

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARAÇ HIZLARININ KONTROL EDİLMESİNE YÖNELİK OLARAK
OPTİMUM FORMA SAHİP HIZ BANKETLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

Kayra KURŞUN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

2015

**AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARAÇ HIZLARININ KONTROL EDİLMESİNE YÖNELİK OLARAK
OPTİMUM FORMA SAHİP HIZ BANKETLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

Kayra KURŞUN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez .././201.. tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Hakan ERSOY (Danışman)

Prof. Dr. Hikmet RENDE

Prof. Dr. Gabil ABDULLA

ÖZET

ARAÇ HIZLARININ KONTROL EDİLMESİNE YÖNELİK OLARAK OPTİMUM FORMA SAHİP HIZ BANKETLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Kayra KURŞUN

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hakan ERSOY

Haziran 2015, 74 sayfa

Bu çalışmada, şehir içi trafik kontrolünde yollara uygulanan ve beklenen fonksiyonu yerine getirmekte güçlük yaşanan hız banketlerine alternatif olarak özgün, optimum hız banketi modelleri geliştirilmiştir. İlk aşamada motorlu taşıt dinamiği parametrelerine başvurulmuş, bilgisayar programı aracılığıyla yarım otomobil modeli ve süspansiyon parametreleri kullanılarak, çeşitli binek otomobillerin standart hız banketlerinden geçiş durumları, ilgili banketlerin yol girdisi olduğu kabulü yapılarak simüle edilmiştir. Modelin fiziksel dünyaya uygunluğu, farklı binek otomobillere ivmeölçerler bağlanıp, standart hız banketlerinden geçilerek alınan ölçümler vasıtasıyla doğrulanmıştır.

İkinci aşamada, kurulan simülasyon modelindeki yol girdileri, araçlar belirlenen hız limitlerinde seyrederken bir hız banketinden geçtiğinde araç salınımlarının minimize eden, hız limitinin çok üstünde geçtiklerinde ise araç salınımlarının önceden belirlenen güvenli fakat yüksek bir değere çıkmasını sağlayan optimizasyon algoritmasına sokulmuş, programın tasarım optimizasyonu araç kutusuna ilgili parametreler girilerek uygulanmıştır. Alınan simülasyon ve optimizasyon verileri, farklı hız limitleri için farklı formların oluşturulmasını sağlamıştır.

ANAHTAR KELİMELELER: hız limiti kontrolü, hız banket tasarımı, hız banketi optimizasyonu, motorlu araç dinamiği, dinamik modelleme, süspansiyon modellemesi, tasarım optimizasyonu

JÜRİ: Doç. Dr. Hakan ERSOY (Danışman)

Prof. Dr. Hikmet RENDE

Prof. Dr. Gabil ABDULLA

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF OPTIMIZED FORM SPEED BUMPS FOR VEHICLE SPEED CONTROL

Kayra KURSUN

**MSc Thesis in Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Hakan ERSOY
June 2015, 74 pages**

In this work, for urban traffic control; novel, optimized speed bump models are developed as an alternative of the speed bumps which hardly fullfill their function on applied roads. In the first stage, vehicle dynamics parameters are determined and the oscillation characteristics of some passenger automobiles are simulated with presumption of the bump form as road input. Simulation is carried out by a computer program which uses the half car model and suspension parameters. Physical validation of the computer model ensured by measurements of accelerometers which are attached to some areas of several cars.

In the second stage, the road input in the established simulation model is inserted to optimization algorithm which minimizes the vehicle oscillation when the vehicle passes over the speed bump within the range of determined speed limits and elevates the vehicle oscillation to a safe but higher pre-defined value when the vehicle passes over the speed bump with much higher speeds. Optimization is carried out by entering the foretold parameters to design optimization toolbox and the obtained simulation and optimization parameters provides different speed bump forms for different speeds.

KEYWORDS: speed limit control, speed bump design, speed bump optimization, vehicle dynamics, dynamics modeling, suspension modeling, design optimization

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. Hakan ERSOY (Supervisor)
Prof. Dr. Hikmet RENDE
Prof. Dr. Gabil ABDULLA

ÖNSÖZ

Son yıllardaki motorlu taşıt sayısındaki artış, ilgili bütün mühendislik ve bilim dallarını bu artışla beraberinde gelen sorunların çözümüne itmektedir. Bu konudaki öncelikli endişe her ne kadar sınırlı fosil yakıtlar ve kirlilik konusunda olsa da önümüzdeki bir diğer ciddi tehlike ise sayının artmasıyla özellikle şehir içi trafiklerdeki kaos durumudur. Kaldı ki yoğun trafiği olan şehirlerdeki kirlilik artışının çözüm yollarından biri de trafiği kontrol altına almaktır. Lakin yoğun araç trafiği sadece bu açıdan değil, başka bir takım nedenlerden ötürü de insan sağlığını tehdit etmektedir. Ülkemizdeki sürücü bilincinin kötü olması da gayet tabii bu duruma daha da kötü hale getirmektedir. Doğal olarak yerel yönetimler, hükümetler vs. trafiği kontrol altına almak için kurallara, yoğunlukla da hız limiti kurallarına başvurmaktadırlar. Fakat bu da pasif bir yöntem olarak kaldığından özellikle şehir içlerinde hız banketleri, hız keserleri, hız tümsekleri gibi önlemlere gidilmektedir. Bu sistemler çok büyük yoğunlukta herhangi bir veri değerlendirmesinden, herhangi bir bilimsel çalışmadan ve mühendislikten de uzaktır. Bunun sonucunda bu hız keserler fonksiyonları yerine getirmediği gibi düşük hızla geçen araçlarda zaman zaman çok daha sert tepkilere, salımlara neden olup, kazalara veya içerdeki yolcuların sağlığında olumsuz durumlara sebep verebilmektedirler. Hatta hız limitinden yüksek hızlarda geçildiğinde ise araç gövdesine gelen kuvvetler daha az bile olabilmektedir. Bu mühendislik olarak çok sakıncalı bir durumdur, ilgili çalışma bu duruma çözüm getirmeyi amaçlamakla beraber, modellemede kullanılan süspansiyon parametreleri otomobillerin yol tutuş ve konfor ilişkileri ile ilgili yapılan çalışmalara da katkı sağlaması hedeflenmektedir.

Bana bu konuyu öneren ve çalışma olanağını sağlayan akademik danışmanım Doç. Dr. Hakan ERSOY'a (Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi), çalışmadaki ölçümlerde yardımlarını esirgemeyen lisansüstü dönem arkadaşım Makine Mühendisi Oğuzhan ÖZBALCI'ya ve Makine Mühendisliği Bölümü lisans öğrencisi Barış YILDIZ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Trafikte Hız Kontrol Yöntemleri	1
1.2. Sürüş Alışkanlıklarının Trafik Kontrolü ve Araç Dinamiğine Etkisi	2
1.3. Trafik Hız Kontrol Yöntemlerimde Mühendislik Yaklaşımı	3
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	5
2.1. Süspansiyon Sisteminin Fonksiyonu	5
2.1.1. Yay elemanı davranışı	9
2.1.2. Sönümleme elemanının davranışı	13
2.2. Araç Dinamiği	16
2.3. Süspansiyon Geometrisi	18
2.3.1. Toe ayarı.....	18
2.3.2. Kastor açısı ve mekanik takip	18
2.3.3. Kamber açısı.....	19
2.3.4. Tekerlek ötelenmesi (Scrub yarıçapı).....	20
2.3.5. Ackermann etkisi.....	20
2.3.6. Yuvarlanma merkezi ve yuvarlanma eksenini:	21
2.3.7. Öne ve arkaya yığılma engelleyici	22
2.3.8. Tork yönlenmesi.....	22
2.3.9. Yuvarlanma yönlenmesi.....	22
2.4. Yol Bozuklukları ve Hassasiyet.....	23
2.4.1. Damper performans standartları	23
2.4.2. Tekerlek boyutunun etkisi	25
2.4.3. Araçta hissedilen konforsuzluk seviyeleri.....	26
2.4.4. Bozucu etkilere insan hassasiyeti	27
2.4.5. Kendini dengeleme ve etkisi	30
2.5. Hız Kesiciler ile Trafik Kontrol Yöntemleri	31
2.5.1. Hız Banketleri.....	31
2.5.2. Hız Tümsekleri	31
2.5.3. Hız Tablası	32
2.5.4. Yükseltilmiş kavşak	33
2.6. Hız Keser Performansının Geliştirilmesi Amaçlı Yaklaşımlar	34
3. MATERYAL VE METOT	38
3.1. Süspansiyon Modeli (Dinamik Araç Modeli).....	38
3.1.1. Daha önce yapılmış ilgili çalışmalarda kullanılan modeller	38
3.1.2. Bu tezin konusu içerisinde ele alınan dinamik araç modeli	43
3.2. SKF MicroVibe P CMVL 3850 İvmeölçer Cihazı	47
3.3. Hız Tümseği Optimizasyonu	50
3.3.1. Konfor kriteri optimizasyon örneği.....	50
3.3.2. Simulink tasarım optimizasyonu	51

4.	BULGULAR.....	53
4.1.	Süspansiyon Modelinden Elde Edilen Sonuçlar.....	53
4.2.	SKF MicroVibe P CMVL 3850 Cihazından Alınan Ölçüm Değerleri.....	58
4.3.	Tasarım Optimizasyonu.....	64
5.	TARTIŞMA.....	68
6.	SONUÇ.....	70
7.	KAYNAKLAR.....	72
8.	EKLER.....	74
ÖZGEÇMİŞ		

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

α	Tahrik mili açısı
β	Tahrik mili açısı
θ	Aracın dinamik yığılma açısı
B_O	Ön tekerlek damper sabiti
B_A	Arka tekerlek damper sabiti
C_1	Ön tork yönlenmesi
C_r	Arka tork yönlenmesi
C_t	Net tork yönlenmesi
h	Hız tümseği yer formu
K_{A1}	Arka süspansiyon yay sabiti
K_{A2}	Arka tekerlek yay sabiti
K_{O1}	Ön süspansiyon yay sabiti
K_{O2}	Ön tekerlek yay sabiti
L_O	Ön süspansiyonun ağırlık merkezine yatay uzaklığı
L_A	Arka süspansiyonun ağırlık merkezine yatay uzaklığı
M_{A1}	Arka tekerlek üzerindeki araç kütlesi
M_{A2}	Arka tekerlek üzerindeki tekerlek – süspansiyon kütlesi
M_{O1}	Ön tekerlek üzerindeki araç kütlesi
M_{O2}	Ön tekerlek üzerindeki tekerlek – süspansiyon kütlesi
p	X ekseninde etrafında dönme hızı
q	Y ekseninde etrafında dönme hızı
r	Z ekseninde etrafında dönme hızı
T	Tork
X	Kartezyen koordinat
Y	Kartezyen koordinat
w	Düşey hareket hızı
Z	Kartezyen koordinat
Z_1	Araç ön gövdesinin düşey yer değiştirmesi
Z_2	Araç ön süspansiyon tekerlek kütlelerinin düşey yer değiştirmesi
Z_3	Araç arka gövdesinin düşey yer değiştirmesi
Z_4	Araç arka süspansiyon tekerlek kütlelerinin düşey yer değiştirmesi

Kısaltmalar

KK	Konfor kriteri
KH	Kritik hız
FFT	Seri Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Çeşitli trafik hız kontrol yöntemleri.....	1
Şekil 1.2. Hız banketi (kasisi) çeşitleri.....	2
Şekil 2.1. Karakteristik yaprak yaylı bir aksın montaj resmi “HOLMAN, S. P. 2011. Know Your Springs – Suspension Secrets. http://www.fourwheeler.com/how-to/suspension-brakes/129-1101-know-your-springs-suspension-secrets/ [Son Erişim Tarihi : 07.06.2015]”.....	6
Şekil 2.2. Yarı-eliptik bir yayın kayma durumu iki uçta eşit olmayan kuvvetler doğurur ve sürüş ve frenleme momentlerine çok daha efektif olarak direnç gösterir.	7
Şekil 2.3. VW Beetle ön süspansiyonu kesiti	7
Şekil 2.4. Karakteristik helezon yaylı bir ön süspansiyon “HOLMAN, S.P. 2011. Know Your Springs – Suspension Secrets. http://www.fourwheeler.com/how-to/suspension-brakes/129-1101-know-your-springs-suspension-secrets/ [Son Erişim Tarihi : 07.06.2015]”.....	8
Şekil 2.5. Yay elemanı “GRIBBLE, P. and KISTEMAKER, D. 2012. Modelling Dynamical Systems. http://www.gribblelab.org/compneuro/2_Modelling_Dynamical_Systems.html [Son Erişim Tarihi: 08.06.2015]”	10
Şekil 2.6. Lineer ve lineer olmayan yay karakteristiği grafikleri.....	11
Şekil 2.7. Yay – kütle sistemi	12
Şekil 2.8 Tipik kütle – yay – damper sistemi.....	14
Şekil 2.9 Lineer olmayan damper davranışı.....	15
Şekil 2.10. Hareket eden bir aracın doğrusal ve dönme hareket eksenleri	17
Şekil 2.11. Birtakım değişkenler tarafından kalibre edilen ön süspansiyon geometrisi .	19
Şekil 2.12. Tekerlek ötelenmesi	20
Şekil 2.13. Ackermann etkisi “ RICHMANN, K. 2013. Explaining the Ackermann Effect in the 2014 Corvette Stingray, http://blog.patmcgrathchevyland.com/ackermann-effect-2014-corvette-stingray/ [Son erişim tarihi: 08.06.2015]”	21
Şekil 2.14. Yuvarlanma merkezi ve yuvarlanma eksenini	21
Şekil 2.15. Frenleme sırasında otomobilin öne yığılması	22
Şekil 2.16. Çift çatallı süspansiyon sistemlerinde şematik yığılma önleme sistemi.....	23
Şekil 2.17. Tekerlek yarıçapı etkisi “BASTOW, D. and HOWARD, G.P. 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition, SAE, John Wiley & Sons. 23.”.....	26
Şekil 2.18. Oturan bir insanın dinamik modeli “GRIFFIN, M. J. 1996. Handbook of Human Vibration, Elsevier. 34.”	29
Şekil 2.19. Akdeniz Üniversitesi yollarındaki hız banketleri	31
Şekil 2.20. Antalya Koleji’ nin önünde bulunan hız tümseği	32
Şekil 2.21. Hız tablası	33
Şekil 2.22. Yükseltilmiş kavşak	34
Şekil 2.23. Hız böbreği izlenen yol örnekleri	35
Şekil 3.1. Khorsid ve Alfareid (2004) İnsan – Araç Dinamik Modeli.....	39
Şekil 3.2. Pedersen (1999) tarafından kullanılan genel sedanın şematik çizimi.....	40
Şekil 3.3. Pedersen (1999) tarafından kullanılan SUV modelinin şematik çizimi.....	40
Şekil 3.4 SUV modelindeki yay ve damperlerin lineer olmayan karakteristikleri	40
Şekil 3.5. Ardeh vd. (2008) tarafından kullanılan 6 serbestlik dereceli model.....	41

Şekil 3.6. 5 serbestlik dereceli dinamik otomobil yarım modeli	44
Şekil 3.7. Ön süspansiyonun alt modelinin ayrıntılı şekilde açılmış modeli	46
Şekil 3.8. Matematik modelin Simulink programında üst modeli	46
Şekil 3.9. Modelde kullanılan giriş sinyalleri	47
Şekil 3.10. HP hx4700 cep bilgisayarı	48
Şekil 3.11. SKF MicroVibe P CMVL3850 Modülü	48
Şekil 3.12. 0.3 m kablo ve bağlantı aparatlarıyla ivmeölçer	49
Şekil 3.13. Bağlantıları yapılmış titreşim ölçüm sistemi	49
Şekil 3.14. Khorsid ve Alfared (2004) tarafından önerilen optimizasyon işlem ağacı ...	51
Şekil 3.15. Konfor kriteri 0.9 ve kritik hız 30 km/sa değerleri için optimum sürücü cevabı ve simetrik polinom tümsek geometrisi	51
Şekil 3.16. Parametre yaklaşımı ara yüzü	52
Şekil 4.1. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı .	53
Şekil 4.2. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlelerinin deplasmanı	53
Şekil 4.3. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme	54
Şekil 4.4. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı .	54
Şekil 4.5. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlelerinin deplasmanı	55
Şekil 4.6. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme	55
Şekil 4.7. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı .	56
Şekil 4.8. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlelerinin deplasmanı	56
Şekil 4.9. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme	57
Şekil 4.10. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı	57
Şekil 4.11. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlelerinin deplasmanı	58
Şekil 4.12. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme	58
Şekil 4.13. Sol ön süspansiyon kulesine düşey olarak bağlanan ivmeölçer	59
Şekil 4.14. Sol ön süspansiyonda bağlı olan ivmeölçerin modüle bağlanması	60
Şekil 4.15. İvmeölçerin sürücü tarafı tavana düşey olarak bağlanması	60
Şekil 4.16. İvmeölçerin sağ arka yolcu tarafı tavana düşey olarak bağlanması	61
Şekil 4.17. Araç rölanti devrinde iken ve 30 km/sa , 50 km/sa, 70 km/sa ve 90 km/sa hızlarında asfalt yolda seyir halindeyken gövdede oluşan düşey yer değiştirme	61
Şekil 4.18. Araç 30 km/sa hız ile 50 mm tepe yüksekliği, 1000 mm uzunluğu ve 45 mm tepe yüksekliği 500 mm uzunluğu olan iki farklı hız banketinden geçtiğinde oluşan düşey yer değiştirmeler	62
Şekil 4.19. Araç 30 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan düşey yer değiştirme	62
Şekil 4.20. Araç 50 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan düşey yer değiştirme	63

Şekil 4.21. Araç 70 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan düşey yer değiştirme	63
Şekil 4.22. Araç 90 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan düşey yer değiştirme	64
Şekil 4.23. Araç kutusuna hedef fonksiyonunun tanıtılması	65
Şekil 4.24. Araç kutusunda 5 iterasyonda optimizasyon işleminin gerçekleştirilmesi ...	65
Şekil 4.25. 30 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark.....	66
Şekil 4.26. 50 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark.....	66
Şekil 4.27. 70 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark.....	67
Şekil 4.28. 90 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark.....	67
Şekil 5.1. Elde edilen optimum formlar ve orijinal formla karşılaştırılması	69
Şekil 6.1 Farklı hızların optimum formlarında ilgili banketlerden geçiş durumu	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 - Ardeh vd. (2008) tarafından modelin simülasyonunda kullanılan parametre değerleri	43
Çizelge 3.2 5 serbestlik dereceli otomobil modelinde kullanılan parametre değerleri...	45

1. GİRİŞ

1.1. Trafikte Hız Kontrol Yöntemleri

Otomobiller insan hayatına 19. yüzyılın sonlarında girer girmez, dikkatsiz sürüş kavramı neredeyse aynı zamanda insanlık tarihindeki yerini almıştır. Sürücü hataları erken zaman otomobil mucitlerinin sağlıklarını riske atmanın pek ötesine geçmezken 20. yüzyılın başlarında otomobil sayısının artmasıyla, insan hayatına tehlike de orantılı olarak artmıştır. Bu durum da, bir takım kuralların ve önlemlerin neredeyse işin hemen başında alınması gerekliliğini doğurmuştur.

Günümüzde, trafikteki araç yoğunluğu inanılmaz seviyelerde artmış durumdadır ve hızlı bir şekilde artmaya da devam etmektedir. Bu artış doğal olarak araçların trafikteki seyir kontrolünü oldukça zorlaştırmaktadır. Trafik seyir kontrolü için, ülke yönetimleri, yerel yönetimler, kara yolları düzenleme ve kontrol ekipleri, kolluk kuvvetlerinin trafik birimleri vb. unsurlar çeşitli yöntemlere başvurmuşlardır. Bu yöntemler şehir içlerinde yoğunlukla, hız limiti belirlenmesi ve araçların hızlarını sınırlamak amacıyla hız tümseği, hız banketi, yükseltilmiş kavşak, yükseltilmiş banket, daraltılmış yol vb. yöntemlerin kullanılmasından ibarettir. Bu yöntemler Şekil 1.1'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Çeşitli trafik hız kontrol yöntemleri

Ülkemizde hız tümsek ve hız banketleri, bunların çeşitli tipleri hız kontrolü için daha çok tercih edilmektedir. Lakin bu yöntemler yollara uygulanırken bilimsellik ve mühendislikten uzak, neredeyse gelişigüzel bir davranış izlenmektedir. Aynı zamanda Şekil 1.2’de gösterilen standardize olmuş kauçuk banketler de mühendislik açısından tatmin edici değildir. Çünkü sürüş deneyimlerinden anlaşılan ve çeşitli çevrelerden dinlendiği kadarıyla; hız kontrolünün hız tümsekleriyle sağlandığı herhangi bir yolda, belirlenen hız limitlerinde seyredilse ve hatta çok altına inilse dahi, hız tümseğinden geçildiğinde araç gövdesinde rahatsız edici bir salınım olduğu bildirilmiştir. Çok daha sakıncalı bir durumda ise, araçların hızlarını belirli limitlerde tutması beklenen bu hız tümseklerinden belirli yüksek hızlarda geçildiğinde ise araca dolayısıyla yolculara gelen kuvvetin çok daha düşük olduğu, hemen hemen hissedilmediği de bilinmektedir. Bu durumlar dikkate alındığında belirli koşullar altında, çok sakıncalı bir şekilde standart hız tümseğinin beklenen fonksiyonun tersi yönde işlev gösterdiği anlaşılmaktadır. Bazı durumlarda ise hız ayarlanamayıp, banket fark edilmediğinde, ani kuvvetlerde aracın yol tutuşunun azalması sonucunda kazalara, kaza olmasa dahi araç içindeki yolcularda eylemsizlik nedeniyle, ani gelen düşey ivmelenmeyle oluşan kuvvetler sakatlanmalar, yaralanmalar sebebiyet vermektedir.



Şekil 1.2. Hız banketi (kasisi) çeşitleri

1.2. Sürüş Alışkanlıklarının Trafik Kontrolü ve Araç Dinamiğine Etkisi

Ülkemizde büyük şehirler, altyapı sıkıntısı olan normal büyüklükteki şehirler ve bazı bölgelerde büyük şehirleri birbirine bağlayan şehirlerarası yollarda, binek araçlarla seyir etmek çok zordur. Bu zorluk, son yıllarda giderek artmaktadır. Yukarıdaki bölümlerde bahsedilen kontrol yöntemlerinin her ne kadar etkisiz kaldığından bahsedilse de sürücü bilincinin çok düşük olması da trafik kaosunun kontrol edilmesine fayda sağlamadığı bir gerçektir. Bilinçaltında ya da bilinçli olarak, otomobile binildiğinde gidilecek bir yere bir an önce varma isteği, zaten uygulaması çok zor olan

trafik kurallarını özellikle azami hız kurallarını giderek yetersiz kılmaktadır. Bilinçteki eksiklik, hız tümsekleri uygulanmış bazı yollarda araç kullanırken sürücülerin kötü ve yanlış alışkanlıklar edinmesine de neden olabilmektedir. Gözlemlenen ve tecrübe edilen en büyük problemlerden biri; araç sürücülerinin hız tümseklerine çok az mesafe kalana kadar büyük bir hızla gelmesi, ani bir şekilde fren yapıp, vites düşürmesi, tümsekten geçildikten sonra aracı gaz verip hızlandırarak, vites yükseltip seyre devam edilmesidir. Belirli bir mesafe, yoğunlukla oldukça kısa bir mesafe sonra yolda bulunan başka bir hız banketine yaklaşıldığında ise aynı davranışın tekrar edilmesidir. Herhangi bir yolda bu sürüş stiliyle belirli bir mesafe seyredildiği düşünüldüğünde, durumun ne kadar vahim olduğunu idrak etmek çok zor değildir.

Makina mühendisliği açısından bahsedilen sürüş alışkanlığının, iki tane büyük sakıncası vardır: Birincisi, araçların içten yanmalı motorlarının devirlerinin çok kısa süre aralıklarında düşürülüp, yükseltilmesi yakıtın yanması ile ilgili sıkıntılar yaratmaktadır. Bu problemler yakıt tüketiminin yükselmesine ve emisyon gazları salınımının artmasına neden olmaktadır. Şehir içi yollarının durumu, hız kontrol yöntemlerinin uygulanma sıklığı, trafikteki araç yoğunluğu, bu araç sürücülerinin bahsedilen sürüş alışkanlıkları düşünüldüğünde ve bahsedilen parametreler ülke genelinde hatta dünya genelinde ele alındığında ise enerji kaybının ciddiyeti ve emisyon değerlerinin yüksekliğine katkısını anlamak zor değildir. Yapılan bazı çalışmalara göre¹ yakıt tüketiminin ve emisyon gazı salınımının yaklaşık ikiye katlandığını gösteren verilere ulaşılmıştır.

Hız tümsekleri uygulanmış yollardaki ikinci büyük sıkıntı ise taşıt sistemleri üzerine gelen periyodik yüklerdir. Makine mühendisliğinde yorulma ömrü, dinamik yükler altında çalışan sistemlerin kaç döngüde hasara uğrayacağını öngörmeye çalışmakta kullanılan kavram ve hesaplamalar bütünüdür. Sistemlerin yorulma hasarı, tasarım aşamasında sistemin çalışma koşulları göz önünde bulundurularak analiz edilir. Lakin bahsedilen problemdeki hız tümseklerinden geçiş durumunu binek otomobiller için normal çalışma koşullarına dahil olan bir durum değildir. Bu nedenle otomobilin çeşitli parçaları için öncelikli olarak yorulma ömrü açısından kısaltmalar olması kaçınılmazdır. Sistemlerde yorulma nedeniyle oluşan hasarların belirli değerlerden sonra öngörülmesi güçtür. Bir otomobilin hareketli düzenlerinde oluşacak yorulmaya bağlı kırılma ve kopma gibi hasarlar sadece otomobilin ilgili kısmında hasara neden olmayacağı gibi bağlantılı parçalarda da hasarlar oluşacak ve öncelikle maddi kayıp oldukça yüksek olacaktır. Bu durumlar sebebiyle, maddi kayıplı hatta insan sağlığına zarar verebilecek kazaların meydana gelmesi işten bile değildir.

1.3. Trafik Hız Kontrol Yöntemlerimde Mühendislik Yaklaşımı

Trafikte beklenen hız kontrolü için bütünüyle bir mühendislik yaklaşımı yapılması gerekliliği üstteki bölümlerde açıklanmıştır. Probleme bir mühendislik çözümü getirilebilmesi için, sistematik şekilde belirli aşamalardan geçilmesi gereklidir. İlk aşamada otomobil dinamiği içerisinde süspansiyon parametrelerinin fizik modeli daha sonrasında matematik modeli çıkarılmalıdır. Matematik model içerisinde, diferansiyel denklemlerin çözümünde bir giriş koşulu belirlenmesi gerekmektedir. Giriş

¹ 20mph roads and CO2 emissions Lower limits can increase fuel consumption and CO2 emissions. 2008. http://www.theaa.com/public_affairs/news/20mph-roads-emissions.html [Son Erişim Tarihi: 09.06.2015]

koşulu için standart hız tümseklerinin üzerinden geçen bir eğrinin, kartezyen koordinatlardaki veri değerleri alınır. Bu diferansiyel denklemlerin çözümü için nümerik yöntemler ya da bilgisayar simülasyonu yöntemleri kullanılabilir. Çalışmanın kapsamında, hassas çözüm ve ayrıntılı deplasman grafikleri elde edebilmek için model bilgisayar programında simüle edilmiştir.

Süspansiyon modeli simüle edilip, ivmelenme, hız ve deplasman grafikleri elde edildikten sonra, farklı araç tiplerinin araç gövdeleri üzerindeki çeşitli noktalara ivme ölçerler bağlanmıştır. Bu şekilde araçlar çeşitli hızlarda sabitlenip, model içerisinde giriş koşulu olarak bulunan hız tümseği tiplerinden geçilmiştir. İvmeölçer cihazından alınan veriler de kullanılan bilgisayar programına parametre halinde girilmiş ve program özellikleri kullanılıp uygun kodlar yazılarak, aynı ekran üzerinde simülasyon grafikleri ve deneysel ölçüm grafikleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen grafiksel verilerin birbiriyle uyumlu olduğu görülüp sonuçlar daha sonra optimizasyon işlemlerinde kullanılmak üzere kaydedilmiştir.

Modelde başlangıç koşulu olarak alınan iki boyutlu hız tümseği eğrisi, ilk haliyle sadece modelin fiziksel dünyaya uygunluğunu doğrular. İstenen yeni formun geliştirilebilmesi için, optimizasyon işlemi gereklidir. Kullanılan programın tasarım optimizasyonu araç kutusuna gerekli parametreler girilerek bu işlem gerçekleştirilir. Parametrelerin elde edilmesinde araçlar belirlenen hız limitlerinde seyrederken bir hız banketinden geçtiğinde araç salınımlarının minimize eden, hız limitinin çok üstünde geçtiklerinde ise araç salınımlarının önceden belirlenen güvenli fakat yüksek bir değere çıkaran bir algoritma kullanılmıştır.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

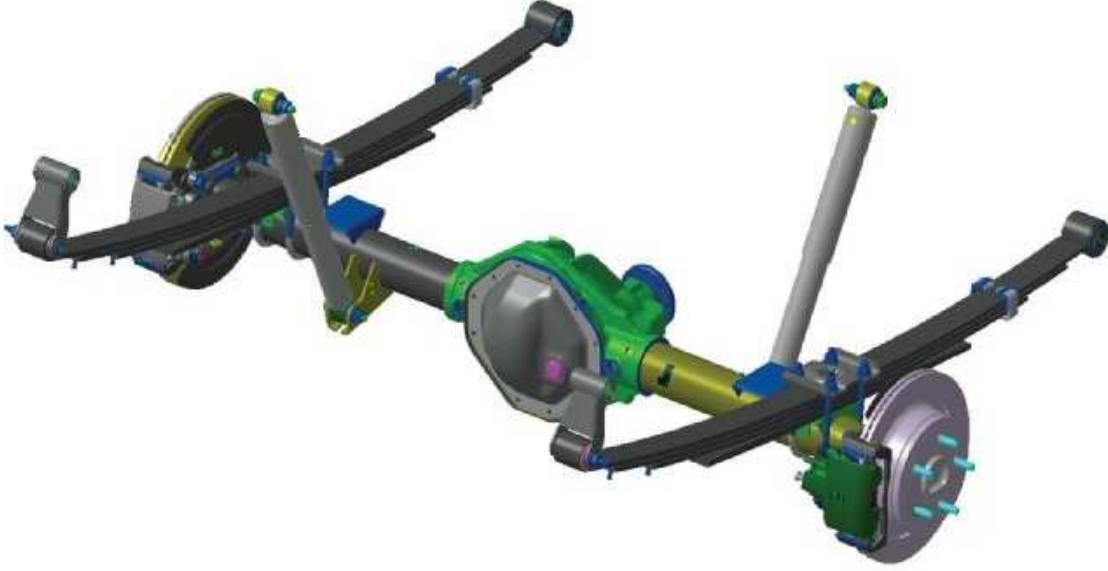
2.1. Süspansiyon Sisteminin Fonksiyonu

Bir taşıt, bir şeyi ya da birilerini bir yerden başka bir yere taşımak için vardır. Bu ifadede üstü kapalı olarak ifade edilmek istenen, taşıma gerçekleşirken her ne ya da kim taşınıyorsa rahatsızlık hissinin mümkün olduğunca az olmasıdır. Eğer yük cansız ise, rahatsızlık ne kadar azsa, özel paketleme de o kadar az gerekecektir. Eğer yük canlı ise, o zaman yolculuk sonrası kondisyon iyi, uzun yolculuklarda yorgunluk hissi o kadar az, özellikle yolculuğun sonlarına doğru sürücünün konsantrasyon seviyesi daha yüksek ve performansı da güvenli seviyelerde olacaktır.

Süspansiyona temel ihtiyaç, tamamıyla insanların titreşim konforsuzluğuna duyarlılıkları nedeniyle doğmamıştır. Ancak yol kaynaklı bozucu etkilerin yalıtımı kesinlikle yüksek önem taşıyan bir tasarım hedefidir. Tekerlekler ile yol yüzeyi arasında teması sürekli kılmak; kontrol ve araç dengesi tamamen buna bel bağladığından çok daha temeldir. Yapılabilecek en basit tasarımla yalıtım ekleyebilmek için erken at arabası üreticileri basit yaprak yayını geliştirdiler. Bu yay; kolay ve esnek bağlanabilmesi için yarı elips olarak ön şekillendirilmiş ve uçlarından haddeleme işlemi yapılmış bir tasarımdır.

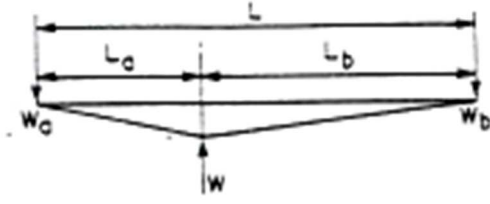
Süspansiyon tasarımının erken dönemlerinde yaprak yaya ilginin nedeni, ilkel demir işçiliğiyle üretilebilme yeteneğidir. Dövülgen yumuşak çelik; akstaki serbest mesnet ve prangalar üzerine U-cıvatalar ve plakalarla bağlanıp, şasiden asılmadan önce, örs ve çekiç kullanılarak açık kömür fırınında istenilen forma kolayca şekillendirilebilir, ardından su verilir. Yani iyi anlaşılan ve kolay uygulanabilen, basit demirci teknolojisi kullanır.

Araba teknolojisi gelişiminin ilk zamanlarında, at arabası tekerlerindeki rijit lastiklerin gereken sönümlenme yetenekleri, çift yarı-eliptik yaprak yaylarının en çok kullanılan yaylanma ortamı olmasını sağlamıştır. Orijinal 1886 Daimler gibi arabalarda aks alt sete birleştirilip ve şasi üst sete birleştirilerek her köşede bir çift kullanılmıştır. 1960'lara kadar on yıllar boyunca, Şekil 2.1'de gösterilen çok yaprak yaylı canlı aks arka süspansiyonlar, seri üretim taşıtlarda standart tasarım olarak oldukça yerleşmiştir. Hatta günümüzde dahi, ticari araçlarda orta büyüklükteki kamyonetlerden ağır kamyonlara kadar yaygın bir kullanıma sahiptir. Diğer öncü tasarımlar; tek mesnetli yönlendirme sisteminin ön aks olarak kullanılabilmesi için yayları enine yerleştirmişlerdir. 60 yıl sonra bile bağımsız enine bağlantı olarak davranması için dişli göbeği derinliği tarafından ayrılan yaprak yaylar, Chevrolet Corvette ve A.C. Ace gibi araçlarda hala kullanılmaktaydı. Şimdiki kullanımları, savaş zamanı Jeep'lerinden esinlenen dayanıklı arazi araçlarıyla sınırlıdır.



Şekil 2.1. Karakteristik yaprak yaylı bir aksın montaj resmi “HOLMAN, S. P. 2011. Know Your Springs – Suspension Secrets. <http://www.fourwheeler.com/how-to/suspension-brakes/129-1101-know-your-springs-suspension-secrets/> [Son Erişim Tarihi : 07.06.2015]”

Yapısal rolünde yaprak yay temelde Şekil 2.2’de gösterildiği gibi her iki ucunda desteklenmiş merkezinde bir W yükü olan esnek bir kiriştir. Bu tipik ötelenmiş tasarımda, ön tarafın reaksiyonu $W_a = W.L_a/L$ ve arka tarafın reaksiyonu $W_b = W.L_b/L$ dir. İyi izolasyon sağlanabilmesi için ve düşey eksendeki esneklikle kombine edilmiş pozitif aks konumu için yaprak şeklindeki yayın relatif geniş fakat ince kesiti yatay düzlemde yüksek direnç sağlar. Fakat tek düzlemli yaprağın (ya da kirişin) bu şekilde desteklenmiş iç gerilimleri uniform olmaktan çok uzaktır ve merkezde çok daha yüksektir. Bunları daha dengeli olarak dağıtabilmek için, düşey kesit derinliği giriş noktası uzaklığına orantılı olarak azalmalıdır. Eğer bu bölüm katı materyalden üretilirse uniform gerilimli fakat çok rijit olacaktır. Fakat aynı azalma kesitini takip eden katmanlar yerine ikincil yapraklar eklenirse, esneklik ve enerji depolama yeteneği oldukça gelişecektir. Her yaprak elastik limitine kadar büküldükçe, fazla yükleri yığındaki bir sonraki yaprağa her ara yüzeyde küçük derecede relatif bir hareketle aktarır.



Şekil 2.2. Yarı-eliptik bir yayın kayma durumu iki uçta eşit olmayan kuvvetler doğurur ve sürüş ve frenleme momentlerine çok daha efektif olarak direnç gösterir.

Ana ağırlığı taşıyan elastik elamanı bir torsiyon çubuğu olan süspansiyona torsiyon çubuğu süspansiyonu veya torsiyon süspansiyon denilmektedir. Bunun örneği Şekil 2.3'te verilmiştir. Uzun bir metal çubuğun bir ucu araç şasisine sağlam bir şekilde bağlı iken; diğer ucu manivela üzerinde son bulur, torsiyon anahtarı çubuk üzerine düşey olarak monte edilir ki bu da salıncağa, dingile ya da aksa bağlıdır. Tekerleğin düşey hareketi nedeniyle çubuk kendi eksenini etrafında dolar bu harekete de torsiyon çubuğu kendi içinde bir direnç gösterir. Çubuğun efektif yay katsayısı boyu, kesiti, şekli ve malzemesine göre belirlenir.



Şekil 2.3. VW Bettle ön süspansiyonu kesiti

Torsiyon çubuklu süspansiyonlar öncelikli olarak T-72, Leopard 1, Leopard 2, M18 ve M1 Abrams gibi muharebe araçları ya da tankları tarafından kullanılmaktaydı (II. Dünya savaşı sonrası mekanize savunma teknolojisi araçlarında bu süspansiyonlar bulunur). Ayrıca Ford, Chrysler, GM, Mitsubishi, Mazda, Nissan, Isuzu ve Toyota firmaları da bu türü kamyonetlerinde ve SUV lerinde kullanmaktadır. Otomotiv üreticileri daha ağır ya da daha hafif motorlara uyum sağlayabilmek için torsiyon

çubuğunu değiştirerek sürüş yüksekliğini değiştirirler. Sürüş yüksekliği torsiyon çubuğu anahtarı üzerindeki ayar cıvatalarını çevirerek ayarlanabilirken, anahtarı gerektiğinden fazla çevirmek, ayar cıvatalarını eğebileceği gibi damperi standart seyir için gerekli konumun dışına da itebilir. Torsiyon çubuklarını fazla çevirmek ayrıca süspansiyonun çarpma körüğüne erken çarpmasına neden olarak, sert bir sürüş ortaya çıkarabilir.

Torsiyon çubuklu süspansiyonların temel avantajı dayanıklılığı, sürüş yüksekliğinin kolay ayarlanabilirliği ve araç genişliği boyunca küçük bir profilde olmasıdır. Helezon yaylı süspansiyonlara göre aracın iç hacminde daha az yer kaplar. Dezavantajı ise helisel yaylara nazaran sürekli yay katsayısı sağlayamamasıdır.

Şekil 2.4'te gösterilen helezon yayın birincil süspansiyon olarak doğuşu, II. Dünya Savaşı sonrasındaki serbest ön süspansiyon genel trendine kadar gerçekleşmemiştir. Hatta o zaman bile arkada yaprak yayla birlikte kullanılmıştır. Helezon yayın avantajı, hemen hemen hiç iç sürtünmesinin olmamasında yatmaktadır (yaprak yay tasarımındaki, yaprak arası kayma hareketinde oluşan), ki bu durum sönümleme fonksiyonunun daha yüksek kesinlikle kontrol edilebilen bir şok emici üniteye sınırlanmasına ve daha yüksek yerleştirilme etkinliğine olanak tanır.



Şekil 2.4. Karakteristik helezon yaylı bir ön süspansiyon “HOLMAN, S.P. 2011. Know Your Springs – Suspension Secrets. <http://www.fourwheeler.com/how-to/suspension-brakes/129-1101-know-your-springs-suspension-secrets/> [Son Erişim Tarihi : 07.06.2015]”

Yaprak yayların, ayrı kasis ünitelerinin düz merdiven tipi konstrüksiyonlarda yerleştirilmesi kolaydır: Buldukları aynı yatay düzlemde geniş aralıklı bağlantılar gerektirirler. Ancak helezon yaylar enerji depolama ve büyük deplasmanlar aracılığıyla sıkışma yetenekleri nedeniyle daha efektifirler. Takozlarının üzerinden düşey olarak elemanlara tepki göstermeleri gerekir. Helezon yay konsepti bütün gövdenin ya da üç boyutlu uzay iskelet şasisinin ayrılmaz bir parçasıdır.

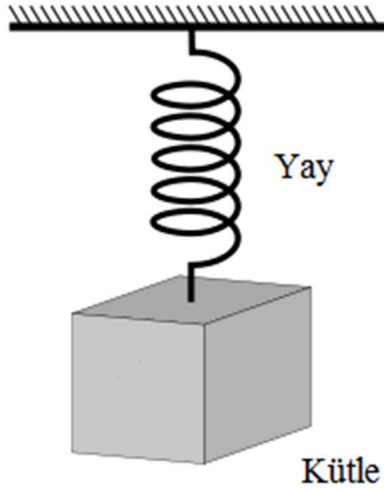
Bugünün süspansiyon tasarımı Şekil 2.4'te gösterilen çeşitli formlardaki helezon yaylar ile eş merkezli olan teleskopik damper yapılara oldukça yönelmiş durumdadır. Tasarım kriterlerinin esnekliği ve istikrarlı karakteristik seri üretimde relatif ucuzluğu helezon yayları modern süspansiyon tasarımında ön saflara çıkarmıştır. Ayrıca modern, büyük ölçüde optimize edilmiş kaporta üzerinde, konstrüksiyonun uygun boşluklu ve dirençli bölgelerine yoldan gelen yükleri aktarırlar.

Süspansiyonun gelişim tarihinde; tekerlek geometrisi ve kinematik değişimleri hakkında bilinenler diğer tüm alakalı alanlara göre çok daha fazladır. Ancak 1980lerde, manevralardaki negatif dönüş durumunda ya da arka teker kontrolü hassas ayarının fren sisteminden veya lastik sürtünmesinden kaynaklanan herhangi bir dengesizliği karşılayabilen, kendiliğinden hizalanan tekerlekler fikri popüler otomobillerde gerçeklik kazanmıştır. 1990larda elektronik sistemlerin ekonomik hale gelmesinin ise geleneksel sürüş ile kalite arasında verilen tavizlerin ortadan kalmasında oldukça dramatik bir etkisi olmuştur.

Kısa bir tanım yapmak gerekirse, süspansiyon sistemi yukarıdan gelen yükü taşıyıcı ki erken dönem mühendisleri ve mekanikleri yaylanma ortamının rolünü tam olarak bu şekilde görmüşlerdir (ilkel at arabaları desteklerinden asıldığından) ve genel kullarımdaki yanlış isimlendirme bu nedenledir. Gerçekte, modern bir otomobil içerisinde bulunanları yolun bozucu etkilerinden izole eden kompresyon sistemleridir, fakat günümüzde bu isim geleneğine böyle basit değişiklik yapmak oldukça gereksizdir.

2.1.1. Yay elemanı davranışı

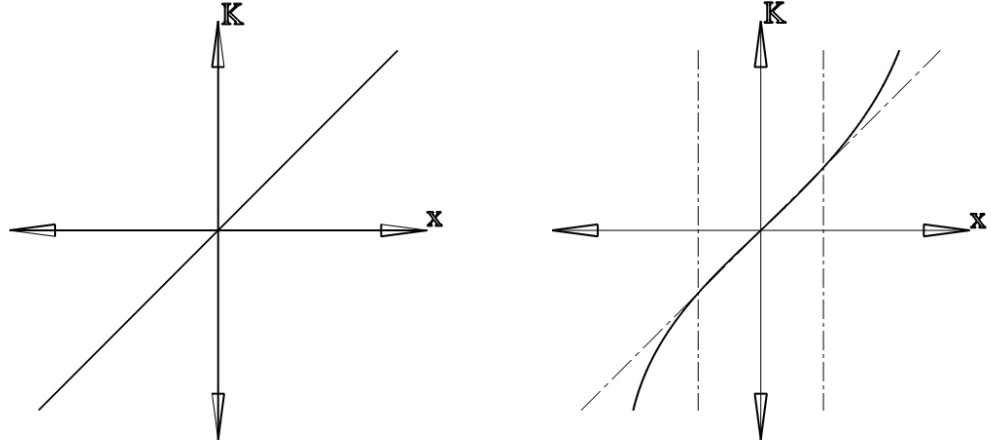
Bir titreşim sistemini diğer mekanik sistemlerden ayıran karakteristik özellik, titreşim sistemi denge konumdan ayrıldığı zaman sistemi denge konumuna gelmeye zorlayan bir geri getirici etkinin (Kuvvet veya Moment) doğmasıdır. Geri getirici etkinin kaynağı çok farklı olabilir. En çok rastlanan geri getirici etki sistemde bulunan cisimlerin elastik özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Bunlar çoğu defa çok değişik tipte yapılmış ve yay adı verilen makine elemanlarıdır. Şekil 2.5'de tipik bir yay elemanı görülmektedir.



Şekil 2.5. Yay elemanı “GRIBBLE, P. and KISTEMAKER, D. 2012. Modelling Dynamical Systems. http://www.gribblelab.org/compneuro/2_Modelling_Dynamical_Systems.html [Son Erişim Tarihi: 08.06.2015]”

Şekildeki sistemde yay kütsüz, yaya bağlı olan kütle rijit cisim olarak ele alınmaktadır. Elbette ki elastik elemanın kütlesi, katı cismin de elastikiyeti vardır. Lakin buradaki model idealleştirilmiş olduğundan bu etkiler göz önüne alınmamaktadır. Ancak oluşacak koşullara göre bu idealleştirme gerçeğe çok yakın olabileceği gibi, bazı durumlarda bahsedilen etkilerin kısmen göz önüne alınması gerekebilir.

Geri getirici etki K , yer değiştirme koordinatı x ise $K = K(x)$ fonksiyonun, x , K -düzlemindeki grafiğine titreşimin sistem karakteristiği adı verilir. Burada yay elemanın davranışının bahsedildiğinden, yay karakteristiği denilmesi uygundur. Grafiğin orijinden geçip geçmemesinin önemi azdır. İstenildiği takdirde, koordinat ölçümünün başlangıç noktası değiştirilerek geçmesi sağlanabilir. Bu karakteristik grafiği orijinden geçen bir doğru, yani $K = k.x$ ise lineer karakteristikli bir sistemden bahsedilebilir. Grafik başka bir formda ise lineer olmayan bir karakteristik söz konusu olur (Şekil 2.6).

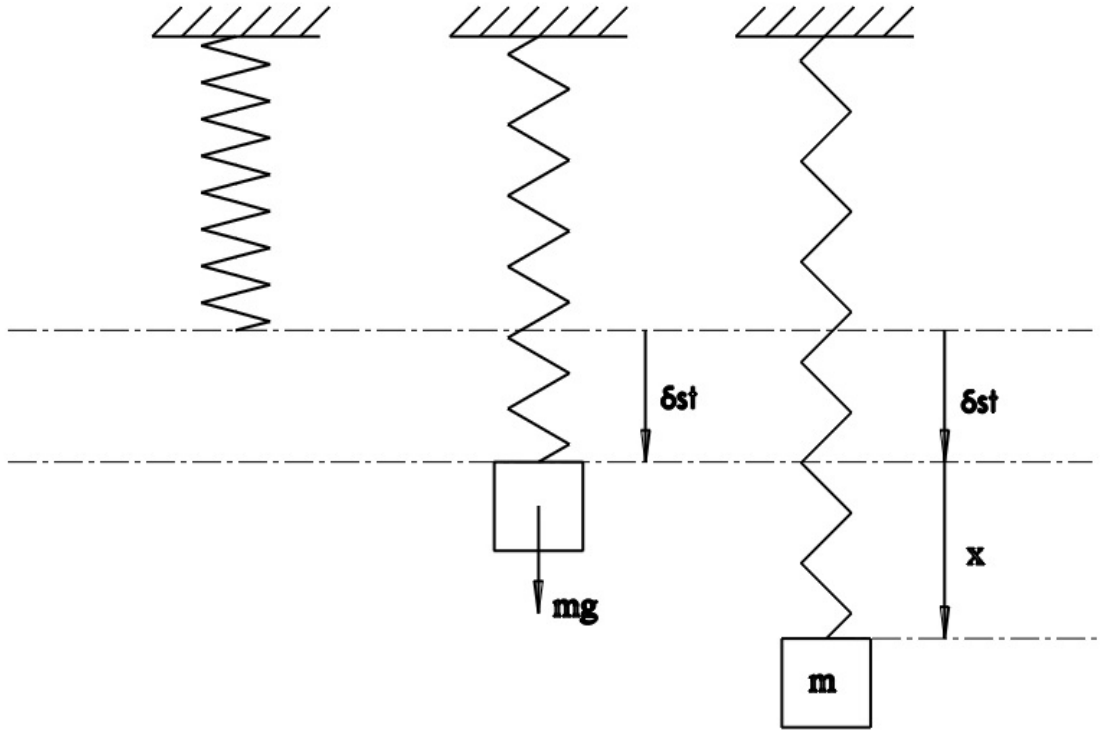


Şekil 2.6. Lineer ve lineer olmayan yay karakteristiği grafikleri

Burada x - konum koordinatı doğrusal yer değiştirme ise K geri getirici etkisinin fiziksel büyüklüğü kuvvet (F), x - konum koordinatı açısal yer değiştirme ise K geri getirici etkisinin fiziksel büyüklüğü momenttir (M). Bu durumda yay katsayısı (k) doğrusal yer değiştirmede N/m birimini, açısal yer değiştirme söz konusu olduğunda $N.m/rad$ birimini alacaktır.

Birçok sistem lineer olmayan karakteristiğe sahip olduğu halde şekil 2.6'da görüldüğü üzere titreşim genliğinin belirli sınırlar içinde kalması şartıyla, lineermiş gibi ele alınabilir.

Şekil 2.5'te gösterilen lineer yayın serbest ucuna, bir m kütlesi asılırsa, kütlenin ağırlığı etkisiyle yay δ_{st} kadar uzayarak kütle denge konumuna gelir (Şekil 2.7). Kütlesi denge konumundan ayrıldıktan sonra belirli bir hızla veya hızsız olarak kendi haline bırakılırsa m kütlesi aşağı – yukarı gidip gelmeye, bir titreşim hareketi yapmaya başlar.



Şekil 2.7. Yay – kütle sistemi

Bu sisteme ait diferansiyel denklem Şekil 2.5'deki işaret ve yönlerle ve k yay katsayısını göstermek üzere Newton kanunu uygulanırsa aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m\ddot{x} = mg - (\delta_{st} + x)k \quad (2.1)$$

Statik denge şartından aşağıdaki eşitlik yazılır.

$$mg = k\delta_{st} \quad (2.2)$$

2.2 eşitliği 2.1'de yerine yazıldığında aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.3)$$

Bu sabit katsayılı bir diferansiyel denklem olduğundan genel çözüm $m\lambda^2 + k = 0$ yardımıyla karakteristik denkleminin kökleri yardımı ile bulunur. Bu kökler $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ olmak üzere $\lambda_{1,2} = \pm i\omega_n$ dir. Dolayısıyla genel çözüm :

$$x = c_1 e^{i\omega_n t} + c_2 e^{-i\omega_n t} \quad (2.4)$$

$$x = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t \quad (2.5)$$

veya

$$x = A_0 \cos(\omega_n t + \varepsilon) \quad (2.6)$$

şeklinde yazılabilir. Bu çözümlerde bulunan c_1, c_2, A, B veya A_0, ε sabitleri başlangıç şartlarından belirlenir.

Çözümün genel şeklinden elde edilen önemli bir durum, hareketin dairesel frekansı ω_n 'in sadece sistemin fiziki parametrelerine bağlı olduğu, başlangıç şartlarından bağımsız olduğudur. Titreşen m kütesine ve k yay katsayısına bağlı olarak bulunan ω_n dairesel frekansına sistemin doğal frekansı denir. Dolayısıyla sönümsüz serbest titreşimin doğal frekansı ve periyodu aşağıdaki gibi bulunur.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [1/s]} \quad (2.7)$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \text{ [s]} \quad (2.8)$$

Başlangıç şartları verildiğinde, genel çözümdeki sabitlerin nasıl bulunduğu gösterilmek istenirse, $t = 0$ için $x = x_0$, $v = v_0$ durumu ele alınabilir. 2.5 genel çözümünün birinci dereceden türevi alınırsa hız elde edilir.

$$\dot{x} = v = -A\omega_n \sin\omega_n t + B\omega_n \cos\omega_n t \text{ olur.}$$

$$t = 0 \text{ için } x = x_0 \text{ dan } x_0 = A$$

$$t = 0 \text{ için } v = v_0 \text{ dan } v_0 = B\omega_n \text{ olup buradan aşağıdaki genel çözüm bulunur.}$$

$$x = x_0 \cos\omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \sin\omega_n t$$

Doğal frekans formülü, düşey titreşim sistemleri için statik çökme cinsinden de yazılabilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{kg}{mg}} = \sqrt{\frac{g}{mg/k}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} \quad (2.9)$$

2.1.2. Sönümlenme elemanının davranışı

Gerçek serbest titreşimler sonsuza kadar devam etmezler, sistemin kendi içerisindeki durumlar nedeniyle veya sisteme kasıtlı olarak ilave edilmiş harekete karşı koyan dirençlerle sönümlenirler. Harekete karşı koyan bu direnç genellikle hıza bağlıdır. Hızla orantılı direnç kuvveti halinde viskoz veya lineer sönümlü sistemden, bunun dışında ise lineer olmayan sönümden bahsedilebilir.

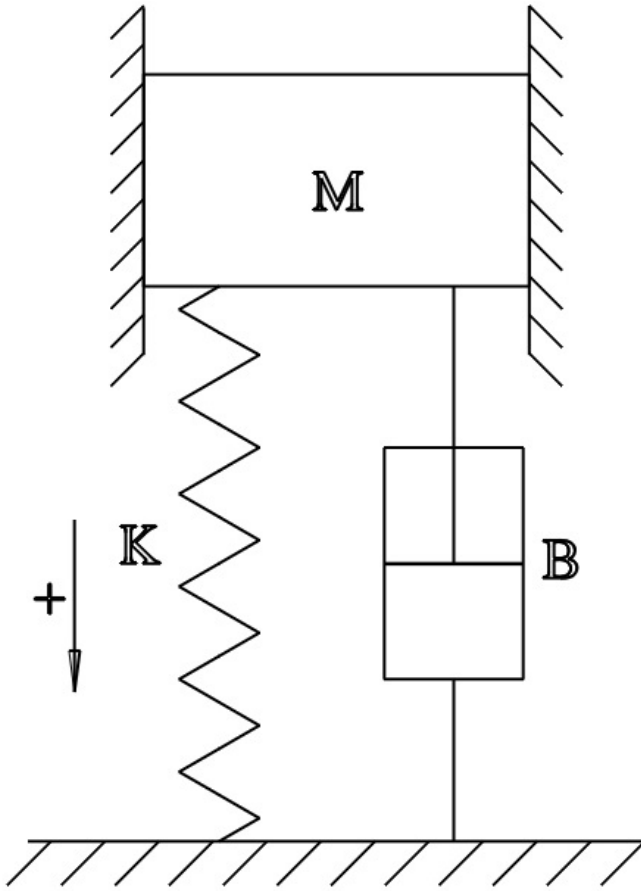
Etkileri içlerinde bulundukları akışkanın viskozitesine bağlı olan ve buldukları titreşim sistemleri ile birleşik bulunanın akışkanlı sönümlenme ayarlamaları ve benzeri diğer sönümlenme ayarlamaları hızla orantılı bir direnç meydana getirirler. Akışkanlı sönümlenme sistemlerinde esas itibarıyla içinde viskoz akışkan bulunan bir silindir içinde titreşim sistemiyle birlikte hareket eden bir pistonun hareketi ve pistonu

bulunan deliklerden silindirdeki yağın bir taraftan diğer tarafa geçmesi söz konusudur. Şekil 2.8’de tipik bir kütle-yay-damper sistemi görülmektedir ki bu sistem çalışmanın konusuyla alakalı olarak da çeyrek otomobil modelinde yoğunlukla kullanılmaktadır.

Hızla orantılı olan direnç kuvvetine sönüm kuvveti, b orantı katsayısına sönüm katsayısı adı verilirse $sönüm\ kuvveti = -b\dot{x}$ bağıntısı yazılabilir. Burada \dot{x} hızı ifade etmektedir. b sönüm katsayısının birimi N.s/m’dir.

Şekil 2.8’de gösterilen kütlein denge konumundan ayrılması sonucunda doğacak serbest titreşimler için, x statik konumundan itibaren ölçülmüş yer değiştirme olduğuna göre aşağıdaki diferansiyel denklem geçerli olur.

$$m\ddot{x} = -b\dot{x} - kx \text{ veya } m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.10)$$



Şekil 2.8 Tipik kütle – yay – damper sistemi

$\omega_n^2 = \frac{k}{m}$ ve $\delta = \frac{r}{2m}$ bağıntıları ile sönümsüz serbest titreşim doğal frekansı ω_n ve sönüm sabiti δ , 2.10’da yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (2.11)$$

Sönümlü serbest sistemlerin cevabı bu diferansiyel denklemin çözülmesi ile elde edilir. Bu diferansiyel denklem $x = Ce^{\lambda t}$ çözüm önerisinin birinci ve ikinci dereceden türevleri alınıp 2.11’de yerine yazılırsa

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_n^2 = 0$$

karakteristik denkleminin

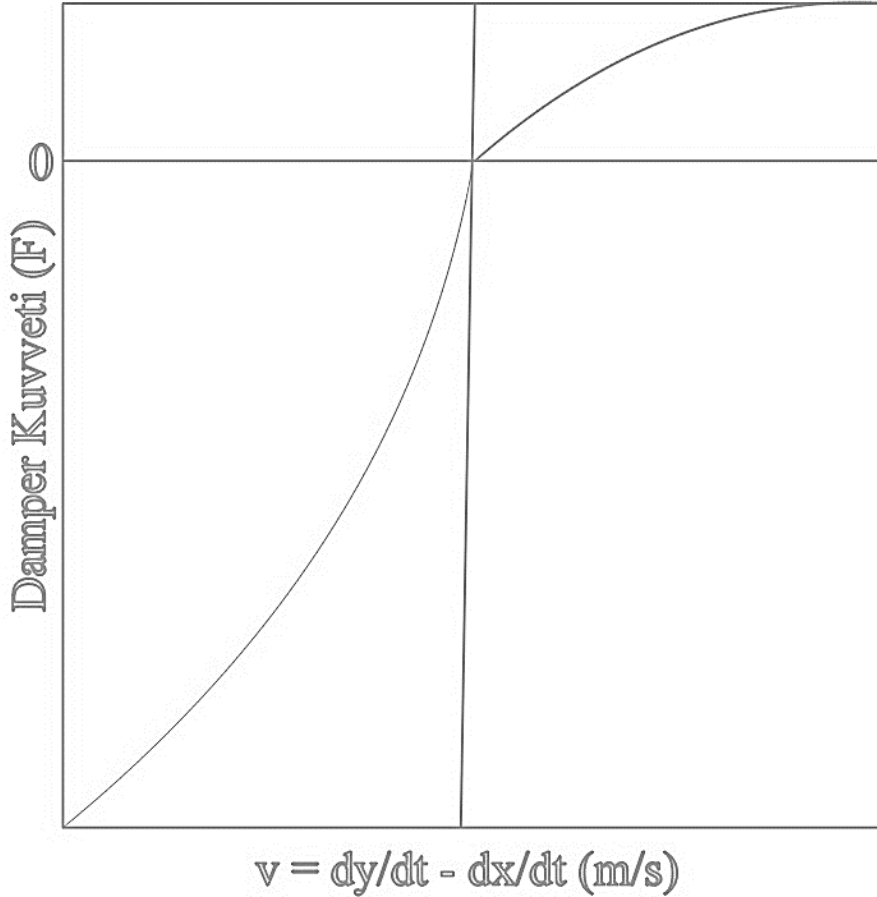
$$\lambda_1 = -\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2}, \lambda_2 = -\delta - \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2}$$

kökleri yardımı ile

$$x = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.12)$$

şeklinde elde edilir.

Sönümlenme damper elemanı da gerçek fiziksel sistemlerde lineer olmayan davranış gösterirler. Bu durumun grafiksel örneği Şekil 2.9’da verilmiştir.



Şekil 2.9 Lineer olmayan damper davranışı

Damperlerin fonksiyonu yaylanmış aracın istenmeyen salınım karakteristiğini sınırlandırmak ve ayrıca teker aksamını doğal frekansında titreşime uğratarak, zemin ile temasının kaybolmasına engel olmaktır.

Süspansiyonda ana yaylar ve damperlerin dışındaki mekanik elemanlar, teker aksamına kılavuz olmaları ve dinamik yükleme koşullarında hareket geometrilerini kontrol etmeleri amacıyla bulunmaktadır. Bu elemanların bazıları basit bağlanır, diğerleri ise manevralarda aracın yuvarlanmaya yönelik hareketlerini sınırlayan, relatif ince enine torsiyon çubukları (gergi demiri, burulma çubuğu ya da burulma demiri) gibi bileşik çok işlemlili parçalar olabilir.

Bir mühendislik terimi olarak mekanik, cisimlerin ya da konstrüksiyonların üzerindeki kuvvetlerin etkileri ile ilgilenen bilimdir. Tüm mekanik tasarım ilkelerinin temelini oluşturur: Yüklerin analizi, endüstrize olmuş ve mekanik merkezci dünyanın uyar topluluklarının günlük yaşamının temelinde olan hareketin fonksiyonları gibi.

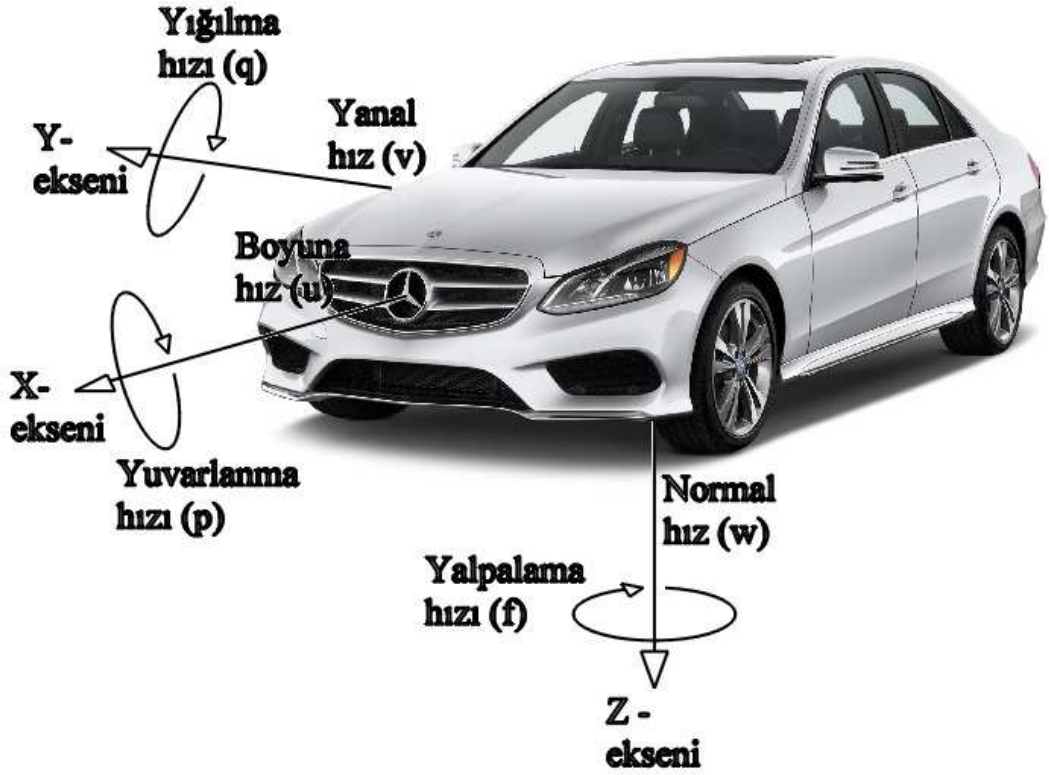
Kuvvetlerin etkisi altındaki tüm cisimler, bir başka belirtilmiş sisteme ya da referans noktasına bağlı olarak ya hareketlidir ya da sabittir. Mekaniğin hareketle ilgilenen bölümü dinamik olarak adlandırılır (statik dengedeki kuvvetlerle ilgilenir ve kinematiğin işi ise referans kuvvetlerini dahil etmeden, hareket teorisine başvurur).

Hız ve yönü birleştiren büyükler vektörler olarak bilinirler, terminolojide en çok kullanılan vektör hızdır. Bir cismin ivmesinin zamana göre değişimi, o cismin hızını verir. Bu hız cismin kütlesi ile çarpıldığında ise momentumu elde edilir. Kuvvet etkileri ve momentum, günlük yaşamda çevremizde hareketten eden her şeyin davranışını kapsayan bir takım hareket kanunları tarafından açıklanır.

2.2.Araç Dinamiği

Önceki bölümde açıklandığı üzere, bir aracın süspansiyon sisteminin birincil fonksiyonu yol yüzeyi nedeniyle oluşan titreşimleri ve şokları, aracın konstrüksiyonundan (ve içinde bulunanlardan) izole etmektir. Bunu yaparken aynı zamanda aracın dinamik davranış durumları olan dengesini, direksiyon kontrolü ve genel manevra kabiliyetini korumalıdır. Bu nedenle esnek fakat sınırlandırılmış teker hareketini, süspansiyonun ve yay - damperlerin hareket kinematiğini kontrol ederek sağlayabilmek için her teker modern arabanın bütün gövdesine çeşitli bağlantı sistemleri bağlanmıştır. Lastik çapı, lastik yanaklarının elastikliği (ikincil yay sistemi davranışı gösterir), lastik ve yol arasındaki temas alanının boyutu, yaylanmamış teker ağırlığı, lastik ve aks aksamı; süspansiyon sistemine iletilen şok büyüklüğünü etkiler. Yay katsayısı ya da sertliği, şok emicinin damperleme etkisi ve yaylanmamış kütlelerin yaylanmamış kütleyle oranı, teker hareketini ve yay tablalarından ve süspansiyon bağlantı noktalarından gövde konstrüksiyonuna iletilen yükü etkiler.

Aracının ön uzunlamasına hızı u 'nun ve dönüşlerdeki manevra hareketlerinden oluşan yanal hız v 'nin dışında, tüm araç sistemi çoğu analizde X,Y ve Z Kartezyen eksenlerinde bulunacak şekilde basitleştirilmiş çok fazla değişik derecede serbest hareket, ivmelenme ve titreşime maruzdur (Şekil 2.10). Yayların üzerinde düşey olarak w hızıyla hareket etmesinin dışında, Z eksenini etrafında r hızıyla dönme, yanal yatay Y eksenini etrafında q ve uzunlamasına x eksenini etrafında p hızıyla öne ve arkaya dönme merkezleri etrafında yuvarlanma hareketi vardır (yol yüzeyi ile tekerleklerin sürekli temasta olduğu kabulü ile).



Şekil 2.10. Hareket eden bir aracın doğrusal ve dönme hareket eksenleri

Bu hareketlerin birbirleri ile etkileşimi, her birinin kendi hızı, ivmesi ve frekansı yaylanmış aracı, dinamik alanının en karmaşık sistemlerinden biri haline getirmektedir. En az 17 serbestlik derecesi, kompleks bir manevra sırasındaki bir analiz (ki rasgele merkezci, yanal ve boyuna dönme etkilerini de kapsamaktadır) bilgisayar yardımı olmadan yeterli şekilde ele alınamaz. Çünkü özellikle gövde esnekliği, süspansiyon bağlantı eğilmeleri, bağlantı burçlarında ve süspansiyon hareketi kaynaklı tekerleklerdeki moment girdileri nedeniyle oluşan geometri değişiklikleri uyumluluğu göz önüne alınması gereken önemli değişkenlerdir.

Çoğu modern otomobillerde ön ve arka kısmında, iyi sürüş kalitesiyle mükemmel sürücü kontrolünü sağlayacak dinamik karakteristiklere sahip olacak şekilde, son derece iyi şekilde geliştirilmiş bağımsız helezon yay süspansiyonlar kullanılır. Erken otomobil tasarımlarında ve günümüzün çoğu kamyonet ve kamyonlarında önemli mühendislik nedenleri dolayısıyla rijit akslar kullanılır. Yıllar içerisinde, uzun vadede pek bir başarı elde edemeyen bir takım farklı süspansiyon tasarımları denenmiştir. Ancak, birden fazla girişi algılayan ve yüksek hızlarda tepki veren bir yerleşik mikro bilgisayar ve bunun kontrol ettiği değişken oranlı hava yayları ve hidrolik kontrol birleşik sistem gelecekteki yol olarak önümüzde uzanmaktadır.

Süspansiyonun bu zamana kadar birincil fonksiyonu çok az değişmiştir, fakat sistemin davranışını ve sürüş konforunun kalitesini anlamak dahi ileriye çok büyük adımlar atılmasını sağlamıştır. Yoldaki tümsekler nedeniyle oluşan şokları absorbe

edebilmek için hala süspansiyon yaylarına ihtiyaç vardır. Bu yayları, öncelikle sıkıştırlar daha sonra aracın toplam kütesine karşısında uzarlar. Depolanan enerji miktarı yay katsayısına ya da sertliğine ve yaylanmış sistemin doğal frekansı tarafından kontrol edilen, ilgili enerjinin hangi oranda serbest bırakılacağına bağlıdır (Tipik olarak 1-1.5 Hertz veya başka bir tabirle saniye başına 1-1.5 döngü).

Efektif damperleme, tekerlek ve gövde hareketlerini kontrol edebilmek için olmazsa olmazdır. Sürüş terimlerinde süspansiyon tasarımının inceliği, büyük ölçüde tekerlek hareketinin muhtemel miktarı ve bunu kısıtlamanın yollarıyla etkileşimde olan, yay sertliğinin ve damperleme etkisinin arasındaki dengeye dayanır. Sürekli yaylanmaya, ya yayın kendi sertliğinden (konik kesit telden sarımlı helezonlar gibi) doğal olarak ya da sisteme esnek tümsek durdurucular veya şok gidericiler sisteme eklenerek ulaşılır.

Bu yöndeki süspansiyon tasarımının sınırı; tüm aracın yük taşıma yeteneğinin, normal yol alma koşulları altında hareket eden tekerleklerin limitlerine ulaşmamasıdır. Bu açıdan bakıldığında yük dengeleyici kontrol sistemlerinden elde edilecek yarar çoktur. Fakat karmaşıklıkları temel parça maliyetlerini oldukça arttırmaktadır.

Eğer her teker ayrı bir sistem olarak ele alınsaydı, süspansiyon tasarımı çok daha kolay bir işlem olurdu. Fakat büyük yaylar gövde konstrüksiyonu tarafından birbirine bağlıdır ve her teker yoldan ayrı bir tepki alır ki bu durum etkileşimlerini inanılmaz derecede karmaşık ve karakteristiklerini çok fazla bağımsız hale getirmektedir. Bir otomobil her tarafında, ön ve arka teker aks eksenleri etrafında, boylamasına eksen etrafında ve bunların ya hiçbirinin etkisinden olmadan ya da hepsinin bileşimi şekilde dönerek sarsılmaya müsaittir. Statik kütlelerin nasıl dağıtıldığı, tekerlerin nasıl bağlandığı ve yay katsayılarının nasıl ayarlandığı, dinamik koşullar altındaki aracın davranışına en temel seviyede etki eder.

2.3. Süspansiyon Geometrisi

Tekerlek açısı ve hareketindeki kinematik çeşitlilikler, genellikle geometrileri ve sürüş kalitesindeki gelişim kadar önemli olan tekerlek kontrolü bilimi ile tanımlanır. Farklı sistemleri detaylı olarak anlayabilmek için öncelikle Şekil 2.11'den Şekil 2.16'ya kadar gösterildiği üzere değişkenleri tanımlamak gerekir.

2.3.1. Toe ayarı

Her tekerlekle aracın yatay eksenini arasındaki çok küçük bir açıdır. Merkez çizgisi seviyesindeki sol ve sağ jantların ön ve arka kenarları arasındaki mesafenin statik koşullar altında ölçülmesiyle elde edilir. Dinamik koşullar altında ise toe ayarı, süspansiyon ve gövde elemanlarının uzunlamasına ve yatay uygunlukları nedeniyle çok değişkendir.

2.3.2. Kastor açısı ve mekanik takip

Genellikle direksiyon ile çevrilmiş bir tekerlek, ileri hareketin dengeleyici bir etki vermesi için küçük bir açı ile takip edecek şekilde ayarlanır. Bu takip açısı (Şekil

2.11) kaster açısı olarak bilinmektedir. Çoğu modern otomobilde kendini dengeleyen ön teker momenti ve gerçek seyir ve yönlendirme sisteminin kendini merkezleyen ağırlık dengeleyicileri kullanılır. Bu nedenle kaster açıları genellikle 1 ve 2 derece gibi küçük açılardır.



Şekil 2.11. Birtakım değişkenler tarafından kalibre edilen ön süspansiyon geometrisi

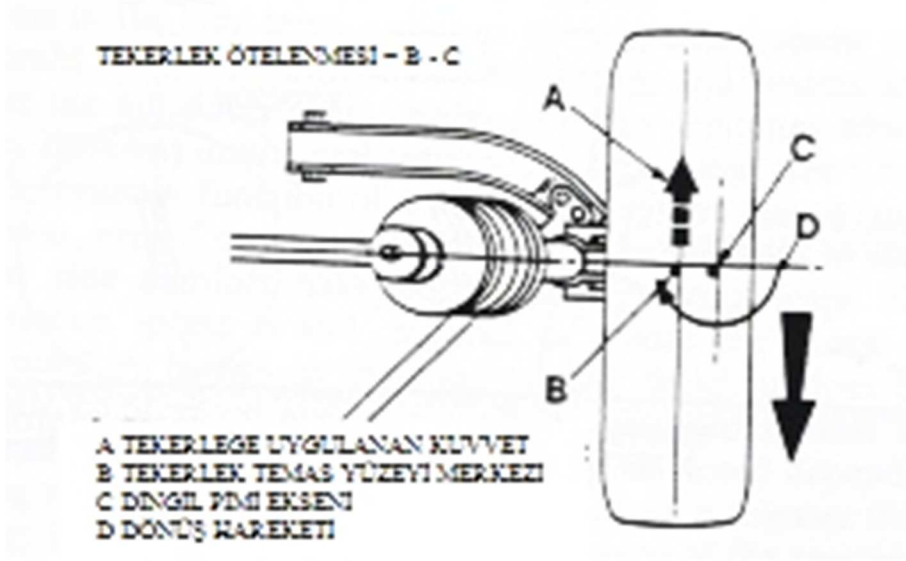
2.3.3. Kamber açısı

Bu açı bir tekerleğin düzlemi ile düşey arasındadır (Şekil 2.11). Tekerleğin üst kısmı dışarı yöneldiğinde pozitif, içeri yöneldiğinde negatif olarak tanımlanır. Tekerlek seyrinin geometrik etkilerinin altında, genellikle kamber açısı çok az değişir. Kamber açısı yol üzerindeki lastik izinin basınç dağılımını da etkilediğinden, dönüş gücü ve araç kontrol karakteristiklerinin dengesinde önemli bir rol oynar.

Kamber açısı pozitif değerde arttıkça, verilen bir dönme kuvvetinde kayma açısı daha büyük ve komple yol tutuşunun kaybolmasının başlangıcı daha yavaş olur. Kamber açısı negatif değerde arttıkça, son dönüş kuvveti daha yüksek fakat yol tutuşun kaybolması daha ani ve hızlı olur. Hem maksimum yol tutuşu hem de dönüş gücü için, geniş tekerlekli yüksek performans araçları seyir halindeyken, sürüş tekerleklerinde çok daha düşük kamber açıları ve süspansiyon sisteminin izin verdiği en düşük değerlerin olması gerekir.

2.3.4. Tekerlek ötelenmesi (Scrub yarıçapı)

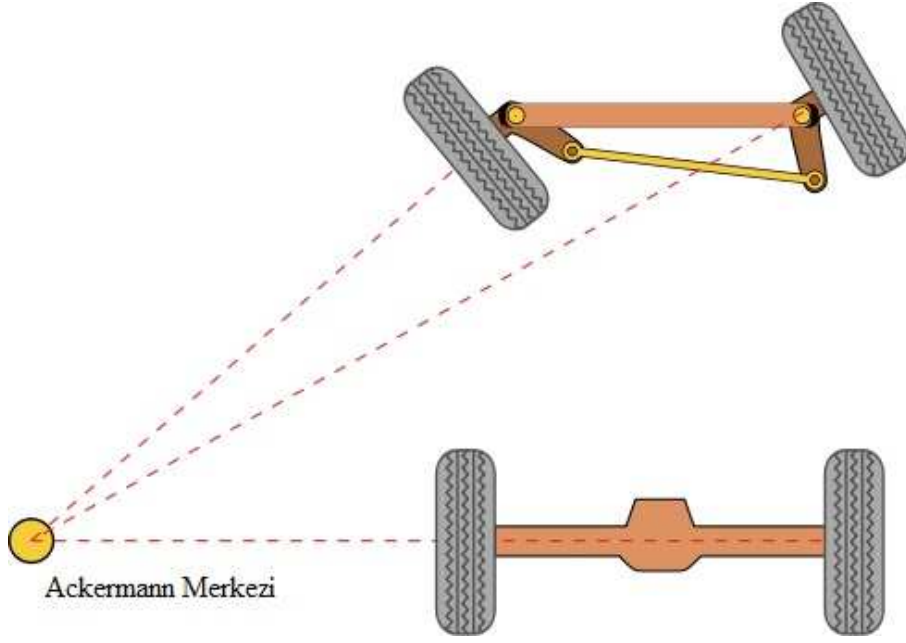
Çevrilmiş tekerleğin yer ile bulunduğu dönme eksenini ve ötelenme olarak bilinen lastik izi merkezinin arasındaki yanlamasına mesafedir (Şekil 2.12). Eğer eksen iz merkezinin içinden geçerse, ötelenme pozitifdir ve eğer dışından geçerse negatiftir. Çakışması durumunda ise, sistem merkezdedir. Negatif ötelenme, düzgün olmayan frenleme momenti ya da tekerlek havasının inik olması durumunda denge avantajları sağlar. Fakat çoğu zaman direksiyon hissini düşürdüğü iddia edilir. Pozitif ötelenmenin ise daha çok kendini merkezle yarattığı fakat direksiyon çevirme çabasını arttırdığı ifade edilmektedir. Ancak bu faktörler üzerine fikirler sıklıkla değişiklik göstermektedir.



Şekil 2.12. Tekerlek ötelenmesi

2.3.5. Ackermann etkisi

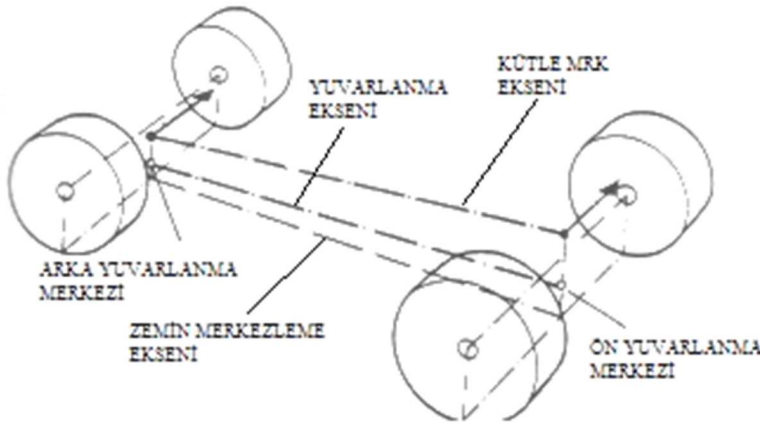
Şekil 2.13'te gösterilen bu kavram bir dönüşte, hangi tekerleğin iç kısmının, tekerleğin dış kısmına göre daha dar bir yarıçapı kapsayacağını gösterir derecedir. Komple Ackermann etkisi rotların çok az içeri doğru açılmasıyla elde edilir. Bu şekilde rotların üzerinden geçen eksenler arka aks üzerinde birleşir ve dört tekerleğin hepsi, aracın bir tarafa yönelme halinde ortak bir merkez etrafında döner. İlerleyen lastik teknolojisi ile Komple Ackermann geometrisinin önemi azalmıştır. Fakat Ford, Sierra modelinde ilk defa kullandığı, yüksek his ile düşük direksiyon kontrolü çabasını birleştiren, ötelenme ve Ackermann etkisi arasında optimum bir denge sağlayan bir sistemin geliştirme çalışmalarını sürdürmektedir.



Şekil 2.13. Ackermann etkisi “ RICHMANN, K. 2013. Explaining the Ackermann Effect in the 2014 Corvette Stingray, <http://blog.patmcgrathchevyland.com/ackermann-effect-2014-corvette-stingray/> [Son erişim tarihi: 08.06.2015]”

2.3.6. Yuvarlanma merkezi ve yuvarlanma eksenini:

Yanal dönme kuvvetleri altında, gövde Şekil 2.14’te gösterildiği gibi, ön ve arka merkezlerine göre yaylarının üzerinde yuvarlanma eğiliminde olacaktır. Bu merkezleri birleştiren eksen yuvarlanma eksenidir ve bunun yatay düzleme eğilimi kontrol karakteristiklerinde önemli bir yere sahiptir. Mac-Pherson süspansiyonu ya da arka aks taşıyıcı sisteminin yuvarlanma merkezlerini belirlemek bazı geometrik grafik çıkarımının gerektirir (genellikle yer seviyesinin üstünde). Ancak her iki tip de dâhil olan çeşitli bağlantıların tasarım geometrileri üzerinden ayarlanmalarına olanak tanır. Yuvarlanma eğilimini kısıtlamak için sol ve sağ süspansiyon kolları arasında çoğunlukla ince bir torsiyon çubuğu yayı (dengeleyici) bağlanır.



Şekil 2.14. Yuvarlanma merkezi ve yuvarlanma eksenini

2.3.7. Öne ve arkaya yığılma engelleyici

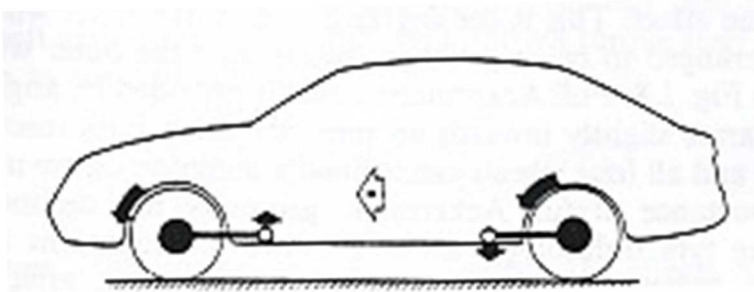
Şiddetli frenleme altında ön kısmın veya hızlanma sırasında arka tarafın yığılması durumuna aracın karşı koyması için, süspansiyon mesnetleri çoğunlukla açılanmıştır. Bu şekilde yüksek tekerlek momentlerine cevap olarak otomatik olarak yukarı doğru tepki verebilmesi sağlanmıştır. Çoğu sürücü tarafından frenleme hissini geliştirmesi tercih edilir, fakat çoğu modern otomobilde iyi kontrol edilir hale getirilmiştir.

2.3.8. Tork yönlenmesi

Güçlü önden çekişli otomobillerde, tork yönlenme etkileri olarak bilinen, otomobilin yürüyen aksamıyla süspansiyon geometrisi arasında, yön verme sırasında ekstra yönsel etkiler yaratan bir etkileşim olabilir. Ani hızlanma sırasında direksiyonla karşılanabilen tekerleklerde bir yöne çekme etkisi olarak saptanabilirler. Bu durumda araçlar genellikle güç aniden kesildiğinde ise tam zıttı tarafa yönelmeye yatkındırlar.

Şekil 2.15’de Tork yönlenmesi önden çekişte en zor tasarım zorluklarından biridir ve artan güç seviyeleri ile birlikte zorluk ikiye katlanır. Tork yönlenmesinin genel nedenleri; eşit olmayan tahrik mili sertliği, eşit olmayan tahrik mili uzunluğu, yönlendirme etkilerine uyum ve otomobilin zıt taraflarında eşit olmayan tahrik mili açılarındaki değişiklik ya da tahrik mili, süspansiyon ve yönlendirme geometrisi arasındaki bir uyumsuzluk olarak sıralanabilir. Tahrik mili açıları α ve β için, net tork yönlenmesi çifti C_t nin formülü aşağıda verilmiştir:

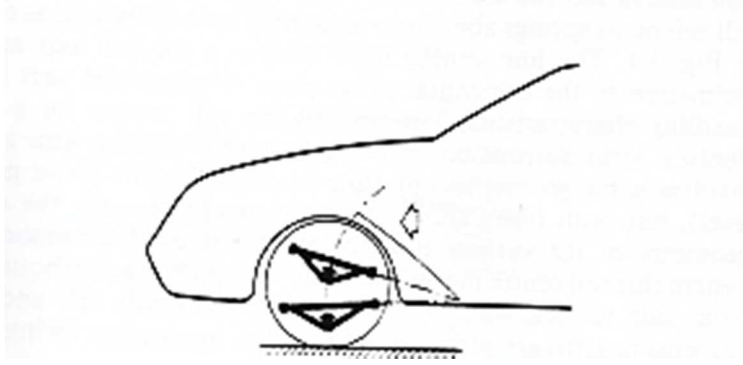
$$C_t = C_r - C_l = T(\tan \frac{\alpha}{2} - \tan \frac{\beta}{2}) \quad (2.13)$$



Şekil 2.15. Frenleme sırasında otomobilin öne yığılması

2.3.9. Yuvarlanma yönlenmesi

Yuvarlanma eğilimi nedeniyle bir aracın ön ya da arka tekerlerinin hafifçe bir tarafa yönelmesine sağlayan çeşitli yollar vardır ve bu karakteristik otomobil kontrolünün hassas ayarında kullanılabilir (Şekil 2.16). Bazı durumlarda toe ayarı, tekerin dış kısmı bir dönüşte çok yüklendiğinde ya da tekerleğin dışı ileri doğru hafif süründüğünde (tekerleğin iç kısmı geriye doğru sürünür), yönlenme etkisi oluşturmak için değişikliğe uğrar. Arka yuvarlanma yönlenmesi yetersiz direksiyon kontrolünde ya sistemin birincil geometrisi üzerinden ya da esnek burcun ikinci yüklemesi tarafından kullanılır. Ancak çok fazla yuvarlanma yönlenmesi, aşırı lastik yıpranmasına ve örneğin otoyollarda hissedilen, uzun dalga tekil tekerlek hareketlerinin çukur – tepe yönlene etkilerini bozar.



Şekil 2.16. Çift çatallı süspansiyon sistemlerinde şematik yığılma önleme sistemi

2.4. Yol Bozuklukları ve Hassasiyet

Araç süspansiyonu üzerine herhangi bir analiz yapmadan önce, izole edilmek istenen sisteme karşı olan yol bozukluklarının en azından muhtemel yüksekliğinin bilinmesi istenir. İlk yapılan ölçüm 1936 yılında 16 tekerlekli bir aparatla yapılan ortalaması alınmış ölçümlerin temeli dünyanın birçok bölgesinde hala geçerlidir. Bu deneyin sonuçları mil başına integre edilmiş inç olarak verilmiştir. Test edilen en iyi yolların değerleri 1.18 - 1.34 m/km (75 – 85 inç/mil) arasındaki iken, ana yollardan elde edilen değerler 1.58 – 3.95 m/km (100 – 250 inç/mil) arasındadır. İfade edilen görüşe göre amplitüdlere 0.019 ile 0.025 m arasında olan yol dalgalanmalarının normal hızlarda rahatsızlık yaratması muhtemeldir. 0.013 m den daha az amplitüdü yollar orta kaliteli, 0.005 m den daha az amplitüdü yollar ise çok kaliteli yüzey olarak değerlendirilmektedir.

Her ikisi de iyi yolları gösteren 0.005 m amplitüdü ve 1.18 m/km değerlerini ilişkilendirirsek, kilometre başına 236 tepecik ya da yaklaşık 4 m yükselti elde ederiz. Bazı yol bozukluklarının 0.005 m nin de altında olduğu düşünülürse ortalama yükselti 4 m nin altında olur. Her tekerlek dönüşü başına kat edilen mesafe 2 m nin altında olur.¹

Değerler uzun zaman öncesinden olsa dahi bugünkü yollardaki genel kullanımda oluşan büyüklüklerden farklılığı konusunda çok az kanıt vardır. Fakat gayet tabii, integre edilmiş bozuklukların farklı seviyeleri değişmiştir.

2.4.1. Damper performans standartları

Modern bir süspansiyon sisteminin yayları, bağlantıları, burçları ve yalıtım parçaları, yüksek standartlı araç davranışına ulaşılabilmesi için titiz tasarım ve geliştirmeye ihtiyaç duymasına rağmen, sistemdeki damperin rolü tamamen değişmiştir. Basit bir takım sürtünme disklerinden hidrolik damper pistonlarına, birincil sürüş karakteristiklerinde bütünleşmiş bir rol oynayacak şekilde gelişim göstermiştir. Bunlara

¹ BASTOW, D. and HOWARD, G.P. 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition, SAE, John Wiley & Sons. 15-16

yeni beklentiler yüklenmesi ise performans standartları açısından yeni gelişim ve test yollarının bulunmasını gerekli kılmaktadır.

Sıklıkla çatışma içerisinde durumlar olan, araç sürüş ile kontrolü ve modern otomobillerin performansı geliştirilmiş geniş kesitli düşük profilli lastikleri, süspansiyon sisteminde çok yüksek pik kuvvetleri ve hızlarına neden olur. Hareketsiz, hafif arka aks kullanan bazı sistemlerde kaba yollar üzerinde seyrederken, tekerleklerin düşey hızlarının 5 m/s ye kadar çıkabildiği kaydedilmiştir ki bu değerler geleneksel süspansiyon tasarımlarında kabul edilen pik değerlerin oldukça üzerindedir. Aynı zamanda daha düz yollarda, damper sızdırmazlık sürtünme kuvvetleri, piston biyel kolu strokunun yapışkanlığı tarafından herhangi bir şekilde sürüşün etkilenmemesi için mümkün olduğunca küçük olmalıdır.

Damper performansı hem araç kontrolü için hem de içerisindekilerin hissettiği konfor seviyeleri için temel bir rol taşır. Damper ayarları, parçalar dış sağlayıcılardan alınıyor olsa bile dar performans ve dayanım hedeflerini karşılamalıdır. Büyük üreticilerin büyük bir kısmı çok geniş bir yelpazede otomobil üretmektedirler (Örneğin Ford modellerinde, yelpaze en küçük hatchback Ka modelinden, en büyük SUV Kuga'ya, mütevazî benzinli araçlardan turboşarjlı yüksek performans dizel araçlara kadar uzanmaktadır). Bu araçların süspansiyon sistemleri de hem arka hem de ön yürüyen aksam için çok farklı olabilmektedir. Spesife edilmiş damper ekipmanları ise gaz damperleri, tekil boru, gaz basınç damperleri, ikiz boru, emülsiyon tüpü ve Avrupalı büyük damper üreticilerinden neredeyse bir düzine geri çağırılmalı tiplerini kapsamaktadır.

Bu ünitelerin her şirketin performans standartlarını sağlaması için, her otomobil üreticisi, prototip araçlar üzerinde, damper taraklama spesifikasyonları da denilen damperleme performans eğrilerine dönüştürülen kendi kabul edilebilir kriterlerini geliştirmektedirler. Araçla ilişkili ünitelerin mukavemeti, çok çeşitli yüzeyler üzerinde ivmelendirilmiş ve genel mukavemet testlerinin çok çeşitli yüzeyler için yapılması ile elde edilir. Bu yüzeyler ise; kırılmış beton, tümsekli yol, uzun eğimli dalgalanmalar, arnavut kaldırım taşları, yol bariyerleri, yol çukurları, hemzemin geçitler, kare köşeli çukurlar, rasgele tümsekler. Test süreleri, şiddetler önceden belirlenmiş şekilde birkaç haftalıklardan, bir kaç yıllıklara kadar bir zamanı kapsar.

Tedarikçilerdeki çeşitlilik ve karmaşıklık nedeniyle bütün mukavemet yöntemlerini yol şartlarında test etmek çok pahalı ve çok zaman tüketici bir hal alır. Bu nedenle, tüm diğer bileşenleri ile birlikte testleri laboratuvar ortamlarına almak için çalışmalar yapılmaktadır. Laboratuvar testleri daha hazırlıklı şekilde yapılabileceği gibi, tekrarlanan durumlarla kontrol edilebilir ve performans parametreleri sürekli şekilde izlenebilir.

Damper testleri genellikle tedarikçilerin karşılaması gereken geliştirme ve kalite kontrol standartları ayarlarına uygun olarak son teknoloji bilgisayar kontrollü makinelerde yapılmaktadır. Bu donanımların bazıları dört günden az sürede 3,5 milyon test döngüsünden daha fazlasını, yani günde 10.000 kilometre eşdeğerinde kullanıcı mesafesini tamamlayabilir.

Bu makinelerde, sızdırmazlık ve valf dayanımını geniş bir spektrumdaki hızlarda ve sıcaklıklarda, geçmiştekenden çok daha yüksek değerlerde incelemek ve geliştirmek yaklaşık olarak 5 yıl gibi bir süre almıştır. Günümüzde de yapılan, daha önceki performans ve dayanım testleri tarafından da desteklenmektedir. Bunlar; dayanım, korozyon, yorulma ve gürültü seviyeleridir.

Bir otomobilde olduğu gibi, simultane performans ve dayanıklılık testleri için dört damper makineye beraber monte edilmiştir. Pnömatik aktüatörler, cihaz bağlanmış araçlardan alınan verilere göre sürüş ve kontrol etkilerine uygun olarak yanal yükler uygularken, bilgisayar kontrolündeki servo hidrolikler düşey hareket sağlarlar. Bilgisayar destekli kayıt ve kapatma sistemleri 24 saat boyunca otomatik operasyonu mümkün kılarken, su zarfları otomatik olarak operasyon sıcaklığını kontrol eder.

Makine iskeletinin temeline monte edilmiş olan bir servo hidrolik aktüatör, dört şok emiciye düşey ve aksel hareketi sağlar. Bu aktüatöre bitişik şekilde, makine iskeletinin yanlarına monte edilen dört tane pnömatik aktüatör ise bilgisayardan gelen tamamen programlanabilir girdilere göre, bir kablo ve makara sistemiyle her üniteye bir yanal yükleme yapacak şekilde bağlanmışlardır. Şok emiciler düşeyle 0 ile 30 derece arasındaki her araç yüklemesine göre tekrarlama işlemini gerçekleştirebilirler. Ayrıca dalga formlarının kaliteli tekrar üretimi için zıplama ve geri tepme lineer olmayan durumlarını çevrimiçi olarak karşılama sistemi bulunmaktadır.

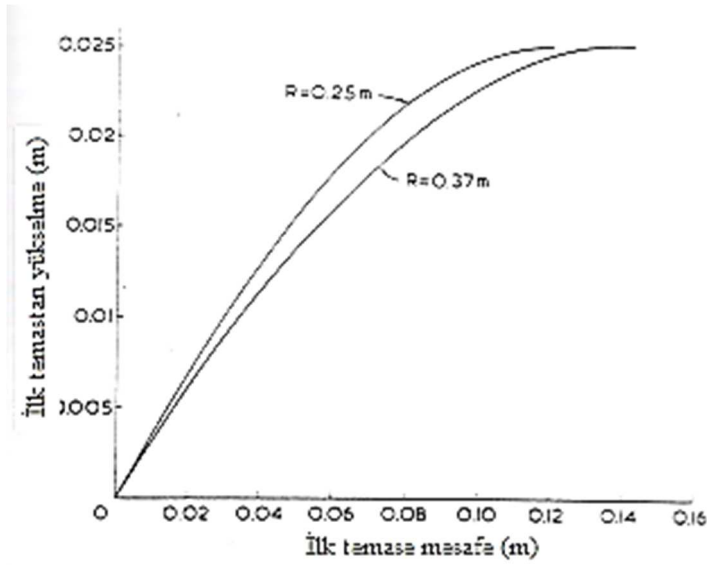
Kontrol bilgisayarında, geniş bir girdi yelpazesinde komple performans testleri için, pik hıza karşı güç formunda veri gösterebilen otomatik bir grafik çizici bulunur. Bu son derece gelişmiş aygıt ile bir aracın damperleri çok daha etkin bir şekilde test edilebilmekte ve performans ve dayanım standartları daha kesin şekilde kontrol edilebilmektedir. Bu, son zamanlarda seri üretim araç süspansiyon sistemlerinin ve bunların davranışlarının geliştirilmesi için yapılan yatırımların ve yöntemlerinin sadece bir örneğidir.

2.4.2. Tekerlek boyutunun etkisi

Yol yüzeyinin araç üzerindeki etkisi çeşitli birçok faktöre dayandığı için tek başına değerlendirilmesi doğru bir yaklaşım değildir. Öncelikle, tekerlek ve lastik aksamının yol üzerinde bulunan kısmı (ve ilgili tekerleğin yaylanma katsayısı) yoldan gelen şok etkilerinin iletiminde büyük bir öneme sahiptir. Küçük araçlar, yoldaki çukurlardan daha çok etkilenirken, büyük araçlar keskin köşeli bozukluklara çok daha rahat tırmanırlar. İkincil durum ise, süspansiyonun yol bozuklukları nedeniyle meydana gelen hareketleri absorbe edebilmesi için gerekli olan yaylanmamış kütlelerin hareketine tekerler ve lastik aksamının etki etmesidir.

Tekerlek yarıçapının etkisi, bir step girdisi ve tekerleğin rijit olduğu kabulleri yapılarak kolaylıkla hesaplanabilir. Şekil 2.17'nin gösterdiği üzere 0.025 m lik bir step ile tekerlek yarıçapındaki 0.37 m den 0.25 e düşüş, tekerleğin ilk %20 lik hızlanmasında yaklaşık %15 lik bir artışa neden olur. Pratikte ise bu değerleri öngörmek çok daha zordur. Daha geniş tekerlek daha ağır olacaktır, fakat tekerleğin keskin köşenin üstünden geçişi sırasında, daha kolay mı yoksa zor mu esneyeceğini söylemek zordur. Bu durum tekerleğin ilk bel vermesi nedeniyle bulanıklaşmaktadır ki bununla

kastedilmek istenen temas yüzeyinin uzunluğunu ve step ile erken temasın meydana gelmesidir. Her iki durumda da rijit tekerlek kabulü yapılmaktadır. İki farklı tekerlek yarıçapını, keskin kenarlı bir step girdisi ile dahi çözmeye teşebbüs etmek için oldukça fazla lastik bilgisine ihtiyaç vardır. Lastik yüzeydeki bir çukura düştüğünde, tekerlek yarıçapları etkisini öngörmek de bir o kadar zordur. Rijit bir tekerlek kendi yarıçapından daha küçük efektif yarıçaplı bir çukurun şeklini alarak devam edemez. Bağlı yarıçaplara dayanan bir durumda, iki noktalı temas oluşacaktır. Tekerlek çukura düşmek üzereyken, rijit tekerlek yerine lastikli tekerlek olması ile temas yüzeyinin uzunluğu ve lastik diş etkisinin rijitliği hesapları oldukça karmaşıktır. Her iki durumda da, daha geniş yarıçaplı tekerleğin, daha küçük yarıçaplı bir tekerleğe göre verilen bir yoldan daha ani olmayan bir şekilde ayrılacağı konusunda makul bir şekilde emin olunabilir. Fakat otomobilin süspansiyon sistemindeki son etki, farklı tekerlek boyutlarında farklı yaylanmamış kütleler arasındaki farka da bağlıdır. Bu nedenle, Şekil 2.17'deki eğrilerin gösterdiğine göre tekerlek yarıçapının değişimindeki etki daha az olabilir.



Şekil 2.17. Tekerlek yarıçapı etkisi “BASTOW, D. and HOWARD, G.P. 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition, SAE, John Wiley & Sons. 23.”

2.4.3. Araçta hissedilen konforsuzluk seviyeleri

Bir arabada, kamyonette ya da kamyondaki konfor (ya da konforsuzluk) seviyeleri ve seyahat sırasında yaşanan yorgunluk ölçüsü temelde sürüş kalitesinin değerlendirilmesi için temel unsurlardır. Bozucular, titreşimler ve gürültü seviyelerinin hepsi değişik yollarla ölçülebilir. Fakat araç içindekiler tarafından gerçekte hissedilen ile bu ölçümler arasındaki ilişki ne tam olarak doğru ne de tam olarak universal şekilde gerçekçi değildir. Bu nedenle süspansiyon mühendisleri, sürüş seviyelerini ölçebilen amaca yönelik teknikleri geliştirebilmek için yeni girişimler yapmaktadırlar. Elde edilen sonuçlar ise oldukça ümit vericidir.

Sürüş kalitesi değerlendirmeleri genellikle öznel sistem puanlamaları olarak tanımlanabilecek, 1 den 10 a kadar boyutları puanlandırılmış çeşitli yollar üzerinde, sürülen araçlar ve süspansiyon sistemleri arasındaki karşılaştırılmış ve detaylandırılmış

tüm bölgelerden alınan, bir takım paneller ya da personel tarafından ölçülür. Ortalama kullanıcının kötü karakteristiği fark ettiği an yetersiz işaretinin altındadır. İkincil sürüş ya da direksiyon karşı mücadelesi gibi bazı daha ince öznel nitelikler üzerine yarı puanlama ayrımı yapabilmek için ise yetenekli ve gelişmiş hisler gereklidir.

Ayrıca sonuçların eksiksiz toplamlarından, toplam araç davranışın tüm büyük açılarını kapsaması amacıyla ortalama puanların uzun listeleri oluşturulur. Bu listede tekil tümsek emilimi ve çukur şoklarından daha az belirgin olan, fakat daha çok sinir bozucu bir etki olan gürültü ve titreşime kadar uzanır. Seri üretim araçlar, rekabetçi tasarımlar ve gelecekteki öneriler, hem kontrollü koşullar altındaki tecrübe sahalarında ve hem de gerçek dünya şartlarındaki kamu yolları gibi tüm yol yüzeylerinde dinamik olarak tamamen değerlendirilmiştir.

Sürüş kalitesi alanında çalışan parça ve araç mühendisleri, daha önceleri kendi elde ettiklerini ölçebilecek çok az imkana sahiptiler. Sessiz odalarda gerçekleştirilen gürültü ve titreşim analizleri sayesinde inceleme seviyelerini geliştirmek için değerli veriler elde edilirken, süspansiyon mühendisi genellikle probleme yaklaşımında, öznel yargılar ve yüksek tecrübeli uzmanların belirsiz yorumları nedeniyle kısıtlanmış durumdadır.

2.4.4. Bozucu etkilere insan hassasiyeti

Hareketsiz kargolar için yapılan deneyler, bir taşıma sırasında ona bir hasar gelip gelmeyeceği üzerinedir. Ancak o zaman aracı mı yoksa taşınan paketlemesini mi değiştirmek gerektiği üzerine bir fikir edinmek mümkündür. En başta, yolcularla ya da sürücüyü uğraşmanın çok daha kolay olacağı düşünülebilir, çünkü soru sorulabilir ve cevap alınabilir. Ancak, mutlak kulağa sahip olmak ne kadar nadirse, akılda konfor açısından bir standart oturtmak o kadar zordur. Çünkü aracın çevresinden, yorgunluk veya zindelikten, rasgele ya da düzenli gürültüden, dış manzara ve diğer dikkat dağıtıcı etkenlerden etkilenmemek çok zordur. Bu durumu elimine edebilmek amacıyla çok geniş insan denekler ve arka planda çok değişken karakteristiklerle bahsedilen insani değişkinlerin elimine edilebilmesi için birçok deney yapılmıştır.

Titreşimin insan vücudu üzerine etkisi üzerine çalışmalar yıllardır sürdürülmekte olup, oldukça geniş yelpazede sonuçlar elde edilmiştir. Ancak bu çalışmaların çoğu, bir otomobil içerisinde oturan insana gelen titreşim etkilerinden daha çok çalışma koşullarında maruz kalınan titreşim ile ilgilenmektedir. 1907 kadar eski bir tarihte F. W. Lanchester, bir takım soruşturmalara ve deneylere dayanarak, bir süspansiyonun frekansının 1.5 Hz ile 2.3 Hz arası olması gerektiğini önermiştir. Savına göre 0.76 m bir adımlamada 1.12 ve 1.79 m/s hızla yürüyen birçok insanın konforlu olduğudur. Buna göre insan bedeni için 1.5 ve 2.3 Hz frekansları kabul edilebilir olmalıdır.

Genel konuşmak gerekirse, hissedilen düşey frekansların, ya bağıl olarak yüksek bir aralık olan 20 Hz – 200 Hz arasına (4 Hz – 8 Hz arasındaki titreşimlere maruz kalındığında yorgunluğun daha hızlı oluştuğuna dair kanıtlar olmasına rağmen) ya da baş dönmesi ve araç tutmasının görüldüğü çok düşük bandın altındaki 0.75 Hz e düştüğünde en rahatsız edici olduğu görülmektedir. Aynı aralıktaki yanıl ya da boylamasına frekanslar da rahatsız edicidir. Çünkü iç kulağın denge mekanizmasını etkilerler. Bu nedenle araç süspansiyon sistemleri, doğal frekansları kabul edilebilir orta

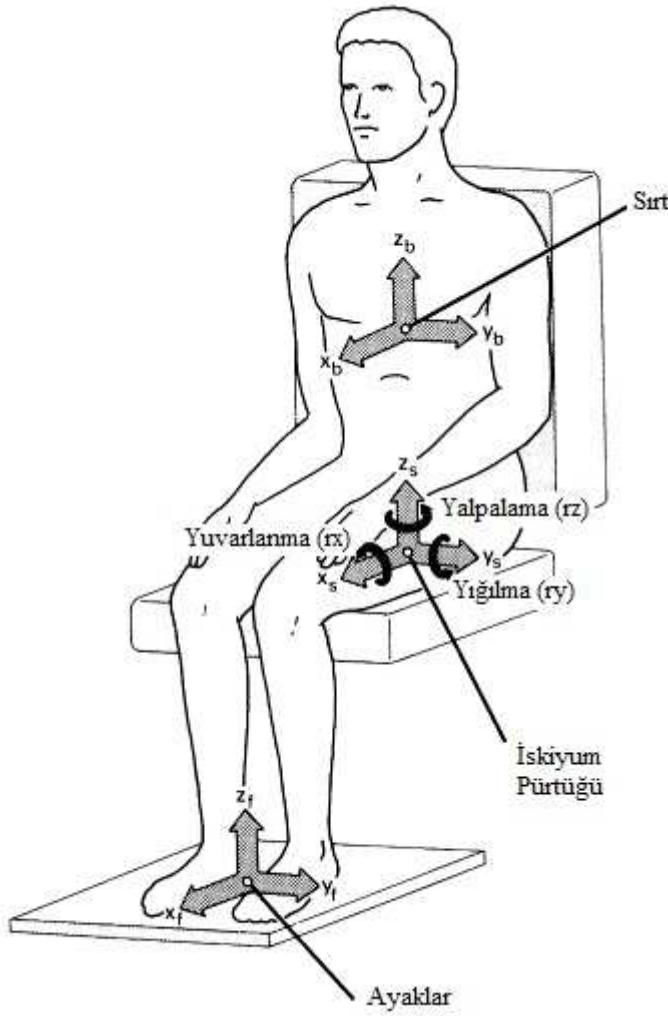
aralıktaki bir değere düşecek şekilde tasarlanırlar. Ancak araç titreşimlerinin komple analizleri, genellikle lastik rezonansları (50 Hz – 100 Hz) ve burç esnekliklerinden (15 Hz – 50 Hz) türetilen daha yüksek frekans, düşük genlikleri kapsar².

Titreşim frekansına ek olarak, insanların yorgunluk seviyelerinin kayıt altına alınması durumunda maruz kalma süreleri ve dayanımlarının (ivmelenme genliklerinin ortalama karekökü değerleri olarak ölçülen) kritik faktörler olduğu kanıtlanmıştır. Uluslararası Standartlar Kuruluşu “etkinlikte yorgunluk kaynaklı düşüş” e neden olabilecek titreşim seviyelerini kapsayan bir seri tavsiye tanımlar.

Araç sürüş kalitesi üzerine erken çalışmalar, bir aracın koltuk minderindeki düşey ivmelenme değerlerinin ortalama kareköklerinin, değerlendirme terimleri tarafından belirlenen öznel puanlamalarla uyumlu olduğu görülmüştür. İlk nesil sürüş ölçerler bu nedenle ilgili büyüklüğü belirlenmiş bir zaman üzerine gerektiğinde değişik frekans filtreleri kullanarak ölçer.

Bu alandaki son gelişmeler, bu temel yaklaşımın kapsamını Şekil 2.18’de gösterildiği üzere daha kompleks bir hale gelecek şekilde genişletmiştir. Bu gelişmiş sistemde, ivmelenme hassasiyeti 12 ayrı eksenle ölçülmektedir. Üç tane lineer ivmelenme (X, Y ve Z düzlemlerinde) göğüs, kalça ve ayak seviyelerinde Boyuna dönme, aksenal dönme ve yuvarlanma ivmeleri dahil olacak şekilde kaydedilmektedir.

² BASTOW, D. and HOWARD, G.P. 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition, SAE, John Wiley & Sons. 24 - 28.”



Şekil 2.18. Oturan bir insanın dinamik modeli “GRIFFIN, M. J. 1996. Handbook of Human Vibration, Elsevier. 34.”

12 RMS ölçümünün ağırlıklı kombinasyonundan, şu ana kadar sürüş kalitesindeki öznel puanlamalarla yakın bir şekilde ilişkilendirilen ortalama bir sürüş değeri hesaplanabilir. Araçlar ve süspansiyon sistemleri arasında hızlı karşılaştırmalar yapılabilmesi amacıyla fazlasıyla faydalı bir geliştirme aracının elde edilmesini sağlar. Ortalama sürüş değerlerinin anlık okunması için, 12 kanallı kayıtların komple analizlerini ekleme amaçlı, basitleştirilmiş altı kanallı bir ölçüm cihazı da geliştirilmiştir.

İnsan vücudunun rahatsız olduğu uyarıcı frekanslardan, kaçınılması gerekliliği açıkça bilindiği üzere çok önemlidir. Bu bağlamda aşağıdaki bilgiler çeşitli kaynaklardan elde edilmiştir:

1. Eğer iç kulağın vestibuler aygıtı 0.5 Hz - 0.75 Hz frekansları arasındaki lineer veya açısız ivmelenmelere sürekli olarak maruz kalırsa, baş dönmesi ve araç tutması meydana gelecektir. Bazı kişilerde ise hassasiyetin 1 Hz e kadar uzadığı da görülmektedir. Yüksek frekansa hassasiyet kişiye göre değiştiği

gibi bahsedilen semptomların oluşmaya başlaması için gereken süre de değişmektedir.

2. İç organlar 5 Hz ile 7 Hz arasındaki frekanslara direnirler. Bu direnç kişiye göre değişir. Genlik büyüdükçe ise, kişinin hassas olduğu frekans seviyesinin yükseldiği hissedilir. İç organ hassasiyetinin diğer bir göstergesi ise örneğin; 6 Hz lik bir hassasiyeti olan kişinin 15 Hz in sadece 0.7 lik bir kısmında aynı konforsuzluğu hissedebilmesidir. Bu ivmelenme ilişkilerinde 6 Hz teki sinüzoidal titreşim genliklerinin 15 Hz tekine göre 4.36 kat daha büyük olduğuna da dikkat etmek gerekir.
3. Kafa ve boyunun frekans hassasiyeti yaklaşık 18 Hz ile 20 Hz arasındadır.
4. Bir diğer erken dönem araştırmacı düşey ivmelenme hassasiyetinin 11 Hz olduğunu, 1930 da Purdue üniversitesinde yapılan bir teste is 4.25 Hz, 8.25 Hz ve 12 Hz frekanslarının ortalamalarından daha yüksek olduğu göstermiştir.
5. Daha sonra yapılan araştırmalar ise enine ve boyuna titreşimlerde hassasiyetin 1.5 Hz olduğunu ve bu frekansların hassasiyete iki farklı yönde farklı şekilde etki etmediğini göstermiştir.

Yukarıdaki 2 ve 5 maddeleri arasında bir zıtlık olduğu hemen görülebilmektedir. Özne izlenimler arasında ilişki kurmaya çalışmak için araç boyutu, görünümü, gürültü seviyesi, iç döşemeler ve muhtemelen dış çevreyi dikkate almak gerekir. Hatta araç renginin bile etkili olduğu söylenebilir.

2.4.5. Kendini dengeleme ve etkisi

Genellikle tam yüklü statik durum altındaki, uygun süspansiyon hareketinin sağlanabilmesi için sürüş konforundan taviz verilmesi, sürüş konforu için sadece sürücülü ya da iki yolculu otomobil yükündeki optimum yay katsayılarına göre tam yolcu kapasitesindeki yay katsayılarının daha sert olması gerekmektedir. Çözümlerden biri, yük arttıkça sertliğin arttığı bir çeşit sürekli yaylanma kullanılması, bir diğer çözüm ise statik tekerlek yükü saptandığında sürüş yüksekliğini otomatik olarak ayarlayan kendini dengeleme sisteminin eklenmesidir.

Sürekli katsayılı yaylar, konik tellerden sarılırlar ya da çarpma tamponları ve şok gidericiler tarafından desteklenirler. Bu parçalar, tekerlek hareket döngüsünün hemen başında çalışması için, yeni jenerasyon plastik malzemelerden tasarlanırlar. Değişik tipteki kendin dengeleyen süspansiyon sistemleri genellikle, yol tutuşunu sağlamak ve tekerlek geometrisinin daha sürekli olarak sağlanabilmesi için optimum olmasını sağlamak için arka aksama bağlanırlar.

2.5.Hız Kesiciler ile Trafik Kontrol Yöntemleri

Şehir içi trafiğinde araçların hız kontrollerini sağlamak için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bunlar; yola dik saptırıcılar, yola yatay yön değiştiriciler, Kapatılmış sokaklar ve kontrollü daraltılmış yollar olarak dört ana kategoriye ayrılabilirler. Yola dik saptırıcılar, yola yatay yön değiştiriciler ve kontrollü daraltılmış yollarının amacı araç hızlarının düşürülmesi, yaya ve motorsuz araç sürücülerinin sokak ve caddelerde koşullarını yükseltmektir. Kapatmaların (diyagonal saptırıcılar, yarı kör sokaklar, tam kör sokaklar, refüj bariyerleri) amacı ise trafiği tek ya da her iki yönde boylu boyunca çeşitli engellemelerle kesmektir. Bu kategoriler kendi arasında da çeşitlenmektedir. Yola dik saptırıcıların içerisinde hız tümsekleri, hız banketleri, hız tablaları, yükseltilmiş kavşaklar, yola yatay yavaşlatıcıların içerisinde ada etrafında dönüşler, şikanlar, yol daraltıcıların içerisinde tek taraflı ve çift taraflı daraltılmış yol, geniş orta refüjler dahildir.

2.5.1. Hız Banketleri

Hız kasisleri de denilen bu yöntem yola dik saptırıcılar kategorisindedir. Tepe noktası yükseklikleri 3 cm ile 10 cm arasında iken, yola paralel uzunlukları 30 cm ile 70 cm arasında değişir. Genellikle üretim malzemesi kauçuk olup, benzer yapıdaki plastiklerin de kullanıldığı bilinmektedir. Türkiye’de piyasası çok geniş olup, en sık kullanılan trafikte hız kontrol yöntemidir. Maliyetleri ise boyut ve üzerlerine eklenen çeşitli uyarı ve önleme özelliklerine göre 100 ile 1000 TL arasında değişmektedir. Şekil 2.9’deki fotoğraflardan soldakinin tepe yüksekliği 45 mm, genişliği 600 mm, sağdakinin yüksekliği 40 mm, genişliği 400 mm dir.



Şekil 2.19. Akdeniz Üniversitesi yollarındaki hız banketleri

2.5.2. Hız Tümsekleri

Yola dik saptırıcılar kategorisinde olan ve yükseltilip yuvarlatılan bölgelerinin yola paralel uzunluğu 1 metreden 8 metreye kadar olabilen, genellikle yollara uygulanırken aralarında 100 ya da 200 metre olacak şekilde seri olarak yerleştirilen hız kesici yapılarıdır. Tepe yüksekliği 80 mm, genişliği 3000 mm olan Şekil 2.20’de gösterilen tümseğin uygulandığı yerler ise çoğunlukla; meskûn mahaller, yaya geçitleri ve benzeridir. Ana yollarda ve birincil acil durum aracı güzergâhlarında kullanılmaması

gerekir. Eğim %8 i geçmemelidir ve kaldırımların yola doğru çıkıntıları ile beraber uygulandığında daha etkilidir. Profil olarak, parabolik, dairesel ya da sinüzoidal olabilirken, yerden tepe noktasının yüksekliği 5 santimetreden 15 santimetreye kadar değişebilir. Genel eğilim yola paralel uzunluk arttıkça, tepe nokta yüksekliğinin azaltılması yönündedir. Hassas olarak yapılması zordur, tepe yüksekliğinde ± 0.3 cm tolerans kullanılır. Tümseğe yaklaşılırken genellikle bir trafik işareti ile uyarı yapılır. Fark edilmesini kolaylaştırmak amacıyla üzerinde zikzak, sıralı diş ya da zebra şeklinde işaretler vardır.



Şekil 2.20. Antalya Koleji'nin önünde bulunan hız tümseği

Hız tümsekleri uygulanırken, kontrol edilmek istenen hızlara göre tümsek yüksekliği ve uzunluğu seçilir. Seri uygulanmış tümsekler arasında hızların ortalama olarak %20 ile %25 arasında azaldığı kaydedilmiştir. Bazı bölgelerde sınırlı ölçümlere göre, 9 cm yükseklik ve 3.5 m uzunluklu ve 7.5 cm yükseklik ve 4.3 m uzunluklu bir tümseğin üzerinden geçiş hızının 30 km/sa olduğu, tümsekten geçişten yaklaşık 60 m kadar sonra hızın 45 km/sa e yükseldiği gözlemlenmiştir. Araçların frenleme ve hızlanma döngüleri yüzünden gürültü seviyesinin yükselmesi ise kuvvetle muhtemel olup, maliyeti 2500 TL gibi değerlere çıkabilmektedir.

2.5.3. Hız Tablası

Trafikte hız kontrolü için bir diğer yöntem olan hız tablası, Türkiye yollarında çok görülen türden bir yapı değildir. Lakin hız kontrolü için yapılan alternatif çalışmalarda, Amerika Birleşik Devletleri, İngiltere ve Orta Doğu ülkelerinde oldukça rağbet görmektedir. Akademik ve ticari çalışmalara fazlasıyla konu olmaktadır.

Temelde, uzunluk ve tepe noktasının değerleri açısından hız tümsekleri ile benzerlik göstermektedir. Farklılığı profilinin tümseğe göre farklı olmasıdır, tepe kısmı yuvarlatılmak yerine düz ekillendirilip, tırmanma ve inme kısımları rampa halinde tasarlanmıştır. Literatürde aynı zamanda düz başlı hız tümsekleri, trapez tümsekler, hız platformları ya da yükseltilmiş yaya geçitleri olarak da adlandırılmaktadırlar.

Uygulanma alanlarına bakılacak olursa bunlar; yerel ve toplayıcı yollar ve küçük yerleşim alanlarından geçen ana yollardır. Normal bir sedan aracın üst düz kısmında durabileceği bir uzunlukta olmaları tercih edilir, yaya geçitleri, kaldırım uzantıları, kaldırım yarıçap kısalmaları ile uyumlu çalışırlar.



şekil 2.21. Hız tablası

Boyut açısından bakıldığında aracın hareket yönünde toplam 9 metrelik bir örnek, 5 metre düz bölüm, 2'şer metrelik tırmanma ve inme rampaları bulunur. En çok tercih edilen yükselik 7.5 cm ve 10 cm'dir.

Geçiş hızları 40 km/sa ile 45 km/sa arasında kaydedilmiş olup, trafik yoğunluğunda %12'lik bir düşme, kazalarda %45'lik bir azalma kaydedilmiştir. Yaya fark edilirliliğinde ve yaya yol verme konusunda gelişme görülmüştür. Ancak uygulanan ülkelerde yaygın olmasına rağmen temel asfalt malzemesinden yapılanların maliyeti dahi ortalama 7000 TL civarında olup, malzeme olarak tuğla işi, damgalanmış asfalt gibi daha kaliteli yol malzemeleri kullanıldığında maliyet daha da artmaktadır.

2.5.4. Yükseltilmiş kavşak

Bu yapıda yolların keşiştiği bölge yükseltilmiş ve buraya yönelen yolların hepsinde bu bölüme gelen rampalar eklenmiştir (şekil 2.22). Rampalar genellikle ayırıcı

bir işaretle belirlenirken, yükseltilmiş düz bölge kilitli parke veya fark edilecek başka bir malzemedir. Kullanılabilmesi için, ilgili kontrol edilecek bölgenin çevresinde hatırı sayılır bir genişlikte trafik rahatlatma planları ve önlemleri bulunması gereklidir. Tek başına kullanılacak bir sistem değildir. Ayrıca kalabalık şehirlerde park sıkıntısı doğurma ihtimali de yüksektir. Maliyeti de oldukça yüksektir; kalitesine göre uygulanan ülkelerde 30000 ile 130000 TL arasında bir meblağ oluşmaktadır.



Şekil 2.22. Yükseltilmiş kavşak

2.6. Hız Keser Performansının Geliştirilmesi Amaçlı Yaklaşımlar

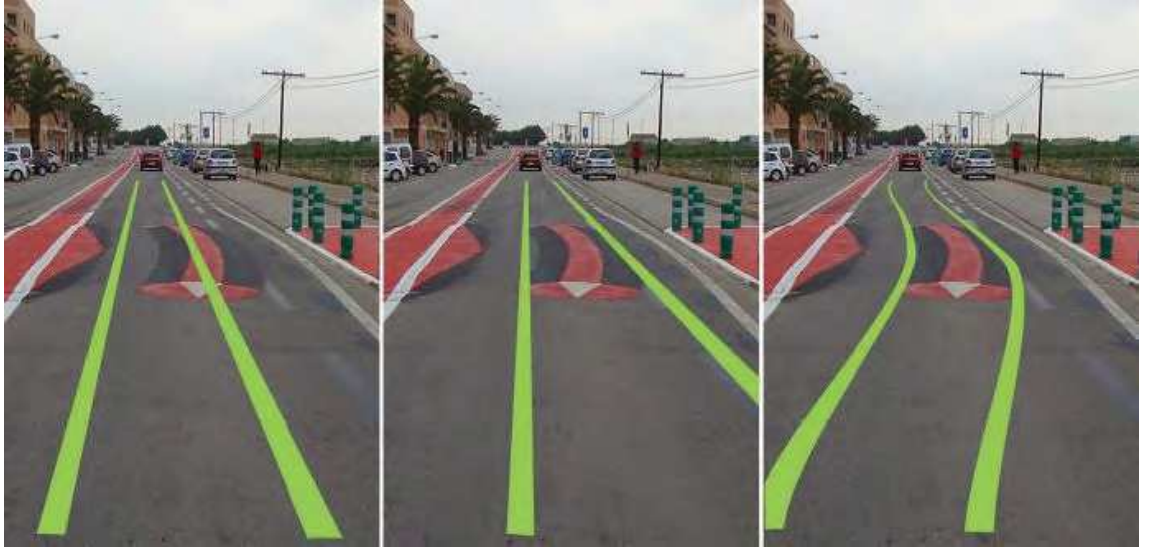
Bir önceki bölümde bahsedildiği üzere, hız keser sistemleri, özellikle yola dik saptırıcılardan hız tümseği ve hız banketi dünya genelinde yegane çözüm yöntemi olarak kullanılmaktadırlar. Lakin bu yöntemlerin getirdiği avantajlar ile neden olduğu dezavantajların arasındaki çizgi çok incedir. Özellikle Türkiye'nin büyük şehirlerinde ve diğer ülkelerde kullanılan benzer sistemlerde bu çizgi çoğunlukla kaybolmaktadır. Bu nedenle bu yapıların performansının artırılması amacıyla yönelik çalışmalar mevcuttur ve yeni öneriler de devam etmektedir.

Elvik (1999) tarafından bölge genişliğinde şehir içi trafik rahatlatma planlarının güvenliğine etki eden 33 çalışmanın toplu analizi yapılmıştır. Bölge genişlikli şehir içi trafik rahatlatma planları, yol trafiği nedeniyle oluşan çevresel ve güvenlik ile ilgili problemlerin azatılması amacıyla şehirlerin meskun mahallerine uygulanır. Hiyerarşik bir yol sistemi kurulmuş ve meskun mahal sokaklarından trafik, zorunlu tek yönler veya kapatılan sokaklar vasıtasıyla çekilmiştir. Hız keser araçlar genellikle meskun mahal sokaklarına yerleştirilirler. Ana yollar, ekstra gecikmeler ve daha fazla kazaların neden olamayacağı yoğunluk nedeniyle gelişecektir. Bu çalışmanın toplu analizi göstermiştir ki geniş alanlı şehir içi trafik rahatlatma planları yaralanmalı kazaları %15 kadar düşürmektedir. Meskun mahallerdeki kaza azalma oranının ise en düşük (%25) olduğu,

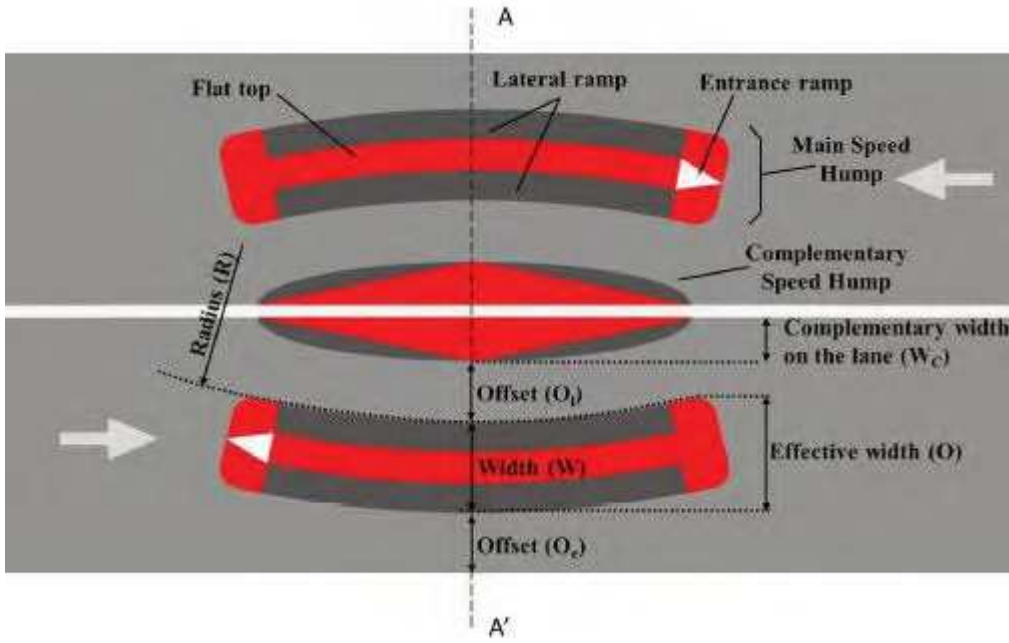
ana yollardaki %10'luk azalmanın is biraz daha küçük olduğu görülmüştür. Maddi hasarlı kazalarda da benzer sonuçlar alınmıştır. Değerlendirme çalışmasından elde edilen sonuçlar çalışma tasarımına göre oldukça güçlüdür. Çalışma bulguları dış kaynaklı doğrulamaya da sahiptir.

Bu çalışmada hız tümseğinin kendisi ile ilgili değil, daha çok planlı şekilde bir bölgeye yerleşimi ile ilgili bulgular edinilmiştir. Optimum forma sahip hız keserlerle birleştirildiğinde daha efektif bir çalışma olacağı düşünülmektedir.

Garcia vd. (2012) tarafından hız kasisi ve türevlerinin sıkıntılarını minimize edebilmek için yeni bir trafik rahatlatma aracı olan hız böbreği geliştirilmiştir (Şekil 2.23 – Şekil 2.24). Geliştirme çalışmaları dahilinde geometrik tasarım, teknolojik geliştirme, saha analizi ve hız böbreği için uygulanabilirlik kriteri gerçekleştirilmiştir. Hız böbreği, isimden de anlaşılacağı üzere, bir insan böbreğini andıran şekili olan temelde bir hız tümseğidir. Eğer otomobil bu yapının üstünden direk bir yol ile geçerse, aracın bir ya da iki tekeri ana tümseğin üzerinden geçecektir. Bunun sonucunda düşey konforsuzluk oluşacağından hız düşürülecektir. Fakat ana tümseğin şekli kavisli olacak şekilde değiştirilmiştir. Hatta, bütün yolu kesmemektedir, şeridin ortasına yerleştirilmiştir. Dolayısı ile sürücüler yollarında küçük bir manevra yapıp, ana hız tümseğinin eğriliğine ayak uydurarak hem konforsuzluğu hem de mekanik hasarın önüne geçebilirler.



Şekil 2.23. Hız böbreği izlenen yol örnekleri



Şekil 2.24. Hız böbreği

Normal bir otomobil için optimum izlenecek yol bir şikandan geçer ya da zikzak yapar gibi eğri olacaktır. Tümseğin efektif genişliği, kamyon, otobüs ve acil yardım araçlarının direk geçebileceği kadar dar, normal otomobillerin o şekilde geçemeyeceği kadar geniştir. Ayrıca bisikletlilerde tümsekler arasından ya da dış kısmından kendilerini yönlendirerek geçebilirler. Bu çalışmadaki sıkıntı ise teknolojinin bilinen standartların oldukça dışında olmasıdır. Standardizasyona gidilmesi için muhtemelen çok fazla kaynak, imkan ve çalışma saati gerektirecektir. Bu nedenle bu şekilde komple yeni bir tasarımın kısa ya da orta vadede fayda sağlayacağı şüpheli görünmektedir.

Khorsid ve Alfared (2004) tarafından ikinci dereceden ardışık programlama metodu kullanarak, optimum bir hız kontrol tümseği için geometrik bir tasarımı önerilmiştir. Aracın ve sürüş aksamalarının dinamik davranışını, aracın hız kontrol tümseğini geçer halindeyken teorik olarak incelenip, araç – sürücü sistemi 12 serbestlik dereceli bir matematik model olarak sunulmuştur. Burada yedi serbestlik derecesi insan bedeni için kullanılırken, geriye kalan araç gövdesi; yani süspansiyon sistemi ve tekerlekler için kullanılmıştır. Sürücüler hız limitinin altında hız tümseğinden geçerken aşırı şokların azaltılması, hız limitlerinin üstünde geçerken ise rahatsızlık hissi yaratılması amacıyla bir optimum tasarım yöntemi önerilmiştir. Rahat ya da rahatsız sürüş ya da başka bir deyişle konfor kriteri (KK) sürücünün kafa ivmelenmesi hesaplanarak modellenmiştir. Üç farklı tümsek şekli konu edilmiş ve değerlendirilmiştir. Bunlar; Watts, yassı başlı ve polinom tümseklerdir. Watts ve yassı başlı tümsekler için farklı tırmanma ve inme profilleri tasarım değişkenleri olarak kullanılmıştır. Bu tasarım değişkenleri ise sinüzoidal, harmonik, siklonik, dairesel ve modifiye harmoniktir. Global tasarım, üç farklı tipteki tümseğin farklı tırmanma/inme profilleri birleştirilerek bulunan 42 optimum tasarım arasından seçilmiştir.

Pedersen (1998) tarafından bir tümsek üzerinden geçen aracın tepki karakteristiğine göre hız tümseği optimize edilmiştir. Buradaki amaç, tümsek hız limitinin altında geçildiğinde sürüşün rahat, çok hızlı geçildiğinde ise rahatsızlık hissinin oluşmasıdır. Tümseklerin şekilleri, her birinin tasarım alanına yeni bir şey katması bakımından ortogonal olan temel fonksiyonların genlikleri tarafından kontrol edilir. Optimizasyon, düzlemsel çok gövdeli sistem simülasyonundan nümerik hassasiyetle gerçekleştirilmektedir. Kullanılan optimizasyon yöntemi spesifik bir mekanizmaya ait olmadığı gibi tepki karakteristiğinin gerektiği başka çok gövdeli sistemleri üzerinde çalışılırken de kullanılabilmesi belirtilmiştir.

Ardeh vd. (2008) tarafından yol hız tümseklerinin şekil optimizasyonu açısından yeni bir yaklaşım sunulmuştur. Önerilen yaklaşım, tümsek profillerinin çok amaçlı genetik optimizasyonuna dayanmaktadır. Aynı zamanda, aracın ön tekerleklerinin yol yüzeyi ile temasının kısa süreli olarak kaybolması durumu da göz önüne alınmıştır. Optimizasyon, resmi hız limitlerinin iki katı hızlara kadar uygulanmakta, 6 serbestlik dereceli lineer olmayan dinamik bir model ayrılmanın meydana geldiği hızları belirlemek için kullanılıp, bu hızlarla ilişkili tümsek profilleri ise uygulanabilir olmadıkları için çıkarılmıştır. Üç tane bağımsız objektif (hedef) fonksiyonları optimizasyon için seçilmiştir. Bunlar; tümsekten azami hızın altında geçildiğinde sürücü tarafından hissedilen maksimum düşey ivmelenme (minimize edilecek), azami hızların üstünde gidildiğinde hissedilen düşey ivmelenme (maksimize edilecek) ve “hız – düşey ivmelenme” eğrisinin azalan oranıdır (maksimize edilecek). Bu hedef fonksiyonları iki farklı popüler profildeki, 10.000 den fazla tümsek üzerinde değerlendirilmiş (sinüzoidal ve düz rampalı - yassı başlı) ve üç farklı azami hız; 20 km/sa, 25 km/sa ve 30 km/sa için optimum profiller, çok amaçlı baskın olmayan sıralama genetik algoritması II kullanılarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, her iki tümsek profili için de en az on tane Pareto sınırı optimum noktası elde edilmiştir. Ayrıca gerçek dünya probleminin ekonomik yönlerini de dahil edebilmek için, iki profil tipi için Pareto noktaları yan kesit bölgelerine göre birbirleri ile karşılaştırılmışlardır.

Weber (1998) tarafından Kanada’da hız tümsekleri için, geometrik standart tasarımları oluşturulması amaçlanmıştır. Yol dışı testler, tahtadan yapılan çeşitli hız tümsekleri üzerinde, iki otomobil ve bir otobüs kullanılarak yapılmıştır. İvmelenmeler bir test deneği üzerinde kaydedilmiş ve halihazırdaki tümsekler üzerinde kaydedilen hızlarla karşılaştırmalar yapılarak konfor kriteri belirlenmiştir.

Ölçülen ivmelerin yaklaşımlarını formüle etmek ve ek ivmelenmeleri öngörmek için çok yönlü bir gerileme modeli kullanılmıştır. Optimum tasarımcı bulunanlara göre, üretilen ivmelenme değerleri konforsuzluk kriterine eşit olmaktadır.

Sadece otomobil trafiği olacağı düşünülüyor yollarda, 5.2 m ye 100mm, 7.9 m ye 100 mm ve 9.1 m ye 75 mm hız tümsekleri sırasıyla istenen 30 km/sa, 40 km/sa ve 50 km/sa hızları için önerilmiştir. Otobüs rotalarında ise 6.1 m ye 100 mm ve 8.8 m ye 100 mm hız tümsekleri sırasıyla 30 km/sa ve 40 km/sa hızları için önerilmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

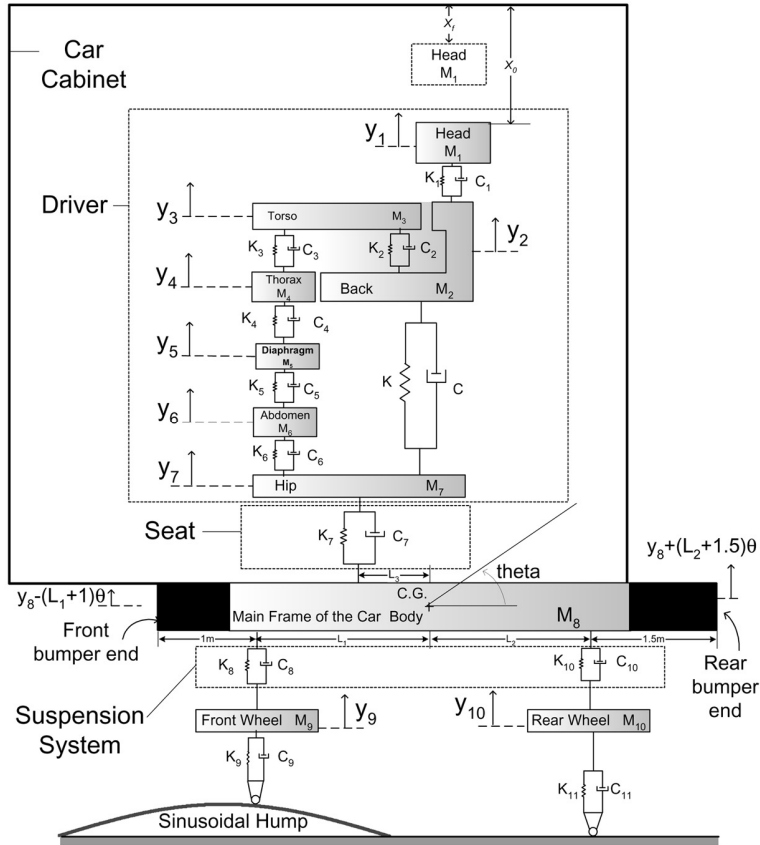
Araçlar hız düşürücülerin üzerinden geçtiğinde eğer hız, limitlerin altında ise bir rahatsızlık oluşmaması ya da hız limitlerin üstünde ise bir konforsuzluk oluşması durumunu sağlayacak çeşitli çalışmalar kaynak taramaları bölümünde verilmiştir. Lakin ilgili çalışmalarda hem problemi ele alış yöntemi hem de problemin çözüm yöntemi açısından eksiklikler bulunmaktadır. Bu bölümde hem bu çalışmaların eksikliklerine, hem alternatiflerine, hem de özgün başka yaklaşımlarda kullanılan materyal ve metotdan bahsedilmiştir.

3.1. Süspansiyon Modeli (Dinamik Araç Modeli)

3.1.1. Daha önce yapılmış ilgili çalışmalarda kullanılan modeller

Khorsid ve Alfared (2004) tarafından yapılan çalışmada modele insan faktörü direkt eklenerek, insan araç birleşimli mekanik titreşim matematik modeli oluşturulmaktadır. Kullanılan modelde araçta oluşan düşey ve dönel titreşimlerin insana etkisi değerlendirilmektedir. İnsan bedeni yedi serbestlik dereceli bir kütle – yay – damper sistemi olarak modellenip, İnsan kafasında oluşan ivmelenmenin en önemli hareket olduğu vurgusu yapıp, bununla ilgili bir konfor kriteri tanımlanmaktadır.

Kullanılan matematik model toplamda 12 serbestlik dereceli olup, bunun 7 serbestlik derecesi insan bedenine ait iken, geriye kalan araç elemanlarına aittir (Şekil 3.1).

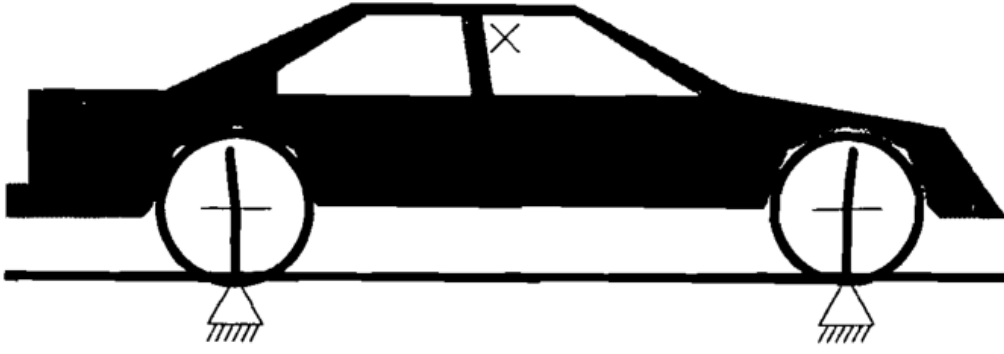


Şekil 3.1. Khorsid ve Alfared (2004) İnsan – Araç Dinamik Modeli

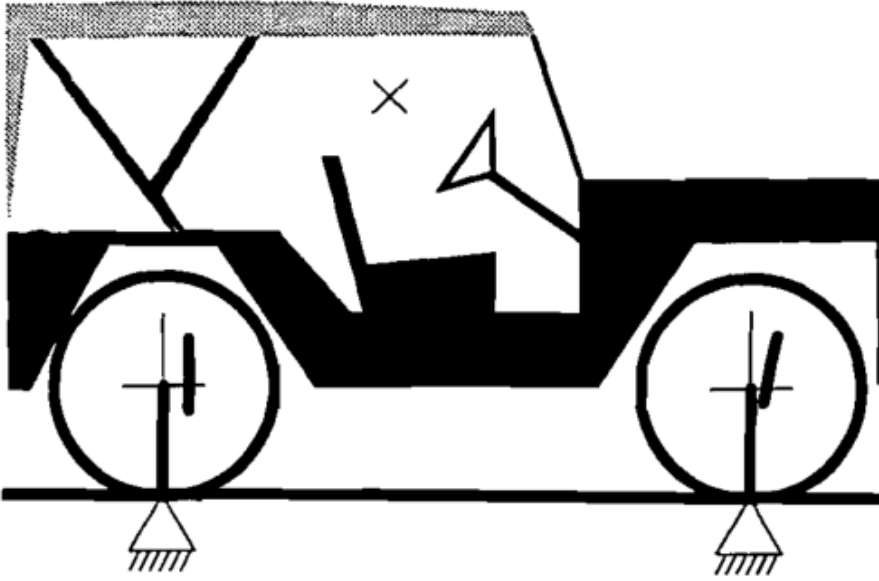
$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = F\{U\} \quad (3.1)$$

Burada $\{X\} = [Y_1, Y_2, Y_3, Y_4, Y_5, Y_6, Y_7, Y_8, Y_9, Y_{10}, Y_{11}, \theta]$ ve $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ sırasıyla kütle, damper ve yay matrisleridir. U vektörü tümsek şeklini temsil etmektedir ve dört girişten oluşmaktadır, bunların ikisi hız girişi iken diğer ikisi ise deplasman girişidir; hem ön hem de arka tekerlekler göz önüne alınmaktadır. Durum uzayı formülasyonları ile de girdi sayısı, sadece iki deplasman girdisine indirgenmektedir. Girdi kuvvet vektörü, tümsek profil şekline ve boyutlarını kapsamaktadır. (3.1) denkleminde gösterilen lineer diferansiyel denklem eşitlik takımı ise durum uzayına çevrilip çözülmekte ve ardından MATLAB programında LSIM komutu kullanılarak sistem cevabı simüle edilmektedir.

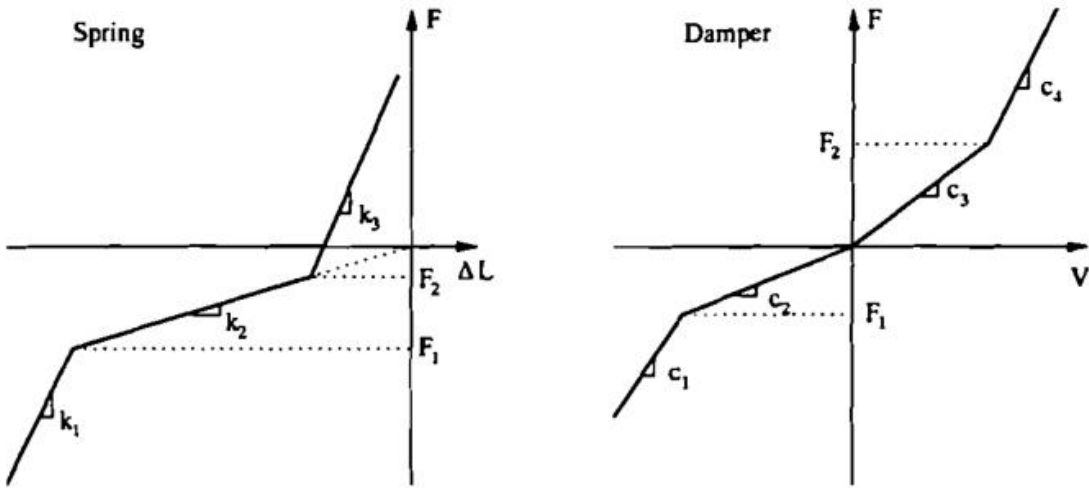
Pedersen (1999) tarafından yapılan çalışma da araç modellenmesi iki yönden ele alınmaktadır. Bunlardan birincisi genel kullanımı en çok olan sedan tipi, ikincisi spor arazi tipidir. Şematik olarak bu araçlar aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.2. Pedersen (1999) tarafından kullanılan genel sedanın şematik çizimi



Şekil 3.3. Pedersen (1999) tarafından kullanılan SUV modelinin şematik çizimi



Şekil 3.4 SUV modelindeki yay ve damperlerin lineer olmayan karakteristikleri

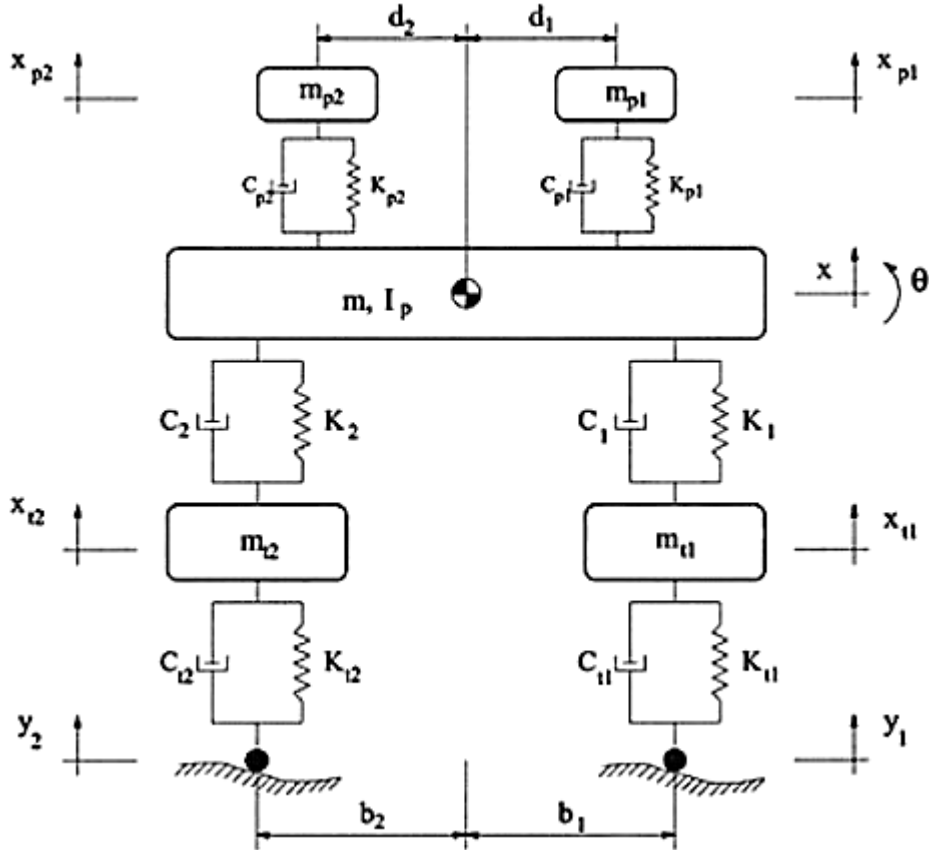
Yay ve damperlerin lineer olamama durumlarını çok büyük önem taşımaktadır. Çünkü otomobil tümseğin üzerinden geçerken, yaylar lineer çalışma sınırını üstünde yüklenmektedir. Genel sedan modelindeki yay ve damperlerin lineer olmayan karakteristikleri tam olarak bilinmemektedir bunun yerine aşağıdaki ifadeler kullanılmaktadır.

$$F_{spring} = k(L - L_0) + k_{nonl}(L - L_{equil})^5 \quad (3.2)$$

$$F_{damper} = c\dot{L} \quad (3.3)$$

Burada L_0 yayın deforme olmamış boyu iken, L_{equil} ise aracın denge konumundaki yayın boyutudur. Üst nokta zamana göre göre türevi temsil etmektedir. Denklem (3.2) 5 dereceden üstel durumun nedeni lineer olmayan yay karakteristiğinin aracın kullanılabilirliğine kaliteli şekilde karşılık olmasıdır.

Ardeh vd. (2008) tarafından kullanılan matematik model Khorsid ve Alfred (2004) tarafından kullanılan matematik modele, insan ve aracın dinamik davranışının birleştirilmesi açısından benzerlik göstermektedir. Bu model ile lineer olmayan davranış incelenmektedir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Ardeh vd. (2008) tarafından kullanılan 6 serbestlik dereceli model

Şekil 3.5'deki yarım otomobil modelinin 6 serbestlik derecesi bulunmaktadır. Model araç gövdesi, iki aks ve iki yolcuyu kapsamaktadır. Araç gövde hareketleri zıplama ve öne arkaya yığılma olarak sınırlandırılmıştır. Bu durumda her iki aksın da zıplama serbestliği vardır. Ayrıca yolcuların da sadece düşey ekseninde salınım yaptığı kabulü yapılmaktadır.

Süspansiyonlar ve yolcu koltukları lineer yayları ile viskoz damperlerin paralel olduğu sistemler olarak modellenirken, lastikler lineer olmayan yaylar olarak modellenmektedir. Bu lastiklerin sadece itme kuvveti oluşturabileceği anlamına gelmektedir. Buradan anlaşılacağı üzere, çekme etkisi de yaratacak olan lineer yay kullanılmamaktadır. Çünkü gerçek dünya koşullarında bir lastikte itme kuvveti oluştuktan sonra, lastiğin ayrılması sırasında yüzeyin lastiği kendine çekme kuvvetini oluşturmayacağı bilinmektedir.

Bu sistemin Newton – Euler metodundan elde edilen hareket denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\mathbf{X} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \quad (3.4)$$

Durum vektörü \mathbf{X} :

$$\mathbf{X} = [X \theta X_{p1} X_{p2} X_{t1} X_{t2} \dot{X} \dot{\theta} \dot{X}_{p1} \dot{X}_{p2} \dot{X}_{t1} \dot{X}_{t2}]^T \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & -\frac{1}{m}(k_1 + k_2 + k_{p1} + k_{p2})x - \frac{1}{m}(k_1 b_1 - k_2 b_2 + k_{p1} d_1 - k_{p2} d_2)\theta + \\ & \frac{k_{p1}}{m}x_{p1} + \frac{k_{p2}}{m}x_{p2} + \frac{k_1}{m}x_{t1} + \frac{k_2}{m}x_{t2} + \frac{c_{p1}}{m}\dot{x}_{p1} + \frac{c_{p2}}{m}\dot{x}_{p2} + \frac{c_1}{m}\dot{x}_{t1} + \frac{c_2}{m}\dot{x}_{t2} - \\ & \frac{1}{m}(c_1 + c_2 + c_{p1} + c_{p2})\dot{x} - \frac{1}{m}(c_1 b_1^2 - c_2 b_2^2 + c_{p1} d_1^2 - c_{p2} d_2^2)\dot{\theta} - g \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & -\frac{1}{I_p}(k_1 b_1 - k_2 b_2 + k_{p1} d_1 - k_{p2} d_2)x - \frac{1}{I_p}(k b_1^2 - k_2 b_2^2 + k_{p1} d_1^2 - \\ & k_{p2} d_2^2)\theta - \frac{k_{p1} d_1}{I_p}x_{p1} + \frac{k_{p2} d_2}{I_p}x_{p2} - \frac{k_1 b_1}{I_p}x_{t1} + \frac{k_2 b_2}{I_p}x_{t2} - \frac{1}{I_p}(c_1 b_1 - c_2 b_2 + \\ & c_{p1} d_1 - c_{p2} d_2)\dot{x} - \frac{1}{I_p}(c_1 b_1^2 - c_2 b_2^2 + c_{p1} d_1^2 - c_{p2} d_2^2)\dot{\theta} - \frac{c_{p1} d_1}{I_p}\dot{x}_{p1} + \\ & \frac{c_{p2} d_2}{I_p}\dot{x}_{p2} - \frac{c_1 b_1}{I_p}\dot{x}_{t1} + \frac{c_2 b_2}{I_p}\dot{x}_{t2} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\ddot{x}_{p1} = \frac{1}{m_{p1}}(k_{p1}x - k_{p1}d_1\theta - k_{p1}x_{p1}) + \frac{1}{m_{p1}}(c_{p1}\dot{x} - c_{p1}d_1\dot{\theta} - c_{p1}\dot{x}_{p1}) - g \quad (3.8)$$

$$\ddot{x}_{p2} = \frac{1}{m_{p2}}(k_{p2}x - k_{p2}d_1\theta - k_{p2}x_{p2}) + \frac{1}{m_{p2}}(c_{p2}\dot{x} - c_{p2}d_1\dot{\theta} - c_{p2}\dot{x}_{p2}) - g \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{t1} = & \frac{1}{m_{t1}}[k_1x + k_1 b_1\theta - (k_1 + k_{t1}h_1)x_{t1} + k_{t1}h_1y_1] + \frac{1}{m_{t1}}[c_1\dot{x} + c_1 b_1\dot{\theta} - \\ & (c_1 + c_{t1})\dot{x}_{t1} + c_{t1}\dot{y}_1] - g \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\ddot{x}_{t2} = \frac{1}{m_{t2}} [k_2 x + k_2 b_2 \theta - (k_2 + k_{t2} h_2) x_{t2} + k_{t2} h_2 y_2] + \frac{1}{m_{t2}} [c_2 \dot{x} + c_2 b_2 \dot{\theta} - (c_2 + c_{t2}) \dot{x}_{t2} + c_{t2} \dot{y}_2] - g \quad (3.11)$$

Çizelge 3.1 - Ardeh vd. (2008) tarafından modelin simülasyonunda kullanan parametre değerleri

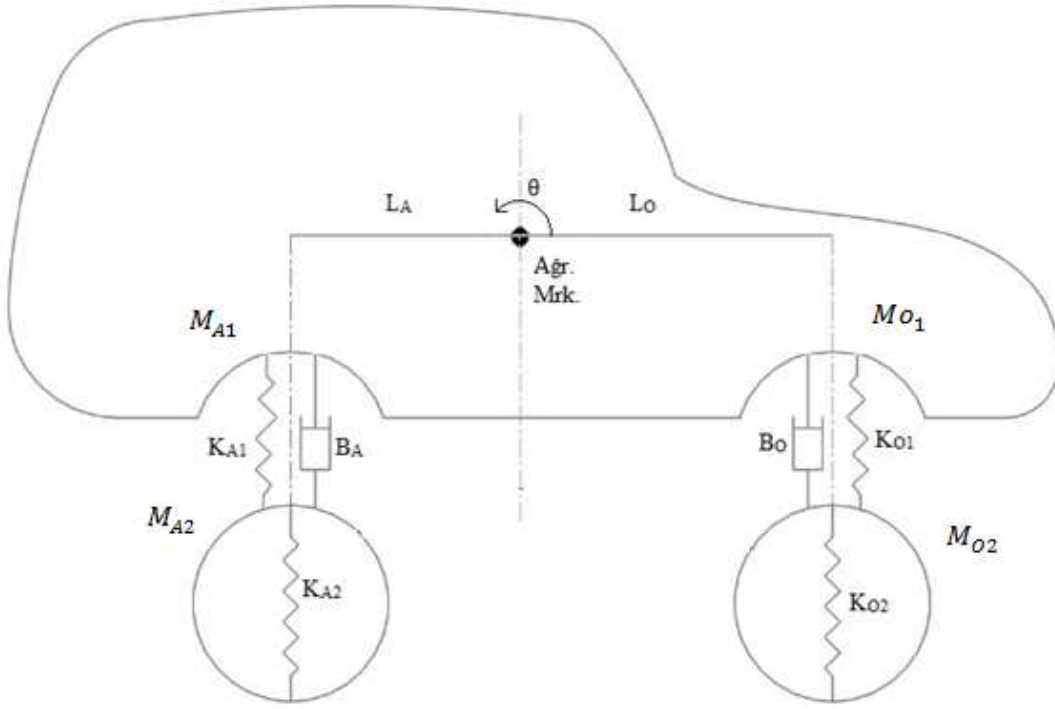
Parametre	Değer
I_p	1230 kg.m ²
m	730 kg
m_{p1}	75 kg
m_{p2}	75 kg
m_{t1}	40 kg
m_{t2}	35.5 kg
k_1	19960 N/m
c_1	1290 N.s/m
k_2	17500 N/m
c_2	1620 N.s/m
k_{p1}	14000 N/m
c_{p1}	1620 N.s/m
k_{p2}	14000 N/m
c_{p2}	62.1 N.s/m
k_{t1}	175500 N/m
c_{t1}	14.6 N.s/m
k_{t2}	175500 N/m
c_{t2}	14.6 N.s/m
b_1	1.106 m
b_2	1.559 m
d_1	-0.278 m
d_2	1.059 m

Ardeh vd. (2008), Pedersen (1999), Khorsid ve Alfared (2004) tarafından yapılan çalışmalar içerisinde kullanılan modellerde İnsan faktörünün bir şekilde araç modeli ile birleştirildiği görülmüştür. Bir çalışmada insanın kafasının ivmelenmesi göz önüne alınırken, diğer çalışmada insanın oturmuş olduğu koltuğun ivmelenmesi göz önüne alınmıştır. Bu çalışmalarda göze çarpan eksiklik ise, kullanılan modellerin bir önceki çalışmalar referans gösterilerek kullanılmasıdır. Lakin bu modellerin fiziksel dünyada gerçeklik kontrolü için herhangi bir ölçüm yapıp yapılamadığı görülemez.

3.1.2. Bu tezin konusu içerisinde ele alınan dinamik araç modeli

Tez çalışmasının modeli hazırlanırken, yoğun bir araştırmanın ardından en uygun modelin sentezi yoluna gidilmektedir. Modelde buradan önce bahsedilen çalışmalarda olduğu gibi insan dinamik modeli ele alınmıştır. Bu modelin simülasyonu

ile ilgili teorik çok çalışma olmasına rağmen tatmin edici fiziksel dünyaya göre gerçekleştirecek deneysel bir çalışma görülemedi. Konvansiyonel dinamik büyüklük ölçen cihazlarla da bahsedilen ivmelerin ölçülmesi de pek mümkün görünmemektedir. Bu çalışmada bu durumun önüne geçebilmek için araç gövdesinde olan deplasmanlar simüle edilmiş olup SKF ivmeölçer belirlenen bir araç gövdesinin çeşitli noktalarına bağlanarak bu iki durum karşılaştırılmaktadır. Çalışmada kullanılan modelin şematik çizimi Şekil 3.6’da gösterilmektedir.



Şekil 3.6. 5 serbestlik dereceli dinamik otomobil yarım modeli

Newton’un ikinci hareket kanunundan türetilen, hareket denklemleri aşağıda verilmiştir.

Araç gövdesinin ön tekerlekte düşey hareketi:

$$\ddot{Z}_1 = \frac{K_{O1}}{M_{O1}} (-Z_1 + Z_2 + L_0\theta) + \frac{B_O}{M_{O1}} (-\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 + L_0\dot{\theta}) \quad (3.12)$$

Tekerlek – süspansiyon kütlelerinin ön tekerlekte düşey hareketi:

$$\ddot{Z}_2 = -\frac{K_{O1}}{M_{O2}} (-Z_1 + Z_2 + L_0\theta) - \frac{B_O}{M_{O2}} (-\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 + L_0\dot{\theta}) + K_{O2}(H - Z_2) \quad (3.13)$$

Araç gövdesinin arka tekerlekte düşey hareketi:

$$\ddot{Z}_3 = -\frac{K_{A1}}{M_{A1}} (-Z_3 + Z_4 + L_A\theta) - \frac{B_A}{M_{A1}} (-\dot{Z}_3 + \dot{Z}_4 + L_A\dot{\theta}) \quad (3.14)$$

Tekerlek – süspansiyon kütesinin arka tekerlekte düşey hareketi:

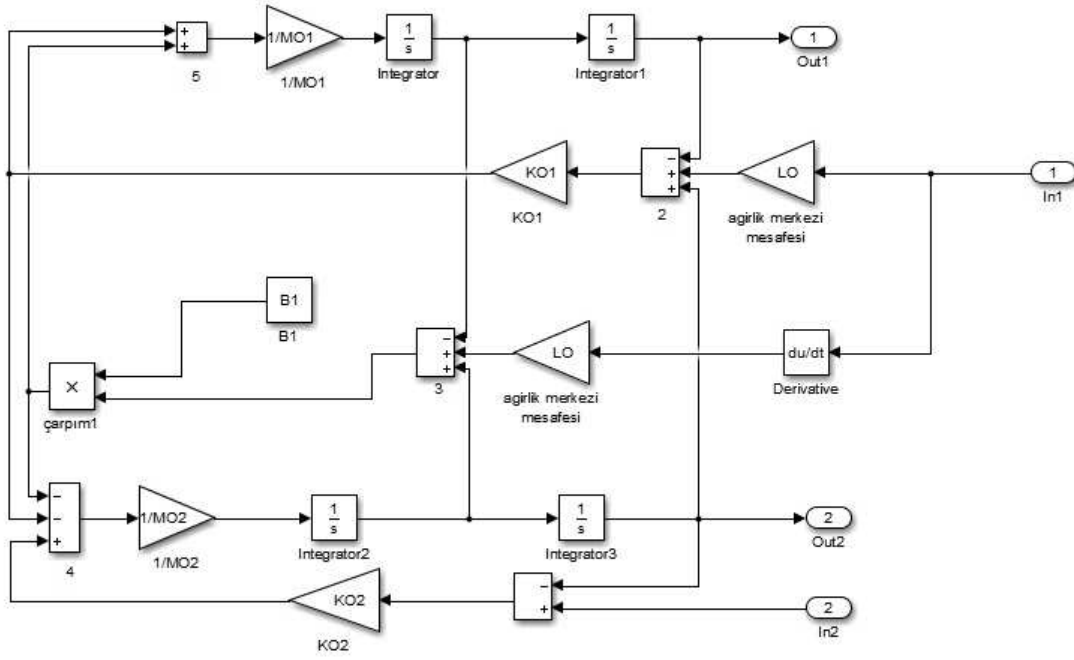
$$\ddot{Z}_4 = -\frac{K_{A2}}{M_{A2}}(-Z_3 + Z_4 + L_A\theta) - \frac{B_A}{M_{A2}}(-\dot{Z}_3 + \dot{Z}_4 + L_A\dot{\theta}) + K_{A2}(H - Z_4) \quad (3.15)$$

Bu diferansiyel denklem takımları, MATLAB programının Simulink araç kutusu kullanılarak çözülmüş ve cevap fonksiyonları elde edilmiştir. Kurulan Simulink modeli için, yukarda verilen parametrelerin sayısal değerleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

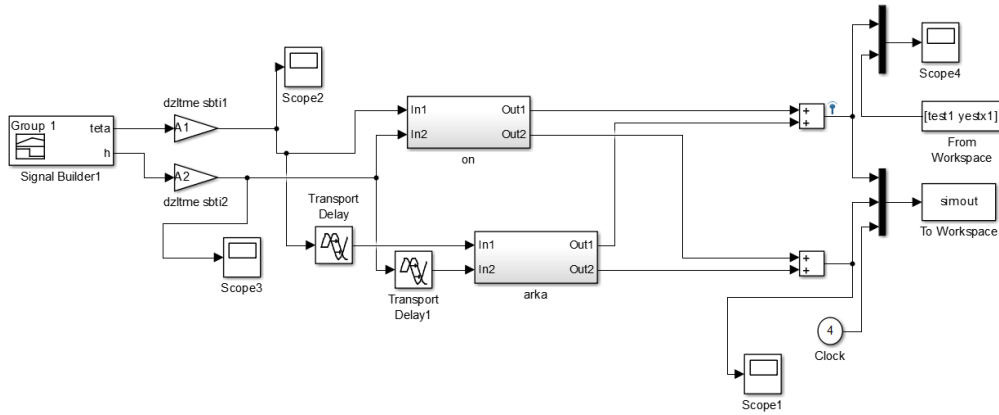
Çizelge 3.2 5 serbestlik dereceli otomobil modelinde kullanılan parametre değerleri

Parametre	Fiziksel Karşılık	Değer
M_{O1}	Ön tekerlek üzerindeki araç kütlesi	300 kg
M_{O2}	Ön tekerlek üzerindeki tekerlek – süspansiyon kütlesi	70 kg
M_{A1}	Arka tekerlek üzerindeki araç kütlesi	300 kg
M_{A2}	Arka tekerlek üzerindeki tekerlek – süspansiyon kütlesi	60 kg
K_{O1}	Ön süspansiyon yay sabiti	25000 N/m
K_{O2}	Ön tekerlek yay sabiti	200000 N/m
K_{A1}	Arka süspansiyon yay sabiti	22000 N/m
K_{A2}	Arka tekerlek yay sabiti	180000 N/m
B_O	Ön tekerlek damper sabiti	1900 N.s/m
B_A	Arka tekerlek damper sabiti	1600 N.s/m
L_O	Ön süspansiyonun ağırlık merkezinden uzaklığı	1.2 m
L_A	Arka süspansiyonun ağırlık merkezinden uzaklığı	0.9 m

Simulink programında süspansiyon simülasyonu yapılabilmesi için öncelikle ön ve arka süspansiyonlar ayrı ayrı modellenip iki model alt sistemler olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.7). Bu alt sistemler arasında bir zaman gecikmesi bloğu olan “transport delay” bloğu kullanılarak, ön ve arka tekerleklerin hız banketi üzerinden geçerken arada oluşan kısa süre tanımlanmaktadır (Şekil 3.8).

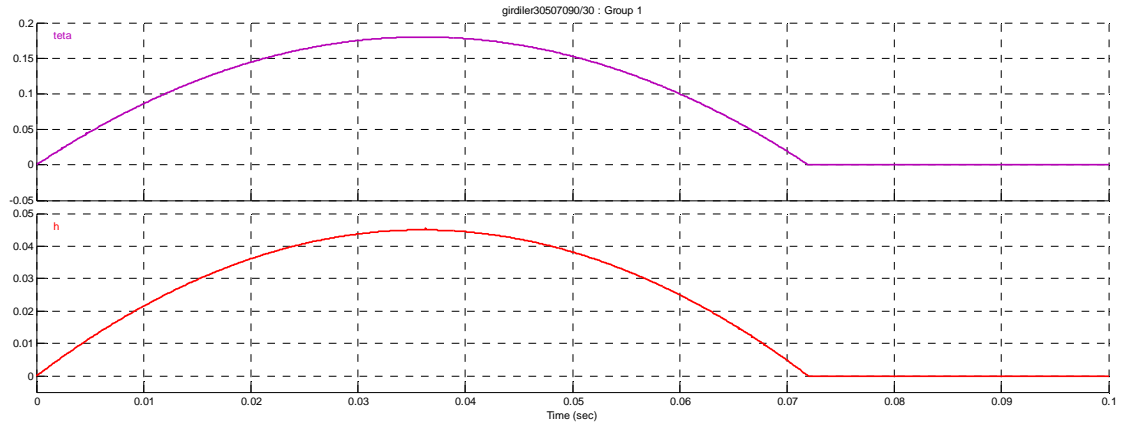


Şekil 3.7. Ön süspansiyonun alt modelinin ayrıntılı şekilde açılmış modeli



Şekil 3.8. Matematik modelin Simulink programında üst modeli

Bu modelde fonksiyona girdi olarak standart kauçuk hız tümseğinin boyutlarının üzerinden geçen bir araçta meydana gelecek olan şekilde düşey yer değiştirme h ve ağırlık merkezin etrafında dönme θ , Simulink programının "Signal Builder" bloğu içerisine, eğri uydurma algoritmaları girilerek kullanılmıştır (Şekil 3.9). Araç hızının 30 km/sa olduğu kabul edilmiştir. Bilgisayar kodları ekler bölümünde verilmiştir.



Şekil 3.9. Modelde kullanılan giriş sinyalleri

Bütün parametreler modele uygun şekilde girilip, sisteme uygun fonksiyon girdisi uygulandıktan sonra yine ilgili programın “Scope” bloğundan gerekirse anlık sistem cevabı, eğer sistem cevap grafiğinin isteğe göre daha uygun sentezlenmesi gerekiyorsa “Simout” bloğuyla MATLAB ortamına aktarılan cevap verileri okunabilir. 30 km/sa hız ile 4.5 cm tepe yüksekliği 0.5 m uzunluktaki bir hız tümseğinden geçen aracın gövdesinde ve süspansiyon – tekerlek bölgesinde oluşan yer değişimleri bulgular bölümünde verilmektedir.

3.2.SKF MicroVibe P CMVL 3850 İvmeölçer Cihazı

Kullanılan ölçüm cihazının temel özellikleri:

- CF kart girişi bulunmaktadır.
- Oldukça geniş konfigürasyonu bulunmaktadır.
- Tüm titreşim ölçümlerini yapması ve diğer cep bilgisayarları özelliklerini taşıması açısından çok yönlüdür.
- Kompakt bir tasarıma sahiptir ve oldukça hafiftir
- Anormal titreşim analizlerini gerçekleştirebilir.
- Titreşim şiddeti tarafından oluşan anormal değerlendirme fonksiyonunu oluşturabilir (ISO – 10816).
- Ortalama titreşim seviyelerine simultane ölçebilir.
- Kulaklık fonksiyonu ile akustik analizleri mümkün kılar.
- Düşük ve yüksek frekanslı titreşimleri ölçebilir.
- İvmeölçer ve Elektrodinamik hız sensörü ile birlikte kullanılabilir.
- Ölçüm tipine göre en uygun sensörü seçer.
- Titreşim terminoloji sözlüğü içinde bulunmaktadır.

Cihazın gelişmiş özellikleri:

- FFT spektrum analizi yapabilir.
- Zaman dalga formu analizi gerçekleştirebilir.
- ActiveSync kullanarak bilgisayara kayıtlı veri transferi yapabilir.

- Veri analizi ve veri kaydı, bilgisayar iletim yapıldığından itibaren mümkün hale gelir.
- Kaplanmış ivmelenme modülü (E3) ile rulman anormal fonksiyonlarını değerlendirebilir.



Şekil 3.10. HP hx4700 cep bilgisayarı



Şekil 3.11. SKF MicroVibe P CMVL3850 Modülü



Şekil 3.12. 0.3 m kablo ve bağlantı aparatlarıyla ivmeölçer



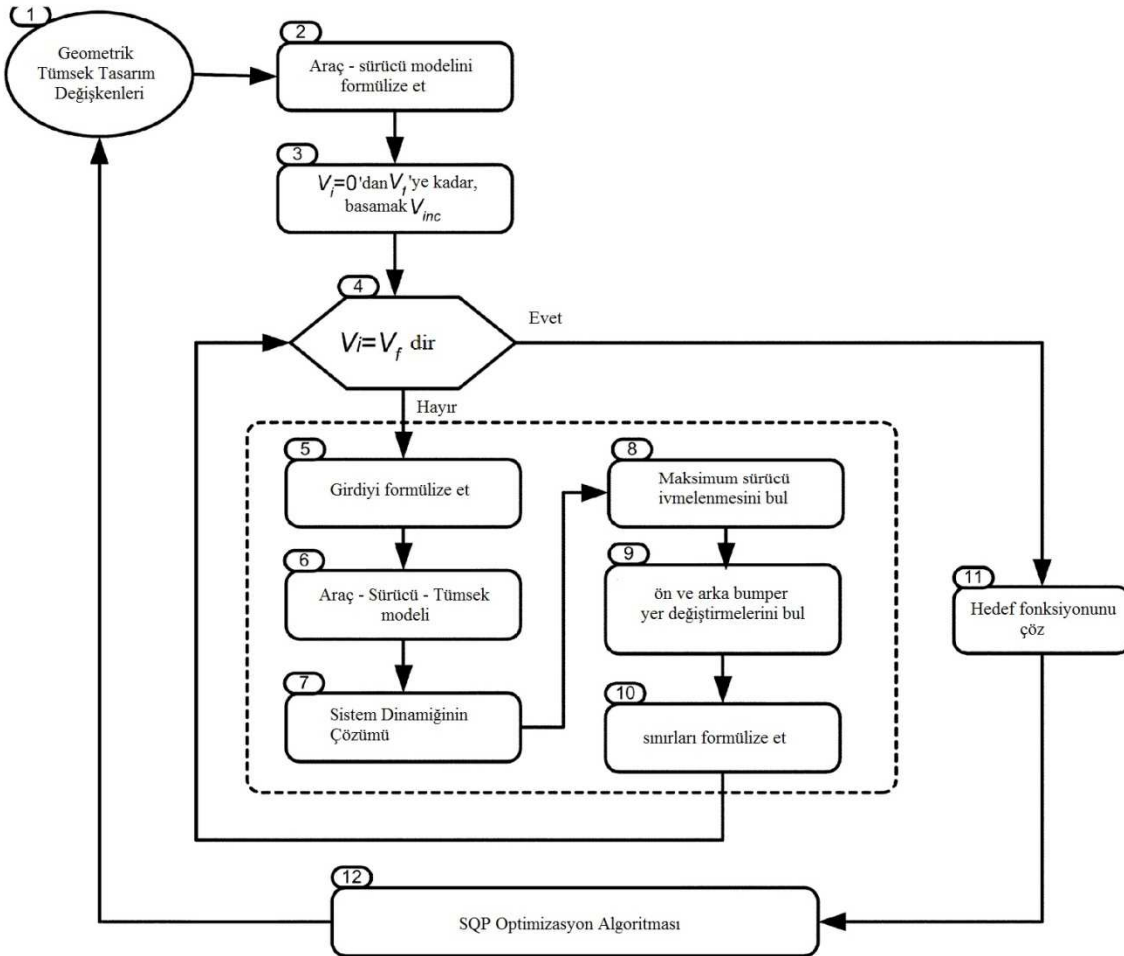
Şekil 3.13. Bağlantıları yapılmış titreşim ölçüm sistemi

3.3.Hız Tümseği Optimizasyonu

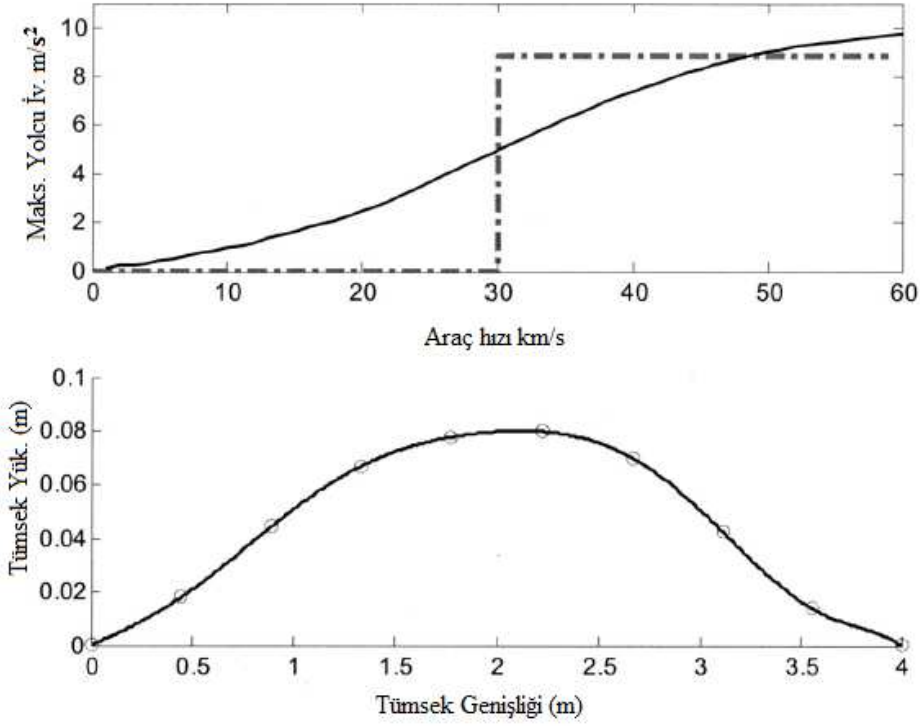
3.3.1. Konfor kriteri optimizasyon örneği

Khorsid ve Alfared (2004) tarafından yapılan çalışmada, hız kontrol tümseklerinin optimum şekile gelmesini sağlayacak matematiksel program için çeşitli girdi verileri gerekmektedir. İlk girdi kritik hızdır ki sürücünün konforlu bir sürüş elde edebilmesi için ihlal etmemesi gereken hız sınırıdır. Diğer bir girdi olan konfor kriteri, sürücü tümseğin üzerinden hız limitlerinin üzerinde geçtiğinde oluşacak olan konforsuzluğu temsil ettiği için oldukça önemlidir. Optimizasyon formülü aşağıdaki gibi formülize edilmektedir:

- Verilen : Kritik hız, kritik konfor, genel otomobil boyutları ve spesifikasyonları
- Bulunacak : Tümsek boyutları (W_i ve h); tırmanma profili; inme profili
- Minimize edilecek : İstenen cevap ile maksimum ivmelenme arasındaki fark
- Maruz kaldığı : Üst ve alt sınır kısıtlamaları, toplam uzunluk sınırları, arka ve ön hareket kısıtlamaları, kafa ivmelenmesi sınırı



Şekil 3.14. Khorsid ve Alfared (2004) tarafından önerilen optimizasyon işlem ağacı



Şekil 3.15. Konfor kriteri 0.9 ve kritik hız 30 km/sa değerleri için optimum sürücü cevabı ve simetrik polinom tümsek geometrisi

3.3.2. Simulink tasarım optimizasyonu

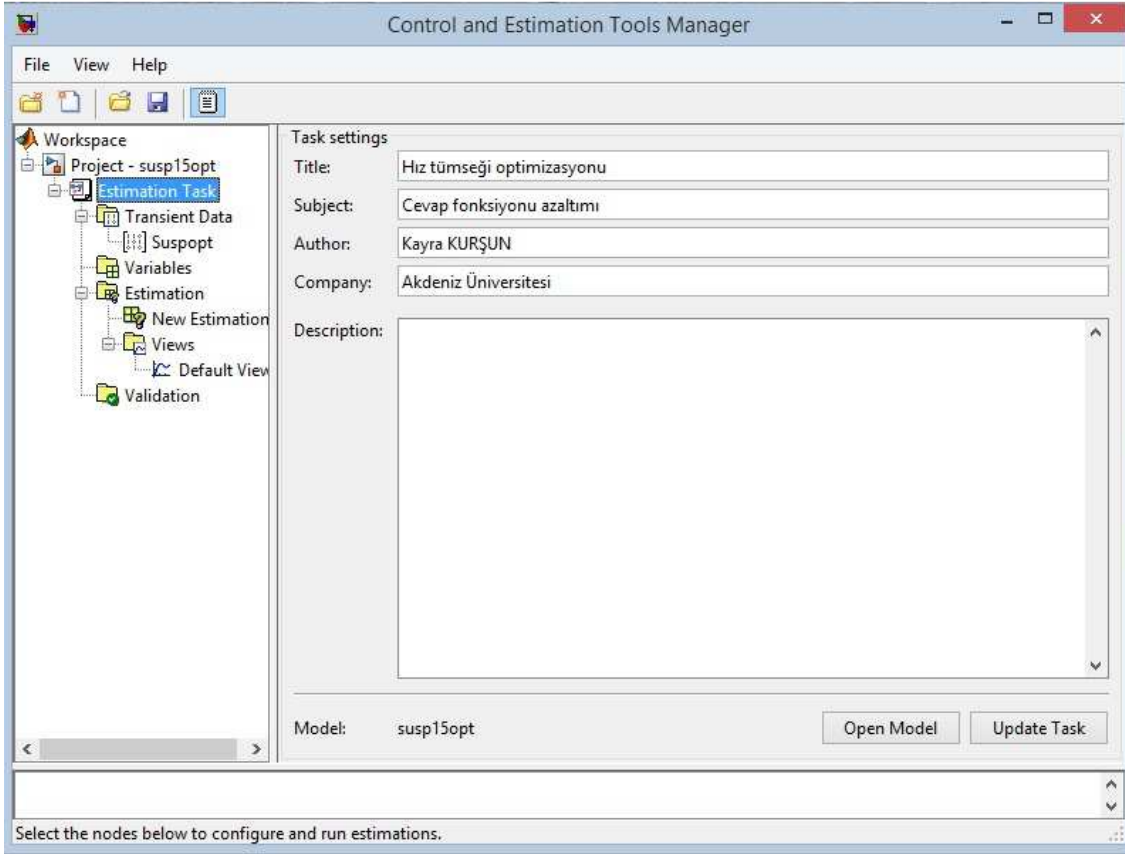
Lineer olmayan dinamik sistemin, girdi optimizasyonunda Simulink Design Optimization Toolbox kullanılmıştır. Bu araç kutusunun içerisinde, program satırıyla ilişki kuran ise lsqnonlin komutudur. Bu komut aşağıda verilen formdaki eğri uydurma problemlerini, lineer olmayan en küçük kareler yöntemini kullanarak çözer.

$$\min_x \|f(x)\|_2^2 = \min_x (f_1(x)^2 + f_2(x)^2 + \dots + f_n(x)^2) \quad (3.16)$$

Opsiyonel olarak x 'in bileşenleri lb ve ub üst ve alt limitler olarak bulunabilir. Bunlar vektör ya da matris formundadırlar. $\|f(x)\|_2^2$ 'nin (kareler toplamı) değerini hesaplamaktansa, lsqnonlin komutunun çalışabilmesi için kullanıcı tanımlı fonksiyonun aşağıda gösterilen vektör formundaki fonksiyonu çözmesi gerekir.

$$f(x) = \begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ \cdot \\ \cdot \\ f_n(x) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Buradan sonra optimizasyon problemi 3.16 numaralı eşitlikte görüldüğü gibi vektörel terimlerle yeniden düzenlenebilir. Bu eşitlikte x bir vektör ya da matris iken, $f(x)$ ise bir vektör ya da matris değeri veren bir fonksiyondur. Simulink tasarım optimizasyonu araç kutusunda bulunan ve bu çalışmada kullanılan parametre yaklaşımı özelliğinin ara yüzü ise aşağıdaki şekilde görüldüğü gibidir.



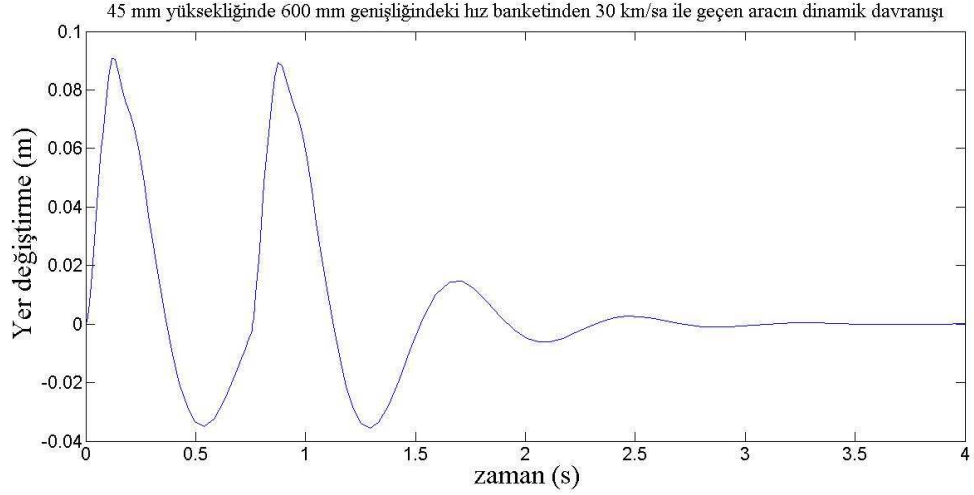
Şekil 3.16. Parametre yaklaşımı ara yüzü

Bu ara yüzdeki Transient Data modülünün altına yaklaşım yapılacak fonksiyon ve hedef fonksiyonunun parametreleri girilir. Variables modülünün altında optimizasyon için hangi parametrelerin kullanılacağı ve bu parametrelerin maksimum minimum değerleri ile ilk tahmin değerleri tanımlanır. Estimation modülünün altında öncelikle daha önceki işlem ağacında yapılanlar aktif hale getirilir ve uygun optimizasyon algoritması seçilir. Bu seçim programın orijinal ayarlarında lsqnonlin komutu bulunmaktadır. Başka komutlar da seçilebileceği gibi bu çalışmanın konusu dahilinde ilgili komut yeterli olmaktadır. Estimation modülü altında yapılan optimizasyon grafikleri seçilip bu grafikler daha sonra görüntülenebileceği gibi, optimizasyon sırasında iterasyon aşamalarını görmek amacıyla da kullanılabilir.

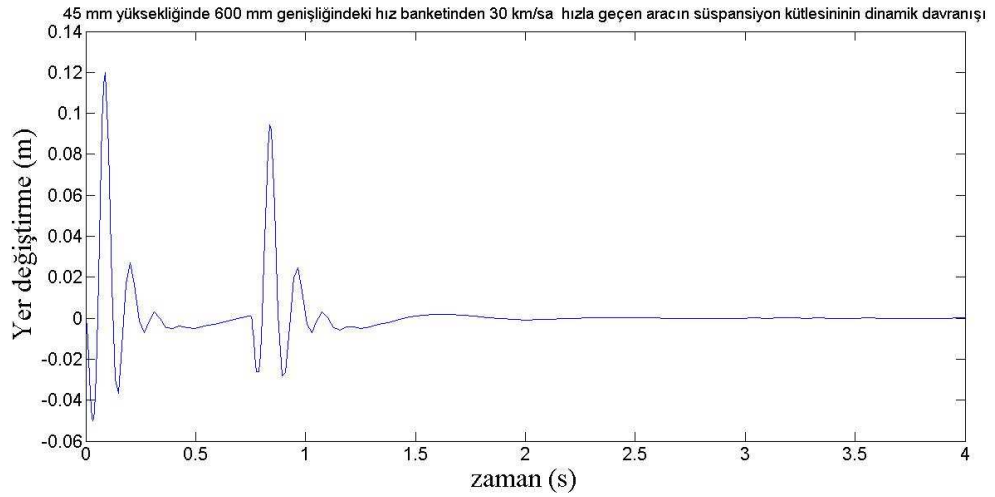
4. BULGULAR

4.1.Süspansiyon Modelinden Elde Edilen Sonuçlar

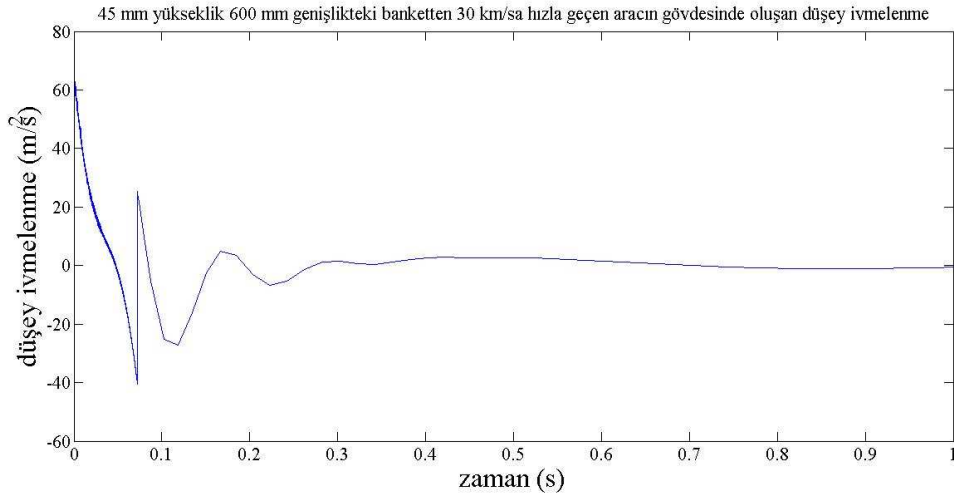
Matematik modelin simülasyonu 4 saniye süre ile Simulink programının içerisinde gerçekleştirilmektedir. Bu simülasyon sırasında girdi olarak başlangıç koşulu olan 30 km/sa hızındaki bir aracın 45 mm yükseklik, 600 mm uzunluğa sahip olan bir hız tümseğinin üzerinden geçmesi göz önüne alınmaktadır. Simülasyonun sistem cevapları Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.1. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı

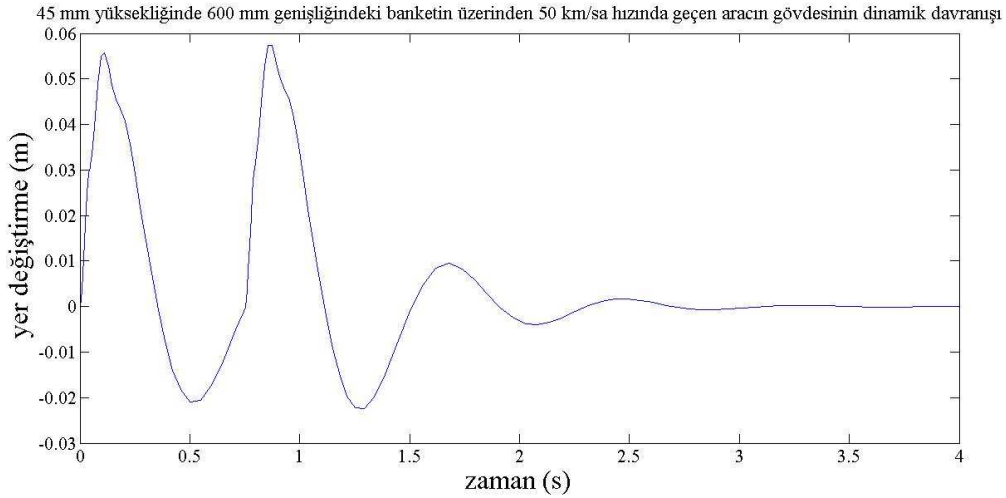


Şekil 4.2. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütesinin deplasmanı

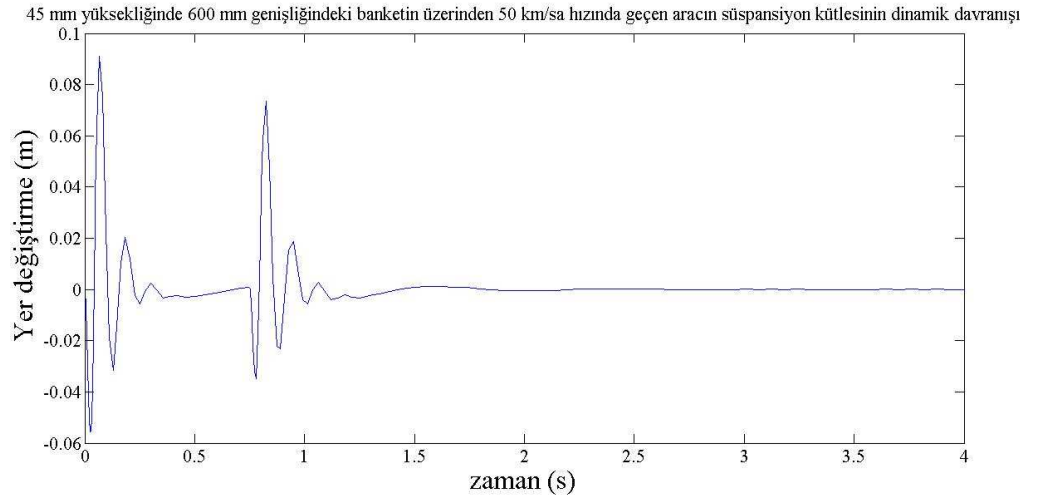


Şekil 4.3. 30 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme

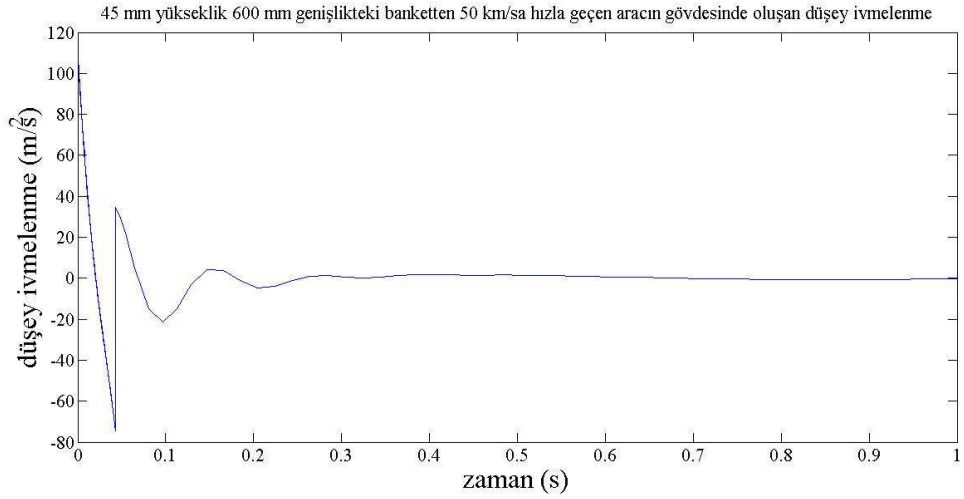
İkinci simülasyon işleminde başlangıç koşulu olan 50 km/sa hızında olan bir aracın 45 mm yükseklik, 600 mm uzunluğa sahip olan bir hız tümseğinin üzerinden geçmesi göz önüne alınmaktadır. Simülasyonun sistem cevapları Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.4. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı

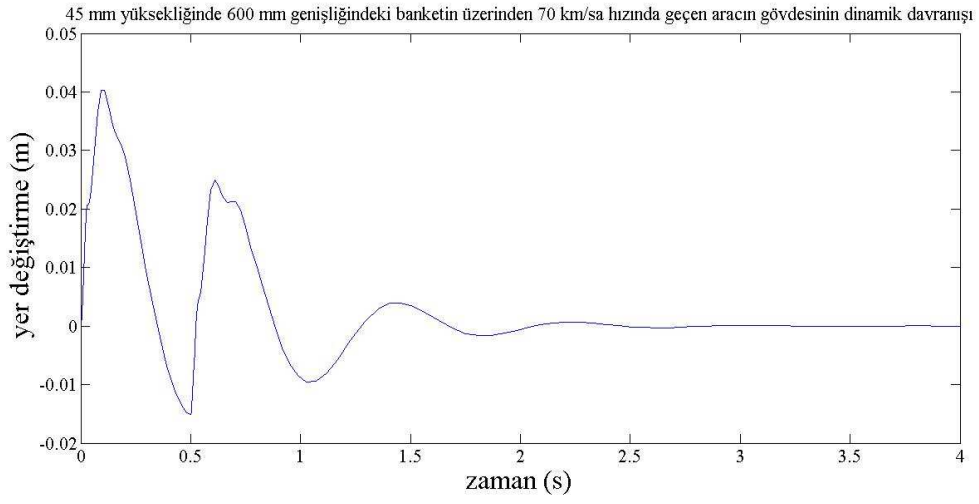


Şekil 4.5. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlelerinin deplasmanı

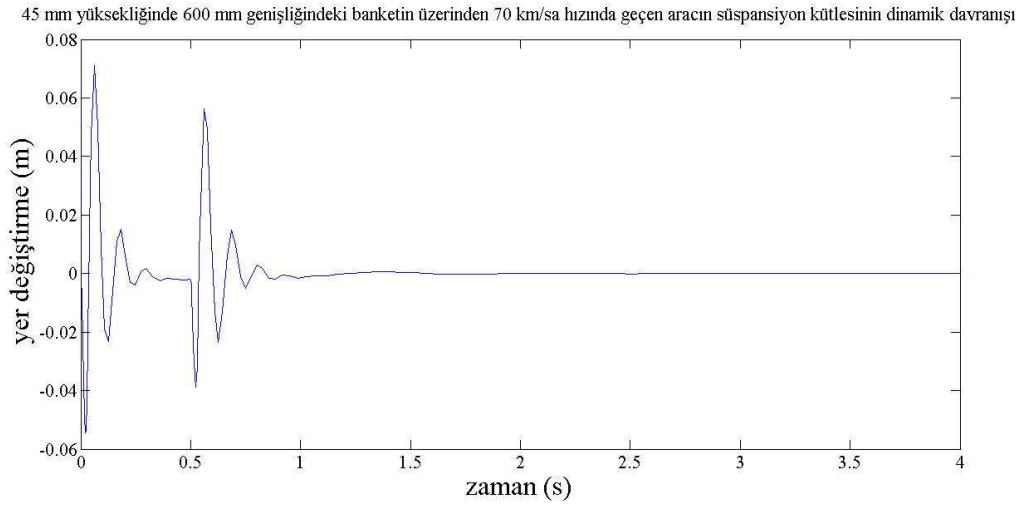


Şekil 4.6. 50 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme

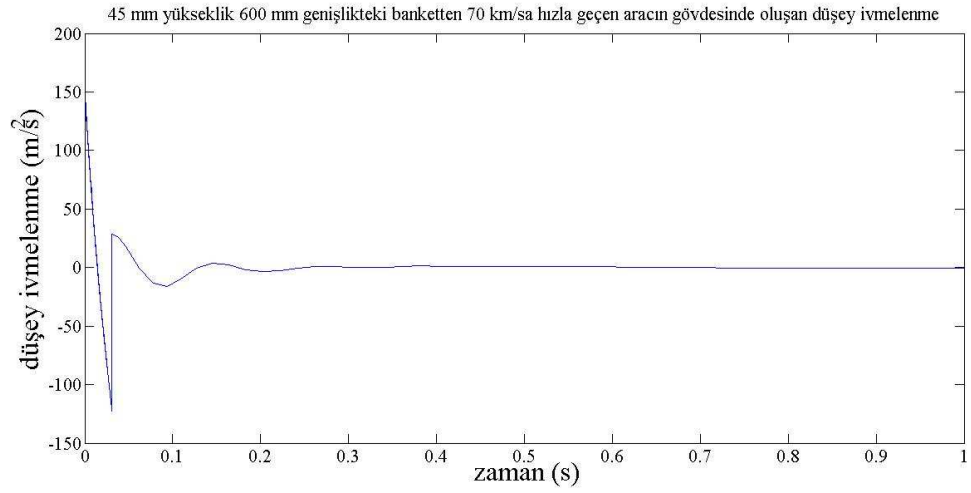
Üçüncü simülasyon işleminde başlangıç koşulu olan 70 km/sa hızında olan bir aracın 45 mm yükseklik, 600 mm uzunluğa sahip olan bir hız tümseğinin üzerinden geçmesi göz önüne alınmaktadır. Simülasyonun sistem cevapları Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilmiştir.



şekil 4.7. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı

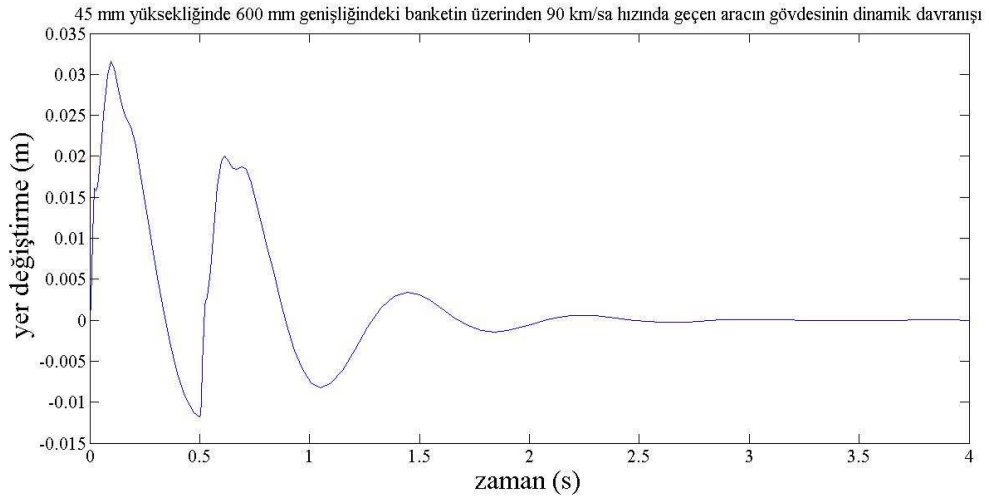


şekil 4.8. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütlesinin deplasmanı

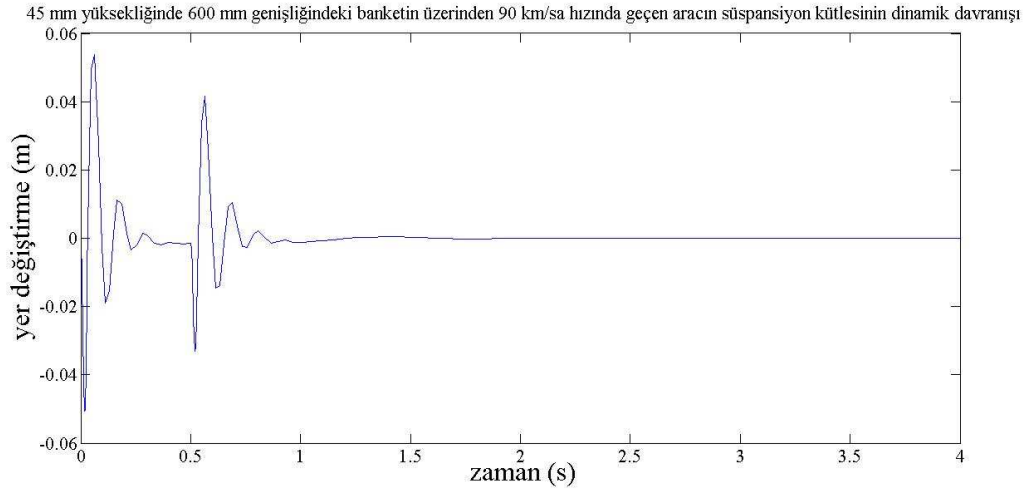


Şekil 4.9. 70 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme

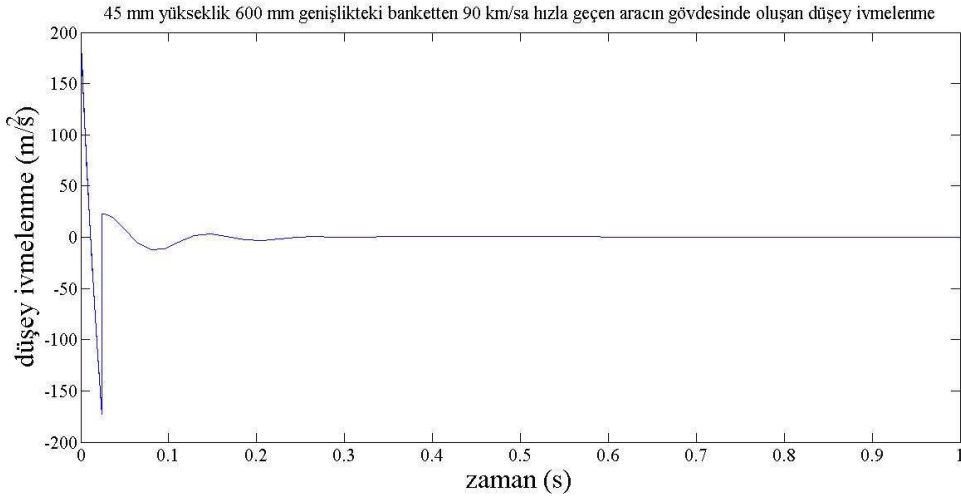
Dördüncü simülasyon işleminde başlangıç koşulu olan 90 km/sa hızında olan bir aracın 45 mm yükseklik, 600 mm uzunluğa sahip olan bir hız tümseğinin üzerinden geçmesi göz önüne alınmaktadır. Simülasyonun sistem cevapları Şekil 4.10, Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.10. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda deplasmanı



şekil 4.11. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda süspansiyon – tekerlek kütesinin deplasmanı



şekil 4.12. 90 km/sa hızındaki aracın standart banketten geçiş durumunda araç gövdesindeki düşey ivmelenme

4.2. SKF MicroVibe P CMVL 3850 Cihazından Alınan Ölçüm Değerleri

Bilgisayar modeli ile elde edilen sistem cevabı değerlerinin gerçek dünya ile uyumluluğunu doğrulamak amacıyla, seçilen bir otomobilin çeşitli yerlerine bağlanan ivmeölçer ve bu ivmeölçerden elde edilen veriler bu bölümde verilmektedir. İvmeölçer otomobile bağlanırken öncelikle sol ön süspansiyon kulesinin üzerine düşey olarak, daha sonra sürücü tarafı üst tavan kaportasına düşey olarak ve son olarak sağ arka yolcu tavan kaportasına düşey olarak bağlanır. Ölçümler sırasında çekilen fotoğraflar sırasıyla şekil 4.13, şekil 4.14, şekil 4.15. ve şekil 4.16'da verilmiştir. Burada elde edilen değerlerin hepsi bir önceki bölümde sonuçları verilen araç gövdesi deplasmanlarını doğrulamak amacına hizmet edebilmekte, lakin süspansiyon ve tekerlek kütesi deplasmanlarını doğrulamamaktadır. Çünkü kullanılan ivmeölçer cihazını o bölgede

uygun bir yere bağlamak ve oradan sağlıklı ölçüm alabilmek neredeyse imkansızdır. Ancak bu duruma rağmen, araç gövdesi ölçümleri de modelin doğruluğunu tespit etmek amacıyla yeterlidir. 30 km/sa, 50 km/sa, 70 km/sa ve 90 km/sa hız değerleri ile tepe yüksekliği 45 mm, uzunluğu 500 mm olan standart hız banketinin üzerinden geçilerek yapılan ölçümler cihazın hafızasına kaydedilmiş, daha sonra veri yönetim yazılımı vasıtasıyla .csv uzantılı dosyalar olarak kişisel bilgisayara aktarılır. Cihaz geniş bir frekans aralığında 30720 farklı deplasman değeri kaydetmektedir. Bu değerler düşey yer değiştirme noktaları olarak MATLAB programına Script modülü vasıtasıyla aktarılır ve her birine ayrı bir matris tanımlanır. Daha sonra tanımlanan zaman matrisi ile de aşağıdaki grafikler elde edilir.



Şekil 4.13. Sol ön süspansiyon kulesine düşey olarak bağlanan ivmeölçer



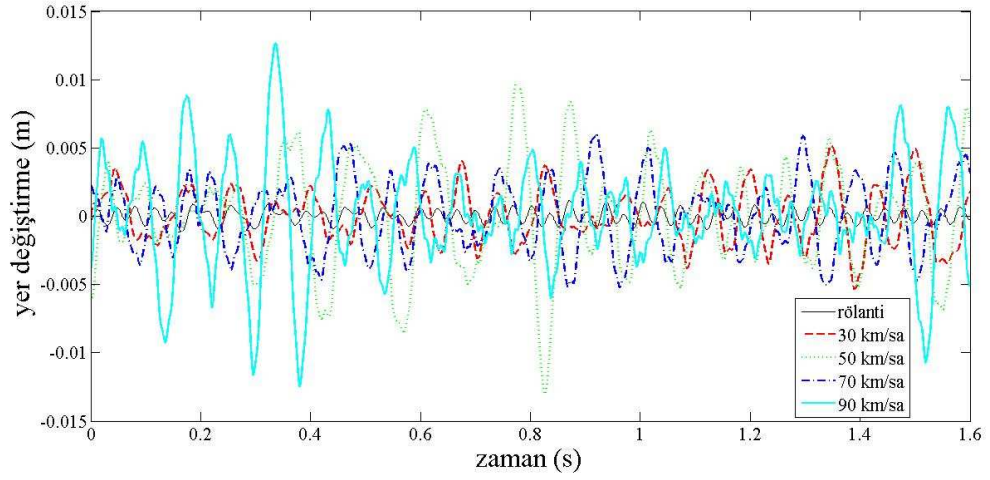
Şekil 4.14. Sol ön süspansiyonda bağlı olan ivmeölçerin modüle bağlanması



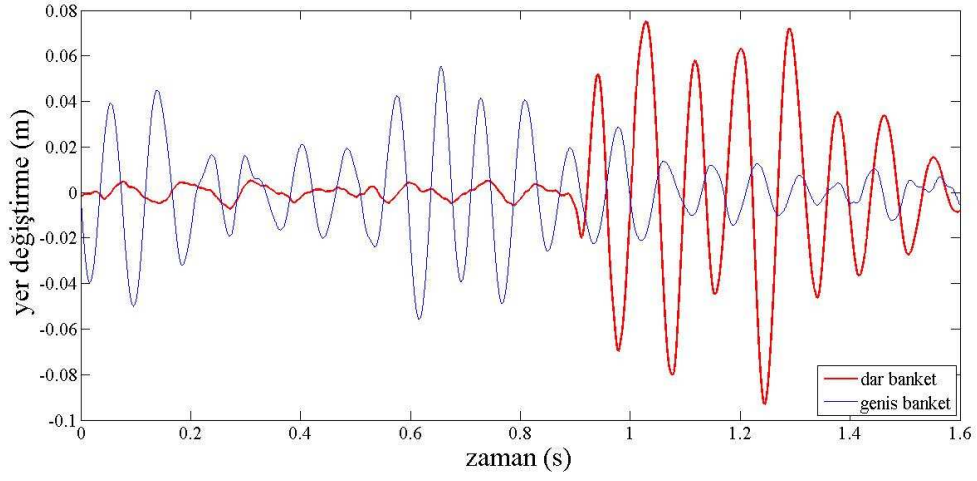
Şekil 4.15. İvmeölçerin sürücü tarafı tavana düşey olarak bağlanması



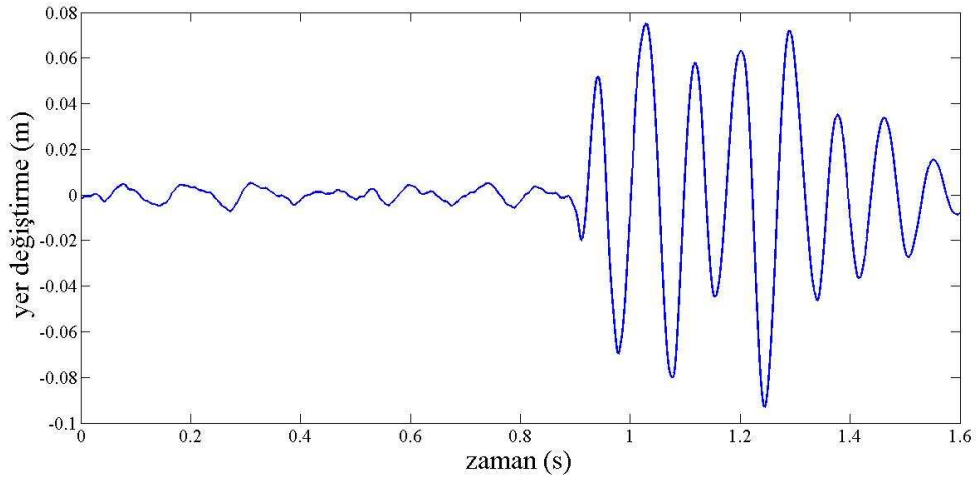
Şekil 4.16. İvmeölçerin sağ arka yolcu tarafı tavana düşey olarak bağlanması



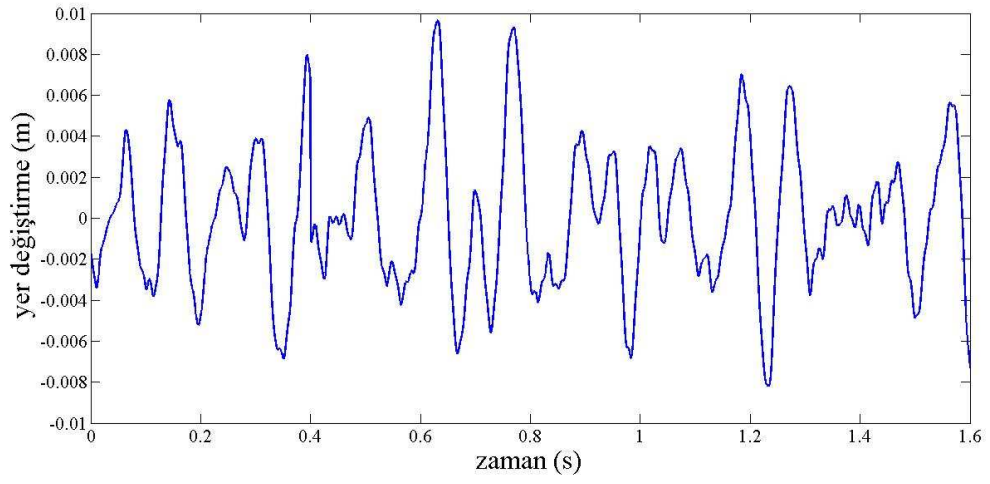
Şekil 4.17. Araç rölanti devrinde iken ve 30 km/sa , 50 km/sa, 70 km/sa ve 90 km/sa hızlarında asfalt yolda seyir halindeyken gövdede oluşan düşey yer değiştirme



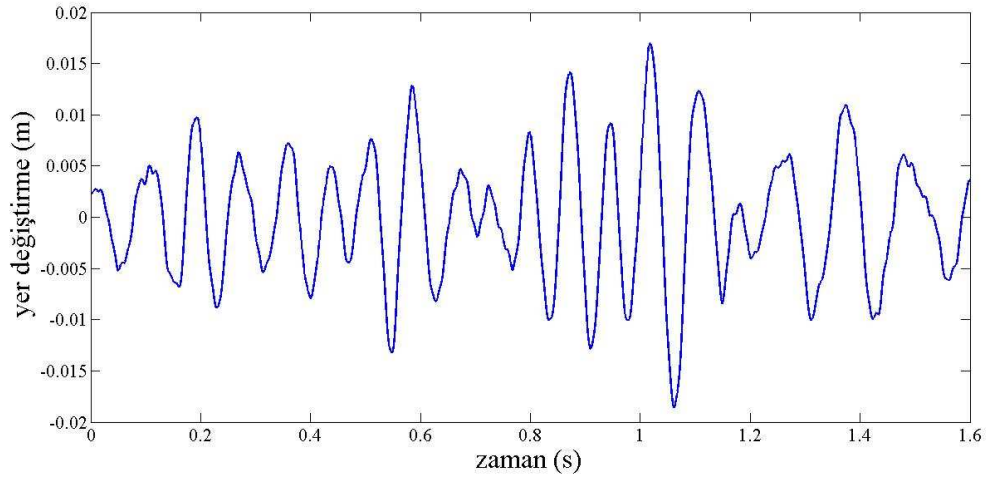
şekil 4.18. Araç 30 km/sa hız ile 50 mm tepe yüksekliği, 1000 mm uzunluğu ve 45 mm tepe yüksekliği 500 mm uzunluğu olan iki farklı hız banketinden geçtiğinde oluşan dey yeri değiştirmeler



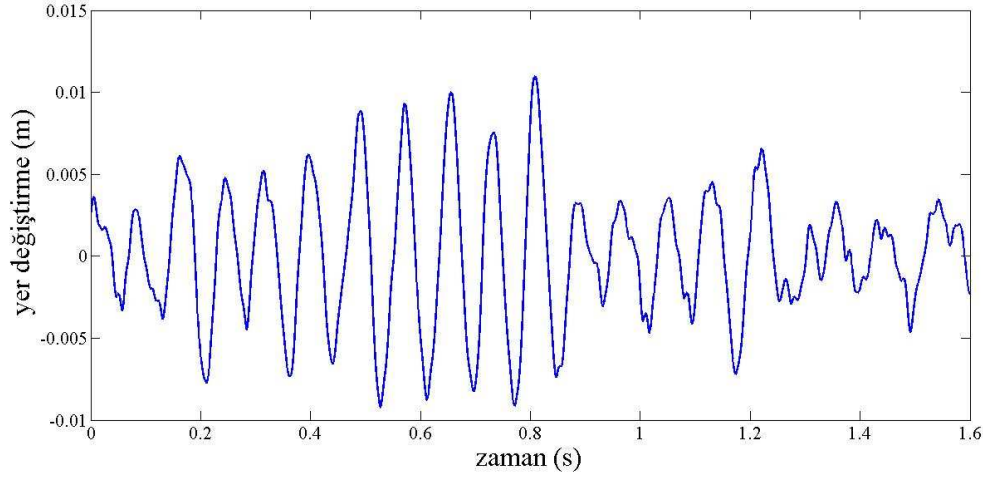
şekil 4.19. Araç 30 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan dey yeri değiştirme



Őekil 4.20. Araç 50 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtięinde araç gövdesinde oluřan dűey yer deęiřtirme



Őekil 4.21. Araç 70 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtięinde araç gövdesinde oluřan dűey yer deęiřtirme



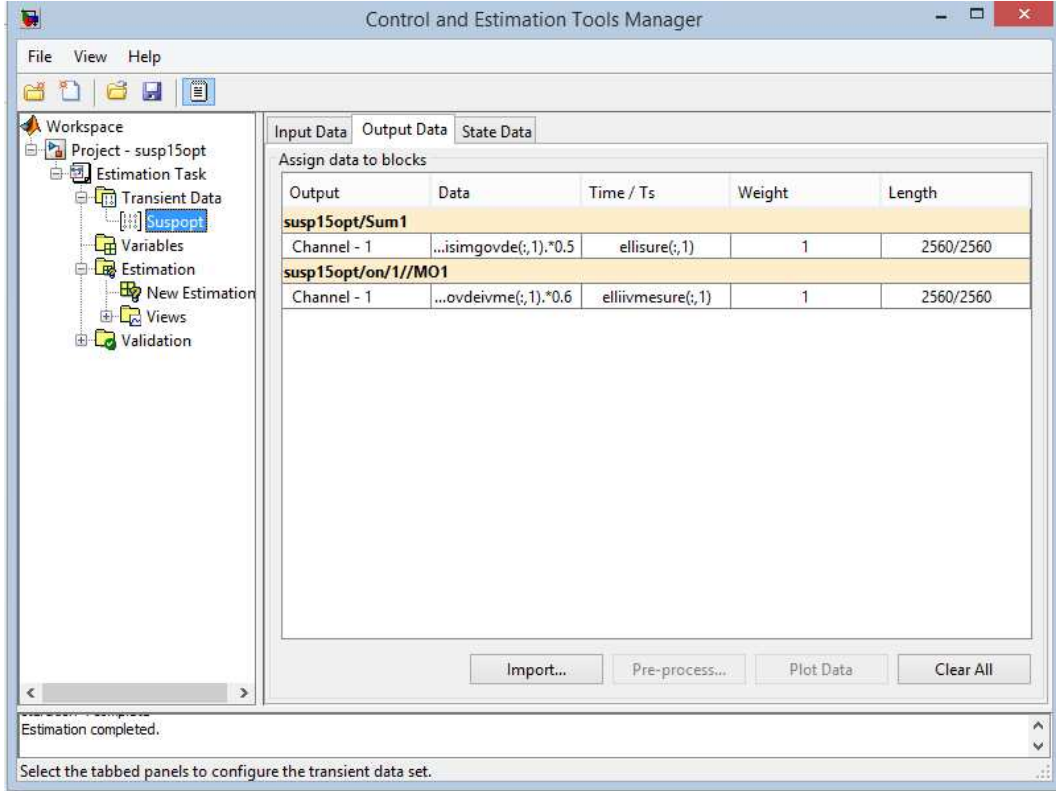
şekil 4.22. Araç 90 km/sa hız ile standart hız banketinden geçtiğinde araç gövdesinde oluşan düşey yer değiştirme

4.3. Tasarım Optimizasyonu

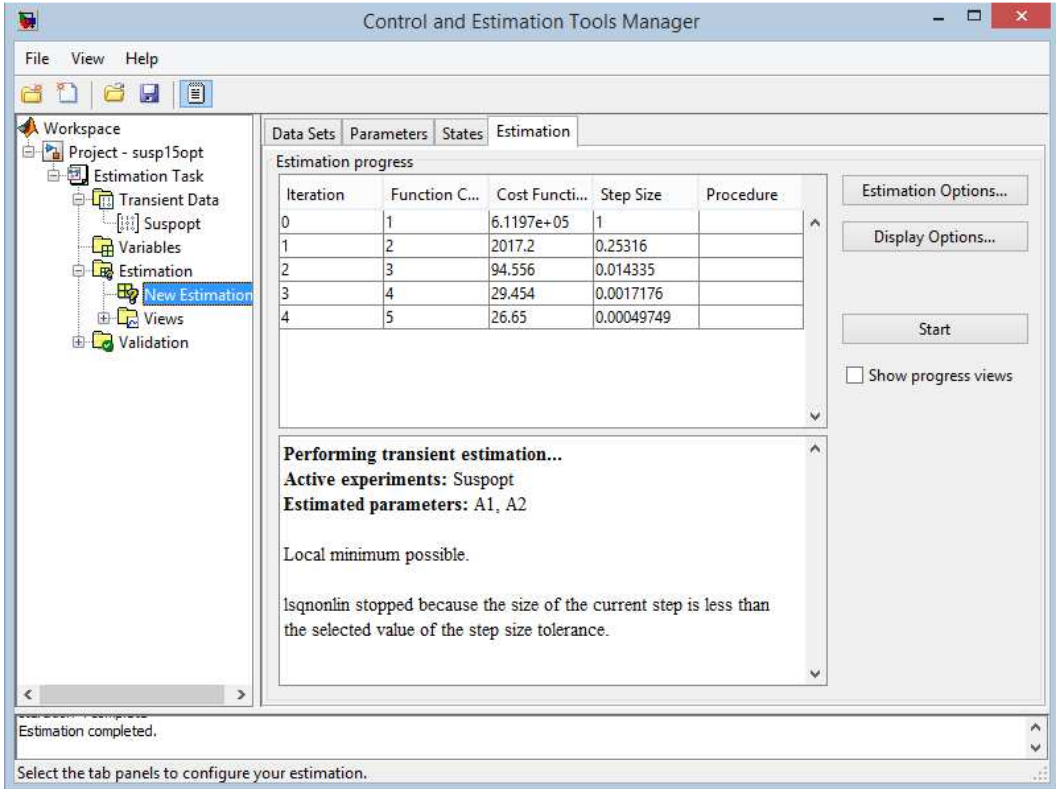
Çalışmanın en son aşamasında yapılan, elde edilen sonuçlar ışığında optimum bir hız banketi şekline gitmektedir. Bu konuda çeşitli çalışmalar önceki bölümlerde verilmekle birlikte ilgili çalışmalarda görülen şudur ki, özellikle tümsek boyutlarında ya da derinliklerinde çok büyük boyutlar öngörülmektedir. Literatürde hız tümseklerinin yola paralel boylarının genellikle 4 m boyutlarında olduğu, optimizasyon çalışmaları yapan araştırmacıların da bu boyutların çok daha fazla uzatılması gerektiği önerisinde buldukları görünmektedir. Lakin bu optimizasyon sonucunda elde edilen tasarımların özellikle Orta, Doğu Avrupa ve Batı Asya ülkelerinde çok ekonomik olmadığı aşıkardır. Kaldı ki bu ülkelerdeki genel hız keser kullanımında, görülen boyutlar literatürde önerilen boyutlardan çok daha küçüktür ve bu tasarımların da ilgili ülkelerde oldukça yerleşmiş bir kullanımı olduğu gözlemlenmektedir. Bu nedenle bu çalışmaya konu olan hız banketlerinde de öncelikle Türkiye cadde, sokak ve çeşitli yollarında kullanılan standart bir takım hız keserlerden yola çıkılarak bir optimum forma gidilmektedir.

Optimizasyon için matematik modelindeki diferansiyel denklemlerin de çözüldüğü Simulink programı kullanılmaktadır. Bu araca dahil olan “Design Optimization Toolbox” modülü aracılığıyla optimum çözüm formları elde edilmektedir. Optimizasyon sırasında, programa dahil olan sistem cevabı kestirimi ve parametre kestirimi modülleri beraber kullanılmaktadır.

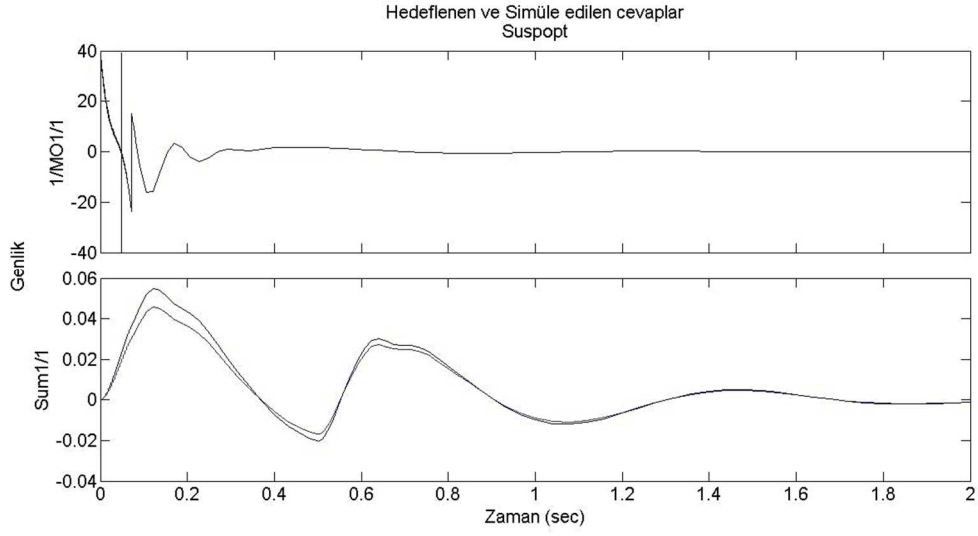
şekil 4.23 ve 4.24’te 30 km/sa hızında geçildiğinde çok daha az rahatsızlık hissi uyandıran optimizasyonun araç kutusu üzerinde yapılışı gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Araç kutusuna hedef fonksiyonunun tanıtılması

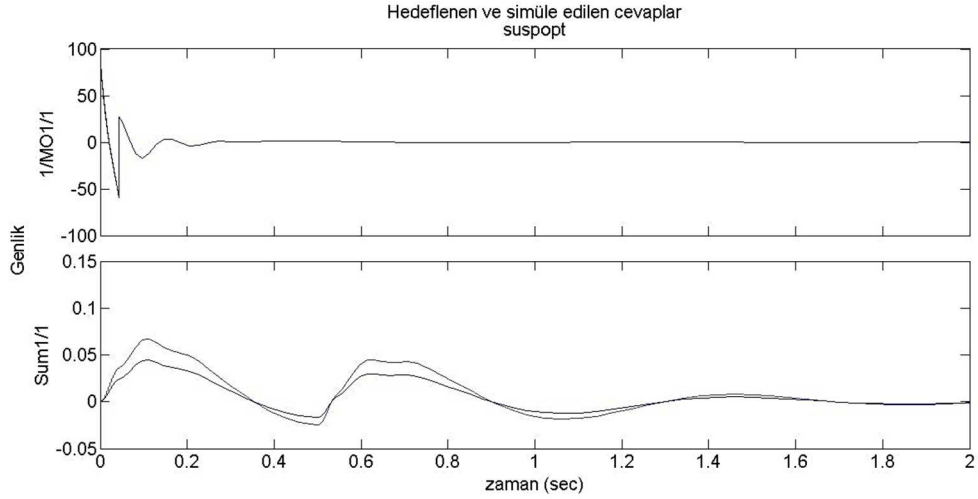


Şekil 4.24. Araç kutusunda 5 iterasyonda optimizasyon işleminin gerçekleştirilmesi

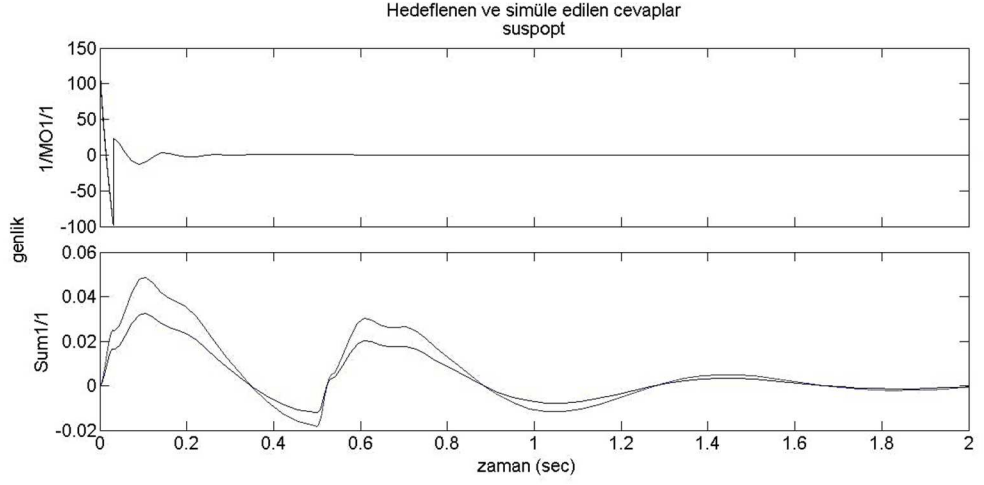


Şekil 4.25. 30 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark

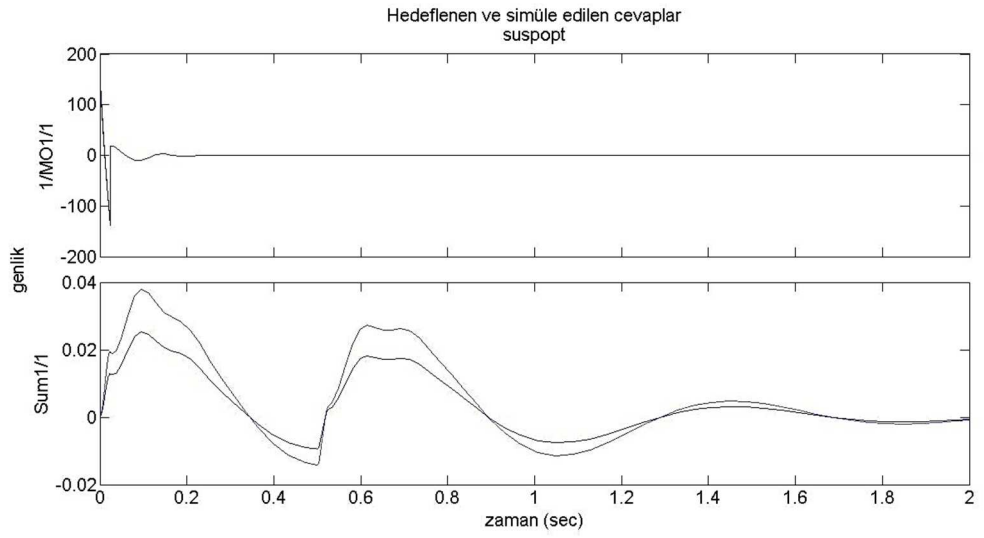
Yukarıda yapılan işlemler sırasıyla 50 km/sa, 70 km/sa ve 90 km/sa hızları için yapılmıştır. Hedef fonksiyonu olarak 30 km/sa hızında yapılandırılmış farklı olarak rahatsızlık hissinin 30 km/sa hız sınırından daha fazla olduğu bir yol göz önüne alınmaktadır.



Şekil 4.26. 50 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark



Şekil 4.27. 70 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark



Şekil 4.28. 90 km/sa için optimizasyon ve simülasyon arasındaki fark

5. TARTIŞMA

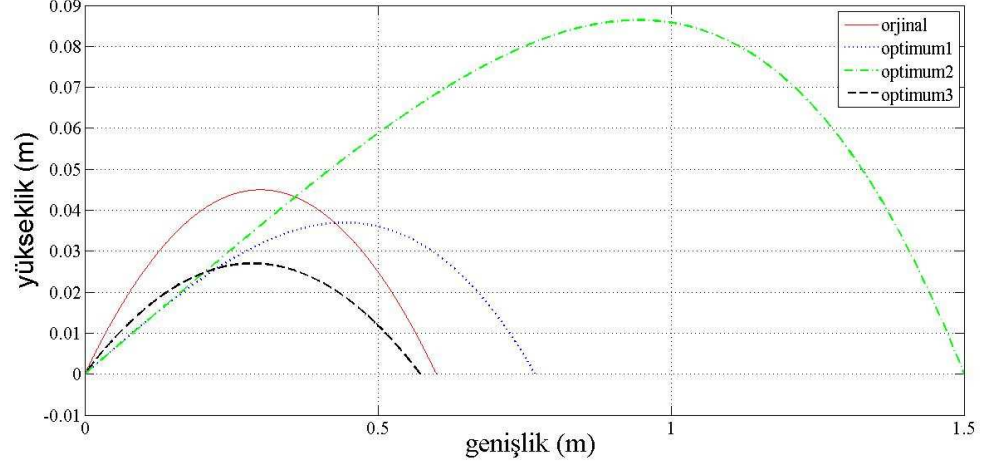
Khorsid ve Alfared (2004), Ardeh vd. (2008), Pedersen (1999) ve Khorshid vd. (2007) tarafından yapılan çalışmalar ve bu çalışma arasında görüldüğü üzere bir takım benzerlikler bulunmaktadır. Lakin bir önceki bölümde elde edilen sonuçlardan da görüleceği üzere çalışmalar belirli bir noktadan sonra dramatik bir ayrılık göstermektedirler. İlgili araştırmacılar, bilimsel ve teknik çevreler tarafından kabul gören daha önceki çalışmalarını referans alarak dinamik model kullanma ve araç dinamiği ile insan dinamiğini birleştirme yoluna gitmişlerdir. Özellikle Khorsid ve Alfared (2004) insan dinamiğini bir takım kütle – yay – damperler sistemi olarak ele almış ve bunun serbestlik derecesini aracın dinamik modelinden serbestlik derecesinden daha fazla olarak tanımlamışlardır. Lakin insan modellerinin mekanik bir deney vasıtasıyla gerçek fiziksel dünyada karşılaştırmasını yapmak tamamen başka bir disiplinin konusudur. Dolayısıyla insan dinamik davranışını bir optimizasyon değişkeni ya da bir optimizasyon fonksiyon sınırı olarak almak, çok fazla teorik bir çözüm olarak görünmektedir.

Optimizasyon için elbette ki bu ve diğer bütün çalışmalarda bir sürücü ve yolcular konforu terimi kullanılmıştır. Ancak bu terimin kullanılması, insan vücudunun ya da insan kafasının ivmelenme değerlerinin teorik karşılıklarının olduğu gibi kullanılması anlamına gelmemelidir. Bu dinamik problemin öncelikle bir araç dinamiği problemi olarak ele alınmasında fayda vardır. Diğer çalışmalarda görülen insan konfor standartları ile ilgili veriler ağırlıkta olup, araç dinamiği, süspansiyon geometrisi, aracın dinamik deplasman cevabı gibi faktörler geri planda kalmıştır. Bu durum bütün çalışmaların başında vurgu yapılan, belirlenen azami hızların üzerindeki herhangi bir hızda, hız kesici tümseklerin üzerinden geçildiğinde konforsuzluk hissinin oluşması konusunda yetersiz kalabildiği konusunun önemini hafifletmiştir. Ancak yapılan bu çalışmada, kurulan model ve bu modelle bağlantılı olarak alınan deneysel ölçümlerin birbirini desteklemesi önemli bir nokta olarak görünmektedir. Özellikle bahsi geçen bütün çalışmaların ortak çıkış noktası; standart hız kesicilerden, o yolun hız limitlerinde geçildiğinde bir konforsuzluğa neden olmaması, hız limitlerinin üstünde geçildiğinde ise konforsuzluk oluşturması kavramının bahsedildiği gibi birçok hız keser türünde aslında bu şekilde olmadığını simülasyon ve deneysel verilerle bu çalışmada kanıtlanmıştır.

Sırasıyla 30 km/sa ve 90 km/sa hızları için simülasyon sonucu verilerin verildiği Şekil 4.1. ve Şekil 4.7'ye ve deneysel sonuçların verildiği Şekil 4.15. ve Şekil 4.18'e dikkat edildiğinde aslında standart hız tümseklerinin beklenen ne kadar tersi çalıştığını anlamak zor değildir. Simülasyon sonuçlarına bakıldığında, durumun olması gereken tersi olduğu görülmektedir. Düşük hızlardaki düşey deplasmanların, yüksek hızlardaki düşey deplasmanlara göre daha yüksek olduğu, ve düşük hızlarda sistemin sönümlenmesinin daha uzun sürdüğü görülmektedir.

Bu şekilde temelleri oluşturulmuş ve veriler alınmış bir problemin üzerine çözüm aramak çok daha uygundur. Bu çalışmanın dahilinde de buradaki verilerin üzerine çeşitli yaklaşımlar, sınırlamalar ve hedef fonksiyon ya da fonksiyonları oluşturulmaktadır. Elde edilen optimum formlar Şekil 5.1 'de verilmiştir. Bu grafikte

yeşil kısım 70 km/sa - 90 km/sa ve üzeri için, mavi kısım 50 km/sa için, siyah kısım ise 30 km/sa için uygundur.



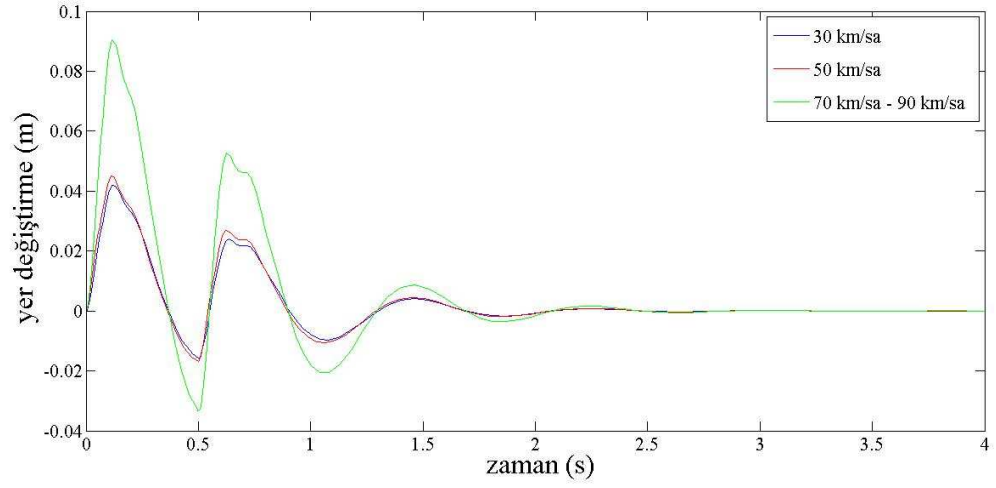
Şekil 5.1. Elde edilen optimum formlar ve orijinal formla karşılaştırılması

6. SONUÇ

Elde edilen optimum çözümler, farklı hızlar için farklı formlar oluşmasını sağlamaktadır. Uygun yollarda kullanıldığında bu formların, şu an trafikte kullanılan modellere göre oldukça fazla avantaj sağlayacağı öngörülmektedir. Çalışmanın çıkış fikri olan hız keserlerin fonksiyonlarını gerektiği gibi yerine getirememesi durumu ise büyük ölçüde önerilen formlarla çözülebileceği düşünülmektedir. Bu banketlerin en nihayetinde, yollara özensiz ve teknikten yoksun şekilde uygulanmış formlarından kaçınılması ve önerilen formlarda standardizasyon gidildiği takdirde, ekonomik olacağı açıktır.

Çalışma aşamasında otomobilin dinamik modellenmesi, bu modelin diferansiyel denklemlerinin çıkarılması, denklemlerin gerekli programlar kullanılarak çözülmesi durumunda özellikle sistem girdi fonksiyonlarının belirlenmesi ve ön - arka süspansiyon sistemleri arasındaki zaman farkının sistem cevabında görülebilmesi açısından literatüre otomobil dinamiği açısından katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Yol tepkilerinin ve aracın bu tepkilere karşı davranışının sadece bu çalışma dahilinde değil süspansiyon sistemlerinin araştırıldığı diğer konulara da fayda sağlayacağı öngörülmektedir. Çünkü model hazırlanırken sadece probleme yönelik değil, çok daha geniş bir açıdan ele alınmıştır. Bunun sonucunda taşıt dinamiği konusunda araştırmacı bilgi haznesini genişleterek gelecek çalışmalar açısından önemli fikirleri barındırmaktadır.

Çalışma dahilinde kullanılan yol girdisi optimizasyonu için çeşitli araştırmalar yapılırken, dinamik sistemlerin optimizasyonu konusunda çok fazla örnek incelenmiştir. Bu incelemeler optimizasyon probleminin çözülmesini sağladığı gibi, gelecekteki çalışmalarda tam bir süspansiyon sisteminin tasarlanması düşünüldüğünde ters optimizasyon ya da cevap optimizasyon teknikleri kullanılarak yay ve damper katsayılarının optimum seviyelerde seçilmesini sağlama durumunu göstermektedir. Sadece yay ve damper katsayılarını parametre olarak görmenin dışında, değerlerin dinamik olarak ne anlatmak istediğinin idraki ve yorumlaması konusundaki gelişmelerin, süspansiyon konstrüksiyonunda çeşitli değişimler yapılabilmesi açısından değişikliklere de ön ayak olacağı düşünülebilir. Şekil 6.1'de uygun hızlar için optimum formlardan farklı hızlarda geçildiğinde meydana gelen sistem cevapları gösterilmektedir.



Şekil 6.1 Farklı hızların optimum formlarında ilgili banketlerden geçiş durumu

Bu çalışmadan beklenen diğer bir yarar ise elde edilen verilerin gelecekte kurulma ihtimali olan bir araç yol tutuş test sistemine temel oluşturmasıdır. Bu tarz bir sistemin altyapısı ili ilgili bilgi birikimi oldukça değerlidir. Her ne kadar Türkiye otomobil muayene kriterleri içerisinde uygun bir yol tutuş testi zorunluluğu olmasa da isteğe bağlı olarak yapılacak testler, hem araştırmacıya istatistiki araç dinamiği verilerini kaydetme imkanı sağlayacak, hem de kişilerin araçlarında süspansiyon sistemi ile alakalı bir problem varsa bunun ortaya çıkması mümkün olacaktır. Bu Şekilde hem bilimsel bir veri tabanı oluşturulurken hem de insanların araçlarında yol tutuş kaynaklı bir hasar ya da kaza meydana gelmesini engelleyebilme durumu kendini gösterecektir.

7. KAYNAKLAR

- AFKAR, A., MAHMOODI-KALEIBAR, M. and PAYKANI, A. 2012. Geometry optimization of double wishbone suspension system via genetic algorithm for handling improvement. *Journal of vibroengineering*, 14 (2): 827-837.
- ARDEH, H.A., SHARIATPANAHI M. and BAHRAMI M.N. 2008. Multiobjective shape optimization of speed humps. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 37: 203–214
- BAEK, S., SHIN, B., LEE, S.W. et al. 2013. Optimization of high speed EMU suspension parameters for vibration reduction. *Journal of mechanical science and technology*, 27 (2): 305-311.
- BASTOW, D. and HOWARD, G.P. 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition, SAE, John Wiley & Sons. 362 p.
- ELVIK, R. 2001. Area-wide urban traffic calming schemes: a meta-analysis of safety effects. *Accident Analysis and Prevention*, 33: 327-336.
- GRIBBLE, P. and KISTEMAKER, D. 2012. Modelling Dynamical Systems. http://www.gribblelab.org/compneuro/2_Modelling_Dynamical_Systems.html [Son Erişim Tarihi: 08.06.2015]
- GRIFFIN, M. J. 1996. Handbook of Human Vibration, Elsevier. 988 p.
- HOLMAN, S.P. 2011. Know Your Springs – Suspension Secrets. <http://www.fourwheeler.com/how-to/suspension-brakes/129-1101-know-your-springs-suspension-secrets/> [Son Erişim Tarihi: 07.06.2015]
- KHORSHID, E. and ALFARES, M. 2004. A numerical study on the optimal geometric design of speed control humps. *Engineering Optimization*, 36 (1): 77–100.
- KHORSHID, E., ALKALBYB F. and KAMAL H. 2007. Measurement of whole-body vibration exposure from speed control humps. *Journal of Sound and Vibration*, 304: 640–659.
- KUBAT, C. 2013. Matlab Yapay Zeka ve Mühendislik Uygulamaları, Pusula. 752 s.
- LAJQI, S. and PEHAN, S. 2012. Designs and optimizations of active and semi-active non-linear suspension systems for a terrain vehicle. *Strojniski vestnik-journal of mechanical engineering*, 58 (12): 732-743.
- LANGER, T.H., IVERSEN, T.K., MOURITSEN, O.O. et al. 2013. Suspension system performance optimization with discrete design variables. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 47 (4): 621-630.

- LIANG Q.Q. 2005. Performance-based optimization of Structures Theory and Applications, Spon Press, 260 p.
- MAO, J.E. and KOOREY, G. 2010. Investigating and modeling the effects of traffic calming devices, IPENZ Transportation Group Conference Christchurch.
- MOAVENI, S. 2008. Finite Element Analysis Theory and Applications with Ansys, 3rd. Edition, Prentice Hall, 526 p.
- MORENO, A.T., ROMERO, M.A. and GARCIA, A. 2012. A New Traffic Calming Device: Speed Kidney, *ITE Journal*.
- PASIN, F. 2000. Mekanik Titreşimler, Birsen Yayınevi. 151 s.
- PEDERSEN N.L. 1998. Shape optimization of a vehicle speed control bump. *Mechanics of Structures and Machines*, 26(3) : 319-342.
- RICHMANN, K. 2013. Explaining the Ackermann Effect in the 2014 Corvette Stingray, <http://blog.patmcgrathchevyland.com/ackermann-effect-2014-corvette-stingray/> [Son erişim tarihi: 08.06.2015]
- Torsion Bar Suspension. 2015. https://en.wikipedia.org/wiki/Torsion_bar_suspension [Son Erişim Tarihi: 09.06.2015]

8. EKLER

Simulink modelinde, sistemin girişi için eğri uydurma yöntemiyle bir fonksiyon oluşturulmaktadır. Bu işlemi gerçekleştiren iki farklı kod aşağıdaki gibidir.

```
tt = 0.06; %30km/sa(8.34 m/s) ile 500mm nin gecildiği süre
y1 = [0 0.045 0]; %bilinen düşey yer degistirme koordinatları
t1 = linspace(0,tt,length(y1)); %ilkel zaman matrisi
a2 = polyfit (t1,y1,2); %ara deger hesabı ile olusturulan egrinin
katsayilari
ti = linspace(0,tt,397); %nihai zaman matrisi
yi = polyval (a2,ti); %nihai dusey yer degistirme egrisi
plot (t1,y1,'o',ti,yi) %ilgili egrinin grafiği
```

```
ttt = 0.06; %30km/sa(8.34 m/s) ile 500mm nin gecildiği süre
y2 = [0 1 0]; %acisal yer degistirme
t2 = linspace(0,ttt,length(y2)); %ilkel zaman matrisi
a22 = polyfit (t2,y2,3); %ara deger hesabı ile olusturulan egrinin
katsayilari
tj = linspace(0,ttt,397); %nihai zaman matrisi
yj = polyval (a22,tj); %nihai dusey yer degistirme egrisi
plot (t2,y2,'o',tj,yj) %ilgili egrinin grafiği
```

ÖZGEÇMİŞ

Kayra KURŞUN 15 Temmuz 1988'de Gelibolu'da doğdu. İlköğretim eğitimine Samsun ve Adıyaman'da devam ettikten sonra eğitimini Kilis'te tamamladı. Kars Anadolu Lisesi'nde başladığı Ortaöğretimi Bolu İzzet Baysal Anadolu Lisesi'nden mezun olarak tamamladı. 2006 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2011 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2013 Ekim'den beri Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.