi incelenmiştir. Bu ve benzeri çalışmalar yarışlarda karşılaşılan yol şartlarında, hidrolik sönümleyici seçimlerinin ve ayarlarının uygun yapılması, bilgi birikiminin artması ve sonuç olarak otomobil sporlarının gelişmesi açısından önem arz etmektedir.

Tezimi destekleyen aileme, arkadaşlarıma, Avitas Motorsport çalışanlarına ve en önemlisi tez danışmanım olan Doç. Dr. Özgen AKALIN'a teşekkür ederim.

Eylül 2014

Ömür Can KAYAOKAY
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
SEMBOLLER ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Yarış Otomobilleri ve Hidrolik Sönümleyiciler 1
1.2 Literatür Özeti 2
1.3 Çalışmanın Amacı 6
2. GENEL BİLGİLER **7**
2.1 Ralli Sporunun ve Ralli Otomobillerinin Geçmişi 7
2.2 Otomobil Süspansiyonları 7
2.3 Ralli Sporunda Taşıt Dinamik Simülasyonları 12
3. TEORİ **13**
3.1 Çoklu Sistemler Dinamiği 13
3.2 Lastik Düşey Yükünün Çekiş Performansına Etkisi 14
3.3 Sürüş Frekansı 15
3.3.1 Kafa vurma ve zıplama hareketleri 18
3.3.2 Düşey hareketin sönümlenme performansı 22
4. RALLİ OTOMOBİLİNİN MODELLENMESİ **25**
4.1 Otomobilde Süspansiyon Sönüm Oranının Belirlenmesi 25
4.2 Otomobilde Alternatif Süspansiyonların Oluşturulması 31
4.3 MSC ADAMS/Car Yazılımında Yolların Modellenmesi 32
4.4 Denemelerin Planlanması ve Gerçekleştirilmesi 34
4.4.1 Temel sönüm oranıının belirlenmesi 34
4.4.1.1 Bozuk yolda temel sönüm oranının belirlenmesi 34
4.4.1.2 Tepeden zıplama durumunda temel sönüm oranının belirlenmesi 35
4.4.2 Kapanma ve açılma karakteristiklerinin incelenmesi 36
4.4.2.1 Bozuk yolda kapanma ve açılma karakteristiklerinin çekiş performansına etkilerinin incelenmesi 36
4.4.2.2 Tepeden zıplama durumunda kapanma ve açılma karakteristiklerinin çekiş performansına etkilerinin incelenmesi 36
4.5 MSC ADAMS/Car Yazılımında Otomobilin Modellenmesi 36
5. TESTLERDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR **39**
5.1 Temel Sönüm Oranının Seçilmesi 39
5.1.1 YOL-1'den Farklı sönüm oranlarındaki hidrolik sönümleyiciler ile alınan sonuçlar 39

5.1.2 YOL-2'den Farklı sönüm oranlarındaki hidrolik sönümleyiciler ile alınan sonuçlar 39
5.2 Asimetri Oranlarının Seçilmesi 42
5.2.1 YOL-1'den farklı asimetri oranları ile alınan sonuçlar 44
5.2.2 YOL-2'den farklı asimetri oranları ile alınan sonuçlar 45
5.3 Üstellik Derecelerinin Seçilmesi 47
5.3.1 YOL-1'den farklı üstellik dereceleri ile alınan sonuçlar 49
5.3.2 YOL-2'den farklı üstellik dereceleri ile alınan sonuçlar 50
6. SONUÇLAR VE YORUMLAR 52
ÖZGEÇMİŞ 57
KAYNAKLAR 61
ÖZGEÇMİŞ 63

SEMBOLLER

C_{crit} : Kritik sönüm katılığı
C_{critF} : Ön aks için kritik sönüm katılığı
C_{critR} : Arka aks için kritik sönüm katılığı
C_S : Süspansiyon sönüm katılığı
f_d : Sönümlenmiş doğal frekans
f_n : Sönümlenmemiş doğal frekans
f_{nF} : Ön aks için sönümlenmemiş doğal frekans
f_{nR} : Arka aks için sönümlenmemiş doğal frekans
F_X : Doğrusal kuvvet
F_Z : Düşey kuvvet
g : Yerçekimi ivmesi
κ : Doğrusal kayma oranı
K_S : Süspansiyon sertliği
Kt : Lastik sertliği
l : İz açıklığı
l_1 : Yay üstü kütlenin ön aksa mesafesi
l_2 : Yay üstü kütlenin arka aksa mesafesi
M : Kütle
m_{fs} : Ön aks için yay üstü kütle
m_{fus} : Ön aks için yay altı kütle
m_{rs} : Arka aks için yay üstü kütle
m_{rus} : Arka aks için yay altı kütle
m_s : Yay üstü kütle
RR : Sürüş sertliği
ω_n : Sönümlenmemiş doğal frekans
W : Ağırlık
W_f : Ön akstaki yük
W_r : Arka akstaki yük
ζ_S : Sönüm oranı
γ : Lastik ile zemin arasındaki açı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Testlerde kullanılacak olan sönümleyici karakteristikleri..... 32

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir orifis ve kaçış valfinin sırayla devreye girmesi…..…….. 9
Şekil 2.2 : Otomobillerde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin farklı hız bölgelerindeki doğrusal davranışları..……..…….. 10
Şekil 2.3 : Ralli otomobillerinde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin açılma ve kapanma bölgelerindeki doğrusal davranışları..……..... 10
Şekil 2.4 : Ralli otomobillerinde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin üstellik davranışı.....…..... 11
Şekil 2.5 : Otomobillerin belirli yüksekliklerden bırakılmaları sonucu ulaştıkları yol temas hızları.....……. 11
Şekil 2.6 : Çalışmada referans alınan ralli yarış otomobili..... 12
Şekil 3.1 : Pacejka'nın ölçümlerine ve modeline göre ele aldığı, bir lastiğin çekiş performansının tekerlek yüküne göre değişimi…….....14
Şekil 3.2 : Lastik ve süspansiyonun yaylanma ve sönüm özelliklerini anlamak için oluşturulmuş çeyrek otomobil modeli..... 15
Şekil 3.3 : Sönüm oranlarının yol pürüzlülüklerine verilen tepkide sebep olduğu farklılıklar.....17
Şekil 3.4 : Değişik kütlelerdeki yay altı kütlelerin sahip olduğu tekerlek rezonans frekansları.....…….…….....18
Şekil 3.5 : Engebe dalgaboylarına göre otomobilin yaptığı kafa vurma ve zıplama hareketleri.....…….…….....19
Şekil 3.6 : Kafa vurma ve zıplama hareketini incelemek için oluşturulmuş model.20
Şekil 3.7 : Otomobil dinamiğinde baskın olan kafa vurma ve zıplama hareketlerinin yaklaşık merkezleriyle gösterimi 20
Şekil 3.8 : Ön ve arka aksların sönümlenmemiş doğal frekanslarının oranına göre kafa vurma ve zıplama hareketlerinin merkezleri..... 21
Şekil 3.9 : Basit doğrusal sönümlenmiş tek serbestlik dereceli sistemde ilk hareket sönümünün sönüm oranları ile değişimi.....22
Şekil 3.10 : Kontrol mühendisliğinde kullanılan, ikinci dereceden sistemin basitleştirilmiş blok diyagramı.....23
Şekil 3.11 : Kontrol mühendisliğinde kullanılan, ikinci dereceden sistemin birim adım girdisine farklı sönüm oranlarında verdiği cevaplar.....23
Şekil 4.1 : Modellenen otomobilde süspansiyon hareketi esnasında elde edilen ön süspansiyon sertliği.....25
Şekil 4.2 : Modellenen otomobilde süspansiyon hareketi esnasında elde edilen arka süspansiyon sertliği.....26
Şekil 4.3 : Modellenen otomobilde yay altı ve yay üstü kütlelerin hesaplanması için oluşturulmuş model..... 27

Şekil 4.4 : Doğrusal sönüm sertliğine ve farklı sönüm oranlarına sahip ön hidrolik sönümleyiciler için hız-kuvvet grafiği.....30
Şekil 4.5 : Doğrusal sönüm sertliğine ve farklı sönüm oranlarına sahip arka hidrolik sönümleyiciler için hız-kuvvet grafiği.....30
Şekil 4.6 : Azalan üstel hidrolik sönümleyici karakteristiği.....31
Şekil 4.7 : Çeşitli ülkelerde yapılan ralli organizasyonlardaki yol şartları.....32
Şekil 4.8 : YOL-1: Bozuk yolu temsil etmesi amacıyla oluşturulmuş, kendini tekrarlayan yol profili.....33
Şekil 4.9 : YOL-2: Bir tepeyi temsil etmesi amacıyla oluşturulmuş yol.....33
Şekil 4.10 : YOL-1'in MSC ADAMS/Car'a aktarılmış hali.....34
Şekil 4.11 : YOL-2'nin MSC ADAMS/Car'a aktarılmış hali.....34
Şekil 4.12 : Referans otomobilin ön aks, şasi ve süspansiyon sistemi.....37
Şekil 4.13 : Referans otomobilin arka aks, şasi ve süspansiyon sistemi.....37
Şekil 4.14 : Referans otomobilin CATIA'da modellenmiş, yapı noktalarından oluşan statik modeli.....37
Şekil 4.15 : MSC ADAMS/Car 2012 yazılımında modellenen, Çoklu Cisim Dinamiği modeli.....38
Şekil 5.1 : YOL-1'den elde edilmiş, sönüm oranlarına bağlı değişen, yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri.....40
Şekil 5.2 : YOL-1'de yol profilini takip açısından farklı sönüm oranlarının etkileri.....41
Şekil 5.3 : YOL-2'den farklı sönüm oranlarına sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.....41
Şekil 5.4 : YOL-1 ve YOL-2'den temel sönüm oranlarının belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi.....42
Şekil 5.5 : Asimetri oranları farklı ön hidrolik sönümleyiciler.....43
Şekil 5.6 : Asimetri oranları farklı arka hidrolik sönümleyiciler.....43
Şekil 5.7 : YOL-1'den elde edilmiş, asimetri oranlarına bağlı değişen, yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri.....44
Şekil 5.8 : YOL-1'de yol profilini takip açısından farklı asimetri oranlarının etkileri.....45
Şekil 5.9 : YOL-2'den farklı sönüm asimetri oranlarına sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.....46
Şekil 5.10: YOL-1 ve YOL-2'den asimetri oranlarının belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi.....46
Şekil 5.11: Farklı üstellik derecelerinde ön hidrolik sönümleyiciler.....47
Şekil 5.12: Farklı üstellik derecelerinde arka hidrolik sönümleyiciler.....48
Şekil 5.13: YOL-1'den elde edilmiş, katılıkları farklı üstellik derecelerinde olan hidrolik sönümleyiciler ile yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri.....49
Şekil 5.14: YOL-1'den, yol profilini takip açısından farklı üstellik derecelerinin etkileri.....50
Şekil 5.15: YOL-2'den farklı üstellik derecelerine sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.....51
Şekil 5.16: YOL-1 ve YOL-2'den üstellik derecelerinin belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi.....51

BİR YARIŞ OTOMOBİLİNDE HİDROLİK SÖNÜMLEYİCİ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÇEKİŞ PERFORMANSINA ETKİLERİ

ÖZET

Bu çalışma kapsamında otomotiv sektöründe kullanılan süspansiyonların özellikle sönüm özellikleri ve hidrolik sönümleyicilerin karakteristikleri üstünde durulmuş, temsili bir yarış otomobilinin bu hidrolik sönümleyicilerle beraber çekiş performansı ele alınmıştır.

Bu çalışmada, Türkiye'de üretilmekte olup dünyanın çeşitli ülkelerine satılmakta olan bir yarış otomobilinin, hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin değişmesi sonucu öngörülen yol ve hız şartlarında elde edebileceği çekiş performansını inceleyebilmek için bilgisayar ortamında modelleme yapılmıştır. Örnek alınan yarış otomobili Avitas Motorsport'un ürettiği CONTROL 4 modelidir. Bu yarış otomobili, 1980'lerde rallide kullanılan otomobillerde de benzerleri görüldüğü gibi, ortadan motorlu ve dört tekerleğinden tahrik edilen bir otomobildir. Bu altyapıya sahip otomobiller günlük şartlarda kullanılan önden motorlu önden çekişli otomobillere göre farklı dinamik özellikler göstermektedir ve bu farklılık iyi anlaşılmalıdır. Referans modelin temel tasarım parametreleri kullanılarak, ilgili testlerin gerçekleştirilebilmesi amacıyla, MSC ADAMS/Car 2012 yazılımında otomobilin barındırdığı her bir altsistem oluşturulmuş, sonrasında da birlikte uyum içerisinde çalıştıkları Çoklu Cisimler Dinamiği yapısı oluşturulmuştur. Tezin içeriğinde otomobilin tasarımında göz önünde bulundurulan temel özellikler ve elde edilen çıktılar aktarılmıştıtr. Otomobilin sahip olduğu hidrolik sönümleyici karakteristikleri literatürde yapılmış çalışmalar fikirsel örnek alınarak bir deneme kümesine bağlı kalınarak değiştirilmiş ve öngörülen testlerde çekiş performansı karşılaştırılmıştır.

Günümüzde çok çeşitli yeterlilik beklentileriyle tasarlanmakta olan hidrolik sönümleyici sistemleri tanıtılmış ve otomobil sporlarında kullanılan tiplerde görülen özellikler belirtilmiştir. Yarış otomobili süspansiyonlarından beklenenler, stabilite ve lastik-yol temasının her şartta mümkün olan en kuvvetli düzeyde olmasıdır. Testlerin ilerleyişinde sırasıyla, sönüm oranı, kapanma-açılma asimetri oranları, doğrusal, azalan üstel ve artan üstel sönüm eğrileri süspansiyon yay katsayıları değiştirilmeden kullanılmıştıtr. Testlerden elde edilen veriler çekiş performansına etkileri irdelenerek kıyaslanmıştır.

Denemelerde iki çeşit yol tipi kullanılmıştır. İlki otomobilin iz açıklığında dalgaboyuna sahip engebeli bir yoldur. Bu özellikte bir yol, otomobilin hareketinin düşey yönde olmasını sağlamaktadır. İkincisi otomobilin yer ile temasının kesilmesine sebep olan tepe benzeri bir yoldur. Birinci yolda, otomobil düşük bir hızdan aks rezonans frekanslarına denk gelen hızların üstüne çıkacak şekilde hızlandırılmıştır ve hidrolik sönümleyicilerin engebelere ne kadar hızlı tepki verebildiği incelenmiştir. İkinci yolda ise, otomobil yer ile temasını tekrar sağlaması durumunda şasi düşey ivmelerinin hidrolik sönümleyiciler tarafından sönümlenme

süresine bakılmıştır. Alınan sonuçlar oluşturulmuş hidrolik sönümleyici karakteristiklerine göre yorumlanmıştır.

Denemelerden, düşük sönüm oranı, düşük açılma katılığı ve düşük hızlı sönüm hareketlerinde düşük katılığın hidrolik sönümleyicinin hızlı tepki vermesini sağladığı görülmüştür. Otomobilin yoldaki bozukluklara hızlı tepki verebilmesi, motor gücünün yola daha iyi aktarılabilmesini sağlamıştır. Ancak tepeden zıplama ve yer ile temasın tekrar oluşması durumunda ortaya çıkan düşey hareketin kısa sürede sönümlenmesi ve çekiş gücündeki dalgalanmanın durdurulması için yüksek sönüm oranı, yüksek açılma katılığı ve düşük hızlı sönüm hareketlerinde yüksek katılığın gerektiği görülmüştür. Otomobilin meydana gelen düşey hareketi kısa sürede sönümlemesi çekiş performasının değişkenliğini daha hızlı engellemiştir.

Yarış otomobili olarak ele alınan örnek bir ralli otomobilidir. Rallide sık karşılaşılan durumlardan ikisi, bir tepenin üstünden geçmek suretiyle yer ile olan temasın kesilmesi ve tekrar yol zeminine dönülmesi ile yüksek hızlarda karşılaşılan, yoldaki yüksek düzensizliklerin üstünden geçilmesidir.

Çalışmanın en önemli yanı, otomobil modellemelerinde genellikle yol zemini düzensizliklerinin düşük, hızların can güvenliğini riske atmayacak seyir hızlarında olduğu durumlar öngörülürken, bu çalışmada bir ralli otomobilinin yarışmak durumunda olduğu farklı yol şartlarının ve bu yol şartlarındaki çekiş performansının üstünde hidrolik sönümleyicilerin etkisinin benzetilmesinin amaçlanmasıdır.

THE EFFECTS OF HYDRAULIC SHOCK ABSORBER CHARACTERISTICS ON TRACTIVE PERFORMANCE OF A RACE CAR

SUMMARY

In this thesis, especially the damping characteristics of the modern hydraulic shock absorbers and the properties of the suspensions used in automotive industry were emphasised and tractive performance of a race car has been investigated in correlation with these hydraulic shock absorbers.

In the aspect of this thesis, to be able to understand the effects of hydraulic shock absorbers' characteristics on a tractive performance of a race car which is being manufactured in Turkey and sold to a various countries around the world, a dynamics model has been created in a computer software basis. Referenced car is Turkish company, Avitas Motorport's model, named as CONTROL 4. This race car uses mid-engine and 4-wheel drive layout as seen amongst the cars on the 1980's rally cars. This layout shows different dynamic properties due to rear-shifted weight balance with respect to common front-engine front-wheel-drive automobiles and therefore these differences should be well understood and managed. By using the main design criterias of the reference model such as constructional points, weights and lengths, all the subsystems (namely front suspension, rear suspension, anti-roll bars, powertrain and chassis) are defined and created in a computer software and assembled in communication with each other as a Multibody Dynamics system to make the investigate the car's reaction to changing shock absorber characteristics. Important properties consired in high level race car design and calculated outcomes are given in the content of thesis.

Hydraulic shock absorber properties are differentiated within a trial matrix, while this trial matrix is being created by the help of earlier studies found in literature. Used concepts in real-life and literature are accepted as examples for possible different designs. Taken values are in a range from commercial cars to race cars to investigate every combination. By doing the pre-determined tests with these combinations, tractive performance of a race car is compared with respect to changing hydraulic shock absorber parameters.

The thesis consists of five main topics. In detail, topics are the importance and motivation of the subject, literature review, general information about the hydraulic shock absorbers and suspensions in use, theory and definition of the problem, creation of the model, creation of the cases and analysis, results and discussion of the results.

Hydraulic shock absorbers that are being designed with the various standards and expectations for modern automotive industry are explained and types used in motorports are pointed out. Expectations from race car hydraulic shock absorbers are vehicle stability, controlability and maintainig high level of tire-road interaction. Achieving these results require different types of damping characteristics on different excitations. On the tests in this thesis, linear, progressive and degressive curves are

used for shock absorber characteristics along with different rebound/bump stiffness combinations. Results are compared and discussed by their effect on race car's tractive performance.

Reference model used in the thesis is an example of a rally car. It has lightweight tubular chassis frame, composite materials for outer and inner shells, all time front-rear locked four wheel drive system with no central differential, sequential gearbox and wide wheel travel limits. By the influence of 1980's tubular chassis rally cars and their success, reference model is also based on a mid-engine layout.

In the beginning of a rally motorsport journey, roads were already bumpy and mostly gravel. Rally is a single-run track race typically which is being held on the country routes instead of highways. For the purpose of creating a challenge for both driver and the car, generally bumpy and curvy roads are being used. When these roads meet the intention of shortest-time-fastest-race, loss of tire-ground connection and bump impacts often occur. These situations are extreme with respect to a common state of regular drivers. In this thesis, especially the damping characteristics of the hydraulic shock absorbers and the properties of the suspensions of automotive industry were emphasised and tractive performance of a race car has been investigated in correlation with these hydraulic shock absorbers.

Modern automotive industry creates its shock absorber standards for optimised comfort, ride quality, stability, traction and fuel consumption. Optimization means all of the aspects of the system is being balanced in favour of the customer. As soon as we step into the world of motorsports and exclude comfort from the design criterias and emphasise the importance of traction, modern-day commercial car standards shortcomes.

Generally rebound stiffness of the shock absorber is greater than the compression stiffness. They are designed this way because springs tend to release their stored energy and push the wheels into the potholes found in the country roads. Driver wants to drive over a pothole as he does over a speed bump. If the bump and rebound stiffness were equal, he would still manage to go over a bump but may get stuck in the holes in the road as they tend to stop the vehicle. Same situation still applies for the rally cars but with a different approach. If the rebound stiffnesses are significantly higher than the bump stiffnesses, constantly bumpy roads cause the springs to compress but do not give them enough time to decompress as another bump had already hit the wheels. As we can see, off-road suspension systems need to obtain large wheel travels and somewhat closer bump and rebound stiffnesses. In this thesis, different rebound-compression ratios and different characteristic curves are tested over a take-off situations and harsh bumps.

Four-posters were introduced first in Formula 1. At first they were being used for shallow but high frequency inputs. Up to now, by the help of powerful designs, they found use in modifying suspensions, improving chassis properties, determining life of critical components on asphalt motorsports applications, commercial automobiles and off-road trucks. While they are capable of simulating large range of road data input through axle/tire vibrations and accerelation/inertia effects through chassis exicitations, rally sport is still out of limit with its extraordinary vertical movements and accerelations.

At first, basics of suspension design parameters are studied. Quarter-car-model and 2 degree-of-freedom pitch-bounce model were used. Front and rear axle ride frequencies are calculated with predetermined parameters to see if designed car is in

correlation with the actual studies and cars built. After that, damping coefficients for the hydraulic shock absorbers are selected to create the first linear damping characteristic. By using linear damping characteristic values, different rebound and compression ratios, degressive and progressive curves are created. While creating such characteristics the examples found in literature are considered and common span of values were used. After that, for the testing purposes, Multibody Dynamics simulation program, MSC ADAMS/Car 2012 software is used. In simulation aspect, first step was building typical road types in rallies. In order to reflect realistic road profiles into the simulation, real life rally roads and rally pilots' experiences are considered. Road surface properties are not used in simulations because nearly in all cases higher tractive force results in greater performance. Evaluation of tractive performance is thought to be based on smooth and high normal load on tires. Normal loads' fluctuations are undesirable because they are the results of unbalanced and unsettled car dynamics. Results are compared with their fluctuations and convergence times. Fluctuations basically mean that, forces that are being carried to the chassis over the suspension mounts are changing their directions. They may cause unpredictable results for the driver. Also, settling times indicate that when the rally car will be available to turn-in to another corner with control or face another bump properly.

Two types of roads are used in the simulations. First road has the perturbation wavelength equal to the automobile's track length thus creating mainly vertical motions. Second road is designed like a hill to cause the automobile to jump. On the first road, automobile is accelerated from the low speed to the speeds exceeding its axle resonant points and hydraulic dampers' agility to follow the irregularities is examined. On the second road, chassis vertical accelerations and damping times are followed while the automobile is settling again on the road. Collected data are then compared with regards to hydraulic damping characteristics.

With the analysis results, it has been seen that low damping ratio, low rebound damping and lower damping forces on lower damper speeds manages to keep up with the irregularities found on the road surface. This ensures that the engine power is being applied to the road which means higher tractive force. Although lower damping forces result in higher tractive force in road irregularities, hill jump state requires higher damping ratio, higher rebound damping and higher damping forces on lower damper speeds. Analyses revealed that if the damping time of the chassis vertical motion is shorter, force being directed to the ground is normalized quicker thus regaining tractive force.

1. GİRİŞ

1.1 Yarış Otomobilleri ve Hidrolik Sönümleyiciler

İnsanoğlu her zaman bir işlerle meşgul oldu ve bu işlerini hızlıca halletmek arzusu içinde olmuştur. At arabalarından sonra içten yanmalı motorlar ile birlikte otomobiller yaygınlaşınca, otomobilleri de hızlı bir şekilde kullanabilme isteği ortaya çıkmıştır. Otomobillerin yaygınlaşmaya başladığı 19. yüzyılın başlarında, mevcut yolların bozuk satıhlı olması, hızdan ziyade konfor ve yol tutuş konularına özellikle dikkat edilmesini gerektirmiştir. Bozuk ve elverişsiz satıhta, bir güzergâhı en kısa zamanda tamamlama isteği şeklinde düzenlenen mücadeleler ise o yıllarda motor sporlarının temelini oluşturmuş ve ralli sporunun temelini atmıştır. O dönemden bu yana, imalat yöntemlerinin ilerlemesi, kullanılan malzemelerin iyileştirilmesi ve karşılaşılan sorunların çözümünde elde edilen sonuçların daha sonraki tasarımlarda kullanılması sayesinde otomotiv endüstrisi sürekli bir yenilenme geçirmiş ve gelişmiştir. Otomotiv sektörü tüketicilerin beklentilerine ve mevcut düzenlemelere göre otomobil üretirken, ralli sporu bununla yetinmemiş, performans odaklı olmuş, kendi beklentilerini belirlemiş, düzenlemelerini getirmiş ve buna göre ilerlemiştir. Bu sebeple, ralli otomobilleri bazen tüketicilere sunulan otomobillerin ralliye uyarlanmış hali, bazen de özel olarak ralliye yönelik tasarlanmış sınırlı sayıda üretim otomobiller olmuştur. Ralli otomobillerinin tasarımları, araştırma ve geliştirme gerektiren, önemli bir süreçtir. Ralli otomobillerinde denenen ve tecrübe edilen olgular çoğu zaman gündelik otomobillere de uyarlanmıştır.

Süspansiyon teknolojisinde yapılan yenilikler, tüketicilerin konforunu ve güvenliğini, otomobillerin ise yol tutuş özelliklerini ve dengesini arttırmayı hedeflemiştir. Ralli için kullanılmakta olan süspansiyonlar ise çok daha zor şartlarda çalışacak şekilde, konfor beklentisi olmadan, tamamen yol tutuş, denge, sağlamlık ve güvenlik için tasarlanmaktadır. Otomobillerinde kullanılan süspansiyon yayları ve hidrolik sönümleyicileri, tipik olarak doğrusal olmayan ve asimetrik kuvvet-sıkışma ve

kuvvet-hız özellikleri göstermektedir. Süspansiyon karakterindeki asimetri ile amaçlanan, otomobilin dinamik davranışını her koşula göre en iyi hale getirmektir.

Bu çalışmada, hidrolik sönümleyici karakteristikleri, yay katsayıları değiştirilmeden, sıkışma ve açılma yönünde biribirilerine oranları değiştirilirken aynı zamanda doğrusal, azalan üstel ve artan üstel olarak çeşitli örneklemelerle temsil edilmiştir. Şimdiye kadar yapılmış olan modelleme ve analiz çalışmalarında konu yarış otomobili olsa dahi, genellikle düzgün yol şartlarında gerçekleştirilmiştir. Bunun sebebi, modelleme kapsamına alışılmışın dışında sürüş tekniklerinin, yol zemini özelliklerinin ve yol profillerinin dâhil olmasıyla bilinmeyenlerin sayısının oldukça artmasıdır.

Anlaşılmıştır ki, ralli yarış otomobillerinin üstesinden gelmesi gereken durumlar bu motorspor dalının anlaşılması ve geliştirilmesi için göz önünde bulundurulmalı, incelenmeli ve anlaşılmalıdır. Motorsporlarında gelişmeler çoğu zaman sürücülerin hissettiklerine, teknik ekibin otomobil dışından gözlemlediklerine ya da yaşanan problemlere göre olmuştur. Artık bilgisayarların hesaplama kapasiteleri yeterli hale geldiğine göre, bir otomobilin gerçekte olduğu gibi modellenip, gerçekte karşılaştığı yol şartları ve durumlar ile sahip olduğu sistemlerin ne kadar yeterli oldukları araştırılmalıdır.

1.2 Literatür Özeti

Otomobil süspansiyon sistemleri daha önceki birçok çalışmada oluşturulmuş ve analiz edilmiştir. Bu çalışmalar, sürüş, yol tutuş, yönlendirilebilirlik ve dinamik tekerlek yükleri gibi yeterlilik ölçütlerinin çeşitli birleşimlerinin sınanması ve iyileştirilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Çalışmaların bir kısmı laboratuar ortamında test düzeneklerinde gerçekleştirilirken, bir kısmı da gerçek şartlarda oluşturulmuş kontrollü deneylerde yapılmıştır. Bilgisayar ortamında yapılan benzetimler 1 serbestlik dereceli doğrusal süspansiyon karakterine sahip modeller ile çok serbestlik derecli doğrusal olmayan ve asimetrik modeller arasında değişiklikler göstermektedir. Süspansiyon sönümleyicileri ile ilgili yapılan araştırmalar pasif sönümleyiciler, devreye girebilen ve çıkabilen yarı-aktif sönümleyiciler ve aktif-adaptif sönümleyiciler olarak ele alınmış ve incelenmişlerdir. Bu bölümde benzer çalışmalar incelenmiş, modelleme, analiz ve sonuç alma metodları hakkında bilgi edinilmesi amacıyla üstlerinde durulmuştur.

Yarış otomobilleri yola çıkartılmadan, yol şartlarında denenmek istendiklerinde genellikle Formula 1 yarışları ile kullanılmaya başlanmış olan hidro-impulslara bağlanırlar. Bu hidro-impulslar otomobile lastiğine temas ederek ya da doğrudan tekerlek göbeğine bağlanarak, yollardan toplanmış bilgileri aktarırlar. Daha ileri teknoloji hidro-impulslarda doğrudan şasiye bağlanan, doğrusal ve yanal ivmelenmeyi de aktarmaya yarayan ek bağlantılar da mevcuttur. Ancak yine de, bu tezde ele alınanan ralli otomobilinin karşılaştığı durumları, ivmeleri ve kuvvetleri birebir canlandırabilecek güç ve hareket aralığında hidro-impuls üretimine gerek duyulmamıştır.

Bu çalışmada bir model kurulduğu için, birden çok serbestlik dereceli sistemlerin geçmişine bakmakta fayda vardır. Bunun için Segel'in (1993) yaptığı çalışmaya bakılabilir:

1. Dönem: (1930'lara kadar)
    a. Taşıt dinamik davranışları hakkında ampirik gözlemler.
    b. Lastik zıplaması ile ilgili duyarlılık
    c. Taşıtın önemli bir parçası olarak sürüş komforu
2. Dönem (1930'lardan 1952'ye kadar)
    a. Basit lastik mekanikleri ve kayma açısının anlaşılması
    b. Azdöner, aşırıdöner kavramlarının anlaşılması
    c. Durağan dönüşün anlaşılması
    d. Basit 2 serbestlik dereceli denklemlerin oluşturulması
    e. Sürüş deneylerinin başlaması
    f. Bağımsız ön süspansiyonların tanıtılması
3. Dönem (1952'den günümüze)
    a. Test düzeneklerinde lastik davranışlarının anlaşılması ve modellenmesi
    b. 3 serbestlik dereceli denklemlerin geliştirilmesi
    c. Testlerin güvenlik ve yönlendirilebilirlik konularını kapsar hale gelmesi

d. Rastgele titreşim teorisi ile sürüşler hakkında tahminler yürütülmesi.

Literatürdeki çalışmalar iki kategoride değerlendirilebilir. Bu iki kategoriden ilki sadece süspansiyon sönüm modellemesi, ikincisi süspansiyon ile beraber otomobilin de modelinin test edilmesi şeklindedir.

Karadayi ve Masada (1986) yaptıkları çalışmada süspansiyon sönümünde asimeti, kuru sürtünme, histeri, sıkıştırılabilirlik faktörlerini içeren, taşıt benzetimlerinde kullanılmak üzere, basit bir modeli oluşturmuşlardır. Doğrusal olmayan sıkıştırılabilirlik ve sönüm, Coulomb sürtünmesi de eklendiğinde gerçek $F(V)$ eğrilerine oldukça yakın sonuçlar elde etmişlerdir.

Reybrouck (1994), tam otomobil modellerinde kullanılmasını amaçlayarak, fiziksel özelliklerin her birini temsil eden parametreler ile bir otomobil hidrolik sönümleyicisi oluşturmuştur. Dolayısıyla model 20 yarı-ampirik parametre içermiş, gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmiş ancak hesaplama süreleri uzun olmuştur. Ayrıca çalışmada, sönümleyici yapısında değişiklikler yapılabileceği öngörülmemiştir. Reybrouck çalışmasında, düşük hızlarda görülen sürtünme ve sönümleyicideki laminer akışın ayrıca modellenmesi gerektiğini aktarmıştır.

Besinger vd. (1995), özellikle ağır taşıtlarda kullanılması amacıyla 7 parametreli bir sönüm modeli oluşturmuşlardır. Sonrasında kurulan modelden alınan veriler gerçek veriler ile karşılaştırılmış ve parametrelerdeki değişikliklerin otomobilin sürüşündeki etkileri araştırılmıştır. Modellerinin doğrusal karakteristikler için %1 hata ile çalıştığını ancak değişken karakteristiklerin modellemesinin %30 dolaylarında hatalı sonuç verebileceğini aktarmışlardır.

Cafferty vd. (1995), sönüm testlerini rasgele dalgaboyundaki girdiler ile gerçekleştirmiştir. Harmonik frekans ile deneme yerine rasgele dalgaboylarının kullanılabileceği sonucuna varmışlardır.

La Joie (1996) ayrıntılı sönüm modellerini deneysel sonuçlar ile karşılaştırmış ve özellikle yarışlarda kullanılan sönümleyicilere yoğunlaşmıştır. Yaptığı çalımaların sonucunda süspansiyonda kayıplara sebep olan sızdırmazlık elemanlarının etkilerinin daha ayrıntılı modellenmesi gerektiği çıkarımına ulaşmıştır.

Haney (1996) modern yarış süspansiyonları incelemiştir. Lola T93/20 yarış otomobili için tasarlanmış, satılmakta olan 3 çeşit süspansiyonu testlere sokup aldığı sonuçları karşılaştırmıştır. Aldıkları sonuçların otomobil üstünden toplanan veriler,

tekrarlanabilirlik, güvenilirlik ve sürücü yorumları ile desteklenmesi gerektiği sonucuna varmıştır.

Warner ve Rakheja (1996), yarış süspansiyonlarında sürtünme ve kayıpların sıcaklıkta sebep olduğu değişiklikleri ve bu sıcaklık değişikliklerinin sebep olduğu sürüş yüksekliği farklılıklarının sonuçlarını incelemiştir.

Andreotti ve Vanucci (1998), test ettikleri hidrolik sönümleyicilerden aldığı ölçümlere eğri oturtmuş ve düşük hız etkilerini göz ardı ederek matematiksel tanımlamalar yapmıştır. Yaptıkları çalışmanın hızlı ayarlamalara yardımcı olacağını belirtmişlerdir.

Iwata (1998), bir ralli otomobilinin engebeli yollarda karşılaştığı durumları özellikle güvenlik betimlemeleri için ele alıp, süspansiyonların önemine dikkat çekmiştir.

2000'li yılların gelmesiyle ise yarı aktif ya da aktif süspansiyonların hidrolik ya da elektro manyetik etkiler ile kontrol edilmesi çalışmaları, hesaplama kabiliyet ve hızlarının teknoloji ile beraber artmasıyla mümkün olmuştur. Aynı zamanda sonlu elemanlar analizi yöntemlerinin yaygınlaşması ile, ömür, titreşim, konfor, ses ve kavitasyon araştırmaları yapılmıştır.

Liu ve Zhang (2002), belirli bir frekans aralığında ADAMS'ta kurulan süspansiyonun sönüm özelliklerini incelemiş ve gerçek bilgilerle karşılaştırmıştır. Elde ettikleri sonuçlar karakter olarak uyuşsa da, özellikle kayıpların, düşük frekanslar ve düşük genliklerde etkili olduğunu ve bu kayıpların taşıtlar için modellenmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Talbott ve Starkley (2002), Mono-Tüp bir hidrolik sönümleyici üstünde modelleme yapmış, yapılan ayar değişikliklerinin sönümleyici karakteristikleri üstüne etkilerini ölçerek ve modelleyerek karşılaştırmıştır. Çalışmasında akış diyagramlarını, basınç değişimlerini ve yapılan ayarların sebep olduğu kuvvet değişikliklerini kullanmıştır. Sonuç olarak, kurduğu modelin düşük ve yüksek hız akışlarını başarılı bir şekilde yansıttığını, algoritmik iyileştirmelerle hesaplama süresinin kısalabileceğini belirtmiştir.

Yang vd. (2006), bir otomobili MSC ADAMS yazılımında modellemiş, yol pürüzlülüklerinin şasideki çeşitli noktalarına titreşim olarak iletilmelerinde, yay ve süspansiyon parametrelerinin etkilerini incelemiştir.

Boggs (2009), bir hidro-pulsa bağlı otomobilde hidrolik sönümleyici karakteristiklerini ölçerek bir model oluşturmuş, sonrasında kurduğu modeli doğruladıktan sonra değiştirilen ayarları da yansıtabilmesi için çalışmalar yapmıştır. Sinüzoidal yol bilgileri ile sönümleyici üreticisinin sağladığı tüm ayarları denemiş ve model sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Yaptığı çalışma hidro-puls denemelerini bilgisayar ortamına aktarmış ve sönümleyici ayarı seçimi sürecini verimli ve hızlı hale getirmiştir.

Sadeghi vd. (2013), yarışlarda kullanılan hidrolik sönümleyicilerin üstünde barındırdıkları ayarların karakteristikler üstüne etkilerini analiz etmiş, ölçmüş ve bilgisayar ortamında kullandığı sistemden aldığı sonuçlarla karşılaştırmıştır. Durağan ve dinamik ölçümlerde yaptığı karşılaştırmalarda örtüşme yakalamıştır ayrıca histeri etkisini de betimleyebilmiştir. Sonuç olarak yüksek hız ayarlarındaki akış hızlarının ve sızdırmazlık elemanlarının etkisinin modellenmelerinin iyileştirilmesi gerektiğini söylemiştir.

1.3 Çalışmanın Amacı

Yapılmış olan çalışmalara bakıldığında genellikle hidrolik sönümleyicilerin bir düzenek yardımıyla karakteristiklerinin ölçülmesi, modellenmesi, yapılan ayar değişikliklerinin etkilerinin ölçümlere göre sınanması şeklindedir. Söz konusu otomobil yarış otomobili veya yarış otomobillerinde kullanılan hidrolik sönümleyiciler olsa dahi, hidrolik sönümleyici karakteristiklerini temelden değiştirip çekiş performansını irdeleyen bir çalışmaya rastlanamamıştır. Ayrıca, daha önce yapılan araştırmalarda konu yarış otomobili ya da yarış tipi süspansiyon olduğunda, kullanılan sıkışma-açılma hız aralıklarının ralli otomobillerinin karşılaştığı darbe hızlarına göre oldukça düşük olduğu görülmüştür.

Literatür araştırması, hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin çekiş performansına etkileri konusunda çok çalışma olmadığını göstermiştir.

Bu tez çalışması ile amaçlanan bir yarış otomobilinde hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin değişiminin otomobilin çekiş performansına etkilerinin anlaşılmasıdır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1 Ralli Sporunun ve Ralli Otomobillerinin Geçmişi

Bir motorsporları olarak ralli sözcüğü ilk kez Haziran 1911'de Monte Carlo Rallisi şeklinde kullanılmıştır. Dünya üzerinde gerçekleşmekte olan bu rallileri FIA (Federation Internationale de l'Automobile) organize etmektedir. FIA 1904'te kurulmuş ve günümüze kadar motorlu taşıt yarışlarının genel kural koyucusu, denetleyicisi ve sağlayıcı olmuştur [1]. FIA 1979'da 4-çeker otomobillerin kullanımına izin vermiştir ancak takımlar bu tahrik sisteminin kazanmak için fazla karışık olduğunu düşünmüşlerdir. Audi ise Quattro teknolojisi ile teste çıkmaya başlamış ve çok hızlı bir şekilde başarıya ulaşmıştır. Diğer markalar da bu başarıyı görerek 4-çeker projelerine ağırlık vermişlerdir. Grup B düzenlemeleri 1982 sezonunda açıklanmıştır ve çok az limit içerdiğinden neredeyse sınırsız güce izin vermiştir. 1986 sezonunda, turbo ve mekanik doldurmalı Lancia Delta S4'ün asfalt yolda, 2,3 saniye içerisinde 0–96 km/saat hıza ulaşabildiği rapor edilmiştir. Ancak hız ve bozuk yol koşulları kazaları ve ölümleri beraberinde getirmeye başlamıştır [2]. FIA, çeşitli rallilerde oldukça dramatik ölümlerin gerçekleşmesi üzerine 1987'de Grup B otomobillerin geliştirilmesinin dondurulması ve yarışlardan men edilmesi kararını vermek zorunda kalmıştır. Sonrasında zaten 1986'da WRC'nin (World Rallycross Championship) bir parçası olan Grup A otomobillerin düzenlemeleri, 1997'ye kadar yürürlükte kalmıştır. Sonrasında, 1997'den itibaren Grup A otomobillerin yerine geçmesi amacıyla World Rally Car düzenlemeleri yayınlanmış ve başlangıçta Japon markaları olmak üzere birçok marka bu düzenlemelere uyan otomobiller hazırlamış ve yarıştırmıştır [2].

2.2 Otomobil Süspansiyonları

Otomobil süspansiyonu yaylardan, hidrolik sönümleyicilerden, burulma çubuklarından, kollardan, burçlardan, takozlardan ve mafsallardan oluşur, amacı yol

düzensizliklerinin üstünden güvenli ve kontrollü bir şekilde geçebilmektir. Bir otomobil süspansiyonu tasarlanırken genel yeterliliğin oluşturulmasında titreşim sönümüne, süspansiyon hareket aralığına ve yol tutuş özelliklerine dikkat edilir (Wong J. Y., 2001). Genel olarak, sert süspansiyonlar daha iyi yol tutuş özellikleri ve yönlendirilebilirlik sağlarken, konfor ise az sönümlenmiş yumuşak süspansiyon ile sağlanır.

Süspansiyon üreticileri, yarış için tasarladıkları süspansiyonlarda, içyapı değiştirilmeden ilgili ayar imkânları ile sönüm ve sertliklerinin değiştirilebilmesini sağlayarak, otomobil dinamiğinin çok çeşitli yol şartlarına uyumlu hale getirilebilmesini amaçlarlar. Otomobilin tasarım parametresi olan tekerlek hareket aralığı ve bu aralık içerisindeki sahip olduğu dinamik tepki karakterinin yol şartlarına uyumlu hale gelmesi amacıyla, yay sertliği, sönümde hız-kuvvet karakteri ve hareket durdurucular ile ayarlamalar yapılır.

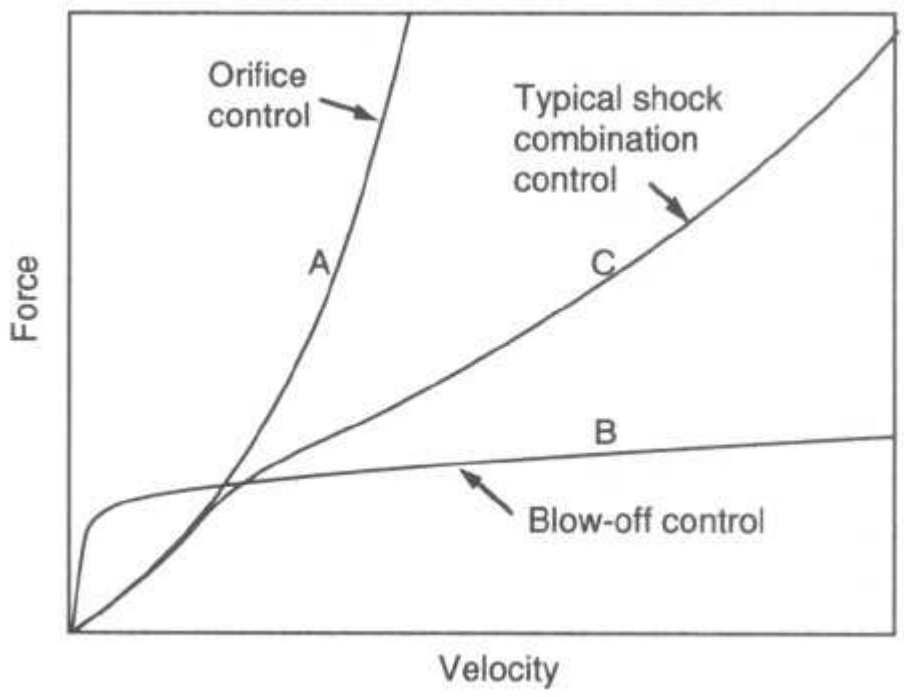
Otomobil sektöründeki yaylar ve sönümleyiciler genellikle, doğrusal olmayan ve asimetrik kuvvet eğrilerine sahiptirler. Bu uygulamadaki amaç, otomobilin sürüş, güvenlik ve yönlendirilebilirlik özelliklerinin hep birlikte iyileştirilmeye çalışılmasıdır.

Çelişen yeterlilik şartlarıyla, süspansiyonlar yol tutuş, konfor ve yönlendirilebilirlik yeteneklerinden karşılıklı ödünler verilerek tasarlanırlar. Bu ödünlerin en aza indirilmesi ve süspansiyon sisteminin her açıdan iyileştirilmesi için oldukça eğrisel ve asimetrik sönüm ve yaylanma karakteristikleri kullanılır (Warner, 1996). Süspansiyon yayları da otomobilin hareketini sınırlamak ve kontrol altında tutabilmek için, şekil değiştirme arttıkça katılaşacak şekilde tasarlanırlar. Sönüm elemanlarında da durum benzerdir. Düşük hızlı süspansiyon hareketleri düşük karşı kuvvetlerle karşılanırken, yüksek hızlı süspansiyon hareketleri yüksek kuvvetle karşılanır (Dixon J. C., 1996).

Süspansiyonlarda genellikle hidrolik sönümleyiciler bulunmakta ve bu sönümleyiciler iki ya da çok kademeli olarak kuvvet karakteri göstermektedir. Bu kademeli davranış önceden yüklenmiş ya da sertlikleri farklı valfler ile sağlanır.

Yüksek ve düşük sönüm arasındaki geçiş önceden belirlenmiş hızlarda, basınca duyarlı valfler yardımıyla gerçekleştirilir.

Bu kapanma ve açılma arasındaki geçiş karakteri ile amaçlanan otomobilin sürüş kalitesini bozmadan, güvenliği ve yol tutuş özelliklerini iyileştirebilmektir.



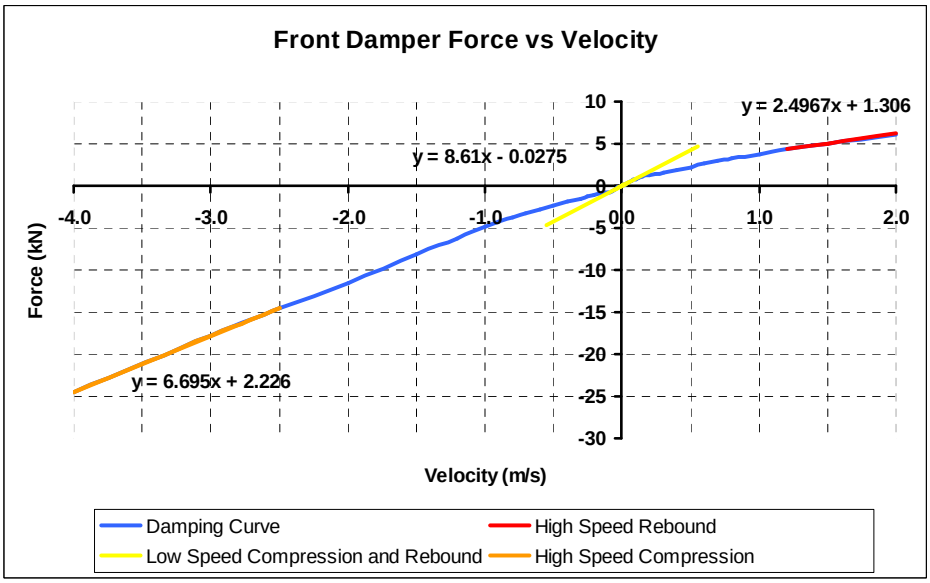
Şekil 2.1: Bir orifis ve kaçış valfinin sırayla devreye girmesi (Gillespie, s. 158, 1992).

Doğrusal ve simetrik olmayan süspansiyon karakteristikleri modelleme ve analiz açısından zorluk teşkil etmektedir. Asimetrik davranış, dinamik dengenin yol şartlarına göre değişmesi ile sonuçlanır.

Hidrolik sönümleyicileri modellemede kullanılabilecek çeşitli parametreler bulunmaktadır. Bu parametreler:

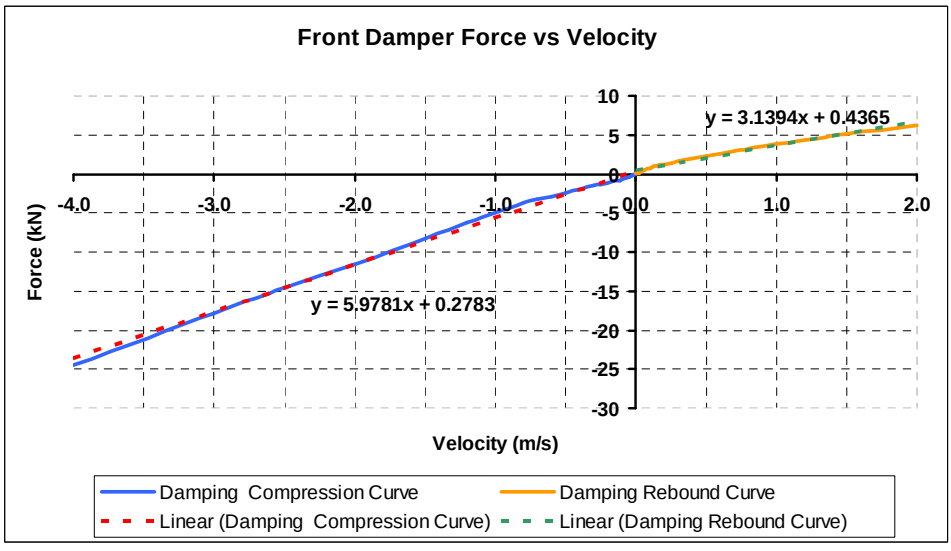
- Doğrusallık,
- Asimetri oranı,
- Üstellik derecesi (progresiflik ya da degresiflik) olarak özetlenebilir.

Doğrusal hidrolik sönümleyici karakteristikleri sönüm oranına bağlı bir şekilde hız ile doğru orantılı değişmektedir. Kullanılmakta olan hidrolik sönümleyicilerde hareket hızlarına göre genel olarak düşük hız ve yüksek hız olarak ifade edilen iki farklı bölge bulunmaktadır ve karakteristikler bu bölgelerde doğrusala yakın eğrilere sahiptir.



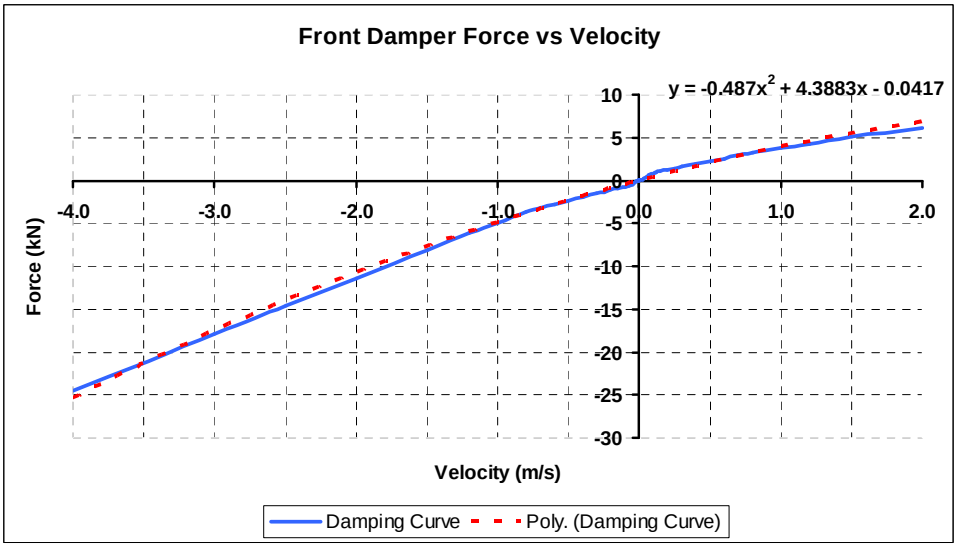
Şekil 2.2: Otomobillerde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin farklı hız bölgelerindeki doğrusal davranışları.

Asimetri oranı, hidrolik sönümleyicide kapanma ve açılma katılıklarının birbirine oranıdır ve bu iki katılık davranışının ayrı ayrı ifade edilebilmesini sağlamaktadır. Genel olarak, gündelik otomobillerde hidrolik sönümleyicilerde açılma katılıkları yüksek tutulur, bunun amacı lastiklerin düz yolda giderken karşılaştığı çukurlara takılmasını engellemek ve konforu arttırmaktır. Ralli sporunda kullanılan hidrolik sönümleyicilerde ise açılma katılığı aşağıdaki gibi daha düşük olabilir:



Şekil 2.3: Ralli otomobillerinde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin açılma ve kapanma bölgelerindeki doğrusal davranışları.

Üstellik derecesi ise hidrolik sönümleyicinin hıza göre katılığının artarak ve azalarak artmasını ifade eder. Düşük ve yüksek hız bölgelerinde katılığın davranışını anlatmayı sağlar.



Şekil 2.4: Ralli otomobillerinde kullanılmakta olan hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin üstellik davranışı.

Otomobillerin bir kasis ya da tepecik üstünden zıplaması sonucu yol ile temaslarının kesilmesinden sonra, düşüş hareketleri yerçekimi ivmesi sebebi ile gerçekleşir. Bu darbe durumları kısa sürede süspansiyonu sıkıştırmak isterler ve genlikleri düşük dahi olsa, otomobilin doğrusal ve düşey dengesini bozabilecek ivmelere sebep olurlar. Dolayısıyla, bu darbe durumları absorbe edilebilmeli, sonrasında oluşan hareket güvenliği ve yönlendirilebilirliği tehlikeye düşürmemelidir. Şekil 2.5'te otomobillerin belirli yüksekliklerden düşüş sonrası sahip oldukları hızlar görülmektedir.

h_D (m)	V_i (m/s)
0.05	0.990
0.10	1.401
0.20	1.981
0.40	2.801
1.00	4.429
2.00	6.264

Şekil 2.5: Otomobillerin belirli yüksekliklerden bırakılmaları sonucu ulaştıkları yol temas hızları (Dixon J. C., The Shock Absorber Handbook, 1999).

Ralli otomobillerinde ise tepe ya da kasislerden geçme sonucu yer ile temasın kesilmesiyle 5m/s mertebelerinde düşey hızlar sıklıkla görülebilmektedir (Dixon J. C., 1999).

2.3 Ralli Sporunda Taşıt Dinamik Simülasyonları

Günümüzde, ralli sporlarındaki benzetimler Formula 1 için yapılmış dinamik çalışmalara göre oldukça kısıtlıdır. Bunun sebebi, asfalt yarışları ile ralli yarışları arasındaki farkların oldukça fazla olmasıdır.

Formula 1 yaklaşık 5 kilometrelik pistlerde, pilotun aynı virajlardan yaklaşık 100 kere geçerken, ralli yarışları çok daha uzun bir yolda her biri birbirinden farklı virajlardan tek sefer geçmektedir. Devamındaki problemler ise yol zeminin modellenmesinden, yolun düşey eksende çok değişkenlik göstermesinden, lastiklerin sık sık zeminden ayrılıyor olmasından, yarış süresince zeminin özelliklerinin çok değişiyor olmasından kaynaklanmaktadır.

Ralli sporları tabiatı gereği, otomobil için dinamik yeterlilik testi gibidir. Formula 1'deki gibi bir turun kusursuz geçilmeye çalışılmasından ziyade, çok farklı manevra ve yollarda otomobilin olabilecek en iyi performansı göstermesi amaçlanır.



Şekil 2.6: Çalışmada referans alınan ralli otomobili.

3. TEORİ

3.1 Çoklu Sistemler Dinamiği

Çoklu sistemler dinamiği yazılımları yakın tarihte taşıt dinamikleri hakkında bilgilerin olgunlaşması, firmaların ve akademisyenlerin fikir birliğine varması ve bilgisayarların hesaplama gücünün yeterli hale gelmesi sayesinde otomotiv sektöründe kendine önemli yer edinmiştir. İlk örnekleri 1960'ların ortalarında kullanılan, 4-kol mekanizmalarını ve süspansiyon hareketlerini çözebilen, yer değiştirme, hız ve ivmelerin hesaplanabildiği nispeten basit programlardı (Blundell. M., *ve diğerleri.*, 2004).

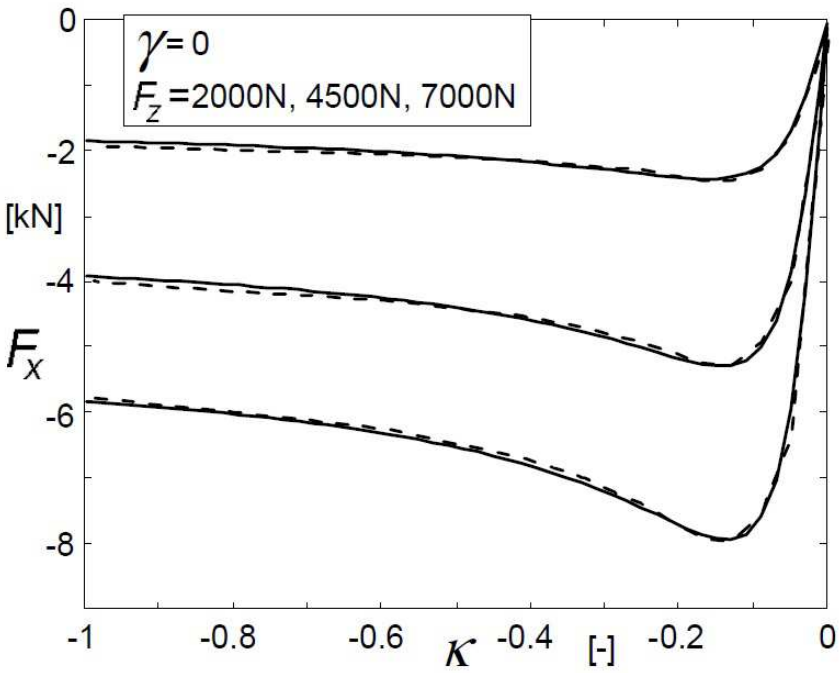
Blundell ve Harty (2004) çalışmasında, günümüzde otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılmakta olan MSC ADAMS programının ise geliştirme süreci 1969 yılına kadar gittiğini. 1979'da benzetimlerde 2 boyuttan 3 boyuta geçildiğini aktarmaktadır.

Çoklu cisimler dinamiğinde cisimler nokta, yönelim, yönelim eksenlerine göre atalet değerleri, kütle ve malzeme özellikleriyle tanımlanırlar. Cisimleri birbirine bağlayan temaslar veya mafsallar ile birbirilerine etkileri hesaplanır. Bu etkiler sayesinde de tanımlı tüm eksenlerde yer değiştirmeleri, hızları ve ivmeleri bulunur. Sistemlerin oluşturulmasında ise, rijit parçalar, parçaların geometrik özellikleri, bağlantı detaylarının kısıtlamaları, kuvvetler ve kullanıcının oluşturduğu denklemler kullanılır.

Ayrıca MSC ADAMS/Car yazılımında lastikler için bir sınır şartı olarak yollar da ayrıntılı bir biçimde tanımlanabilmektedir. Yolu ifade eden koordinatlar, açılar, zemin özellikleri ile ayrıntılı bir biçimde modelleme mümkündür. Bu çalışma kapsamında yaygın bir kullanımı ve yeterli bir hesaplama kabiliyeti olduğu için MSC ADAMS/Car 2012 yazılımı kullanılacaktır.

3.2 Lastik Düşey Yükünün Çekiş Performansına Etkisi

Otomotiv sektöründe kullanılan pnömatik otomobil lastikleri adhezyon ve sürtünme ile yola kuvvet iletirler. Lastiklerin yola kuvvet iletebilmesi için üstlerinde yük bulunması gereklidir. Üstlerindeki yük arttığı takdirde, yol ile olan sürtünme temasları güçleneceğinden, yola aktarabilecekleri kuvvetler de artar. Konu ile ilgili Hans B. Pacejka'nın (detaylı çalışmaları ve ilgili lastik modellemeleri vardır. Hans B. Pacejka yol lastiklerinden aldığı sonuçlar ile "Magic Formula Tire" modelini kurmuş ve sürekli geliştirmiştir (Pacejka, 2005).

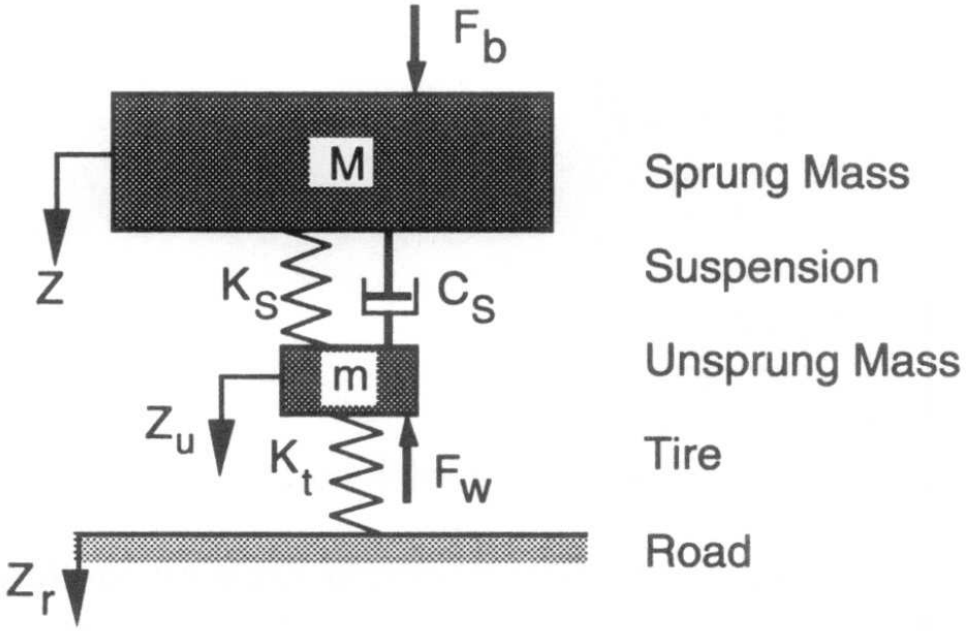


Şekil 3.1: Pacejka'nın ölçümlerine ve modeline göre ele aldığı bir lastiğin çekiş performansının tekerlek yüküne göre değişimi (Gillespie, s. 147, 1992).

κ lastiğin doğrusal kayma oranı, F_X lastiğin doğrusal yönde uygulayabildiği kuvvet, γ lastiğin yolla olan düşey açısı, F_Z lastiğin düşey yüküdür. Düşey yük arttıkça lastiğin hızlanma yönünde ve frenleme yönünde daha fazla kuvvet aktarabileceği görülmüştür. Bu tez çalışmasında doğruluğunu birçok deneme ve geniş kullanım alanıyla kanıtlamış Pacejka Magic Tire kullanılacaktır.

3.3 Sürüş Frekansı

En temel haliyle, süspansiyon sistemleri ile yoldaki pürüzlülüklerin sönümlenmesi kütle ile otomobilde sürüş özelliklerini etkiler. Lastik ve süspansiyonun davranışını betimlemek için çeyrek otomobil modeli kullanılabilinir.



Şekil 3.2: Lastik ve süspansiyonun yaylanma ve sönüm özelliklerini anlamak için oluşturulmuş çeyrek taşıt modeli (Gillespie, s. 147, 1992).

Bu modelin sürüş sertliğini çıkarabilmek için aşağıdaki denklem kullanılır:

$$RR = \frac{K_S K_t}{K_S + K_t} \tag{3.1}$$

Denklem 3.1'de:

RR =Sürüş Sertliği

K_S =Süspansiyon Sertliği

K_t =Lastik Sertliği olmaktadır.

Eğer süspansiyonda sönüm olmadığını varsayarsak, bu modelin doğal frekansı:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (radyan/saniye) \tag{3.2}$$

Denklem 3.2'de M askılanmış olan kütledir.

Otomobil modelinin doğal frekansı aynı şekilde aşağıdaki denklem ile de ifade edilir:

$$f_n = 0{,}159\sqrt{\frac{RR}{W/g}} \quad (1/saniye) \tag{3.3}$$

Burada, $W = Mg =$ Asılı kütlenin ağırlığı. $g =$ Yerçekimi ivmesi, olmaktadır.

Sistemde sönüm var olduğunda ise doğal rezonans frekansı "Sönümlenmiş Doğal Frekans" olarak değişir. Bu ise Denklem 3.4 gibi ifade edilir:

$$f_d = f_n\sqrt{1-\zeta_S^{\,2}} \tag{3.4}$$

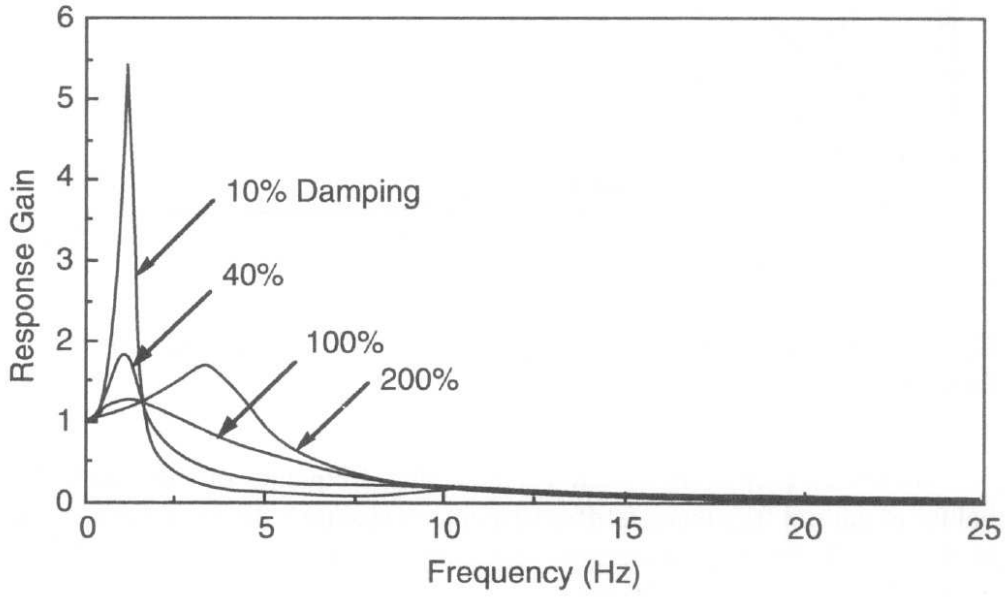
Denklem 3.4'te ise:

$$\begin{aligned} \zeta_S &= \text{Sönüm Oranı} \\ &= C_S \Big/ \sqrt{4K_S M} \end{aligned} \tag{3.5}$$

$$\begin{aligned} C_{Crit} &= 2\sqrt{KM} = \text{Kritik Sönüm Katılığı } (N/(m./sn)) \\ C_{Crit}.\zeta_S &= C_S = \text{Süspansiyon Sönüm Katılığı } (N/(m./sn)) \end{aligned} \tag{3.6}$$

Otomobilde varolabilecek sönüm oranlarını ele alırsak, %10 sönüm, 1 Hz etkileri arttırır, bu yüzme olarak adlandırılır ve otomobilde düşük frekanslı salınımlara sebep olur. Ancak rezonans frekansı atlatıldıktan sonra yüksek konfor sağlar. Günümüz otomobillerinde %40 civarında sönüm kullanılmaktadır, bu sönüm rezonansı 1,5 – 2 Hz dolaylarına öteler. %100 sönümde ise 1 Hz etkiler en iyi şekilde sönümlenir ancak yüksek frekanslarda tepkilerde artış gözlenir. Daha da yüksek olan %200

sönümde ise artık süspansiyon yüksek frekanslardaki hareketlere tepki veremez ve rezonans frekansı 3–4 Hz dolaylarına taşınır.



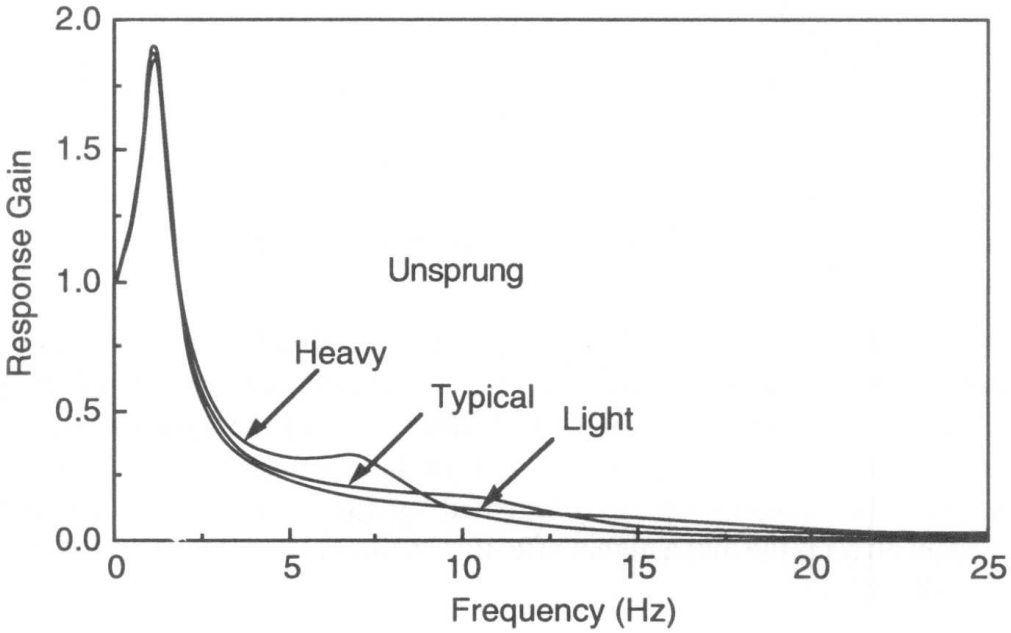
Şekil 3.3: Sönüm oranlarının yol pürüzlülüklerine verilen tepkide sebep olduğu farklılıklar (Gillespie, s. 156, 1992).

Ayrıca incelenmesi gereken farklı bir konu da aks-tekerlek komplesinin rezonans halidir. Otomobillerde kendi rezonans frekansına sahip ikinci kütle topluluğu askılanmamış, yay altı kütlelerdir. Yoldan tekerleklere gelen etkiler her bir tekerlekte zıplama durumu yaratırlar ve bu etkiler otomobilin şasisinin hareketine ek bir hareket olarak yansırlar. Yay altı kütlelerin şasiye göreceli ağırlıkları düşük olduğundan bu yapıların rezonans frekansları daha yüksektir. Dolayısıyla otomobilin şasisi durağan konumdayken tekerlek-aks komplesi salınım halinde olabilmektedir.

Tekerlek-aks komplesinin rezonansı tekerlek temas yüzeyindeki yol tutuş kuvvetinin sürekli değişmesine sebep olmakta ve otomobilin tüm gücünü yere başarıyla aktarmasına engel olmaktadır. Yay-altı kütlenin rezonans frekansı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$f_a = 0.159 \sqrt{\frac{(K_t + K_S)}{W_a / g}} \qquad \textbf{(3.7)}$$

Burada W_a tekerlek-aks komplesinin ağırlığı olmaktadır.



Şekil 3.4: Değişik kütlelerdeki yay altı kütlelerin sahip olduğu tekerlek rezonans frekansları (Gillespie, s. 165, 1992).

Yapılan bu hesaplar otomobilde yol pürüzlülüklerinin sönümlenmesi hakkında fikir verirken, modern otomobil ve yol şartlarında daha ileri bir araştırma gereklidir. Sıkışma yönünde olan sönüm ve açılma yönünde olan sönüm eşit değildir. Sıkışma yönünde olan sönüm, süspansiyon üzerinden şasiye gelen kuvveti arttıracaktır, dolayısıyla bu yönde sönümün yüksek olması istenmez. Açılma yönünde ise daha yüksek sönüm istenir. Bunun sebebi ise yol zemininde karşılaşılan çukurların içine düşmeden üstünden atlanması beklentisidir. Aksi takdirde yayda birikmiş olan enerji tekerleği çukura itecektir. Dolayısıyla modern süspansiyonlarda genellikle farklı hızlarda farklı sönüm katılıkları istenirken, açılma yönündeki sönüm kuvveti kapanma yönündeki sönüm kuvvetinin yaklaşık 3 katıdır. Farklı hızlarda farklı sönüm katılıkları elde etmek için ise orifis ve yay ile ön yüklenmiş geçiş valfleri kullanılır. Orifis hızın karesiyle orantılı direnç uygular ve düşük hızlarda sönüm için idealdir ancak hızlar yükseldikçe gösterdiği direnç çok yükselir. Önceden belirlenmiş bir hızda, yay ile yüklenmiş kaçış valfi artan basınç sayesinde açılır ve direncin daha da yükselmesini engeller.

3.3.1 Kafa vurma ve zıplama hareketleri

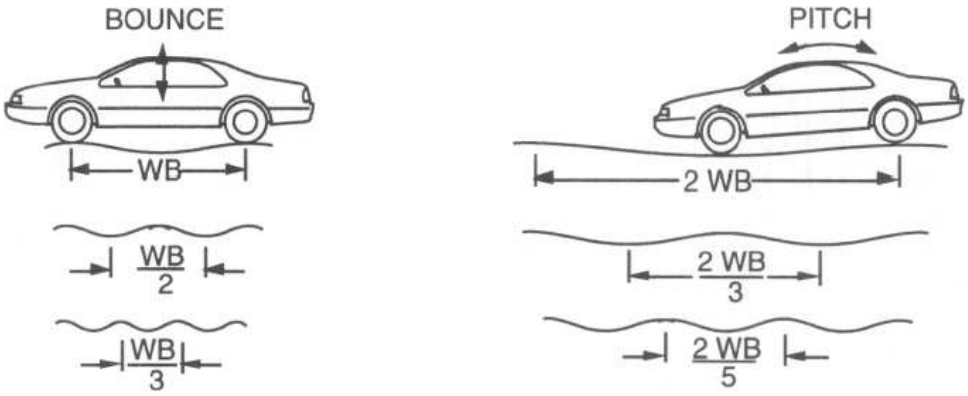
Çeyrek otomobil modeli tek bir tekerleği ele aldığından, otomobilin kafa vurma ve zıplama hareketlerini tek başına modelleyememektedir. Akslar arasındaki mesafe

kafa vurma hareketi oluştururken, zıplama hareketine de sebep olmaktadır. Yol ve hız şartlarına dayanarak, bu hareketlerden biri baskın olabilir. Kafa vurma hareketi doğrusal yönde ivmelenmeler yaratacağından dolayı özellikle önemlidir. Taşıt ileri doğrultuda hareket ederken, yoldaki engebeler önce bir aksa sonra da diğer aksa etki edecektir. İleri yönde harekette arka aks bir süre sonra ön aksın geçtiği engebeden geçecektir. Aradaki süre aks aralığı ve hıza bağlıdır. Bu süre taşıtın kafa vurma ya da zıplama hareketlerinden hangisinin baskın olacağını belirler.

Otomobilin kafa vurma ve zıplama hareketlerini anlayabilmek için birbirilerinden bağımsız ele almak en kolay yol olacaktır.

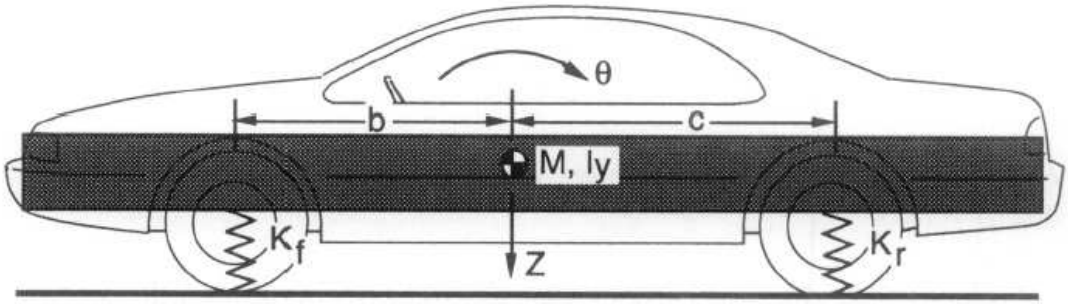
Yoldan gelen engebelerin dalgaboyu otomobilin aks açıklığına eşit olduğunda sadece zıplama hareketi ortaya çıkar. Aynı durum engebe dalgaboyları iz açıklığının bir tamsayı oranında kısalarında da oluşur.

Benzer bir şekilde, kafa vurma hareketi de engebe dalgaboyları iz açıklığının iki katı olduğunda ya da iz açıklığının tek tamsayı oranında kısalarına denk geldiğinde ortaya çıkar.

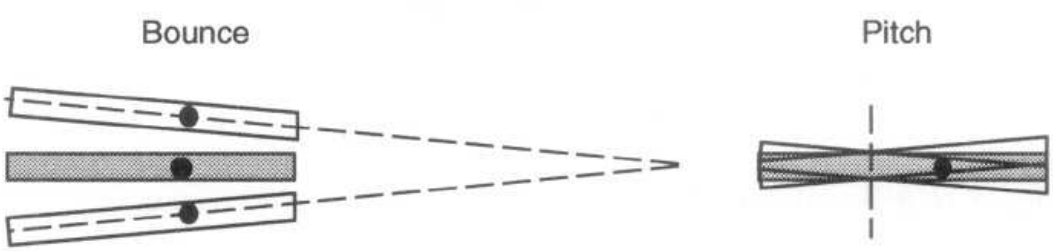


Şekil 3.5: Engebe dalgaboylarına göre otomobilin yaptığı kafa vurma ve zıplama hareketleri (Gillespie, s. 169, 1992).

Otomobil göreceli olarak yavaş iken, kafa vurma açısına karşılık gelen engebe dalgaboyları görülür, hızlandıkça ise baskın hareket zıplamaya doğru kayar. Otomobilde günlük yol şartlarında genellikle kafa vurma ve zıplama hareketleri beraber görülür. Bu iki hareket otomobile yandan bakıldığında aksların arasında ya da dışında bir merkezden oluşur. Eğer bu ortak hareketin merkezi akslar arasındaysa baskın olarak kafa vurma, dışında ise baskın olarak zıplama hareketi görülür.



Şekil 3.6: Kafa vurma ve zıplama hareketini incelemek için oluşturulmuş model. Basitlik için lastik ve süspansiyon sertlikleri birlikte alınmış, süspansiyon sisteminde sönüm tanımlanmamıştır (Gillespie, s. 172, 1992).



Şekil 3.7: Otomobil dinamiğinde baskın olan kafa vurma ve zıplama hareketlerinin yaklaşık merkezleriyle gösterimi (Gillespie, s. 175, 1992).

Kafa vurma ve zıplama hareketlerinin merkezleri ayrı ayrı ön aks ve arka aksın doğal frekanslarıyla bağlantılıdır. Denklem ile ifade edecek olursak:

$$f_f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_f g}{W_f}} \qquad \textbf{(3.8)}$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_r g}{W_r}} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Burada,

f_f = Ön Aks Salınım Frekansı

f_r = Arka Aks Salınım Frekansı

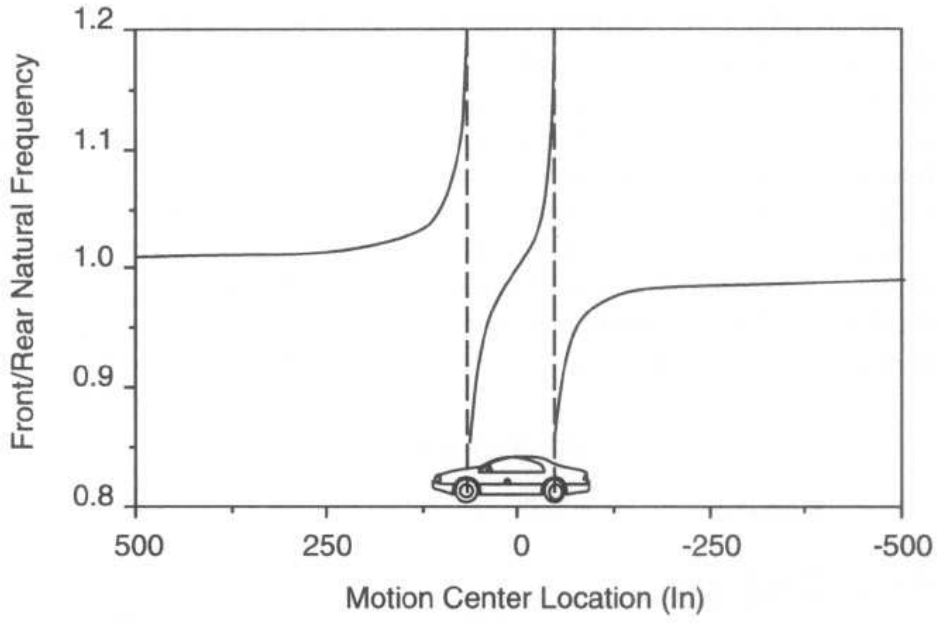
K_f = Ön Yaylanma Sertliği

K_r = Arka Yaylanma Sertliği

W_f = Ön Aks Yükü

W_r = Arka Aks Yükü olmaktadır.

Ön ve arka aksların doğal frekansları eşit olduğunda, kaf vurma ve zıplama hareketleri birbirini tetiklemez. Bir hareketin merkezi sonsuz uzaklıkta olurken diğeri ağırlık merkezinde olur. Ön aksın doğal frekansı daha yüksek olduğunda, zıplama hareketi ön aksın önünden, kafa vurma arka aksın önünden, daha düşük olduğunda ise zıplama arka aksın arkasından, kafa vurma ön aksın arkasından olur. İkinci durum konfor için daha uygundur (Olley, 1932).



Şekil 3.8: Ön ve arka aksların sönümlenmemiş doğal frekanslarının oranına göre kafa vurma ve zıplama hareketlerinin merkezleri (Gillespie, s. 176, 1992).

Sonuç olarak otomobil sektöründe zıplama hareketi kafa vurma hareketinden daha az rahatsız edici olduğu için, otomobil ileri yönde hareket ederken önce ön aks engebeden geçeceğinden, arka aks doğal frekansının önden yüksek olması ve hareketin zıplamaya dönüştürülerek sönümlenmesi tercih edilmiştir. Bu tasarım ölçütü konforlu ve güvenli kabul edilerek “düz sürüş” olarak isimlendirilmiştir.

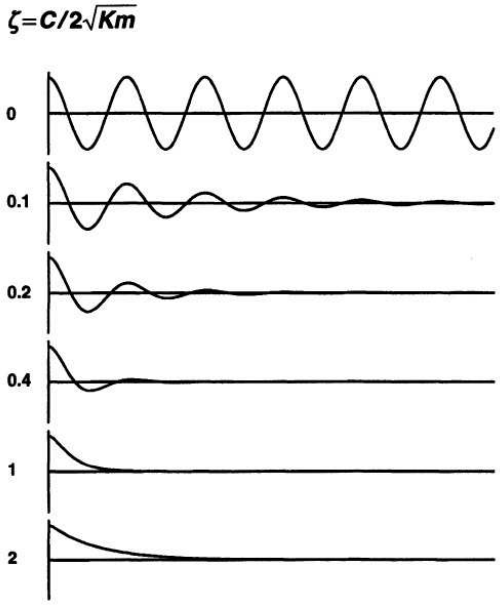
Ralli otomobillerinde ise farklı kabuller yapılabilmektedir. Bir ralli otomobilinde arkadan kayma durumuna yolların tutunma katsayılarının düşük olması sebebiyle sık rastlanır. Hatta bazı durumlarda, çok keskin virajlara daha hızlı girebilmek ve virajlardan daha hızlı çıkabilmek için el freni kullanmak yoluyla otomobilin arkası

viraj dışına doğru pilot tarafından cebren savrulur. Bu gibi durumlarda otomobilin arka süspansiyonunun yumuşak davranması, tahmin edilebilir ve kontrollü bir kaymaya izin vermesi istenir. Bu tez çalışmasına referans olan otomobilde bu öngörü benimsenmiştir.

3.3.2 Düşey hareketin sönümlenme performansı

Otomobillerde meydana gelen düşey hareketler sonucunda lastiklerdeki çekiş kuvveti değişmektedir. Bu durum otomobilin davranışında kararsızlıklara, yere aktarılabilen kuvvetin düşmesine ve sürücüde güvensizliğe sebep olabilmektedir. Ralli otomobillerinde amaçlanan, güvenlik ve çekiş performansında kayıpların azaltılması ve düşey hareketin mümkün olan en kısa sürede sönümlenmesidir.

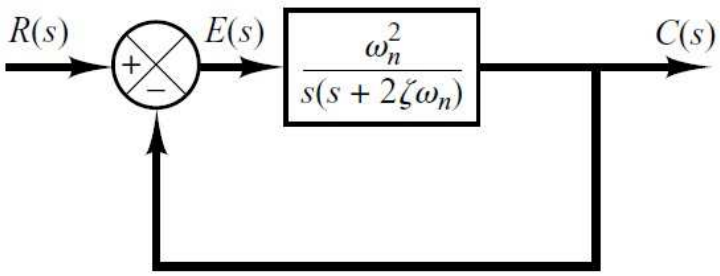
Çeyrek otomobil modellerinde hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin değiştirilmesiyle sönüm performansı değişmekte ve otomobilin düşey yönde salınımı kontrol edilebilmektedir.



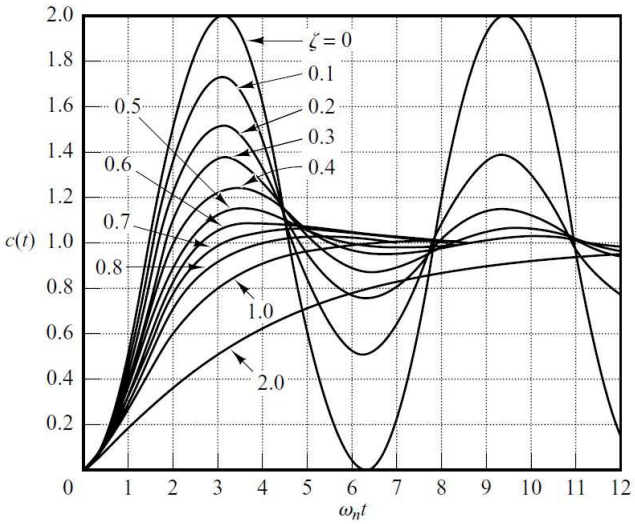
Şekil 3.9: Basit doğrusal sönümlenmiş tek serbestlik dereceli sistemde ilk hareket sönümünün sönüm oranları ile değişimi (Dixon, s. 50, 2007).

Sönüm olmadığında taşıt rezonans haline girebilmekte, fazla olduğunda ise süspansiyon sistemi yoldaki pürüzlere tepki vermekte geç kalmakta ve otomobilin dengesini bozacak kuvvetleri şasiye iletmeye başlamaktadır. Dolayısı ile beklenen performans ve konfor beklentilerine göre sönüm oranında bir iyileştirilmeye gidilmesi gerekmektedir.

Yarış şartlarında ise düşey hareketin kısa sürede ve güvenli bir şekilde kontrol altına alınması gerekmektedir. Çeyrek otomobil sistemi temel olarak ikinci dereceden sönümlü bir sistemdir, askılanmış kütlenin harmonik hareketini ifade etmektedir ve bu model kontrol sistemlerinde de sistemlerin girdilere verdikleri tepkilerin incelenmesi amacıyla kullanılmaktadır.



Şekil 3.10: Kontrol mühendisliğinde kullanılan, ikinci dereceden sistemin basitleştirilmiş blok diyagramı (Ogata, s. 166, 2009).



Şekil 3.11: Kontrol mühendisliğinde kullanılan, ikinci dereceden sistemin birim adım girdisine farklı sönüm oranlarında verdiği cevaplar (Ogata, s. 169, 2009).

Şekil 3.11'de görüldüğü üzere sönüm oranı 0.5 ile 0.8 arasında olduğunda sistem alması gereken değere daha kısa sürede ulaşmakta ancak birim adıma göre aşıma sebep olmaktadır. Aşıma sebep olmadan en hızlı cevap ise 1.0 kritik sönüm oranı ile mümkün olmaktadır.

İkinci dereceden sistemlerin değerlendirilmesi için kullanılan özellikler:

a. En büyük aşım
b. Gecikme zamanı
c. Yükselme zamanı
d. Yerleşme zamanı

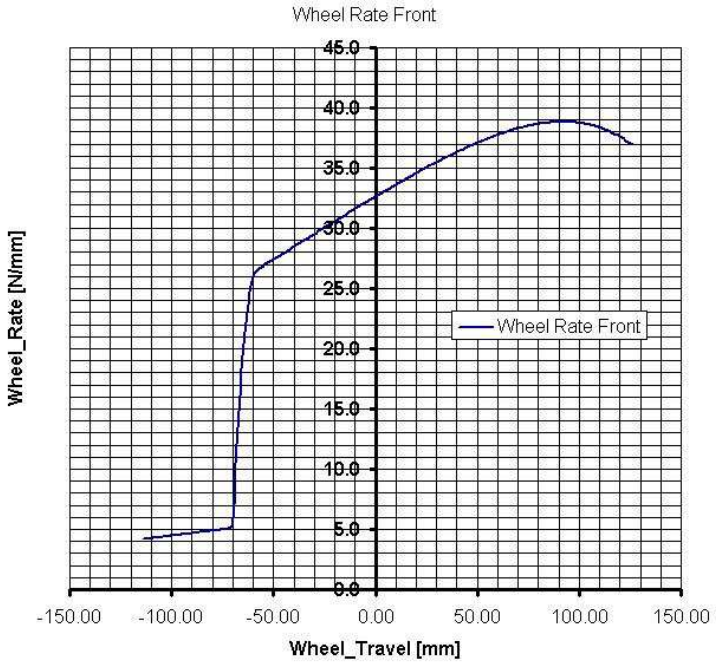
Olarak nitelendirilir. Ralli otomobilinin yer ile teması sonucu şasinin yaptığı düşey hareket birim adım girdisine verilen tepkiye benzemektedir. En büyük aşım, sistemin gösterdiği en yüksek tepkinin sürekli durum değerine oranı, gecikme zamanı sürekli durum değerine ulaşmak için gereken sürenin yarısı, yükselme zamanı sürekli durum değerinin %10'undan %90'ına ulaşana kadar geçen süre ve yerleşme zamanı basamak yanıtının istenen değerin %2 ya da %5'lik tolerans bandına girmesine kadar geçen süredir. Şasi hareketinin sönümlenmesi için bütün sistem ikinci dereceden bir sistem gibi basit ele alınıp, çekiş performansı ile doğrudan alakalı olduğu için özellikle yerleşme zamanına bakılabilir. Otomobilin bileşenleri ve yaptığı hareket ikinci dereceden bir sistemden çok daha karışıktır ancak ön ve arka hidrolik sönümleyicilerin birlikte çalışıyor olması bu değerlendirmeyi mümkün kılmakta ve bize geçerli bir fikir vermektedir.

4. RALLİ OTOMOBİLİNİN MODELLENMESİ

4.1 Otomobilde Süspansiyon Sönüm Oranının Belirlenmesi

Bu otomobil modelinin referans aldığı CONTROL 4'te, yavaş kapanma, hızlı kapanma ve yavaş açılma ayarı olmak üzere 3 özelliği ayarlanabilen, 2 tüplü bir süspansiyon kullanılmaktadır. Öncelikle referans sönüm oranları için süspansiyon sertliklerinden, tekerlek hareket sertliğine geçilmelidir. Otomobilde süspansiyonlar bir itici kol ve manivela ile tahrik edilmektedir. Dolayısıyla değişken bir hareket oranına sahiptir. Tüm otomobilin yanında, ön ve arka süspansiyonlar da ayrı ayrı modellenmiştir.

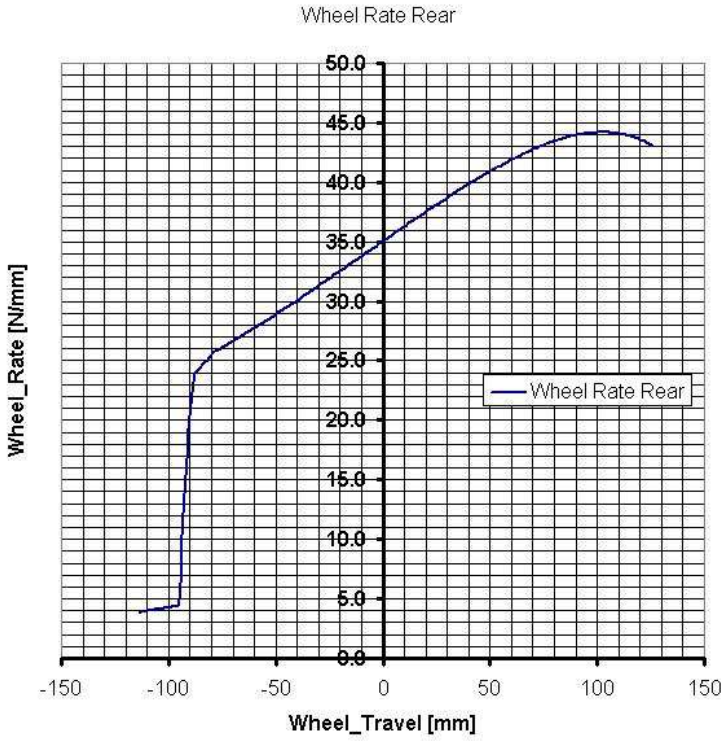
MSC ADAMS/Car yazılımı kullanılarak, süspansiyonlarda tam açılma ve tam kapanma analizleri mevcut süspansiyon yayları kullanılarak gerçekleştirildiğinde, süspansiyonlardaki sertlik için aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



Şekil 4.1: Modellenen otomobilde süspansiyon hareketi esnasında elde edilen ön süspansiyon sertliği.

Hesaplamalarda ön aks sistemi için, durağan haldeki tek tekerleğin süspansiyonda gösterdiği sertlik değeri olan $32.5 N/mm$ değerinin 2 katı, $65 N/mm$ kullanılacaktır.

Aynı test arka aks için de yapıldığında aşağıdaki grafik elde edilmektedir.

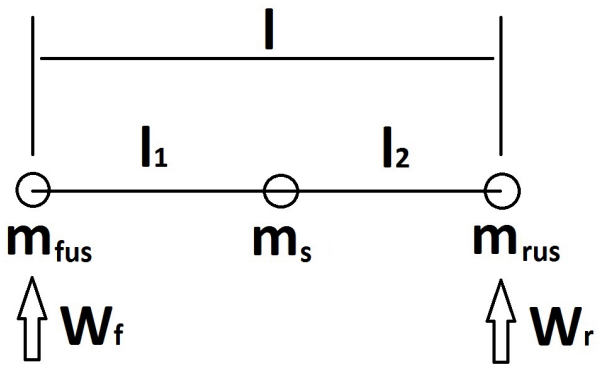


Şekil 4.2: Modellenen otomobilde süspansiyon hareketi esnasında elde eilen arka süspansiyon sertliği.

Hesaplamalarda arka aks sistemi için, durağan haldeki tek bir tekerleğin süspansiyonda gösterdiği sertlik değeri olan $35 N/mm$ değerinin iki katı, $70 N/mm$ kullanılacaktır.

Yapılan testlerde, ön ve arka süspansiyonlarda, durağan haldeki duruşları civarında, süspansiyonların önde hareket oranı $M_{RÖ} = 0{,}69$, arkada hareket oranı $M_{RA} = 0{,}68$ olarak, katılık eğrilerinin eğimlerinden elde edilmiştir. Bu da, ön süspansiyonda anlık olarak tekerlekteki $1 m/sn$'lik hızın sönümleyicide $0{,}69 m/sn$, arkada iseanlık olarak tekerlekteki $1 m/sn$'lik hızın sönümleyicide $0{,}68 m/sn$ olarak karşılanacağı anlamına gelir.

Yay altı ve yay üstü kütleleri otomobilin aksamlarını sökmeden hesaplayabilmek adına, aşağıdaki model ele alınmıştır. Ön aks ve arka aks sisteminde lastik jant kompleleri 20 kg alınmış, geriye kalan kütlelerin yarısı yay altı, yarısı yay üstü kabul edilmiştir.



Şekil 4.3: Modellenen otomobilde yay altı ve yay üstü kütlelerin hesaplanması için oluşturulmuş model.

Şekil 4.3.'te:

$l = 2489mm$; Otomobil iz açıklığı

$l_1 =$ Yay üstü kütlenin ön aksa olan uzaklığı

$l_2 =$ Yay üstü kütlenin arka aksa olan uzaklığı

$m_{fus} = (20.2) + \dfrac{(98 - (20.2))}{2} = 69kg =$ Ön süspansiyon sistemi yay altı kütle

$m_{rus} = (20.2) + \dfrac{(95 - (20.2))}{2} = 67{,}5kg =$ Arka süspansiyon sistemi yay altı kütle

$m_s = m_t - m_{fus} - m_{rus} = 1095 - 69 - 67{,}5 = 958{,}5kg =$ Yay üstü kütle

Ön aks ekseninde moment alındığında:

$W_r.l = (m_s.l_1) + (m_{rus}.l) = (649.2489) = (958{,}5.l_1) + (67{,}5.2489)$
$l_1 = 1510mm$

Buradan da,

$l_2 = l - l_1 = 2489 - 1510 = 979mm$ bulunur.

Aksların taşıdığı yay üstü kütleler ise,

$m_{fs} = (l_2 / l).m_s = (979 / 2489).958{,}5 = 377kg =$ Ön aks için yay üstü kütle

$m_{rs} = m_s - m_{fs} = 958{,}5 - 377 = 581{,}5kg =$ Arka aks için yay üstü kütle bulunur.

Aksların sahip olduğu sönümsüz doğal frekansları Denklem 3.3.'e göre hesaplanırsa:

$f_{nf} = \text{Ön aks sönümsüz doğal frekansı} = 0{,}159\sqrt{\frac{65000N/m}{377kg}} = 2{,}09Hz$

$f_{nr} = \text{Arka aks sönümsüz doğal frekansı} = 0{,}159\sqrt{\frac{70000N/m}{581{,}5kg}} = 1{,}74Hz$ olarak bulunur.

Wong (s. 452, 1996), performans beklenen otomobillerde salınım frekanslarının 2-2,5 Hz olabildiğini raporlamıştır.

Denklem 3.7.'ye göre ön-arka tekerlek-aks komplelerinin rezonans frekansları ölçülmüş lastik sertliği olan $180N/mm$ ile hesaplandığında:

$$f_a = 0.159\sqrt{\frac{(K_t + K_S)}{W_a / g}}$$

$f_{aÖ} = 0.159\sqrt{\frac{(K_{tÖ} + K_{SÖ})}{m_{fus}}} = \text{Ön askılanmamış kütlelerin rezonans frekansı}$

$f_{aÖ} = 0.159\sqrt{\frac{(180000x2 + 65000)N/m}{69kg}} = 12{,}47Hz$

$f_{aA} = 0.159\sqrt{\frac{(K_{tA} + K_{SA})}{m_{rus}}} = \text{Arka askılanmamış kütlelerin rezonans frekansı}$

$f_{aA} = 0.159\sqrt{\frac{(180000x2 + 70000)N/m}{67{,}5kg}} = 12{,}69Hz$

Dixon (2007), genel yolcu otomobilleri için sönüm oranlarının 0,2-0,4 aralığında, performans odaklı otomobillerde ise 0,4-0,8 aralığında olabildiğini belirtmiştir. Böyle bir ralli yarış otomobilinde, hidrolik sönümleyicilerin sönüm oranı yol şartlarına göre ideal olanın bulunması amacıyla, ilk olarak sırasıyla $\zeta_{S1} = 0{,}4$, $\zeta_{S2} = 0{,}6$, $\zeta_{S3} = 0{,}8$ olarak hesaplanacaktır. Ön ve arka süspansiyonlar için kritik sönüm oranı hareket oranları da göz önünde bulundurularak, Denklem 3.6.'ya göre hesaplanırsa,

Ön süspansiyon kritik sönüm katılığı (yol-lastik temas bölgesinde hesaplanan değer):

$$C_{CritF} = 2\sqrt{KM} = 2\sqrt{65000.377} = 9900N/(m/sn)$$

Arka süspansiyon kritik sönüm katılığı (yol-lastik temas bölgesinde hesaplanan değer):

$$C_{CritR} = 2\sqrt{KM} = 2\sqrt{70000.581{,}5} = 12760N/(m/sn)$$

Öngörülen sönüm oranları ve hesaplanmış hareket oranları ile ön hidrolik sönümleyiciler için hesaplanan değerler:

$$C_{CritF} \cdot \zeta_{S1} / M_{RÖ} = C_{F1} = 9900.0{,}4 / 0{,}69 = 5739N/(m/sn)$$

$$C_{CritF} \cdot \zeta_{S2} / M_{RÖ} = C_{F2} = 9900.0{,}6 / 0{,}69 = 8609N/(m/sn)$$

$$C_{CritF} \cdot \zeta_{S3} / M_{RÖ} = C_{F3} = 9900.0{,}8 / 0{,}69 = 11478N/(m/sn)$$

Öngörülen sönüm oranları ile arka hidrolik sönümleyiciler için hesaplanan değerler:

$$C_{CritR} \cdot \zeta_{S1} / M_{RA} = C_{R1} = 12760.0{,}4 / 0{,}68 = 7506N/(m/sn)$$

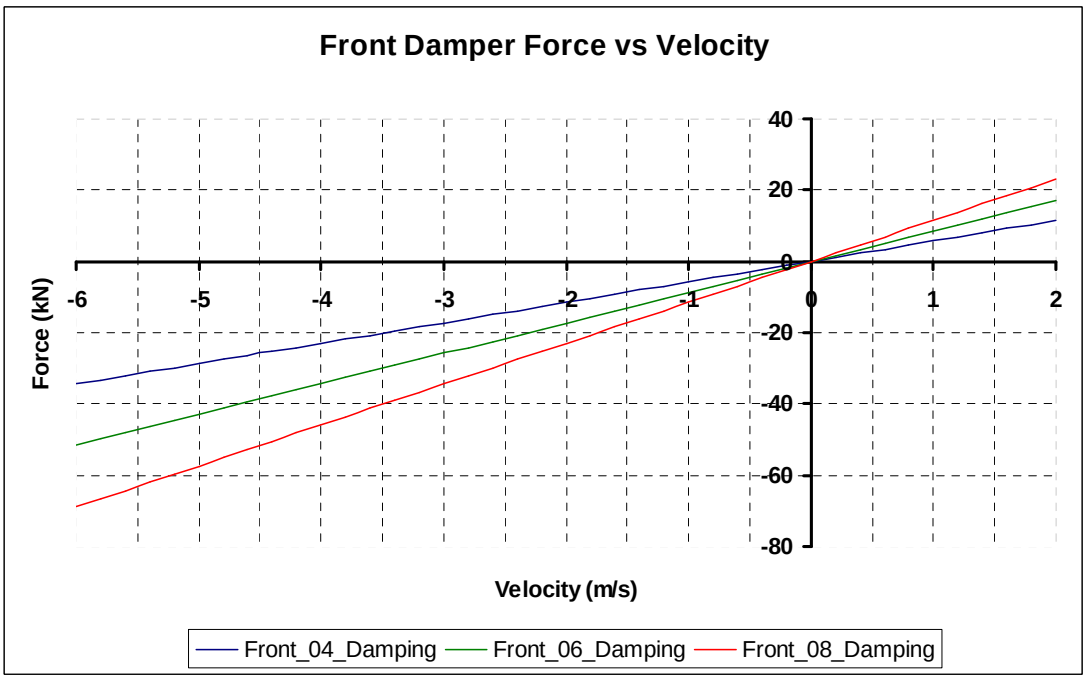
$$C_{CritR} \cdot \zeta_{S2} / M_{RA} = C_{R2} = 12760.0{,}6 / 0{,}68 = 11259N/(m/sn)$$

$$C_{CritR} \cdot \zeta_{S3} / M_{RA} = C_{R3} = 12760.0{,}8 / 0{,}68 = 15012N/(m/sn)$$

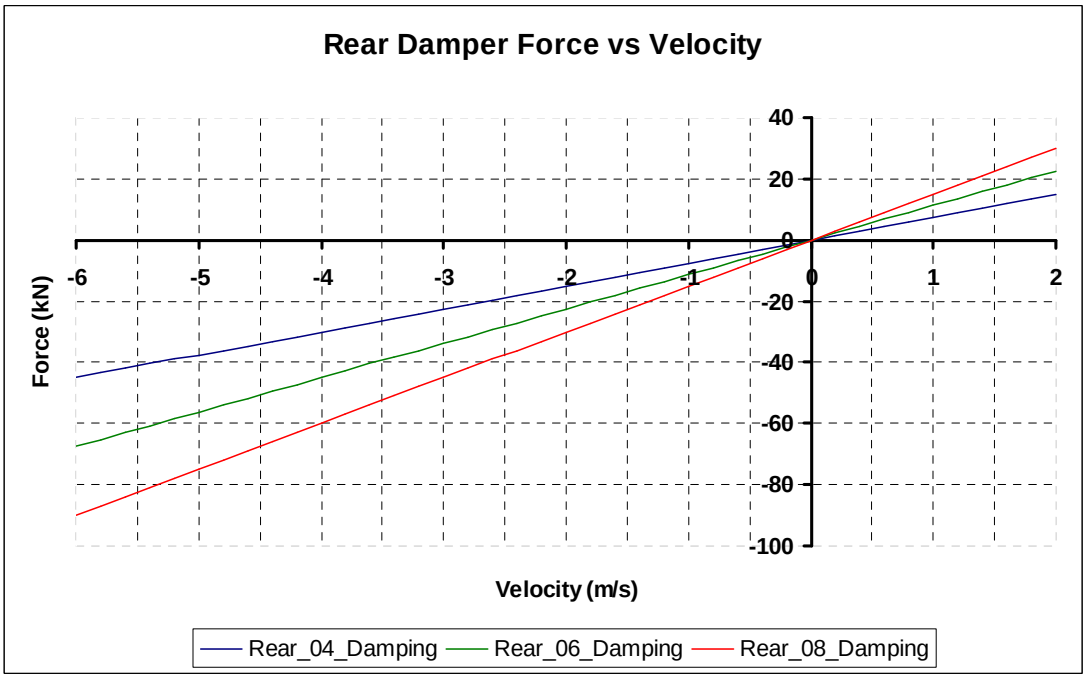
Hesaplanan bu değerler ile hidrolik sönümleyiciler türetilecek ve aralarında çekiş performansı kıyaslaması yapılacaktır.

Başlangıç olarak, hidrolik sönümleyicilerin kapanma ve açılma katılıkları birbirine eşit alınacak, farklı sönüm oranlarının çekiş performansına etkileri incelenecektir.

Öngörülen doğrusal sönüm karakteri ile elde edilen ön ve arka hidrolik sönümleyicilerin hız-kuvvet diyagramları aşağıdaki gibidir:



Şekil 4.4: Doğrusal sönüm sertliğine ve farklı sönüm oranlarına sahip ön hidrolik sönümleyiciler için hız-kuvvet grafiği.

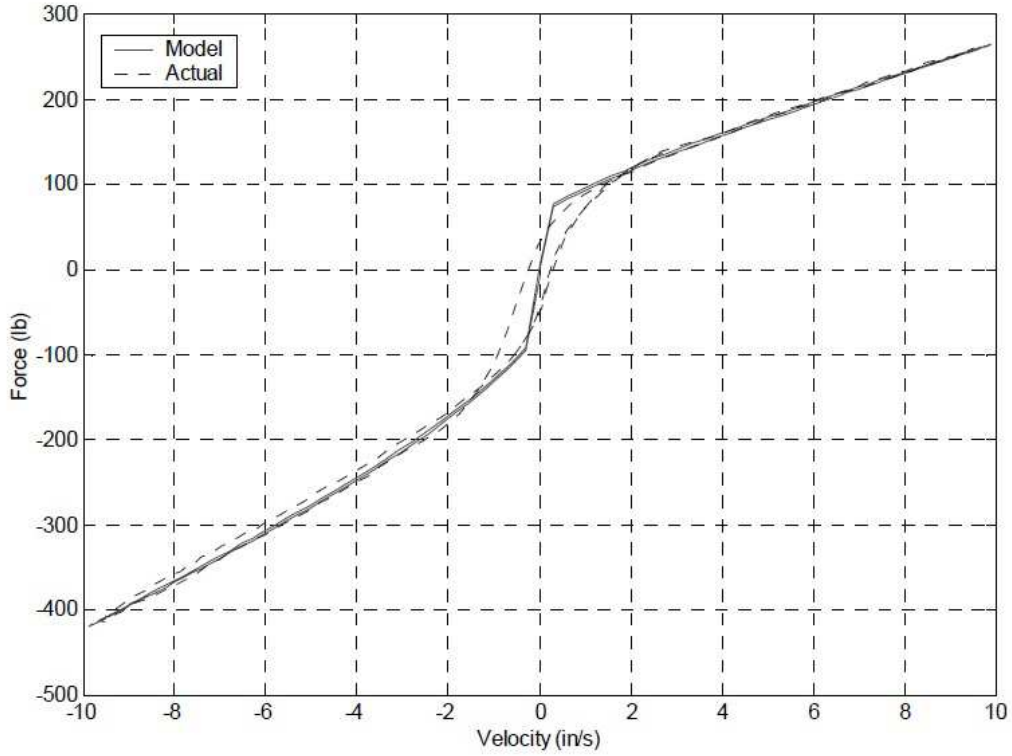


Şekil 4.5: Doğrusal sönüm sertliğine ve farklı sönüm oranlarına sahip arka hidrolik sönümleyiciler için hız-kuvvet grafiği.

4.2 Otomobilde Alternatif Süspansiyonların Oluşturulması

Genel kullanımda olan yol otomobillerinde kapanma katılığının açılma katılığına oranının 30/70 dolaylarında olmakla beraber, 20/80 ve 50/50 arasında değişebilmektedir (Dixon, 2007). Yine aynı kaynakta, bozuk yollarda açılmanın kapanmaya göre daha katı olmasının otomobilin alçalmasına sebep olduğunu, bunun da arazi taşıtlarında istenmediği belirtilmiştir (Dixon, 2007). Bu tez çalışmasında kapanma/açılma sıkılık oranları literatürdeki önceki çalışmalar referans alınarak, 40/60, 50/50 ve 60/40 olarak test edilecektir.

Andreotti ve Vannucci (1998), yaptıkları çalışmada süspansiyon sistemindeki yay ve hidrolik sönümleyici karakteristiklerini matemaksel olarak modellemek için aldıkları ölçümlere fonksiyon oturtmuşlardır. Ele aldıkları artan üstel karakteristiğe sahip hidrolik sönümleyici kuvvetlerine ikinci dereceden fonksiyonların oturabildiğini saptamışlardır. Ancak kullandığı hız aralıkları bu tezde kullanılacak olan aralığa göre oldukça dar olduğu için derece daha düşük, $x^{1,2}$ seçilmiştir. Ayrıca, azalan üstel tanımlamasının Talbott (2002)'un ve Dixon (2007)'nun elde ettiği sonuçlar ve aktardığı bilgiler sonucunda $x^{0,6}$ şeklinde alınması öngörülmüştür.



Şekil 4.6: Azalan üstel hidrolik sönümleyici karakteristiği (Talbott, 2002).

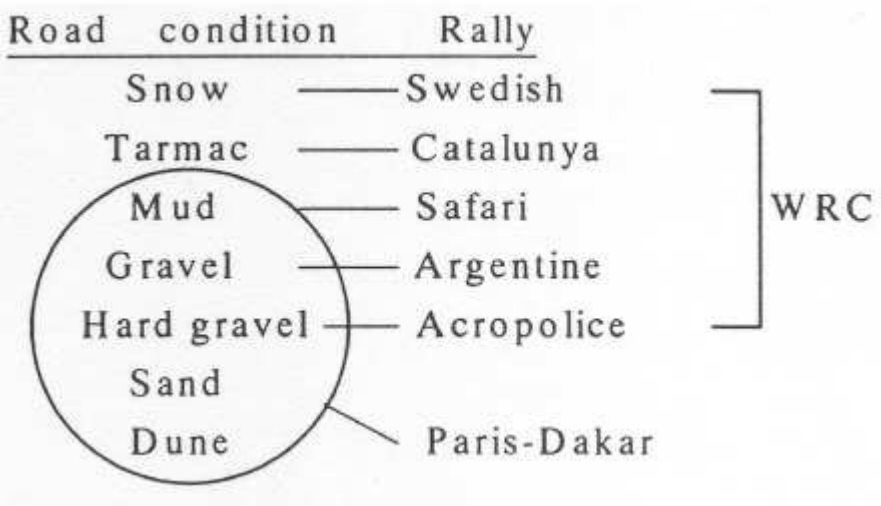
Oluşturulan yeni hidrolik sönümleyici karakteristiklerinde kapanma katılığının en yüksek değeri değiştirilmeden, bu katılığa göre açılma katılığının en yüksek değeri oranlanmıştır. Hidrolik sönümleyiciler için oluştulmuş deneme kümesinin çizelgesi aşağıdaki gibidir:

Çizelge 4.1 : Testlerde kullanılacak olan sönümleyici karakteristikleri.

Kapanma/Açılma Katılığı Oranı	Üstel Fonksiyon Derecesi		
	0,6	1,0	1,2
40/60	C_{11}	C_{12}	C_{13}
50/50	C_{21}	C_{22}	C_{23}
60/40	C_{31}	C_{32}	C_{33}

4.3 MSC ADAMS/Car Yazılımında Yolların Modellenmesi

Ralli sporunda genellikle virajlı ve hızlı olan, sürücüyü ve otomobili zorlayacak, izleyenlere de heyecan yaşatacak güzergâhlar belirlenir. Bu güzergâhların yol şartları ve engebeleri, kullanılmakta olan ve yoğun trafik taşıyan otoyollara göre oldukça kötüdür. Ralli sporu uluslarası çapta düzenlenmekte ve çok farklı iklim ve yol şartlarında gerçekleştirilmektedir. Yolların engebeli olması ile beraber, güzergahı en kısa sürede tamamlama mücadelesi birleştiğinde, otomobiller sık sık engebeye çarpma ya da yerden kesilme durumlarını yaşamaktadır.



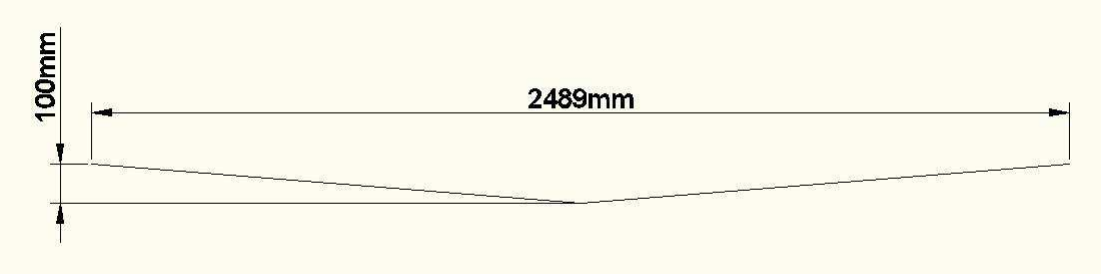
Şekil 4.7: Çeşitli ülkelerde yapılan ralli organizasyonlarındaki yol şartları (Iwata, 1998).

Şekil 4.7.'de görüldüğü üzere ralli sporu, kar, çakıl, çamur, asfalt, bozuk asfalt, kum ve kaya gibi yol şartlarında yapılmaktadır. Bu değişken yollarda yarışılırken, yolların

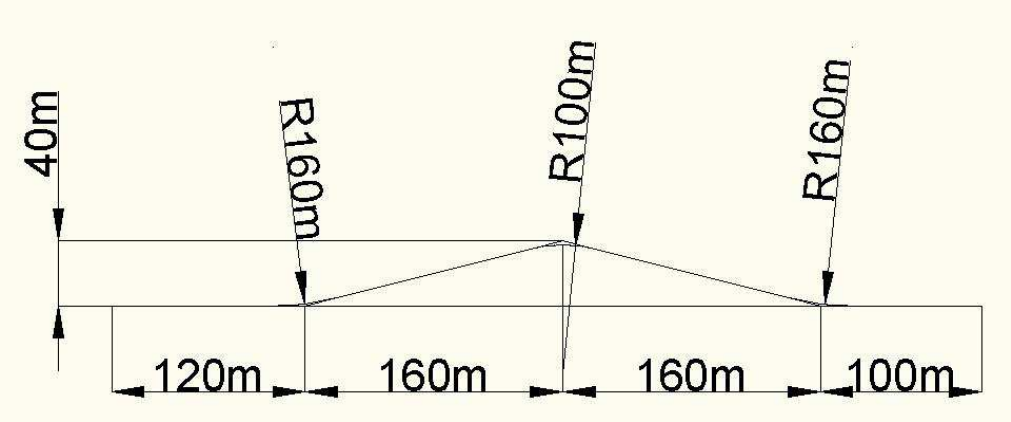
ancak izin verdiği hız profilleri de vardır. Özellikle asfalt, toprak rallilerinde ve safarilerde ulaşılan ortalama hızlar 120km/h mertebelerindedir [3].

Bu tez çalışmasında kullanılmak üzere, biri bozuk yolu temsil eden, diğeri de bir tepeyi temsil eden iki farklı yol kullanılacaktır.

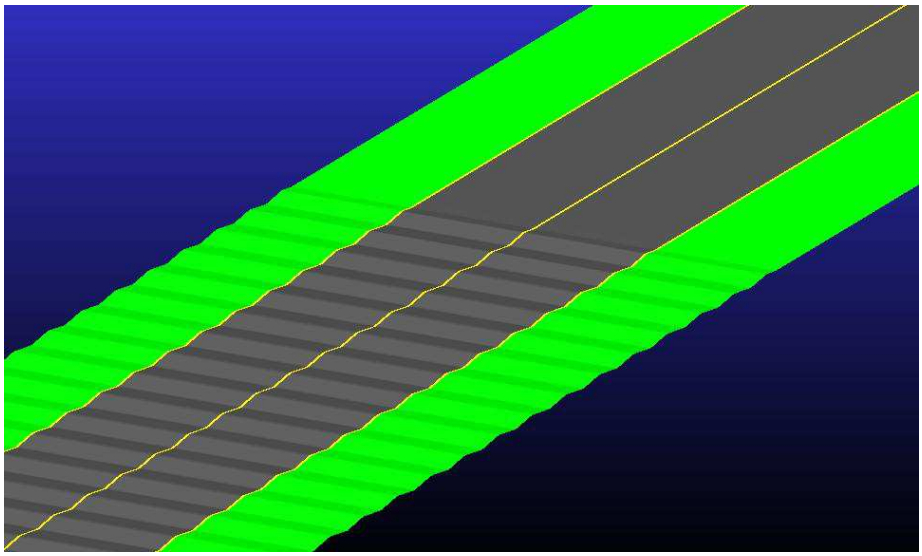
Yollar öncelikle analitik olarak AutoCAD yazılımında oluşturulmuş ve oradan da MSC ADAMS/Car yazılımına aktarılmıştır.



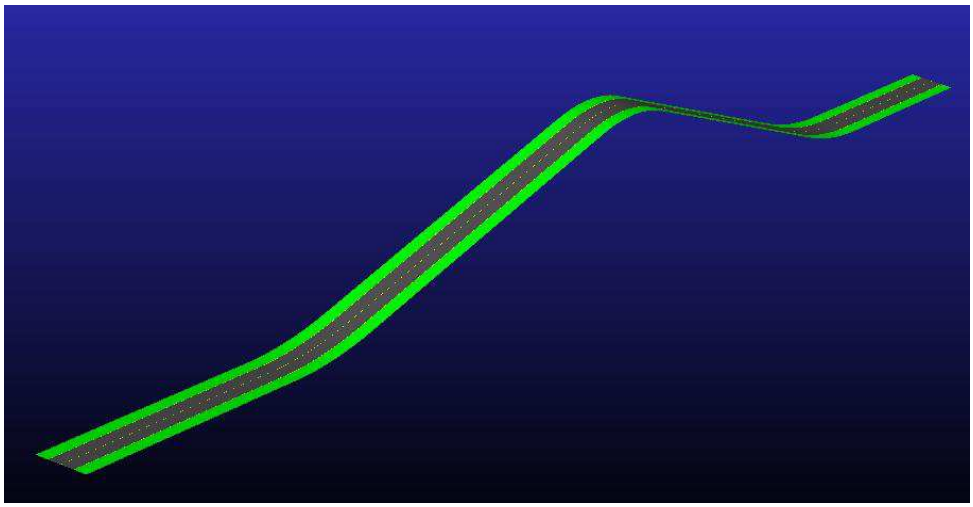
Şekil 4.8: YOL-1: Bozuk yolu temsil etmesi amacıyla oluşturulmuş, kendini tekrarlayan yol profili.



Şekil 4.9: YOL-2: Bir tepeyi temsil etmesi amacıyla oluşturulmuş yol.



Şekil 4.10: YOL-1'in MSC ADAMS/Car'a aktarılmış hali.



Şekil 4.11: YOL-2'nin MSC ADAMS/Car'a aktarılmış hali.

4.4 Denemelerin Planlanması ve Gerçekleştirilmesi

4.4.1 Temel sönüm oranının belirlenmesi

4.4.1.1 Bozuk yolda temel sönüm oranının belirlenmesi

Bozuk yol bilgisi sadece düşey harekete sebep olacak şekilde tasarlanacaktır. Tekerlek aks komplelerinin doğal salınım frekansları:

$f_{aÖ} = 12{,}47 Hz$ =Ön askılanmamış kütlelerin rezonans frekansı,

$f_{aA} = 12{,}69 Hz$ =Arka askılanmamış kütlelerin rezonans frekansı olarak hesaplanmıştı.

Tekerlekleri bu frekanslarda tahrik edebilmek için hız ve girdilerin dalgaboyunun hesaplanması amacıyla, ϑ hız (m/sn), λ dalgaboyu (m), f frekans (1/sn) olacak şekilde:

$$\vartheta = \lambda . f \tag{4.1}$$

denklemi kullanılarak tekerleklerin rezonansları için gerekli hız, yoldaki engebelerin dalgaboyu otomobilin iz mesafesi ile hesaplandığında:

$\vartheta = 2{,}489m.12{,}69Hz = 31{,}58m/sn = 113{,}7km/h$, hızda arka aks salınım gösterecektir. Ön aks ise aynı tepkiyi $111{,}7km/h$ hızda verecektir. Dolayısıyla, yapılacak bir hızlanma testi önce ön aksı sonra arka aksı rezonansa sokabilecek frekansı karşılayacaktır.

Yapılacak olan ilk denemede farklı sönüm oranlarına sahip hidrolik sönümleyiciler ile otomobil sürekli 1. viteste, sabit 10km/s hızda 5 saniye ilerleyecek, 5. saniyeden sonra da 3. viteste %50 yük altında, 125km/h hıza kadar çıkacak bu görevi tamamlarken geçen süreler karşılaştırılacaktır.

Bu deneme esnasında yarış otomobilinin 125km/h hıza ulaşabilmesi ve aksların rezonans frekanslarından geçmesi amaçlanmıştır. Hedeflenen mesafe geçilirken gereken sürenin kısalması, hidrolik sönümleyicilerin yol ile temasın daha iyi kurulmasını başardığını, otomobilin gücünü yere daha kuvvetli aktarabildiğini ve çekiş performansının iyileştiğini ifade etmektedir.

4.4.1.2 Tepeden zıplama durumunda temel sönüm oranının belirlenmesi

Yapılacak ikinci denemede otomobilin bir tepeden zıplaması ve zemin ile temasını yeniden sağlaması sırasında hareket ikinci dereceden bir sistemin birim adım girdisine verdiği tepki gibi ele alınacak ve şasi ivmelerinin yerleşim süresine karşılaştırılacaktır. Bu denemeden sonra çekiş performansı için en iyi sonucu veren sönüm oranı kararlaştırılacaktır.

4.4.2 Kapanma ve açılma karakteristiklerinin incelenmesi

4.4.2.1 Bozuk yolda kapanma ve açılma karakteristiklerinin çekiş performansına etkilerinin incelenmesi

Temel sönüm oranı belirlendikten sonra 3. denemede, kapanma ve açılma sertlikleri 40/60, 50/50 ve 60/40 oranında olacak şekilde hidrolik sönümleyici karakteristikleri kullanılarak hızlanma testi tekrarlanacak ve yarış otomobilinin 125 km/h hıza çıkması için geçen süreye bakılacaktır.

4.4.2.2 Tepeden zıplama durumunda kapanma ve açılma karakteristiklerinin çekiş performansına etkilerinin incelenmesi

4. denemede oluşturulmuş olan farklı kapanma ve açılma katılık oranlarına sahip hidrolik sönümleyiciler düşey hareketi sönümleme süreleri açısından karşılaştırılacaktır. Bu denemeden sonra çekiş performansı için en iyi sonucu veren kapanma ve açılma katılık oranı kararlaştırılacaktır.

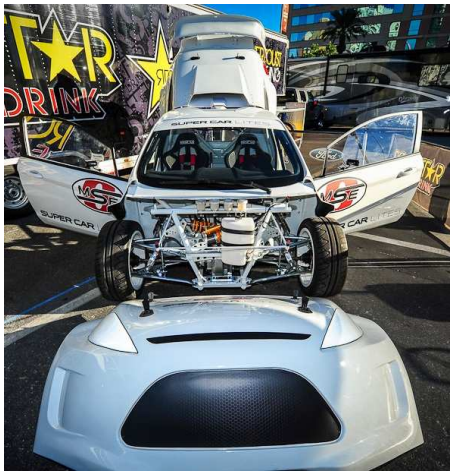
4.5 MSC ADAMS/Car Yazılımında Otomobilin Modellenmesi

Avitas Motorsport'un tasarladığı ve ürettiği CONTROL 4 ralli otomobili bu çalışmada ele alınan referans otomobildir.

Bu otomobilin tasarım parametreleri:

- İz açıklığı 2489mm
- İz genişliği 1571mm
- Ön ve Arka Askı Sistemleri Hariç Kütle 902kg
- Ön Askı Sistemi 98kg
- Arka Askı Sistemi 95kg
- Toplam Otomobil Kütlesi 1095kg
- Ön Aks Yalpa Merkezi 56mm
- Arka Aks Yalpa Merkezi 51.5mm
- Dinamik Tekerlek Yarıçapı 320mm
- Ağırlık Merkezi Yerden Yüksekliği 560mm
- Ön Aks Tekerlek Yükü 446kg
- Arka Aks Tekerlek Yükü 649kg

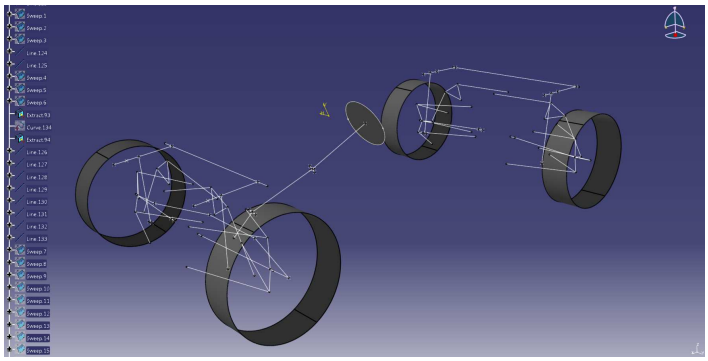
- Ön/Arka Yük Dağılımı 40.7/59.3
- Kafa Vurma Ataleti 3450kg/m²



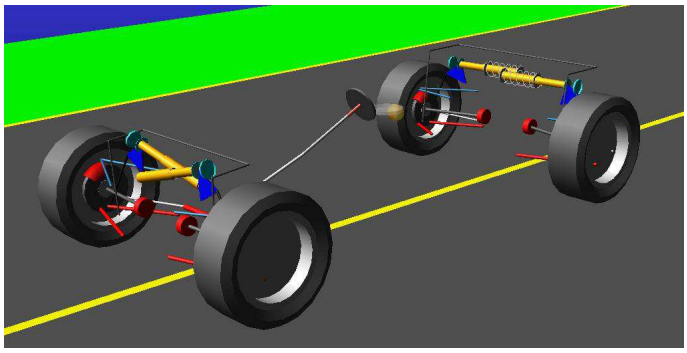
Şekil 4.12: Referans otomobilin ön aks, şasi ve süspansiyon sistemi.



Şekil 4.13: Referans otomobilin arka aks, şasi ve süspansiyon sistemi.



Şekil 4.14: Referans otomobilin CATIA'da modellenmiş, yapı noktalarından oluşan statik modeli.



Şekil 4.15: MSC ADAMS/Car 2012 yazılımında modellenen, Çoklu Cisim Dinamiği modeli.

Otomobil modellenirken ayrı ayrı ön salıncaklar, ön aks taşıyıcılar, ön süspansiyon bağlantıları, direksiyon kutusu ve mili, arka salıncaklar, arka aks taşıyıcılar, arka süspansiyon bağlantıları, ön ve arka burulma çubukları, ön ve arka lastikler, şasi parametreleri ve en son 4 tekerleğe aynı anda 50/50 oranında tork dağıtan, merkezi diferansiyeli bulunmayan motor sistemi modellenmiştir.

Modellemeye ön ve arka süspansiyon sistemlerinden başlanmıştır. Öncelikle sistemlerin karakter konstrüksiyon noktaları tanımlanmış, sonrasında bu noktalar birbirilerine katı çubuk, düzlem ya da kuvvet ilişkileri ile bağlanarak sırasıyla aks taşıyıcılar, salıncaklar, itici kollar, manivelalar, yaylar, hidrolik sönümleyiciler ve süspansiyon hareketini kısıtlayıcı durdurucular tanımlanmıştır. Kullanılan yaylar referans otomobilde kullanılan yaylardır. Lastik ebatlarına uygun lastikler modellenirken Pacejka'nın PAC89 yaklaşımı kullanılmıştır. Bu lastik modelinde lastik düşey katılığını bir yay ve sönümleyici oluşturmaktadır. Direksiyon sisteminin de tanımlanmasıyla alt sistem haline getirilen ön ve arka süspansiyon sistemleri düşey tekerlek hareketi testi ile doğrulanmıştır. Referans otomobilden alınan tambur verileri ile aktarma organları oluşturulmuş ve tekerlek akslarına tork iletimi tanımlanmıştır. Sürücü olarak MSC/Adams Smart Driver kullanılmıştır.

5. TESTLERDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

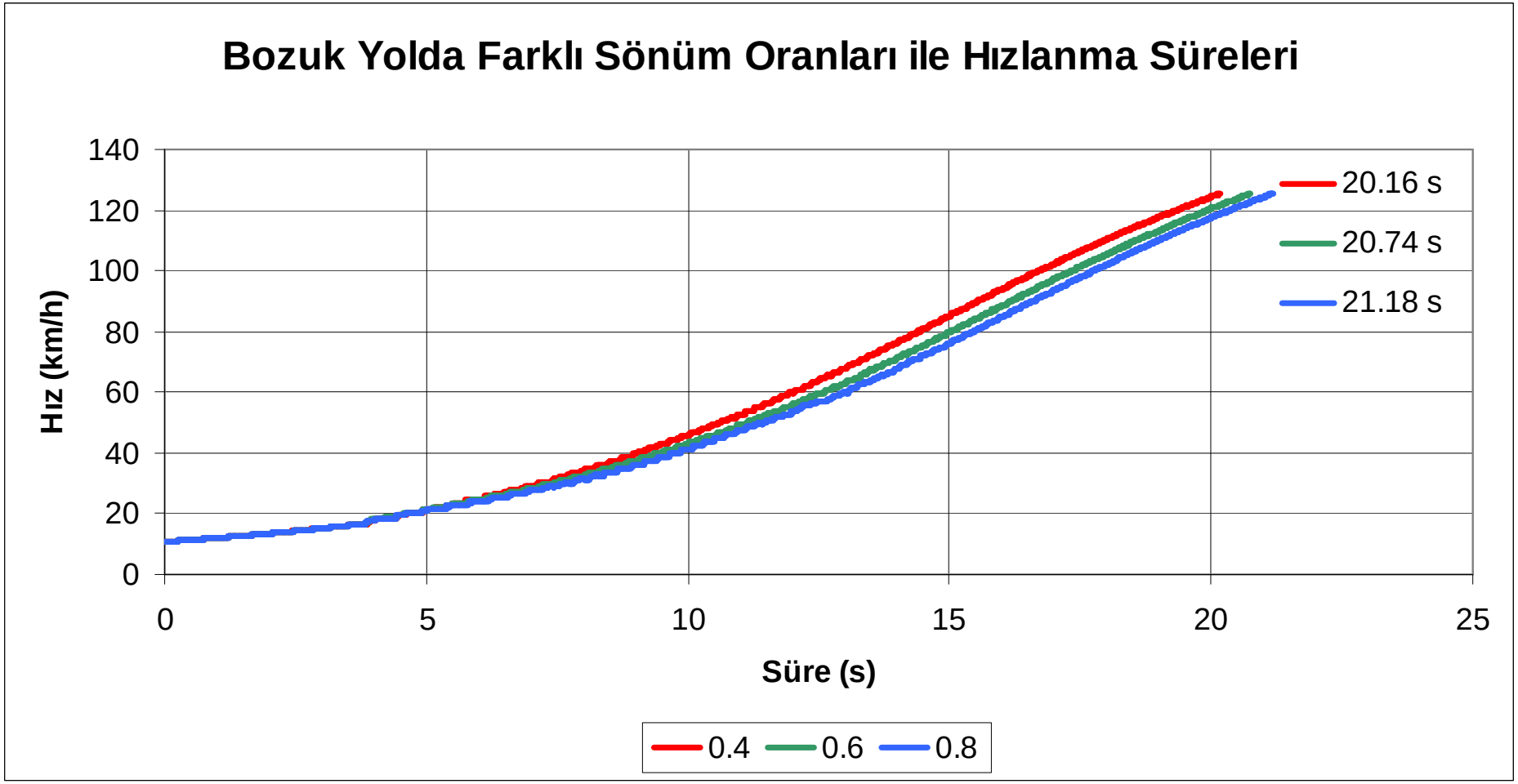
5.1 Temel Sönüm Oranının Seçilmesi

5.1.1 YOL-1'den Farklı sönüm oranlarındaki hidrolik sönümleyiciler ile alınan sonuçlar

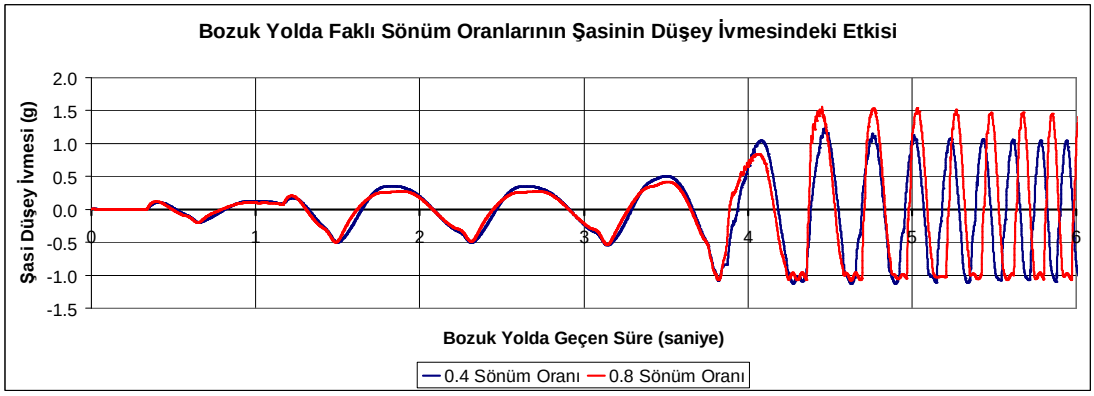
İlk deneme olarak, YOL-1'den, modellenmiş olan ralli otomobili başlangıç hızı 3m/sn olacak şekilde, sabit 2. viteste %100 yük ile geçirilmiştir. Denemeler esnasında sönüm oranı ζ, sırasıyla 0.4, 0.6 ve 0.8 olacak şekilde hidrolik sönümleyiciler kullanılmış, otomobilin 125km/s hıza ulaşması için gereken süreler karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Şekil 5.1'de gösterilmiştir. İlk denemede ayrıca şasinin düşey ivmeleri incelendiğinde, daha yumuşak olan hidrolik sönümleyicinin düşük hızlarda genliği daha geniş bir salınıma sebep olduğu ancak yüksek hızlarda yoldan gelen etkileri daha iyi sönümlediği görülmüştür. Şekil 5.1'de sönüm oranı 0.4 olan hidrolik sönümleyicilerin 0.6 ve 0.8 olanlara göre bozuk yolda otomobili hızlandırma yeterliliğinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebi, katılığı düşük olan hidrolik sönümleyicilerin, hızlı açılıp hızlı kapanabilmesidir. Ancak otomobilin lastiği ile yol temas halinde tutulduğu zaman yere güç aktarılabilmektedir. Katılığı düşük olan hidrolik sönümleyici yolu daha hızlı takip edebilmiştir.

5.1.2 YOL-2'den Farklı sönüm oranlarındaki hidrolik sönümleyiciler ile alınan sonuçlar

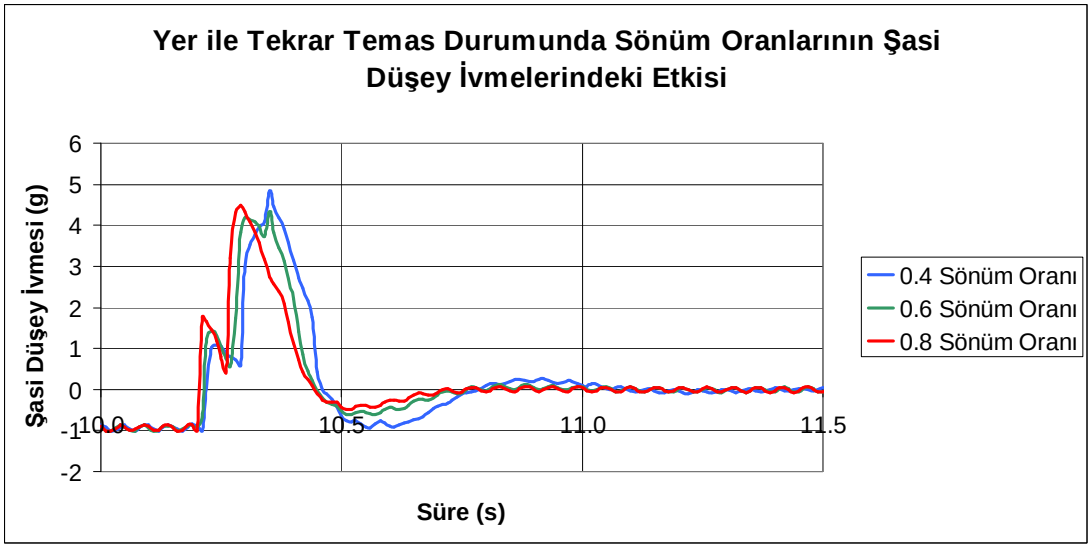
YOL-2, ralli sporunda sürücünün karşılaşabileceği bir tepeyi temsil etmektedir. Yüksek hızda geçilen bir tepeden geçip yer ile temas kesildikten sonra bu temasın tekrar güvenli bir şekilde kurulması gerekmektedir. Yapılan denemede yaklaşık 9. saniyede yer ile temas kesilmekte, 1 saniyelik bir havalanma sonrası 10. saniye dolaylarında yer ile temas tekrar sağlanmaktadır. Şekil 5.3'te farklı sönüm oranlarına sahip hidrolik sönümleyicilerin bu duruma verdikleri tepkiler şasi düşey ivmesi üstünden gösterilmiştir.



Şekil 5.1: YOL-1'den elde edilmiş, sönüm oranlarına bağlı değişen, yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri..



Şekil 5.2: YOL-1'de yol profilini takip açısından farklı sönüm oranlarının etkileri.

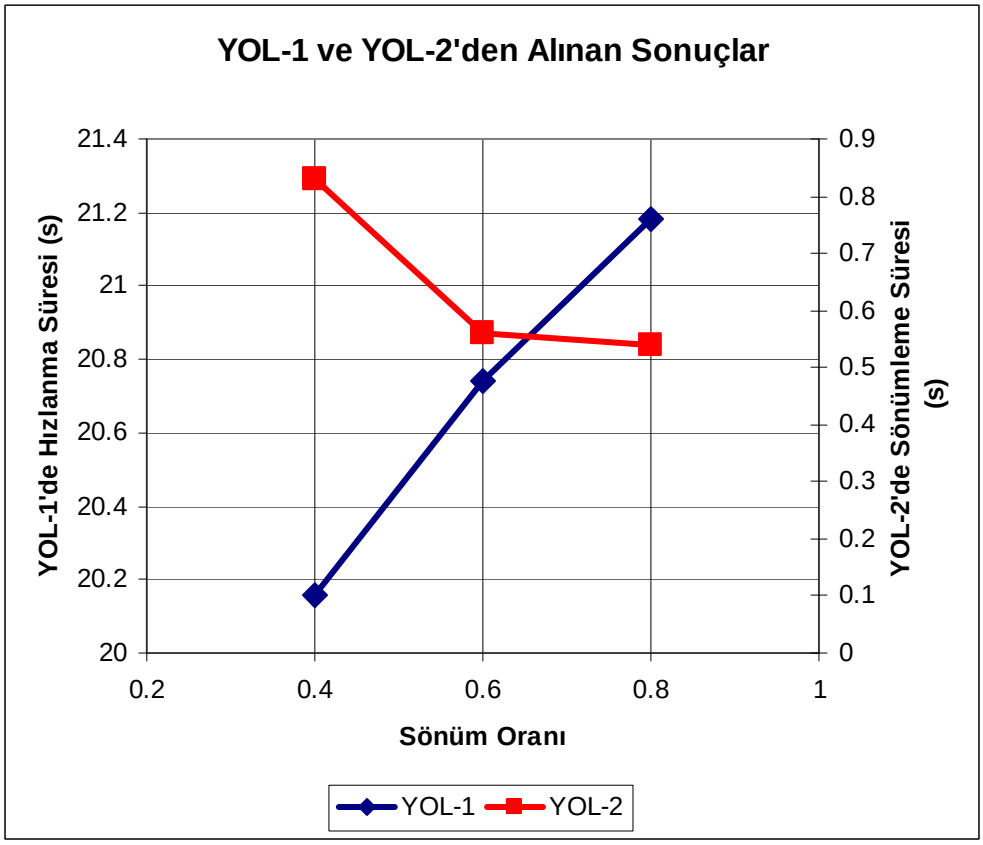


Şekil 5.3: YOL-2'den farklı sönüm oranlarına sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.

YOL-2'den alınan sonuçlar incelendiğinde, sönüm oranı düşük hidrolik sönümleyici hareketi 0.25 sn daha geç sönümlemiştir. 0.6 ve 0.8 sönüm oranları yaklaşık aynı sürede sönüm sağlarken, 0.8 sönüm oranı daha kontrollü bir sönüm eğrisi vermiştir. Bu çalışmanın amacı bir ralli otomobilinde hidrolik sönümleyici karakteristikliklerinin çekiş performansına etkisinin incelenmesi ve iki yol şartının da bulunduğu bir güzergahta en iyi süreyi temin edilmesidir.

Bunun için, otomobilin bozuk yol şartlarında kısa sürede hızlanabilmesi, tepeden zıplama durumunda da çekiş gücündeki değişikliğin kısa sürede sönümlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla bozuk yol ve tepeden zıplama denemelerinin sonuçları birlikte değerlendirilecektir.

YOL-1 ve YOL-2'de yapılan denemelerden alınan sonuçları birleştirirsek:



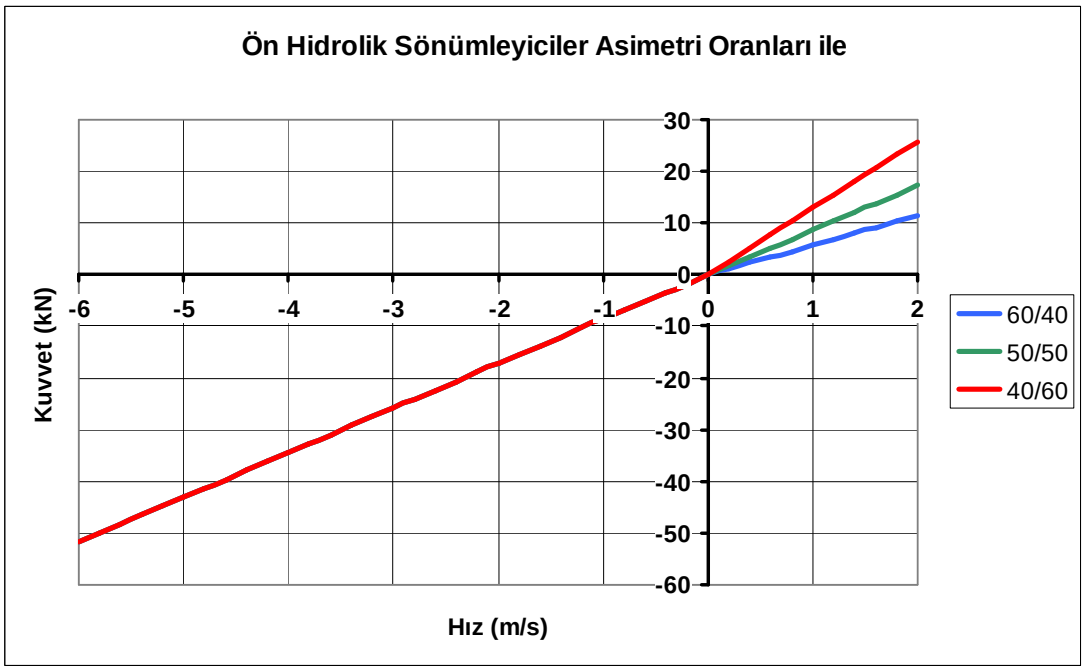
Şekil 5.4: YOL-1 ve YOL-2'den temel sönüm oranlarının belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi. Mavi çizgi hızlanma süresini, kırmızı çizgi sönümleme süresini göstermektedir.

Temel sönüm oranının belirlenmesi için aypılan denemelerin sonuçları birleştirildiğinde, sönüm oranının artmasının (hidrolik sönümleyici katılığının artmasının) hızlanma için gereken çekiş performansını azalttığı ancak tepeden havalanıp konma durumunda sönüm süresini kısalttığı görülmüştür. Ancak, sönüm oranı 0.6'dan 0.8'e yükseltildiğinde sönüm süresinin kısalmasına rağmen hızlanma süresi uzamıştır. Bu durumda denemelere 2 şartta da ortalama performans sağlayan 0.6 sönüm oranı ile devam edilecektir.

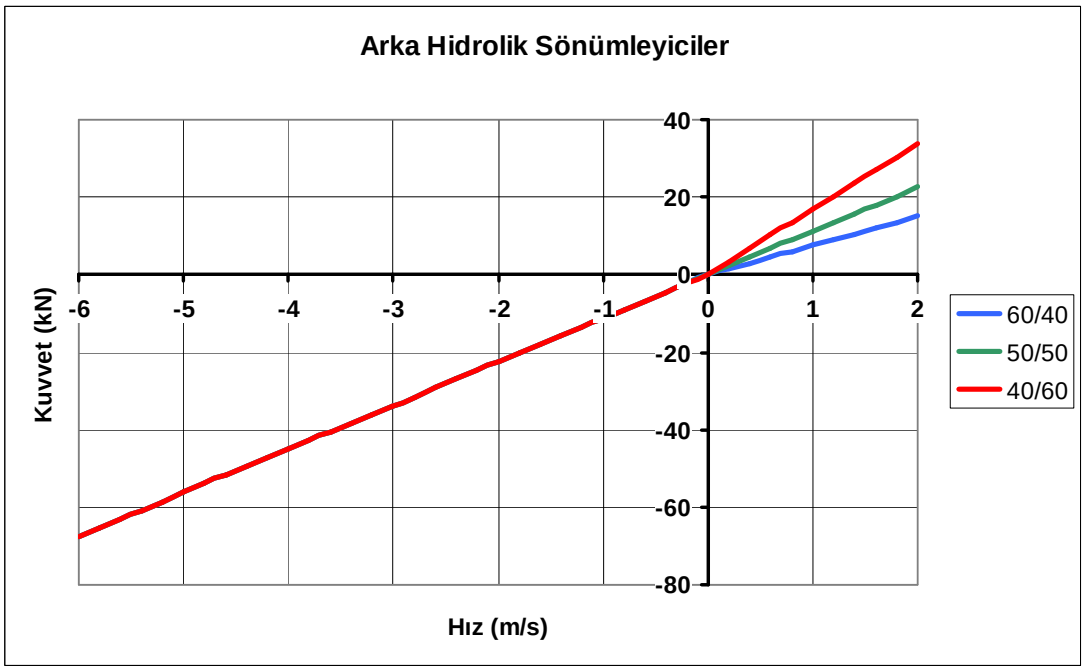
5.2 Asimetri Oranlarının Seçilmesi

Yapılan ilk denemede $\zeta = 0{,}6$ sönüm oranının her iki yol şartı için toplamda en iyi sonucu verdiği görülmüştür. Denemelere 0.6 sönüm oranına sahip hidrolik sönümleyici karakteristikleri ile devam edilecektir. Sonrasında atılacak adım,

kapanma ve açılma sertliklerinin birbirine oranlarının değiştirilmesi ve denemelerin tekrarlanmasıdır. Bunun için ilgili hidrolik sönümleyici karakteristikleri hesaplanmıştır. Bu karakteristikler hesaplanırken kapanma yönündeki katılık değiştirilmemiş, açılma yönündeki katılık oranlanmıştır.

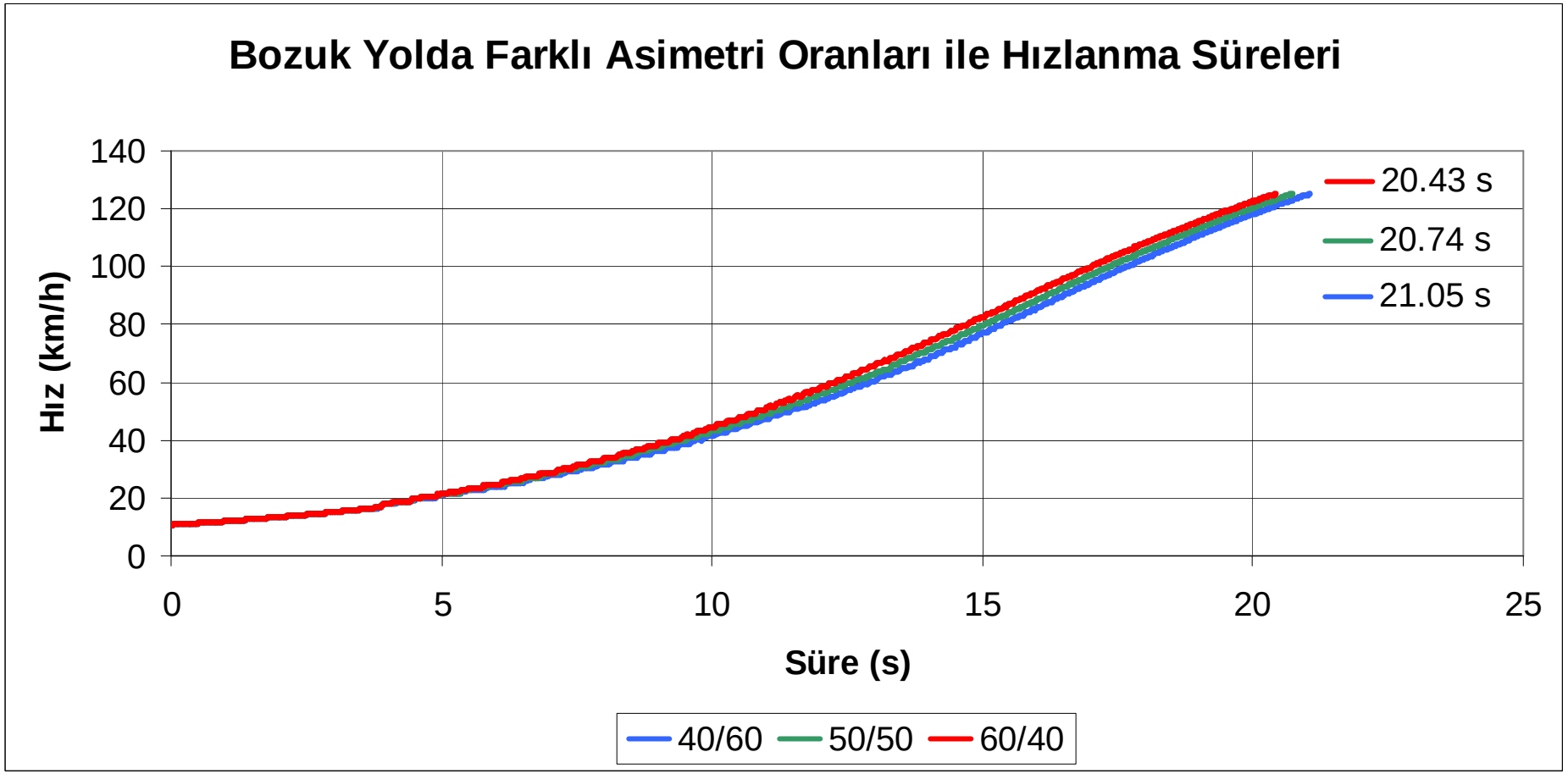


Şekil 5.5: Asimetri oranları farklı ön hidrolik sönümleyiciler.



Şekil 5.6: Asimetri oranları farklı arka hidrolik sönümleyiciler.

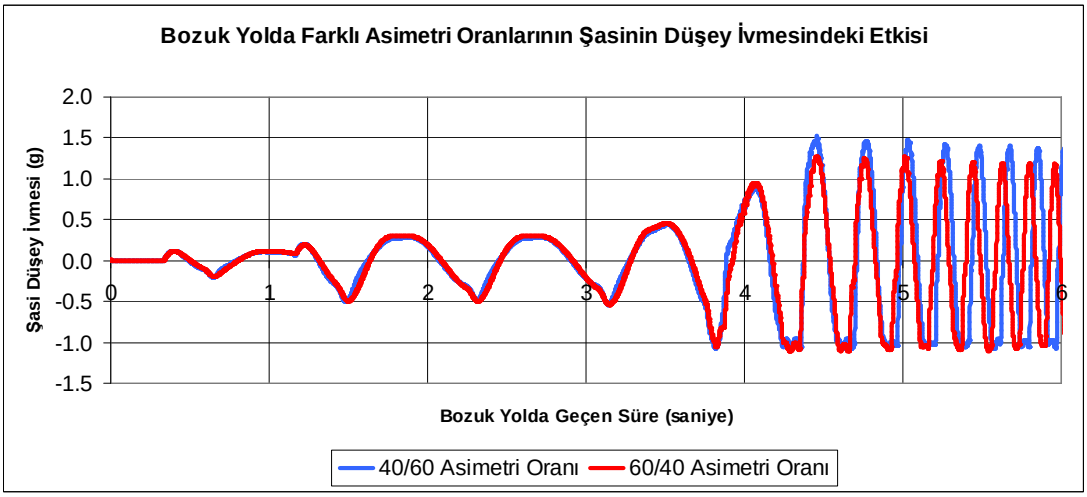
5.2.1 YOL-1'den farklı asimetri oranları ile alınan sonuçlar



Şekil 5.7: YOL-1'den elde edilmiş, asimetri oranlarına bağlı değişen, yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri.

Kapanma açılma asimetri oranlarının değiştirilmesi ile hazırlanan hidrolik sönümleyiciler ile yapılan denemede, bozuk yolda hızlanma performansının açılma katılığı azaldığında, arttığı görülmüştür. Bunun sebebi, lastiğin yer ile temasının daha uzun süre sağlanabilmesi ve otomobilin gücünü zemine aktarabilmesidir.

Ayrıca, 2. denemede YOL-1'den alınan şasi düşey ivmeleri, açılma yumuşadığında hareketin şasiye daha az iletildiğini göstermektedir.

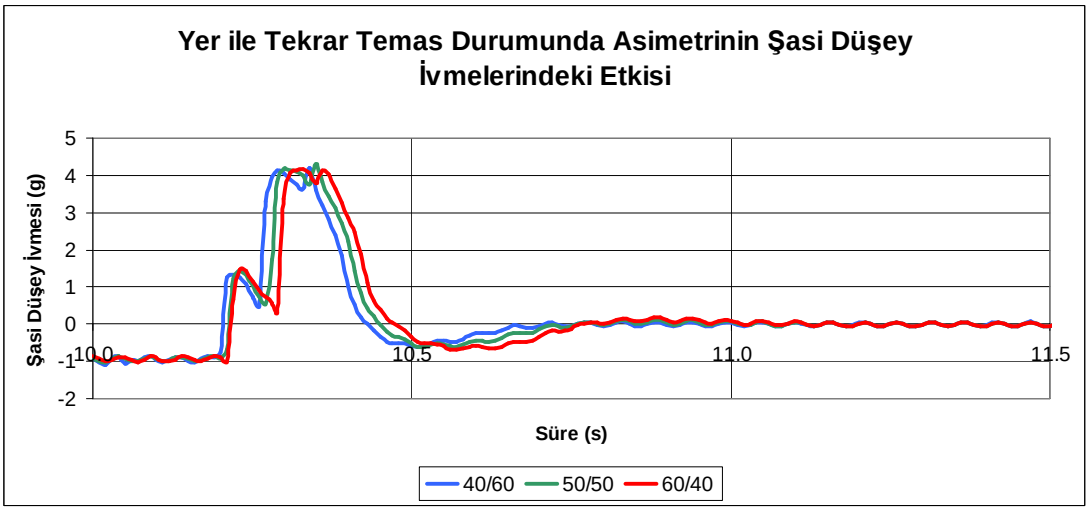


Şekil 5.8: YOL-1'de yol profilini takip açısından farklı asimetri oranlarının etkileri.

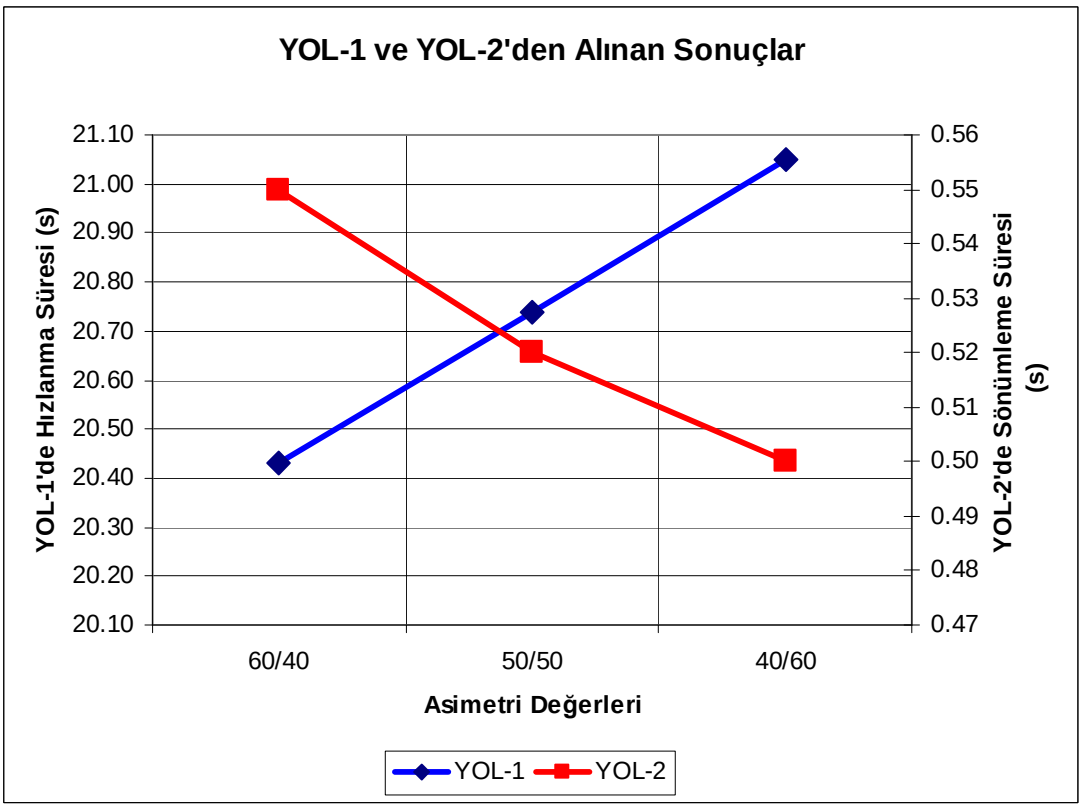
5.2.2 YOL-2'den farklı asimetri oranları ile alınan sonuçlar

Kapanma açılma asimetri oranlarının değiştirilmesi ile hazırlanan hidrolik sönümleyiciler ile yapılan denemede, bozuk yolda hızlanma performansının açılma katılığı azaldığında, arttığı görülmüştür. Bunun sebebi, lastiğin yer ile temasının daha uzun süre sağlanabilmesi ve otomobilin gücünü zemine aktarabilmesidir.

YOL_2'den alınan farklı kapanma açılma asimetri oranlarıyla elde edilen sonuçlar incelendiğinde, açılma katılığı daha yumuşak olan hidrolik sönümleyicinin, şasiyi nominal haline getirmek için daha çok zamana ihtiyaç duyduğu görülmektedir.



Şekil 5.9: YOL-2'den farklı asimetri oranlarına sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.



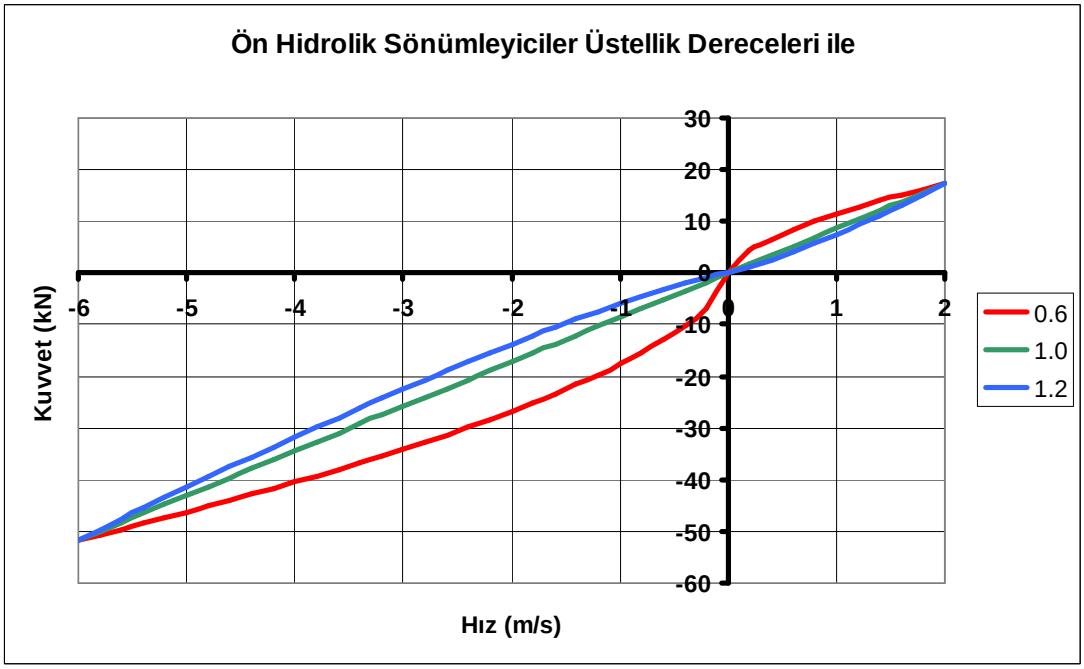
Şekil 5.10: YOL-1 ve YOL-2'den asimetri oranlarının belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi. Mavi çizgi hızlanma süresini, kırmızı çizgi sönümleme süresini göstermektedir.

Kapanma ve açılma asimetri oranları için yapılan denemenin sonuçlarından görülen, yumuşak açılma katılığı bozuk yolda çekiş performansını arttırırken, zıplama ve konma durumunda sönüm süresini uzatmakta ve çekiş performansını düşürmektedir.

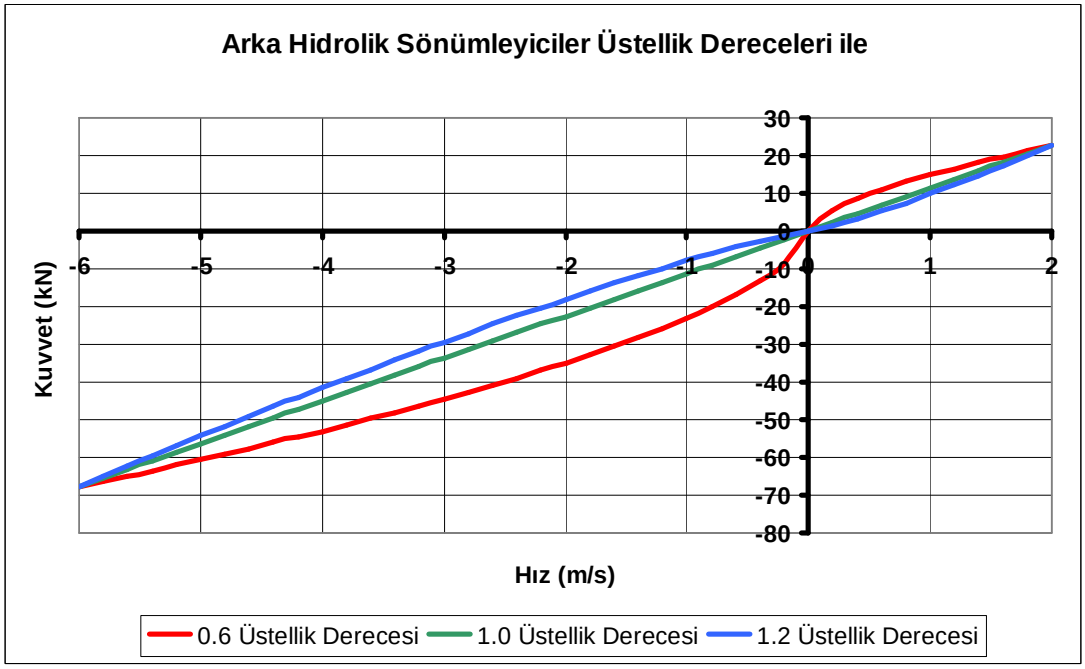
Açılma katılığı sert olduğunda ise bozuk yolda hızlanmada çekiş performansı düşerken, zıplama ve konma durumunda hareket daha çabuk sönümlenmekte ve çekiş performansı artmaktadır. Bundan sonraki denemeye 50/50 katılık oranı ile devam edilecektir.

5.3 Üstellik Derecelerinin Seçilmesi

Günümüzde kullanılan hidrolik sönümleyicilerde çeşitli kısılma vanaları, ön yüklü valfler ve orifisler ile sönüm karakteristikleri düşük ve yüksek hızda katılıklar değiştirilmektedir. Buna benzer bir uygulamanın bir ralli yarış otomobilinde sebep olacağı çekiş performansı değişiklikleri incelenmiştir. Bu incelemeler için hidrolik sönümleyici karakteristikleri aşağıdaki gibi çoğaltılmıştır.

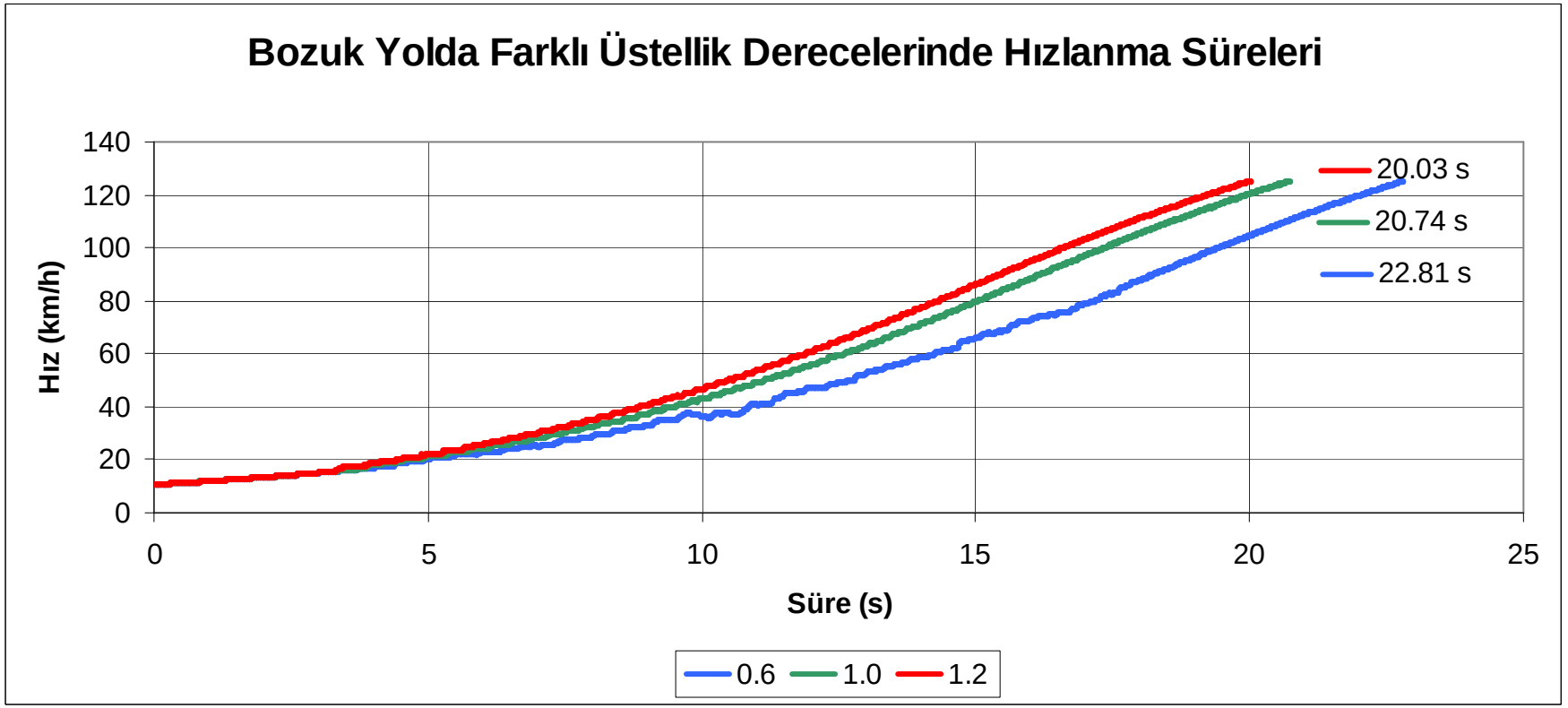


Şekil 5.11: Farklı üstellik derecelerinde ön hidrolik sönümleyiciler.



Şekil 5.12: Farklı üstellik derecelerinde arka hidrolik sönümleyiciler.

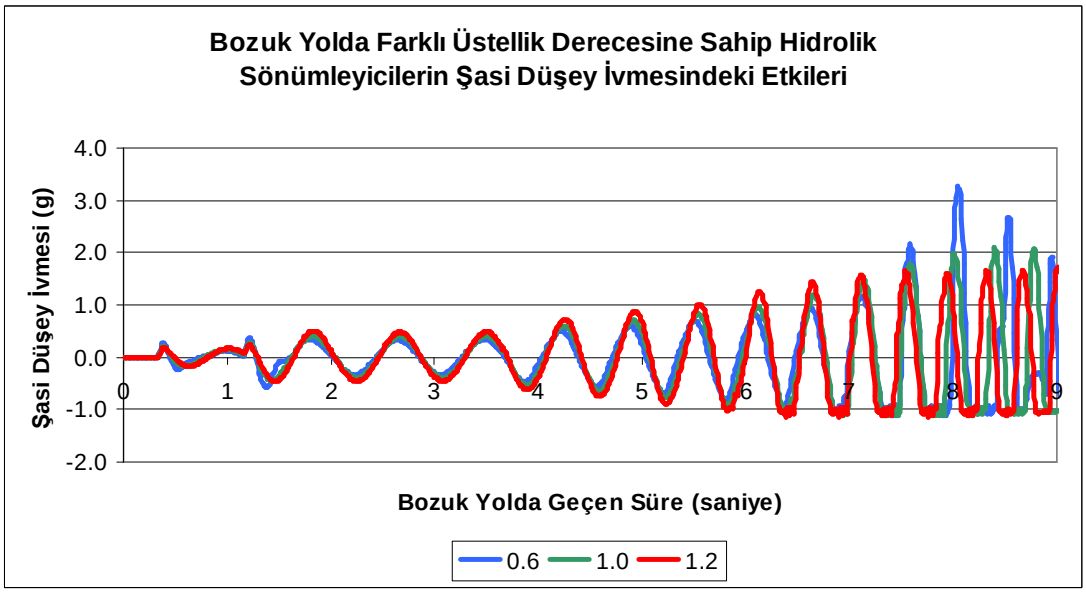
5.3.1 YOL-1'den farklı üstellik dereceleri ile alınan sonuçlar



Şekil 5.13: YOL-1'den elde edilmiş, katılıkları farklı üstellik derecelerinde olan hidrolik sönümleyiciler ile yarış otomobilinin 125km/h hıza çıkma süreleri.

3. denemede katılıkları 0.6, 1.0 ve 1.2 derecelerinde üstellik ile orantılı hidrolik sönümleyiciler kullanılmıştır. YOL-1'den elde edilen sonuçlar incelendiğinde, düşük hızda açılma ve kapanma hareketlerinde hidrolik sönümleyicinin yumuşak davranması otomobilin yoldaki bozukluklara daha hızlı tepki vermesini sağlamaktadır ve çekiş performansını iyileştirmektedir. Düşük hızlarda daha katı davranan hidrolik sönümleyiciler ise yoldaki bozukluklara uyum sağlayamamış ve otomobilin çekiş performansının düşmesine sebep olmuştur.

3. denemede YOL-1'den farklı üstellik dereceleri ile orantılı hidrolik sönümleyici karakteristikleri ile elde edilen şasi ivmeleri ise aşağıdaki gibidir:

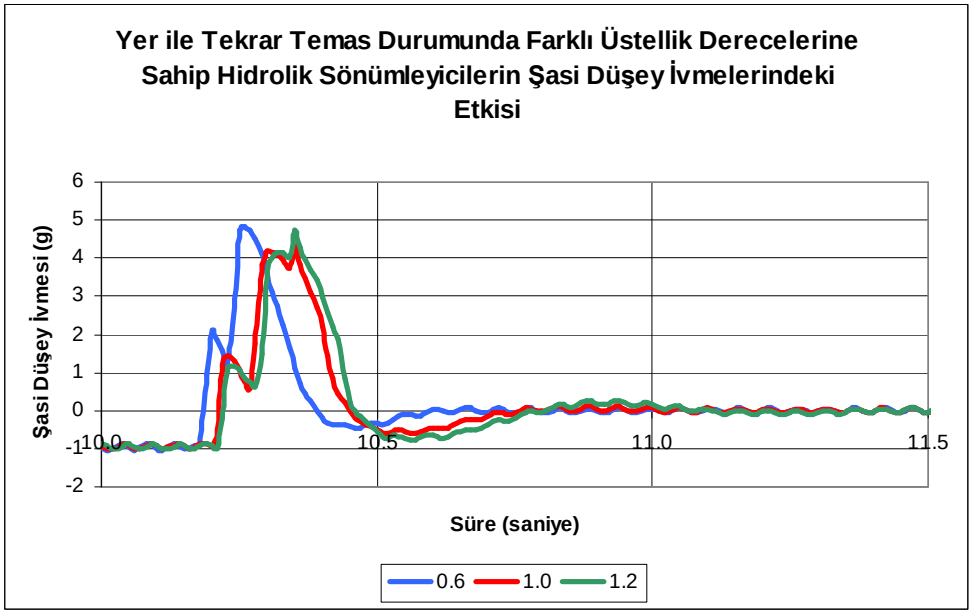


Şekil 5.14: YOL-1'de, yol profilini takip açısından, farklı üstellik derecelerinin etkileri.

Görüldüğü üzere, düşük hızlarda daha katı davranan 0.6 dereceli hidrolik sönümleyici yoldaki bozukluklarda lastiğin zemin ile temasını sağlamak ve çekiş performansını iyileştirmek yerine, otomobilin bozukluklardan sekmesine ve şasinin yüksek ivmelerle karşılaşmasına sebep olmuştur.

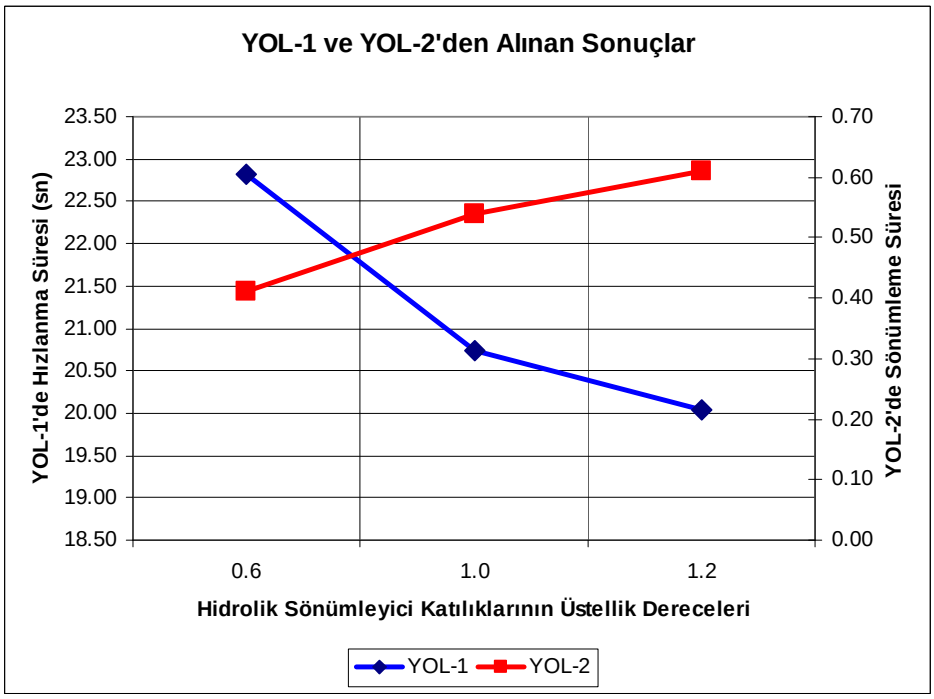
5.3.2 YOL-2'den farklı üstellik dereceleri ile alınan sonuçlar

Sırasıyla 0.6, 1.0 ve 1.2 üstellik dereceleriyle orantılı hidrolik sönümleyicilere sahip otomobilden YOL-2'de alınan şasi ivmeleri sönümleme sonuçları aşağıdaki gibidir:



Şekil 5.15: YOL-2'den farklı üstellik derecelerine sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar.

Üstellik dereceleri ile orantılı katılıklara sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında:



Şekil 5.16: YOL-1 ve YOL-2'den temel sönüm oranlarının belirlenmesi için alınmış sonuçların birleşimi. Mavi çizgi hızlanma süresini, kırmızı çizgi sönümleme süresini göstermektedir.

Üstellik dereceleri ile orantılı katılıklara sahip hidrolik sönümleyicilerle elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, düşük hızlarda yumuşak karaktere sahip 1.2 üstellik dereceli hidrolik sönümleyici bozuk yolda hızlanma sırasında en iy çekiş performansını vermiş ancak zıplama ve konma durumunda hareketi sönümlemede diğer karakteristiklere göre geç kalmıştır. Tam tersi 0.6 üstellik dereceli hidrolik sönümleyici için söylenebilir, düşük hızlarda yüksek sönüm bozuk yolda çekiş performansını düşürmüş ancak zıplama ve konma hareketini en kısa sürede sönümleyen değer olmuştur.

6. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu tez çalışmasında bir ralli otomobili bütün alt sistemleri ile modellenmiştir. Modellemede kullanılan alt sistemlere ait veriler, üretilmekte olan gerçek bir otomobilden alınmıştır.

Böyle bir modelleme yapılırken bütün bağlantılardaki sürtünmelerin doğru bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. Ancak, otomobil üstünden böyle bir ölçüm alınamadığından, modelleme esnasında bu sürtünmeler yok sayılmıştır.

Başka bir önemli parametre otomobilin 3 eksen üzerindeki atalet değerleridir. Bu atalet değerleri ölçümü yapılmış benzer otomobillerle karşılaştırılmış, ayrıntılı hesaplarla yaklaşımda bulunulmuş ancak otomobil üstünden doğrudan ölçüm alınmamıştır.

Tezde ele alınan ralli otomobilinde yol ile lastik arasındaki sürtünmenin sürekliliği ve kuvveti, çekiş performansı ile ivmelenme için önemli iken, tepeden geçme sonucu yer ile temasın kesilmesi ve tekrar sağlanması durumunda ortaya çıkacak hareketin en kısa sürede sönümlenmesi güvenlik için oldukça önemlidir.

Tez çalışmasının amacı, başka bir parametreyi değiştirmeden sadece hidrolik sönümleyici karakteristiklerinin çekiş performansına etkisinin incelenmesi olduğundan, kullanılan lastik modelinin sadece düşey ve doğrusal yönde yarattığı kuvvetlerin doğruluğuna dikkat edilmiş, yanal yöndeki doğruluğu ADAMS yazılımına bırakılmıştır.

Tez çalışmasından elde edilen sonuçlara göre, bozuk yolda bir ralli otomobilinin çekiş performansının yüksek olması için, hidrolik sönümleyicide düşük sönüm oranı, açılma yönünde ve düşük hızlardaki hareketlerde düşük katılık gerekmektedir. Bir tepeden atlama ve konma esnasında meydana gelen şasi düşey ivmelenmelerini hızlı sönümlemek ve çekiş performansını arttırmak için ise, hidrolik sönümleyicide yüksek sönüm oranı, açılma yönünde ve yüksek hızlarda yüksek katılık

gerekmektedir. Düşük sönüm yol ile kuvvet bağını daha iyi sağlarken, yüksek sönüm meydana gelen ani düşey ivmelenmelerinde başarılıdır.

Bir ralli yarışı etabı, bozuk yol ya da zıplama yoğunluklu olabilirken, bazen de iki öğeyi de yoğun şekilde barındırabilmektedir. Bu tez sonucunda elde edilen veriler, karşılaşılabilecek yol durumlarında hidrolik sönümleyici karakteristikliklerinin çekiş performansı amacıyla nasıl seçilebileceğini göstermiştir.

Gelecek çalışmalar için öneriler:

1. Modellemenin iyileştirilmesi amacıyla,
    a. Otomobilin ataleti üstünden ölçülebilir,
    b. Kullanılmakta olan lastiğin sönüm değerleri ölçülebilir,
    c. Mafsallardaki sürtünme kayıpları ölçülebilir,
2. Denemelerde kullanılan senaryoların iyileştirilmesi amacıyla,
    d. Gerçek yol bilgisi kullanılabilir,
    e. Çeşitli genliklerde yol bozuklukları kullanılabilir.
    f. Kapanma ve açılma katılıkları ayrı ayrı düşünülüp, birbirinden farklı karakteristiklerde modellenebilir.

KAYNAKLAR

Andreotti, L. ve Vanucci, S., (Haziran 1998). "Shock Absorber Mathematical Modeling," SAE Makale No. 982959, doi:10.4271/982959.

Besinger, F. H., Cebon, D., Cole, D.J., (Haziran 1995). "Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics," Vehicle System Dynamics, Volume 24, No. 1.

Boggs,ChristopherM., (2009). "The Use of Simulation to Expedite Experimental Investigations of the Effect of High-Performance Shock Absorbers," Virginia Polytechnic Institute and State University, (Doktora Tezi), ProQuest, UMI Dissertations Publishing, DP18948.

Blundell M., Harty D., (2004). "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics," Elsevier Butterworth-Heinemann, New York, USA.

Cafferty, S., Worden, K. ve Tomlinson, G., (1995). "Characterisation of Automotive Shock Absorbers using Random Excitation," Proceedings of IMechE, Bölüm D, Volume 209, No. 4.

Dixon J. C., (2007). The Shock Absorber Handbook. İkinci Baskı. Wiley-PEPublishing Series, USA.

Dixon J. C., (1996). Tires, Suspension and Handling. İkinci baskı. USA.

Gillespie. T. P., (1992). "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE Kitap No. R-114, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

Haney, P., (1996). "A Comparison of Modern Racing Dampers," SAE Makale No. 962545, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

Iwata, H., (1998). "Development of MMC Rally Car," SAE Makale No. 983066, Motorports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan.

Karadayi, R., Masada, G. Y., (1986). "A Non-Linear Shock Absorber Model," Proceedings Symposium on Simulation and Control of Ground Vehiclesand Transportation Systems, ASME.

LaJoie, J.C., X. (1996). "Damper Performance Development," SAE Makale no. 962551, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

Liu, Y., Zhang, J., Yu, F., ve Li, H., (2002). "Test and Simulation of Nonlinear Dynamic Response for the Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber," SAE Makale 2002-01-0320, doi:10.4271/2002-01-0320.

Ogata, K., (2009). Modern Control Engineering, Beşinci Baskı. Prentice Hall, USA.

Olley, M., (1932). "Independent Wheel Suspensinos – Its Whys and Wherefores," SAE Makale No. 340080.

Reybrouck, K., (1994). "A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber," SAE Makale No. 940896, doi:10.4271/940896.

Pacejka, H.B., (2005). "Tyre and Vehicle Dynamics," Butterworth-Heinemann, İkinci Baskı.

Sadeghi Reineh, M. ve Pelosi, M., (2013). "Physical Modeling and Simulation Analysis of an Advanced Automotive Racing Shock Absorber using

the 1D Simulation Tool AMESim," *SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst.* 6(1):7-17, 2013, doi:10-4271/2013-01-0168.

Segel, L., (1993). "An overview of developments in road vehicle Dynamics: past, present and future", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Conference on Vehicle Ride and Handling, London.

Staniforth A., (1999). "Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning", Üçüncü Baskı, Haynes Publishing PLC, İngiltere.

Talbott, M. ve Starkley, J., (2002). "An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper," SAE Makale No. 2002-01-3337, doi:10.4271/2002-01-3337.

Warner, B., Rakheja, S., (1996). "An Analytical and Experimental Investigation of Friction and Gas Spring Characteristics of Racing Car Suspension Dampers," SAE Makale No. 962548, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

Wong Brian, (1996). "An Analytical and Experimental Investigation of High Performance Suspension Dampers, Concordia University, Canada.

Wong J. Y., (2001). "Theory of Ground Vehicles", Üçüncü Baskı, John Wiley and Sons Inc. USA.

Yang, X., Zhang, D., Medepalli, S., ve Malik, M., (2006). "Suspension Tuning Parameters Affecting Impact Harshness Performance Evaluation," SAE Makale No. 2006-01-0991. Society of Automotive Engineers World Congress, Detroit, Michigan.

Url-1 <http://en.wikipedia.org/wiki/F%C3%A9d%C3%A9ration_ Internationale_de_l%27Automobile > 01.02.2014

Url-2 <http://en.wikipedia.org/wiki/World_Rally_Championship> 01.02.2014

Url-3 < http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_World_Rally_Championship _records > 03.02.2014

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad:	**Ömür Can Kayaokay**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**Fatih/İstanbul**
Adres:	**Selamiali Mah. Babacan Sok. Karagöz Apt. Daire:6 Fıstıkağacı/Üsküdar/İstanbul**
E-Posta:	**omurcankayaokay@hotmail.com**
	omurcankayaokay@gmail.com
	kayaokay@itu.edu.tr
Lisans:	**İstanbul Teknik Üniversitesi – Makine Mühendisliği**