

**SÜRÜŞ KONFORU İÇİN TAŞIT KOLTUK
TİTREŞİMLERİNİN
MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

YUSUF ALPTEKİN TÜRKKAN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜRÜŞ KONFORU İÇİN TAŞIT KOLTUK TİTREŞİMLERİNİN
MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

YUSUF ALPTEKİN TÜRKKAN

Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2014

TEZ ONAYI

Yusuf Alptekin TÜRKKAN tarafından hazırlanan “Sürüş Konforu İçin Taşıt Koltuk Titreşimlerinin Modellenmesi ve Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç.Dr. Gürsel ŞEFKAT

Başkan: Yrd. Doç.Dr. Gürsel ŞEFKAT İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof.Dr. İbrahim YÜKSEL İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yrd. Doç.Dr. Erol SOLMAZ İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü

.../.../...

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

17.07.2014

Yusuf Alptekin TÜRKKAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SÜRÜŞ KONFORU İÇİN TAŞIT KOLTUK TİTREŞİMLERİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Y.Alptekin TÜRKKAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT

Son yıllarda gelişen teknoloji ile taşıtların bir çok opsiyonel özelliği standartlaşmıştır. Bu özellikler sayesinde sürücüler ve yolcular, daha konforlu sürüş gerçekleştirirler. Ancak sürüş konforunu etkileyen bir çok parametre vardır. Bunların başında yol pürüzlüklerinin sürücüye etkileri gelir. Yol pürüzlüğü sürücüye titreşim olarak etki eder. Önceki çalışmalarda sürücünün maruz kaldığı titreşimler çeşitli yöntemler kullanılarak modellenmiştir. Sürücü sağlığı üzerindeki etkileri araştırılmış ve çeşitli standartlar geliştirilmiştir. Bazı çalışmalarda ise bu titreşimleri izole etmek için süspansiyon sistemi yanında koltuk süngerlerinin fiziksel özelliklerinin iyileştirildiği yeni koltuklar tasarlanmıştır. Sürücü ve yolcuya, yoldan aktarılan düşey titreşimler dinamik konfor açısından en önemli etkidir. Dolayısı ile düşey yönde yoldan gelen titreşim etkilerinin belirlenmesi için öncelikle araç için farklı modeller oluşturulmalı ve değişken yol girdilerine karşılık sistemin düşey titreşimleri analiz edilmelidir.

Bu çalışmada titreşim hakkında bilinmesi gereken temel kavramlar ilk bölümde verilmiştir. Taşıtların fiziksel modellerinden hareketle sistemin matematiksel modelinin elde edilmesinde kullanılan farklı yöntemler (Enerji, Lineer grafik vb.) tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistem üzerinden elde edilmiştir. Değişken yol girdilerinde sistem davranışını belirlemek için; çeyrek taşıtlar, yarım taşıtlar ve koltuk ilaveli çeyrek taşıtlar modelleri kurulmuş ayrıca farklı araç hızlarına karşı koltuk ilaveli yarım taşıtlar modeli kurulmuştur. Matematik modelleme yöntemlerinden biri olan Lagrange yöntemi kullanılarak sistemin tüm fiziksel modellerine karşılık matematik modelleri oluşturulmuştur. Sistemin bilgisayar çözümleri için MATLAB programı ve MATLAB'ın altında çalışan SIMULINK kullanılmıştır. Çeyrek taşıtlar, koltuk ilaveli çeyrek taşıtlar, yarım taşıtlar ve koltuk ilaveli yarım taşıtlar için benzetimler yapılmıştır. Yapılan simülasyonlar sonucu koltuğa dolayısı ile sürücüye iletilen titreşimler elde edilmiştir. Fiziksel model farkının ve araç hızının sürücü veya şaseye aktarılan titreşimlere etkisi analiz edilerek tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çeyrek taşıtlar, Yarım taşıtlar, Simulink, Matlab

2014, ix + 80 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

MODELLING AND ANALYSING OF VEHICLE SEAT VIBRATIONS FOR RIDE COMFORT

Y.Alptekin TÜRKKAN

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof.Dr. Gürsel ŞEFKAT

In recent years, thanks to improving technology, several optional features which have evolved into standard equipments of the vehicles led both the driver and the passengers enjoy more comfortable drive. There are numerous parametres that affect the driving comfort. Effects of the roughness of the road on the driver which in turn creates vibration is the primary parameter on driving comfort. Vibrations that the drive is exposed to were modelized using several methodologies in previous studies; impact on driver health have been explored and various standards have been launched. In some researches, besides suspension systems, seat cushion foams have been enhanced and brand-new seats have been designed in order to isolate the vibrations. Primary factor in terms of dynamic comfort is vertical vibration that the driver and the passengers are exposed to. Therefore, in order to examine the effects these vibrations, differentiated models on vehicle should be structured and vertical vibration of the system should be analysed against variable road inputs.

In this thesis, basic concept on vibration was given in the first part. With reference to vehicle physical models, various methods (Energy, Lineer graphics, etc) used for mathematical model of the system was acquired thanks to single freedom degreed spring-mass-damper system. In order to determine to system behavior under varying road inputs, quarter-vehicle, semi-vehicle and seated-quarter-vehicle models were set; additionally, in order to determine the effect of varying speed, seated-semi-vehicle was modelized. Along with the physical modelling, on the grounds of Lagrange method was utilized to set the mathematical modelling. MATLAB and sub-programing language of MATLAB, SIMULINK was utilized for computer solutions of the system. Simulations on Quarter-vehicle, seated-quarter-vehicle, half-vehicle and seated-half-vehicles have been carried out. By virtue of the above mentioned simulations, vibrations transmitted to the seat, also the driver accordingly have been acquired. Effects of physical model variety and speed on the vibration exposed to the driver or chassis have been analysed and discussed.

Keywords: Quarter car, Half car, Simulink, Matlab

2014, ix + 80 pages.

TEŐEKKÖR

Bilgi ve tecrübeleri ile her zaman her konuda yanımda olan bana destek veren, çalışmamda deneyimlerini benden esirgemeyen, değerli hocam Yrd. Doç.Dr. Gürsel ŞEFKAT' e Őükranlarımı sunarım.

Hayatımın her anında yanımda olan bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Y.Alptekin TÖRKKAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1.GİRİŞ.....	1
2.GENEL BİLGİLER.....	6
2.1.Tanımlar.....	6
2.2. Hareket Denklemi Oluşturma Yöntemleri.....	9
2.2.1. Newton'un 2. yasası ile hareket denkleminin oluşturulması.....	9
2.2.2. Enerji Yöntemi ile hareket denkleminin oluşturulması.....	11
2.2.3. Lineer grafik yöntemi ile hareket denkleminin oluşturulması.....	12
2.3. Titreşim ve Sürücüye Etkileri.....	13
2.4. Süspansiyon Sistemi.....	16
3. MATERTAL VE YÖNTEM.....	19
3.1. Lagrange Yöntemi ile Hareket Denkleminin Oluşturulması.....	19
3.2. MATLAB.....	21
3.2.1.MATLAB'da Diferansiyel Denklem Çözme.....	22
3.2.2. MATLAB ortamında benzetim: SIMULINK.....	24
4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ.....	28
4.1. Çeyrek Taşıt Modeli.....	28
4.2. Koltuk İlaveli Çeyrek Taşıt Modeli.....	30
4.3. Yarım Taşıt Modeli.....	34
4.4. Koltuk İlaveli Yarım Taşıt Modeli.....	39
5. MODELLEME VE ÇÖZÜMLER.....	46
5.1. Çeyrek Taşıt Simulink Modeli.....	46
5.2. Koltuk İlaveli Çeyrek Taşıt Simulink Modeli.....	50
5.3. Yarım Taşıt Simulink Modeli.....	54
5.4. Koltuk İlaveli Yarım Taşıt Simulink Modeli.....	58
6. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	63
KAYNAKLAR.....	65

EKLER.....	67
EK 1 Parametreler.....	68
EK 2 MATLAB Programları.....	70
EK 3 Karşılaştırma Grafikleri.....	73
EK 4 Koltuk İleveli Yarım Taşıt Simulink Modelinin Altsistemleri.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	80

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
a	: İvme
b	: Sönümleyici sabiti
D	: Sönüm enerjisi
F	: Kuvvet
h	: Giriş Genliği
I	: Atalet momenti
k	: Yay sabiti
K	: Kinetik enerji
L	: Lagrange operatörü
m	: Kütle
P	: Potansiyel enerji
P_d	: Sönümleyici elemanlardan dışa atılan ısı güçlerinin toplamı
P_g	: Sisteme verilen mekanik güçlerin toplamı
P_v	: Sistemin dışarıya verdiği mekanik güçlerin toplamı
$t.a.$: Tekerlek aksı
V	: Hız
x	: Yerdeğiştirme
x_s	: Statik yerdeğiştirme
x_d	: Dinamik yerdeğiştirme
ω	: Açısal Frekans
δW	: Virtüel iş

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2. 1. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi	9
Şekil 2. 2. Kütleye etkiyen kuvvetler	10
Şekil 2. 3. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi	11
Şekil 2. 4. (a) Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi (b) Kütle-yay-sönümleyici sisteminin lineer grafik yöntemi ile gösterimi	13
Şekil 2. 5. Taşıt titreşiminin sürücü omurgası üzerinde ki titreşim etkileri ve olası titreşim eksenleri (Hampel,1997)	15
Şekil 3. 1. Simulink Kütüphanesi	26
Şekil 3. 2. New (Yeni) model butonu	26
Şekil 3. 3. Örnek sistemin blok diyagramı	27
Şekil 3. 4. Konum-zamn benzetim çıktısı	27
Şekil 4. 1. Çeyrek taşıt modeli	28
Şekil 4. 2. Koltuk ilaveli çeyrek taşıt modeli	31
Şekil 4. 3. Yarım taşıt modeli	34
Şekil 4. 4. Yarım taşıt şase baş vurma hareketi	35
Şekil 4. 5. Koltuk ilaveli yarım taşıt modeli	39
Şekil 4. 6. Yarım taşıt şase baş vurma hareketi	40
Şekil 5. 1. Çeyrek taşıt Simulink Modeli	46
Şekil 5. 2. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği (b) basamak giriş ivme-zaman grafiği	47
Şekil 5. 3. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği	48
Şekil 5. 4. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği	49
Şekil 5. 5. Koltuk ilaveli çeyrek taşıt Simulink Modeli	50
Şekil 5. 6. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği (b) basamak giriş ivme-zaman grafiği	51
Şekil 5. 7. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği	52
Şekil 5. 8. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği	53
Şekil 5. 9. Yarım taşıt Simulink Modeli	54

Şekil 5. 10. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği (b) basamak giriş ivme-zaman grafiği	55
Şekil 5. 11. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği	56
Şekil 5. 12. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği.....	57
Şekil 5. 13. Koltuk ilaveli yarım taşıt Simulink Modeli	58
Şekil 5. 14. (a) $V= 75,6$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği (b) $V= 75,6$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği.....	60
Şekil 5. 15. (a) $V= 50,4$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği (b) $V= 50,4$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği.....	61
Şekil 5. 16. (a) $V= 25,2$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği (b) $V= 25,2$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği.....	62

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2. 1. Farklı frekans değerlerinin insan sağlığına etkileri.....	14
---	----

1.GİRİŞ

Motorlu taşıtların hayatımızdaki yerinin büyüklüğü herkesçe bilinen bir gerçeklik iken insan sağlığına olan etkisi tam olarak bilinmemektedir. Taşıtların, kazalardan dolayı insanlara zarar vermesinin ötesinde, kazalar dışında da insan sağlığına bazı zararları olabilmektedir. Bu amaçla, literatürde birçok bilim insanı bu zararların neler olabileceğine dair çalışmalar yapmış ve bu çalışmalarını yayımlamıştır (S.Rane 2008). Hatta bu konu üzerine standartlar dahi geliştirilmiştir (ISO 2631).

Tezin ilk bölümünde literatürde konu ile ilgili emek harcamış bilim insanlarının bulduğu sonuçlar ortaya koyulmuştur. Buradan hareketle ilgili çalışmalar ışığında taşıtların titreşim özelliklerinden ve titreşim kontrolü yollarından bahsedilmiştir. Taşıttan sürücüye aktarılan titreşimlerin, insana hangi frekans aralığında rahatsızlık verdiği daha önceki çalışmalarda ortaya konmuştur (M. Pennati 2009). Sürücüye aktarılan titreşimler üzerinde durulmuş ve taşıt titreşimleri ile ilişkilendirilmeye çalışılmıştır. Benzer şekilde konuyla ilgili titreşim analizi yapmış bilim insanlarının sonuç olarak ortaya koyduğu farklı standartlar açıklanmıştır.

Tezin ikinci bölümünde konuyla ilgili tanımlara kısaca değinilmiş ileriki bölümlerde geçecek olan kavramlar yüzeysel anlatılmıştır. Tezde kullanılan hareket denklemlerinin çeşitli yöntemlerle elde edilişi gösterilmiştir. Aynı zamanda genel titreşim etkileri hakkında bilgi verilmiş, titreşimin insan sağlığını hangi frekanslar arasında etkilediği bir tablo şeklinde açıklanmıştır.

Tezin üçüncü bölümünde, ilerde sistem modelleme kısmında da kullanılacak Lagrange yöntemi, basit tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi üzerinden açıklanmıştır. Tez içinde kullanılacak MATLAB ve Simulink paket programlarının konuyla doğrudan ilişkili komutları ve kullandıkları yöntemler verilmiştir. Modellenen tek serbestlik dereceli sistem üzerinde e benzetimler yapılarak konu pekiştirilmiştir.

Tezin dördüncü bölümünde bu bölüme kadar anlatılmış olan literatürdeki fiziksel modeller, Lagrange metodu kullanılarak elde edilen denklemler, MATLAB ve Simulink programı kullanılarak sırasıyla çeyrek taşıt ve koltuk ilaveli çeyrek taşıt modeli, yarım taşıt ve koltuk ilaveli yarım taşıt modeli oluşturulup simüle edilmiştir.

Tezin son bölümünde ise, simülasyon sonucunda elde edilen veriler ilgili standart ile kıyaslanıp sonuçları tartışılmıştır. Sonuç olarak da elde edilen bulgular tezin de özeleştirisinin yapılmasına olanak vermiştir ve taşıt titreşimlerinin insanlar üzerindeki etkisi de net bir şekilde ortaya koyulmuştur.

Taşıt titreşimleri ve sürücüye etkisi ile ilgili yapılan ve bu çalışmaya katkısı olan daha önceki çalışmaların bazıları aşağıda sunulmuştur.

Sezgin (2009), “Bir Taşıtın Sürücüsü ile Modellenmesi ve Simülasyonu” isimli tez çalışmasında otomobillerin belirli bir hızla yol alırlarken, yol pürüzlülüğü nedeniyle yolcuya iletilen titreşimlerin yolcuya olan etkisini incelemiştir, insana etkileyen titreşimlerin etkisini standartlaştıran ISO 2631 ve BS 6841 gibi standartlarla tezde bulunan sonuçları karşılaştırılıp sürüş titreşimlerinin insana olan etkisi göstermiştir.

Tuncel (2008), “Kamyon Kabin Süspansiyonunun İncelenmesi ve Konfor Optimizasyonu” isimli tez çalışmasında, Ford Cargo kamyon kabininin konforunu iyileştirmek için bozuk yollarda sistem doğal frekansını hesaplamıştır. Sürüş konforunu incelemek için MATLAB yazılımını kullanarak bir model oluşturulmuş ve oluşturulan bu modelin doğruluğu toplanan veriler ile kontrol edilmiştir. Konfor parametreleri ISO 2631 standart temel alınarak yapılmıştır.

Swevers ve ark. (2006), araç sürüş konforunu ve yol tutuş özelliğini iyileştirmek için serbest modelli devamlı ayarlanabilir bir kontrol sistemi yarı aktif süspansiyon için geliştirmişlerdir. Denek araç üzerinde gerçek zamanlı olarak farklı yol şartlarında testler yapılarak bu kontrol sistemi denenmiştir. Sonuç olarak pasif süspansiyon kullanan araçlara göre daha iyi konfor değerlerine ulaşırken aynı zamanda manevra kabiliyeti açısından da gelişmeler elde edilmiştir.

Hacıoğlu (2008), aktif süspansiyon için geri beslemeli bir kontrol sistemi geliştirerek sürüş konforu üzerindeki etkilerini incelemiş, belirlenen kriterlerin farklı koşullarda sabit kalmasını sağlamaya çalışmışlardır. Elde edilen 7 serbestlik dereceli lineer olmayan matematiksel tam araç modeli ile oluşturulan kontrol sistemi denenmiştir. Sonuçlara göre yolcu konfor değerlerinin geliştirildiği bildirilmiştir.

Tamboli ve Joshi (1998), farklı yol uyarılarına maruz kalan bir araç için optimum değerlerde pasif süspansiyon tasarlamaya çalışmışlardır. Matematiksel model olarak 2 serbestlik dereceli bir yarım araç modeli kullanılmıştır. Ayrıca ISO 2631 de belirtilen işlem adımlarına uyarak konfor için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Long ve ark. (2007), AMESIM programı ile mühendislik ve MATLAB yazılımını kullanarak bir model oluşturmak için yol tanımı gerçekleştirmişlerdir. Amaç olarak ise sisteme entegre edilen kontrol sistemi ile sürüş konforunu iyileştirmek ve yol tutuş stabilitisini sağlamaya çalışmaktır. AMESIM programı ile mekanik sistemi modellenirken, MATLAB programı ile de kontrol sistemini modelleyerek birbirine bütünleşmiş bir şekilde sistemin kurulumunu sağlamışlardır.

İ. Karen ve ark (2012), yaptıkları çalışmada, tam araç modeli üzerine oturtulan koltuk için sürüş konfor parametrelerini belirlemişlerdir. Bu çalışmada, tam araç süspansiyon sisteminin benzetim tabanlı modelin sürüş konforunu tahmin etmek için önermişlerdir. Yapılan çalışmada, altı farklı yolda hareket eden dört farklı karayolu taşıtı ile toplanan, koltuk yüzeyi, koltuk sırtı ve ayak taban ivmeleri benzetim için kullanmışlardır. Bu model kullanılarak, sürüş konforu değerlerinin fiziksel prototipe gerek kalmadan hesaplanabileceğini ve bu benzetim tabanlı yaklaşımın tasarım aşamasında yardımcı bir araç olarak çok yararlı olabileceği gösterilmiştir.

Kim M. S. ve ark.(2011), yaptıkları çalışmada, iki binek otomobil sürüş konforu öznel olarak değerlendirmek için çeşitli yol profilleri üzerinde farklı hızlarla sürülerek, sürüş konfor değerleri ISO 2631-1 ve ISO 5349-1 tanımlandığı gibi frekans ağırlık fonksiyonları ve ağırlık ivmeleri ile hesaplanmıştır. Ayak, kalça, sırt ve elle iletilen

ivmeler ölçülerek, standartlardaki frekans ağırlık katsayıları ve buna bağlı olarak r.m.s. , VDV ve S.E.A.T. değerleri belirlenerek yorumlamışlardır.

K.S.Kim ve ark(2011), yaptıkları çalışmada, oturan bir insan vücudunun görünür atalet matrisini tanımlamak için 23 parametrelili, beş serbestlik dereceli bir model önermişlerdir. Koordinatlar arası bileşimleri tanımlamak için 8 geometrik parametre modele ilave edilmiştir. Modelin ideal bir model olmadığı, gelecek çalışmalara referans olacağını ve daha ideal modellerin elde edilebileceğini bildirmişlerdir.

M. Brogioli ve ark.(2011), yaptıkları çalışmada sürüş konfor değerlendirmesi için kullanılabilir yolcu/koltuk modelini analiz etmişlerdir. Çalışmanın nihai amacı, araç koltuğu tasarımcıları için özellikle yaşamlarını araç üzerinde çalışırken geçiren insanlar için rahat (ve sağlıklı) koltuk geliştirmeyi sağlayan kapsamlı bir çerçeve oluşturmaktır.

M.Pennati ve ark (2009), yaptıkları çalışmada, karayolu taşıtları sürüş konforunu objektif değerlendirilmesi için yeni bir cihaz sunmuşlardır. Bir araç koltuğuna oturmuş farklı insan denekler üzerinden deneysel ölçülen ivmelere dayanan koltuk+denek mekanik/matematik modeli tanımlamışlardır. Modeli, ölçülen ve hesaplanan ivmeler arası hatayı minimize ederek çıkarmışlardır. İmalatını yaptıkları cihaz üzerinden deneysel çalışmaları doğrulamışlardır.

S.Rane(2008), yaptığı çalışmanın amacı, deneklerin tüm vücut titreşimlerine maruz kaldığında konfor değerlendirmesinde kullanılacak bir sistem ve metod geliştirmektir. Bu amacı yerine getirmede donanımın ve yazılımın nasıl kullanılacağını göstermişlerdir.

N.Yağız ve diğerleri (2008), yaptıkları çalışmada, bulanık mantık denetleyici kullanarak bir yolcu koltuğunun da eklendiği beş serbestlik dereceli araç modelinin aktif süspansiyon kontrolünü incelemişlerdir. Çalışmalarında ilki; hem araç hem de koltuğun pasif süspansiyonlu, ikincisinin; pasif yolcu koltuğu, aktif süspansiyon ve üçüncüsünün; her ikisinin de aktif süspansiyon olması üzere üç farklı durumda incelemişlerdir. Üç durumda da yolcu koltuğu titreşimleri, yol düzgünlüklerini giriş kabul etmiştir.

Çalışmanın sonunda, en iyi sürüş konforu sağlayan kombinasyonu seçmek için karşılaştırmışlardır.

Lewis ve Griffin,(2002), yaptıkları çalışmada farklı koltuk minderlerinin titreşim izolasyon karakteristiklerini incelemişlerdir. Beş farklı koltuk minderinde tek serbestlik dereceli gerçek insan ve bir kukla model kullanarak ivme aktarım sonuçlarını elde etmişlerdir. Aktif insan ve kukla model için elde edilen frekans cevap eğrileri karşılaştırıldığında oldukça yakın eğriler elde etmişlerdir. Tasarımın doğası gereği rezonansa neden olan kaçınılmaz bir doğal frekans vardır ve tamamen pasif elemanlarla bu rezonans frekansının bastırılmadığını göstermişlerdir.

M. Demic ve ark.(2002), yaptıkları çalışmada, sürüş konforunu iyileştirmek için ölçüt geliştirmeye çalışmışlardır. Binek otomobiller ve kamyonlarda en yüksek seviyeli yüklemelerin düşey yönde en düşük yüklemeye ise yanal yönde olduğu bulunmuştur. Bu sonuçlar ileriki laboratuvar ve saha çalışmalarının bir temeli olmuştur. Rastgele titreşimlere maruz insan vücut davranışının incelenmesi raporlanmıştır. Bu araştırma, biyodinamik araştırma ve sürüş konfor incelenmesi olmak üzere iki fazdan oluşmaktadır. 30 denekli bir grup test edilmiştir. İnsan vücudu üzerine geniş band rastgele titreşimlerin etkisi koltuktan-başa iletim fonksiyonu (Seat to Head - STHT) ile incelenmiştir. Veri analizleri, iki yönlü rastgele titreşim altında insan vücut davranışının doğrusal olmadığı, düşey ön ve arka oturan yolcularda da etkinin doğrusal olmadığı ve koltuk sırt açısının da SHTH'yi etkilediğini gözlemişlerdir. Deneysel araştırmanın ikinci aşamasında, insan vücudu üzerinde dar rasgele titreşim etkisinin değerlendirilmesi için yeni bir yöntem formüle edilmiş ve test edilmiştir.

2.GENEL BİLGİLER

2.1.Tanımlar

Titreşim, cisimlerin sabit bir referans eksene veya denge konumuna göre tekrarlanan hareketi olarak ifade edilir. Titreşim her yerde mevcut olan ve mühendislik tasarımlarının yapısını etkileyen bir olgudur. Titreşim karakteristikleri mühendislik tasarımları için belirleyici faktör olabilir. Titreşim bazen zararlı olabilir (gürültü ve makinelerde parçaların kırılması) ve kaçınılmalıdır, bazen de oldukça yararlıdır (işitme duyusu için kulak zarı titreşimi) ve istenilir. Her iki durumda da titreşimin nasıl analiz edileceği, ölçüleceği ve kontrol edileceği mühendislik için önemli bir bilgidir.

Tekrarlı hareket yapan sistemler için hareketi tanımlayan iki önemlim kavram vardır. Bunlar, hareketin bir tekrarı için geçen zaman olan **periyot** ile birim zamandaki tekrar sayısı olan **frekans**tır.

Serbest titreşim, sistemin statik denge konumundan uzaklaştırılıp bırakılması halinde yaptığı periyodik harekettir. Uygulanan kuvvetler, yay kuvveti, sürtünme kuvveti ve kütlelerin ağırlığıdır. Sürtünme olması halinde, titreşim zamanla azalır. Buna **serbest titreşim** titreşim denir.

Genellikle $F(t) = F_0 \sin \omega t$ veya $F(t) = F_0 \cos \omega t$ şeklinde dış kuvvetlerin sisteme etkimesi halinde, titreşim hareketi **zorlanmış titreşim** olur. Zorlanmış titreşim hareketlerinde, sistem kendi doğal frekansı ile olduğu kadar, uygulanan dış kuvvet frekansı ile de titreşime zorlanır. Sürtünme olması halinde, hareketin doğal uygulanan sinüsoidal dış kuvvetin ihtiva etmediği bölümü, zamanla söner. Neticede sistem, ilk şartlardan ve kendi doğal frekansından bağımsız olarak, uygulanan dış kuvvetin frekansı ile titreşir. Dış kuvvetin etkilerinde meydana gelen titreşime, düzgün titreşim hali veya tepki denir.

Titreşime maruz kalan sistemlerin çoğu bu titreşimin zararlı etkilerinden korumak için titreşim yalıtımına ihtiyaç duyulur. Herhangi ilave bir yalıtım olmasa bile hava sürtünmesi ile de bu etki oluşur. Ancak mühendislik sistemlerinin viskoz sönümleyiciler gibi ilave sönüm elemanları ile titreşim yalıtımı sağlanır.

Sönüm oranı, gerçek sönüm katsayısının kritik sönüm katsayısına oranı olarak tanımlanır. Bu oran 1'den büyükse aşırı sönümlü, 1 e eşitse kritik sönümlü ve 0-1 arasında ise sistem titreşimli sönümlü dinamik davranış gösterir.

Uygulanan dış kuvvet frekansının, sistem doğal frekansına eşit olması durumunda, **rezonans** meydana gelir. Rezonans giriş ve çıkış genlikleri oranının sonsuza gitmesi demek olup sönüm oranına bağlı olarak sınırlandırılabilir. Ancak işletme frekansı ile doğal frekansın çakıştırılmamaları gerekir. Böyle bir durumda titreşim genliğinin çok artması ve meydana gelecek istenmeyen olaylardan (gürültü, kırılma, vb.) korunmak için, sistemin doğal frekansı bilinmelidir.

Eğer titreşim yapan sistemin tüm bileşenleri doğrusal davranışa sahip ise oluşan titreşimlere **doğrusal titreşim** adı verilir. Eğer sistem elemanlarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere **doğrusal olmayan (non-linear) titreşim** adı verilir. Bu tip sistemlerin hareketini ifade eden diferansiyel denklemler doğrusal olmayan formdadır.

Titreşim yapan sistemlerde potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar ile sönümlü sistemlerde enerji sönümünü sağlayan elemanlar mevcuttur. Bu elemanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- ❖ **Elastik Elemanlar (Yaylar):** Kütlesi ve sönümlemesi ihmal edilebilen ve bir kuvvet karşısında kuvvetle orantılı geçici şekilde esnemeye uğraya katı cisimlere yay denir. Yaylar, enerjiyi indüktif etkiyle depolayan elemanlardır.

- ❖ **Atalet Elemanları:** Kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, hem öteleme hem de dönme hareketini birlikte gerçekleştirebilirler.
- ❖ **Sönüm Elemanları:** Sönümlü sistemlerde enerji yutumunu sağlayan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerinin exponansiyel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür.

Dinamik sistemlerin tanımlanmasında oldukça önemli kavramlardan biri de serbestlik derecesidir. Bir sistemin bütün parçalarının herhangi bir zamanda konumlarının tamamen belirli olması için gerekli bir birinden bağımsız minimum koordinat sayısına **serbestlik derecesi** denir. Sistemler birden fazla şekil ve doğrultuda titreşebilirler. Eğer sistem, sadece tek mod ve tarzda titreşime şartlandırılırsa veya başka bir deyişle sistemin kütlelerinin uzayda geometrik yerini tayin etmek için, bir tek bağımsız değişkene ihtiyaç varsa, bu tür sistemlere, tek serbestlik dereceli sistem denir.

Hareket yapan sistemin, bilinen fiziksel yasalar kullanılarak elde edilen ve zamana bağlı matematiksel ifadesine **hareket denklemi** denir.

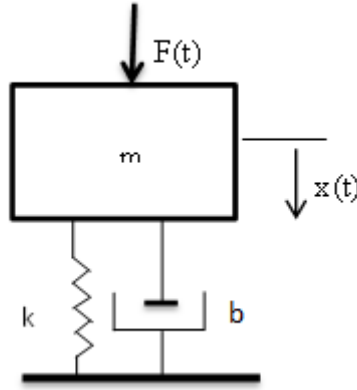
Titreşim problemlerinde elde edilen hareketin denklemini çözmek gerekir. Sistem kütle-yay-sönüm elemanı (damper) cinsinden basitleştirilir. Daha sonra, elde edilen hareket denklemi, zamanın fonksiyonu olan deplasman cinsinden veya hareketin herhangi bir anında kütlelerin denge pozisyonuna olan mesafesini verecek şekilde ifade edilir. Titreşen sistemlerin bir özelliği olan doğal frekans, hareket denklemi yöntemi ile elde edilir.

Titreşim analizi yapılacak sistemin fiziksel modelinin oluşturulmasını takiben mevcut yöntemlerden biri (Newton'un hareket kanunu, enerji yöntemi, vb.) kullanılarak sistemin hareketini tanımlayan diferansiyel denklemler (hareket denklemleri) oluşturulur.

2.2. Hareket Denklemi Oluşturma Yöntemleri

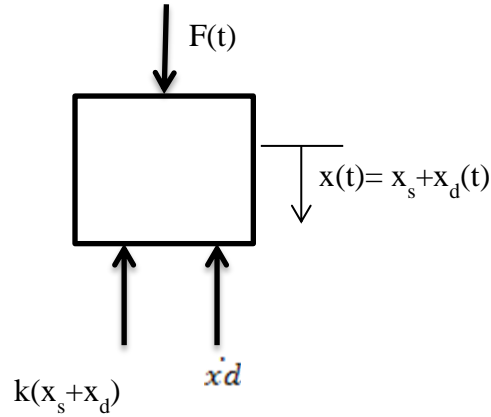
Bu bölümde tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici mekanik sisteminin farklı yöntemler kullanılarak hareket denklemi elde edilmiştir,

2.2.1. Newton'un 2. yasası ile hareket denkleminin oluşturulması



Şekil 2. 1. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi

Şekil 2.1 de görülen sistem tek serbestlik derecelidir ve m kütlelerinin hareketi x koordinatı ile tanımlanabilir. Newton'un 2. yasası gereği cisme etkiyen kuvvetlerin toplamı cismin kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir. m kütlesi k yayı üzerine konulmadan önce yay şekil değiştirmemiş serbest konumdadır. mg ağırlığındaki kütle yay üzerine yerleştirildikten sonra yay bir miktar statik çökmeye uğrar (x_s) ve $F(t)$ dış zorlaması ile bu çökmenin üzerinde x dinamik yer değiştirmeleri oluşur. Dolayısı ile m kütlelerinin toplam yer değiştirme ifadesi $x(t) = x_s + x_d$ yani statik ve dinamik yer değiştirmelerinin toplamı şeklinde ifade edilebilir. Şekil 2.2 de bu kuvvetlerin serbest cisim diyagramında kütleye nasıl etkidiğini görebiliriz.



Şekil 2. 2. Kütleye etkiyen kuvvetler

$$\sum F = ma \quad (2.1)$$

$$F(t) + mg - kx - b\dot{x} = m\ddot{x} \quad (2.2)$$

$$F(t) + mg - k(x_s + x_d) - b(\dot{x}_s + \dot{x}_d) = m\ddot{x}_d \quad (2.3)$$

$$F(t) + \cancel{mg} - \cancel{kx_s} - kx_d - \cancel{b\dot{x}_s} - b\dot{x}_d = m\ddot{x}_d \quad (2.4)$$

Denklemleri yazılır, buradan $F(t)$ yi çekip m kütlesi için hareket denklemini

$$F(t) = m\ddot{x}_d + b\dot{x}_d + kx_d \quad (2.5)$$

Şeklinde elde ederiz.

Görüldüğü gibi hareket denkleminde cisme etki eden yer çekimi kuvveti ve yayda oluşan statik çökme reaksiyonları bulunmamakta, hareket denkleminin m kütlesinin statik denge konumundan (yayın çökmüş hali) itibaren ölçülen x_d dinamik yer değiştirmelerini içermektedir. Dolayısıyla yer çekimine karşı çalışan sistemlerde kütle yer değiştirmesi statik denge konumundan ölçülür ve titreşim hareketini tanımlayan yer değiştirme ifadesi $x = x_d$ dir.

Sonuç olarak hareket denklemi,

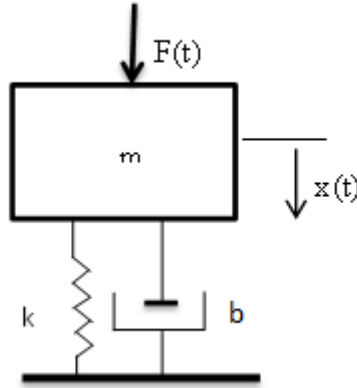
$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.6)$$

Şeklinde yazılır.

2.2.2. Enerji Yöntemi ile hareket denkleminin oluşturulması

Bu metod ile enerjinin korunumu prensibi uygulanır. Şekil 2.3 teki sisteme göre enerji yöntemini uygularsak.

$$P = \frac{W}{t} \quad (2.7)$$



Şekil 2. 3. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi

$$\frac{dE_t}{dt} = P_{net} \quad (2.8)$$

$$P_{net} = \sum P_g - \sum P_v - \sum P_d \quad (2.9)$$

P_g : Sisteme verilen mekanik güçlerin toplamı

P_v : Sistemin dışarıya verdiği mekanik güçlerin toplamı

P_d : Sönümleyici elemanlardan dışa atılan ısı güçlerinin toplamı

Burada E_t sistemin potansiyel ve kinetik enerjilerinin toplamı, P_{net} ise sisteme verilen net toplam güç olup; dış kuvvetler ve momentlerin sisteme verdikleri güç pozitif, sistemin dışarıya verdiği mekanik güç ve sönümleyici elemanlar tarafından çevreye yayılan ısı gücü ise negatiftir.

Yay kütle sistemi için bu ifadeleri yazar isek;

$$E_k = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 \quad (2.10)$$

$$E_p = \frac{1}{2}kx^2 \quad (2.11)$$

$$E_t = E_k + E_p = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}kx^2 \quad (2.12)$$

$$\frac{dE_t}{dt} = P_{net} = F(t)\dot{x} - b\dot{x}\dot{x} \quad (2.13)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}kx^2\right) = F(t)\dot{x} - b\dot{x}\dot{x} \quad (2.14)$$

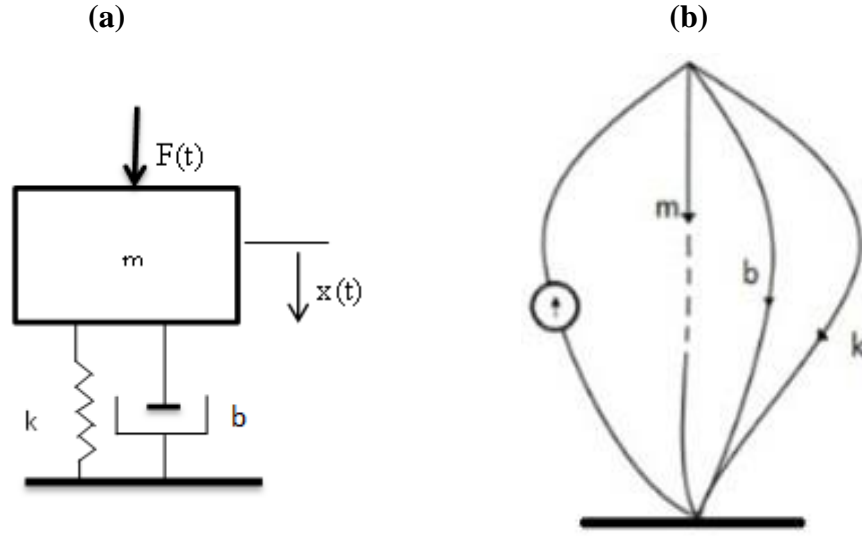
$$m\dot{x}\ddot{x} + kx\dot{x} = F(t)\dot{x} - b\dot{x}\dot{x} \quad (2.15)$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.16)$$

olarak elde edilir.

2.2.3. Lineer grafik yöntemi ile hareket denkleminin oluşturulması

Bu yöntemde kütle-yay-sönümleyiciden oluşan Şekil 2.4 (a) sistemini lineer grafik yöntemi ile gösterirsek Şekil 2.4 (b) elde edilir.



Şekil 2. 4. (a) Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici sistemi **(b)** Kütle-yay-sönümleyici sisteminin lineer grafik yöntemi ile gösterimi

$$\sum f = 0 \quad (2.17)$$

$$f(t) = f_m + f_b + f_k = 0 \quad (2.18)$$

$$m \frac{dx^2}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx(t) = f(t) \quad (2.19)$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.20)$$

2.3. Titreşim ve Sürücüye Etkileri

İnsan vücudu oldukça karmaşık, fiziksel ve biyolojik bir yapıdır. Genel bir yaklaşımla bu yapı, birbirine bağlı kütleler, elastik elemanlar ve sönümleyicilerle doğrusal olmayan birçok elemanın bileşkesidir. Ayrıca insanın psikolojik özellikleri de dikkate alınırsa bu yapının ne kadar karmaşık bir sistem olduğu tahmin edilebilir.

Çizelge 2.1 de farklı frekans değerlerinin insan sağlığına etkileri verilmiştir.

Çizelge 2. 1. Farklı frekans değerlerinin insan sağlığına etkileri

Belirti	Frekans Aralığı (Hz)
Genel rahatsızlık hissi	4-9
Kafa belirtileri	13-20
Alt çene belirtileri	6-8
Konuşma üzerine etkisi	13-20
Boğazda şişkinlik	12-16
Göğüs ağrıları	5-7
Karın ağrıları	4-10
Artan kas tonu	13-20
Nefes alma üzerine etkisi	4-8
Kas kasılmaları	4-9

Önceki çalışmalar, titreşimin insan vücuduna verdiği rahatsızlıkları dört farklı frekans bölgesine ayırmıştır. Bu bölgeler;

- 3-6 Hz.'lik frekanslarda; bel, mide,
- 20- 30 Hz.'lik frekanslarda; baş, boyun, omuz,
- 60-90 Hz.'lik frekanslarda; göz küreleri,
- 100-200 Hz.'lik frekanslarda; bacaklara ve kollara ait rezonans frekanslarıdır.

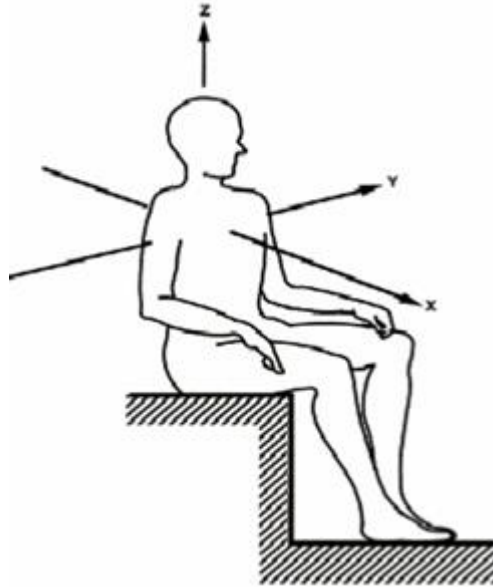
Bunlardan insan için en olumsuz 1. Bölgedeki 3-6 Hz. arasındaki titreşim frekanslarıdır. Bu bölgedeki titreşimlere karşı insanın hem duyarlılığı yüksek, hem de bu frekanslarda titreşim yalıtım olanakları kısıtlıdır. Diğer frekans bölgelerindeki titreşimlerin insan vücudu tarafından absorbe edilme olanağı yüksek ve kolaydır.

Titreşim frekanslarının sürücü koltuğunun hareketlerini etkilediği ispatlanmıştır (Klingenstierna & Pope, 1987). Birçok araştırma da vücut üzerinde özellikle omurga da

4-8 Hz. aralığındaki sinüzoidal titreşim etkileri incelenmiştir (Klingenstierna & Pope, 1987). Tüm bu sebeplerden dolayı uluslararası bir standart geliştirilmiştir. ISO 2631 (1985) Bu standartta araçlarda titreşim ölçüm ve değerlendirme teknikleri verilmektedir. Titreşim ölçüm ve değerlendirme standartlarını sağlamasına karşın, ISO 2631 titreşimin seviyesi üst seviyesi ve titreşim zamanının ne olabileceği açıklanmamıştır. Titreşim ölçüm ve değerlendirme çalışmalarında gerçek sürücü kullanılması yaygın değildir. Fakat bazı araştırmalarda psikolojik etkilerin ortaya çıkarılmasında bu tür deneylerin yapılması uygun olur. G. A. Hampell ve W.R. Chang tarafından yapılan bir çalışma bu konuda insanla yapılan ilk çalışmadır.

Titreşimin Sürücü Üzerine Etkileri

Ergonomi açısından taşıt sürücüsünü etkileyen faktörler sırasıyla gürültü, toz, eksoz gazı, sıcaklık, algılayıcıların yerleşimi ve taşıt içi titreşimler verilebilir. Bunlar arasında en önemlisinin taşıt içi titreşimler olduğu gözlenmektedir. Bu faktörün taşıt sürücüsü üzerinde oluşturduğu üç boyutlu etkileri Şekil 2.5 de verilmiştir.



Şekil 2. 5. Taşıt titreşiminin sürücü omurgası üzerinde ki titreşim etkileri ve olası titreşim eksenleri (Hampel,1997)

Taşıtlarda titreşim etkisi önce yorgunluk olarak ortaya çıkmaktadır. Yorgunluk giderek sürücünün adale gerilimini artırmakta, sinir, dolaşım ve sindirim sistemlerine etkiyerek hormonal salgıların artışına neden olmaktadır (Babalık, 2005).

Sürücü rahatsızlıkları nedeni, sürücüye taşıttan iletilen titreşimler olduğu hatta düşey yönde aktarılan titreşimler birçok çalışmayla saptanmıştır. Bunu ispatlar nitelikteki klinik çalışmalarında, çalışma zamanının yarısından fazlasını motorlu taşıtı kullanarak geçiren sürücü üzerinde yapılan ve sırt ağrılarından diğer insanlara nazaran daha fazla şikâyetçi olduğu ortaya çıkarılmıştır (Troup,1988; Seidel and Heide,1986).

Olayın temel nedeni taşıttan sürücüye iletilen titreşimlerle insan vücudu doğal titreşim frekanslarının birbirine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Titreşim ortamıyla insan vücudu arasında ki bu frekans çelişkisi traktör ve diğer yol dışında çalışan makinelerde de artarak önem kazanmaktadır. Düzgün yol yüzeylerinde hareket eden otomobil ve kamyon gibi taşıtların, çalıştıkları yüzeyin düzgünlüğünün yanında, tekerlek, aks, vb. değişik organlarda yalıtım elemanı kullanma olanağı vardır. Oysaki traktörlerde en uygun yalıtım; ekonomik ve teknik sorunlar nedeniyle yalnızca traktör sürücü koltuğunda yapılmaktadır (Babalık, 2005; Burdorf, 1993; Dickerson, 1991; Dupuis, 1991; Seidel, 1993). Bu açıdan bakıldığında otomobil ve kamyon gibi ticari taşıtlarda meydana gelen titreşimlerin sürücüye aktarımını azaltmak veya önlemek ekonomik ve teknik açıdan daha kolaydır.

2.4. Süspansiyon Sistemi

Araç gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek üzere tasarlanmıştır. Tekerlek aksları şasiye direkt olarak bağlansaydı, yol üzerinde bulunan her tümsek veya kasis gibi sarsıcı bir gücü taşıt gövdesine ve sürücüye aktarırdı. Dolayısıyla taşıtın emniyetli seyri ve sürüş konforu imkânsız olurdu. Bu sebepten dolayı taşıtlarda tekerleklerle gövde arasında konuşlandırılan ve süspansiyon sistemi denilen değişik özellikte sistemler kullanılır. Süspansiyon sistemlerinde dinamik konfor sağlamak istenirse yol tutuş özelliği azalır bu

da emniyetsiz bir sürüşe neden olur. Sadece yol tutuş özelliğini iyileştirirsek dinamik konforu sağlayamamış oluruz. Bu sistemlerin amacı dinamik konfor ve yol tutuş parametrelerinin en uygun şekilde sağlanmasıdır. Başka bir deyişle taşıt gövdesini sürüş esnasında az sarsıntı ile emniyetli bir şekilde ilerlemesini sağlamaktır

Süspansiyon sistemlerini yapılarına göre üç gruba ayrılır.

1. Sabit akslı süspansiyon sistemleri
2. Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri
3. Bağımsız süspansiyon sistemleri,

olmak üzere üç gruba ayrılırlar. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan bağımsız süspansiyonlardır. Eğer her iki tekerlek birbirlerine sabit bir aks ile bağlanmış olsalar, herhangi bir tekerleğin bir tümsekten geçmesi sırasında diğer tekerlekte bundan etkilenir aracın yolla olan paralelliği bozulur ve araç tümsekten gelen tepki kuvvetinin etkisiyle devrilme tehlikesiyle karşı karşıya kalır. Özellikle bu durum yüksek hızlarda daha da büyük bir problem arzeder. Oysaki bağımsız süspansiyonlarda sadece tümseğe giren tekerleğe bağlı olan süspansiyon etkilenir ve bu da diğer süspansiyon çeşitlerine göre daha güvenlidir.

Taşıt seyir halindeyken tekerlekler bir tümseğe çarpınca yay çabucak sıkışır. Sıkıştırılmış yay bir enerji depolamış olduğundan açılma hareketi sırasında önceki konumunun ötesine kadar açılabilir. Taşıtın ağırlığı yayı aşağı bastırır, fakat taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden meydana gelen enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Kendiliğinden meydana gelen bu salınım, gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır. Bu tür salınımları ve sarsıntılı çalışmalarını ortadan kaldıracak ya da etkilerini azaltabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Titreşim sönmüleyici veya damper olarak da bilinen yayın yavaşça gevşemesini ve sıkışmasını sağlayan, aşırı hareketleri frenleyen bu düzenek **amortisördür**.

Genellikle amortisörlerin aracın sadece konforu için geçerli olduğu sanılır. Hâlbuki tekerleklerin yolu tutuş özelliği amortisörlere düşen pay tahminlerin ötesindedir. İyi bir amortisör virajlarda savrulmayı önler, tekerleklerin yola iyi basmasını sağlayarak hem çekişi artırır hem de fren yapıldığında duruş mesafesini kısaltır.

Çok yaygın şekilde “darbe emici” olarak da adlandırılmalarına rağmen, amortisörler darbeyi emmezler. Gerçekte darbe yaylar tarafından emilir ve amortisörler sadece bu esnada yaylarca depolanan mekanik enerjiyi ısı enerjisine dönüştürürler. Kısaca yaydan gelen kuvvetleri sönümlerler. Esas görevi çeşitli yol durumlarına göre yay kuvvetini sönümleyip araç gövdesini aynı seviyede tutmaktır.

3. MATERTAL VE YÖNTEM

3.1. Lagrange Yöntemi ile Hareket Denklemine Oluşturulması

Bu yöntemde de incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca Sanal İş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır.

Sisteme ait Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir.

$$L = E_k - E_p \quad (3.1)$$

Kinetik enerji-potansiyel enerji farkı aşağıdaki Lagrange denkleminde yazılarak elde edilen sisteme ait hareket denkleminin elde edilebilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.2)$$

Lagrange ifadesi açılır ise Lagrange denkleminin aşağıdaki formda elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_p}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.3)$$

Burada q_i bir sistemin i . genel koordinatını, Q_i ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını (Genel Kuvvet) ifade eder. Genel kuvvet ifadesi Sanal İş ile elde edilir.

Mühendislik sistemlerinde genel olarak potansiyel enerjinin genel koordinat hızı ve kinetik enerjinin de genel koordinat ile ilişkisi olmadığından Lagrange denklemindeki

bu terimler sıfır alınarak incelenecek mekanik sistemler için Lagrange denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.4)$$

Bu denklem öteleme yapan sistemler için bir kuvvet, dönme yapan sistemler için ise bir moment dengesidir

Rayleigh $.D = \frac{1}{2} b \dot{q}_i$ şeklinde lineer sönümlenme elemanından dolayı D ‘yutma fonksiyonu’ nu da bu denkleme ilave ederiz.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.5)$$

Genel kuvveti elde etmek için dış zorlamaların ve sönümleyici kuvvetlerin genel koordinatlar üzerindeki sanal işleri dikkate alınır. Genel koordinatlarda zamandan bağımsız olarak küçük değişimler dikkate alınarak (δ) bu kuvvetlerin yaptığı iş $\delta W = F(t) \delta q_i - c \dot{q}_i \delta q_i$ ifadesi yazılabilir. Genel olarak sanal iş ifadesi $\delta W = Q_i \delta q_i$ yazılarak ilgili genel koordinata ait genel kuvvet ifadesi oluşturulmuş olur.

Örnek alınan yay kütle istemi için;

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad (3.5)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k x^2, F(t) - b \dot{x} \quad (3.6)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} m \dot{x}^2 \right) + kx = F(t) - b \dot{x} \quad (3.7)$$

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + kx = F(t) \quad (3.8)$$

Diferansiyel denkleme ulaşılır.

3.2. MATLAB

MATLAB, teknik hesaplamalar ve matematiksel problemlerin çözümü ve analizi için tasarlanmış bir programdır. MATLAB adı, İngilizce matris laboratuvarı (MATrix LABoratory) anlamına karşılık gelen kelimelerinden gelir. MATLAB, ilk olarak Linpack ve Eispack tasarıları yoluyla geliştirilen matris yazılımına kolay erişim sağlamak amacı ile yazılmıştır.

Bugün ise sürekli geliştirdiği yeni sürümlerinde yerleşik kütüphanesi ve uygulama ve programlama özellikleri ile gerek üniversite ortamlarında (başta matematik ve mühendislik olmak üzere tüm bilim dallarında) gerekse sanayi çevresinde yüksek verimli araştırma, geliştirme ve analiz aracı olarak yaygın bir kullanım alanı bulmuştur. Ayrıca işaret işleme, kontrol, fuzzy, sinir ağları gibi birçok alanda ortaya koyduğu Toolbox adı verilen yardımcı alt programlarla da özelleştirilmiş ve kolaylaştırılmış, imkânlar sağlamış ve sağlamaya da devam etmektedir.

MATLAB'ın bize sağladığı kolaylıkları aşağıda maddeler halinde sıralayabiliriz.

- Diferansiyel bir denklemi veya denklem sistemini çözmek
- Matris hesaplamaları yapmak
- Dinamik bir sistemin simülasyonunu yapmak
- Grafikler çizip, bunlar üzerinde düzenlemeler yapmak
- Kontrol kartı kullanarak bir sistemin gerçek zamanlı kontrolünü gerçekleştirmek
- Finansal veri analizi yapmak
- Cad/Cam programları ile etkileşim sağlayıp bu tür programlarda modellenen sistemlerin MATLAB da analizini yapmak

Bu örnekleri çoğaltılması çok kolaydır. Ama kesin olan şu ki, geleneksel programlama dilleri genel amaçlı tasarlanmıştır. Dolayısı ile yukarıda verilen örneklerdeki gibi daha özel işlerin gerçekleştirilmesi gereken durumlarda yeterli araçlara sahip değildir. Bu

ise işin inanılmaz düzeyde zorlaşmasına sebep olur. Yukarıda verilen örneklerin geleneksel programlama dilleri ile yapılamayacağı anlamına da gelmemelidir. Ancak, amaca ulaşmak için harcanan zaman işin zorluğu ile orantılı olarak çok ciddi boyutlara ulaşır. Hatta tek bir kişi ile mümkün olmayan, bir proje takımının oluşturulması gereken durumlar ortaya çıkar. Buradan MATLAB'ın sadece bu gibi özel durumlar için kullanışlı olduğu anlamı da çıkarılmamalıdır. Bu durumda MATLAB'ın tipik kullanım alanlarını şu şekilde tanımlayabiliriz.

- Matematik ve Hesaplama
- Algoritma geliştirme
- Veri toplama ve gerçek zamanlı kontrol
- Modelleme, simülasyon ve prototip geliştirme
- Veri analizi ve grafiksel görüntüleme
- Grafiksel arabirimi ile birlikte uygulama geliştirme

3.2.1.MATLAB'da Diferansiyel Denklem Çözme

MATLAB'da adi diferansiyel denklemler "ordinary differential equations" İngilizce karşılığının baş harfleriden oluşan ODE deyimi kullanılmaktadır. ODE deyimi içerisine ise; doğrusal ve/veya doğrusal olmayan, analitik çözüm içeren veya içermeyen, içerisinde birinci veya daha yüksek mertebeden türevler bulunan tüm diferansiyel denklemler veya diferansiyel denklem takımları girer. Doğrusal diferansiyel denklemler analitik olarak çözülebilmekle beraber, özellikle yüksek mertebenden diferansiyel denklemlerde sayısal çözüm teknikleri daha avantajlı olmaktadır. Buna karşılık çoğunlukla tam bir analitik çözümleri bulunmayan doğrusal olmayan diferansiyel denklemlerin yalnızca yaklaşık sayısal çözümleri gerçekleştirilebilir. Bu durumda MATLAB gibi bilgisayar programlama teknikleri çok kullanışlı hale gelmektedir. Bahsedilen çözüm fonksiyonlarını iki başlık altında toplayabiliriz.

***Sıkı olmayan (Nonstiff Solvers) Çözüm Fonksiyonları**

Sıkı olmayan problemler için tasarlanmış olup 3 adet çözüm fonksiyonu mevcuttur.

ode45:Açık Runge-Kutta (4,5) formülü, Dormand-Prince çiftine dayanır. $y(t_n)$ 'nin hesaplanmasında tek adım çözüm fonksiyonu olup, hemen önceki zaman noktasında, $y(t_{n-1})$ yalnızca çözüme gerek gösterir. Genelde ode45 pek çok problem için 'ilk deneme' olarak uygulanabilecek en iyi çözüm fonksiyonudur.

ode23:Bu da Açık Runge-Kutta (2,3) Bogacki ve Shampine çiftine dayanır. Kaba toleranslar ve orta sıklıkta ode45 daha etkili olabilir. ode45 de olduğu gibi ode23 de tek adım çözüm fonksiyonudur.

ode113:Değişken dereceden Adams-Bashforth-Moulton PECE çözüm fonksiyonudur. Sıkı toleranslar ve ODE fonksiyonu değerlendirmesinin maliyetli olduğu durumlarda ode45 de daha etkili ve hızlı ode113 bir çok adımlı çözüm fonksiyonu olup, şimdiki çözümü hesaplamak için birkaç önceki zaman noktası gerektirir.

Sıkı (stiff) Çözüm Fonksiyonları

Tüm çözümü zor problemler sıkı olmamakla beraber, tüm sıkı problemler kendileri için özel olarak tasarlanmayan çözüm fonksiyonları için zordur. Sıkı çözüm fonksiyonları da diğer çözüm fonksiyonları gibi kullanılır. Bununla beraber, diğer taraftan problem hakkında ilave bilgiler sağlamak sureti ile sıkı çözüm fonksiyonlarının verimliliği önemli oranda artırılabilir.

Sıkı (veya kısmen sıkı) problemler için tasarlanmış 4 çözüm fonksiyonu mevcuttur.

ode15s: Sayısal fark alma formülüne (NFDs) dayanan değişken dereceli bir çözüm fonksiyonudur. İsteğe bağlı olarak daha yavaş ve verimsiz olan geriye doğru fark alma (BDFs) formülünü (aynı zamanda Gear yöntemi olarak da bilinir) de kullanılabilir. ode113'de olduğu gibi, ode15s' de çok adımlı çözüm fonksiyonudur. Bir problemin sıkı olduğu şüphesine düşülür veya ode45 başarısız olur veya çok yetersiz kalırsa ode15s fonksiyonu denenebilir.

ode23s: İkinci dereceden, değiştirilmiş Rosenbrock formülüne dayanır. Tek adım çözüm fonksiyonu olduğundan kaba toleranslarda ode15s den daha verimlidir. ode15s'in yetersiz kaldığı bazı tür sıkı problemlerde daha yeterlidir.

ode23t: "serbest" ara değer kullanan yamuk kuralının bir uygulamasıdır. Problem sadece kısmen sıkı ise ve sayısal sönümsüz bir çözüm gerekli ise bu yöntem kullanılabilir.

ode23tb: TR-BDF2'nın bir uygulaması olup birinci kademesi yamuk kuralı adımı ve ikinci kademesi ikinci dereceden geriye fark alma olan bir belirgin Runge-Kutta formülüdür. Her iki kademeyi değerlendirmede aynı iterasyon matrisi kullanılır. ode23s de olduğu gibi kaba toleranslarda bu çözüm fonksiyonu da ode15s den daha yeterlidir.

3.2.2. MATLAB ortamında benzetim: SIMULINK

Simulink, bir bütün oluşturacak şekilde karşılıklı olarak birbirine bağlı elemanlar toplamı olarak tanımlanan sistem çevresi ile olan ilişkiyi giriş ve çıkışları ile kurar. Sisteme dışarıdan veya ilişkide bulunduğu bir sistemden uygulanan uyarıya giriş ve bu uyarıya karşılık sistemin cevabına çıkış denir. Bir dinamik sistemin analizinde sistemin giriş ve çıkışları arasındaki ilişki araştırılır. Bu ilişki ise sistemin matematik modellenmesi yoluyla tanımlanır. Matematiksel modelleme; fiziksel bir sistemin matematiksel olarak tanımlanmasını ve analizini kapsar.

Simulink, birçok matematiksel ifadeden başlayarak; havacılık, haberleşme, elektrik, elektronik ve kontrol sistemleri, finansal, mekanik, kablosuz sistemler ile sinyal işleme, sanal gerçeklik, yüksek seviyeli gerçek zamanlı donanımsal çalışma, gömülü kontrol ve otomatik kod üretimi ile birim programlama gibi birçok özel alana yönelik blok kütüphaneleri içermektedir.

Simulink ile modelleme, bir sistemin kağıt üzerine taslak çizimi yapılması kadar kolaydır. Simulink grafiksel kullanıcı ara yüzü, hali hazırda barındırdığı çeşitli blok setleri ile "Sürükle ve Bırak" işlemine dayanan basit bir mantıkla, sistem elemanlarını ve sistemleri oluşturur. Sistem elemanlarının parametrelerini değiştirmek temel çift tıklama ile yapılabilmektedir. Sistem özellikleri de hazır kullanıcı ara yüzleri ile

belirlenmektedir. İstenildiği takdirde, kullanıcılar kendi bloklarını oluşturabilmekte ve kendi kütüphanelerini hazırlayabilmektedirler.


Simulink ortamında bir dinamik sistemin analizi ve çözümünde sistemin bir grafik modeli kurulur. Bundan sonra da modeli kurulan sistemin zamana bağlı davranışını ortaya koyan simülasyonu gerçekleştirilir.

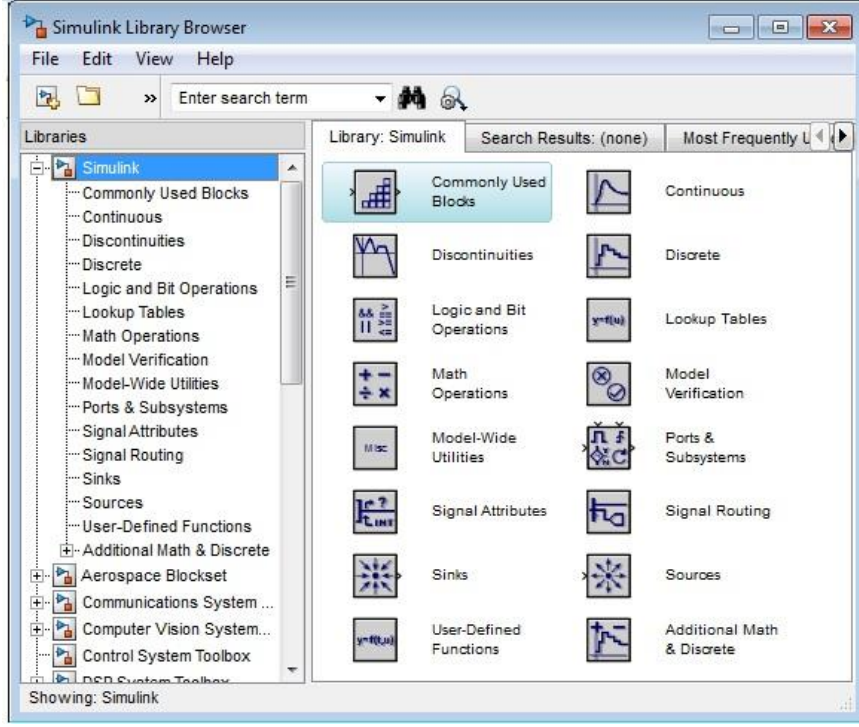
Simulink, blok kümeleri adı verilen ek ürünler, konuya özel modelleme ve tasarım, kod üretme, algoritma uygulama, test ve doğrulama gibi alanlarda SIMULINK ortamını daha da geniş kılmaktadır.

Simulink blok şeması bir dinamik sistemin resmedilmiş modelidir. Blok şemanın temel elemanı olan bloklar birbirlerine çizgilerle bağlı bir takım imgelerden ibarettir. Her bir blok ya sürekli ya da zamanın belli noktalarında bir çıkış veren elemansal bir dinamik sistemi temsil eder. Blok şemada yer alan her bir blok belli tür bloğun örneğidir. Blok türü, bloğun çıkışları, girişleri, durumları ve zaman arasındaki bağlantıyı belirler. Blok şema bir sistemi modellemek için gerekli olan herhangi türden ve herhangi bir bloktan oluşur.

Simulink, blok kütüphanesinde model ve benzetim(scope) sonuçları (çıkışı) olmak üzere her biri için ayrı bir pencere kullanılır. Bu pencereler MATLAB'ın şekil pencereleri farklıdır. Ancak kurulan sistemin çıkışını MATLAB çıkışına benzetmek için Simulink kütüphanesinden 'to workspace' bloğu kullanılır.

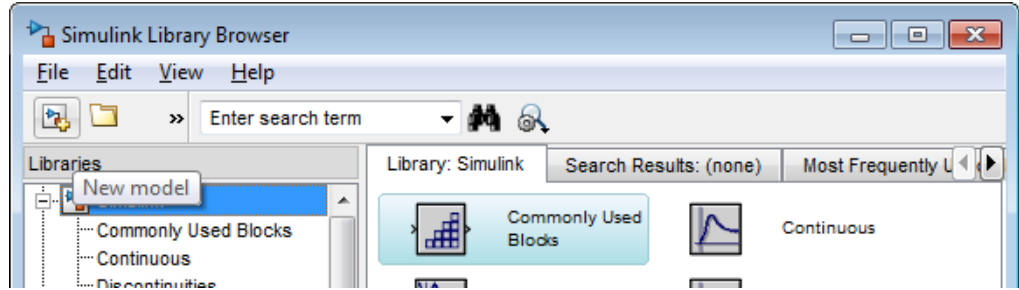
Simulink'te Model Oluşturma:

Simulink'i çalıştırmak için Matlab komut satırında Simulink yazdığımızda veya  butununa bastığımızda karşımıza simulink kütüphanesi çıkacaktır (Şekil 3.1).



Şekil 3. 1. Simulink Kütüphanesi

Yeni bir model oluşturmak için kütüphane gezgini araç çubuğundaki new model(Yeni model) butonuna tıklanır.



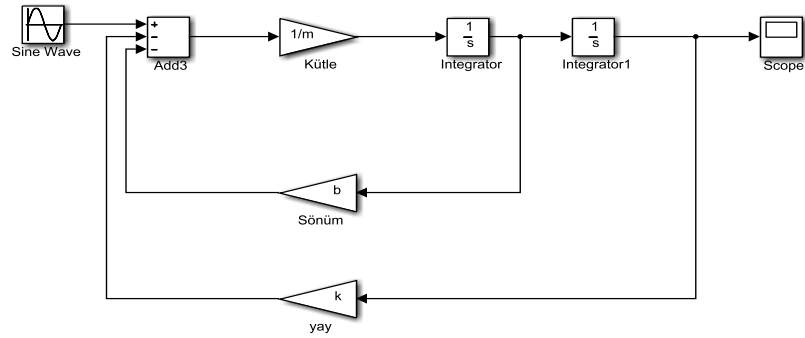
Şekil 3. 2. New (Yeni) model butonu

Simulink yeni bir model penceresi açacaktır (Şekil 3.2).


Açılan yeni model penceresinde diğer model kurma yöntemlerinde kullandığımız basit kütle, yay, damper (sönüm elemanı) sistemini modelleyeceğiz. Bu modelde ana elemanlar (kütle, yay, damper) dışında bir sinüs dalgasını ve integralini birleştirerek sonucu grafik olarak bize gösteren scope bloğunu SIMULINK kütüphanesinden seçerek modeli kuracağız.

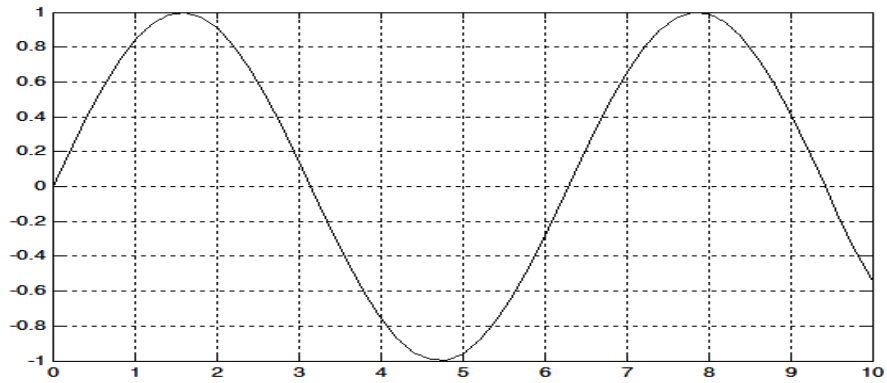
- Sources kütüphanesinden sinüs dalgası bloğu (Sine Wave).
- Sinks kütüphanesinden osiloskop bloğu (Scope).
- Continuous kütüphanesinden integral bloğu (Integrator).
- Math Operation kütüphanesinden toplam bloğu (Add)
- Math Operation kütüphanesinden kazanç bloğu (Gain).

Seçilerek oluşturacağımız blok diyagram aşağıdaki Şekil 3.3'deki gibi görünecektir.



Şekil 3. 3. Örnek sistemin blok diyagramı

Model pencerimizdeki  (run) butonuna tıkladığımızda benzetim çalışır. Ardından scope bloğuna çift tıklarız ve benzetim çıktısını görürüz (Şekil 3.4).



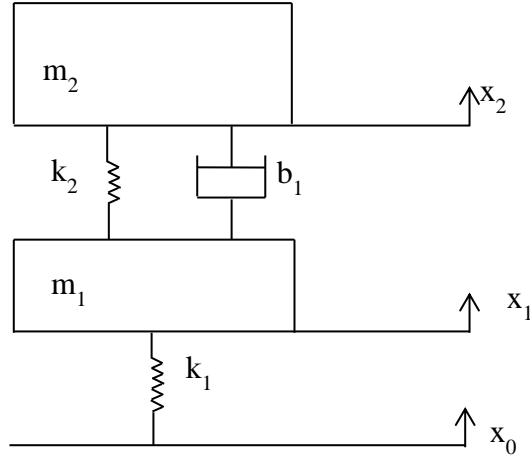
Şekil 3. 4. Konum-zamn benzetim çıktısı

4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Süspansiyon sistemlerini analitik çözümünü yapmak için öncelikle hareket denklemleri çıkartılır. Aşağıda verilen Şekil 4.1 çeyrek taşıt, için hareket denklemleri Lagrange yöntemi ile oluşturulmuştur.

4.1. Çeyrek Taşıt Modeli

Bu modelde taşıt simetrik olduğu varsayımı ile dörde bölünmüştür. Aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi gövde(1/4 taşıt), aks ve tekerleklerden oluşturulmuştur



Şekil 4. 1. Çeyrek taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi

$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 \quad (4.1)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi

$$P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_0)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_1)^2 \quad (4.2)$$

Sistemin toplam yutulan enerjisi

$$D = \frac{1}{2} b_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 \quad (4.3)$$

olup Lagrange denklemindeki terimler düzenlenirse;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (4.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_2(x_2 - x_1) \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (4.10)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) - b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (4.12)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (4.13)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.14)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (4.15)$$

Modelin en yüksek mertebeden terime göre düzenlenen hareket denklemleri 4.16 ve 4.17 deki gibidir

$$\ddot{x}_1 = (k_1(x_0 - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1))\frac{1}{m_1} \quad (4.16)$$

$$\ddot{x}_2 = (k_2(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2))\frac{1}{m_2} \quad (4.17)$$

4.14 ve 4.15 nolu denklemlerde değişken dönüşümü yapılarak birinci dereceden denklem takımlarına indirgenerek durum denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1 \quad (4.18)$$

$$y_3 = x_2, y_4 = \dot{x}_2 \quad (4.19)$$

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (4.20)$$

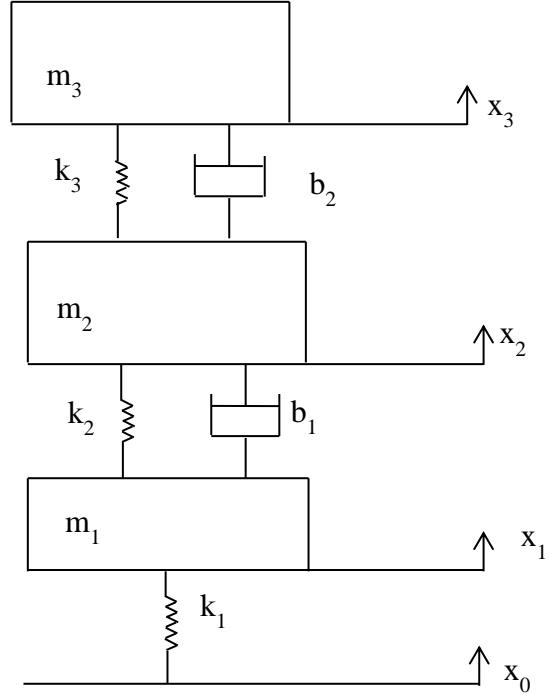
$$\dot{y}_2 = (-b_1y_2 + b_1y_4 - ((k_1 + k_2)y_1 + k_2y_3 + k_1h)/m_1) \quad (4.21)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (4.22)$$

$$\dot{y}_4 = (-b_1y_4 + b_1y_2 - k_2y_3 + k_2y_1)/m_2 \quad (4.23)$$

4.2. Koltuk İlaveli Çeyrek Taşıt Modeli

Lagrange yöntemini koltuk ilaveli çeyrek taşıt modeline (Şekil 4.2) uygularsak hareket denklemlerini aşağıda görüldüğü gibi elde ederiz.



Şekil 4. 2. Koltuk ilaveli çeyrek taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi

$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 \quad (4.24)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi

$$P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_0)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (x_3 - x_2)^2 \quad (4.25)$$

Sistemin toplam yutulan enerjisi

$$D = \frac{1}{2} b_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 \quad (4.26)$$

olup denklem ait terimler düzenlenirse;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (4.27)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (4.28)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_2(x_2 - x_1) - k_3(x_3 - x_2) \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_3} = k_3(x_3 - x_2) \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \quad (4.35)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (4.36)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) - b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (4.37)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (4.38)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) - k_3(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \quad (4.39)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_3} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = 0 \quad (4.40)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + k_3(x_3 - x_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \quad (4.41)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.42)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + k_3(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \quad (4.43)$$

$$m_3\ddot{x}_3 = k_3(x_2 - x_3) + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \quad (4.44)$$

$$\ddot{x}_1 = (k_1(x_0 - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)) \frac{1}{m_1} \quad (4.45)$$

$$\ddot{x}_2 = (k_2(x_1 - x_2) + k_3(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)) \frac{1}{m_2} \quad (4.46)$$

$$\ddot{x}_3 = (k_3(x_2 - x_3) + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)) \frac{1}{m_3} \quad (4.47)$$

4.45, 4.46 ve 4.47 deki denklemleri en yüksek mertebeden terime göre düzenlenen hareket denklemleri 4.48, 4.49 ve 4.50 denklemlerini oluşturulur.

$$\ddot{x}_1 = (-b_1\dot{x}_1 + b_1\dot{x}_2 - ((k_1 + k_2)x_1 + k_2x_2 + k_1h)/m_1 \quad (4.48)$$

$$\ddot{x}_2 = (b_1\dot{x}_1 - (b_1 + b_2)\dot{x}_2 + b_2\dot{x}_3 + k_2x_1 - (k_2 + k_3)x_2 + k_3x_3)/m_2 \quad (4.49)$$

$$\ddot{x}_3 = (k_3x_2 - k_3x_3 + b_2\dot{x}_2 - b_2\dot{x}_3)/m_3 \quad (4.50)$$

Aynı denklemleri değişken dönüşümü yapılarak birinci dereceden denklem takımına indirgenerek 4.51, 4.52 ve 4.53 nolu denklemler elde edilir

$$y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1 \quad (4.51)$$

$$y_3 = x_2, y_4 = \dot{x}_2 \quad (4.52)$$

$$y_5 = x_3, y_6 = \dot{x}_3 \quad (4.53)$$

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (4.54)$$

$$\dot{y}_2 = (-b_1y_2 + b_1y_4 - ((k_1 + k_2)y_1 + k_2y_3 + k_1h)/m_1 \quad (4.55)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (4.56)$$

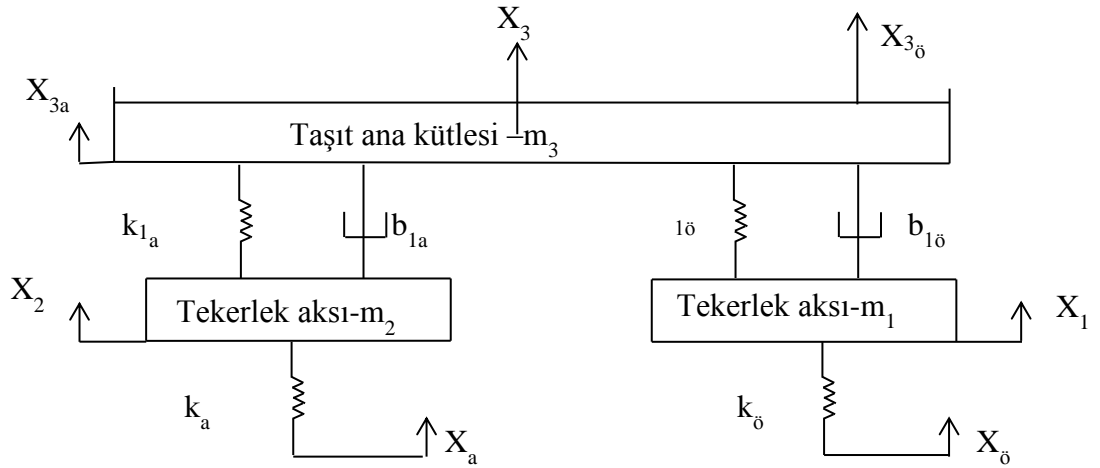
$$\ddot{x}_2 = (b_1y_2 - (b_1 + b_2)y_4 + b_2y_6 + k_2y_1 - (k_2 + k_3)y_3 + k_3y_6)/m_2 \quad (4.57)$$

$$\dot{y}_5 = y_6 \quad (4.58)$$

$$\ddot{x}_3 = (k_3y_3 - k_3y_5 + b_2y_4 - b_2y_6)/m_3 \quad (4.59)$$

4.3. Yarım Taşıt Modeli

Yarım taşıt modelinde araç simetrik düşünülüp ön ve arka tekerlek ve süspansiyon sistemi ile $\frac{1}{2}$ taşıt gövdesi modellenir. Aracın gövdesinin düşey yöndeki hareketinin yanında, ön ve arka tekerleklerin farklı seviyedeki yol girdilerine maruz kalması sebebiyle baş vurma hareketi olarak adlandırılan bir durumda eklenir. Sistemimiz ön, arka, gövde ve baş vurma hareketi olmak üzere 4 serbestlik dereceli hale gelir. (Şekil 4.3)



Şekil 4.3. Yarım taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi

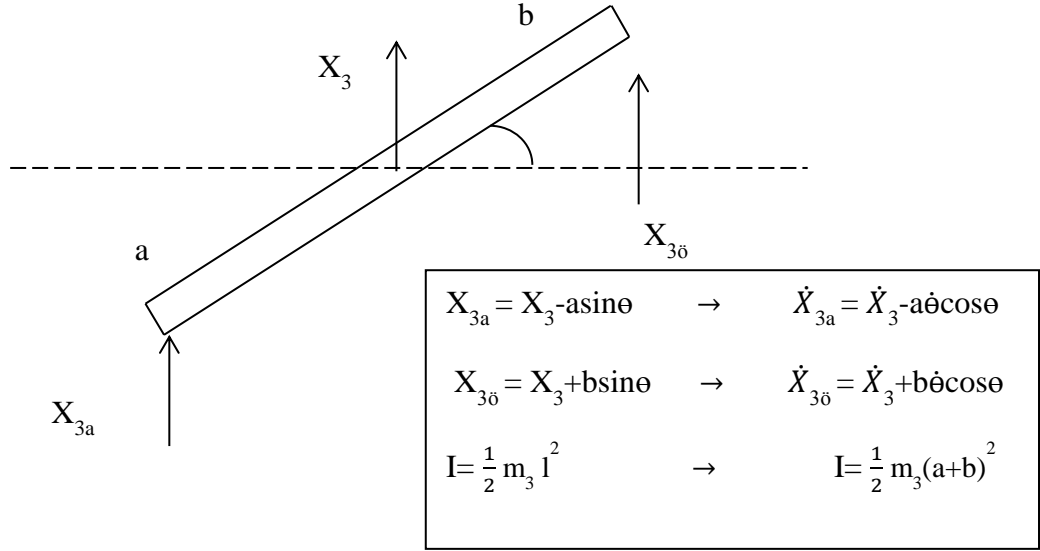
$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 \quad (4.60)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi

$$P = \frac{1}{2} k_{\bar{o}} (x_1 - x_{\bar{o}})^2 + \frac{1}{2} k_a (x_2 - x_a)^2 + \frac{1}{2} k_{1\bar{o}} (x_{3\bar{o}} - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{1a} (x_{3a} - x_2)^2 \quad (4.64)$$

Sistemin toplam yutulan enerjisi

$$D = \frac{1}{2} b_{1\bar{o}} (\dot{x}_{3\bar{o}} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_{1a} (\dot{x}_{3a} - \dot{x}_2)^2 \quad (4.62)$$



Şekil 4. 4. Yarım taşıt şase baş vurma hareketi

$$D = \frac{1}{2} b_{1\bar{o}} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1) + \frac{1}{2} b_{1a} (\dot{x}_3 - a \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2) \quad (4.63)$$

$$P = \frac{1}{2} k_{\bar{o}} (x_1 - x_{\bar{o}})^2 + \frac{1}{2} k_a (x_2 - x_a)^2 + \frac{1}{2} k_{1\bar{o}} (x_3 + b \sin \theta - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{1a} (x_3 - a \sin \theta - x_2)^2 \quad (4.64)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) = I \ddot{\theta} \quad (4.65)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (4.66)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (4.67)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (4.68)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_\theta} = k_{1\bar{o}} b \cos\theta (x_3 + b \sin\theta - x_1) - k_{1a} a \cos\theta (x_3 - a \sin\theta - x_2) \quad (4.69)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_{\bar{o}} (x_1 - x_{\bar{o}}) - k_{1\bar{o}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) \quad (4.70)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_a (x_2 - x_a) - k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \quad (4.71)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_3} = k_{1\bar{o}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) + k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \quad (4.72)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b_{1\bar{o}} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) \quad (4.73)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (4.74)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = b_{1\bar{o}} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) + b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (4.75)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} = 0 \quad (4.76)$$

$$I \ddot{\theta} + b_{1\bar{o}} b \cos\theta (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) - b_{1a} a \cos\theta (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) + k_{1\bar{o}} b \cos\theta (x_3 + b \sin\theta - x_1) - k_{1a} a \cos\theta (x_3 - a \sin\theta - x_2) = 0 \quad (4.77)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (4.78)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - b_{1\bar{o}} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) + k_{\bar{o}} (x_1 - x_{\bar{o}}) - k_{1\bar{o}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) = 0 \quad (4.79)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (4.80)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) + k_a (x_2 - x_a) - k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) = 0 \quad (4.81)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_3} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = 0 \quad (4.82)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + k_{1\ddot{0}}(x_3 + b \sin \theta - x_1) + k_{1a}(x_3 - a \sin \theta - x_2) + b_{1\ddot{0}}(\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1) + b_{1a}(\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos \theta - \dot{x}_2) = 0 \quad (4.83)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = b_{1\ddot{0}}(\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1) + k_{\ddot{0}}(x_{\ddot{0}} - x_1) + k_{1\ddot{0}}(x_3 + b \sin \theta - x_1) \quad (4.84)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta} a \cos \theta - \dot{x}_3) + k_a(x_a - x_2) + k_{1a}(x_3 - a \sin \theta - x_2) \quad (4.85)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = k_{1\ddot{0}}(x_1 - b \sin \theta - x_3) + k_{1a}(x_2 + a \sin \theta - x_3) + b_{1\ddot{0}}(\dot{x}_1 - b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3) + b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta} a \cos \theta - \dot{x}_3) \quad (4.86)$$

$$I \ddot{\theta} = b_{1\ddot{0}} b \cos \theta (\dot{x}_1 - b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3) + b_{1a} a \cos \theta (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos \theta - \dot{x}_2) + k_{1\ddot{0}} b \cos \theta (x_1 - b \sin \theta - x_3) + k_{1a} a \cos \theta (x_3 - a \sin \theta - x_2) = 0 \quad (4.87)$$

4.72, 4.73, 4.74 ve 4.75 de elde edilen hareket denklemleri en yüksek mertebeden terime göre aşağıdaki 4.76, 4.77, 4.78 ve 4.79 nolu ifadelerde gösterildiği gibi yazılır

$$\ddot{x}_1 = (b_{1\ddot{0}}(\dot{x}_3 + b \dot{\theta} - \dot{x}_1) + k_{\ddot{0}}(x_{\ddot{0}} - x_1) + k_{1\ddot{0}}(x_3 + b - x_1)) \frac{1}{m_1} \quad (4.88)$$

$$\ddot{x}_2 = (b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta} a - \dot{x}_3) + k_a(x_a - x_2) + k_{1a}(x_3 - a - x_2)) \frac{1}{m_2} \quad (4.89)$$

$$\ddot{x}_3 = (k_{1\ddot{0}}(x_1 - b - x_3) + k_{1a}(x_2 + a - x_3) + b_{1\ddot{0}}(\dot{x}_1 - b \dot{\theta} - \dot{x}_3) + b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta} a - \dot{x}_3)) \frac{1}{m_3} \quad (4.90)$$

$$\ddot{\theta} = (b_{1\ddot{0}} b (\dot{x}_1 - b \dot{\theta} - \dot{x}_3) + b_{1a} a (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a - \dot{x}_2) + k_{1\ddot{0}} b (x_1 - b - x_3) + k_{1a} a (x_3 - a - x_2)) \frac{1}{I} \quad (4.91)$$

Yukarıdaki denklemler değişken dönüşümü yapılarak birinci dereceden denklem takımlarına indirgenerek durum denklemleri elde edilir.

$$y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1 \quad (4.92)$$

$$y_3 = x_2, y_4 = \dot{x}_2 \quad (4.93)$$

$$y_5 = x_3, y_6 = \dot{x}_3 \quad (4.94)$$

$$y_7 = \theta, y_8 = \dot{\theta} \quad (4.95)$$

Bu değişken dönüşümüne göre

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (4.96)$$

$$\dot{y}_2 = (-b_{1\ddot{o}}y_2 + b_{1\ddot{o}}y_6 + b * b_{1\ddot{o}}y_8 - ((k_{1\ddot{o}} + k_{\ddot{o}})y_1 + k_{1\ddot{o}}y_5 + b * k_{1\ddot{o}}y_7 + k_{\ddot{o}}h)/m_1 \quad (4.97)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (4.98)$$

$$\dot{y}_4 = (-b_{1a}y_4 + b_{1a}y_6 - a * b_{1a}y_8 - (k_{1a} + k_a)y_3 + k_{1a}y_5 - a * k_{1a}y_7 + k_a h)/m_2 \quad (4.99)$$

$$\dot{y}_5 = y_6 \quad (4.100)$$

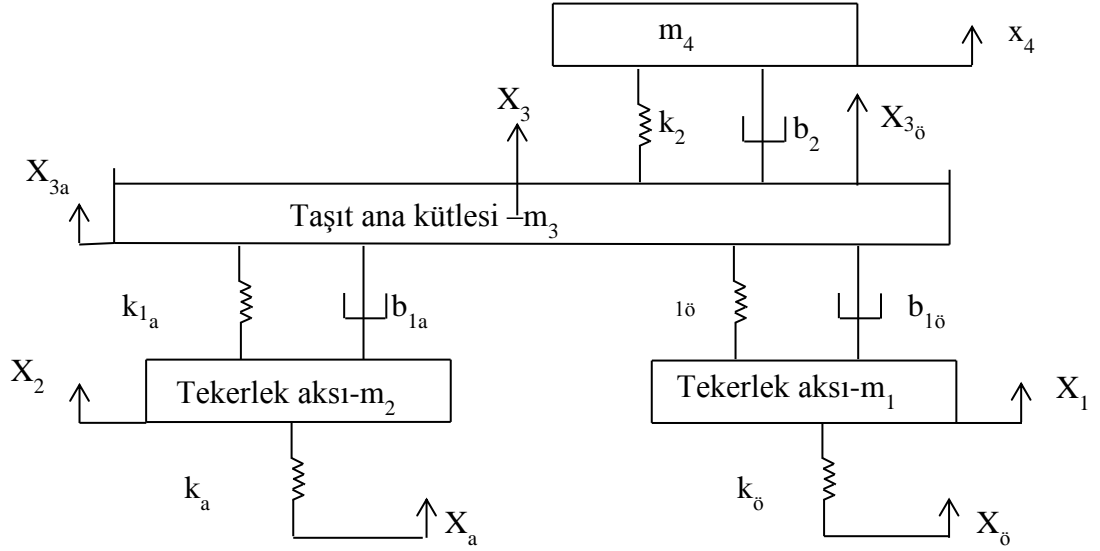
$$\dot{y}_6 = (b_{1\ddot{o}}y_2 + b_{1a}y_4 - (b_{1\ddot{o}} - b_{1a})y_6 + (a * b_{1a} - b * b_{1\ddot{o}})y_8 + k_{1\ddot{o}}y_1 + k_{1a}y_3 - (k_{1\ddot{o}} + k_{1a})y_5 + (a * k_{1a} - b * k_{1\ddot{o}})y_7)/m_3 \quad (4.101)$$

$$\dot{y}_7 = y_8 \quad (4.102)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_8 = & (b * b_{1\ddot{o}}y_2 - a * b_{1a}y_4 - (a * b_{1a} - b * b_{1\ddot{o}})y_6 \\ & - (b^2 * b_{1\ddot{o}} + a^2 * b_{1a})y_8 + b * k_{1\ddot{o}}y_1 + a * k_{1a}y_3 \\ & - (b * k_{1\ddot{o}} - a * k_{1a})y_5 - (b^2 * k_{1\ddot{o}} + a^2 * k_{1a})y_7)/I \end{aligned} \quad (4.103)$$

4.4. Koltuk İleveli Yarım Taşıt Modeli

Yarım taşıt modelimize koltuk ilave ettiğimizde yeni modelimiz Şekil 4.5 deki gibi olur. Önceki bölümlerde yapılan benzetimler 0.05 metrelik yol pürüzlülüğüne aynı anda maruz kalan modeller için yapılmıştır. Halbu ki yarım taşıt modelinde ön tekerlek yol pürüzlülüğüne maruz kaldıktan belirli bir süre sonra (hıza bağlı olarak) arka tekerlek de etkilenir ve Şekil 4.6 görülen baş vurma hareketini yapar.



Şekil 4. 5. Koltuk ilaveli yarım taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi

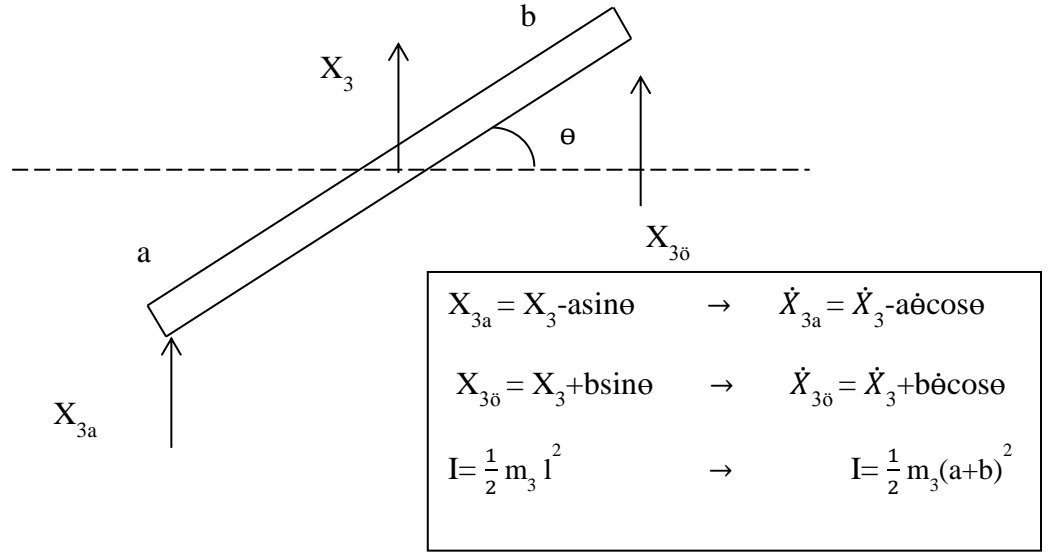
$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 \quad (4.104)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi

$$P = \frac{1}{2} k_{\ddot{o}} (x_1 - x_{\ddot{o}})^2 + \frac{1}{2} k_a (x_2 - x_a)^2 + \frac{1}{2} k_{1\ddot{o}} (x_{3\ddot{o}} - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{1a} (x_{3a} - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_3 (x_4 - x_{3\ddot{o}})^2 \quad (4.105)$$

Sistemin toplam yutulmuş enerjisi

$$D = \frac{1}{2} b_{1\ddot{o}} (\dot{x}_{3\ddot{o}} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_{1a} (\dot{x}_{3a} - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{3\ddot{o}})^2 \quad (4.106)$$



Şekil 4. 6. Yarı taşıt şase baş vurma hareketi

$$D = \frac{1}{2} b_{1\ddot{o}} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_{1a} (\dot{x}_3 - a \dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} b_4 (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos \theta - \dot{x}_3)^2 \quad (4.107)$$

$$P = \frac{1}{2} k_{\ddot{o}} (x_1 - x_{\ddot{o}})^2 + \frac{1}{2} k_a (x_2 - x_a)^2 + \frac{1}{2} k_{1\ddot{o}} (x_3 + b \sin \theta - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{1a} (x_3 - a \sin \theta - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_4 - b \cos \theta - x_3)^2 \quad (4.108)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) = I \ddot{\theta} \quad (4.109)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (4.100)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (4.101)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (4.102)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_4} \right) = m_4 \ddot{x}_4 \quad (4.103)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x_\theta} = & k_{1\delta} b \cos\theta (x_3 + b \sin\theta - x_1) - k_{1a} a \cos\theta (x_3 - a \sin\theta - x_2) \\ & - k_2 b \cos\theta (x_4 - b \sin\theta - x_3) \end{aligned} \quad (4.104)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_\delta (x_1 - x_\delta) - k_{1\delta} (x_3 + b \sin\theta - x_1) \quad (4.105)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_a (x_2 - x_a) - k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \quad (4.106)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x_3} = & k_{1\delta} (x_3 + b \sin\theta - x_1) + k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \\ & - k_2 (x_4 - b \sin\theta - x_3) \end{aligned} \quad (4.107)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_4} = k_2 (x_4 - b \sin\theta - x_3) \quad (4.108)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b_{1\delta} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) \quad (4.109)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (4.110)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = & b_{1\delta} (\dot{x}_3 + b \dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) + b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) \\ & - b_2 (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos\theta - \dot{x}_3) \end{aligned} \quad (4.111)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_4} = b_2 (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos\theta - \dot{x}_3) \quad (4.112)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} = 0 \quad (4.113)$$

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} + b_{1\ddot{\theta}} b \cos\theta (\dot{x}_3 + b\dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) - b_{1a} a \cos\theta (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) - \\ b_2 b \cos\theta (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos\theta - \dot{x}_3) + k_{1\ddot{\theta}} b \cos\theta (x_3 + b \sin\theta - x_1) - \\ k_{1a} a \cos\theta (x_3 - a \sin\theta - x_2) - k_2 b \cos\theta (x_4 - b \sin\theta - x_3) = 0 \end{aligned} \quad (4.114)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (4.115)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - b_{1\ddot{\theta}} (\dot{x}_3 + b\dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) + k_{\ddot{\theta}} (x_1 - x_{\ddot{\theta}}) - k_{1\ddot{\theta}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.116)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (4.117)$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) + k_a (x_2 - x_a) - k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.118)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_3} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = 0 \quad (4.119)$$

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{x}_3 + k_{1\ddot{\theta}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) + k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \\ - k_2 (x_4 - b \sin\theta - x_3) + b_{1\ddot{\theta}} (\dot{x}_3 + b\dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) \\ + b_{1a} (\dot{x}_3 - \dot{\theta} a \cos\theta - \dot{x}_2) - b_2 (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos\theta - \dot{x}_3) = 0 \end{aligned} \quad (4.120)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_4} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_4} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_4} = 0 \quad (4.121)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 + b_2 (\dot{x}_4 - \dot{\theta} b \cos\theta - \dot{x}_3) + k_2 (x_4 - b \sin\theta - x_3) = 0 \quad (4.122)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - b_{1\ddot{\theta}} (\dot{x}_3 + b\dot{\theta} \cos\theta - \dot{x}_1) + k_{\ddot{\theta}} (x_1 - x_{\ddot{\theta}}) - k_{1\ddot{\theta}} (x_3 + b \sin\theta - x_1) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.123)$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + b_{1a} (\dot{x}_2 - \dot{\theta} a \cos\theta + \dot{x}_3) + k_a (x_2 - x_a) - k_{1a} (x_3 - a \sin\theta - x_2) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.124)$$

$$\begin{aligned}
& m_3\ddot{x}_3 + k_{1\bar{o}}(x_3 + b\sin\theta - x_1) + k_{1a}(x_3 - a\sin\theta - x_2) \\
& \quad - k_2(x_4 - b\sin\theta - x_3) + b_{1\bar{o}}(\dot{x}_3 + b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_1) \\
& \quad + b_{1a}(\dot{x}_3 - \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) - b_2(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3) = 0 \\
& m_4\ddot{x}_4 + b_2(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3) + k_2(x_4 - b\sin\theta - x_3) = 0
\end{aligned} \tag{4.125}$$

$$\begin{aligned}
I\ddot{\theta} + b_{1\bar{o}}b\cos\theta(\dot{x}_3 + b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_1) - b_{1a}a\cos\theta(\dot{x}_3 - \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) - \\
b_2b\cos\theta(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3) + k_{1\bar{o}}b\cos\theta(x_3 + b\sin\theta - x_1) - \\
k_{1a}a\cos\theta(x_3 - a\sin\theta - x_2) - k_2b\cos\theta(x_4 - b\sin\theta - x_3) = 0
\end{aligned} \tag{4.126}$$

$$\ddot{x}_1 m_1 = b_{1\bar{o}}(\dot{x}_3 + b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_1) + k_{\bar{o}}(x_{\bar{o}} - x_1) + k_{1\bar{o}}(x_3 + b\sin\theta - x_1) \tag{4.127}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_2 m_2 = b_{1a}(\dot{x}_3 + \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) + k_a(x_a - x_2) + k_{1a}(x_3 - a\sin\theta \\
- x_2)
\end{aligned} \tag{4.128}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_3 m_3 = k_{1\bar{o}}(x_1 - b\sin\theta - x_3) + k_{1a}(x_2 + a\sin\theta - x_3) \\
+ k_2(x_4 - b\sin\theta - x_3) + b_{1\bar{o}}(\dot{x}_1 - b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_3) \\
+ b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_3) + b_2(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3)
\end{aligned} \tag{4.129}$$

$$\ddot{x}_4 m_4 = b_2(\dot{x}_3 + \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_4) + k_2(x_3 + b\sin\theta - x_4) \tag{4.130}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta} I = b_{1\bar{o}}b\cos\theta(\dot{x}_1 - b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_3) + b_{1a}a\cos\theta(\dot{x}_3 - \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) \\
+ b_2b\cos\theta(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3) \\
+ k_{1\bar{o}}b\cos\theta(x_1 - b\sin\theta - x_3) \\
+ k_{1a}a\cos\theta(x_3 - a\sin\theta + x_2) \\
+ k_2b\cos\theta(x_4 - b\sin\theta - x_3)
\end{aligned} \tag{4.131}$$

Yarım taşıt modelinde olduğu gibi bu model içinde hareket denklemleri en yüksek mertebeden terime göre 4.132, 4.133, 4.134, 4.135 ve 4.136 denklemleri elde edilir.

$$\ddot{x}_1 = (b_{1\ddot{\theta}}(\dot{x}_3 + b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_1) + k_{\ddot{\theta}}(x_{\ddot{\theta}} - x_1) + k_{1\ddot{\theta}}(x_3 + b\sin\theta - x_1)) \frac{1}{m_1} \quad (4.132)$$

$$\ddot{x}_2 = (b_{1a}(\dot{x}_3 + \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) + k_a(x_a - x_2) + k_{1a}(x_3 - a\sin\theta - x_2)) \frac{1}{m_2} \quad (4.133)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_3 = & (k_{1\ddot{\theta}}(x_1 - b\sin\theta - x_3) + k_{1a}(x_2 + a\sin\theta - x_3) \\ & + k_2(x_4 - b\sin\theta - x_3) + b_{1\ddot{\theta}}(\dot{x}_1 - b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_3) \\ & + b_{1a}(\dot{x}_2 + \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_3) + b_2(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3)) \frac{1}{m_3} \end{aligned} \quad (4.134)$$

$$\ddot{x}_4 = (b_2(\dot{x}_3 + \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_4) + k_2(x_3 + b\sin\theta - x_4)) \frac{1}{m_4} \quad (4.135)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & (b_{1\ddot{\theta}}b\cos\theta(\dot{x}_1 - b\dot{\theta}\cos\theta - \dot{x}_3) + b_{1a}a\cos\theta(\dot{x}_3 - \dot{\theta}a\cos\theta - \dot{x}_2) \\ & + b_2b\cos\theta(\dot{x}_4 - \dot{\theta}b\cos\theta - \dot{x}_3) \\ & + k_{1\ddot{\theta}}b\cos\theta(x_1 - b\sin\theta - x_3) \\ & + k_{1a}a\cos\theta(x_3 - a\sin\theta + x_2) \\ & + k_2b\cos\theta(x_4 - b\sin\theta - x_3)) \frac{1}{I} \end{aligned} \quad (4.136)$$

Yapılan ihmaller ile değişken dönüşümü yapılarak birinci dereceden denklem takımlarına indirgenerek durum denklemleri elde edilir.

$$y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1 \quad (4.137)$$

$$y_3 = x_2, y_4 = \dot{x}_2 \quad (4.138)$$

$$y_5 = x_3, y_6 = \dot{x}_3 \quad (4.139)$$

$$y_7 = x_4, y_8 = \dot{x}_4 \quad (4.140)$$

$$y_9 = \theta, y_{10} = \dot{\theta} \quad (4.141)$$

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (4.142)$$

$$\dot{y}_2 = (-b_{1\delta}y_2 + b_{1\delta}y_4 + b * b_{1\delta}y_{10} - ((k_{1\delta} + k_{\delta})y_2 + k_{1\delta}y_6 + b * k_{1\delta}y_9 + k_{\delta}h)/m_1 \quad (4.143)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (4.144)$$

$$\dot{y}_4 = (-b_{1a}y_4 + b_{1a}y_6 - a * b_{1a}y_{10} - (k_{1a} + k_a)y_3 + k_{1a}y_5 - a * k_{1a}y_9 + k_a h)/m_2 \quad (4.145)$$

$$\dot{y}_5 = y_6 \quad (4.146)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_6 = & (b_{1\delta}y_2 + b_{1a}y_4 - (b_{1\delta} - b_{1a} + b_2)y_6 + b_2y_8 \\ & + (-a * b_{1a} + b * b_{1\delta} + b * b_2)y_{10} + k_{1\delta}y_1 + k_{1a}y_3 \\ & - (k_{1\delta} + k_{1a} + k_2)y_5 + k_2y_7 \\ & + (-a * k_{1a} + b * k_{1\delta} + b * k_2)y_9)/m_3 \end{aligned} \quad (4.147)$$

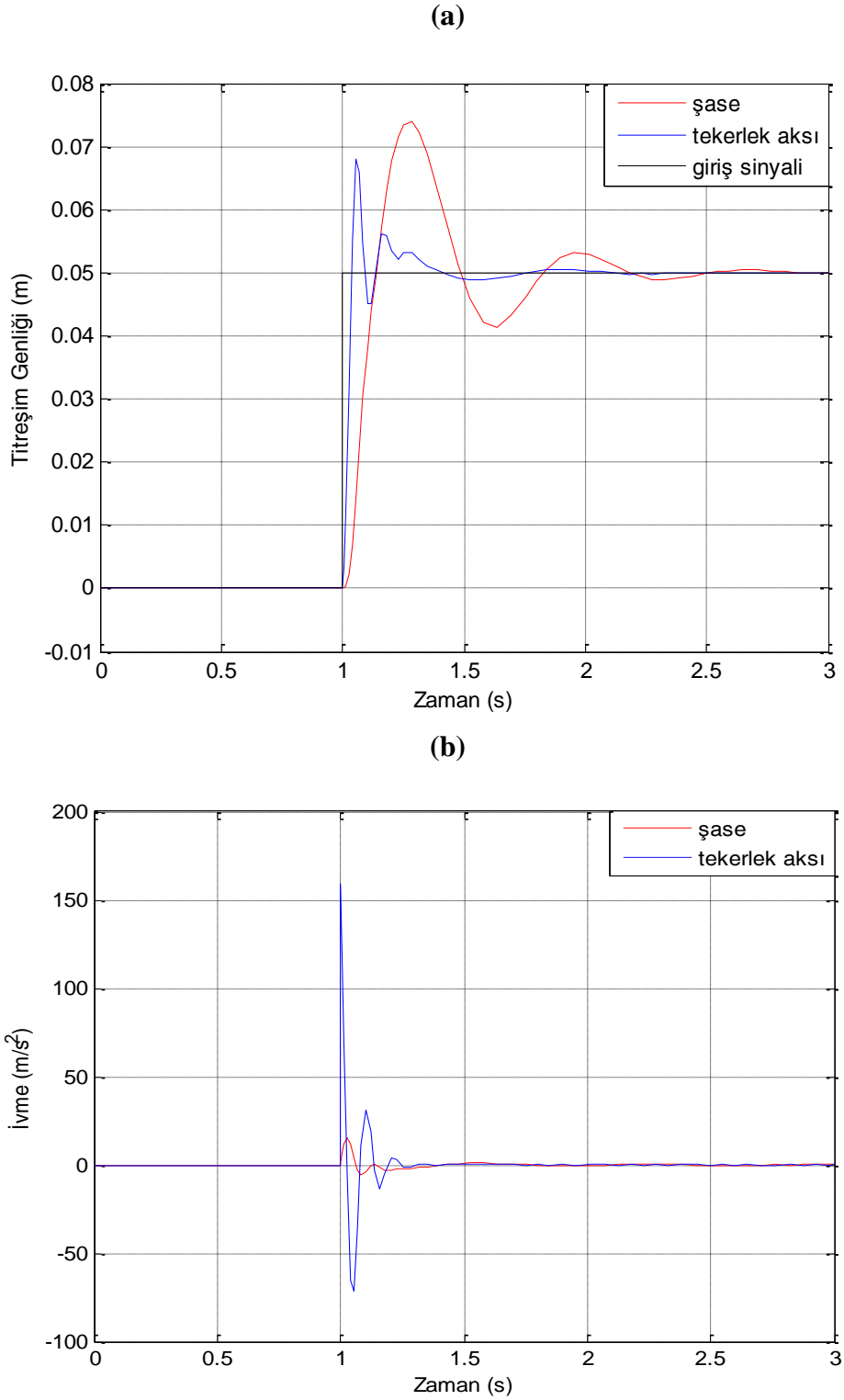
$$\dot{y}_7 = y_8 \quad (4.148)$$

$$\dot{y}_8 = (b_2y_6 - b_2y_8 + b * b_2y_{10} + k_2y_5 - k_2y_7 + b * k_2y_9)/m_4 \quad (4.149)$$

$$\dot{y}_9 = y_{10} \quad (4.150)$$

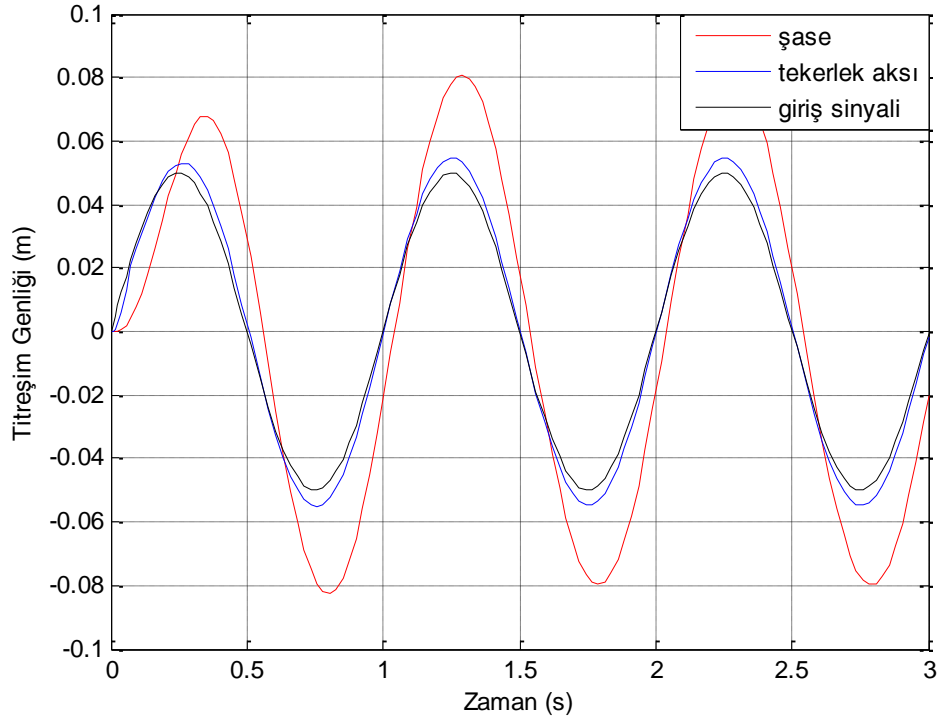
$$\begin{aligned} \dot{y}_{10} = & (b * b_{1\delta}y_2 - a * b_{1a}y_4 + (a * b_{1a} - b * b_{1\delta} - b * b_2)y_6 + b_2y_8 \\ & - (b^2 * b_{1\delta} + a^2 * b_{1a} + b^2 * b_2)y_{10} + b * k_{1\delta}y_1 - a \\ & * k_{1a}y_3 - (b * k_{1\delta} - a * k_{1a} + b * k_2)y_5 + b * k_2 \\ & - (b^2 * k_{1\delta} + a^2 * k_{1a} + b^2 * k_2)y_9)/I \end{aligned} \quad (4.151)$$

Şekil 5.2, basamak giriş için $h = 0.05$ m (kasis) olarak alınmıştır. Benzetim 3 saniye olarak yapılmıştır.

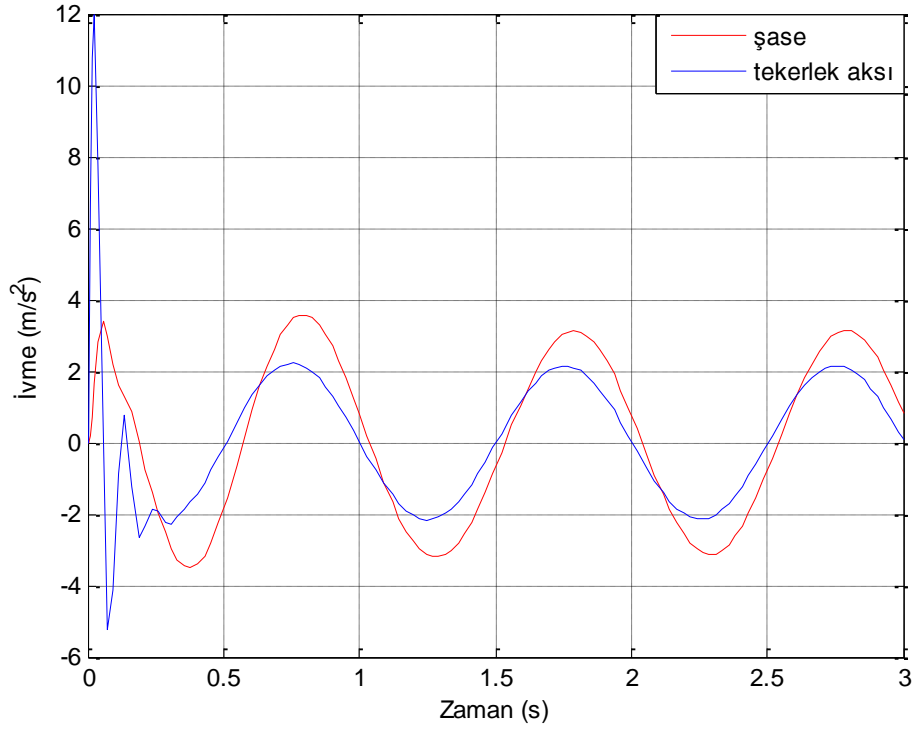


Şekil 5. 2. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği **(b)** basamak giriş ivme-zaman grafiği

Şekil 5.3 de giriş, genliği 0.05m olan 1 Hz sinüs dalgası şeklinde uygulanmıştır.
(a)



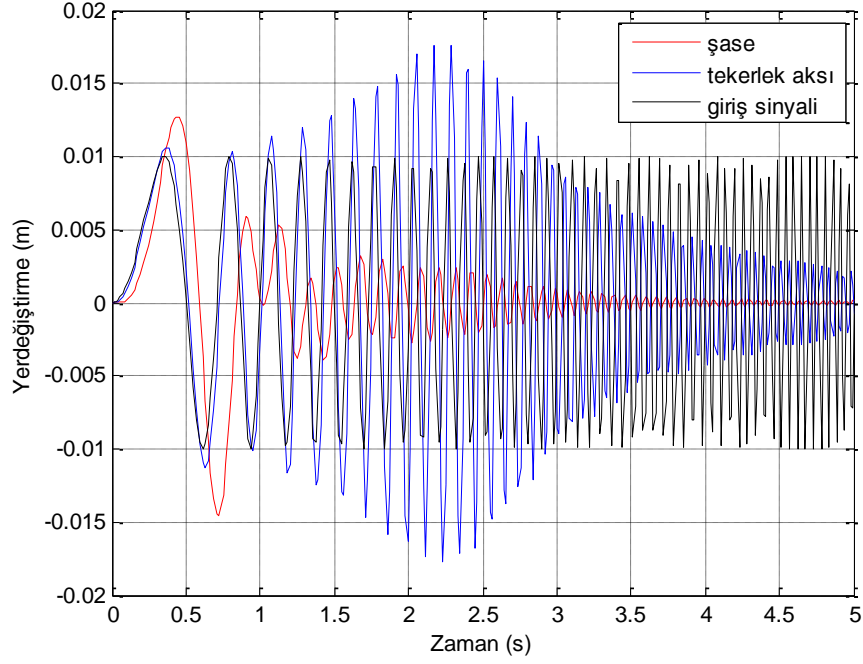
(b)



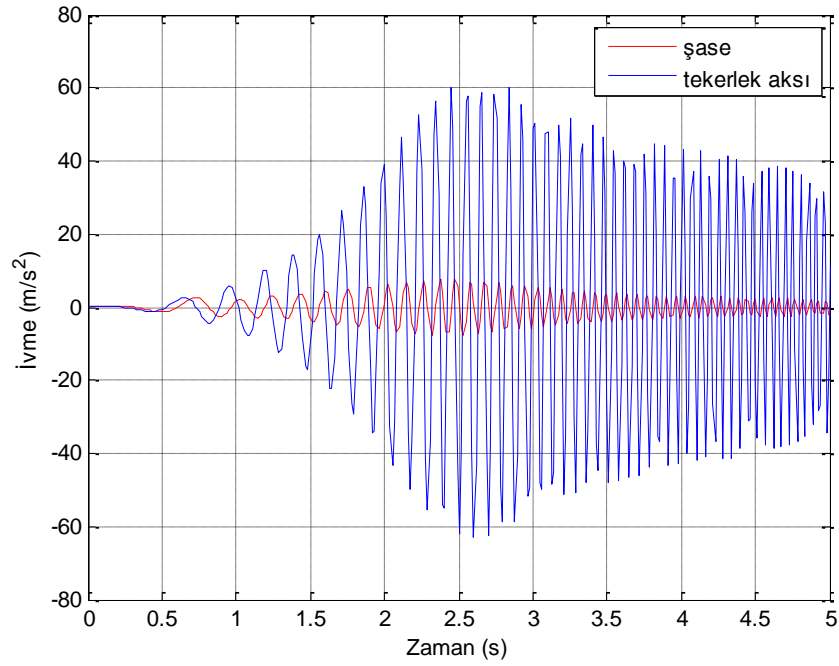
Şekil 5. 3. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği

Şekil 5.4 giriş için 0- 20 Hz chirp sinyal (frekansı zamanla doğrusal olarak artan sinüs dalgası) olarak uygulanmıştır.

(a)



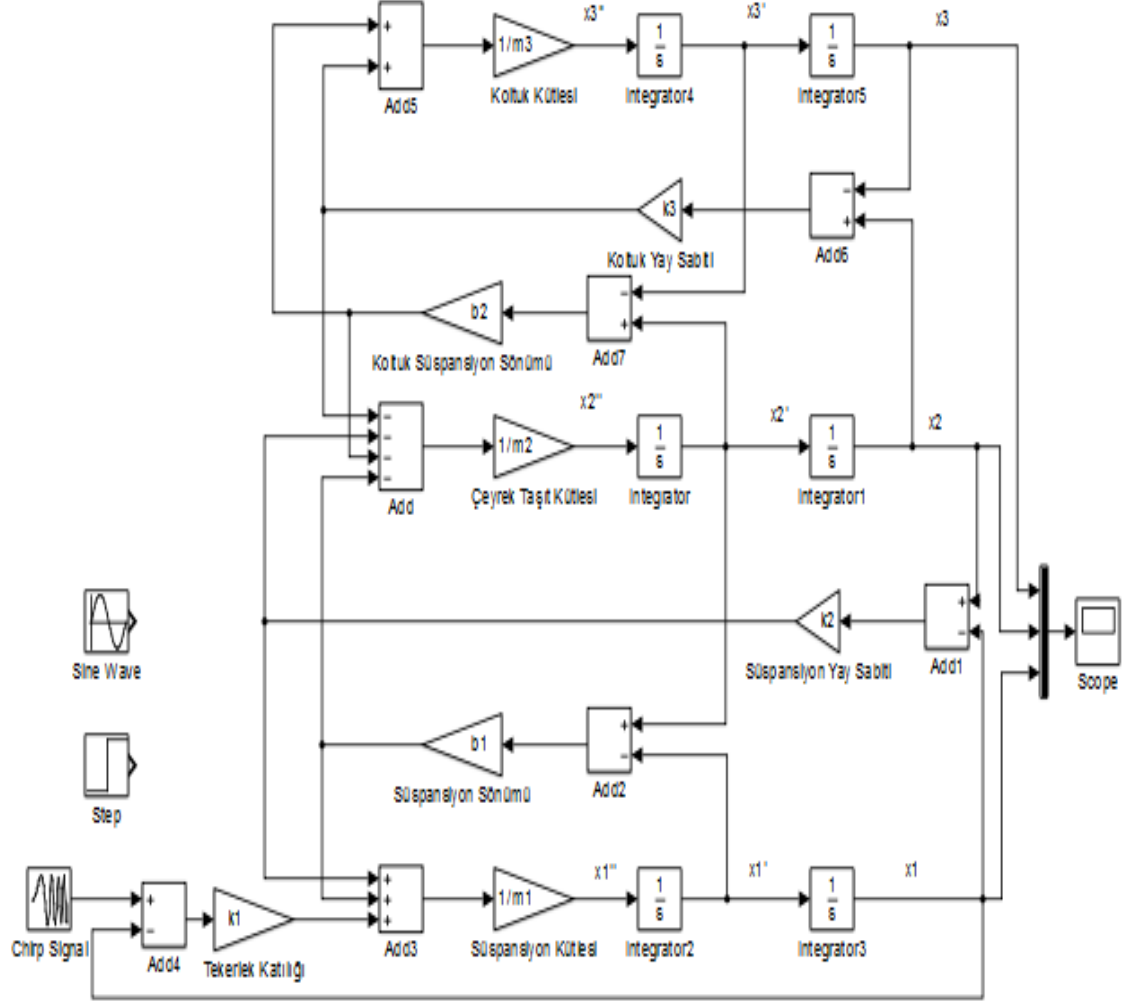
(b)



Şekil 5. 4. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği

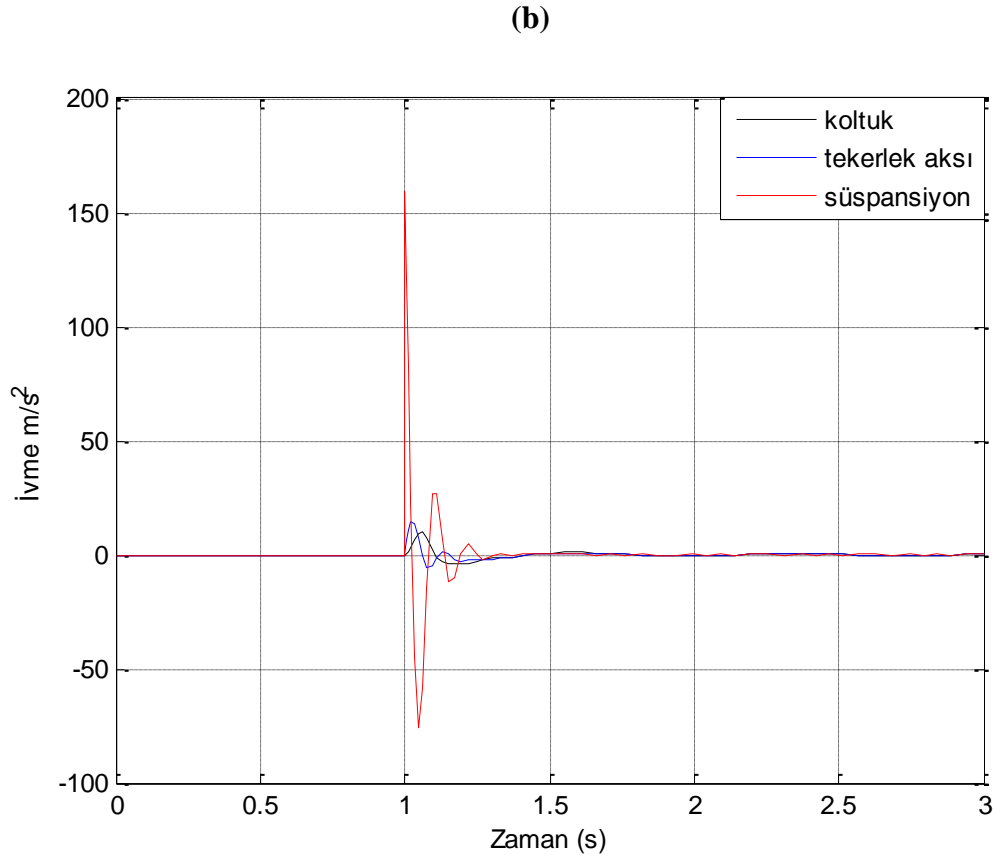
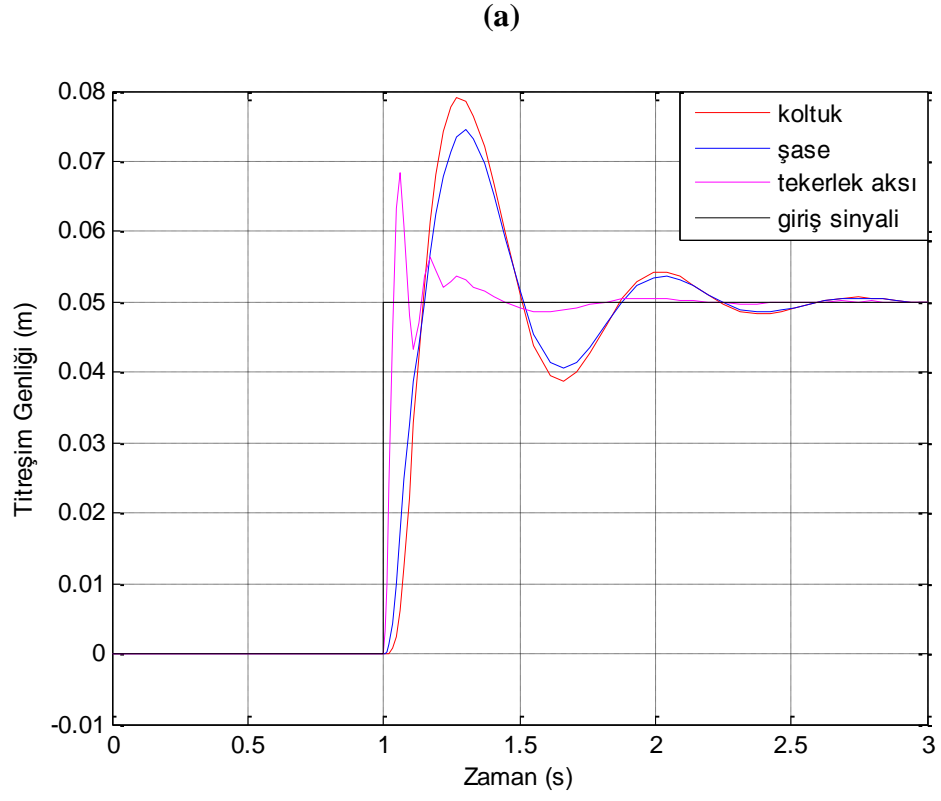
5.2. Koltuk İlaveli Çeyrek Taşıtlı Simulink Modeli

Çeyrek taşıta koltuk ilave edildiğinde Şekil 5.5 deki simulink modeli oluşturulur.



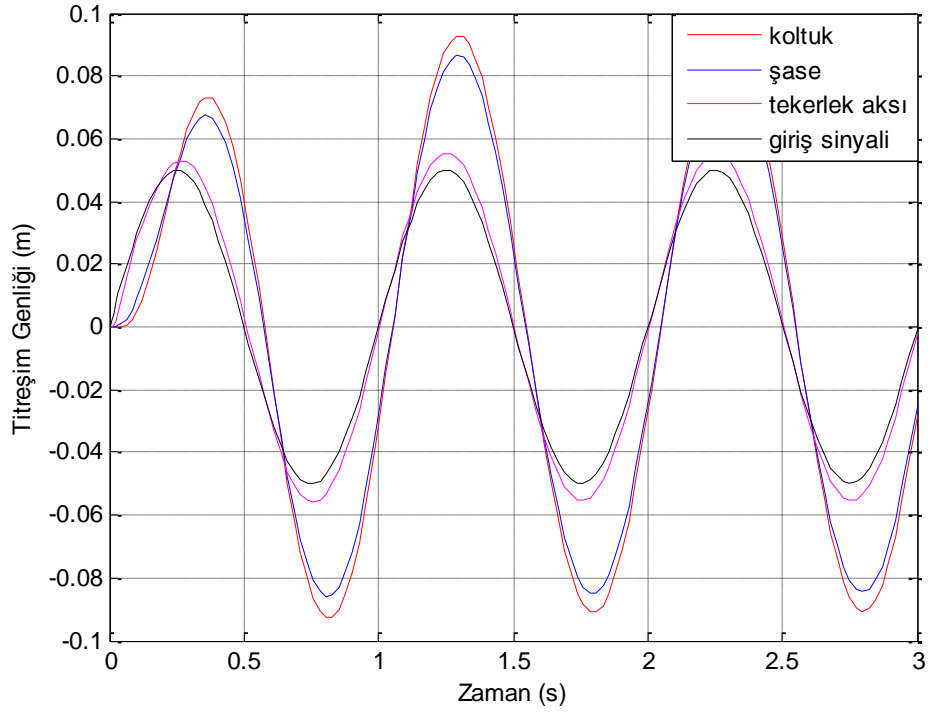
Şekil 5. 5. Koltuk ilaveli çeyrek taşıtlı Simulink Modeli

Modelin benzetimi üç ayrı kasis formu için yapılmıştır. Basamak girişi için Şekil 5.6 da gösterilmiştir.

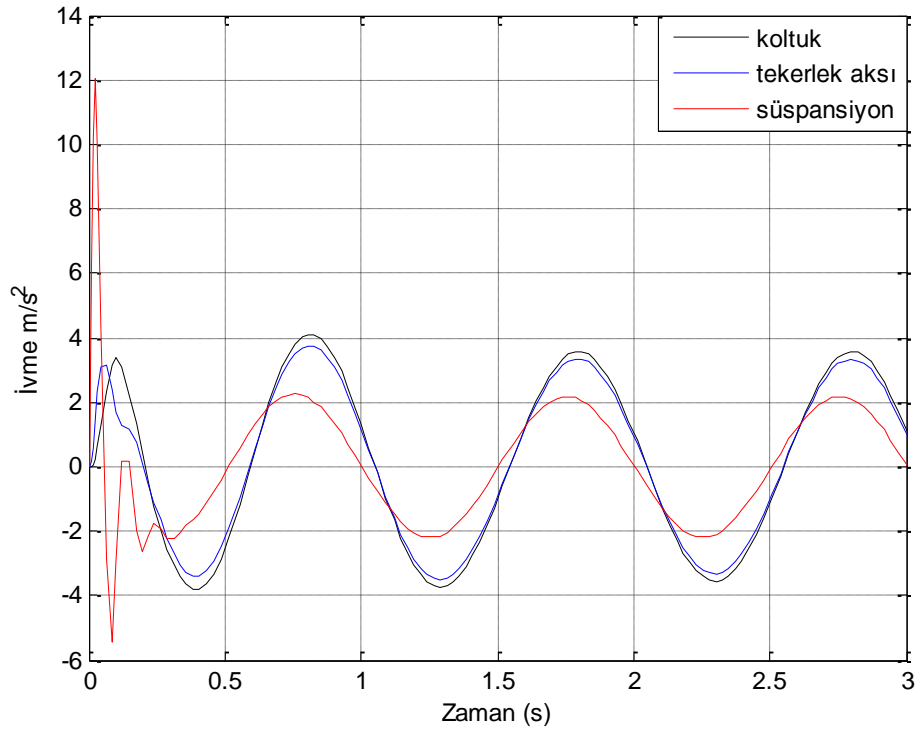


Şekil 5. 6. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği (b) basamak giriş ivme-zaman grafiği

Şekil 5.7 de genliği 0.05m olan 1 Hz sinüs dalgası şeklinde giriş uygulanmıştır.
(a)

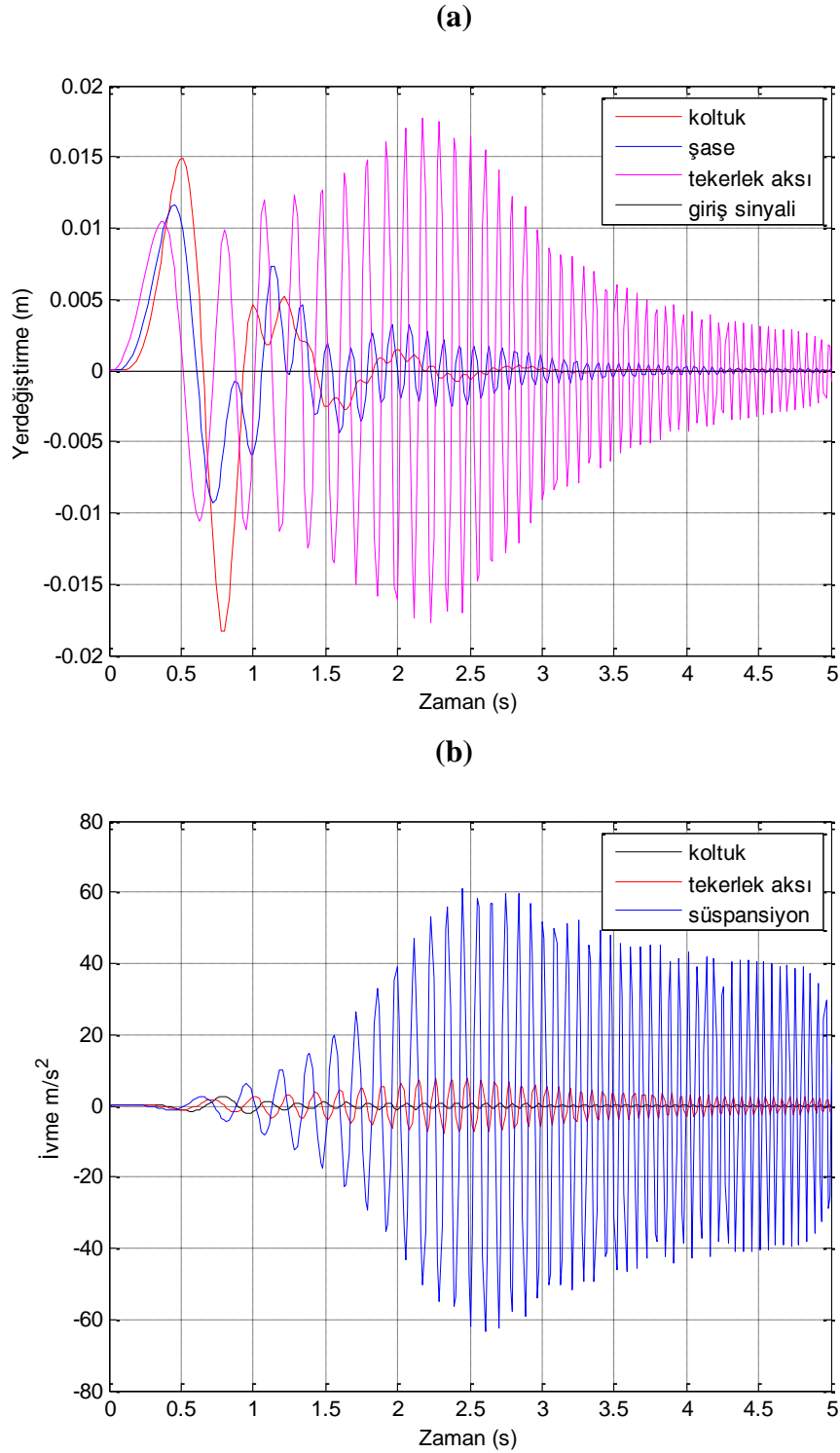


(b)



Şekil 5. 7. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği

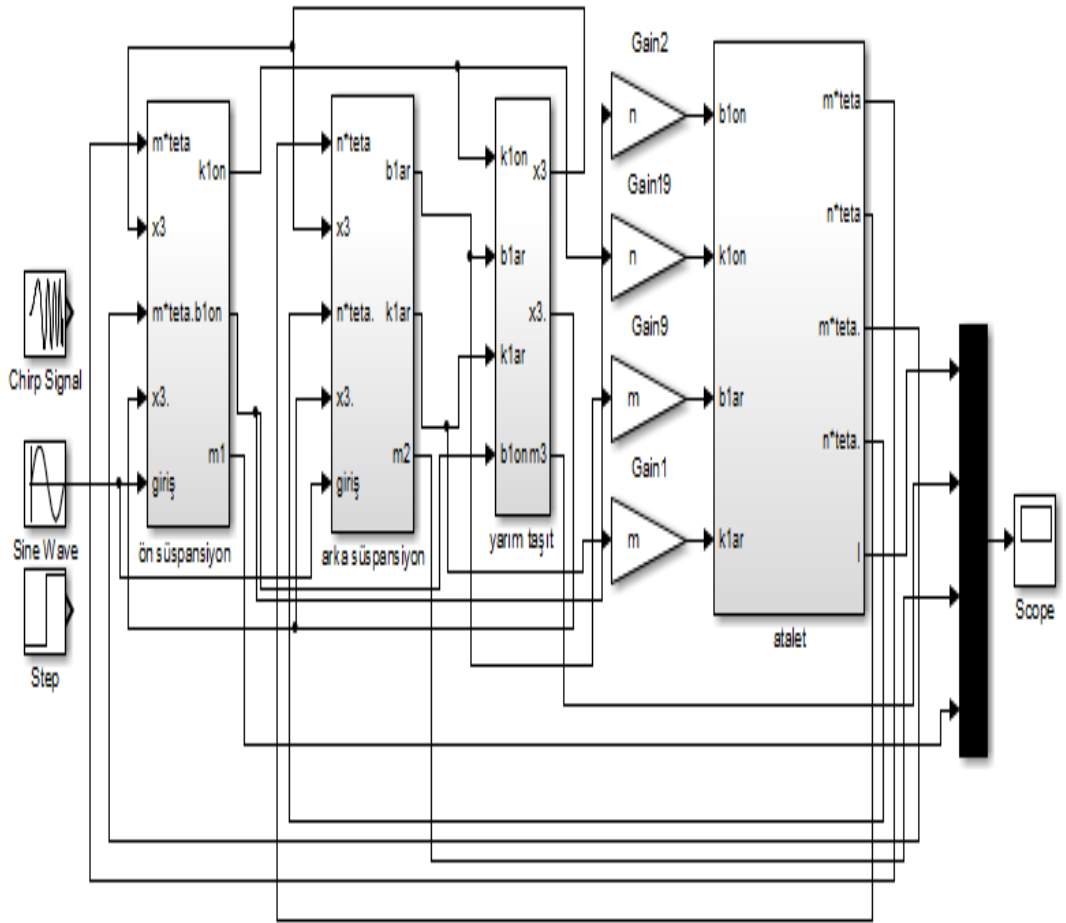
Şekil 5.8 de ise giriş olarak 0-20 Hz arası chirp sinyal uygulanmıştır. Benzetim süresi 5 saniye olarak alınmıştır.



Şekil 5. 8. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği

5.3. Yarım Taşıt Simulink Modeli

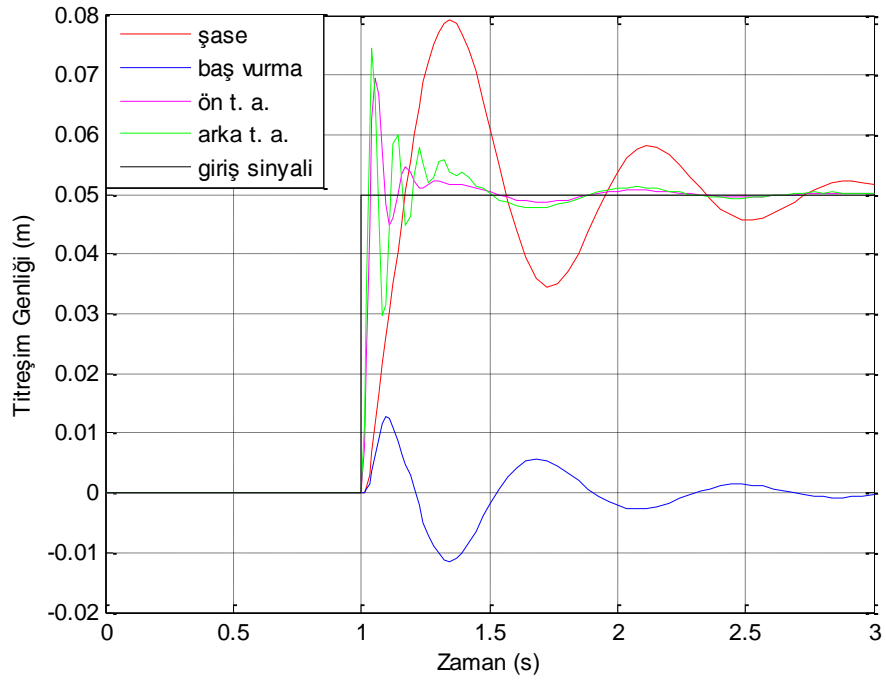
Yarım taşıt modeli çeyrek taşıt modeline ek olarak zıplama hareketinin dışında baş vurma hareketi de yapar. Serbestlik derecesi artar ve hareket denklemlerinin sayısını çoğaltır. Karmaşıklaşan sistemi daha basit hale getirmek, modelimizi oluştururken için alt sistemler (subsystem) kullanırız (Şekil 5.9)



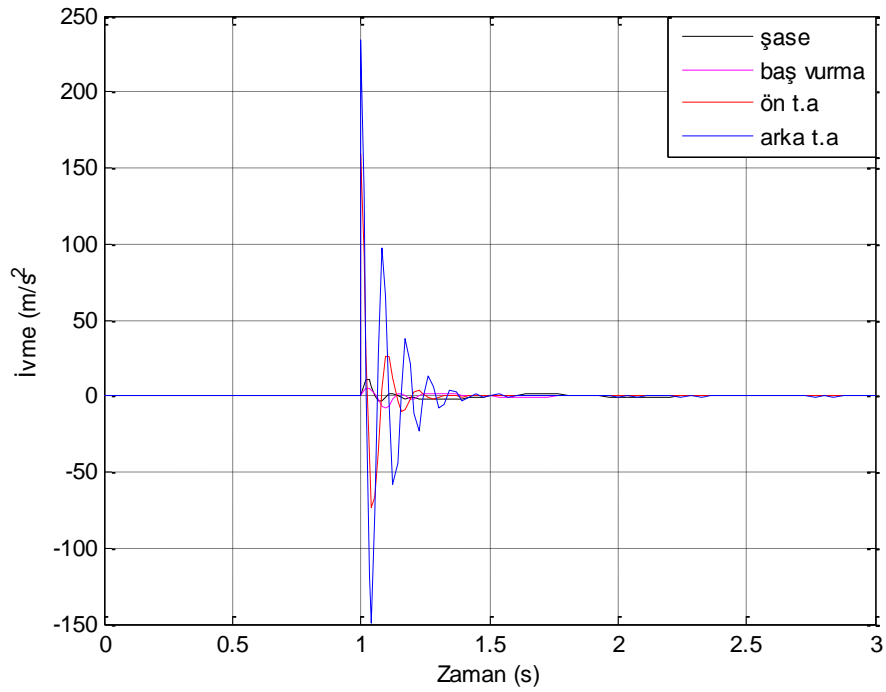
Şekil 5. 9. Yarım taşıt Simulink Modeli

Benzetimimizde giriş olarak önceki benzetimlerde de olduğu gibi basamak giriş için $h=0.05$ m uygulanmıştır (Şekil 5.10)

(a)



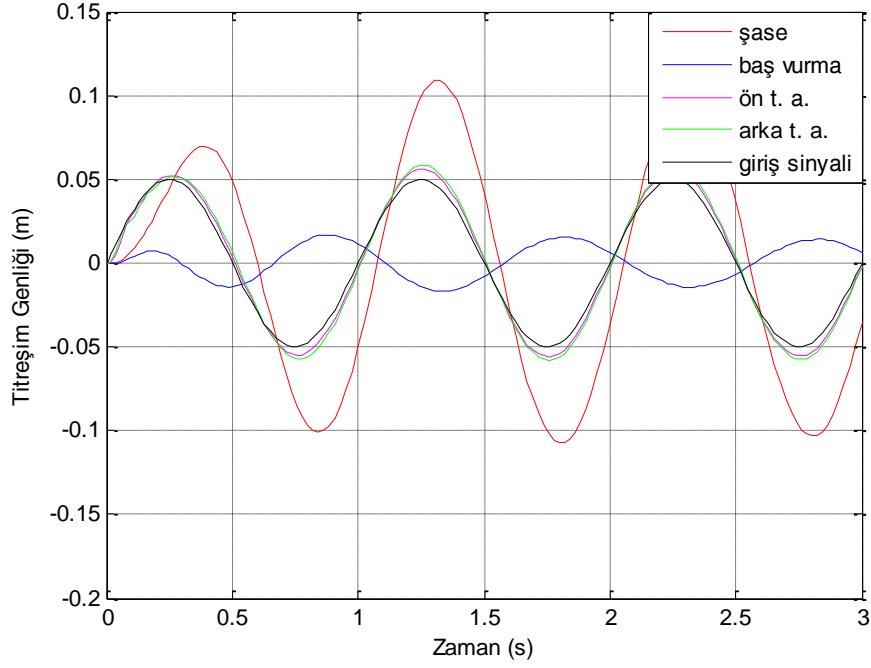
(b)



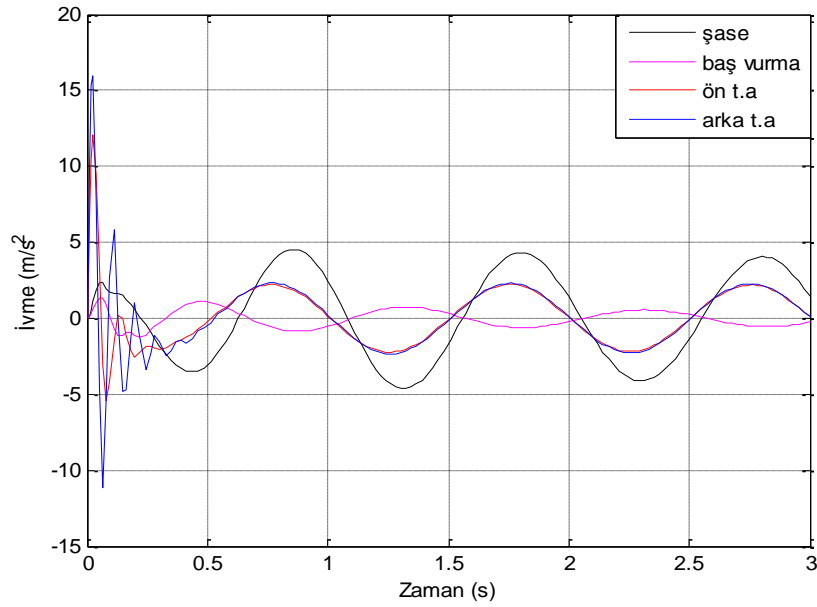
Şekil 5. 10. (a) Basamak giriş konum-zaman grafiği (b) basamak giriş ivme-zaman grafiği

Şekil 5.11de genliği 0.05 m olan 1 Hz sinüs dalgası şeklinde giriş uygulanmıştır. Benzetim diğer modellerde olduğu gibi 3 saniye yapılmıştır.

(a)



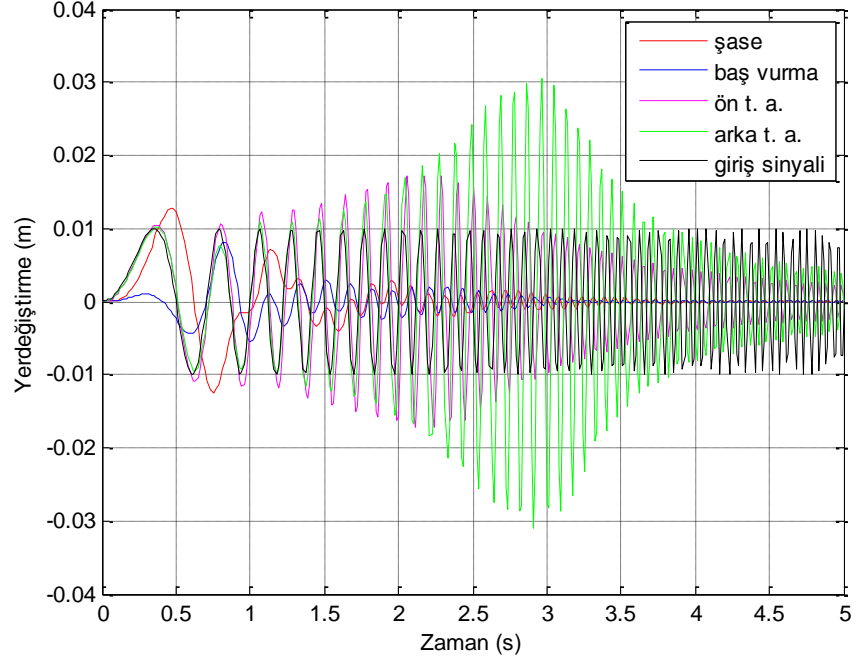
(b)



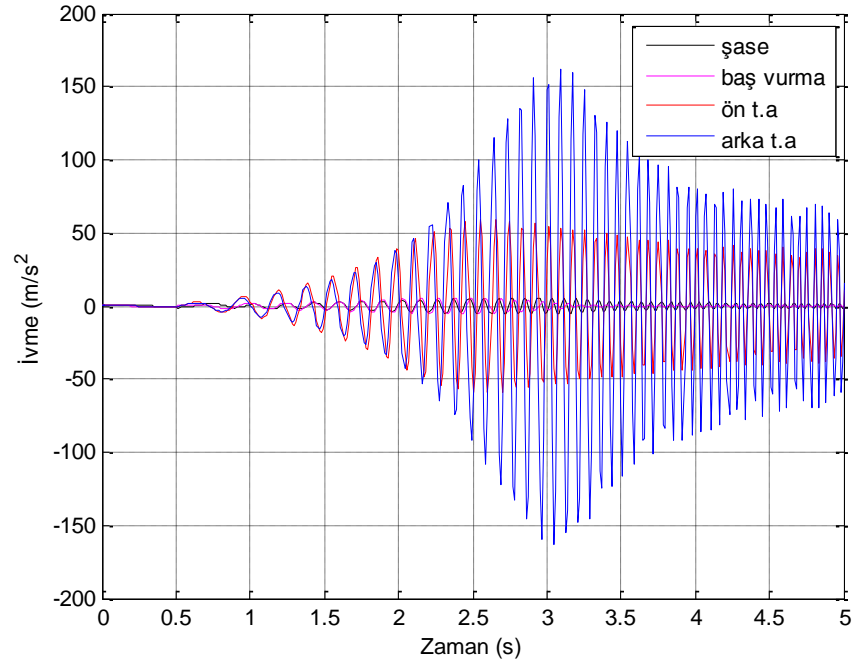
Şekil 5. 11. (a) Sinüzoidal giriş konum-zaman grafiği (b) sinüzoidal giriş ivme-zaman grafiği

Şekil 5.12 de giriş sinyali 5 saniye süresince 0-20 Hz arası chirp sinyal uygulanmıştır.

(a)

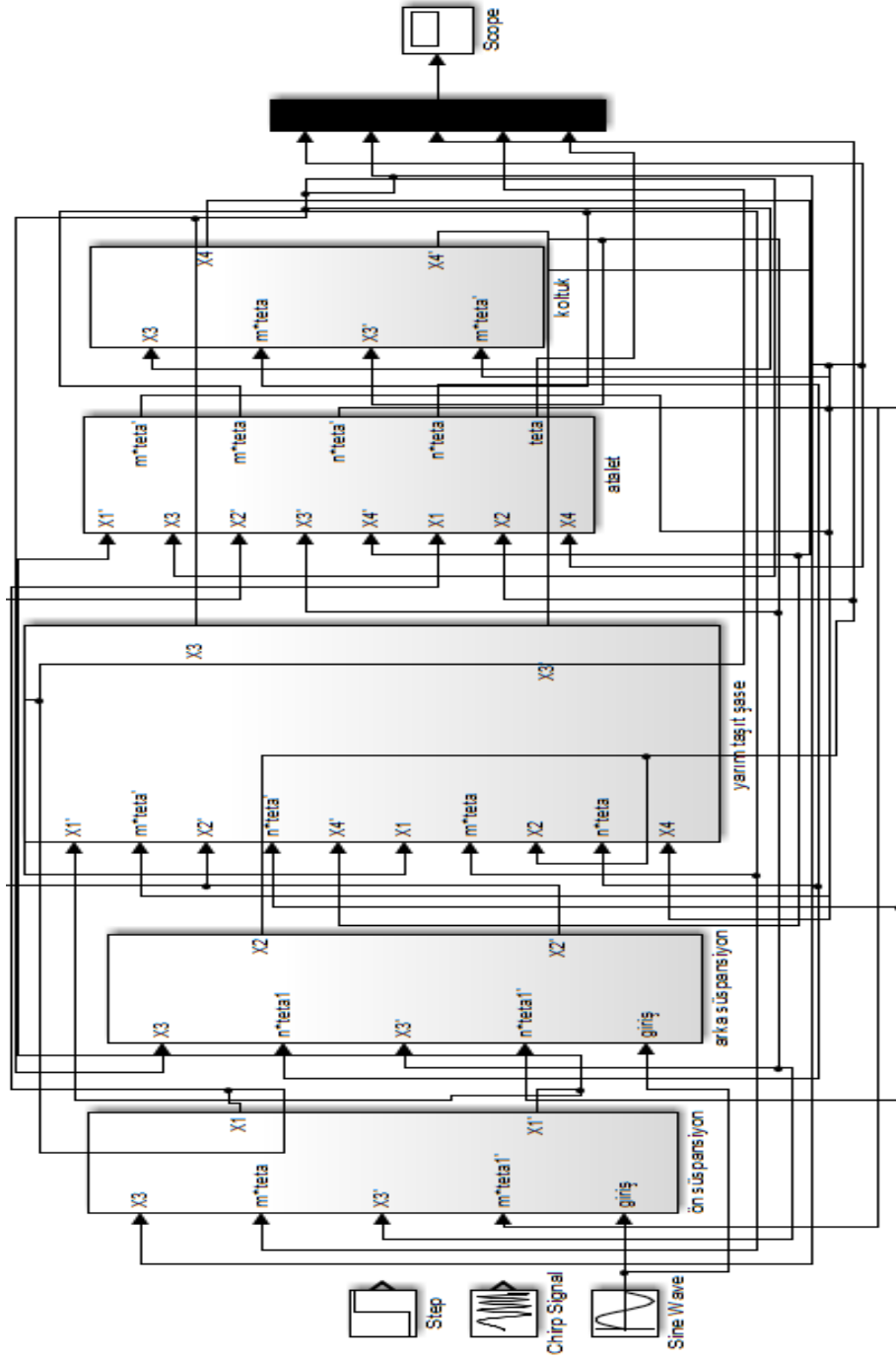


(b)



Şekil 5. 12. (a) Chirp giriş konum-zaman grafiği (b) chirp giriş ivme-zaman grafiği

5.4. Koltuk İlaveli Yarım Taşıt Simulink Modeli

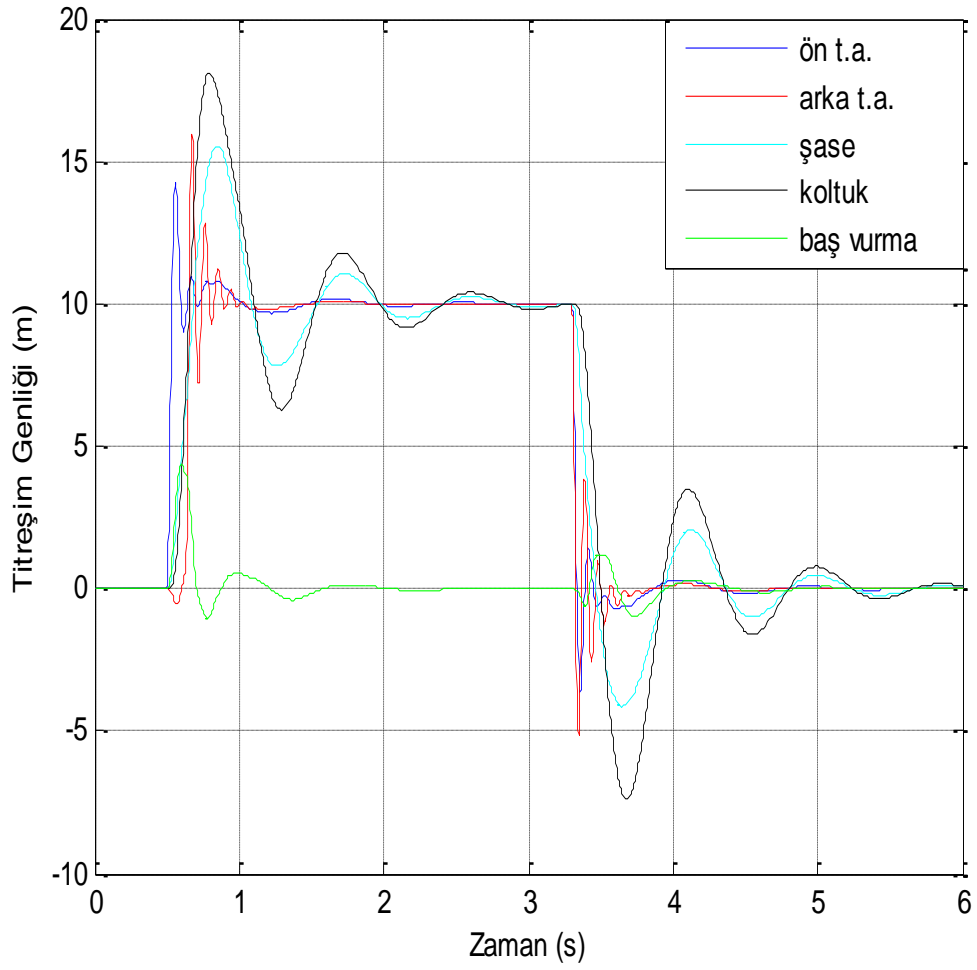


Şekil 5. 13. Koltuk ilaveli yarım taşıt Simulink Modeli

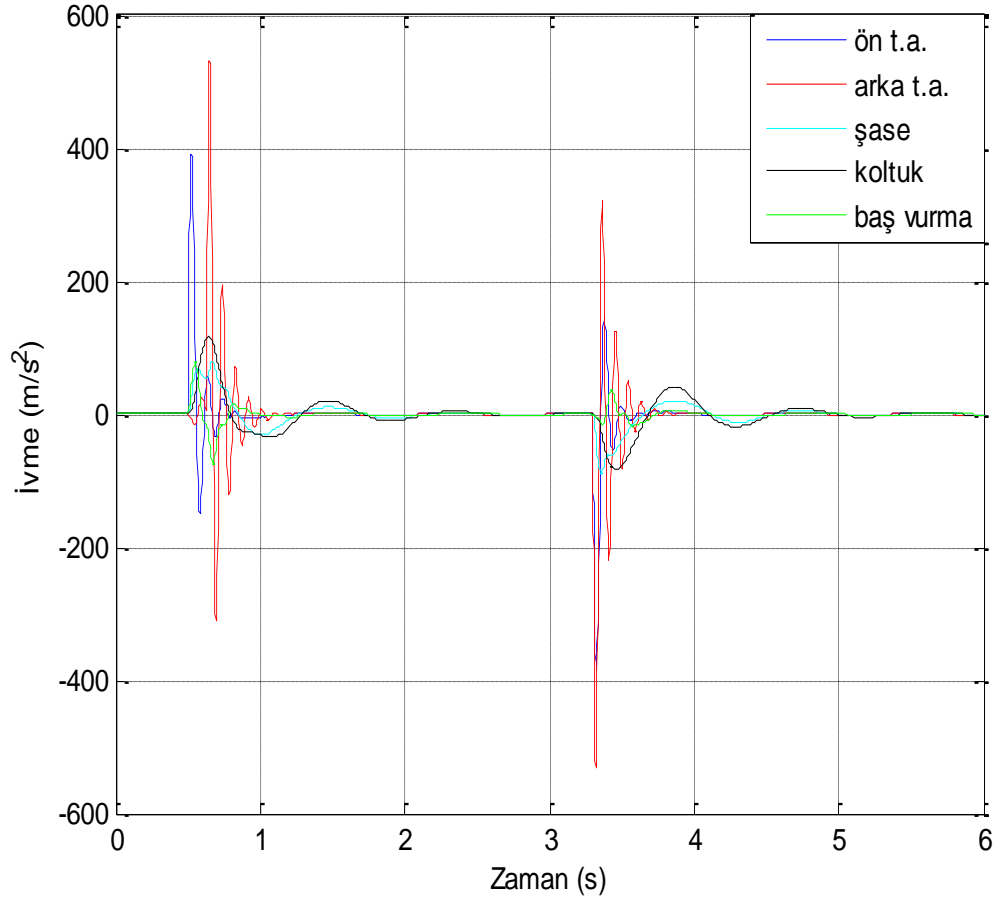
Yarım taşıt modeline koltuk ilave ettiğimizde beş serbestlik dereceli modelimiz Şekil 5.13 deki gibi oluşturulur.

Yarım taşıt benzetiminde uygulanan kasis modeli iki tekerleğe de aynı anda etki etmesi hali incelendi. Ancak bu benzetim sadece teoride uygulanabilir. Pratikte ise aracın kasise ilk olarak ön tekerleği, hızına bağlı olarak belirli bir süre sonrada arka tekerleği girecektir. Aşağıda verilen Şekil 5.14, Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da farklı hızlarda, $h=0.05$ m kasise maruz kalan koltuk ilaveli yarım taşıt modelinin benzetimi yapılmıştır.

(a)

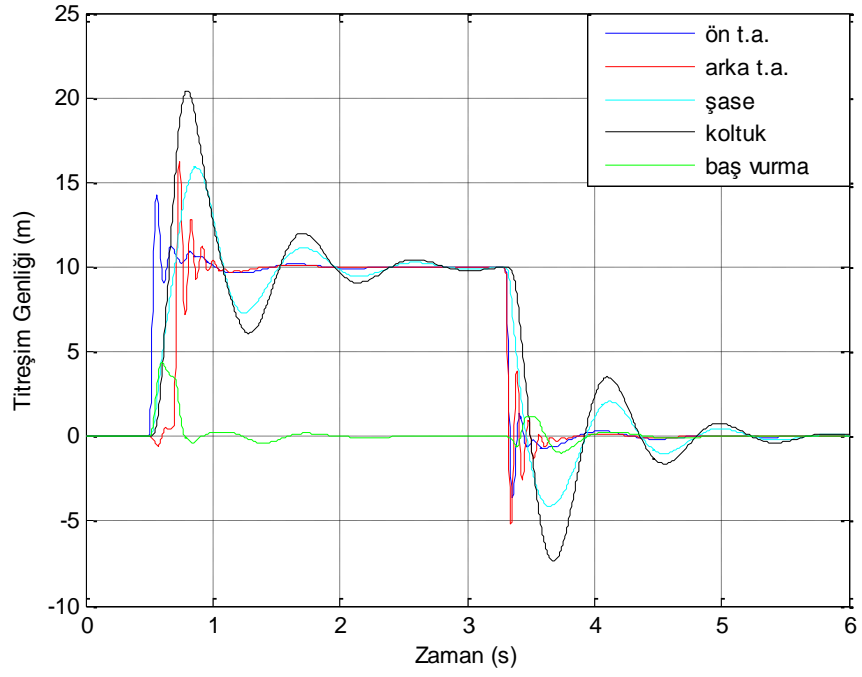


(b)

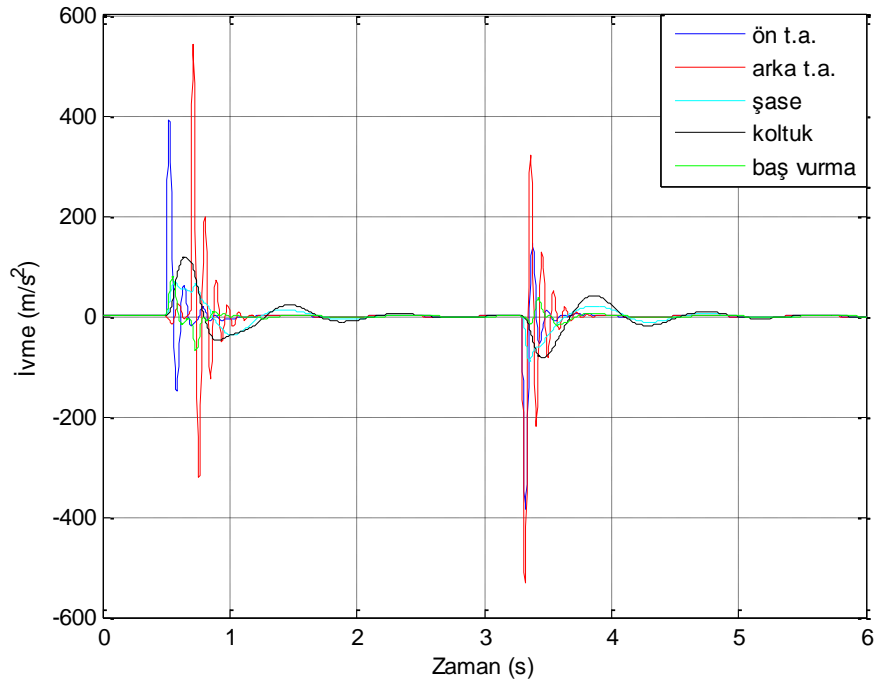


Şekil 5. 14. (a) $V= 75,6$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği (b) $V= 75,6$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği

(a)



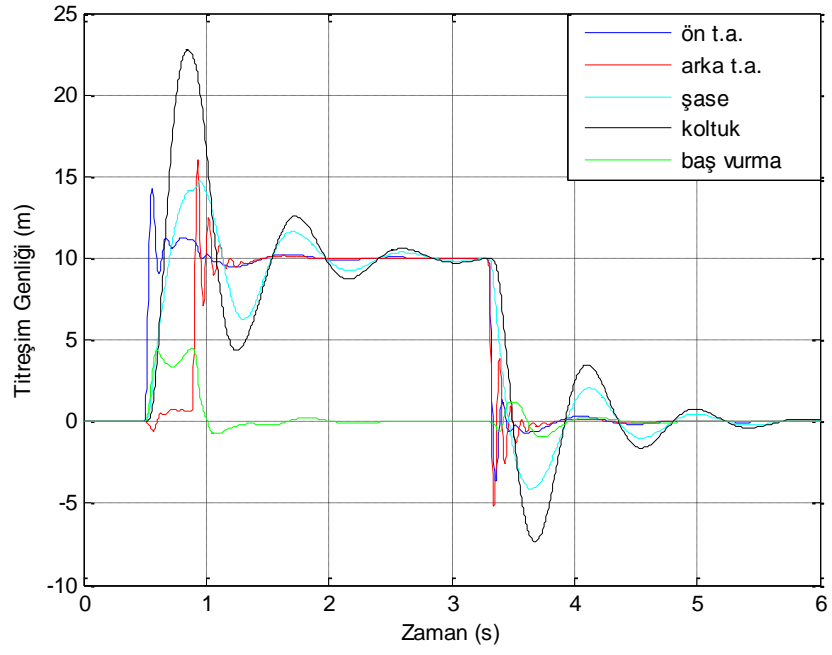
(b)



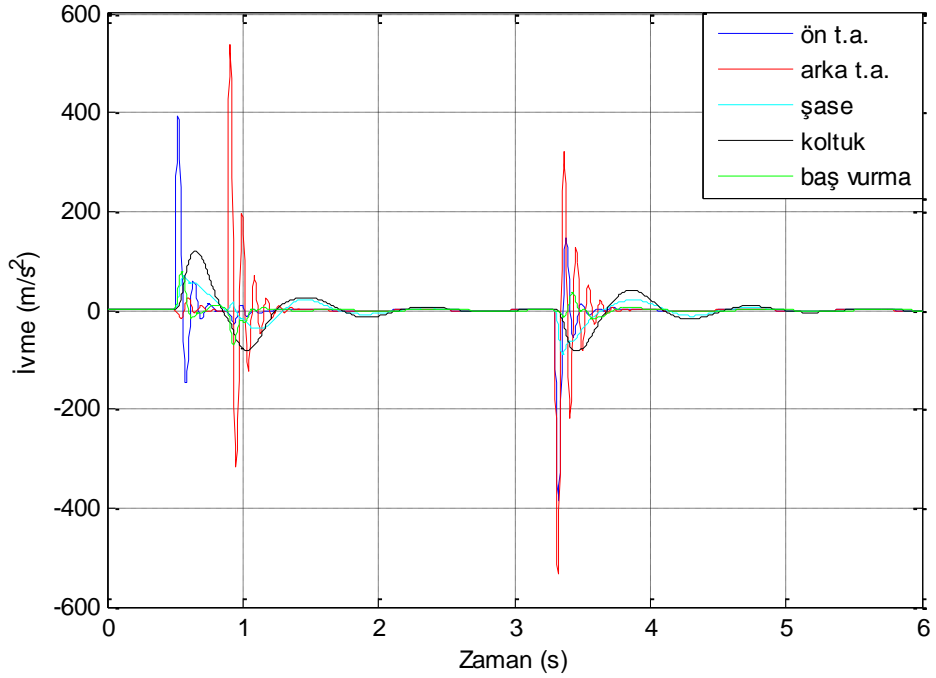
Şekil 5. 15. (a) $V= 50,4$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği **(b)**

$V= 50,4$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği

(a)



(b)



Şekil 5. 16. (a) $V= 25,2$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş konum-zaman grafiği **(b)** $V= 25,2$ km/h ve $h=0.05$ m için basamak giriş ivme-zaman grafiği

6. TARTIŞMA VE SONUÇ

Sürüş konforu için taşıt koltuk titreşimlerinin modellenmesi ve analizi isimli bu çalışmada, yol pürüzlülüklerinden dolayı sürücünün maruz kaldığı titreşimlerin modellenmesi yapılmıştır. Literatürde iki serbestlik dereceli çeyrek ve dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli olarak adlandırılan iki model üzerine sürücü koltuğu modeli ilave edilmiştir. Oluşturulan bu modeller için hareket denklemleri elde edilmiş ve MATLAB ve Simulink kullanılarak çözülmüştür. Koltuk modeli ilave edilmeden hem çeyrek hem de yarım taşıt modelleri üç farklı yol girdisini temsil eden basamak, sinüzoidal ve farklı frekanslardaki sinüzoidal (chirp) giriş sinyalleri ile benzetimleri yapıldı. Bu benzetimler literatürdeki model parametreleri kullanılarak yapılmış olup konuya motivasyon amacını güdmüştür.

Daha sonra elde edilen bu modellere koltuk modelinin ilave edilmesi ile koltuk ilaveli çeyrek ve koltuk ilaveli yarım taşıt modelleri elde edilmiş ve 0.05m basamak kasis girişine karşılık dört ayrı modelden elde edilen şase ve koltuk konum değişimleri karşılaştırılmıştır.

Analizler sonucu, koltuk ilaveli çeyrek taşıt modeli ve çeyrek taşıt modeli şase yerdeğiştirmeleri açısından hemen hemen aynı sonuca ulaşılmıştır. Benzer durumda yarım taşıt modelleri şase yerdeğiştirmeleri farklı olduğu görülmüştür. Bu durum yarım taşıt modelinde koltuk ağırlık merkezinden farklı bir konuma yerleştirilmesi olduğu düşünülmektedir.

Yarım taşıt koltuk ilaveli ve ilavesiz modellerinde ise başvurma hareketinin koltuk ilaveli modelinde yaklaşık %27 daha az olduğu ve oturma süresinin aynı oranda daha kısa olduğu bunun sebebi olarak da koltuk ve ekipmanlarının ağırlığı olduğu belirlenmiştir.

Hem çeyrek taşıt hem de yarım taşıt koltuk ilaveli modellerin koltuk yer değiştirmeleri incelendiğinde, yarım taşıt modele ait koltuk yerdeğiştirmesinin % 2.5 daha az (2,75 mm) olduğu saptanmıştır.

Elde edilen dört farklı model için;

- 0,05 m genlikli basamak,
- 1 Hz frekansa sahip sinüzoidal,
- 0,1-1 ve 0,1-5 Hz aralığında değişken frekansa sahip (chirp) sinüzoidal,

yol girişlerine karşılık süspansiyon sistemi, şase ve koltuğa (dolayısı ile sürücüye) etki eden titreşim genlikleri ve ivme değerleri analiz edilmiştir (Şekil 5.2-, Şekil 5.3, Şekil 5.4, Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8, Şekil 5.10, Şekil 5.11, Şekil 5.12)

Yarım taşıt modelinde, araç aks boyu ve hızına bağlı olan ön ve arka tekerleklerde meydana gelen faz farkı dikkate alınarak yol girdisi uygulanmış ve hızın sisteme etkisi irdelenmeye çalışılmıştır. Bu benzetim sonuçlarına göre artan hız ile birlikte koltuğun yerdeğiştirmesinin azaldığı ancak ön ve arka süspansiyonun yer değiştirmesinin arttığı görülmüştür. (Şekil 5.14, Şekil 5.15, Şekil 5.16)

Yapılan bu analizler neticesinde sistem parametrelerine bağlı olarak değişim gösteren bu konum ve ivme değerlerinin pasif süspansiyon sistemlerinde kaçınılmaz olarak ortaya çıktığı gösterilmiştir. Araç konforunun yarı aktif veya aktif süspansiyon sistemleri ile kontrol edilerek dinamik konforun iyileştirilebileceği, sabit değerli parametrelere sahip pasif süspansiyon sistemlerinde konfor şartlarının kısıtlı olarak iyileştirilebileceği görülmüştür.

Yapılan bu çalışma tam araç ve koltuk ilaveli tam araç modelinin pasif süspansiyon sistemi kullanılarak analizi için bir temel oluşturmuştur.

İlerideki çalışmalarda taşıt dinamiğinin iyileştirilmesi ve yüksek hızlarda daha güvenli sürüş için süspansiyon karakteristikleri hakkında araştırma yapılması ve geliştirilecek yapının gerçek bir taşıt üzerinde uygulama yapılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Babalık, F.C.2005.** Mühendisler İçin Ergonomi İşbilim. Nobel Yayınları, Ankara.486 s.
- Burdorf, A. Swuste, P. 1993.** Effect of seat suspension on exposure to whole body vibration of professional drivers. *Analns of Occupational Hygiene*, .37: 45-55.
- Lauwerys C. Swevers J. ve Sas P.2005.** A Model Free Control Design Approach for a Semi-Active Suspension of a Passenger Car. Proc. of the American Control Conference, Portland, USA.
- Long C., Li-min N, Jing-bo Z, Hao-bin J 2011.**Application of AMESim & MATLAB Simulation on Vehicle Chassis System Dynamics. Workshop on Intelligent Information Technology Application
- Dickerson, B. 1991.** Medical aspects of cmulative trauma disorders. In: Cumulitave Trauma Disorders in the Workplace. The Bureau of National affairs, Washington DC
- Dupuis, H. 1991.** Vibration exposure and back disorders. In: K. Fehr and H. Krueger (Eds.), Occupational Musculoskeletal Disorders: Occurrence, Prevention and Therapy. Eular Publishers, Basel,
- Hacıoğlu, Y. 2009.** Mekanik Sistemlerin Geri Adımlamalı Kontrolü. Doktora Tezi, İÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul
- Hampel, G.A., & Chang, W.R. 1997.** Body height change from motor vehicle vibration. *Industrial Ergonomics*, 23(5): 489-498s.
- Karen İ. Kaya N. Öztürk F. Korkmaz İ. Yıldızhan M. Yurttaş A. 2012.** A design tool to evaluate the vehicle ride comfort characteristics: modeling, physical testing, and analysis, *Int J Adv Manuf Technol*, 60:755–763
- Yüksel İ.2014.** MATLAB ile Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü. Dora.Bursa.396s.
- Klingenstierna, U, Pope, MH. 1987.** Body height changes from vibration. *Spine* 12: 566-568.
- Kim K.S. Kim J. Kim K. 2011.** Dynamic modeling of seated human body based on measurements of apparent inertia matrix for fore-and-aft/vertical/pitch motion. *Journal of Sound and Vibration* 330, 5716–5735
- Lewis, C. H., Griffin, M.J., 2002.** Evaluating the vibration isolation of seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of sound and Vibration*, 253, 295-311.
- Brogioli M. Gobbi M. Mastinu G. and Pennati M.. 2011.** Parameter Sensitivity Analysis of a Passenger/Seat Model for Ride Comfort Assessment. *Experimental Mechanics*. 51:1237–1249
- Demic M. Lukic J. Milic Ž. 2002.** Some Aspects of The Investigation of Random Vibration Influence on Ride Comfort. *Journal of Sound and Vibration*.253(1), 23: 109-128
- Kim M. S. Kim K. W. ve Yoo W. S.. 2011.** Method to Objectively Evaluate Subjective Ratings of Ride Comfort. *International Journal of Automotive Technology*. 12(6): 831–837
- Pennati M. Gobbi M. and Mastinu G.. 2009.** A dummy for the objective ride comfort evaluation of ground vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 47(3): 343–362

- Yağız N. L. Sakman E. Güçlü R.. 2008.** Different control applications on a vehicle using fuzzy logic control. *Sadhana*. 33(1):. 15–25.
- Seidel, H. Heide, R. 1986.** Long term effects of whole body vibration: A critical survey of literature. *International archives of occupational and environmental Health*. 58: 1-26.
- Seidel, H. 1993.** Selected health risks caused by long term whole body vibration. *American journal of Industrial Medicine*. 23: 13-18.
- Sezgin, A.2009.** Bir Taşıtın Sürücüsü İle Modellenmesi ve Simülasyonu. Y.Lisans Tezi, İÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul
- Sharp, R.S. Crolla, D.A.1987.** Road Vehicle Suspension System Design- A Review. *Vehicle System Dynamics*. 16: 167-192.
- Rane S. 2008.** Real Time Ride Comfort Development and Validation of a Methodology. Y. Lisans Tezi, Department of Mechanical Engineering., Indian Institute of Technology, Delhi.
- Tamboli, J.A. Joshi, S.G.1999.** Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations. *Journal of Sound and Vibration*. 219(2): 193-205.
- Troup, J.D.G. 1988.** Clinical effects of shock and vibration on the spine. *Clinical Biomechanics*. .3: 227-231.
- Tuncel, H.O.2008.** Kamyon Kabin Süspansiyonun İncelenmesi ve Konfor Optimizasyonu. Y.Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul
- Kıral,Z.2010** Mekanik titreşimler Ders Notları.
http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlar%C4%B1_Zeki_K%C4%B1ral.pdf (Erişim Tarihi 11.01.2014)

EKLER

EK 1	Parametreler
EK 2	MATLAB Programları
EK 3	Karşılaştırma Grafikleri
EK 4	Koltuk İlaveli Yarım Taşıt Simulink Modelinin Altsistemleri

EK 1 Parametreler

Çeyrek Taşıt Parametreleri

m1	60 kg
m2	270 kg
k1	200000 N/m
k2	27000 N/m
b1	2000 N.s/m

Koltuk İlaveli Çeyrek Taşıt Parametreleri

m1	60 kg
m2	270 kg
m3	88 kg
k1	200000 N/m
k2	27000 N/m
k3	16000 N/m
b1	2000 N.s/m
b2	500 N.s/m

Yarım Taşıt Parametreleri

kon	200000 N/m
kar	200000 N/m
k1on	27000 N/m
k1ar	20000 N/m
b1on	2000 N.s/m
b1ar	950 N.s/m
m1	66 kg
m2	45 kg
m3	550 kg

Koltuk İlaveli Yarım Taşıt Parametreleri

kon	200000 N/m
kar	200000 N/m
k1on	27000 N/m
k1ar	20000 N/m
k2	16000 N/m
b1on	2000 N.s/m
b1ar	950 N.s/m
b2	500 N.s/m
m1	66 kg
m2	45 kg
m3	550 kg
m4	88 kg

EK 2 MATLAB Programları

Çeyrek Taşıt MATLAB Programı

```
function dx=ceyrek(t,x)
m1=60;
m2=270;
k1=200000;
k2=27000;
b1=2000;
h=0.05;
y1=y(3);
y2=y(4);
y3=(-b1*y(3)+b1*y(4)-(k1+k2)*y(1)+k2*y(2)+k1*h)/m1;
y4=(-b1*y(4)+b1*y(3)-k2*y(2)+k2*y(1))/m2;
dx=[y1 y2 y3 y4]';

[t,x]=ode45(@ceyrek,[0 10],[0 0 0 0]);
```

Koltuk İleveli Çeyrek Taşıt MATLAB Programı

```
function dx=koltukluceyrek(t,x)
m1=60;
m2=270;
m3=28;
k1=200000;
k2=27000;
k3=16000;
b1=2000;
b2=500;
h=0.05;
y1=y(2);
y2=(-b1*y(4)+b1*y(5)-(k1+k2)*y(1)+k2*y(2)+k1*h)/m1;
y3=y(4);
y4=(b1*y(4)-(b1+b2)*y(5)+b2*y(6)+k2*y(1)-(k2+k3)*y(2)+k3*y(3))/m2;
y5=y(6)
y6=(k3*y(2)-k3*y(3)+b2*y(5)-b2*y(6))/m3;
dx=[y1 y2 y3 y4 y5 y6]';

[t,x]=ode45(@koltukluceyrek,[0 10],[0 0 0 0 0 0]);
```

Yarım Taşıt MATLAB Programı

```
function dq=yarim(t,x)
kon=200000;
kar=200000;
k1on=27000;
k1ar=20000;
b1on=2000;
b1ar=950;
m1=66;
m2=45;
m3=550;
n=1.5;
m=1.2;
L=m+n;
I=(1/12)*m3*(n+m)^2;
h0=0.05;
v=2;
y1=y(2)
y2=(-b1on*y(5)+b1on*y(7)+m*b1on*y(8)-(k1on+kon)*y(1)+k1on*y(3)+m*k1on*y(4)+kon*h0)/
m1;
y3=y(4);
y4=(-b1ar*y(6)+b1ar*y(7)-n*b1ar*y(8)-(k1ar+kar)*y(2)+k1ar*y(3)-n*k1ar*y(4)+kar*h0)/m2;
y5=y(6)
y6=(b1on*y(5)+b1ar*y(6)-(b1on+b1ar)*y(7)+(n*b1ar-m*b1on)*y(8)+k1on*y(1)+k1ar*y(2)-
(k1on+k1ar)*y(3)+(n*k1ar-m*k1on)*y(4))/m3;
y7=y(8);
y8=(m*b1on*y(5)-n*b1ar*y(6)-(m*b1on-n*b1ar)*y(7)-(m^2*b1on+n^2*b1ar)*y(8)+
m*k1on*y(1)+n*k1ar*y(2)-(m*k1on-n*k1ar)*y(3)-(m^2*k1on+n^2*k1ar)*y(4))/I;
dx=[y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7 y8]';

[t,x]=ode15s(@yarim,[0 10],[0 0 0 0 0 0 0 0 ]);
```

Koltuk İlaveli Yarım Taşıt MATLAB Programı

```
function dq=yarimkoltukluhz3(t,x)
global v
kon=200000;
kar=200000;
k1on=27000;
k1ar=20000;
k2=16000;
b1on=2000;
b1ar=950;
b2=500;
```

```

m1=66;
m2=45;
m3=550;
m4=88;
n=1.5;
m=1.2;
L=m+n;
I=(1/12)*m3*L^2;
h0=0.05;

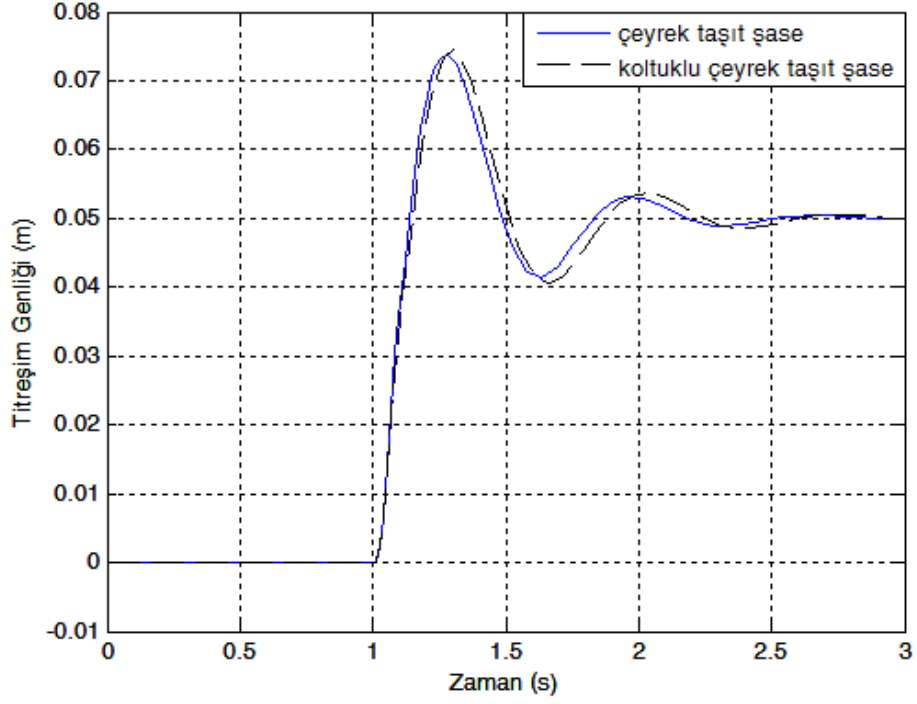
t0=L/v;
if t<5 || t>10
    y=0;
    y1=0
elseif t>=5 && t<=10
    y=10;
    y1=0
    if t>=5+t0 && t<=10+t0
        y1=10
    end
else
    y=0;y1=0;
end
y1=y(2);
y2=(-b1on*y(6)+b1on*y(8)+m*b1on*y(10)-(k1on+kon)*y(1)+k1on*y(3)+ m*k1on*y(5)+
kon*y)/m1;
y3=y(4);
y4=(-b1ar*y(7)+b1ar*y(8)-n*b1ar*y(10)-(k1ar+kar)*y(2)+k1ar*y(3)-n*k1ar*y(5)+kar*y1)/m2;
y5=y(6);
y6=(b1on*y(6)+b1ar*y(7)-(b1on+b1ar+b2)*y(8)+b2*y(9)+(-n*b1ar+m*b1on+m*b2)*
y(10)+k1on*y(1)+k1ar*y(2)-(k1on+k1ar+k2)*y(3)+k2*y(4)+(-n*k1ar+m*k1on+m*k2)*y(5))/m3
y7=y(8);
y8=(b2*y(8)-b2*y(9)+m*b2*y(10)+k2*y(3)-k2*y(4)+m*k2*y(5))/m4;
y9=y(10);
y10=) (m*b1on*y(6)-n*b1ar*y(7)-(m*b1on-n*b1ar+m*b2)*y(8)+m*b2*y(9)-
(m^2*b1on+n^2*b1ar+m^2*b2)*y(10)+m*k1on*y(1)-n*k1ar*y(2)-(m*k1on-
n*k1ar+m*k2)*y(3)+m*k2*y(4)-(m^2*k1on+n^2*k1ar+m^2*k2)*y(5))/I;

dx=[y1 y2 y3 y4 y5 y6 y7 y8 y9 y10]';

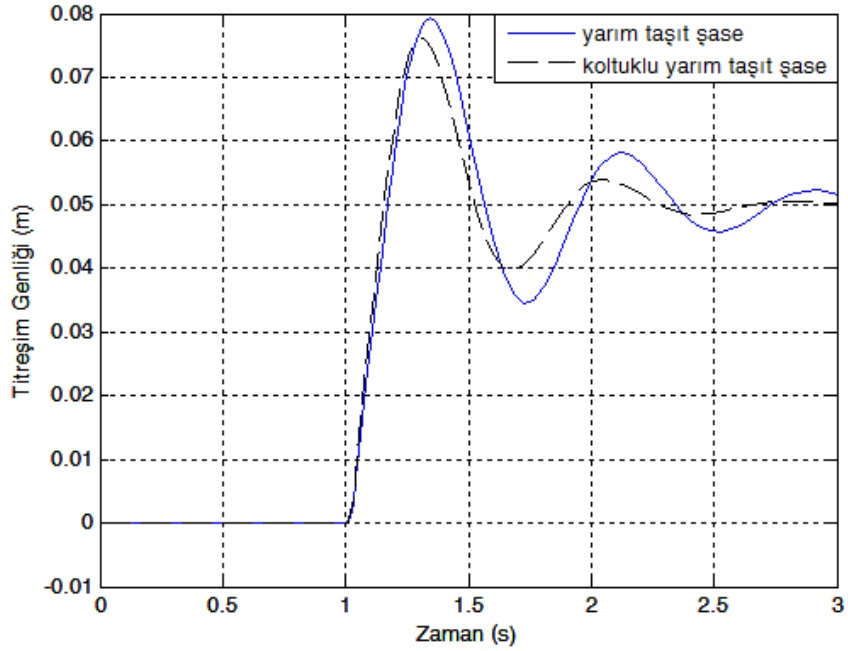
global v
v=14;
[t,x]=ode15s(@yarimkoltukluhz3,[0 12],[0 0 0 0 0 0 0 0 0]);

```

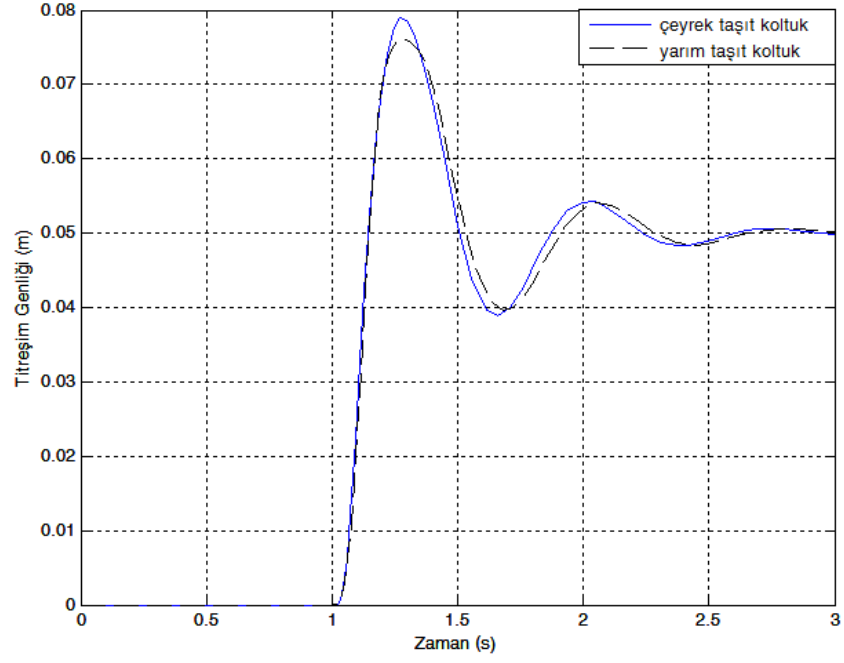
EK 3 Karşılaştırma Grafikleri



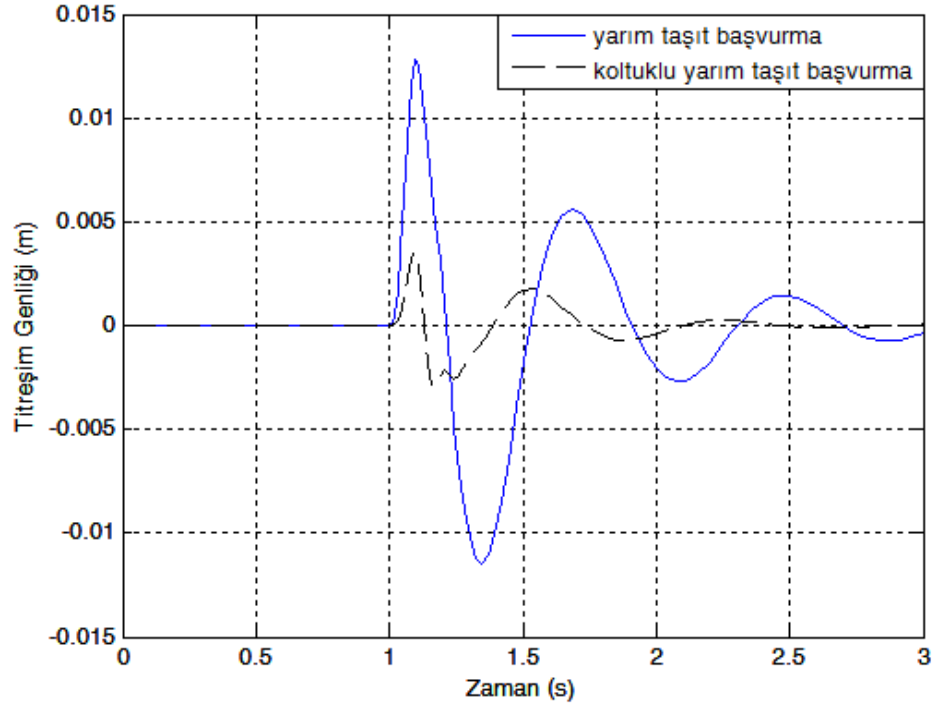
EK3-A Çeyrek taşıt şase ve koltuk ilaveli çeyrek taşıt şase konum-zaman grafiği



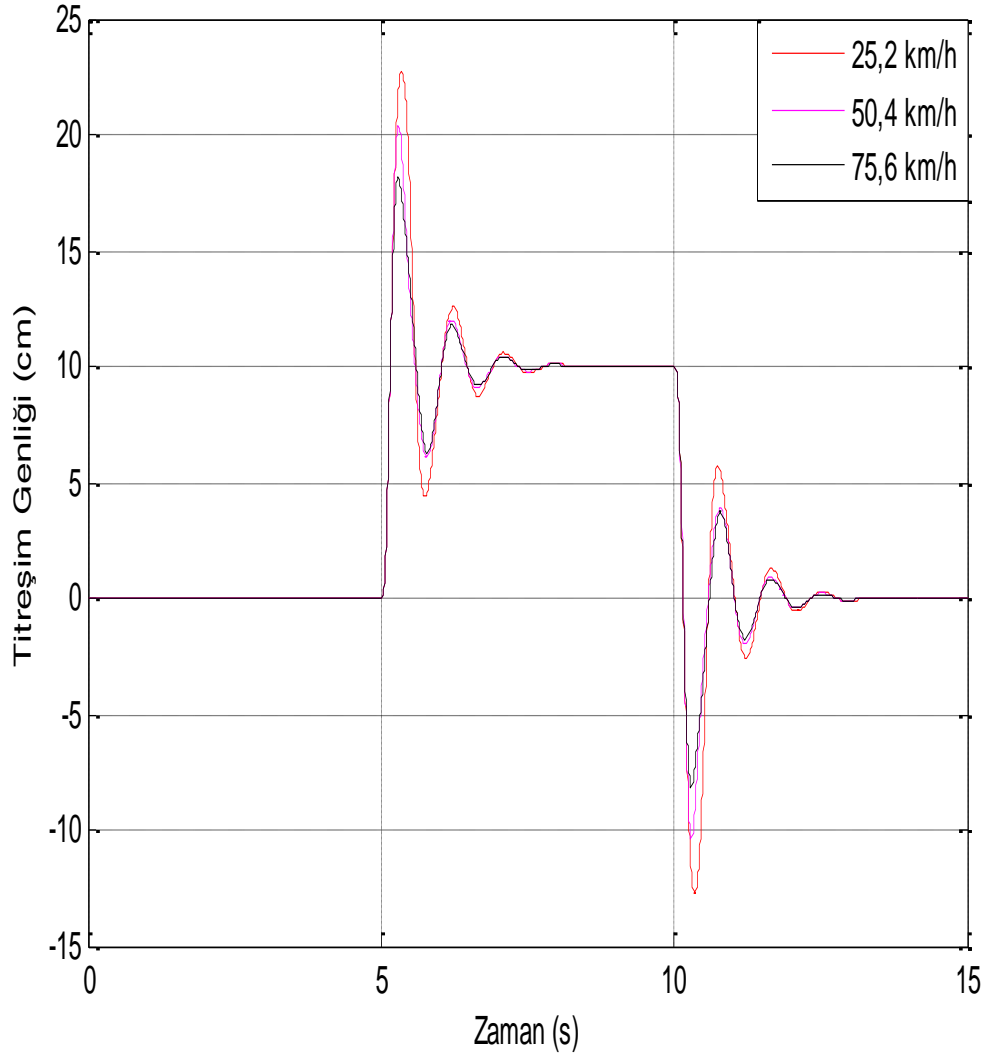
EK3-B Yarım taşıt şase ve koltuk ilaveli yarım taşıt şase konum-zaman grafiği



EK3-C Çeyrek taşıt koltuk ve yarım taşıt koltuk konum-zaman grafiği



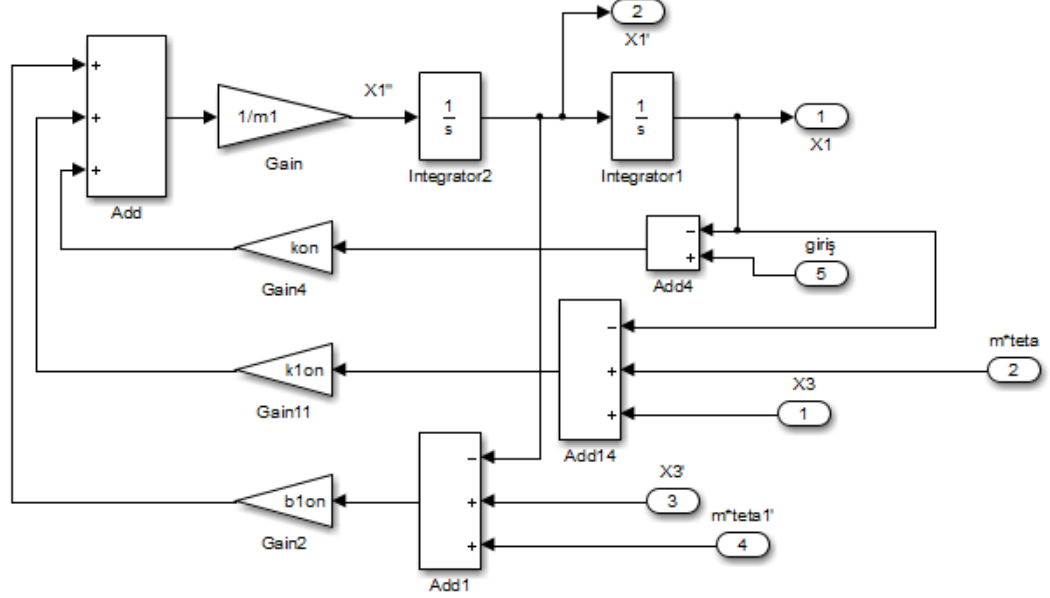
EK3-D Yarım taşıt ve koltuk ilaveli yarım taşıt başvurma hareketi konum-zaman grafiği



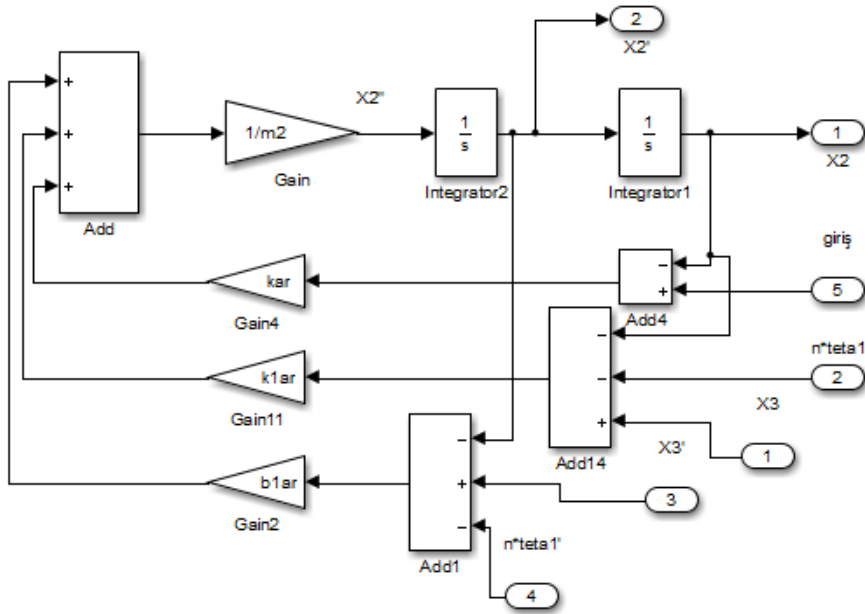
EK3-E Koltuk ilaveli yarım taşıt modelinin farklı hızlarda koltuğun zamana bağlı yerdeğiştirme grafiği

EK 4 Koltuk İleveli Yarım Taşıt Simulink Modelinin Altsistemleri

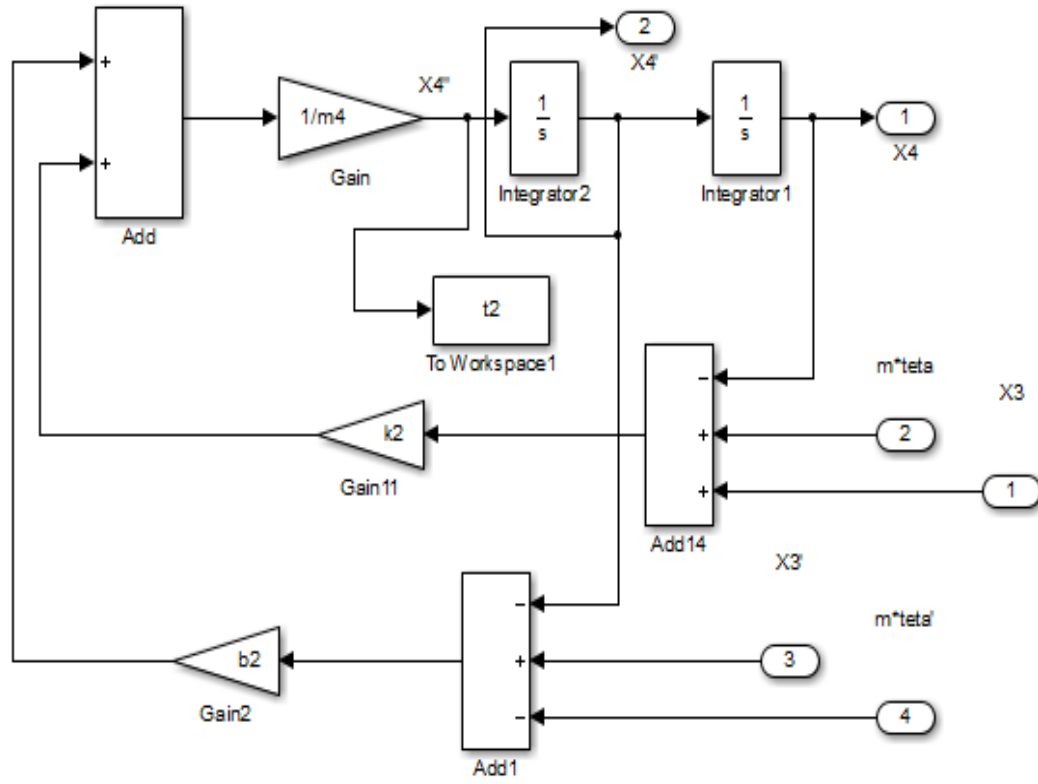
EK 4 A Ön Süspansiyon



EK 4 B Arka Süspansiyon



EK 4 E Yarım Taşıt Koltuk



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : YUSUF ALPTEKİN TÜRKKAN

Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA, 1986

Yabancı Dili : İNGİLİZCE

Eğitim Durumu:

Lise : BURSA ŞÜKRÜ ŞANKAYA ANADOLU LİSESİ, 2004

Lisans : BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ, 2010

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :

BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ 2011-ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ 2012-ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

İletişim (e-posta) : turkkan@uludag.edu.tr