



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**KARAYOLU TAŞITLARI İÇİN ÇOK  
SERBESTLİK DERECELİ SANAL TEST  
DÜZENEGİ GELİŞTİRİLMESİ**

**Abdullah ÇAKAN**

**DOKTORA TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Haziran-2022**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Abdullah Çakan tarafından hazırlanan “Karayolu Taşıtları İçin Çok Serbestlik Dereceli Sanal Test Düzenegi Geliştirilmesi” adlı tez çalışması 27/06/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof. Dr. Mete KALYONCU

.....

#### Danışman

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

.....

#### Üye

Doç. Dr. Mustafa TINKIR

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Koray KAVLAK

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Yusuf ŞAHİN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN  
Enstitü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Abdullah ÇAKAN

27.06.2022

## ÖZET

### DOKTORA TEZİ

## KARAYOLU TAŞITLARI İÇİN ÇOK SERBESTLİK DERECELİ SANAL TEST DÜZENEGİ GELİŞTİRİLMESİ

Abdullah ÇAKAN

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN  
2022, 101 Sayfa

#### Jüri

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
Prof. Dr. Mete KALYONCU  
Doç. Dr. Mustafa TINKIR  
Dr. Öğr. Üyesi Koray KAVLAK  
Dr. Öğr. Üyesi Yusuf ŞAHİN

Günümüzde bilgisayar simülasyon teknolojilerinde ortaya çıkan gelişmeler sanal prototipleme tekniklerinin daha yoğun olarak kullanılmasına yol açmıştır. Sanal prototipleme, mühendislik tasarımı çalışmalarında hem zaman hem de maliyetler açısından önemli verimlilik artışı sağlamakta, aynı zamanda tasarım faaliyetlerinin etkinliğini önemli ölçüde iyileştirmektedir.

Bu tez çalışmasında, karayolunda seyreden araçların dinamik davranışlarını inceleyebilmek amacıyla kullanılabilecek çok serbestlik dereceli bir sanal yol simülatörü geliştirilmesi ve geliştirilen sanal yol simülatörünün kullanılan araç modeline etki eden yer değiştirme, kuvvetler ve momenti sağlayabilmesi hedeflenmiştir. Sanal yol simülatörünün mekanik yapısına ait üç boyutlu katı modeli oluşturulmuş ve tasarlanan mekanizma uzuvlarına ait boyutlar Pattern Search (Hooke-Jeeves) Algoritması kullanılarak optimize edilmiş, aracın seyrettiği yol profilini ve araç tekerleklerine etki eden kuvvetleri simüle edecek yol simülatörü mekanizmasını tahrik eden hidrolik sistem ve kontrolünü yapacak otomatik kontrol mimarisi oluşturulmuştur. Kontrol sistemindeki servo valf karakteristiğini tanımlayan parametrelerin belirlenmesinde Arı Algoritması kullanılmıştır. Çok serbestlik dereceli sanal test düzeneğinin benzetim çalışmaları endüstride yaygın olarak kullanılan PID kontrolcüler ile çok kütleli dinamik analiz platformu ADAMS ve MATLAB yazılımlarının eşzamanlı koşturulduğu eş-simülasyon şeklinde yapılmıştır.

Geliştirilen yol simülatörünün doğrulanması amacıyla kontrol sistemine uygulanan referans giriş değeri ile çıkışın gerçekleşen değeri mukayese edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Araç dinamiği, optimizasyon teknikleri, sanal prototipleme, yol simülatörü.

## **ABSTRACT**

### **PhD THESIS**

#### **DEVELOPMENT OF MULTI DOF VIRTUAL TEST RIG FOR VEHICLES**

**Abdullah ÇAKAN**

**Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering**

**Advisor: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
Co-Advisor: Asst. Prof. Dr. Ümit ÖNEN  
2022, 101 Pages**

#### **Jury**

**Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
Prof. Dr. Mete KALYONCU  
Assoc. Prof. Dr. Mustafa TINKIR  
Asst. Prof. Dr. Üyesi Koray KAVLAK  
Asst. Prof. Dr. Üyesi Yusuf ŞAHİN**

Today, the developments in computer simulation technologies have promoted the use of virtual prototyping techniques more intensively. Virtual prototyping provides a significant increase in efficiency in terms of both time and costs in engineering design studies, while at the same time significantly improving the effectiveness of design activities.

This thesis aims developing a multi-DOF virtual road simulator that can be used simulate the dynamic characteristics of vehicles navigating on a road and that the developed virtual road simulator can provide desired displacement, forces and moment values to the vehicle tires. A three-dimensional solid model of the mechanical structure of the virtual road simulator was created and the dimensions of the members of designed mechanism were optimized by using the Hooke-Jeeves (Pattern Search) Algorithm. The hydraulic control system that drives the road simulator mechanism and related automatic control architecture is developed to simulate the road profile and forces acting on the vehicle tire while traveling. The Bees Algorithm is used to determine the characteristic parameters of the servo valves. PID controllers (which are widely used in the industry) are designed and used in simulation of the multi-DOF virtual vehicle test rig. Road simulations are conducted as co-simulations by using multi-body dynamic analysis platform ADAMS and MATLAB softwares.

The reference input values applied to the control system and the actual output values were compared to validate the developed road simulator.

**Keywords:** Optimization techniques, road simulator, vehicle dynamics, virtual prototyping.

## ÖNSÖZ

Tezimin çalışma konusunda beni yönlendiren, bilgi ve tecrübesiyle beni hep destekleyen, danışmanım Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI'ya ve çalışmanın her adımında değerli yardımlarını esirgemeyen ikinci danışmanım Dr. Öğr. Üyesi. Ümit ÖNEN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme süreçlerimde, görüş ve önerileriyle çalışmalarımın ilerlemesine önemli katkılar sunan, Prof. Dr. Mete KALYONCU ve Doç. Dr. Mustafa TINKIR'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamda, birçok konuda fikir ve uygulama aşamasında desteklerini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Erdi GÜLBAHÇE, Öğr. Gör. Haşmet Çağrı SEZGEN, Öğr. Gör. Dr. Veli BAKIRCIOĞLU ve Arş. Gör. Mehmet Sefa GÜMÜŞ'e teşekkür ederim.

Son olarak, maddi ve manevi desteklerini her zaman üzerimde hissettiğim aileme, bu zorlu süreçte sabırla hep yanımda olan sevgili eşime ve oğluma sonsuz teşekkür ederim.

Abdullah ÇAKAN  
KONYA-2022

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                |            |
|--------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>ÖZET .....</b>                                                              | <b>iv</b>  |
| <b>ABSTRACT.....</b>                                                           | <b>v</b>   |
| <b>ÖNSÖZ .....</b>                                                             | <b>vi</b>  |
| <b>İÇİNDEKİLER .....</b>                                                       | <b>vii</b> |
| <b>1. GİRİŞ .....</b>                                                          | <b>1</b>   |
| 1.1. Tezin Amacı.....                                                          | 1          |
| 1.2. Tezin Motivasyonu .....                                                   | 1          |
| 1.3. Tez Çalışmasının Bilime Katkısı .....                                     | 2          |
| 1.4. Tezin kapsamı ve Tez Çalışmasında İzlenen Bilimsel Metodoloji.....        | 3          |
| <b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>                                             | <b>5</b>   |
| <b>3. SANAL YOL SİMÜLATÖRÜNÜN TASARIMI.....</b>                                | <b>29</b>  |
| 3.1. Çok Serbestlik Dereceli Test Düzenineğinin Tasarımı .....                 | 30         |
| 3.2. Dikey Hareket Mekanizması Kinematik Analizi .....                         | 32         |
| 3.3. Sanal Test Düzenineği Boyut Optimizasyonu .....                           | 38         |
| 3.4. Sanal Test Düzenineği Ters Kinematik .....                                | 42         |
| <b>4. SANAL YOL SİMÜLATÖRÜNÜN DİNAMİK MODELİ.....</b>                          | <b>45</b>  |
| 4.1. Çok Kütleli Dinamik Modelin Oluşturulması .....                           | 45         |
| 4.2. Araç Modeli .....                                                         | 47         |
| 4.3. Hidrolik Sistem Tasarımı.....                                             | 52         |
| 4.3.1. Elektrohidrolik Yön Valfinin Dinamik Özelliklerinin Elde Edilmesi ..... | 53         |
| 4.3.2. Hidrolik Eyleyici Kuvvet Hesabı ve Eyleyici Seçimi .....                | 62         |
| <b>5. YOL VERİLERİ .....</b>                                                   | <b>65</b>  |
| 5.1. Rastgele Yol Profilinin Elde Edilmesi .....                               | 65         |
| 5.2. Yanal ve Boylamsal Kuvvetlerin Elde Edilmesi .....                        | 68         |
| <b>6. ADAMS VE MATLAB EŞ-SİMÜLASYONLARI .....</b>                              | <b>72</b>  |
| 6.1. Eş-Simülasyon Modelinin Elde Edilmesi .....                               | 72         |
| 6.2. Kontrolcü Tasarımı ve Uygulamaları .....                                  | 73         |
| <b>7. MODAL ANALİZ.....</b>                                                    | <b>83</b>  |
| <b>8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>                                           | <b>85</b>  |
| <b>KAYNAKLAR .....</b>                                                         | <b>87</b>  |
| <b>EKLER .....</b>                                                             | <b>93</b>  |

## 1. GİRİŞ

Günümüzde sayısal teknolojilerdeki hızlı değişim ve pazardaki yoğun rekabet şartları otomotiv endüstrisinde ürün geliştirme süresinin olabildiğince kısaltılmasını gerekli kılmaktadır. Bu nedenle, karayolu taşıtlarının ürün geliştirme sürelerini kısaltmak, otomobil üreticilerinin uzun süredir birincil hedeflerinden biri olmuştur. Sayısal bilgisayarlarla yapılan simülasyonlar, mühendislerin ürün geliştirme aşamasında karşılaştıkları birçok engeli geleneksel fiziksel testlere ihtiyaç duymadan aşmasına olanak sağlamıştır. Bilgisayar simülasyonu, “sanal prototiplerin” fiziksel olanlar var olmadan çok önce oluşturulabileceği ön mühendislik yeteneklerine izin verir.

Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) teknikleri yüksek kaliteli ve rekabetçi ürünleri kısa sürede ve daha düşük maliyetle üretilmesini, ürünlerin pazara daha hızlı ulaşmasını ve daha az arıza riski taşımalarını sağlar. Bu durum üreticiler için daha az sorumluluk, daha fazla kar anlamına gelir.

Araçların gerçek yol şartlarındaki davranışını belirlemek üzere yol simülatörleri kullanılarak yapılan testler çok zaman alıcıdır ve maliyetlidir. Bu tezin amacı, ADAMS ve MATLAB yazılımlarının eş-simülasyonu (Co-simulation) ile oluşturulan sanal yol simülatörünü kullanarak fiziksel bir test düzeneğine ihtiyaç olmaksızın araçların yol testlerini gerçekleştirmektir.

### 1.1. Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, karayolunda seyreden araçların dinamik davranışlarını incelemek amacıyla kullanılabilecek sanal bir yol simülatörünün mekanik tasarımının yapılması, kontrol sisteminin geliştirilmesi, geliştirilen sistemin tasarım doğrulamasının gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Geliştirilen sistem hem bir sanal yol simülatörü olarak kullanılabilecek, hem de fiziksel eşdeğerinin üretilmesine ve dijital ikizinin oluşturulması için kullanılabilecektir.

### 1.2. Tezin Motivasyonu

Günümüzde bilgisayar simülasyon teknolojilerinde ortaya çıkan gelişmeler sanal prototipleme tekniklerinin yoğun olarak kullanılmasına yol açmıştır. Sanal prototipleme, mühendislik tasarımı çalışmalarında hem zaman hem de maliyetler açısından önemli

verimlik artışı sağlamakta, aynı zamanda tasarım faaliyetlerinin etkinliğini önemli ölçüde iyileştirmektedir. Bu gerçek, tez çalışmasının başlatılmasına ilham veren en önemli motivasyon kaynağı olmuştur. Diğer yandan, fiziksel sistemlerin dijital ikizlerinin kullanılması bu sistemlerin daha düşük maliyetlerle ve daha düşük sürede devreye alınmasına imkân vermektedir. Dijital ikiz çalışmaları ise fiziksel sistemlerin sayısal modellerinin kullanılmasını gerekli kılmaktadır. Tez çalışmasının sonuçları hem sanal prototipleme hem de dijital ikiz çalışmalarında kullanılabilecektir.

### **1.3. Tez Çalışmasının Bilime Katkısı**

Günümüzde karayolu taşıtlarının laboratuvar ortamında yol testleri, özel olarak geliştirilmiş yol simülatörleri ile gerçekleştirilmektedir. Bu tezde geliştirilen sanal test düzeneği karayolu taşıtlarının tasarlanan bir test parkurunda dinamik simülasyonunu fiziksel bir test düzeneğine ihtiyaç olmaksızın gerçekleştirebilecektir. Tez çalışması bu yönüyle fiziksel yol simülatörü kullanımı ihtiyacını ortadan kaldıracak buna ilaveten gereksiz malzeme, bakım, enerji ve işletme giderlerine ihtiyaç kalmayacak, aracın test düzeneğine yerleştirilmesi ve bağlanması gibi işlem ihtiyaçları ile aracın muhtelif kısımlarından veri toplanması için enstrümantasyon ve veri toplama sistemi kullanımı ihtiyacı da olmayacaktır. Literatürde sanal yol simülatörü geliştirme ile ilgili bazı çalışmalar bulunmakla birlikte bugüne kadar her bir tekerleğe dört eksenle yüklemeye yapabilen ve dört tekere de tahrik uygulayabilen toplam 16 serbestlik dereceli sanal yol simülatörü geliştirilmediği belirlenmiştir. Bu durum her bir tekerleğe dört eksenle yüklemeye yapabilen ve dört tekere de tahrik uygulayabilen toplam 16 serbestlik dereceli sanal yol simülatörü geliştirilmesini hedefleyen tez çalışması ile ilgili en önemli yenilik unsurudur. Diğer yandan tez çalışması kapsamında geliştirilen sanal test düzeneğinin mekanik tasarımı fiziksel eş değeri imal edilecek şekilde gerçekleştirilmiş olup istenildiği takdirde sanal test düzeneğinin doğrulanması amacıyla fiziksel eşdeğeri kolaylıkla imal edilebilecektir. Literatürde bulunan sanal yol simülatörleri sadece tekerleklere gelen kuvvet, ivme, yer değiştirme veya momentleri dışarıdan girilen sayısal girdiler olarak uygulayabilme yeteneğine sahip iken bu tez çalışmasında geliştirilen sanal test düzeneği; üzerine bağlanan araç ile topyekûn bir sistem olarak modellenmekte olup tekerleklere uygulanacak yer değiştirme kuvvet ve moment gibi değişkenler, sistem bünyesindeki hidrolik silindirlerin kullanıldığı bir kontrol sistemi tarafından üretilmektedir. Bu

nedenle, tez çalışması kapsamında geliştirilen test düzeneğine ait model fiziksel eşdeğerinin dijital ikizini oluşturmak için de kullanılabilecektir.

Günümüzde dijital ikiz kavramı, fiziksel bir nesnenin, işlemin veya hizmetin dijital bir temsili olarak tanımlanmaktadır. Dijital ikiz, bir jet motoru veya rüzgâr çiftlikleri gibi fiziksel dünyadaki bir nesnenin dijital bir kopyası veya binalar ve hatta tüm şehirler gibi daha büyük öğeler olabilir.

Bu tez çalışması araçların yol testlerini yapmak için kullanılabilecek fiziksel bir yol simülatörünün mekanik tasarımını ve kontrol sistemini içermektedir. Literatürde araçların yol testlerini gerçekleştirmek için tasarlanmış herhangi bir test düzeneğinin tasarımı ve kontrol sistemini birlikte sunan herhangi bir yayın görülememiştir oysa bu sistemlerin üzerine bağlanacak araç ile modellenerek tasarlanması daha gerçekçi tasarımlar elde etmek açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle bu tez çalışması kendi fiziksel yol simülatörünü geliştirmek isteyen kuruluşlar için önemli bir kaynak niteliğinde olması beklenilmektedir.

#### **1.4. Tezin kapsamı ve Tez Çalışmasında İzlenen Bilimsel Metodoloji**

Tez çalışması kapsamında geliştirilen sanal yol simülatörünün mekanik yapısına ait üç boyutlu katı modeli Solidworks yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Yol simülatörüne ait mekanizmanın sentezi tekerleğin yol profiline uygun düşey yer değiştirmesini, tekerleğe etki eden yanal ve boylamsal kuvvetleri ve frenlemeden dolayı oluşabilecek (dingil eksenine etrafında oluşan) torku oluşturacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen mekanizma uzuvlarına ait boyutlar, tekerleğin bağlandığı aksın uç noktasındaki kesitin merkezine düşey yer değiştirmesinin yer düzlemine dik olan bir doğru boyunca olmasını sağlamak üzere Hooke-Jeeves (Pattern Search) Algoritması kullanılarak optimize edilmiştir. Aracın seyrettiği yol profilini simüle etmek üzere yol simülatörü mekanizmasını tahrik eden hidrolik silindirlerin kontrolünü yapacak otomatik kontrol mimarisi MATLAB Simulink ortamında oluşturulmuştur. Hidrolik kontrol sisteminin tahriki bir servo valf ile gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen sisteme ait otomatik kontrol modelinde gerçek bir servo valfe ait model kullanılmıştır. Kullanılan servo valf modeline ait parametreler gerçek servo valfe ait karakteristik eğriler kullanılarak belirlenmiştir. Servo valf parametrelerinin eniyilemesi amacıyla Arı Algoritması kullanılmıştır. Her tekerlek için 4 serbestlik derecesi bulunan sistemin istenilen yer değiştirme, kuvvet ve torku uygulayabilmesi için PID

(Oransal/Türevsel/İntegral) türünde 4 ayrı kontrolcü tasarlanmıştır. Geliştirilen çok serbestlik dereceli sanal test düzeneğinin benzetim çalışmaları çok kütleli dinamik analiz platformu ADAMS ve MATLAB yazılımlarının eşzamanlı koşturulduğu eş-simülasyon (co-simulation) şeklinde yapılmıştır.

Geliştirilen sanal yol simülatöründe aracın tüm tekerleklerine “ISO 8608 Mekanik Titreşim- Yol yüzeyi profilleri- Ölçülen verilerin raporlanması” standardında raporlanan rastgele yol profili uygulanmıştır. Geliştirilen sistemle gerçekleştirilen simülasyonlarda Lexus marka IS300 türünde bir otomobile ait dinamik model kullanılmıştır. Geliştirilen sanal yol simülatörü ile dinamik modeli bilinen aracın tüm tekerleklerine seçilen yol türüne ya da farklı yol türlerinin kombinezonu olarak oluşturulan test parkuruna ait yol rastgele yol profili yer değiştirme olarak verilmiştir. Yol simülatöründeki tekerleklerle etki eden yanıl ve boylamsal kuvvetler ile frenleme torku değlerleri teste tabi tutulan aracın Adams Car ortamında yapılan sürüş simülasyonlarından elde edilmiştir. Geliştirilen sistem kullanılarak seçilen yol profilinde seyreden aracın herhangi bir noktasındaki yer değiştirme, hız ve ivme değlerleri kolaylıkla kaydedilebilmekte ve izlenebilmektedir. Geliştirilen yol simülatörünün doğrulanması amacıyla kontrol sistemine uygulanan referans giriş değlerleri ve gerçekleşen değlerler mukayese edilmiştir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

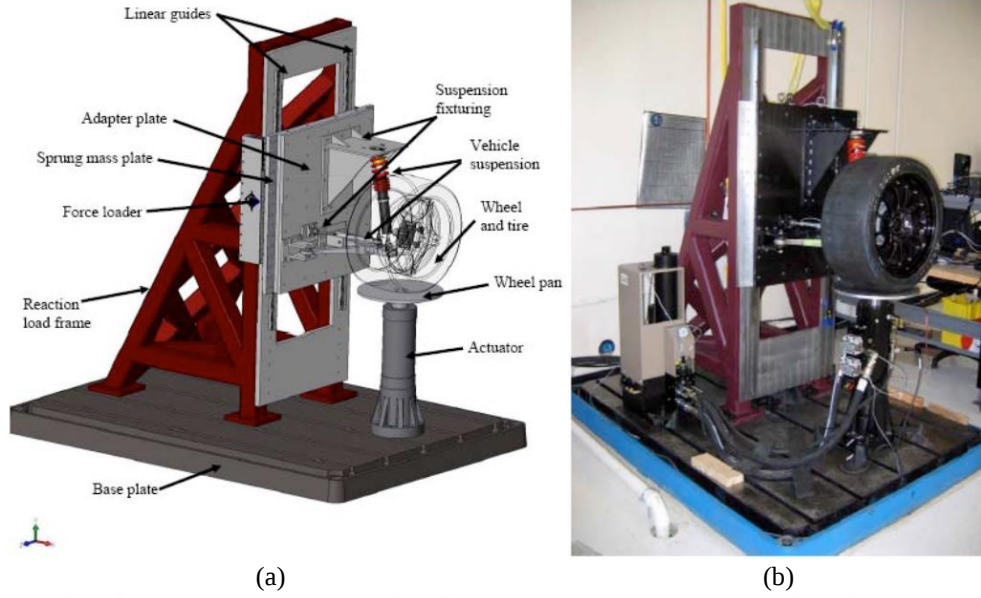
Mekanik sistemlerin bilgisayar simülasyonu, mühendisliğin birçok alanında giderek daha önemli hale gelmektedir. Bu tür programların gücü, bilgisayar kodları ve denklemleri kullanarak gerçek dünyadaki mekanik sistemleri doğru bir şekilde simüle etme yeteneklerinde yatmaktadır. Bu sayede prototip üretimi, laboratuvar testleri ve model revizyonu gibi işlemlerin tekrar edilmesi ortadan kaldırılarak zaman ve para tasarrufu sağlanır. Dijital simülasyon ve analiz programlarının sağladığı diğer faydalar nedeniyle, kullanımları gittikçe yaygınlaşmıştır. Bu programlardan biri olan ADAMS yazılımı ilk defa Huizinga ve ark (2002) tarafından yapılan çalışmalarda otomotiv endüstrisine yönelik şekilde kullanılmıştır. Çalışmada, ADAMS modelleme konseptlerini tanıtarak 1/4 araba süspansiyon modelinin sürüş ve yol tutuş davranışı incelenmiştir.

Özellikle otomotiv sektöründe 2000'li yılların başlarında kısaltılmış araç geliştirme döngüleri talepleri nedeniyle analitik-sayısal yöntemler giderek artan karmaşıklığa sahip fiziksel testlerden daha önemli hale gelmeye başladı. Bu sayede oluşturulan fiziksel prototiplerin azalması nedeniyle geliştirme maliyetinin düşürülmesi hedeflenmişti. Ana amaç daha az fiziksel prototip kullanarak geliştirme sürecinin daha erken bir aşamasında daha yüksek düzeyde bir ürün olgunluğu elde etmektir. Bu bağlamda Dittmann ve ark (2002) tarafından sunulan bir çalışmada fiziksel test donanımlarının doğrulanmış dinamik modelleri kullanılarak, sanal model ile fiziksel prototip arasında bir korelasyon çalışması yapılmıştır. Modele ve prototipe aynı yük verileri uygulanmış ve yanıtlar karşılaştırılmıştır. Yanıttaki farklılıklar, gerçek davranışı doğru bir şekilde tahmin etmek için model iyileştirmesinin nerede gerekli olduğuna dair ipuçları vermiştir.

Huizinga ve ark (2002) tarafından yapılan makale ise yorulma ömrü ile ilgili testleri simüle etmek için Bilgisayar Destekli Mühendislik (BDM) programının kullanımına odaklanmıştır ve genel olarak yorulma tabanlı metodolojiyi ayrıntılı olarak açıklamaktadır. Joo ve ark (2003) tarafından yapılan detaylı çalışmada ise fiziksel ve sanal (ADAMS Car yazılımı ile) bir tam araç test sistemi kullanarak bileşen yüklerini üretmek için bir yaklaşım sunulmuştur. Çalışmada genelde hesaba katılmayan lastik tepkilerinin hem fiziksel hem de sanal test teçhizatı üzerinde hesaba katılması ön plana çıkmıştır. Ölçülen mil yüklerinin yeniden üretimi, bir aracın sanal modeli ve test sistemi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sunulan yöntemle, araçların ve bileşenlerin sanal dayanıklılık değerlendirmesi için kullanılabilir olduğu vurgulanmaktadır.

Johrendt (2005) tarafından sunulan tez çalışmasında doğrusal olmayan otomotiv bileşenlerinin sinir ağı modellerini basitleştirilmiş ve tam araç sanal dayanıklılık modellerine dönüştürmek için gerekli olan metodoloji sunulmuştur. Sinir ağlarını eğitmek için kullanılan veriler, çok gövdeli dinamik yazılım paketinde o yıl mevcut olan yöntemlerle modellenmeyen histerezis etkilerini içermektedir. Geliştirilen metodolojinin geçerliliğini göstermek için sanal dayanıklılık simülasyonu sonuçlarının laboratuvar test sonuçları ile korelasyonu yapılmıştır.

Birçok akademik ve endüstriyel araştırmacı, laboratuvar test kabiliyetlerine sahip olma ihtiyaçlarını tanımlamış ve gerekçelendirmiştir. Bu, özellikle çeşitli nedenlerle özellikle otomotiv endüstrisi için vazgeçilmezdir. Çünkü laboratuvar ortamında test yapmak, deneyin daha fazla kontrolüne, daha az zamana ihtiyaç duyulması ile daha fazla miktarda test yapılmasına ve çoğu durumda çok daha düşük maliyet sağlamaktadır. Langdon ve Southward (2007) tarafından yapılan bir çalışmada ise lastik bağlantılı bir çeyrek araç test donanımı için iyileştirilmiş bir tasarımın geliştirilmesini tartışılmıştır. Laboratuvar tabanlı simülasyon araçlarının kullanımı, otomotiv ve motor sporları endüstrileri için araç testlerinde temel dayanak haline geldiğinden dolayı bir çeyrek araç teçhizatında test yapmak, kullanıcının kısa sürede nispeten çok sayıda testi gerçekleştirmesini sağlayan doğru ve tekrarlanabilir ölçümler yapmak için uygun maliyetli bir yol sağladığı vurgulanmıştır. Detaylı bir literatür taramasından sonra çalışmada arzu edilen işlevsel gereksinimler; lastik ve tekerlek dahil olmak üzere çok çeşitli gerçek araç süspansiyon bileşenlerinin barındırması, fren ve hızlanma nedeniyle ağırlık aktarımı, aerodinamik kuvvetler ve araç yalpalama gibi özelliklerdir. Ayrıca test donanımı, bir Porsche 996 süspansiyonu kullanılarak oluşturulmuş ve test edilmiştir. Bu yeni çeyrek araç test donanımının tasarımı ve performansının, çok çeşitli fonksiyonel gereksinimleri karşılamak için uygun maliyetli bir çözüm olduğu gösterilmiştir. Kurulmuş olan test platformu Şekil 2.1’de verilmiştir.

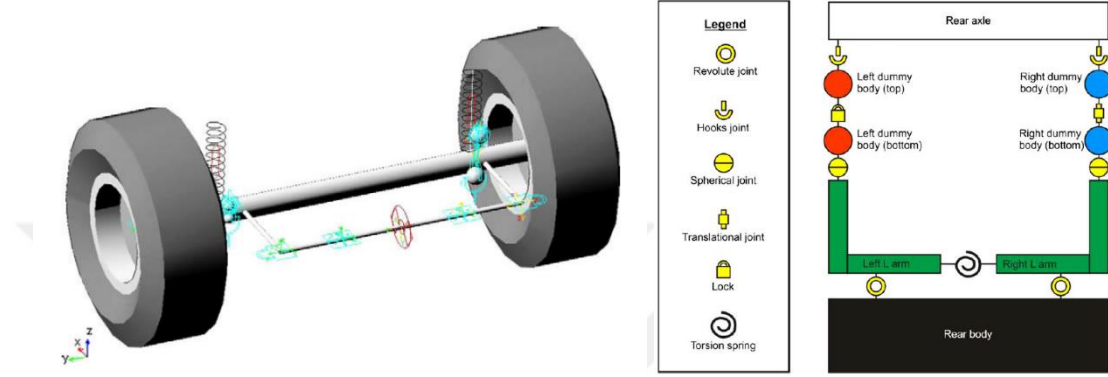


**Şekil 2.1.** Çeyrek taşıt test platformu a) katı model b) gerçek sistem (Langdon ve Southward 2007)

Li ve Li (2007) bir tür ticari aracın karakteristiğine dayanarak, ADAMS yazılımında yirmi serbestlik dereceli tam süspansiyon sisteminin çok gövdeli bir modeli oluşturmuşlardır. Rijitlik ve sönümleme indeksi gibi bağlı koşul parametreleri simülasyon modeli üzerinde değerlendirildikten sonra, bir tahrik yükü altında süspansiyon sistemi üzerindeki etkileri sayısal olarak hesaplanmıştır. Koltuğun kütle merkezinin model koordinat düzlemindeki harmonik yanıtı, süspansiyon sisteminin genel performansı için referans sağlamış ve gelecekteki tasarımın iyileştirilmesini için kullanılması önerilmiştir. Benzer şekilde Wang ve ark (2009) iki bağlı disiplini, dinamikleri ve yapıyı dikkate alan yeni bir süspansiyon mekanizması tasarım yöntemini önermişlerdir. Çok disiplinli tasarım optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan ayrıştırma yöntemlerinden biri olan iş birliğine dayalı optimizasyon yöntemi bu çalışmada kullanılmıştır. Bu yöntem ile süspansiyonun kütlesinin %22,52 azaldığını göstermişler. Sistemin dinamik ve yapısal performansı büyük ölçüde geliştirmişlerdir.

Dressler ve ark (2009) tarafından sunulan çalışmada çok gövdeli simülasyon kullanılarak karmaşık bir servo-hidrolik test sisteminin sayısal simülasyon modellerinin kontrolcülerini ile mekanik açıdan da inceleyerek nasıl oluşturulabileceği incelenmiştir. Bunun için iki tane endüstriyel uygulama örneği ele alınmıştır. Birincisi iş miline bağlı bir yolcu arabası süspansiyon platformu, ikincisi ise bir lastikle birleştirilmiş tam araç platformudur. Çalışmada, simülasyon modellerinin daha iyi test donanımları tasarlamak ve optimize etmek için nasıl kullanıldığını araştırılmıştır.

Cronje ve Els (2010) tarafından yapılan çalışmada ise bir arazi aracının sürüş konforundan ödün vermeden yol tutuşunu iyileştirmenin bir yolu olan aktif manevra denge çubuğunun kullanımını analiz etmektedir. Önerilen çözüm, aktif denge çubuğunun bir arazi aracının hem yol tutuşu hem de sürüş konforu üzerindeki etkisini ölçmek için tasarlanmış ve simüle edilmiştir. Dahası sistem üretilip gerçek araç üzerinde uygulanmış ve test edilmiştir.

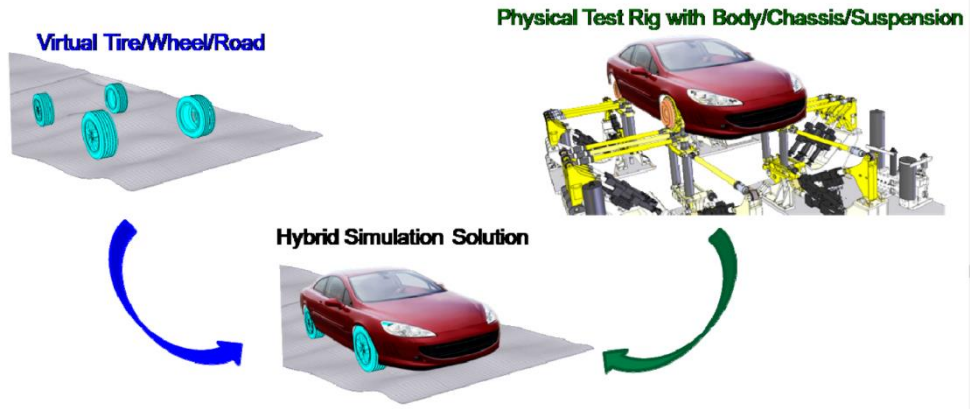


Şekil 2.2. Hexapod konseptine dayalı bir süspansiyon test cihazı (Cronje ve Els 2010)

ADAMS yazılımında modellenmiş aktif denge çubuğu Şekil 2.2’de verilmiş ve sistem optimizasyonu ADAMS-MATLAB yazılımları ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, aktif manevra denge çubuğu sisteminin, sürüş konforundan ödün vermeden bir arazi aracının kullanımını önemli ölçüde iyileştirebileceği sonucuna varılmıştır.

Alexandru ve Alexandru (2010) binek otomobiller için aktif bir süspansiyon sisteminin dinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada başarı kriteri olarak yolcu konforu ele alınmıştır. Asıl amaç şasi ile tekerlek düzeneği arasında geri besleme ile aktif bir kuvvet aracı kullanarak geleneksel pasif süspansiyonu aktif bir süspansiyona dönüştürmektir. Mekanik yapı ile elektronik kontrol sistemini sanal prototip seviyesinde entegre eden mekatronik konseptte süspansiyon sistemine yaklaşılr. Süspansiyon mekanizmasının mekanik modeli çoklu gövde simülasyonu yani ADAMS kullanılarak geliştirilmiştir. Çalışmada sanal prototipleme tabanlı optimizasyon araçları, performansı, güvenliği ve güvenilirliği korurken döngü sürelerinde öngörülen azalmaları gerçekleştirmeye olanak sağladığı vurgulanmıştır. Bu çalışmayla paralel olarak sanal simülasyon yazılımları sayesinde pahalı donanım prototipi oluşturma ve test etme işlemlerinden geçmeden herhangi bir tasarım değişikliği hakkında hızlı kararlar alınmasına olanak sağlayacağı görülmektedir.

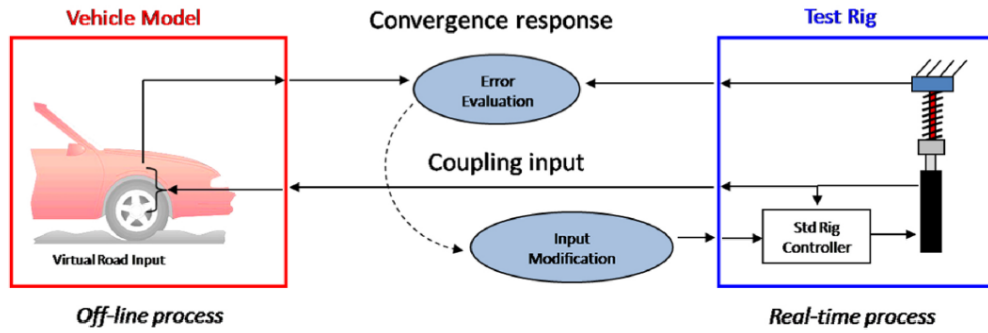
Sanal test, çok gövdeli dinamik analiz yazılımı kullanarak laboratuvar testini simüle eden bir yöntemdir. Bu yaklaşımın temel avantajları, tasarımın bir prototip hazır olmadan önce değerlendirilebilmesi ve sanal test sonuçlarının sonraki fiziksel testlerle kolayca doğrulanabilmesidir. Dezavantajı, lastikler, burçlar, amortisörler ve motor yatakları gibi doğrusal olmayan bileşenlerin modellenmesi zor olduğundan, doğru numune modellerini elde etmenin bazen zor olmasıdır. Bu nedenle, sanal test doğruluğu önemli ölçüde değişiklik gösterir. Tipik sanal donanımlar, tam araç testleri için lastik ve iş mili bağlı test donanımlarını ve bileşen testleri için çok eksenli sallayıcı platformlarını içerir (You ve Fricke 2011). Karma (Hibrit) simülasyon ise bileşik bir simülasyon sistemi oluşturmak için fiziksel ve sanal bileşenleri, girdileri ve kısıtlamaları birleştiren bir yöntemdir. Hibrit simülasyon, modellemesi zor bileşenlerin laboratuvar test edilmesini sağlar ve doğru bir analiz modeli gereksinimini büyük ölçüde azaltır. Bu sayede daha doğru sonuçlar elde etme şansını artırır. Hibrit test simülasyon örneği Şekil 2.3’de verilmiştir.



Şekil 2.3. Hibrit tam araç simülasyonu (You ve Fricke 2011)

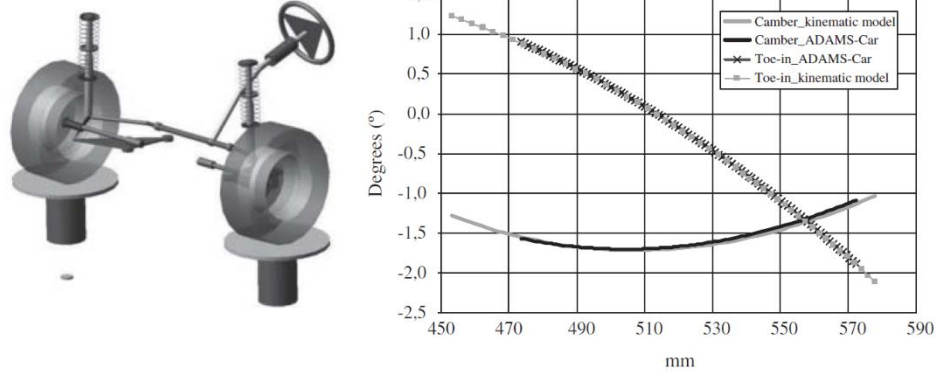
Topu ve Alexandru (2012) tarafından yapılan çalışmada bir öğrenci yarış arabası için kullanılan arka süspansiyon mekanizmasının çok amaçlı kinematik optimizasyonuna araştırılmıştır. Optimizasyon için sanal modeli parametreleştirilmiş, optimizasyon için tasarım değişkenlerini ve tasarım hedeflerini tanımlanmış, ana tasarım değişkenlerini belirlemek için tasarım çalışmaları yapılmış ve bu değişkenler bazında modeli optimize edilmesi hedeflenmiştir. Optimizasyon kriterleri, dingil mesafesi, tekerlek izi, yer değiştirme ve kamber açısının varyasyonlarını olarak ele alınmıştır. Çalışma, deney tasarımları araştırma stratejisi dikkate alınarak MSC yazılımının çoklu gövde simülasyon ortamı ADAMS kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bir spor otomobilde lastik temas alanını optimize etmek için Ferrari firması, arka aks için 4 eyleyiciden oluşan aktif bir kamber ve toe sistemi geliştirdi. Bu karmaşık ve tamamen yeni sistemin doğru bir şekilde modellenmesi zor ve bu nedenle fonksiyonel testlerin gerçekleştirilmesi için fiziksel bir prototip ile tam bir araç modelinin birleştirilmesine karar verilmiştir. Sanal bir modeli fiziksel bir testle birleştirme yöntemi, hibrit simülasyon olarak bilinmektedir (Ruiz ve ark 2012). Ruiz ve ark (2012) tarafından yapılan çalışmada ise özel olarak geliştirilmiş yazılım ve yöntemlerle hibrit simülasyon tekniklerini kullanılmıştır. Çalışmada sunulan hibrit test sistemi, fiziksel tezgah testi ile değiştirilmiş bir tam araç simülasyon modeli arasında dinamik bağlantıya izin verecek şekilde tasarlanmıştır. Bu yeni hibrit simülasyon uygulaması, sistem performansının 40 Hz frekansa kadar test edilmesinin yanı sıra mantık ve güvenlik sistemlerinin doğrulanmasına olanak sağlamıştır. Şekil 2.4’de araştırmacılar tarafından sunulan hibrit sistem yaklaşımı verilmiştir.



Şekil 2.4. Hibrit sistem metodolojisi (Ruiz ve ark 2012)

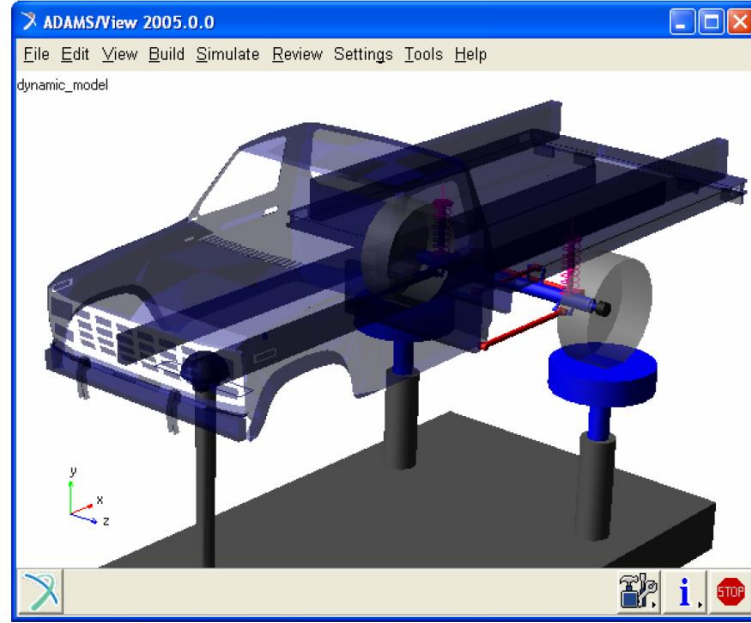
Mántaras ve Luque (2012) tarafından çalışmalarda bir aracın elasto-kinematik davranışının üç boyutlu bir modeli kullanılarak sanal bir test donanımı sunulmuştur. Gövdenin üç boyutlu konumunu ve aracın kullanımını etkileyen ana parametreleri belirlemek için genel bir yaklaşım öne sürülmüştür. Tasarım süreci için değişkenler boyuna ivmelenme, yanal ivmelenme ve eğrilik yarıçapıdır. Sanal test donanımı standart bir araca uygulanmış ve sonuçların geçerliliği kanıtlanmıştır. Şekil 2.5’de sanal test donanımı görülmektedir.



**Şekil 2.5.** ADAMS/Car ve MATLAB'da ön süspansiyon modeli ve simülasyon sonuçları. (Mántaras ve Luque 2012)

Xueying ve ark (2012) titreşim aktarımını analiz etmek için doğru bir süspansiyon sistemi modeli oluşturmayı amaçlamışlardır. Çalışmada bu amaç doğrultusunda rijit gövdeli süspansiyon modeli ve esnek gövdeli süspansiyon modeli olmak üzere iki farklı süspansiyon sistem modeli oluşturulmuştur. Rijit gövdeli süspansiyon modeli ve esnek gövdeli süspansiyon modeli. İki modelinde titreşim özellikleri simüle edilmiş, ayrıca rijit ve esnek model arasındaki farkı bulmak için tekerlek temas noktasından sinüs tarama tahrik kuvvet sinyali simülasyon modellerine uygulanmıştır. Simülasyon sonuçları şunu göstermektedir: esnek model, yüksek frekans aralığında süspansiyon sisteminin titreşim özelliklerini daha doğru bir şekilde yansıtmıştır. Daha sonra esnek modeldeki kauçuk burç modeli, farklı bir kauçuk burç modeli ile değiştirilip doğal frekans ve frekans tepkisi karşılaştırılmıştır. Yeni kauçuk burç modeline sahip esnek gövdeli süspansiyon modeli, doğal frekans üzerinde kayda değer bir etkiye sahip olmadığı, sönüm miktarının orijinal esnek gövdeli süspansiyon modelinden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Toğu ve Alexandru (2013) tarafından yapılan çalışmada daha konforlu otomobillere yönelik giderek artan talep ve otomobildeki gerçek mekanizmalara daha yakın sanal prototip modellerin geliştirilmesiyle dinamik analizlerin ve testlerin önemi vurgulanmıştır. Çalışmada bir arazi aracında kullanılan mafsalların süspansiyon sistemi dinamik davranışı üzerindeki etkisi ele alınmaktadır. Şekil 2.6'da yarım araç süspansiyon sisteminin sanal modeli görülmektedir.



**Şekil 2.6.** ADAMS/Car ve MATLAB'da ön süspansiyon modeli ve simülasyon sonuçları. Toğu ve Alexandru (2013)

Arka dingilin süspansiyon sistemini içeren yarım araba modeli ele alınmıştır. Dinamik model tümsek yol davranışı ile modellenerek test edilmiştir. Dinamik analizler MSC yazılımının çoklu gövde simülasyon ortamı ADAMS kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde Kakria ve ark (2015) tarafından yapılan bir çalışmada ATV süspansiyon sisteminin çok kütleli dinamik modeli ADAMS/Car kullanılarak oluşturulmuş ve süspansiyon katsayılarının süspansiyon özellikleri üzerindeki etkisi, ADAMS/Insight kullanılarak analiz edilmiştir.

Sundström ve ark (2016) bir süspansiyon parametresi ölçüm makinesi olarak da bilinen sanal bir kinematik ve uyumluluk test platformu sunmuşlardır. Bu platform "Modelica Araç Dinamiği Kitaplığı"ndaki standart ara yüz kullanılarak herhangi bir araç modeliyle uyumlu bir "Modelica" modeli olarak tasarlanmıştır. Ayrıca sanal bir testten elde edilen sonuçların, fiziksel test platformunda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığı örnek bir test durumu da gösterilmektedir. Çalışmada ele alınan gerçek test platformu ve sanal test platformu Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



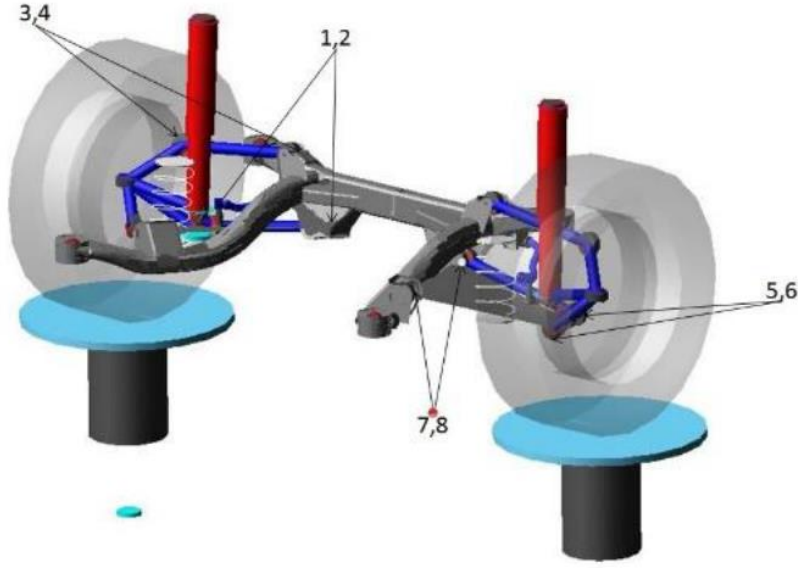
**Şekil 2.7.** Gerçek ve sanal kinematik & uyumluluk test platformu. Sundström ve ark (2016)

Zhu ve ark (2017) tarafından sunulan makalede havalı yay özelliklerine dayalı mekanik bir modelini geliştirmeyi amaçlanmıştır. Havalı yay bileşeni testleri yapılmış ve model parametre tanımlama ve model doğrulama prosedürü sunulmuştur. Sürüş konforunu değerlendirmek adına MATLAB/Simulink ve MSC.ADAMS kullanılmış, tam araç çok gövdeli dinamik model doğrulama çalışmaları yürütülmüştür. Chindamo ve ark (2017) yapılan makalede ise dört bacaklı bir test platformunda yol profillerini sürmek ve incelemek için etkili bir metodoloji sunulmuştur. Yol profilleri araca takılan ve araç veya yüzey tipinden bağımsız olarak aynı kalan amaca yönelik olarak tasarlanmış bir dizi sensörden gelmektedir. Hız tümsekleri, çukurlar gibi özel profiller de yeniden üretilebilir. Bu çalışmadan daha önce benzer bir çalışma olmadığı için yol ve platform veri akışları karşılaştırılmış ve performans indeksleri elde edilmiştir. Sonuçlar, platformun yol profillerini ve ilgili girdileri araca başarılı bir şekilde iletilebildiğini göstermiştir.

Liu (2017) tarafından yapılan tez çalışmasında bir motosikletin ön montajı için yeni birçok bağlantılı süspansiyon sistemi tasarlanmıştır. Teleskopik çatal ve çok bağlantılı ön süspansiyonlu motosikletler arasındaki performansı karşılaştırmak için, çeşitli farklı koşullar altında doğrusal ve doğrusal olmayan modeller oluşturulmuş ve simülasyon ortamında analiz edilmiştir. Ayrıca, geleneksel ve çok bağlantılı modeller arasında uygun bir karşılaştırma yöntemi geliştirilmiş ve bu araştırmada geleneksel ve çok bağlantılı modeller için performans değerlendirme standardı araştırılmıştır. Sunulan çalışmada lineer olmayan simülasyonları yapmak için Altair MotionView yazılımı kullanılmıştır.

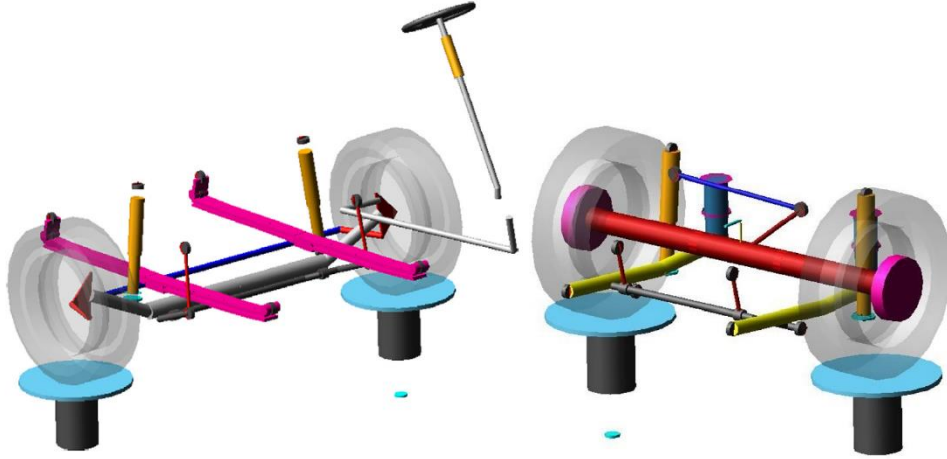
Araç lastiklerine yanal ve boyuna kuvvetler ve hizalama torku gibi yükler gelmektedir. Süspansiyon uyum karakteristikleri, burçların elastik deformasyonundan kaynaklanan tekerlek hizalama parametrelerinin bu kuvvet ve tork ile değişeceği bilinmektedir. Araçların süspansiyonlarının çoğu artık burç kullanmakta ve süspansiyon

uyum özellikleri, aracın yol tutuş stabilitesi üzerinde önemli etkilere sahiptir. Mühendislerin, birçok H-kollu çok bağlantılı arka süspansiyona ve karşılıklı parametre bağına sahip araçlar için karşılaştırılabilir mükemmel durumda indeksler oluşturması zordur ve süspansiyon ayarı yapmak daha uzun sürmektedir. Bu nedenle, H-kollu çok bağlantılı arka süspansiyonun sağlamlık açısından optimize etmek için Taguchi Yönteminin kullanılması Liao ve ark (2016) tarafından yapılan çalışmalarda sunulmuştur. Süspansiyonu modellemek için ADAMS yazılımını kullanılmış ve K&C ile süspansiyonun doğruluğunu test edilmiştir. Çalışmada sunulan sanal model Şekil 10'da verilmiştir. Çalışmada hedeflenen optimizasyon performansı gerçekleştirilmiş, bu da yöntemin etkinliğinin ve süspansiyonun sağlamlığının iyileştirildiği anlamına gelmektedir. ISIGHT ve ADAMS yazılımları ile performansları optimize edilen modeller ile önceki modele göre, geliştirme döngüsünü kısaltılmış, çalışma verimliliği artmış ve eksiksiz otomobil performansının analizi sağlanmıştır.



Şekil 2.8. H-Kollu Süspansiyon Modeli Sanal Prototipi Liao ve ark (2016)

Sert ve Boyraz (2017) tarafından yapılan çalışmalarda süspansiyonun artan yuvarlanma rijitliğine dayalı olarak statik ve dinamik yuvarlanma davranışı ve stabilite dinamiklerinde iyileştirme üzerine sistematik araştırmalar için bir yöntem sunulmaktadır. Sunulan çalışmanın önceki çalışmalardan en büyük farklarından biri, statik ve dinamik testler kullanarak, yuvarlanma açısı eşiğinden güvenlik derecesini artırmak için parametrik hassasiyet analizini içermesi ve sonuçları kendi içinde karşılaştırmasıdır.



Şekil 2.9. Ön ve arka süspansiyon sistemleri Sert ve Boyraz (2017)

Fiziksel devinim testi Adams/Car kullanılarak doğrulanmış araç modeliyle bir simülasyonda gerçekleştirilmiştir. Testler sırasında parametrik hassasiyet analizi yapmak ve bileşenlerin stabilite performansına etkisini incelemek için üç farklı ön denge çubuğu ve iki farklı ön yaprak yay kullanılmıştır. Özetle, bu çalışma kapsamında önceki çalışmalardan farklı olarak fiziksel ve sayısal hesaplamaları içeren deneyler yer almaktadır. Ayrıca sanal modelin doğrulanması, parametrik duyarlılık analizi ve sanal test ile fiziksel testin karşılaştırılması yapılmaktadır (Sert ve Boyraz 2017). George ve Sidhant (2018) tarafından yapılan çalışmada ise karmaşık uzaysal çok bağlantılı süspansiyonları analiz etmenin çeşitli yöntemlerini bulmak ve karşılaştırmak hedeflenmiştir. Ayrıca, aracın dinamik davranışını etkileyen çeşitli süspansiyon tasarımı parametreleri de incelenmiş ve uzaysal süspansiyon için analiz etme yöntemleri tartışılmıştır. Çalışma kapsamında analiz yöntemlerinde düzlemsel süspansiyonlar ve uzaysal süspansiyonlar arasındaki farklar da yer verilmiştir. Çalışmada yapılan simülasyonlarda ADAMS yazılımı kullanılmıştır.

Mallikarjuna Rao (2015) tarafından yürütülen proje çalışmalarında bir araştırma konsept aracı (AKA) için esnek parçalara sahip bir çoklu katı gövde modeli oluşturmak amacıyla tasarım sürecini sunulmuştur. Farklı yük durumları için esnek parçalara sahip AKA modelinin tam araç dinamik simülasyonları gerçekleştirilmiş ve sonuçlar rijit gövde bileşenlerine sahip bir analiz modeli ile karşılaştırılmıştır. AKA, çeşitli araştırma projelerinin sonuçlarını uygulamak, doğrulamak ve göstermek için bir araştırma platformu olarak KTH Royal Institute of Technology'de geliştirilmiş bir konsept aracıdır. Araç, bireysel projeler olarak tasarlanmış ve geliştirilmiş gövde, süspansiyon ve lastik alt sistemlerinden oluşmaktadır. Gövde alt sistemi, yuvarlanma kafesi, alt şasi ve bir

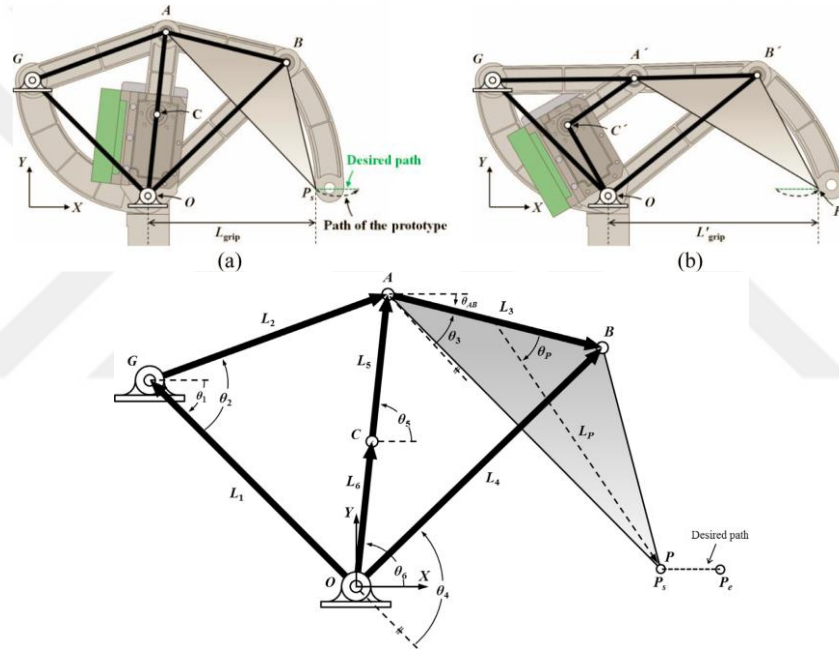
kompozit taban plakasından oluşmaktadır. Bu projede, bu gövde bileşenlerine etki eden kuvvetleri ölçmek ve analiz etmek için ADAMS/CAR'da AKA'nın bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Gövde bileşenlerinin esnekliğini dikkate almak için sonlu eleman (FE) modelleri analize dahil edilmiştir. AKA, çeşitli araştırma sonuçlarını uygulamak ve test etmek için yeni bileşenlerin eklenmesiyle sürekli gelişen bir araç olduğundan tasarım modifikasyonları olan iki farklı AKA modeli geliştirilmiş ve incelenmiştir. Yuvarlanma kafesi olmayan bir AKA modeli ve gövde bileşenlerini bağlayan rijit bir bağlantıya sahip bir model oluşturuldu ve dinamik analiz sonuçları mevcut RCV tasarımının sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Bu tez çalışmasının bir diğer önemli konusu mekanizma optimizasyonudur. Mekanizma optimizasyonu mekanizmaların daha iyi çalışmaları, daha uzun ömürlü olmaları, düşük maliyet, çalışma performansları için gerekliliktir. Bu yüzden basit mekanizmalar dahi optimizasyonlarla daha verimli hale getirebilmektedir. Bu amaç doğrultusunda literatürde yer alan temel mekanizma optimizasyonu çalışmaları detaylıca incelenmiş ve önemli çalışmalar sunulmuştur.

Mekanizma optimizasyonu çalışmaları çok eski yıllara dayanmaktadır. En eski çalışmalardan biri olan ve Karelin (1986) tarafından yapılan çalışmada düzlemsel ters kayan-krank mekanizmasının düz çizgi hareketini yapabilmesi için bağlantı boyutlarının tasarımı sunulmuştur. Düz çizginin, iki tip düzlemsel ters kayan-krank mekanizmalarının yardımıyla yeniden üretilbileceği gösterilmiştir. Bir diğer çok eski çalışmalardan biri de Khare ve Dave (1979) tarafından sunulmuştur. Araştırmacılar bir krank-rocker mekanizması ele almışlar ve mekanizma sentezi gerçekleştirmişlerdir. Rocker'ın ölü merkez konumuna karşılık gelen krank açısı Grashof kriteri kullanılarak elde edilmiştir. Tasarım, minimum iletim açısı maksimize edilerek optimize edilmiştir. Benzer şekilde Coit ve Riley (1981), yaptıkları çalışmalarda bir ters kayan-krank mekanizmasının çalışması sonuçlarını ve bağlantı uzunluğu toleranslarına duyarlılığını sunmaktadır. Analitik sonuçlar, tasarımcının performans gereksinimlerine dayalı olarak seçimler yapmasına yardımcı olmak için grafiksel bir veri olarak sunulmuştur. Zhang ve ark (1984) tarafından yapılan çalışmalarda ise dişli bir beş çubuk mekanizmasının optimizasyonu sunulmuştur. Benzer şekilde Gosselin ve Angeles (1989), düzlemsel ve küresel bağlantıların iletim kalitesine ilişkin çalışmalar ele alınmıştır.

FEM (Ön Uç Modülü) montaj işlemi, otomotiv montaj hattında kaldırma, konumlandırma ve cıvata sıkma prosedürlerinden oluşur (Shim ve Kim 2018). Bu işlem, ağır nesnelerin hassas ve tekrarlı bir şekilde taşınması için işlemler gerektirir. İnsan-robot

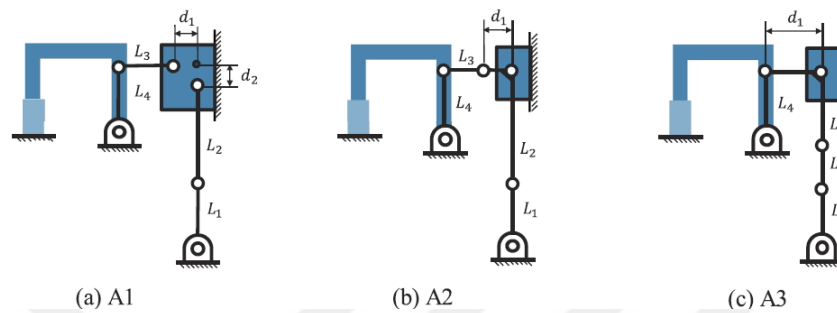
işbirliği sistemleri olarak kabul edilen güçlü giyilebilir robotların, zorlukları çözmesi ve robotların gücünü ve insan zekâsını birleştirerek verimliliği arttırması beklenir. Giyilebilir bir robotun işlemlerini gerçekleştirmek için kavramalar gerekir, ancak konvansiyonel tutucular veya baş üstü tipi yükleyiciler bu uygulama için ağırlıkları, boyutları ve kavrama kuvveti bakımından kullanılamaz. Böylece giyilebilir bir robot için özel bir tutucu tasarımına odaklanıldı. Kavrama kuvvetini maksimuma çıkarırken kaskacın tüm ağırlığını azaltmak için bir geçiş mekanizması içeren altı çubuklu bir bağlantı kullanılır. Hem bağlama yolu hem de tahrik torkunun gereksinimlerini karşılamak için çok amaçlı bir optimizasyon yaklaşımı tanıtıldı. Sonuç olarak, yol izleme ve tork kapasitesi gereksinimlerini karşılayan optimum bir tasarım seçilmiştir. (Şekil 2.10)



Şekil 2.10. Shim & Kim, (2018)

Parmak kenetleme üniteleri (FCU), bir çelik mafsallı bağlantı mekanizması kullanarak çelik levhalar gibi düz şekilli malzemeleri kenetlemek için sanayide yaygın olarak kullanılmaktadır (Park ve ark 2018). Genellikle, mafsallı bağlantı mekanizmalarında, yüksek bir sıkma kuvveti elde etmek için neredeyse tekil bir konfigürasyon kullanılır. Tekil bir konfigürasyondaki yüksek kuvvet karakteristikleri, yakın tekil bir çalışma alanı için çarpıcı bir şekilde değiştiğinden, plakanın kalınlığı belirli bir mafsallı bağlantı mekanizması için sınırlandırılmıştır. Bu çalışmada, bir FCU'nun tasarımı, farklı kalınlıktaki plakalar için tek bir FCU'nun kullanılacağı şekilde optimize edilmiştir. İlk önce, bir geçiş bağlantısı için daha faydalı olan mekanizmayı belirlemek

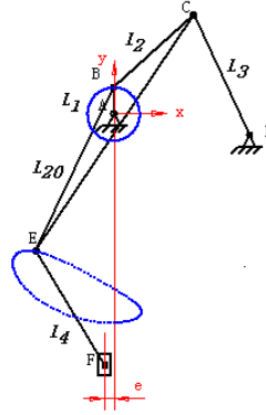
için çeşitli bağlantı alternatifleri araştırılmaktadır. İkinci olarak, tasarım önceden tanımlanmış bir levha kalınlığı aralığında yüksek bir sıkma kuvveti sağlamak için optimize edilmiştir. Doğrulama deneyleri simülasyon sonuçlarına göre yapılmıştır. Önerilen geçiş-bağlantı mekanizmasının çeşitli sıkma uygulamaları için kullanılabileceğini umulmaktadır. (Şekil 2.11)



**Şekil 2.11.** Park et al., (2018)

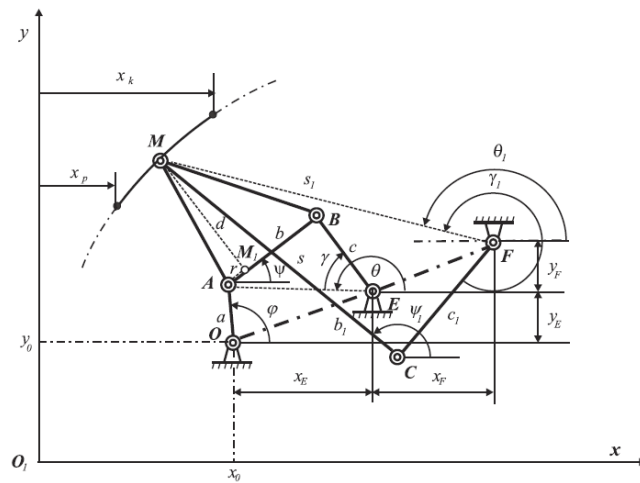
Plecnik ve Michael McCarthy (2014), belirtilen bir giriş çıkış fonksiyonunu yaklaşık olarak belirlemek için sekiz doğruluk noktası kullanan altı çubuklu bağlantılar için bir tasarım prosedürü sunmaktadır. Bağlantıların kinematik sentezinde mekanik hesaplama yapmak için bir fonksiyon jeneratörünün sentezi olarak bilinir. Formülasyon, Watt II, Stephenson II ve Stephenson III altı çubuklu bağlantıların döngü denklemlerini tanımlamak için izotropik koordinatlar kullanır. Sonuç, polinom homotopi yazılımı BERTINI kullanılarak çözülen 22 bilinmeyenli 22 polinom denklemdir. Algoritma, 1944'te Svoboda tarafından patentli Watt II logaritmik fonksiyon üreticinin tasarımı üzerinde test edildi.

Wang (2013) Günümüzde, çok çubuklu bağlantı mekanizması, mekanik preslerin geliştirilmesinin en önemli yönlerinden biridir. Piston sürgü tipik çok bağlantı çizim mekanizmasının kullanılması ve parametrelerinin bilimsel olarak birleştirilmesi, çizim teknolojisi talebini gerçekleştirmenin oldukça etkili bir yoludur. Altı çubuk çekme mekanizmasının çubuk grubu yöntemiyle kinematik modu oluşturulmuş ve mekanizmanın gerçek hareketini simüle eden Visual Basic yazılımı oluşturuldu. Objektif fonksiyon-hız ve çizim derinliğinde dalgalanma, kaos genetik algoritma yöntemini kullanarak, mekanizmanın optimizasyon tasarımını gerçekleştirilmiş ve birkaç grubun verilerini elde etmiştir. Optimizasyon sonuçları kinematikteki performanslarının büyük ölçüde geliştiğini ve orijinal mekanizmayı sağladığı gösterilmiştir.



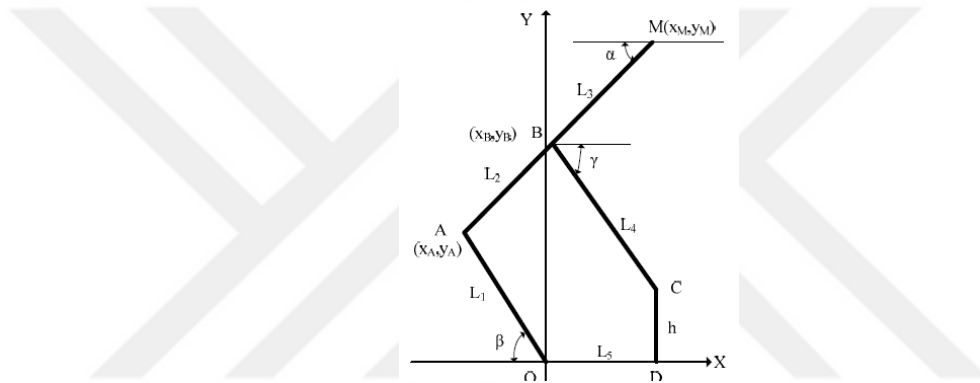
Şekil 2.12. Wang, (2013)

Bulatović ve ark (2013), Stephenson III Six-bar bağlantısı olarak bilinen literatürde, döner kinematik çiftlerle altı çubuk mekanizmasının boyutsal sentezi ele alınmaktadır. Sentez prosedürü, bir çift oturma mekanizması olması gerekliliği şartı ile başlamıştır ve bu arada, birleşme sırasındaki bağlantı noktasının dairesel yaylara ait verilen noktalardan geçmesi gerekmektedir. Bu noktaların koordinatları doğrudan verilmemiştir; karşılık gelen eğrinin merkezi tarafından tanımlanan dairesel yay ve oturma sırasındaki yolun dairesel yayına karşılık gelen krank açısı üzerinde uzanırlar. Bu değerler, optimizasyon işleminin sonunda elde edilir, böylece bu durumda hassas noktalar, üzerinde bulundukları yayın pozisyonlarının değişmesiyle konumlarını değiştirirler. İkili meskenlerde olduğu gibi, bağlantı noktası simetrik olması gerekmeyen iki dairesel yay içeren bir eğri tanımlanır. Mekanizma parametrelerinin optimum sentezi prosedüründe Cuckoo Search (CS) olarak bilinen yeni bir metaheuristik algoritma kullanılmıştır.



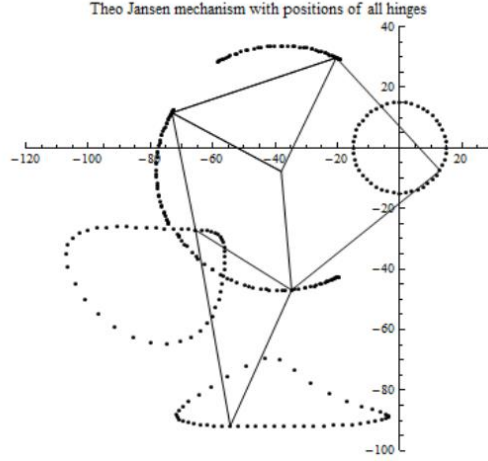
Şekil 2.13. Bulatović, Đorđević, &amp; Đorđević, (2013)

Jianguo ve ark (2012), hidrolik desteği optimize etmek için geliştirilmiş bir parçacık sürüsü optimizasyonu (IPSO) algoritması önermişlerdir. Parçacıkların lokal aramaya düşmesini önlemek ve parçacık yakınsama oranını iyileştirmek için parçacıkların hızını ve yerini güncelleme stratejisi iyileştirilmiştir ve atalet ağırlığı olarak yeni bir doğrusal olmayan azalan fonksiyon oluşturulmuştur. Dört çubuklu hidrolik destek uzunluğunun optimum parametreler olarak alınmasını ve tavan kiriş uç noktasının hareket izinin maksimum yatay salınımını optimal hedef olarak minimum olarak alarak, dört çubuk bağlantısının parametre optimizasyon modelini IPSO'ya dayandırır ve analitik yöntemle karşılaştırılır. Sonuçlar,  $x$ 'in büyük ölçüde azaldığını; hidrolik desteğin çalışma durumu ve destek etkisi sağlam ve uygundur.



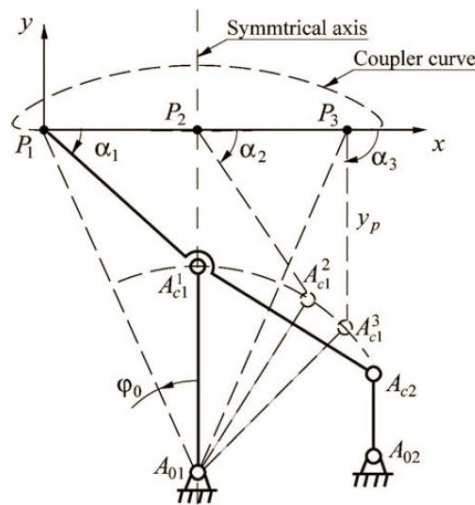
Şekil 2.14. Jianguo, Bo, Wenxing, & Bin, (2012)

Ghassaei (2011) Theo Jansen'in çalışmasına dayanan 2 ayaklı pasif bir yürüteç tasarım ve üretim süreçlerini açıklamıştır. Bu makalenin ana odağı, krank bazlı bir bacak bağlantısının tasarımıdır. Bağlantı Mathematica'da simüle edilmiştir ve ayak yolu ve kütle merkezinin analizi de dahil olmak üzere bacak tasarımının analizi sağlanmıştır ve Theo Jansen mekanizmasıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları, yeni tasarımın ayak yolunun düz olduğunu ve yerle temas ettiğinde ve bacak bağlantısının hareket halindeyken Theo Jansen mekanizmasına göre % 85 daha az dikey kütle hareketi merkezi gerektirdiğini belirlenmiştir, ancak adım yüksekliği yaklaşık % 33 daha azdır. Öncelikle PVC borudan yapılan altı bacaklı bir yürüteç imalatının ayrıntılı bir açıklaması ve ayrıca iyileştirme ve gelecekteki çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.



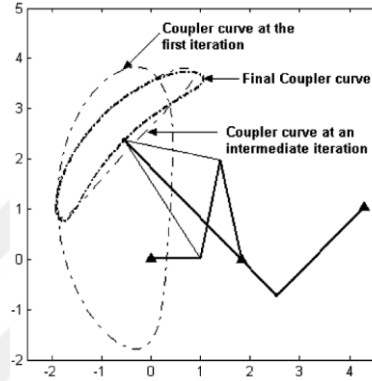
Şekil 2.15. Ghassaei, (2011)

Jianyou ve ark (2009) kısıtlamaları formüle ederek ve denklemleri analitik olarak çözerek, iki simetrik biyel eğrisi ve bir asimetrik eğri içeren üç 4-çubuk mekanizması, bağımsız tasarım parametresi  $u_0$  (veya  $y_{01}$ ) için eşzamanlı olarak sentezlemişlerdir. Ayrıca,  $u_0$  (veya  $y_{01}$ ) değerini değiştirerek düz çizginin olağanüstü iyi yaklaşımları ile sonsuz sayıda farklı k-oluşturulmuş mekanizma vardır. Bu yöntemin temel avantajları, bilgisayarlar tarafından işlenmeye uygun programlara kolayca kodlanabilmesi, karmaşık geometri yönteminden daha özlü ve net olması ve yüksek oranda erişilebilir olmasıdır. Bu yer değiştirme matrisi yönteminin faydasını göstermek için, bu makaledeki tasarım parametresinin farklı değerleri için birkaç örnek gösterilmiştir.



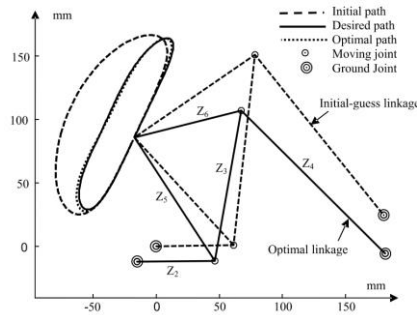
Şekil 2.16. Jianyou, Weixiang, & Huishe, (2009)

Bu çalışmada evrimsel optimizasyon şeması olan Diferansiyel gelişim algoritması ile ve Hassas Geometrik Geometrik Merkez tekniği mekanizması sentezi için birleştirilmiştir (Shiakolas ve ark 2005). Bu metodolojinin ilk uygulamasının sonuçları, istenen doğruluk seviyesini önemli ölçüde arttırmak için sonraki analizlerde de kullanılmıştır. Geliştirilen yöntem, öngörülen zamanlama ve aktarma açısı kısıtlamaları ile konut ve çift oturma mekanizmaları için altı bar bağlantılarının sentezine uygulanır. Altı çubuk mekanizması, sunulan sonuçlarla açıklanıp doğrulanacak olan üç farklı yaklaşım kullanılarak sentezlenmiştir.



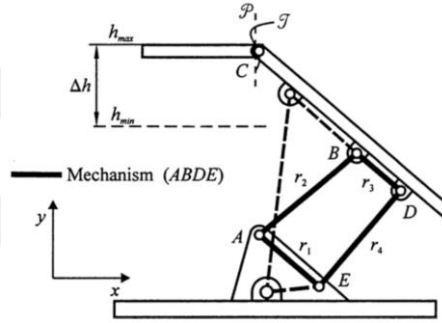
Şekil 2.17. Shiakolas, Koladiya, & Kebrle, (2005)

Sancibrian ve ark (2004) yörünge sentezi problemleri için gradyan tabanlı bir optimizasyon yaklaşımı önermişlerdir. Bu amaca ulaşmak için, gradyanların tam elemanlarını elde etmek için özel bir formülasyon geliştirilmiştir. Bu nedenle, tüm tasarım değişkenleri için duyarlılık parametreleri, ilgilenilen parametreler arasında birinci dereceden bir ilişki vererek belirlenir. Bu bilgi yakınsama sağlamak ve hızını artırmak için optimizasyon algoritmasında kullanılır. Yöntem eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamalarını ve hareketlilik koşullarını ele alma yeteneğine sahiptir.



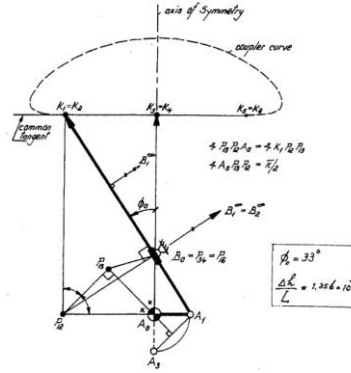
Şekil 2.18. Sancibrian, Viadero, García, & Fernández, (2004)

Prebil ve ark (2002) dört çubuk mekanizmasının optimal sentezi tartışılmaktadır. Genel optimizasyon problemi doğrusal olmayan bir programlama problemi şeklinde ele alınmaktadır. Bu yaklaşımın amacı, mekanizma bağlantı uzunluklarının optimal değerlerini saptamak, mekanizma bağlantısı üzerindeki keyfi C noktası yörüngesi T ile öngörülen yörünge P arasındaki farkı en aza indirmektir, ayrıca mesnet kuvvetleri öngörülen değerler içinde kalmalıdır. Global en uygun çözümü bulmak için global optimizasyon yöntemi kullanılmaktadır. Prosedür uyarlanabilir ızgara iyileştirme algoritmasını kullanılmaktadır. Algoritma, çözüm setini tanımlayan her yinelemede uygulanabilir düğümlerin tanımlanmasına dayanır. Mevcut optimum değerden uzakta olan düğümler çözümden çıkarılır. Algoritma, yalnızca tek bir optimal nokta yerine önceden tanımlanmış koşulları sağlayan en uygun bölgeleri tanımlar.



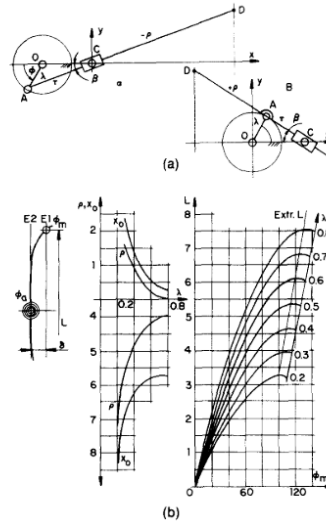
Şekil 2.19. Prebil, Krašna, & Ciglaric, (2002)

Dijksman ve Smals (2000) bağlayıcı-nokta konumlarının hemen yakınında üç çift üzerinde ortak bir tanjanta dokunan simetrik bir eğri üreten bir merkezlenmiş ters kol kızak mekanizması tasarımı yapılmıştır. Mekanizma, değiştirilmiş bir  $\lambda$  mekanizması olarak görülebilir,  $\lambda$  mekanizması, 4 uzuvlu bir mekanizmadır. Eğer B sonsuzluğa giderse,  $\lambda$  mekanizması kol kızak mekanizmasına dönüşür. Düz hattın, bu mekanizmaların birleştirici eğrisi ile olan yaklaşımı, genellikle türetildiği karşılık gelen  $\lambda$  mekanizması ile elde edilenlerden daha iyidir. Düz çizginin boyutsuz uzunluğuna karşı düz çizginin çift bağıl sapmasını gösteren bir grafik bu sonucu göstermektedir. Uygulamada, tekil tasarım parametresini istenen düz çizginin uzunluğundan belirlemek için grafik kullanılabilir.



Şekil 2.20. Dijksman &amp; Smals, (2000)

(KARELINN 1984) Yaklaşık düz çizgi hareketi için kol kızak mekanizmasının bağlantı boyutlarının tanımlanma yöntemi burada tartışılmıştır. Düz hattın, iki tip kol kızak mekanizması yardımı ile çoğaltılabildiği gösterilmiştir. Krank eğrisinin en iyi ve en kötü yaklaşımları düz kayda, kol kızak eğrisinin dört ve altı enterpolasyonlu noktası ve düz çizgiyle göz önünde bulundurulur. Kol kızak eğrisi eğrisinin altı enterpolasyon noktası ile düz hatta yaklaştırılmasının, yalnızca bir ters çevrilmiş kaydırmalı krank mekanizması yardımıyla mümkün olduğu gösterilmiştir. Tüm bağlantı ebatları mekanizmalarının belirlenmesi ve düz çizgi gösteriminin kesinliği için, dikkate alınan tüm mekanizmalar için diyagramlar verilmiştir.



Şekil 2.21. KARELINN, (1984)

Çok bağlantılı tekerlek süspansiyonlarında kullanılan elastomerik burçlar, kinematik eklem görevi görerek süspansiyon mekanizmasının kinematik fonksiyonlarını destekler ve küçük genlikli titreşimlerin azaltılmasını sağlamaktadır. Burçlar, aynı anda

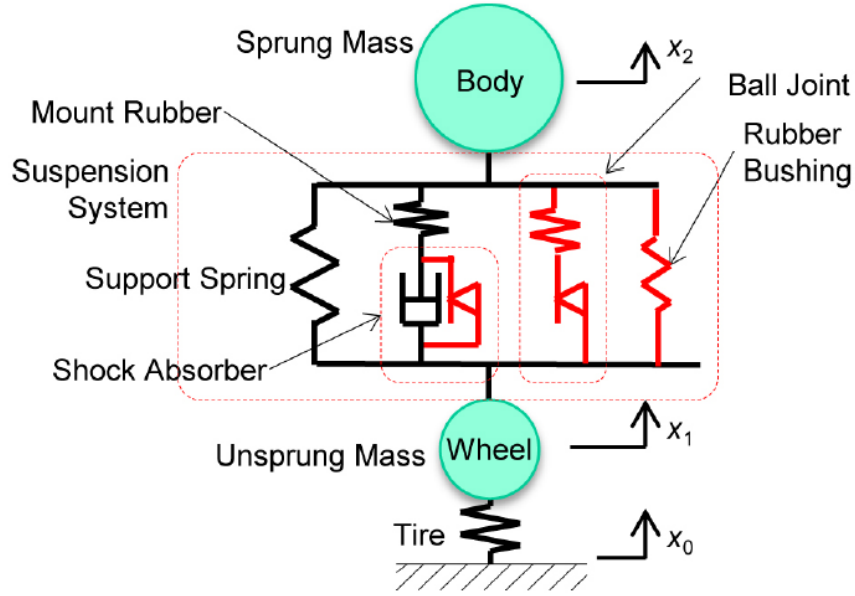
birçok modda deformasyona tabi tutulur ve büyük yer değiştirme durumunda doğrusal olmayan deformasyon aralığına girmektedirler. Bu durum süspansiyon mekanizmasının bazı rijitliğini kaybetmesine ve ek serbestlik dereceleri kazanmasına neden olmaktadır. Bu koşullar altında bile burçlar hala birincil görevlerini yani aracın direksiyon, sürüş ve yol tutuş özelliklerini etkilemeden araç gövdesinin istenmeyen titreşim ve darbelere karşı izolasyonunu yerine getirmek zorundadırlar. Literatürde birçok önemli çalışma burç özelliklerini belirlemek ve artırmak adına yapılmaktadır. Bu bağlamda Dzierżek (2000) tarafından sunulan çalışmada tekerlek süspansiyon mekanizmalarında kullanılan tipik bir silindirik kauçuk burcun deneye dayalı modellemesinin sonuçlarını sunulmuştur. Araştırmacılar test sayılarını azaltmak amacıyla otomotiv süspansiyonlarına özgü (tüm statik ve dinamik yükler aralığında) burçların rijitliğini ve sönümleme davranışını simüle eden sayısal bir burç modeli oluşturmuştur. Model parametrelerinin tanımlanması için bir prosedür çalışmada özetlenmiş ve modelin bir uygulaması olarak zorlanmış titreşim altında simülasyonu sunulmuştur.

Kauçuk burcun özellikleri araç dinamiği simülasyonlarının doğruluğunu önemli ölçüde etkilediğinden araç süspansiyon modelinde doğru bir şekilde kullanılmalıdır (Ok ve ark 2008). Araştırmacılar araç dinamiği analizinin doğruluğunu incelemek için otomotiv burç bileşenleri için yeni bir doğrusal olmayan burç modeli geliştirilmişlerdir. Burç bileşenleri ilk olarak bir MTS 3 eksenli elastomer test cihazı kullanılarak tipik elemanların doğrusal olmayan ve histeretik davranışını elde etmek için teste tabii tutulmuştur. Bir Bouc-Wen histeretik diferansiyel modeli, daha hassas bir kauçuk burç modeli oluşturmak için geliştirilmiştir. Simülasyonlar ADAMS yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve VisualDOC yazılımı burç modeli için en uygun parametreleri bulmak için kullanılmıştır. Modelin optimal parametrelerini bulmak için bir hata fonksiyonu tasarlanmıştır. Önerilen modelin geçerliliğini göstermek için sayısal bir örnek de yapılmıştır. Rastgele uyarma girişinden kaynaklanan burç kuvvetleri deneylerle iyi bir uyum göstermiştir (Ok ve ark 2008).

Karayolu araçlarında gürültü azaltma, sürüş geliştirme, maliyetleri düşürme, yol tutuş geliştirme gibi hedefler çok önemlidir. Araçlar ticarileştikten sonra bile süspansiyonların ve diğer fonksiyonel sistemlerin ince ayarını yapılması gerekebilir (Ambrósio ve Verissimo 2009). Araştırmacılar karayolu ve raylı taşıt modellerinde kullanılan mekanik mafsallar ile burç elemanlarının yapısal ilişkilerinin araştırılması adına çok gövdeli dinamik bir ortamda modellenmesi ve hesaplanması çalışmalarını sunmuşlardır. Burç elemanlar araçlarda yol düzensizliklerinden kaynaklanan titreşimleri

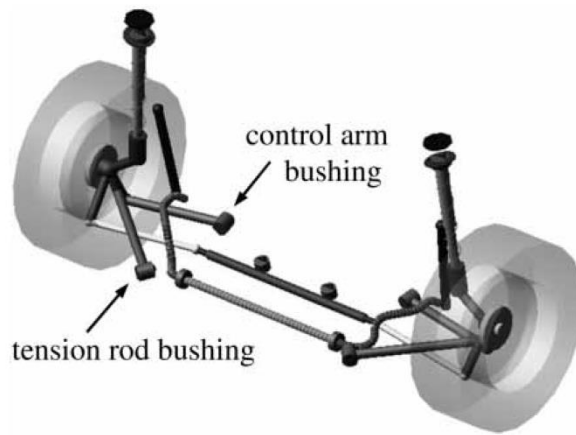
yok etmek, eksenlerin yanlış hizalanmasından kaynaklanan hatalara minimize etmek, şanzımandan gelen gürültüyü azaltmak ve mekanik mafsalların aşınmasını azaltmak için kullanılmaktadır. Burçlar kuvvetler ve momentler ile bunlara karşılık gelen yer değiştirmeler ve dönüşler arasında doğrusal olmayan bir viskoelastik ilişki sunan özel bir kauçuktan yapılmıştır. Ambrósio ve Verissimo (2009) tarafından önerilen metodolojide, farklı yükleme durumları için yer değiştirme/dönme ile kuvvet/momentin ilişkilerini elde etmek için burç yapılarının ABAQUS yazılımında sonlu eleman modeli geliştirilmiştir. Çalışmada önerilen burç modellerinin simülasyonlara öncülük eden araç modellerine dahil edilebilmeleri için doğru ve hesaplama açısından verimli olduğu gösterilmiştir.

Süspansiyon titreşiminin azaltılması, araç gürültüsünün iyileştirilmesi ve araç manevra kabiliyetinin artırılması için uygun dinamik kauçuk burç modelinin oluşturulması çok önemlidir. Lijun ve ark (2010) tarafından yapılan çalışmada çift salıncaklı süspansiyon sisteminde kullanılan kauçuk burçların yeni bir ampirik modelleme yönteminin sunulması amaçlanmıştır. Birçok kara yolu taşıtında düz yollarda sürüş daha az konforludur. Bunun nedeni süspansiyon bileşenlerindeki histerezis bir şekilde yükseldiğinde eşdeğer yay sabitinin artması ile süspansiyonun titreşim yalıtımının bozulmasıdır. Bu nedenle süspansiyon bileşenleri histereziste ani yükselmeleri önleyecek şekilde tasarlanmalıdır (Nakahara ve ark 2015). Histerezisin etkisinin araştırılması, bu tür histerezis özelliklerini yeniden üretebilen bileşen modelleri, araç modelinde model parametreleriyle kurulmaktadır. Konvansiyonel yöntemler kullanılarak, ölçüm verileri sağlandığında bu parametreler doğru bir şekilde tanımlanabilmektedir. Sürüş ve yol tutuşu gibi birbiriyle çelişen performanslar iyileştirilecekse, her ikisi de araç geliştirmenin bir aşamasında mümkün olduğu kadar erken bir zamanda düşünülmeli ve süspansiyon bileşenlerinin tasarım özellikleri her iki performansı da karşılayacak şekilde belirlenmelidir. 'Multi-body Simulation' (MBS) içeren simülasyonlar, aynı parametrelerle aynı model kullanılarak gerçekleştirilmeli ve ölçüm verileri mevcut olmasa bile yapılmalıdır. Araştırmacılar (Nakahara ve ark 2015) araç geliştirmenin erken aşamalarında araç dinamik performanslarını doğru ve verimli bir şekilde araştırmak ve kauçuk burcun dinamik özelliklerini belirlemek için kullanılabilecek bir kauçuk burç modeli ve parametre hesaplama yöntemi önermişlerdir. Çalışmada kullanılan burç modelini de içeren çeyrek taşıt modeli Şekil 2.22'de verilmiştir.



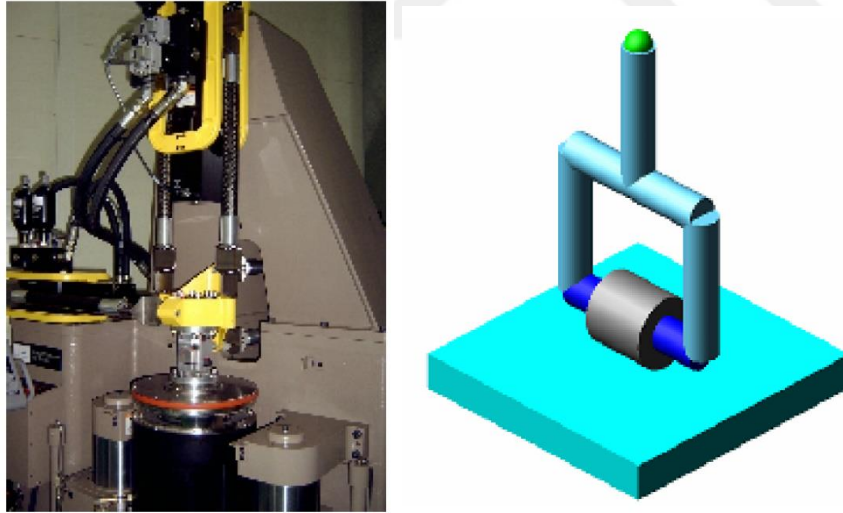
Şekil 2.22. Süspansiyon bileşenlerinde histerezis öğelerini içeren çeyrek araba modeli (Nakahara ve ark 2015)

Araç dinamiği simülasyonunun birçok uygulamasında, kauçuk burçların uygun matematiksel modellerinin formülasyonu çok önemli ancak zor bir iştir (Sedlacek ve ark 2011). Araştırmacılar tarafından yürütülen çalışmada bu problemleri ele alındığı, modelleme karmaşıklığı yüzünden çok çeşitli simülasyon hedeflerine yönelik gereksinimlere kolayca uyarlanabilen kauçuk burçlar için gelişmiş parametrik bir model anlatılmaktadır. Mekanik davranışın uygun karakterizasyonu ve kullanımı kolay bir parametrelendirme sürecine odaklanılmıştır. Kauçuk burçların mekaniksel özellikleri çalışmada detaylı olarak verilmiştir. Çalışmanın son kısmında uygulamalı bir örnek ve operasyonel uygulamalara bir bakış olarak, bir Mercedes Benz ön aksının (Şekil 2.23) dayanıklılık yükleri altında çoklu gövde analizinin sonuçları sunulmuştur.



Şekil 2.23. İç kontrol kolu ve gergi çubuğu burçlu ön aks modeli. (Sedlacek ve ark 2011)

Puel ve ark (2013) tarafından yapılan çalışmalarda ise ilk olarak, bir elastik burcun mekanik davranışını tanımlayan doğrusal olmayan zamana bağlı bir model sunulmuştur. Bu modelle ilişkili parametreler daha sonra tanımlama probleminin birleşik durum formülasyonu kullanılarak deneysel testlerden tanımlanmıştır. Benzer şekilde doğrusal modeller araç süspansiyon sistemlerinde burç modeli için yaygın olarak kullanılmasına rağmen, genlik ve frekans açısından burcun doğrusal olmayan özelliklerini ifade edememiştir (Sohn ve ark 2008). Araştırmacılar burçların histeretik tepkilerini dikkate almak için bir yapay sinir ağı modeli önermişlerdir. Bununla birlikte bu model bozucu uyarma girdileri altında sinir ağının belirsizlikleri nedeniyle sıklıkla farklılık göstermiştir. Çalışmada lineer ve sinir ağını birleştiren hibrit bir sinir ağı geçiş modeli önerilmiştir. Rijitliği ve sönümleme etkilerini temsil etmek için doğrusal bir model kullanılmış ve histeretik tepkileri hesaba katmak için yapay sinir ağı algoritması benimsenmiştir. Burç özelliklerini elde etmek için farklı frekans ve genliklerde sinüs tahrikinin uygulandığı bir test yapılmıştır (Şekil 2.24). Önerilen burç modellerini doğrulamak için tam bir araba simülasyonu yapıldı. Hibrit model sonuçlarının birkaç manevra altında lineer modelle hemen hemen aynı olduğu gösterilmiştir.



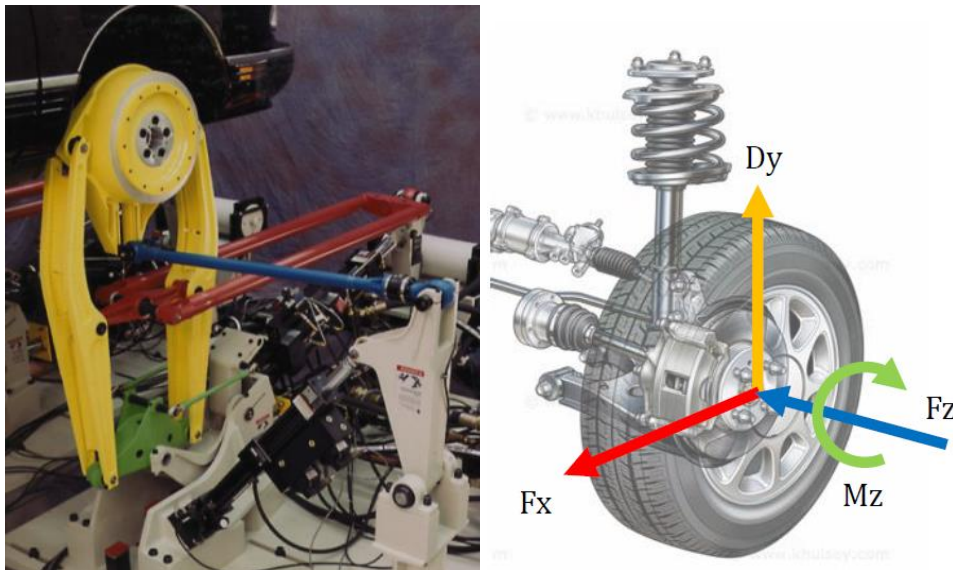
Şekil 2.24. Test ve simülasyon modeli (Sohn ve ark 2008)

### 3. SANAL YOL SİMÜLATÖRÜNÜN TASARIMI

Araçların seyir halindeki dinamik davranışı iki farklı test yöntemi kullanılarak incelenir. Bunlar: gerçek yol testleri ve kapalı alanda bir oda içindeki yol simülatörü ile yapılan gerçek yol verilerinin kullanıldığı laboratuvar testleridir. Gerçek yol testleri, bir aracın dinamik davranışları konusunda yüksek güvenilirlik sağlayabilir. Ancak, zaman, mekânsal ve çevresel sınırlamaların yanı sıra sürücünün becerisine ve test yolunun ortamına bağlı olması gibi dezavantajları olduğu için, her zaman yüksek maliyetler ve test sonuçlarının sürekli olarak izlenmesini gerektirir. Gerçek yol verilerinin araca uygun bir mekanizma ile uygulanması şeklinde yapılan laboratuvar testleri, gerçek yol testlerine göre maliyet ve zaman açısından önemli avantajlar sağlamaktadır.

Laboratuvar testleri, gerçek yol girdilerinin test aracına yol simülatörleri vasıtasıyla iletilmesiyle yapılmaktadır. Yol simülatörleri, araç aksları aracılığıyla yüksek serbestlik derecelerinde kuvvet ve hareket uygulamak üzere tasarlanmış ve otomotiv mühendislerinin gerçek dünyadaki yol yüklerinin araç ve alt sistem üzerindeki etkilerini taklit etmelerini sağlamak için üretilmiş sistemlerdir.

Bilgisayar ve simülasyon teknolojilerinde ortaya çıkan gelişmeler sonucunda oluşturulan sanal prototipler, mühendislik tasarımı çalışmalarında hem zaman hem de maliyetler açısından önemli verimlilik artışı sağlamakta, aynı zamanda tasarım faaliyetlerinin etkinliğini önemli ölçüde iyileştirmektedir. Bu tez kapsamında çok serbestlik dereceli bir yol simülatörünün sanal prototipi geliştirilmiştir.

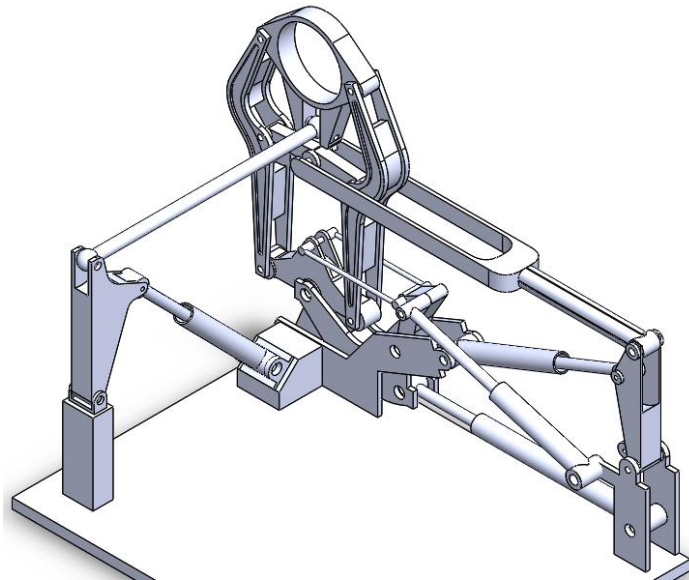


Şekil 3.1. Yol simülatörü ve tekerlek girdileri

Geliştirilen yol simülatörü ile yol profili, yanal kuvvet, boylamsal kuvvet ve tekerlek momentinin tekerleğe girdi olarak sağlanması amaçlanmıştır (Şekil 3.1). Sanal yol simülatörleri incelendiğinde 4 serbestlik derecesine ek olarak 2 serbestlik derecesi ile toplam 6 serbestlik dereceli gerçek yol simülatörlerinin ticari ürün olarak mevcut olduğu görülmektedir (MTS 2022). Literatürde her bir tekerlekte 4 serbestlik derecesi ile toplam 16 serbestlik derecesine sahip sanal yol simülatörü çalışmasına rastlanmamıştır.

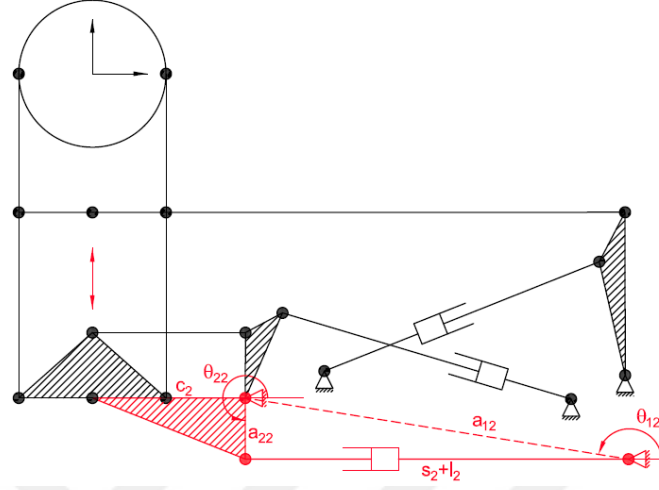
### 3.1. Çok Serbestlik Dereceli Test Düzenekinin Tasarımı

Çok serbestlik dereceli sanal test düzenekinin tasarımı halen piyasada yaygın olarak kullanılmakta olan ve ticarileşmiş yol simülatörlerinden esinlenerek oluşturulmuştur (MTS 2022). Üç boyutlu tasarımı yapılan test düzenekği dört serbestlik derecesine sahiptir. Bu serbestlik dereceleri; yol profili, yanal kuvvetler, boylamsal kuvvetler ve frenleme trokunun araca iletilmesini ve simülasyon çalışmalarının yapılmasını sağlamaktadır. İlk tasarımı yapılan yol simülatörü Şekil 3.1’de görülmektedir. Dört farklı mekanizmanın birleştirilmesinden elde edilen yol simülatörü, bu mekanizmaların birbirlerinden bağımsız bir şekilde veya birlikte çalışabilmelerini sağlamaktadır.

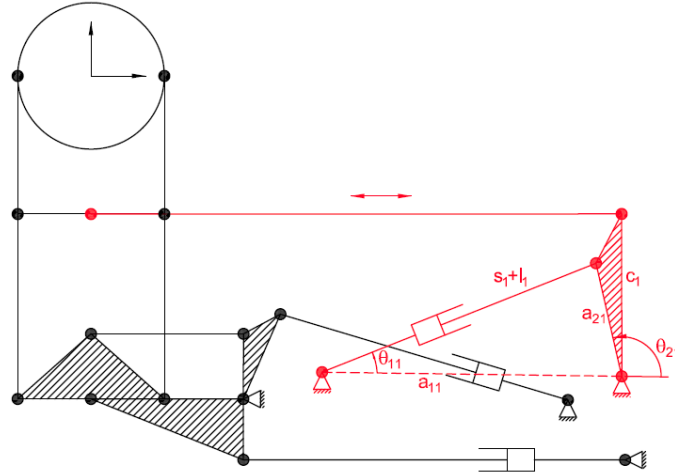


Şekil 3.1. Yol simülatörü ilk tasarımı

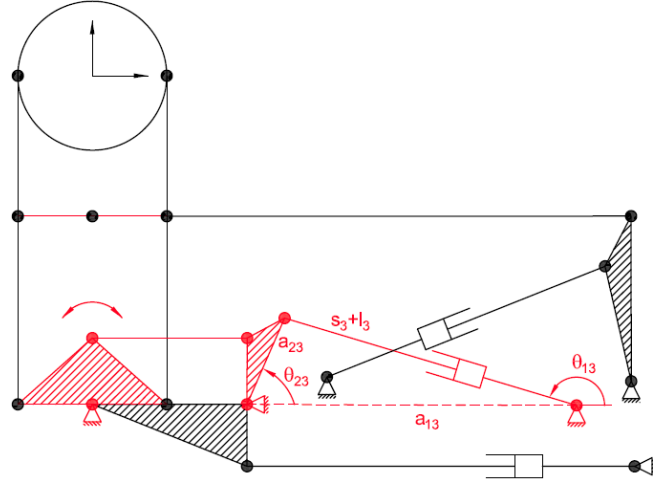
Çok serbestlik dereceli test sistemi dört farklı mekanizma olarak ele alındığı zaman, bu mekanizmalar x, y, z eksenlerindeki düzlemsel hareketler ve z eksenine etrafında yaptığı dönme hareketini sağlamaktadır.



Şekil 3.2. Y eksenindeki hareketi sağlayan mekanizmanın şematik gösterimi



Şekil 3.3. X eksenindeki hareketi sağlayan mekanizmanın şematik gösterimi



Şekil 3.4. Z eksenindeki dönme hareketini sağlayan mekanizmanın şematik gösterimi

### 3.2. Dikey Hareket Mekanizması Kinematik Analizi

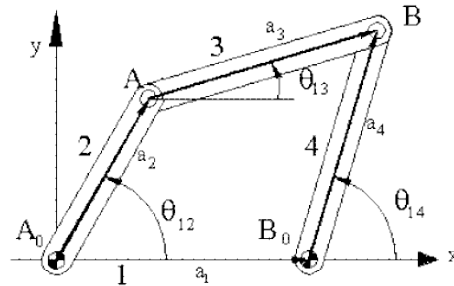
Yol profili araca dikey hareket sağlayan mekanizma ile iletilmektedir. Dikey hareket mekanizmasının konum, hız ve ivme analizleri yapılmıştır. Bu bölümde dikey eksenindeki hareketi sağlayan mekanizmaya ait konum, hız ve ivme analizlerine ait denklemler elde edilerek kinematik analizleri yapılmıştır.

Karmaşık sayıların kullanımı döngü kapama denklemlerini ifade etmek için basit ve güçlü bir teknik olarak kabul edilmektedir. Düzlemsel mekanizmaların analitik veya sayısal çözümü, karmaşık sayılardaki basit cebirsel işlemlerle kolayca gerçekleştirilebilir (Söylemez 2010).

Aşağıda gösterilen dört çubuklu mekanizma dikkate alındığında, vektörel formdaki devre kapama denklemi şu şekildedir:

$$A_0A + AB = A_0B_0 + B_0B \quad (3.1)$$

$$a_2e^{i\theta_{12}} + a_3e^{i\theta_{13}} = a_2 + a_4e^{i\theta_{14}} \quad (3.2)$$



Şekil 3.5. Dört çubuk mekanizması



Dikey hareket mekanizmasının kapalılık denklemi ve bu denklemin eşleniği olan ayna görüntüsü denklemi denklem 3.3 ve 3.4 de verilmiştir.

$$a_{22}e^{i\theta_{22}} = a_{12} - (s_2 + l_2)e^{i\theta_{12}} \quad (3.3)$$

$$a_{22}e^{-i\theta_{22}} = a_{12} - (s_2 + l_2)e^{-i\theta_{12}} \quad (3.4)$$

3.3 ve 3.4 denklemleri taraf tarafa çarpılarak denklem 3.5 elde edilir ve  $e^{i(\theta-\theta)} = e^{i0} = 1$  eşitliğinden yola çıkılarak  $\theta_{21}$  yok edilir ve denklem 3.6 elde edilir.

$$a_{22}^2 e^{i(\theta_{12}-\theta_{12})} = a_{12}^2 - a_{12}(s_2 + l_2)e^{-i\theta_{12}} - a_{12}(s_2 + l_2)e^{-i\theta_{11}} + (s_2 + l_2)^2 e^{i(\theta_{12}-\theta_{12})} \quad (3.5)$$

$$a_{22}^2 = a_{12}^2 - a_{12}(s_2 + l_2)e^{-i\theta_{12}} - a_{12}(s_2 + l_2)e^{-i\theta_{11}} + (s_2 + l_2)^2 \quad (3.6)$$

Gerekli trigonometrik dönüşümler yapılarak  $\theta_{12}$  denklemi elde edilir.

$$\theta_{12} = \arccos\left(\frac{a_{22}^2 - a_{12}^2 - (s_2 + l_2)^2}{-2a_{12}(s_2 + l_2)}\right) \quad (3.7)$$

Kapalılık denklemi ve ayna denklemi denklem 3.8 ve 3.9'daki gibi düzenlenir.

$$(s_2 + l_2)e^{i\theta_{12}} = a_{12} - a_{22}e^{i\theta_{22}} \quad (3.8)$$

$$(s_2 + l_2)e^{-i\theta_{12}} = a_{12} - a_{22}e^{-i\theta_{22}} \quad (3.9)$$

3.8 ve 3.9 denklemleri taraf tarafa çarpılarak denklem 3.10 elde edilir ve  $e^{i(\theta-\theta)} = e^{i0} = 1$  eşitliğinden yola çıkılarak  $\theta_{12}$  yok edilir ve denklem 3.11 elde edilir.

$$(s_2 + l_2)^2 e^{i(\theta_{12}-\theta_{12})} = a_{12}^2 - a_{12}a_{22}e^{-i\theta_{22}} - a_{12}a_{22}e^{i\theta_{22}} + a_{22}^2 e^{i(\theta_{22}-\theta_{22})} \quad (3.10)$$

$$(s_2 + l_2)^2 = a_{12}^2 - a_{12}a_{22}e^{-i\theta_{21}} - a_{12}a_{22}e^{i\theta_{21}} + a_{22}^2 \quad (3.11)$$

Gerekli trigonometrik dönüşümler yapılarak  $\theta_{22}$  denklemi elde edilir.

$$\theta_{22} = \arccos\left(\frac{(s_2 + l_2)^2 - a_{12}^2 - a_{22}^2}{-2a_{12}a_{22}}\right) \quad (3.12)$$

Geometrik bağıntılar kullanılarak A noktasının x ve y koordinatları elde edilir. Elde edilen koordinatlar denklem 3.13 ve 3.14 de görülmektedir. Bu denklemler vasıtasıyla tekerlek merkezi olan P noktasının x ve y koordinatları hesaplanabilmektedir.

$$x_A = c_2 \cos(\theta_{22}) \quad (3.13)$$

$$y_A = c_2 \sin(\theta_{22}) \quad (3.14)$$

EA mesafesi s olarak tanımlanmıştır ve denem 3.15’de gösterilmiştir.

$$s = \sqrt{(x_E - c_2 \cos(\theta_{22}))^2 + (y_E - c_2 \sin(\theta_{22}))^2} \quad (3.15)$$

$\gamma$  açısı EB çubuğu ile Şekil 3.7’de gösterilen parçalı çizginin arasındaki açıdır ve 3.16’da gösterilmiştir.

$$\gamma = \arccos\left(\frac{s^2 + d_3^2 - d_1^2}{2sd_3}\right) \quad (3.16)$$

$\psi$  açısı AE çubuğunun dikey doğrultuya göre yapmış olduğu açı değişimidir ve 3.17’de gösterilmiştir.

$$\psi = \text{atan}\left(\frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}\right) \quad (3.17)$$

Sonuç olarak P noktasının konumlarına ait denklemler elde edilmiştir ve denklem 3.18 ve 3.19’da gösterilmiştir.

$$x_p = c_2 \cos(\theta_{22}) + (d_1 + d_2) \cos(\psi) \quad (3.18)$$

$$y_p = c_2 \sin(\theta_{22}) + (d_1 + d_2) \sin(\psi) \quad (3.19)$$

Daha önce yazılan kapalılık denklemi ve karmaşık eşleniği olan denklemlerin zamana göre birinci türevleri alınarak hızlara ait kapalılık denklemleri elde edilir. Elde edilen hız kapalılık denklemi ve eşleniği denklem 3.20 ve 3.21 de sırasıyla görülmektedir.

$$\dot{s}_2 e^{i\theta_{11}} + (s_2 + l_2) i \omega_{12} e^{i\theta_{12}} = -a_{22} i \omega_{12} e^{i\theta_{22}} \quad (3.20)$$

$$\dot{s}_2 e^{-i\theta_{11}} - (s_2 + l_2) i \omega_{12} e^{-i\theta_{12}} = a_{22} i \omega_{12} e^{-i\theta_{22}} \quad (3.21)$$

Denklemler hızların bulunabilmesi için gerekli trigonometrik ve geometrik dönüşümler yapılarak denklem 3.22, 3.23, 3.24 ve 3.25 elde edilir.

$$(s_2 + l_2)i\omega_{12}e^{i\theta_{12}} + a_{22}i\omega_{12}e^{i\theta_{22}} = -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} \quad (3.22)$$

$$-(s_2 + l_2)i\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} - a_{22}i\omega_{12}e^{-i\theta_{22}} = -\dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} \quad (3.23)$$

$$(a_{12} - a_{22}e^{i\theta_{22}})i\omega_{12} + a_{22}i\omega_{12}e^{i\theta_{22}} = -\dot{s}_1e^{i\theta_{12}} \quad (3.24)$$

$$(a_{12} - a_{22}e^{-i\theta_{22}})i\omega_{12} + a_{22}i\omega_{12}e^{-i\theta_{22}} = \dot{s}_1e^{-i\theta_{12}} \quad (3.25)$$

Denklem 3.24 ve 3.25 iki adet iki bilinmeyenli denklem takımı olduğu için Kramer kuralı kullanılarak kolaylıkla çözülebilir. Kramer kuralı ile denklem 3.26 ve 3.28 elde edilir ve bu denklemlerdeki matrislerin determinantları alınarak denklem 3.27 ve 3.29 istenen hız ifadeleri olarak elde edilir.

$$\omega_{11} = \frac{\begin{bmatrix} -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} (a_{12}-a_{22}e^{i\theta_{22}})i & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ (a_{12}-a_{22}e^{-i\theta_{22}})i & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}} \quad (3.26)$$

$$\omega_{12} = \frac{-\cos(\theta_{12}-\theta_{22})}{a_{12}\sin\theta_{22}} \quad (3.27)$$

$$\omega_{22} = \frac{\begin{bmatrix} (a_{12}-a_{22}e^{i\theta_{22}})i & -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} \\ (a_{12}-a_{22}e^{-i\theta_{22}})i & \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} (a_{12}-a_{22}e^{i\theta_{22}})i & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ (a_{12}-a_{22}e^{-i\theta_{22}})i & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}} \quad (3.28)$$

$$\omega_{22} = \frac{a_{12}\dot{s}_2\cos\theta_{12}-a_{12}\dot{s}_2\cos(\theta_{22}-\theta_{12})}{a_{12}a_{22}\sin\theta_{22}} \quad (3.29)$$

İvmelerin elde edilmesi için en basit yöntem hız kapalılık denklemlerinin zamana göre türevleri alınarak ivme kapalılık denklemlerinin elde edilmesidir. İvme kapalılık denklemleri denklem 3.30 ve 3.31 de görülmektedir.

$$-a_{22}i\omega_{22}e^{i\theta_{22}}i\omega_{12} + (a_{12} - a_{22}e^{i\theta_{22}})i\alpha_{12} + a_{22}i\alpha_{22}e^{i\theta_{22}} + a_{22}i^2\omega_{22}^2e^{i\theta_{22}} = -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{i\theta_{12}} \quad (3.30)$$

$$a_{22}i\omega_{22}e^{-i\theta_{22}}i\omega_{12} + (a_{12} - a_{22}e^{-i\theta_{22}})i\alpha_{12} + a_{22}i\alpha_{22}e^{-i\theta_{22}} - a_{22}i^2\omega_{22}^2e^{-i\theta_{22}} = \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} \quad (3.31)$$

Denklemler hızların bulunabilmesi için gerekli trigonometrik ve geometrik dönüşümler yapılarak denklem 3.32 ve 3.33 elde edilir.

$$\alpha_{12}(a_{12}i - a_{22}ie^{i\theta_{22}}) + \alpha_{22}a_{22}ie^{i\theta_{22}} = -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{i\theta_{12}} - a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{i\theta_{22}} \quad (3.32)$$

$$\alpha_{12}(a_{12}i - a_{22}ie^{-i\theta_{22}}) + \alpha_{22}a_{22}ie^{-i\theta_{22}} = \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} + a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{-i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{-i\theta_{22}} \quad (3.33)$$

Denklem 3.32 ve 3.33 iki adet iki bilinmeyenli denklem takımı olduğu için Kramer kuralı kullanılarak kolaylıkla çözülebilir. Kramer kuralı ile denklem 3.34 ve 3.36 elde edilir ve bu denklemlerdeki matrislerin determinantları alınarak denklem 3.35 ve 3.37 istenen ivme ifadeleri olarak elde edilir.

$$\alpha_{12} = \frac{\begin{bmatrix} -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{i\theta_{12}} - a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{i\theta_{22}} & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} + a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{-i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{-i\theta_{22}} & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} a_{12}i - a_{22}ie^{i\theta_{22}} & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ a_{12}i - a_{22}ie^{-i\theta_{22}} & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}} \quad (3.34)$$

$$\alpha_{12} = \frac{-\dot{s}_2\cos(\theta_{12}-\theta_{22}) + \dot{s}_2\omega_{12}\sin(\theta_{12}-\theta_{22}) - a_{22}\omega_{12}\omega_{22} + a_{22}\omega_{22}^2}{a_{12}\sin\theta_{22}} \quad (3.35)$$

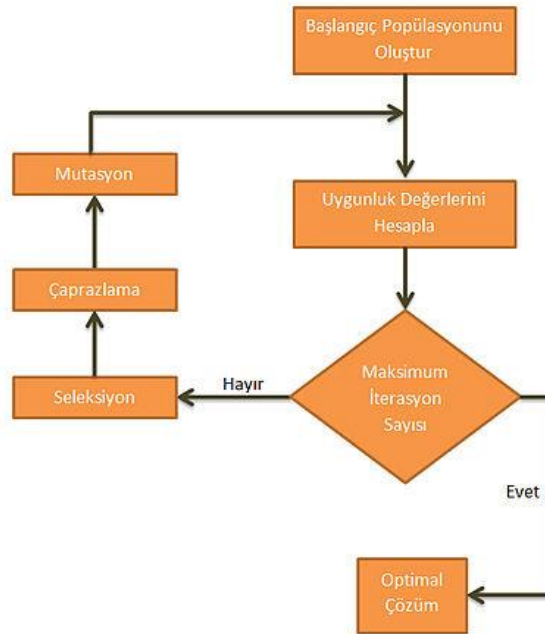
$$\alpha_{22} = \frac{\begin{bmatrix} a_{12}i - a_{22}ie^{i\theta_{22}} & -\dot{s}_2e^{i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{i\theta_{12}} - a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{i\theta_{22}} \\ a_{12}i - a_{22}ie^{-i\theta_{22}} & \dot{s}_2e^{-i\theta_{12}} - \dot{s}_2i\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} + a_{22}\omega_{12}\omega_{22}e^{-i\theta_{22}} + a_{22}\omega_{22}^2e^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} a_{12}i - a_{22}ie^{i\theta_{22}} & a_{22}ie^{i\theta_{22}} \\ a_{12}i - a_{22}ie^{-i\theta_{22}} & a_{22}ie^{-i\theta_{22}} \end{bmatrix}} \quad (3.36)$$

$$\alpha_{22} = \frac{a_{22}\omega_{12}\omega_{22} + a_{12}\omega_{22}^2\cos\theta_{22} + a_{22}\omega_{22}^2}{a_{12}\sin\theta_{22}} \quad (3.37)$$

### 3.3. Sanal Test Düzenegi Boyut Optimizasyonu

Ön tasarımı yapılan çok serbestlik dereceli yol simülatörü mekanizmasının boyutları yol profilini en doğru şekilde araca iletmek için optimizasyon algoritmaları kullanılarak optimum boyutları belirlenmiştir. Dikey hareketi sağlayan kısma ait mekanizma boyutları, P noktasının dikeyde düz bir çizgi çizmesini sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Boyutların belirlenmesi amacıyla Genetik Algoritma ve Pattern Search (Hooke-Jeeves) Algoritması olmak üzere iki farklı algoritma kullanılmıştır.

Genetik algoritma en yaygın kullanılan algoritmalarından birisidir. Literatürde çeşitli amaçlarda mekanizma boyutlarının belirlenmesi amacıyla Genetik Algoritma kullanıldığı çokça görülmektedir. Genetik bir algoritma (GA) biyolojik evrimi taklit eden doğal bir seçim sürecine dayanan hem kısıtlı hem de kısıtsız optimizasyon problemlerini çözmek için kullanılan bir yöntemdir. Algoritma, bireysel çözümler popülasyonunu tekrar tekrar değiştirir. Her adımda, genetik algoritma rastgele mevcut nüfustan bireyleri seçer ve onları gelecek nesiller için çocuk üretmek için ebeveyn olarak kullanır. Ardışık nesiller boyunca, popülasyon optimum bir çözüme doğru "evrilir" (Önen ve ark 2019).



Şekil 3.8. Genetik Algoritma akış seması

Mekanizma boyutlarının belirlenmesinde kullanılan diğer algoritma olan Pattern Search Optimizasyon algoritması Hooke-Jeeves algoritması adıyla da bilinmektedir,



Kol kızak mekanizmasını girişi  $s_2$  ve çıkışı ise  $\theta_{22}$  olduğu için  $s_2$  ye bağlı  $\theta_{22}$  denklemi daha önceki bölümlerde elde edilmişti. Elde edilen  $\theta_{22}$  denklemi denklem 3.38’de görülmektedir

$$\theta_{22} = \arccos\left(\frac{(s_2+l_2)^2-a_{12}^2-a_{22}^2}{-2a_{12}a_{22}}\right) \quad (3.38)$$

Elde edilen  $\theta_{22}$  mekanizmanın ikinci kısmı olan 4 çubuk mekanizmasının girişi olarak kullanılmış ve dört çubuk mekanizmasının konum denklemleri kullanılarak, buradan P noktasının x, y koordinatları çıkış olarak elde edilmiştir.

$$x_p = c_2 \cos(\theta_{22}) + (d_1 + d_2) \cos(\psi) \quad (3.39)$$

$$y_p = c_2 \sin(\theta_{22}) + (d_1 + d_2) \sin(\psi) \quad (3.40)$$

Optimizasyon sonucunda belirlenecek olan parametreler belirli sınırlar içerisinde bulunması gerekmektedir. Bu yüzden belirlenecek parametrelerin minimum ve maksimum değerleri Tablo 3.1’deki gibi seçilmiştir.

**Tablo 3.1.** Parametrelerin optimizasyon aralıkları

|              | $c_2$ | $d_1$ | $d_2$ | $d_3$ |
|--------------|-------|-------|-------|-------|
| Minimum [m]  | 0.3   | 0.3   | 0.3   | 1.6   |
| Maksimum [m] | 0.8   | 0.9   | 0.7   | 2.7   |

Optimum boyutların belirlenmesi amacıyla P noktasının belirli bir aralıkta rastgele seçtiği değeri referans olarak o konumdayken düzlemsel bir dikey hareket elde edebilmesi için amaç fonksiyonu denklem 3.41’deki gibi belirlenmiştir.

$$J = \sqrt{(x_{ref} - x_p)^2}, x_{ref} = [-0.5 \ 0.5] \quad (3.41)$$

Optimizasyon algoritmaları uygun değerleri belirleyebilmesi için bazı ayar parametrelerine ihtiyaç duyar. Bu çalışmada kullanılan Genetik Algoritma ve Pattern Search Algoritması parametreleri Tablo 3.2. ve Tablo 3.3’de sırasıyla verilmiştir. Bu parametreler tekrarlı denemeler sonucunda en uygun sonuçları veren değerlerdir.

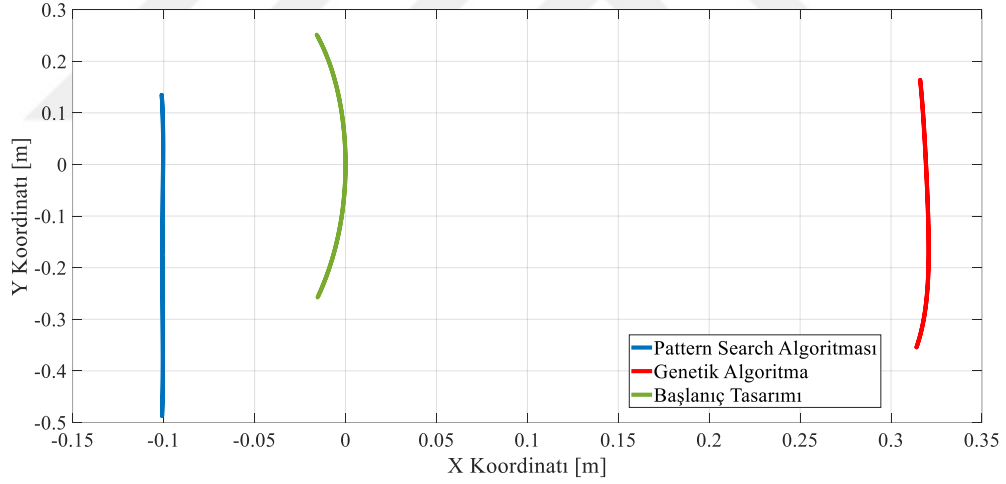
**Tablo 3.2.** Genetik Algoritma Parametreleri

|                              |     |
|------------------------------|-----|
| Mutasyon sayısı              | 30  |
| Popülasyon büyüklüğü (Nüfus) | 20  |
| Elit Sayısı                  | 10  |
| Çaprazlama oranı             | 0.6 |

**Tablo 3.3.** Pattern Search Algoritması Parametreleri

|                    |       |
|--------------------|-------|
| İterasyon sayısı   | 30    |
| Ağ daralma faktörü | 0.25  |
| Ağ toleransı       | 0.001 |

Optimizasyon çalışmaları sonucunda Pattern Search Algoritması ile belirlenen parametreler sonucu elde edilen yörünge ilk tasarımda elde edilen düzleminden daha doğrusal bir yörünge çizdiği görülmüştür. Genetik Algoritma ile de kısmen doğrusal bir yörünge elde edilmiş olmasına rağmen belirlenen parametreler tasarımda çarpıklıklara yol açmıştır (Şekil 3.11).

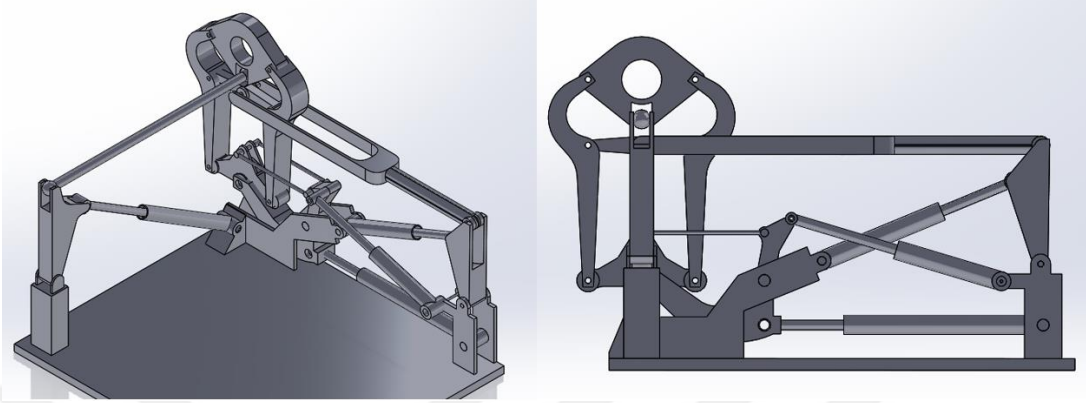
**Şekil 3.11.** Optimizasyon sonuçları elde edilen yörüngeler.

Optimizasyon çalışmaları ile elde edilen tasarım parametreleri Tablo 3.4'de verilmiştir.

**Tablo 3.4.** Parametre sonuçları.

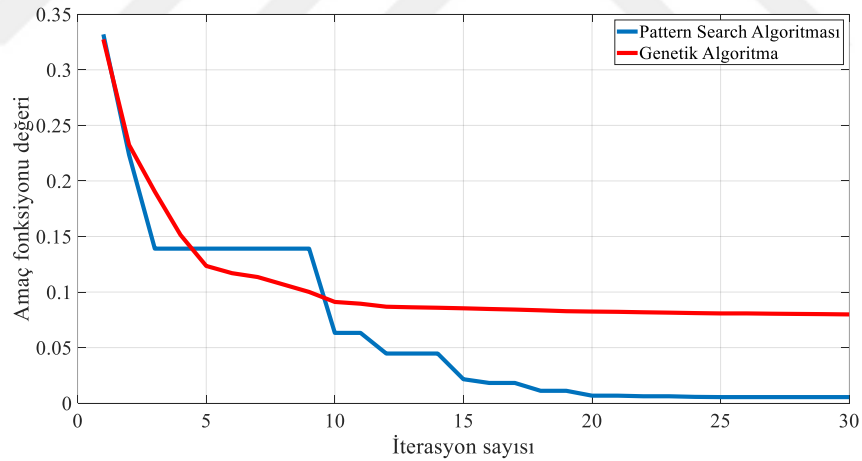
|                            | $c_2$ | $d_1$ | $d_2$ | $d_3$ |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Başlangıç tasarımı         | 0.560 | 0.68  | 0.505 | 1.9   |
| Pattern Search Algoritması | 0.684 | 0.68  | 0.330 | 2.0   |
| Genetik Algoritma          | 0.570 | 0.70  | 0.418 | 1.7   |

Pattern Search Algoritması ile belirlenen tasarım parametreleri kullanılarak yeni bir tasarım oluşturulmuş ve tez çalışmasına bu tasarım ile devam edilmiştir. Oluşturulan tasarım Şekil 3.12’de görülmektedir.



Şekil 3.12. Optimizasyon sonuçları elde edilen nihai tasarım

Genetik Algoritma ve Pattern Search Algoritması ile yapılan çalışmalarda elde edilen amaç fonksiyonu değerleri Şekil 3.13’de verilmiştir ve bu şekle göre Pattern Search Algoritmasının daha başarılı sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 3.13. İterasyon sayıları

### 3.4. Sanal Test Düzeneği Ters Kinematik

Ters kinematik kavramı; robotik sistemlerde robotun elini istenilen yere ve oryantasyona yerleştirmek için, robotun her bir uzvunun uzunluğunun veya eklem açısının ne kadar olması gerektiğini elde edilmesi işlemidir. Buna ters kinematik analizi denir (Niku 2020).

Optimizasyon çalışmaları sonucu elde edilen mekanizma yol verilerinin araç tekerlek merkezlerine iletilmesini sağlamaktadır. Fakat istenilen yol profillerinin yol simülatörü tarafından elde edilebilmesi için yol profilini sağlayan hidrolik silindirin konumunun bilinmesi ve konum kontrolü yaparak silindirin kontrol edilmesi gerekmektedir. İstenilen yol profili değerleri için silindir konumunun hesaplanması işlemine ters kinematik diyebiliriz (Şekil 3.14).



Şekil 3.14. Dikey hareket ters kinematik.

Literatürde manipülatörlerin ve mekanizmaların ters kinematiğini farklı yöntemler kullanarak türetmeye yönelik optimizasyon algoritmaları, sinir ağları, sinirsel bulanık çıkarım sistemleri ve bilgisayar destekli yöntemler gibi birçok çalışma bulunmaktadır (Wei ve ark 2003, Alavandar ve Nigam 2008, Pham ve ark 2008). Bu tez kapsamında ters kinematik analizi için sistem tanımlama yöntemi kullanılmıştır. Sistem tanımlama dinamik sistemlerin giriş ve çıkışları kullanılarak sistemlerin matematiksel modellerinin elde edilmesi yöntemidir ve tahmin edilecek modellerin karakterine bağlı olarak (doğrusal, doğrusal olmayan, hibrit, parametrik olmayan, vb.) farklı teknikler içeren çok geniş bir konudur (Ljung 2010). Silindir konumu ve yol profilinin her ikisi de doğrusal hareket yaptığı için daha önceki bölümlerde elde edilen denklemler vasıtasıyla sisteme belirli bir silindir konumu verilerek hareket ettirilmiş ve dikey hareket mekanizmasının çizdiği doğru ölçülmüştür. Sistem tanımlama yönteminde dikey hareket giriş, silindir konumu çıkış olarak tanımlanmış ve MATLAB *System Identification* araç kutusu kullanılarak transfer fonksiyonu biçiminde elde edilmiştir (Denklem 3.42) (Ljung ve Singh 2012). Bu transfer fonksiyonu kullanılarak gelecek bölümlerde anlatılmış olan kontrol çalışmalarında kullanılan referans yol profillerini dikey hareket mekanizması ile elde etmek için kullanılan referans silindir konumu elde edilmiştir.

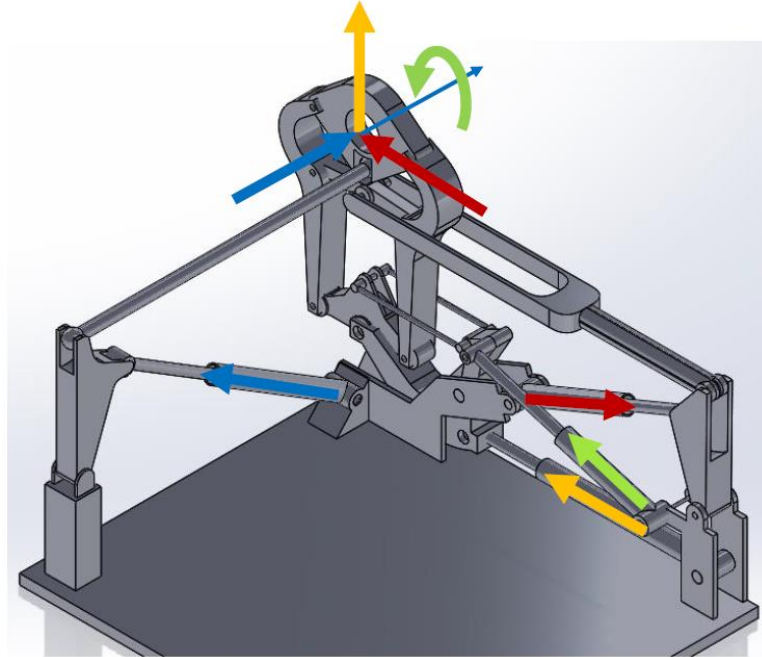
$$\frac{Y_{silindir}(s)}{Y_{yolprofili}(s)} = \frac{0.063991842878795 \cdot s + 0.022388401399921}{s^2 + 175.7253072028034 + 61.357006255952640} \quad (3.42)$$

Denklem 3.42 kullanılarak yapılan ters kinematik analizi ve matematiksel model karşılaştırıldığı zaman sistem tanımlama metodunun başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür ve gelecek bölümlerde anlatılan yol profili kontrol çalışmalarında kullanılmıştır. Tez çalışmasında kullanılan diğer mekanizmalarda kuvvet kontrolü yapıldığı için ters kinematik hesaplarına ihtiyaç duyulmamıştır. Nihai modeli elde edilen sanal yol simülatörü literatürde yer alan ticari ürünlerle karşılaştırıldığında daha yüksek hareket kabiliyetine sahip olduğu görülmüştür (MTS 2022). Literatürde yer alan ticari ürün ve tez çalışması kapsamında modeli oluşturulan sanal yol simülatörünün hareket kabiliyetine ait aralık değerleri Tablo 3.5’de görülmektedir.

**Tablo 3.5.** Yol simülatörü çalışma aralıkları

|               | Dikey        | Yanal        | Boylamsal    | Frenleme     |
|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Ticari Ürün   | $\pm 190$ mm | $\pm 196$ mm | $\pm 129$ mm | $\pm 16$ deg |
| Tez Çalışması | $\pm 250$ mm | $\pm 250$ mm | $\pm 150$ mm | $\pm 20$ deg |

Daha önceki bölümlerde de anlatıldığı üzere 4 serbestlik dereceli sanal yol simülatörünün aracın tekerlek merkezine sağlayacağı yer değiştirme, kuvvet ve moment hidrolik silindirler aracılığı ile sağlanmaktadır. Sanal yol simülatörünün nihai tasarımı ve hidrolik silindirin aracılığı ile elde edilen hareketler Şekil 3.14’de görülmektedir.



**Şekil 3.14.** Nihai tasarım sanal yol simülatörü ve elde edilen hareketler

#### 4. SANAL YOL SİMÜLATÖRÜNÜN DİNAMİK MODELİ

ADAMS yazılımı, dünyada yaygın kullanılan çok kütleli dinamik analiz yazılımlarından birisidir. ADAMS, mühendislerin çok sayıda rijit kütleli sistemlerin dinamiğini incelemeye kullanılmakta hem hareketi hem de sistem elemanlarına etki eden kuvvetleri çözümlemeye imkân vermektedir.

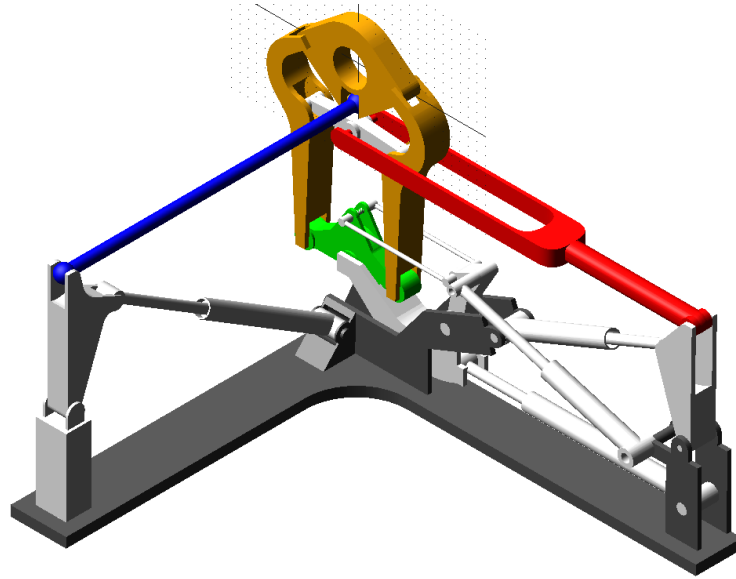
MSC Adams çok kütleli dinamik analiz yazılımı ile mekanik sistemlerin sanal prototipleri, fiziksel yapı ve test için gereken süre ve maliyetlerin çok altında kolayca oluşturmalarını ve test edilmesine yardımcı olur. Çok kütleli dinamik analiz platformları CAD tabanlı araçtan farklı olarak kinematik, statik, yarı statik ve dinamik problemleri aynı anda çözebilmektedir. Çok kütleli dinamik çözüm teknolojisi kullanan MSC Adams'da bunlardan birisidir ve bilgisayar destekli mühendislik problemlerinde çokça rastlanan doğrusal olmayan dinamikleri de çok kısa sürelerde çözüme kavuşturabilmektedir. MSC Adams simülasyonları tarafından hesaplanan yükler ve kuvvetler, tüm hareket ve çalışma ortamlarında nasıl değişiklik gösterdiğinin daha iyi değerlendirilmesini sağlayarak bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarının doğruluğunu artırır.

Çok kütleli dinamik model platformları vasıtasıyla, araç modelleri ve araç alt sistemlerinin işlevsel sanal prototipleri hızla oluşturup test edebilir. MSC Adams ortamında çalışan otomotiv mühendisliği ekipleri, normalde bir test laboratuvarında veya bir test pistinde yaptıkları testleri sanal ortamda gerçekleştirebilmektedirler, araçları çeşitli yol şartlarında kısa sürelerde test edebilmektedirler.

MSC Adams platformu çok farklı araçlara da sahiptirler. Bu araçlar sayesinde neredeyse her tür mekanik sistem modellenmektedir. Bu araçlar sayesinde ADAMS ortamında oluşturulan çok kütleli dinamik model MATLAB/Simulink ortamına aktararak eş-simülasyonlar ile kontrol çalışmaları kolay bir şekilde yapılabilmektedir.

##### 4.1. Çok Kütleli Dinamik Modelin Oluşturulması

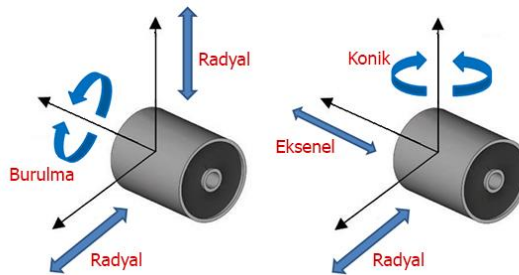
Bu bölümde daha önce tasarımı yapılan çok serbestlik dereceli sanal yol simülatörünün çok kütleli dinamik modelinin elde edilmesi anlatılmıştır. Çok kütleli dinamik model SolidWorks ortamında oluşturulan yol simülatörünün katı modeli kullanılarak ADAMS platformunda elde edilmiştir (Şekil 4.1).



**Şekil 4.1.** MSC Adams ortamında oluşturulan çok kütleli dinamik model.

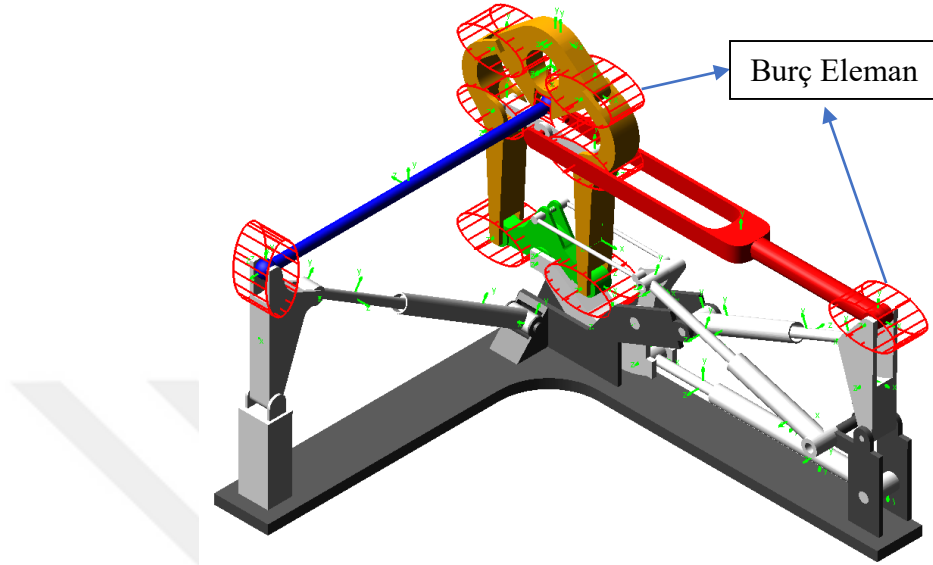
Katı modelin MSC Adams ortamına aktarılması ile elde edilen çok kütleli dinamik model simülasyonları gerçekleştirebilmek için yeterli olmamaktadır. Simülasyonların yapılabilmesi için bazı mafsalların düzenlenmesi gerekmektedir. SolidWorks ortamında yapılan tasarım da döner mafsallar ve kayar mafsallar oluşturulmuştur fakat MSC Adams ortamında bazı döner mafsalların diğer eksenlerde de hareket edebilmesi gerekmektedir. Bunu sağlayabilmek için dokuz adet döner mafsal burç elemanlara dönüştürülmüştür.

Araç sistemleri modelleri, araç dinamiği simülasyonunun doğruluğunu önemli ölçüde etkilediği için kauçuk burç etkilerini hesaba katmalıdır. Burçtaki kauçuk malzemeler nedeniyle, burç elemanı, tekrarlanan titreşim uyarıları için histeretik tepkilere ek olarak hem yük genlikleri hem de frekanslar için doğrusal olmayan özelliklere sahiptir. Adams (2022) ve Recurdyn (2022) gibi çok gövdeli dinamik analiz programları, burç elemanı için Kelvin-Voight modelini benimser. Bu model, burç elemanını, üç öteleme yayı ile damperin ve üç döner yay ile damperin doğrusal kombinasyonu olarak temsil eder (Ok ve ark 2008).



**Şekil 4.2.** Burç eleman yükler

Yol simülatörünün çok kütleli dinamik modelinde kullanılan burçlar dokuz adet döner mafsalsın diğer eksenlerde de hareketine izin verebilmektedir, bu sayede tüm mekanizmalar aynı anda çalışabilmektedir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3. Kullanılan burçların yerleri.

Yol simülatörü çok kütleli dinamik modeli oluşturulurken kullanılan burç eleman parametreleri literatürdeki çalışmalar ve MSC Adams ile yapılan örnek çalışmalar incelenerek belirlenmiştir. Belirlenen parametreler Tablo 4.1.'de görülmektedir.

Tablo 4.1. Burç elemanlara ait parametrelerin değerleri.

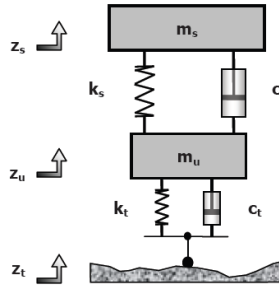
|   | Öteleme      |                | Dönme            |                    |
|---|--------------|----------------|------------------|--------------------|
|   | Rijitlik     | Sönümlleme     | Rijitlik         | Sönümlleme         |
| x | 2.9E+07 N/mm | 7.5E+05 N-s/mm | 1.0E+06 N-mm/der | 4.0E+05 N-mm-s/der |
| y | 2.9E+07 N/mm | 7.3E+05 N-s/mm | 1.0E+06 N-mm/der | 4.0E+05 N-mm-s/der |
| z | 1.0E+08 N/mm | 1.5E+06 N-s/mm | 0                | 0                  |

#### 4.2. Araç Modeli

Araç titreşimleri benzetimlerini yapabilmek için öncelikle taşıtın fiziksel bir modelini oluşturmak, daha sonra bu model yardımıyla matematiksel modeller ortaya koymak gerekmektedir. Araç ve üzerinde yer alan süspansiyon sistemleri modelleri

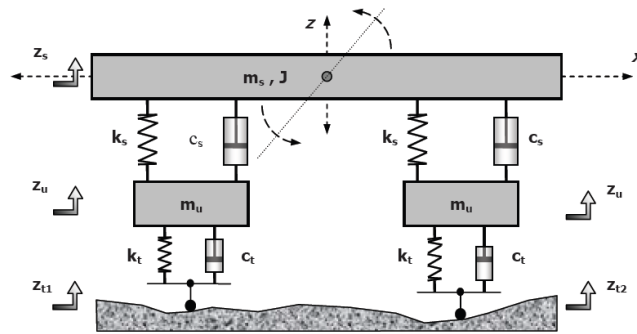
basitten karmaşığa sıralamak gerekirse üçe ayrılır. Bunlar, çeyrek araç modeli, yarım araç modeli, tam araç modelidir. Bu modellerde taşıt ve tekerlekler birer kütle olarak ele alınmaktadır. Süspansiyon sistemi ve tekerlekler ise birer adet yay ve buna paralel olarak çalışan sönümleyicilerden oluşmaktadır (Çakan 2013).

Taşıt süspansiyon sisteminin en basit modeli olan çeyrek taşıt modeli Şekil 4.4’de görülmektedir. Bu modelde kütle tüm taşıt ağırlığının 1/4’üne eşit alınmaktadır. Yol girişinin etkisiyle oluşan düşey doğrultudaki titreşim hareketlerinin incelenmesi için yeterli bir modeldir.



Şekil 4.4. Taşıt süspansiyon sistemi çeyrek taşıt modeli

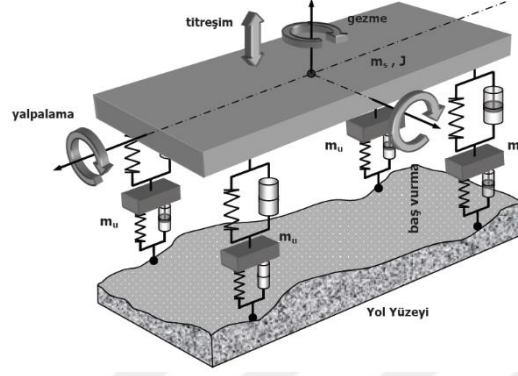
Yarım araç modeli, araçların hareket ettiği eksen boyunca simetrik olarak (sağ ve sol yarı) kabul edilerek iki boyutlu hale getirilmesinden oluşan modeldir ve Şekil 4.5’de görülmektedir. Gerçek duruma daha yakın olan bu yaklaşım sayesinde taşıtın ağırlık merkezi ekseninde hareket doğrultusunda yapmış olduğu salınım hareketi (baş vurma) de ele alınabilmektedir. Bu modelde taşıt gövdesi, ortada toplanmış toplam kütlenin 1 / 2’ si kadar bir kütlede ve kütle merkezine göre eylemsizlik momenti J olan katı bir cisim olarak kabul edilmektedir.



Şekil 4.5. Taşıt süspansiyon sistemi yarı taşıt modeli

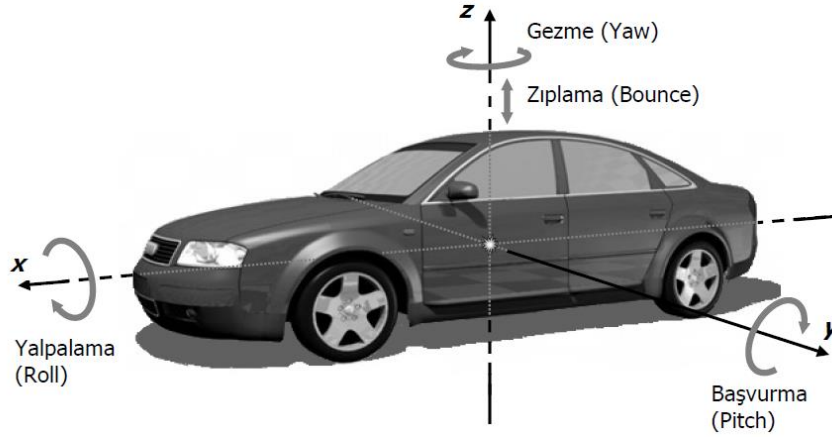
Tam araç modeli, her bir tekerlekte bağımsız birer süspansiyon sistemiyle taşıt gövdesine bağlandığı kabul edilen ve pratikteki uygulamalara en yakın olan fiziksel modeldir ve Şekil 4.6’da görülmektedir. Bu modelde araç kütlesi tüm taşıtın kütlesi olarak

alındığından tam taşıt modeli olarak anılmaktadır. Üç boyutlu olan bu model yapısı, iki adet yarım taşıt modelinin yan yana bağlanmış haline benzemektedir. Tekerlekleri yalnız dikey yönde hareket yapan bu sistem modelinde her üç döner salınım hareketini de incelemek mümkün olmaktadır.



Şekil 4.6. Taşıt süspansiyon sistemi tam taşıt modeli

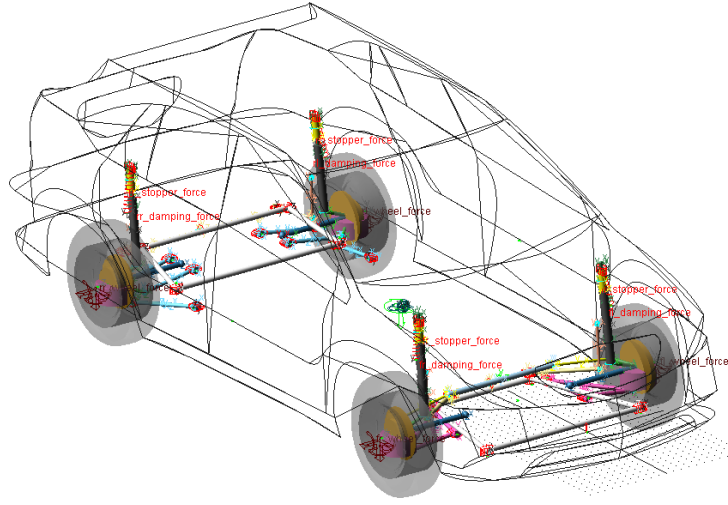
Araç hareketleri tipik olarak araç dinamiği terminolojisini tanımlayan SAE Standardı J670e'ye göre karakterize edilir. Yuvarlanma, eğim ve sapma dönüşleri Şekil 4.7'de gösterilmektedir. Bu şekil durumunda, x eksenini uzunlamasına, y eksenini yanıl olarak ve z eksenini dikey olarak ilerlemektedir. İşaret kurallarını belirlemek için sağ el kuralı kullanılır.



Şekil 4.7. Taşıtlarda meydana gelen başlıca salınım hareketleri

Gerçekte taşıt titreşim sistemleri çok daha karmaşık bir yapıya sahiptirler. Örneğin taşıt gövdesi tek bir parçadan oluşmadığı gibi, çeşitli aktarma organları da yay ve sönüm elemanlarına bağlı olduğundan taşıt titreşimlerinde rol oynamaktadır. Bu yüzden tez çalışmasında kullanılan araç modeli çok kütleli dinamik modelleme ortamı olan ADAMS

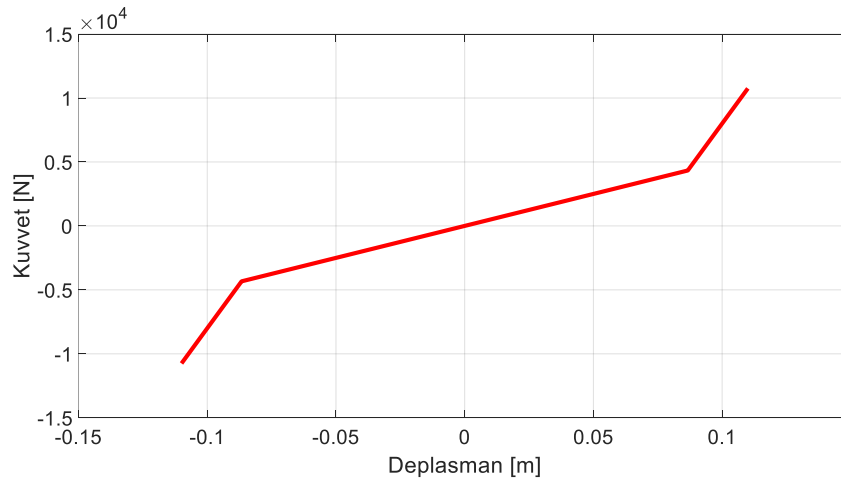
ortamında oluşturulmuştur ve 1530 kg ağırlığındadır. Oluşturulan tam araç modeli Şekil 4.8’de görülmektedir.



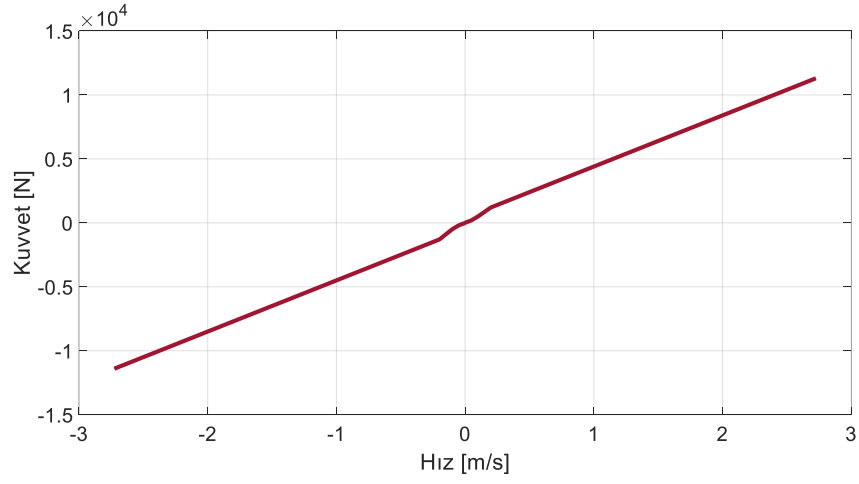
Şekil 4.8. Tam araç modeli

Oluşturulan araç modeli gerçeğe en yakın süspansiyon elemanlarına ve karakteristiklerine sahiptir. Araç modelinde kullanılan süspansiyon elemanlarına ait değerler Adams/Car ortamında sürülebilen araçlar incelenerek seçilmiştir. Araç modeline ait parametreler değiştirilebilir bir yapıya sahiptir ve istenilen araç parametreleri girilerek belirli bir araca ait titreşimlerde incelenebilmektedir. Süspansiyon parametreleri doğrusal olabileceği gibi, doğrusal olmayan eğriler de kullanılabilir.

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da ön süspansiyon sistemine ait yay katsayısı ve damper katsayısı grafikleri sırasıyla verilmiştir.

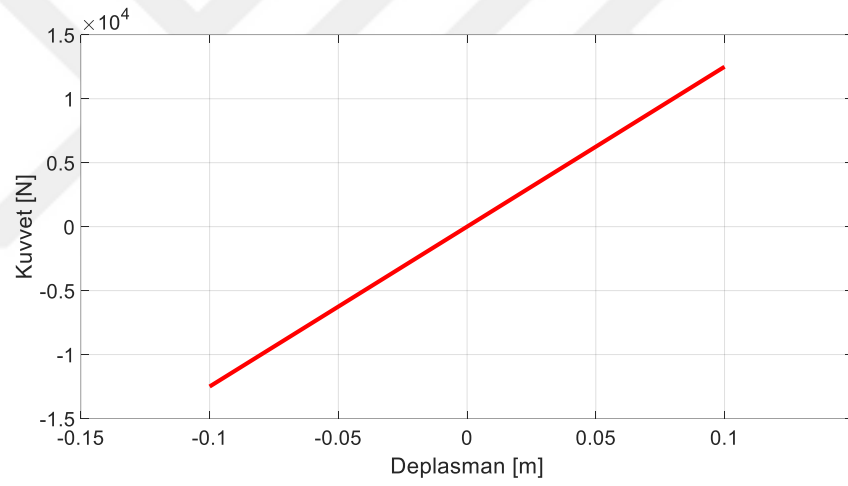


Şekil 4.9. Ön süspansiyon yay katsayısı grafiği

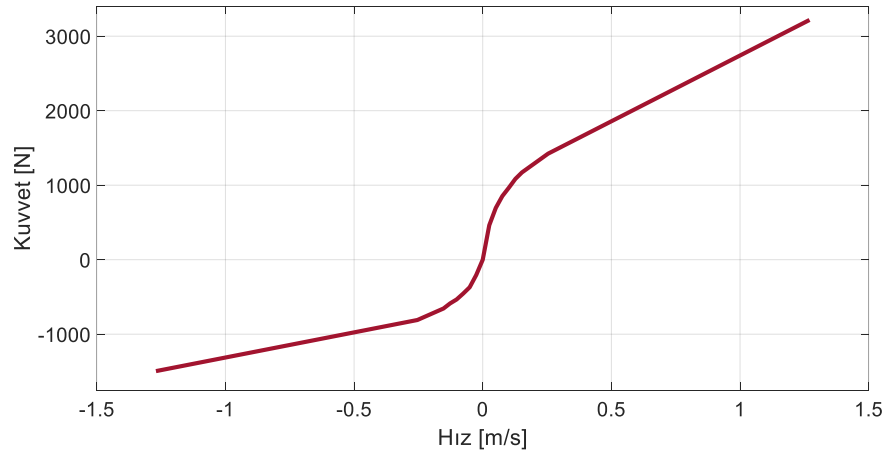


Şekil 4.10. Ön süspansiyon damper katsayısı grafiği

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de arka süspansiyon sistemine ait yay katsayısı ve damper katsayısı grafikleri sırasıyla verilmiştir.



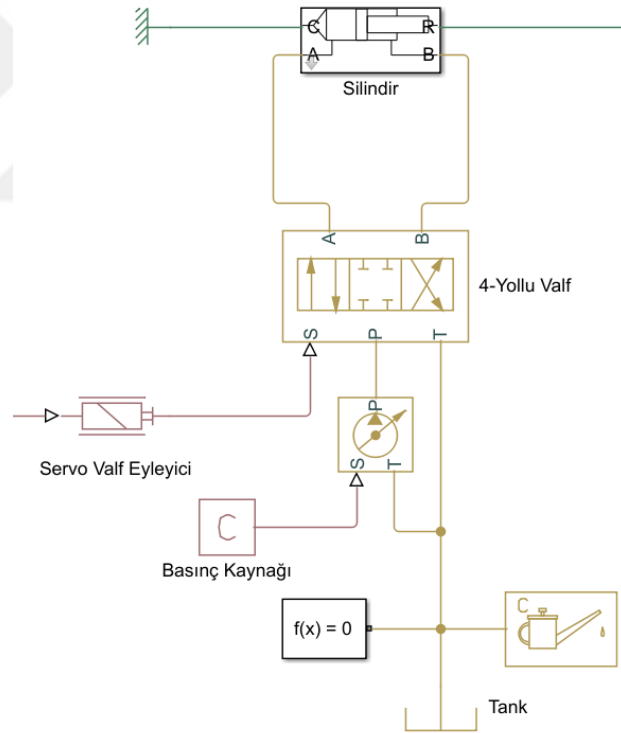
Şekil 4.11. Arka süspansiyon yay katsayısı grafiği



Şekil 4.12. Arka süspansiyon damper katsayısı grafiği

### 4.3. Hidrolik Sistem Tasarımı

Daha önceki bölümlerde boyutları optimize edilen çok serbestlik dereceli sanal test düzeneğinin daha gerçekçi bir şekilde simüle edilebilmesi için hidrolik sistemin de modellenmesi yapılmıştır. Hidrolik sistemin modellenmesi Matlab/Simulink ortamında Simscape Fluids toolbox kullanılarak yapılmıştır. Simscape Fluids kütüphanesinde hidrolik eyleyiciler, pompalar, valfler, aktüatörler, boru hatları ve ısı eşanjörleri modelleri bulunmaktadır. Bu modelleri sisteme entegre edilerek simülasyon çalışmaları yapılabilir ve kontrol sistemini modelleyebiliriz. Modelleme yapılırken çift etkili silindirler, oransal-servo bir sürücüye sahip dört yollu üç konumlu valfler kullanılmıştır. Şekil 4.13’de sistemde kullanılan devre örneği görülmektedir. Bu hidrolik sistem ile sanal test düzeneğinin araç tekerleğinin y konumunda hareketleri yani yol profili, yanal kuvvetler, boylamsal kuvvetler ve tekerlek momentinin sağlanması amaçlanmıştır.



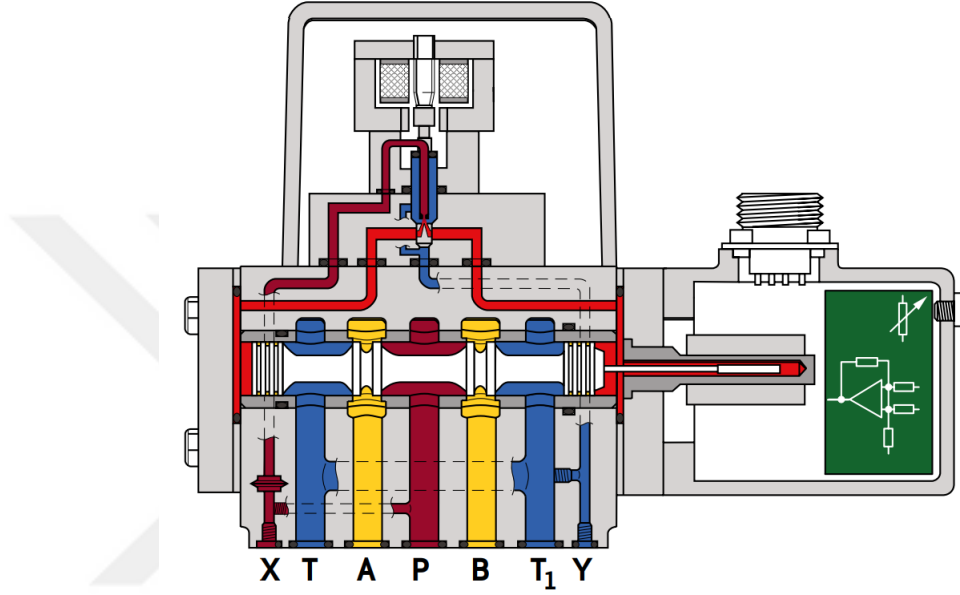
Şekil 4.13. Simscape Fluid ile modellenen hidrolik sistem

#### 4.3.1. Elektrohidrolik Yön Valfinin Dinamik Özelliklerinin Elde Edilmesi

Elektro hidrolik servo sistemler endüstriyel proses ve mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Qing-hua ve ark 2008, Kalyoncu ve Haydim 2009). Elektro hidrolik servo sistemlerde hassas bir kontrolcü tasarlamak için, kontrolcü davranışlarının benzetim çalışmalarını yapmak ve test etmek için sistemin kusursuz bir modeli elde edilmelidir (Feng ve ark 2019). Ayrıca gerektiğinde bu model kontrolcü tasarımı ve kontrol parametrelerinin optimizasyonu çalışmalarında kullanılabilir. Sistem hakkında önceden bilgi sahibi olmadan, benzetim çalışmalarında kullanmak için sistemin kusursuz bir modelini elde etmek oldukça zordur. Doğrusal olmayan ve zamanla değişen dinamiklerin kesin bir modelini elde etmedeki problemler, kontrolcü tasarımı işlemlerini de zorlaştırmaktadır. Bu yüzden modelleme, bilimsel çalışmalarda ilk ve en önemli işlemdir. Modellenmesi kolay olmayan bir sistemin kusursuz bir modelinin elde edilmesi iki farklı şekilde yapılabilir; deneysel verileri topladıktan sonra sistem tanımlama yöntemlerinden birini uygulamak veya üreticilerin veri sayfalarını kullanmak. Sistem tanımlama deneysel giriş ve çıkış verilerinden doğrusal ve doğrusal olmayan dinamik sistem modellerini oluşturma işlemidir. Deneysel veriler zaman uzayında elde edilebileceği gibi frekans uzayında da elde edilebilir. Doğrusal olmayan sistemlerin tanımlanması sırasında yardımcı bilgilerin kullanımı farklı şekillerde ve farklı seviyelerde ele alınabilir. Amaç hem geçici hem de kararlı durum rejimlerinde iyi performans gösteren modeller bulmaktır. Sistem tanımlama işlemi bir optimizasyon problemi olarak ele alınabilir ve bu yaklaşım diğer tekniklerle karşılaştırıldığında daha iyi dinamik ve statik performansa sahip sistem modellerin elde edilmesini sağlayabilir. Genetik Algoritma ve Parçacık Sürü Algoritması sistem tanımlama çalışmalarında yaygın olarak kullanılan algoritmalar olarak karşımıza çıkmaktadır (Zhang ve Xia 2017, Ding ve ark 2019). Optimizasyon algoritmaları, elde edilmiş matematiksel modellerin bilinmeyen sistem parametrelerini tanımlamak için de kullanılmaktadır (Yu ve ark 2017). Elektro hidrolik sistemlerin tanımlanması ve sistem parametrelerinin elde edilmesi üzerine yapılan çalışmalarda sistem tanımlama yöntemleri kullanıldığı gibi farklı optimizasyon algoritmalarının kullanıldığı da görülmektedir (Bakırcıoğlu ve ark 2017, Khadim ve ark 2021). Bu tez çalışmasında, MOOG marka D675 serisi elektro hidrolik servo valf sisteminin benzetim parametreleri, üretici tarafından sağlanan veri sayfasındaki dinamik özelliklere uyacak şekilde Arı Algoritması (AA) kullanılarak elde edilmiştir (Moog 2010). Ele alınan sistem Matlab Simscape Fluids

yardımıyla modellenmiş ve Arı Algoritmasının (AA) uygulanmasında da Matlab platformu kullanılmıştır. Benzetim çalışmaları ise Matlab Simulink yardımıyla yapılmıştır (MathWorks 2021).

Bu makalede modellenen MOOG marka D675 serisi 4 yollu elektro hidrolik servo valf Şekil 4.14.'de görülmektedir. Bu valf serisi; konum, hız, basınç veya kuvvet kontrolü ve yüksek dinamik gereksinimleri gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır (Moog 2016).



Şekil 4.14. MOOG D675 Serisi servo valfin şematik gösterimi

4 yollu yön valfi için model yapısı denklem 4.1, 4.2 ve 4.3'teki gibi belirlenir. Burada,  $q$  ve  $C_d$  sırasıyla orifisten geçen debi ve akış tahliye katsayısıdır.  $A$ ,  $A_{max}$ ,  $h$  ve  $h_{max}$  sırasıyla orifis alanı, orifis maksimum alanı, orifis açıklığı ve maksimum orifis açıklığıdır. Son olarak  $p$ ,  $x_0$  ve  $x$  sırasıyla orifis boyunca basınç farkı, başlangıç açıklığı ve sürgü mesafesidir.

$$q = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p) \quad (4.1)$$

$$A = \frac{A_{max}}{h_{max}} \quad (4.2)$$

$$h = x_0 + /- x \quad (4.3)$$

Literatürde, yaygın olarak, yerleşik elektronik dinamiği teorik olarak eşdeğer bir ikinci dereceden transfer fonksiyonu ile temsil edilir. Bu nedenle, Denklem 4.4, 4.5 ve 4.6'daki gibi yerleşik elektroniğin modelini oluşturmak için ikinci dereceden bir gecikme kullanılır. 4 Yollu Valf ve yerleşik elektronik modelleri oluşturulduktan sonra, bilinmeyen parametrelerin belirlenmesi gerekir.

$$G(\omega) = \frac{1}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (4.4)$$

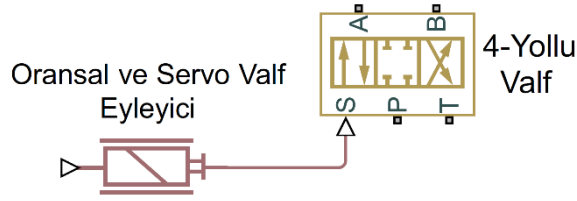
$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{\tau}} \quad (4.5)$$

$$\xi = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{K\tau}} \quad (4.6)$$

Burada,  $\omega_n$  ve  $\xi$  sırasıyla doğal frekans ve sönüm oranıdır.  $K$  ve  $\tau$  ise sırasıyla kazanç ve zaman sabitidir.

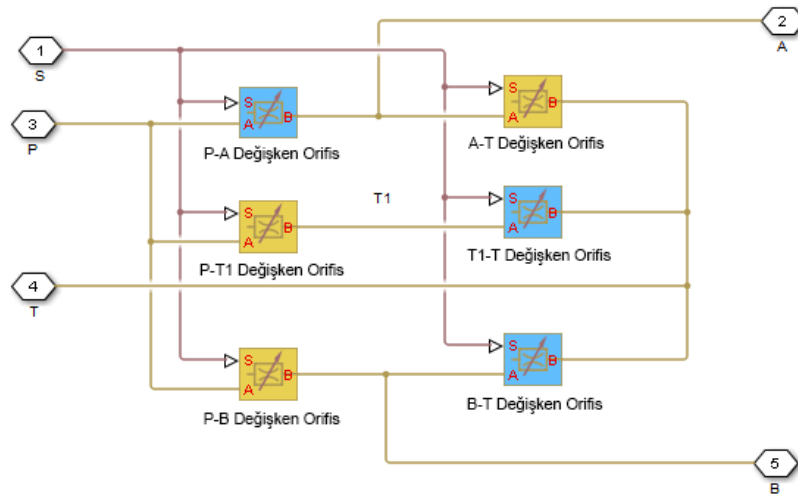
Oluşturulan model valf sistemi davranışlarını temsil etmek için kullanılacaktır. Bu nedenle modelin bilinmeyen parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu işlem, sistem tanımlama teknikleri kullanılarak yapılabilir. Bu çalışmada, simülasyon sonuçları üreticinin veri sayfasındaki grafiklerle uyuşana kadar bilinmeyen parametreler Arı Algoritması (AA) yardımı ile elde edilir. Sistem model yapısı iki farklı bölümden oluşmaktadır ve bu yapılar Matlab/Simulink kullanılarak oluşturulmuştur. Simulink ortamında, fiziksel bileşenler Simscape eklentisi kullanılarak modellenebilir. Simscape, Simulink ortamında hızlı bir şekilde fiziksel sistem modelleri oluşturmaya olanak sağlar. Simscape ile, blok diyagramlar ve diğer modelleme yöntemleri ile doğrudan entegre olan fiziksel modeller oluşturmaya olanak sağlar.

Elektro hidrolik servo valfin fiziksel modeli Simscape ile oluşturulmuştur. Simscape, hidrolik bileşenleri tüm özellikleri ile modellemek için çok güçlü bir araçtır. Ele alınan servo valfin fiziksel modeli, Simulink Simscape ortamında yer alan Oransal ve Servo-Valf Eyleyici (*Proportional and Servo-Valve Actuator*) ve 4 Yollu Valf (*4-Way Directional Valve*) blokları kullanılarak, dinamik davranışların benzetim çalışmalarını yapmak üzere oluşturulmuştur. Oluşturulan servo valf Simscape modeli Şekil 4.15'te görülmektedir.



Şekil 4.15. Servo valf Simulink Simscape modeli

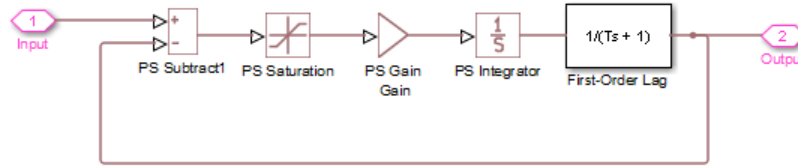
Şekil 4.16'daki her blok bazı karakteristik parametrelere sahiptir. Bu parametreler model davranışını belirler. 4 Yollu Yön Valfi bloğu, dört akış yollu bir yön kontrol valfini temsil eder. Blok, Şekil 3.'de görüldüğü gibi bağlanmış altı değişken Orifis bloğundan oluşmaktadır. Akışkan, giriş hattı P vasıtasıyla valfe pompalanır ve iki dış hidrolik hat A ve B (genellikle çift etkili bir eyleyiciye bağlanır) ve dönüş hattı T arasında dağıtılır. Blok, giriş portuna karşılık gelen dört hidrolik bağlantıya sahiptir. (P), eyleyici bağlantı noktaları (A ve B) ve dönüş bağlantı noktası (T) ve sürgü konumunu kontrol eden bir fiziksel sinyal bağlantı noktası bağlantısı (S). 4 Yollu yön valfi bloğunun üretici veri sayfasındaki grafiklere uyuşacak şekilde modellenmesi için açıklık alan vektörü parametreleri belirlenmesi gerekmektedir.



Şekil 4.16. Servo valfin yapısı

Oransal ve Servo-Valf Eyleyici bloğu, oransal ve servo valflerde bulunan elektromanyetik eyleyiciyi temsil eder. Bu elektromanyetik eyleyici sürgü elemanını sürmek için kullanılır. Blok, oransal veya servo valfin istenen konfigürasyonunu oluşturmak için yön kontrol valfi modellerinden biri ile çalışmak üzere tasarlanmıştır. Modelin blok diyagramı Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Oransal ve Servo-Valf Eyleyici

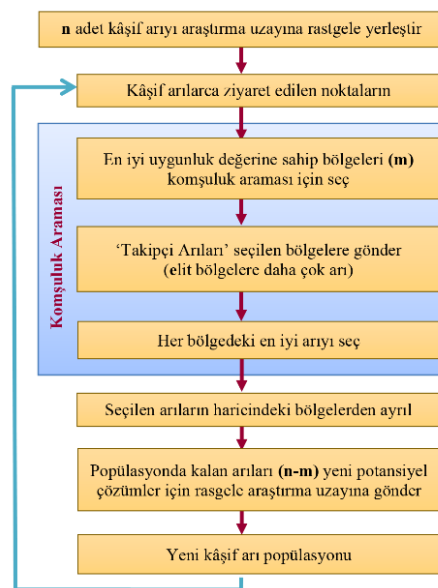
bloğu Kazanç, Zaman Sabiti ve Doygunluk olmak üzere üç parametreden oluşur. Üretici veri sayfasındaki grafiklerle uyuşması için bu değerlerin belirlenmesi gerekir.



Şekil 4.17. Servo Valf Eyleyici blok şeması

Servo Eyleyici ve 4 Yollu Valf model parametreleri, akış hızı ve frekans cevaplarının üretici veri sayfalarındaki grafikler kullanılarak, gerçek veriler ile benzetim sonuçları arasındaki farkı en aza indirmek için parametre değerleri Arı Algoritması (AA) kullanılarak belirlenmiştir.

Arı Algoritması (AA) D. T. Pham ve arkadaşları tarafından ilk olarak 2006 yılında önerilmiştir, arıların nektar ve su gibi kaynakları arama davranışlarını sürü zekâsı kullanarak öğrenme, hatırlama ve bilgi paylaşma özelliklerine benzetilerek sezgisel bir bakış açısı yakalanmıştır (Pham ve ark 2006). Arı Algoritması ile kontrolcü parametreleri optimize eden Pham ve Kalyoncu bu alandaki çalışmaların temellerini atmışlardır (Pham ve ark 2008). Bu çalışmada arı algoritması ile elektro hidrolik servo valf sisteminin parametreleri belirlenerek, Arı Algoritmasının bir sistem tanımlama yöntemi olarak kullanılabileceği gösterilmiştir.



Şekil 4.18. Arı Algoritması akış şeması

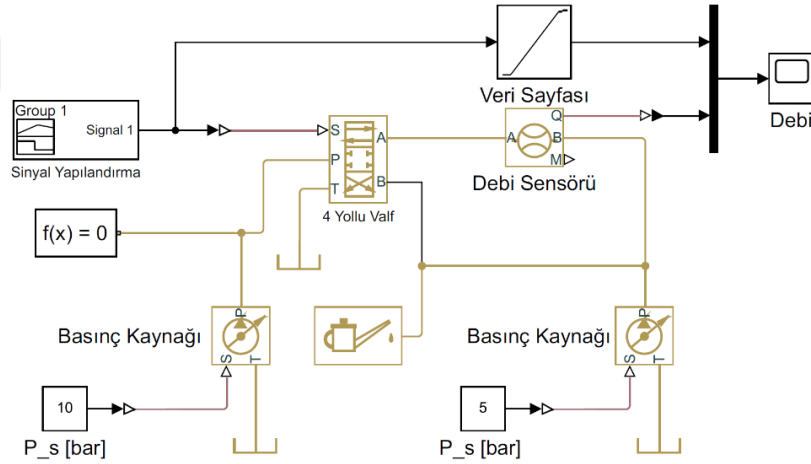
Arı Algoritması birçok parametre içermektedir. Bu parametreler: kâşif arı sayısı ( $n$ ), ziyaret edilen  $n$  nokta içinden seçilen en uygun bölge sayısı ( $m$ ), seçilen  $m$  bölge içindeki en iyi bölge sayısı ( $e$ ), en iyi  $e$  bölgeye gönderilen arı sayısı ( $nep$ ), kalan ( $m-e$ ) bölgeye gönderilen arı sayısı ( $nsp$ ), bölge boyutu ( $ngh$ ) ve durdurma kriteri/iterasyon ( $itr$ ) sayısıdır.

Şekil 4.18’de Arı Algoritması akış şeması gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere bu döngü optimizasyonun durdurma kriteri ( $itr$ ) sağlanana kadar devam eder. Bu çalışmada yer alan Arı Algoritması parametreleri Tablo 4.2’de verilmiştir.

**Tablo 4.2.** Arı Algoritması parametreleri

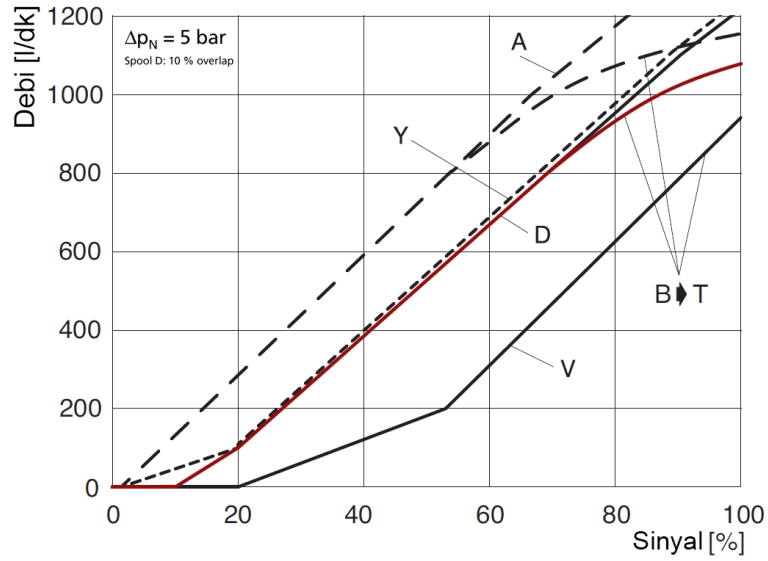
| $itr$ | $n$ | $m$ | $e$ | $nep$ | $nsp$ | $ngh$ |
|-------|-----|-----|-----|-------|-------|-------|
| 20    | 15  | 8   | 5   | 20    | 10    | 0.01  |

Bu çalışmada öncelikle 4 Yollu Valf parametreleri belirlenmiştir. Parametrelerin belirlenebilmesi için bir test modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan test modeli Şekil 4.19’da verilmiştir.



**Şekil 4.19.** 4 Yollu Valf test modeli

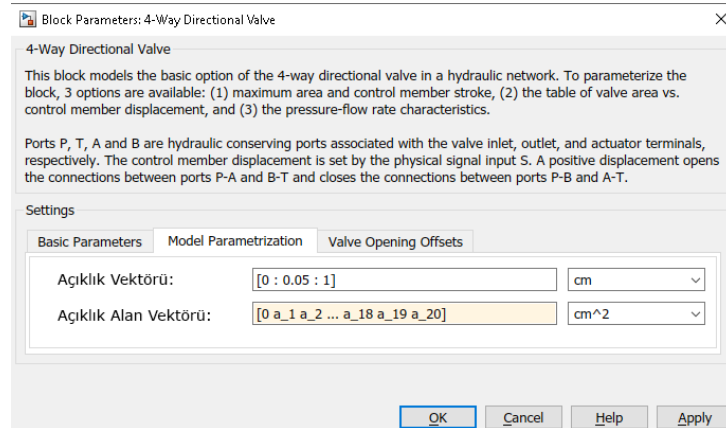
Üretici veri sayfalarından alınan debi grafiği bu modelde referans olarak kullanılmıştır, referans debi grafiği şekilde görülmektedir (Şekil 4.20). Parametrelerin belirlenmesi için kullanılan amaç fonksiyonu denklem 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.20. Veri sayfaları Debi – Komut Sinyali eğrisi

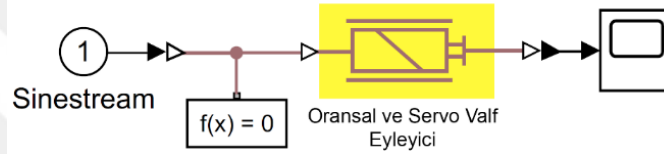
$$F(x) = \sum_i^n k_i (Q_r - Q_a)^2 \quad (4.7)$$

Burada,  $Q_a$  ve  $Q_r$  sırasıyla ölçülen ve referans debi değerleridir,  $k_i$  ise ağırlık çarpanıdır. Denklem (3)'teki değişken parametre vektörü 21 parametreden oluşmaktadır. Arı Algoritması (AA) ile veri sayfasında verilen debi grafiğine mümkün olduğunca yakın simülasyon sonuçları sağlayan ve Şekil 4.21'de kullanıldığı görülen 4 Yollu Valf bloğunun model parametreleri olarak 20 adet orifis alanı değeri belirlenmiştir. Bunlar  $a_1$ 'den  $a_{20}$ 'ye kadar sırasıyla 0.0000, 0.0000, 0.0000, 0.6983, 1.1992, 1.6193, 2.1000, 2.6000, 3.0724, 3.6808, 4.2893, 4.7984, 5.2496, 5.7222, 6.0858, 6.5140, 6.8634, 7.1390, 7.4000, 7.5980'dır.



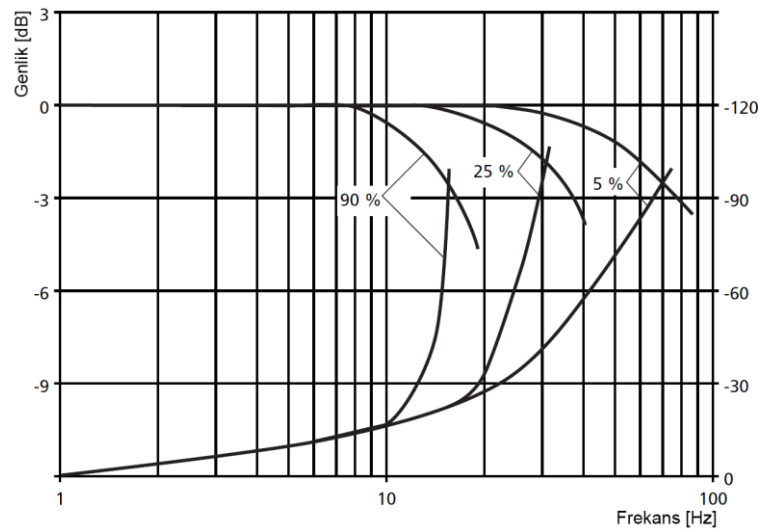
Şekil 4.21. 4 Yollu Valf model parametreleri giriş ekranı

Elektro hidrolik sistemlerin doğrusal olmamasından dolayı frekans karakteristikleri kontrolör performansına, akışkan özelliklerine ve diğer faktörlere bağlıdır. Bu nedenle Servo-Valf Aktüatör modelinin parametrelerinin belirlenmesi için bu parametrelerin tümünün modele yansıtılması ve tüm özelliklerin aynı anda dikkate alınması gerekir. Hidrolik sistemlerin doğrusallaştırılması oldukça zordur, çünkü büyük ölçüde doğrusal olmayan öğeler, servo valf eyleyici de dahil olmak üzere hemen hemen tüm öğelerde mevcuttur. Bununla beraber, sistem modeli ya doğrusal sistem analizine uygun hale getirmek için doğrusallaştırılmalıdır ya da karakteristikler, farklı frekanslardaki bir dizi sinüzoidal girişe karşılık gelen çıkış sinyalleri karşılaştırılarak belirlenmelidir. Bu çalışmada ikinci yöntem kullanılmıştır. Parametrelerin belirlenebilmesi için oluşturulan test modeli verilmiştir (Şekil 4.22).



Şekil 4.22. Servo Valf Eyleyici test modeli

Bu çalışmada, Oransal ve Servo-Valf Eyleyici modeli, giriş sinyalinin % 90'ında frekans cevabı özelliklerine göre modellenmiştir. Üretici veri sayfalarından alınan frekans grafiği bu modelde referans olarak kullanılmıştır ve kullanılan frekans eğrisi Şekil 4.23'de görülmektedir. Parametrelerin belirlenmesi için kullanılan amaç fonksiyonu denklem 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.23. Veri sayfaları Servo valf frekans cevabı

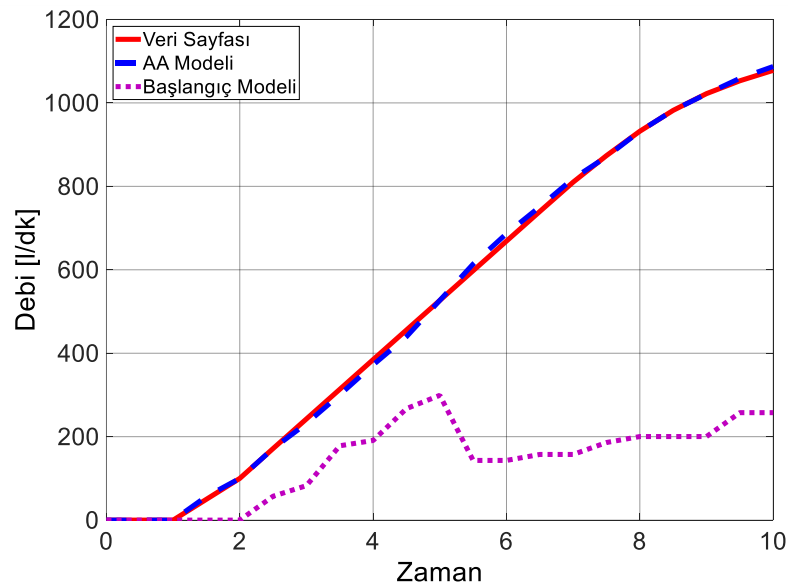
$$F(x) = \sum_i^n k_i (f_r - f_a)^2 \quad (4.8)$$

Burada,  $f_a$  ve  $f_r$  sırasıyla ölçülen ve referans frekans değerleridir,  $k_i$  ise ağırlık çarpanıdır. Denklem (4)'teki değişken parametre vektörü Kazanç, Zaman Sabiti ve Doygunluk olmak üzere 3 parametreden oluşmaktadır. Bu parametrelerin değerleri, veri sayfasında verilen frekans cevap grafiğine mümkün olduğunca yakın simülasyon sonuçları sağlayacak şekilde Arı Algoritması (AA) ile belirlenmiştir. Belirlenen Kazanç, Zaman Sabiti ve Doygunluk değerleri sırasıyla 253.7128, 0.0211 ve 12.4498'dir.

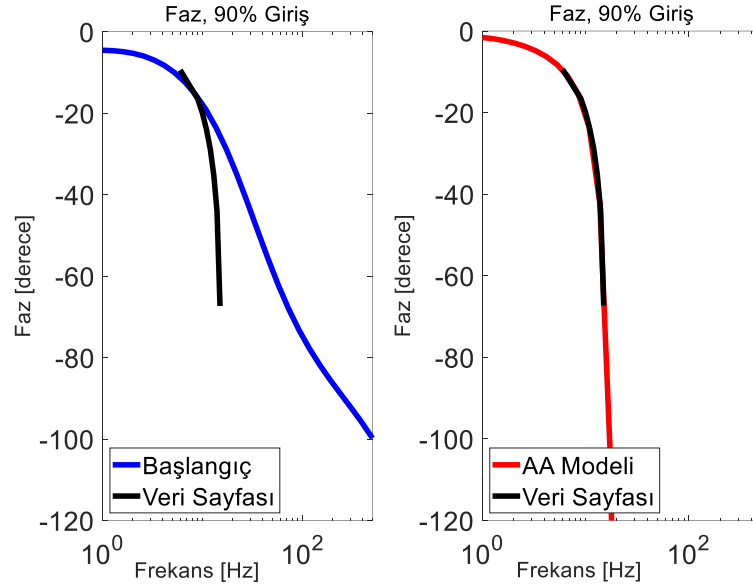
Bu bölümde tanımlanan test modelleri ve amaç fonksiyonları Matlab, Simulink ve Simscape ortamında oluşturulmuş ve benzetim çalışmaları yapılmıştır. Bununla beraber, test modellerinin bilinmeyen parametreleri, istenen sonuçlar gerçek verilerle eşleşene kadar Arı Algoritması (AA) koşturulmuştur.

Bu çalışmada önerilen yöntemde elektro hidrolik servo valf sisteminin Simscape modeli oluşturulmuş ve model üzerinde kullanılan parametrelerin belirlenmesinde ele alınan servo valfin üretici veri sayfalarındaki grafiklerle eşleşmesi için Arı Algoritması (AA) kullanılmıştır.

Başlangıç parametreleri ve Arı Algoritması (AA) ile elde edilmiş parametreler kullanılarak oluşturulan valf modelinin debi karakteristiği Şekil 4.24'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. 10 saniyede % 0'dan % 100'e yükselen komut sinyali, Şekil 4.19'da gösterilen modelde Sinyal Yapılandırma bloğu ile elde edilmiştir.



Şekil 4.24. Debi karakteristiği sonuçları



Şekil 4.25. Frekans cevabı sonuçları

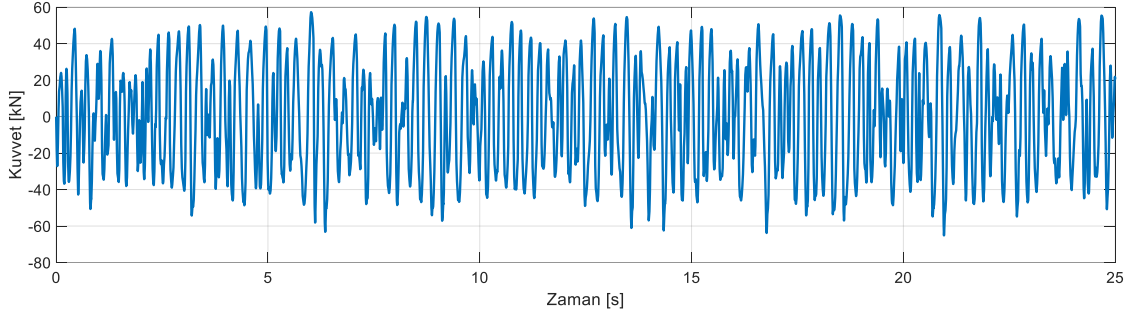
Servo Valf Eyleyici modelinin parametrelerinin belirlenmesinde de Arı Algoritması (AA) kullanılmıştır. Servo Valf Eyleyici modelinin başlangıç parametreleri ve optimize edilmiş parametreler kullanılarak elde edilen faz frekans cevabı karakteristiği Şekil 4.25'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Modelin faz frekans yanıtını toplamak için kullanılan uyarma sinyali, bir dizi sinüs dalgası sinyali olan *frest.Sinestream* adlı bir Matlab komutu ile elde edilmiştir.

Şekil 4.24. ve Şekil 4.25'de görüldüğü üzere, Arı Algoritması (AA) ile elde edilen parametre değerleri ile oluşturulan grafikler ile veri sayfasından referans olarak alınan grafikler arasında büyük ölçüde benzerlik sağlanmıştır.

#### 4.3.2. Hidrolik Eyleyici Kuvvet Hesabı ve Eyleyici Seçimi

Eyleyiciler, hareket için gerekli mekanik enerjiyi farklı enerji kaynaklarından dönüştüren ve istediğimiz hareketleri elde edebilmemizi sağlayan sistemlerdir. Eyleyici tipleri güç kaynağına göre sınıflandırılabilir elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren elektrik motorları veya akışkan gücünü mekanik harekete dönüştüren hidrolik/pnömatik silindirler olmak üzere iki temel başlıkta incelenebilir. Eyleyici performansları değerlendirilirken hız, ivme, kuvvet ve enerji verimliliği gibi parametreler dikkate alınmalıdır. Bu bağlamda bakıldığında yol simülöründe kullanılacak eyleyicilerin seçimi büyük önem taşımaktadır. Eyleyici seçimi için ters dinamik kullanılarak öncelikle sistemde gerekli kuvvet elde edilmiştir. Ters dinamik yapılırken E

sınıfı yani bölüm 5’de anlatılan ISO 8608 standartlarına göre çok kötü olarak tanımlanan bir yol profili sisteme girilmiştir ve bu yol profilini elde etmek için gerekli silindir kuvveti grafik olarak elde edilmiştir. Elde edilen kuvvet grafiği Şekil 4.26’da görülmektedir.



**Şekil 4.26.** E Sınıfı yol girişi elde edilen hidrolik silindir kuvveti

Görüldüğü üzere eyleyicinin sağlaması beklenen maksimum kuvvet itme için 60 kN çekme için 70 kN civarındadır. Tasarımı yapılan hidrolik eyleyiciler için kısmen daha yüksek kuvvetlere maruz kalabileceği düşünüldüğünde 80 kN genliğinde bir kuvvet üretebilecek bir eyleyici seçilmesi amaçlanmıştır. Hidrolik eyleyicilerde üretilen kuvvet denklem 4.9’daki gibi hesaplanabilir.

$$F = A_p P$$

$$\text{İtme için; } A_p = \pi \left( \frac{D}{2} \right)^2 \quad (4.9)$$

$$\text{Çekme için; } A_p = \pi \left( \frac{D-d}{2} \right)^2$$

Burada,  $A_p$  piston alanı,  $P$  ise sistem basıncı olarak tanımlanmaktadır. 80 kN kuvvet ve kataloglarda yer alan 250 Bar basınç değeri kullanılarak hesap yapıldığı zaman piston alanı 32 cm<sup>2</sup> olarak bulunmaktadır. Çekme için gerekli olan alan daha küçük olduğu için bulunan alan değeri çekme için gereken kuvveti sağladığı zaman itme için gerekli alan daha büyük olduğu için 80 kN’luk kuvveti fazlasıyla sağlayacağı bilinmektedir. Çeşitli firmalara ait kataloglar ve ISO 6022 (2006) Standartları incelendiği zaman simülasyonlarda kullanılmak üzere seçilen standart hidrolik silindir parametreleri tablo 4.3’de görülmektedir (Rexroth 2022). Sonuç olarak, yapılan hesaplamalar ile mekanik kısıtlar birlikte değerlendirildiğinde hidrolik eyleyici boyutları Tablo 4.3’deki gibi olmaktadır.

**Tablo 4.3.** Hidrolik silindir parametreleri

| Piston Çapı | Piston Kolu Çapı | Etkin Alan      |                 | Nominal Kuvvet |        |
|-------------|------------------|-----------------|-----------------|----------------|--------|
|             |                  | İtme            | Çekme           | İtme           | Çekme  |
| mm          | mm               | cm <sup>2</sup> | cm <sup>2</sup> | kN             | kN     |
| 100         | 63               | 78.54           | 47.38           | 196.35         | 118.42 |

Simscape Fluids ortamında hidrolik silindir modellemesi ve simülasyonları yapılırken itme ve çekme için gerekli piston alanı değerlerinin girilmesi gerekmektedir. Yol simülatörünün simülasyon ve kontrol çalışmalarında Tablo 4.3’de yer alan parametreler kullanılmıştır. Bu bölümdeki hesaplamalar en büyük kuvvetleri gerektiren dikey hareket yani yol profilini sağlayabilmek için gereken hidrolik sistem için yapılmış olup, seçilen hidrolik eyleyici ve bir önceki bölümde parametreleri elde edilen servovalf tüm eksenlerin simülasyonları için kullanılmıştır.

## 5. YOL VERİLERİ

Bu çalışmada, tasarlanan kontrolörlerin performansını incelemek amacıyla sisteme daha gerçekçi bir yol girişi kullanmak amacıyla, ISO standartlarına göre oluşturulmuş B ve D sınıfı yol girişleri uygulanmıştır. Yol profillerinin yanı sıra sisteme yanal kuvvetler, boylamsal kuvvetler ve moment girişleri uygulanmıştır. Kuvvet ve moment verileri literatürde yer alan çalışmalar incelenerek elde edilmiştir. Adams/Car platformu içinde hazır bulunan araçların çeşitli yollarda sanal olarak sürüşlerinin yapılarak veri toplanmasına izin vermektedir. Belirli yaklaşımlar çerçevesinde Adams/Car ortamında elde edilen kuvvet ve moment verileri de giriş olarak bu çalışmada kullanılmıştır.

### 5.1. Rastgele Yol Profilinin Elde Edilmesi

Literatürde ISO 8608 (2016) standardında rastgele yol verilerinin oluşturduğu ve bu verilerin araç yol simülasyonlarında kullanıldığı görülmüştür (Paksoy 2019). Yol veya yüzey pürüzlülüğü, sürücüye veya bir araca uygulanan en temel bozucu fonksiyonları göstermektedir. Yüzeysel yol yükselteleri, yol boyunca ilerleyen kara araçlarında rastgele titreşimlere neden olmaktadır. Bu nedenle, bir aracın dinamik yanıtını önceden tahmin ederken gerçekçi bir yol modeli kullanmak oldukça önemlidir. Bütün yol modelleri, yol profilini stokastik bir süreç olarak idealleştiren ve yolda oldukça sık karşılaşılan çukurlar, tümsekler gibi düzensiz etkileri göz önüne almayan, önemli bir varsayıma göre türetilmişlerdir. ISO 8608 standardı denklem 5.1'i kullanarak rastgele yol profili üretilmesini sağlamaktadır. Bu denklemde kullanılan parametreler Tablo 5.1 ve Tablo 5.2'de verilmiştir.

$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2^k \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{n_0}{i \cdot \Delta n} \right) \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (5.1)$$

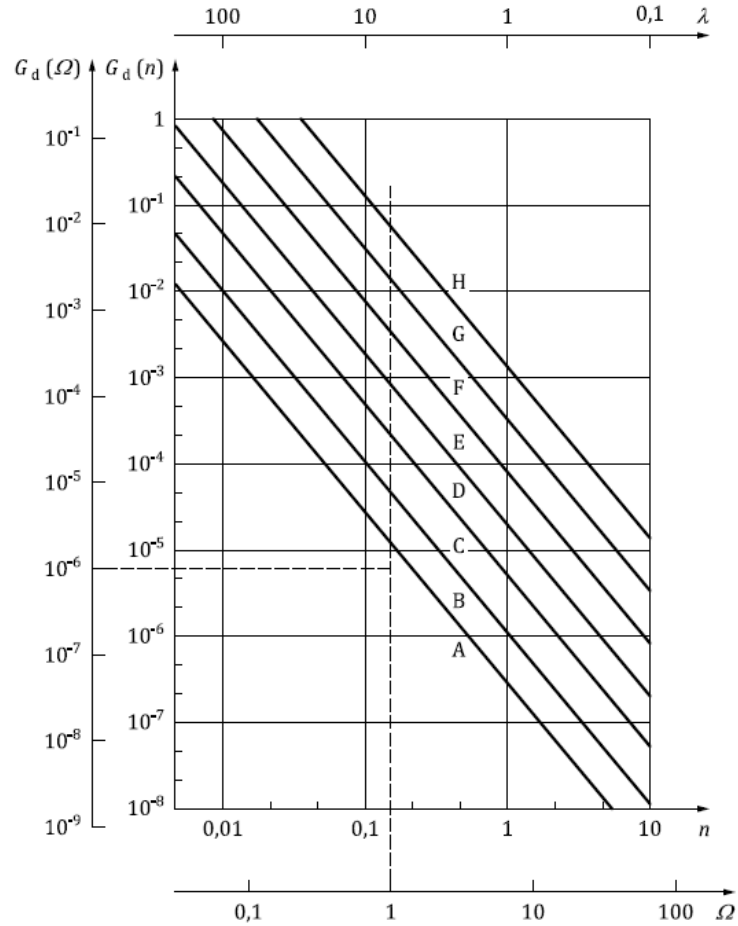
**Tablo 5.1.** Yol profili parametreleri

|            |                         |
|------------|-------------------------|
| k          | Yol profili katsayısı   |
| L          | Yol uzunluğu            |
| $n_0$      | 0.1 (Spatial Frequency) |
| $\Delta_n$ | Frekans Bandı           |

Yol profilinin PSD değeri hesaplanarak Şekil 5.1'deki grafik üzerin den hangi sınıfa ait olduğu belirlenmektedir. Yol profili iki boyutlu yolun x ve y koordinatlarını vermektedir. Daha sonra hız ile orantılanarak zaman grafiğine dönüştürülmektedir.

**Tablo 5.2.** k katsayısı

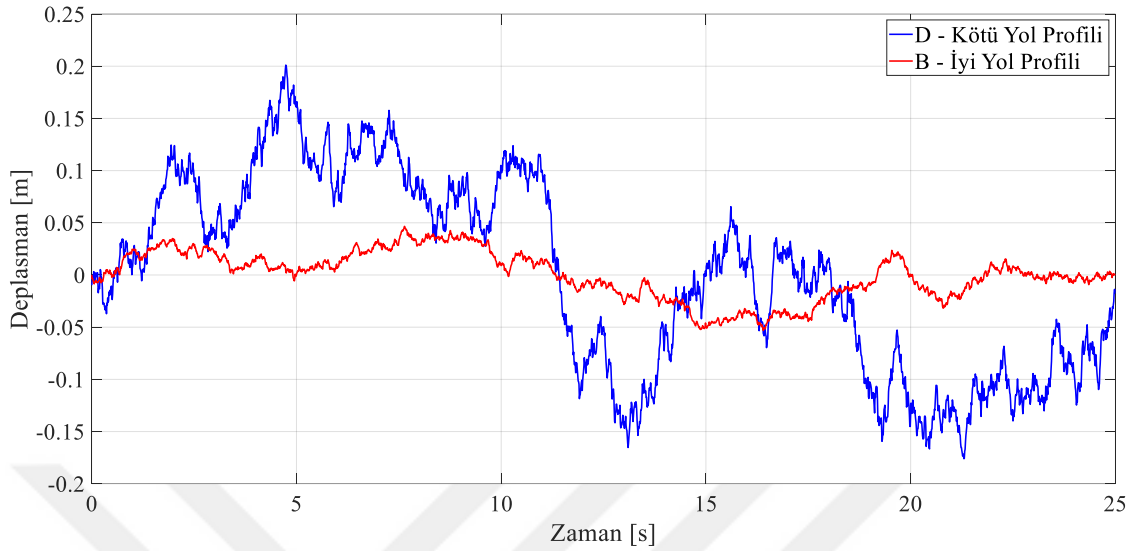
| Yol Sınıfı | K |
|------------|---|
| A          | 3 |
| B          | 4 |
| C          | 5 |
| D          | 6 |
| E          | 7 |
| F          | 8 |
| G          | 9 |



**Şekil 5.1.** Yol profili sınıflandırılması

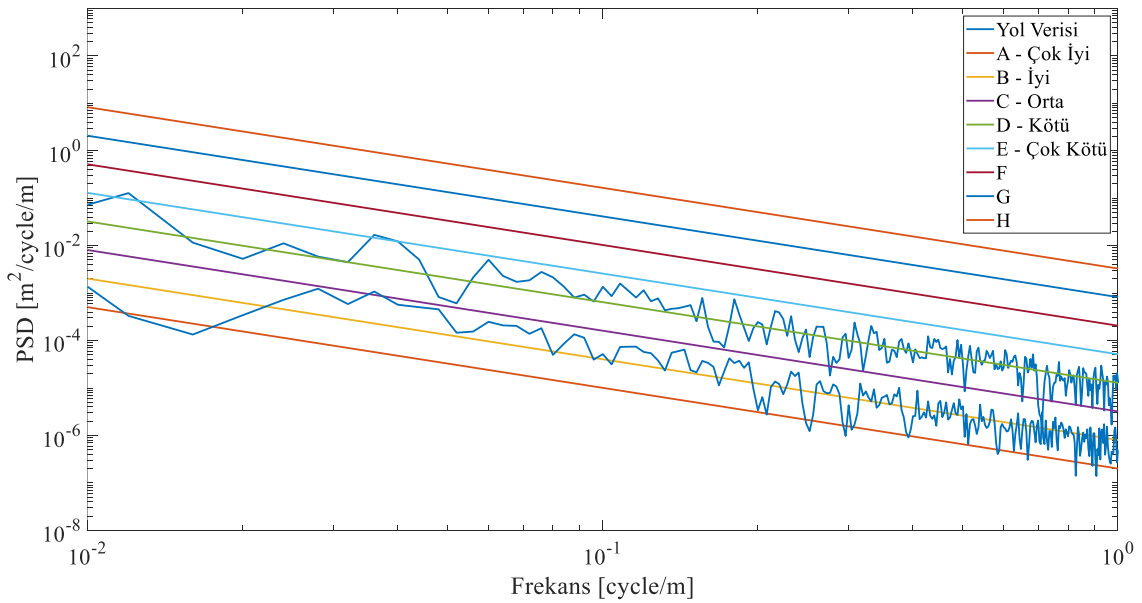
Simülasyon çalışmalarında kullanılmak üzere uluslararası standart organizasyonu (ISO 8608) ile tanımlanan standardına göre 2 adet yol profili oluşturulmuştur. Şekil

5.2’de oluşturulan yol profilleri görülmektedir. 250 m uzunluğuna sahip yol profili, aracın 36 km/h hızla gidildiği kabul edilerek konum zaman grafiğine dönüştürülmüştür.



Şekil 5.2. Oluşturulan yol profilleri

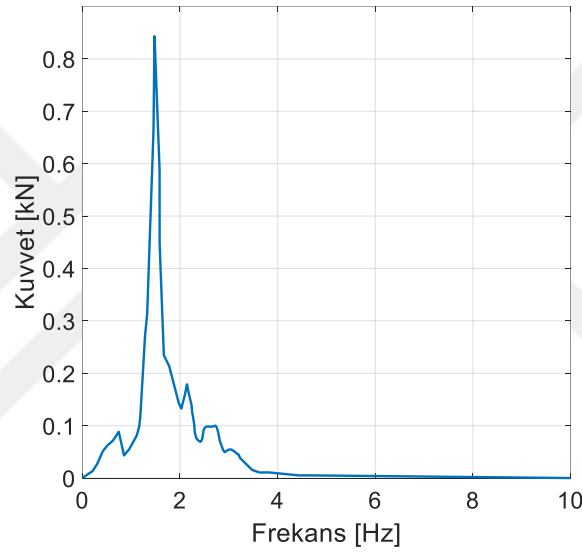
Yol profillerinin Güç Spektral Yoğunluk (PSD) grafikleri çizdirilerek sınıflandırma değerleri ile mukayese edilmiştir ve bu yol profilleri simülasyon çalışmalarında kullanılmıştır. Simülasyonlarda kullanılan iki adet yol profilinin B (iyi) ve D (kötü) sınıf olduğu Şekil 5.3’de görülmektedir.



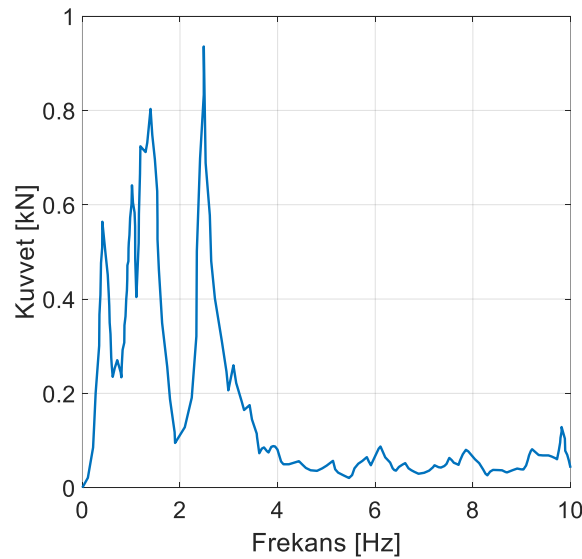
Şekil 5.3. Elde edilen yol profillerinden iki tanesinin sınıflandırılması

## 5.2. Yanal ve Boylamsal Kuvvetlerin Elde Edilmesi

Yol simülatörünün gerçekçi olarak simüle edilebilmesi için yanal kuvvetler, boylamsal kuvvetler ve momente ihtiyaç vardır. Literatürde yol simülatörünün deneysel çalışmalarına rastlanmıştır (Wang ve ark 2019). Literatür incelenerek elde edilen yanal ve boylamsal kuvvet verileri Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi veriler frekans düzleminde vermiştir. Bu frekans verileri Matlab ortamında önce PSD grafikleri oluşturulmuş ve sonra bu PSD’ler kullanılarak kuvvet verileri sentezlenmiştir.

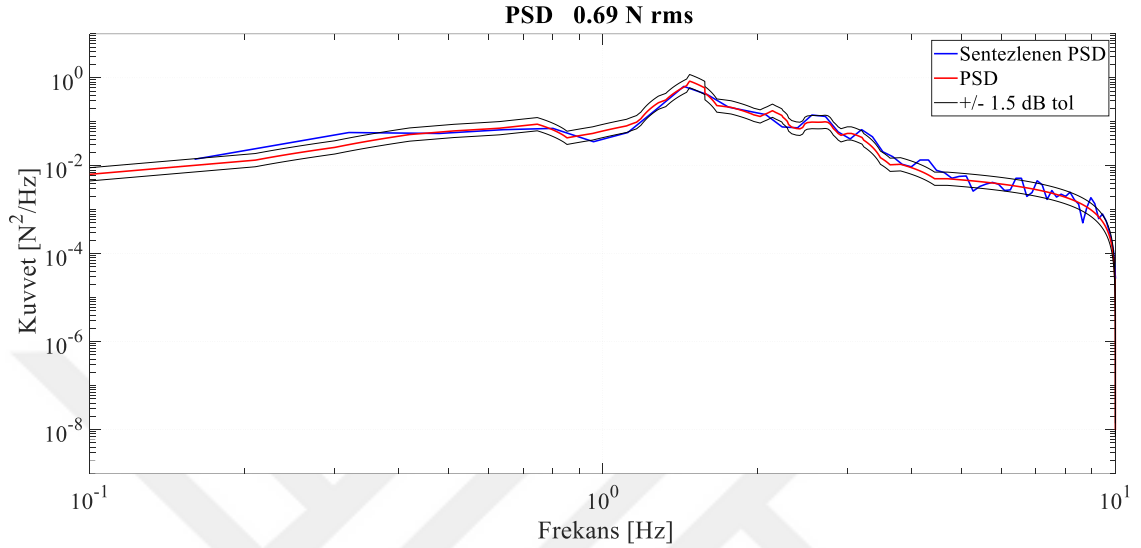


Şekil 5.4. Frekans düzleminde yanal kuvvet verileri



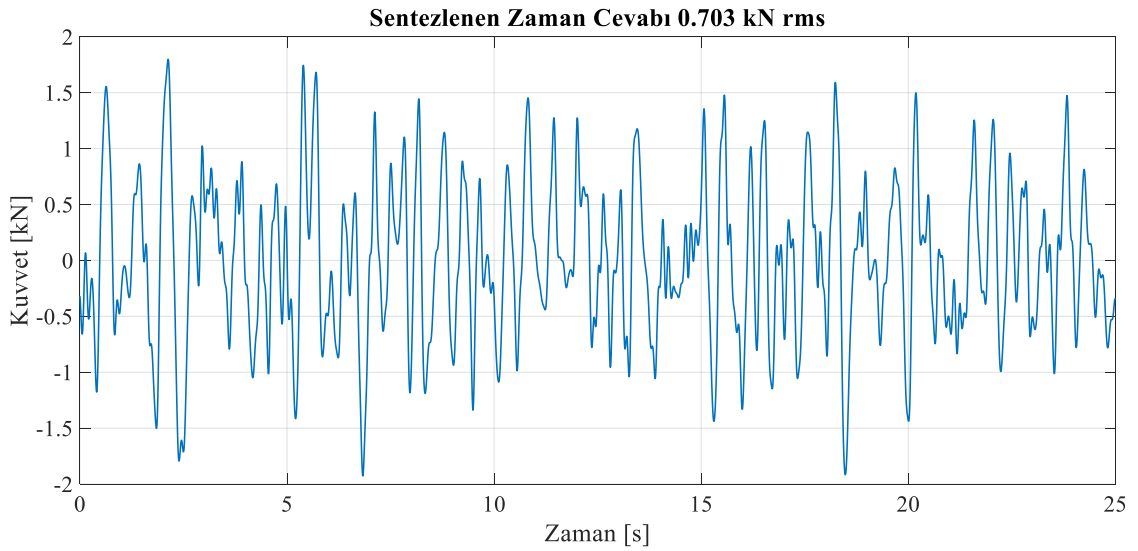
Şekil 5.5. Frekans düzleminde boylamsal kuvvet verileri

Yanal kuvvet için Matlab platformu kullanılarak elde edilen PSD grafiği şekil 5.6’de görülmektedir.  $\pm 1.5$  dB tolerans aralığında elde edilen PSD grafiğinin zamana bağlı yanal kuvvet verisini sentezleyebilmek için yeterli doğrulukta olduğu görülmektedir.



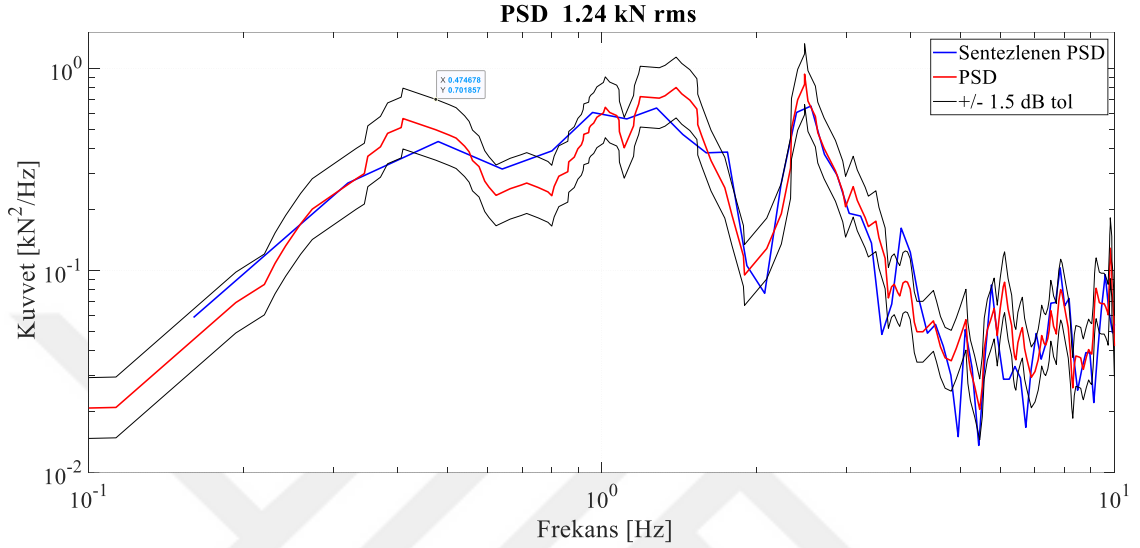
Şekil 5.6. Yanal kuvvet PSD grafiği

Zamana bağlı olarak sentezlenen yanal kuvvet verisi Şekil 5.7’de görülmektedir. Simülasyon çalışmaları zamana bağlı ortamda yapıldığı için sentezlenen kuvvet verileri simülasyon çalışmalarında girdi olarak kullanılabilir.



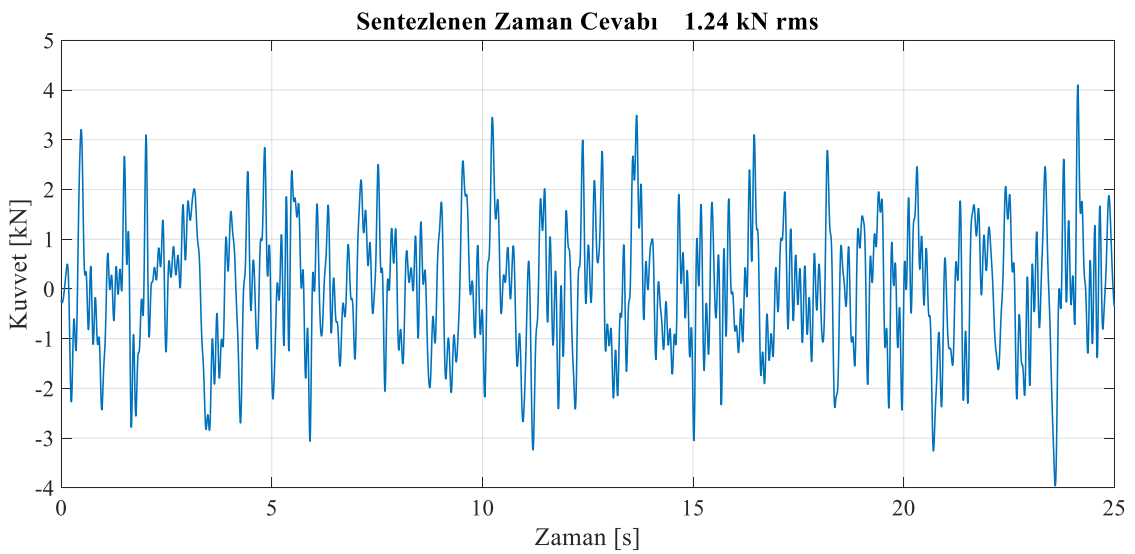
Şekil 5.7. Sentezlenen yanal kuvvet – zaman grafiği

Boylamsal kuvvet için Matlab platformu kullanılarak elde edilen PSD grafiği şekil 5.8’de görülmektedir.  $\pm 1.5$  dB tolerans aralığında elde edilen PSD grafiğinin zamana bağlı boylamsal kuvvet verisini sentezleyebilmek için yeterli doğrulukta olduğu görülmektedir.



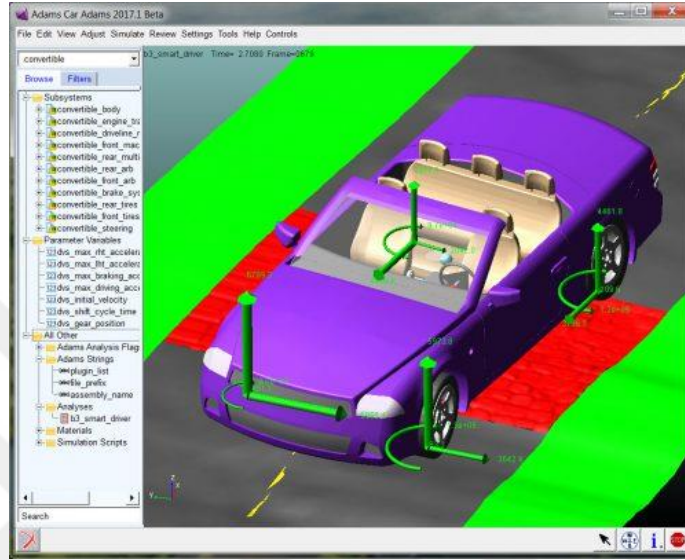
Şekil 5.8. Boylamsal kuvvet PSD grafiği

Zamana bağlı olarak sentezlenen boylamsal kuvvet verisi Şekil 5.9’da görülmektedir. Simülasyon çalışmaları zamana bağlı ortamda yapıldığı için sentezlenen boylamsal kuvvet verileri simülasyon çalışmalarında girdi olarak kullanılabilir.



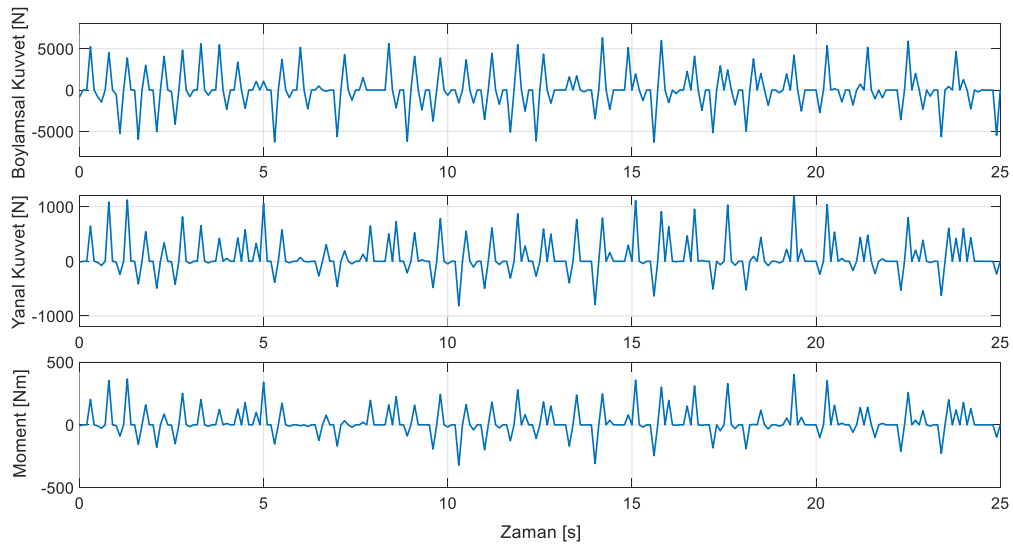
Şekil 5.9. Sentezlenen boylamsal kuvvet – zaman grafiği

Simülasyon çalışmalarında kullanılmak üzere literatürde yer alan kuvvet ve moment verilerinin yanı sıra Adams/Car ortamında veriler elde edilmiştir. Adams/Car platformu kütüphanesinde bulunan araçların yine kütüphanesinde bulunan yol profilleri kullanılarak sanal sürüşler gerçekleştirmeye izin vermektedir. Şekil 5.10'da örnek bir Adams/Car ortamı görülmektedir.



Şekil 5.10. Adams sürüş kuvvetler

Adams/Car ortamında sürüşler gerçekleştirilmiş ve şekil 5.11'de görülen kuvvet ve moment verileri elde edilmiştir. Bu veriler simülasyonlarda girdi olarak kullanılabilir.



Şekil 5.11. Adams/Car sürüşü sonrası elde edilen kuvvet ve moment verileri

## 6. ADAMS VE MATLAB EŞ-SİMÜLASYONLARI

Son yıllarda, eş-simülasyon uygulamaları, bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarında kullanılan güçlü bir araç haline gelmiştir. İşbirliğine dayalı simülasyon veya ortak simülasyon, daha karmaşık modellerin kullanımına izin veren, özel yazılım paketlerinin uygulanmasından oluşur. Eş simülasyonlar, geliştiricilerin bir sistemin farklı yönlerini incelemesine olanak tanır ve ayrıca bir kılavuza kıyasla çok daha büyük tasarım alternatiflerinin otomatik olarak değerlendirilmesini sağlar. Eş-simülasyon, çoklu fizik problemlerini çözmek için öne çıkan bir yöntemdir. Ayrıca, eş simülasyonların kullanılması, sistem dinamik parametreleri için matematiksel modelleme ihtiyacını büyük ölçüde azaltır. Eş simülasyon ortamının dinamik analizi, sanal bir prototip üzerinde sistem performansının doğrulanmasına yardımcı olan gerçek zamanlı bir görsel çıktı sağlar. Bu, sistem donanımının sanal prototipini oluşturma ve ardından kontrol algoritmasını test etme ihtiyacını azaltır. Eş-simülasyonlar paradan ve zamandan tasarruf sağlar ayrıca sistemin üretilmeden önce kullanıcı gereksinimlerine göre değiştirilebilmesini sağlar.

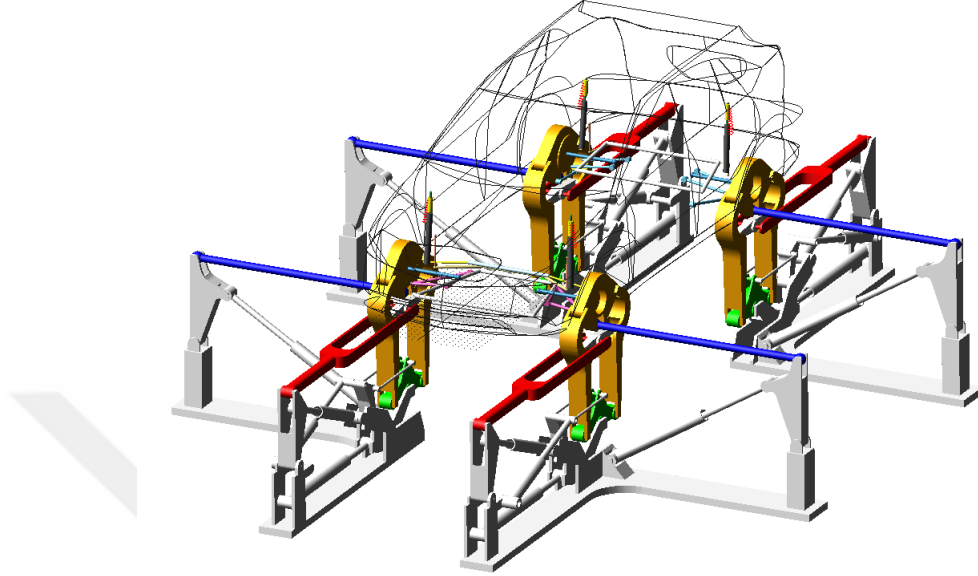
Dinamik modelleme yapabilen ADAMS ile kontrol sistemlerinin modellemesini yapabilen MATLAB Simulink platformlarının iş birliğine dayalı eş-simülasyon hem dinamik sistemin hem de kontrol sisteminin aynı anda etkileşimli olarak simülasyonunu mümkün kılmaktadır. Bu teknik, robotlar, manipülatörler, araçlar ve diğer mekatronik sistemler gibi karmaşık bir mekanik yapıya ve bir kontrol sistemine sahip sistemlerin tasarımı için oldukça uygundur. Eş-simülasyon tekniği, sistemin fiziksel veya matematiksel modelinin ve bir kontrol sisteminin modelinin tasarlandığı ürün geliştirme aşamasında kullanılır. Bu teknik, mekanik tasarımın test edilmesi, sistem parametrelerinin kurulumu, tüm sistem davranışının analizleri ve kontrol sisteminin test edilmesi için uygundur (Brezina ve ark 2011, Ángel ve ark 2012).

Bu tez kapsamında oluşturulan yol simülatörünün benzetim çalışmalarının yapılması amacıyla Adams ve Simulink eş-simülasyonu sistemi oluşturulmuştur. Kontrolcü tasarımı ve uygulamaları yapılarak sonuçlar irdelenmiştir.

### 6.1. Eş-Simülasyon Modelinin Elde Edilmesi

Daha önceki bölümlerde yapılan çalışmalarda elde edilen yol simülatörünün katı modeli ve araç modeli Adams ortamında birleştirilerek eş-simülasyona hazır hale

getirilmiştir. Şekil 6.1’de görüldüğü üzere daha önce çeyrek olarak tasarlanan 4 serbestlik dereceli yol simülatörü tam araç modelini test edebilmek için 16 serbestlik dereceli hale getirilmiş ve üzerine modellenen araç yerleştirilmiştir.



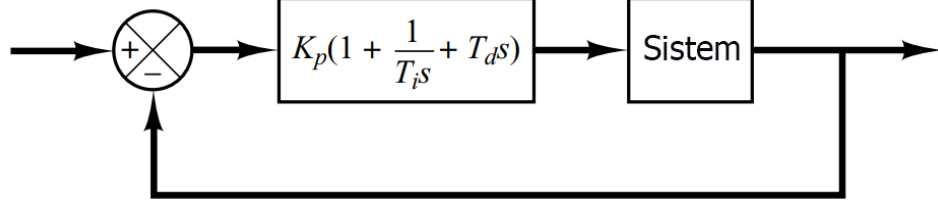
Şekil 6.1. 16 Serbestlik dereceli yol simülatörü Adams modeli

16 serbestlik dereceli sistem modelinin yol profili, istenen yanal kuvvetler, boylamsal kuvvetler ve momentleri sağlayabilmesi için gereken sistem girişleri ve sistem çıkışları kontrol çalışmalarında kullanılabilmek üzere tanımlanmıştır. Elde edilen sistem modeli EK-1’de verilmiştir. Sistem girişleri sistemde kullanılan silindir kuvvetleri, sistem çıkışları silindir konumları, hızları ve bunun yanı sıra ise referans girdi olarak kullanılan yol profili, kuvvet ve momentleri olarak tanımlanmıştır.

## 6.2. Kontrolcü Tasarımı ve Uygulamaları

Oransal, türevsel, integral kontrolcü endüstriyel kontrol sistemlerinde ve sürekli modülasyonlu kontrol gerektiren çeşitli diğer uygulamalarda yaygın olarak kullanılan geri beslemeli bir kontrol döngüsü mekanizmasıdır. PID'nin ilk teorik analizi ve pratik uygulaması, 1920'lerin başından itibaren geliştirilen gemiler için otomatik dümen sistemleri alanında kullanılmıştır. Önceleri pnömatisel sonra elektronik kontrolörlerin yaygın olarak kullanıldığı imalat sanayinde otomatik proses kontrolü için kullanılmıştır. Bugün PID konsepti, doğru ve optimize edilmiş otomatik kontrol gerektiren uygulamalarda evrensel olarak kullanılmaktadır (Bennett 1996). Bu tez çalışmasında

endüstride yaygın olarak kullanılan PID kontrolcüler tasarlanmış ve kontrol uygulamalarında kullanılmıştır (Ogata 2010). Herhangi bir sisteme ait kontrol blok şeması Şekil X'de verilmiştir.



Şekil 6.2. PID Kontrol blok şeması

Şekilden görüldüğü üzere PID kontrolcü bloğu bir transfer fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır (Denklem 6.1). Bu transfer fonksiyonunda kontrol parametreleri olarak belirlenmesi gereken katsayılar  $K_p$ ,  $T_i$  ve  $T_d$  olarak görülmektedir.

$$PID(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (6.1)$$

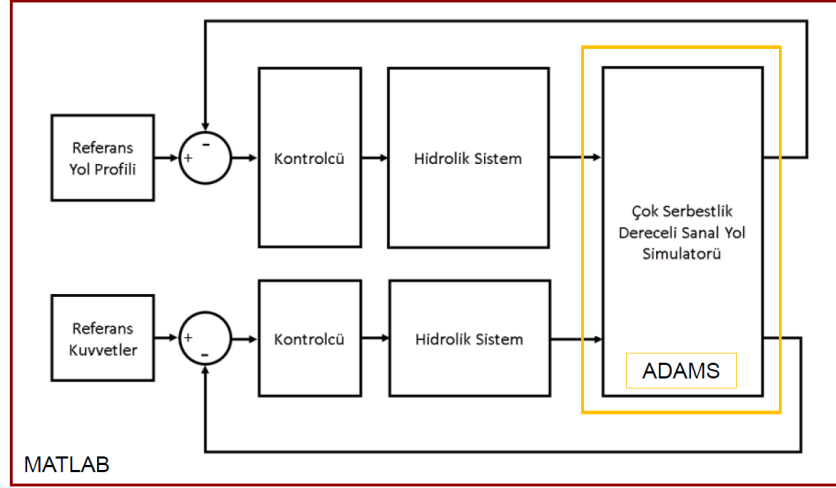
$$PID(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (6.2)$$

Bu denklem düzenlenirse, denklem 6.2 elde edilerek kontrol parametreleri olarak belirlenmesi gereken katsayılar  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  halini alır ve bu katsayıların uygun değerlerde belirlenmesi ile sistem kontrol edilir. Bu parametrelerin belirlenmesi için deneme yanılma, ampirik yöntemler veya optimizasyon yöntemleri gibi birçok yöntem kullanılmaktadır (Borase ve ark 2021). Bu tez kapsamında tasarlanan kontrolcüler MATLAB Simulink araçları ve deneme-yanılma kullanılarak belirlenmiş ve Tablo 6.1'de verilmiştir. Kuvvet ve moment kontrolü katsayılarının birbirine benzer, yol profili kontrolü katsayılarının deplasman kontrolü yapıldığı için diğerlerinden farklı belirlendiği görülmektedir.

Tablo 6.1. Sistemde kullanılan PID kontrolcü katsayıları.

|       | Yol profili [m] | Yanal kuvvet [N] | Boylamsal kuvvet [N] | Moment [Nm] |
|-------|-----------------|------------------|----------------------|-------------|
|       | $PID_1$         | $PID_2$          | $PID_3$              | $PID_4$     |
| $K_p$ | $2.10^{-3}$     | 8144             | 7447                 | 8147        |
| $K_i$ | $5,14.10^{-5}$  | 56954            | 49672                | 53279       |
| $K_d$ | $1.10^{-4}$     | 290              | 278                  | 304         |

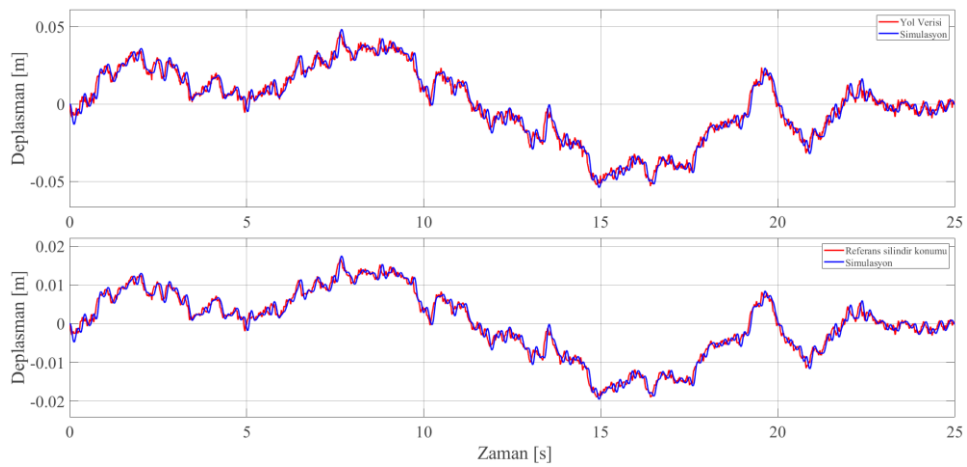
Sistemin genel kontrol blok şeması Şekil 6.3’de görülmektedir. Sistemde her bir tekerlek için 4 adet olmak üzere 16 adet PID kontrolcü kullanılmıştır. Sistemin dörtte birine ait kontrol şeması EK-2’de verilmiştir.



Şekil 6.3. Genel kontrol blok şeması

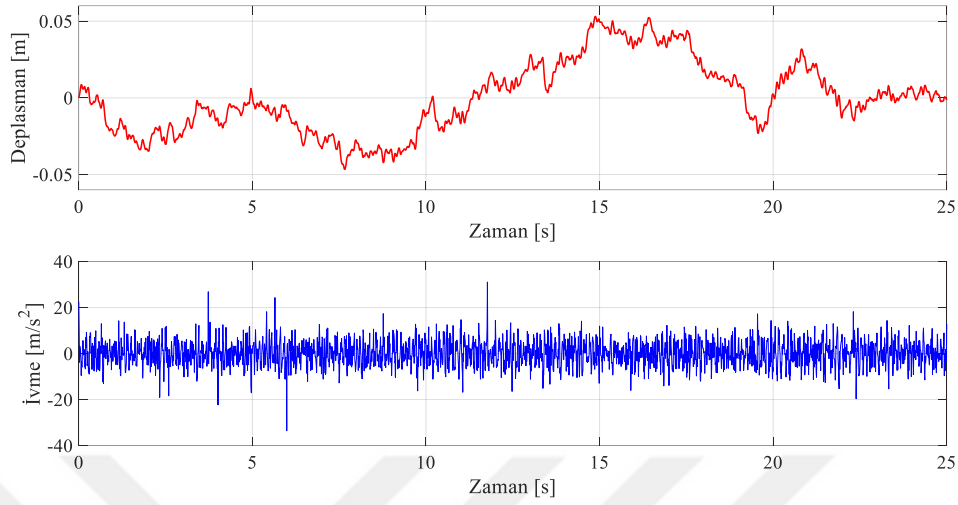
B ve D sınıfı yol profillerini sağlamak için yapılan kontrol uygulamalarında konum geri beslemesi kullanılmıştır. Referans yol profilini sağlamak için gereken silindir konumları ters kinematik sonucu elde edilmiş olup kontrol sonucu elde edilen silindir konumları ile karşılaştırılmıştır. Silindir konumunun başarılı bir şekilde kontrol edilmesi yol profilinin de başarılı bir şekilde sağlanması anlamına gelmektedir.

B sınıfı yol profili girdisinin kontrol sonuçları Şekil 6.4’de görülmektedir. Yol verisi kontrol sonucu ve silindir konumu kontrol sonuçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.



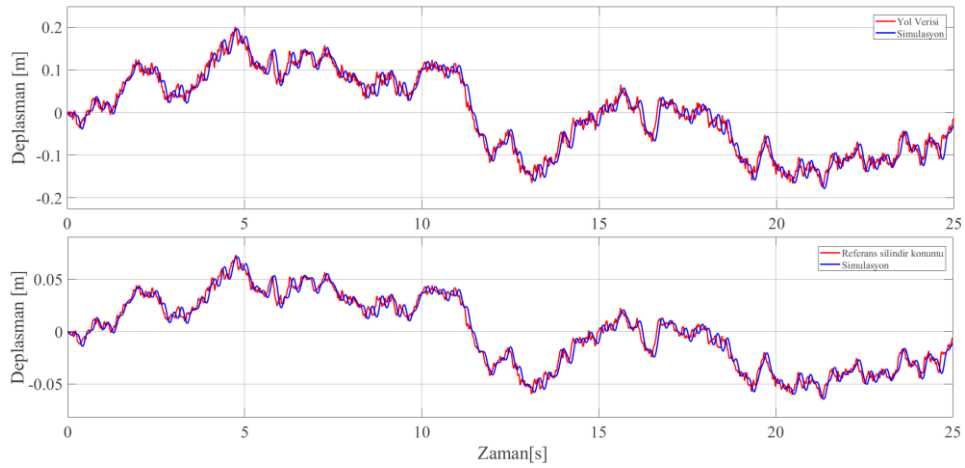
Şekil 6.4. B sınıfı yol profili giriş ve çıkış değerlerinin mukayesesi

B sınıfı yol profili kullanılarak kontrol çalışması yapıldığı zaman araç gövdesinde meydana gelen dikey yer değiştirme ve ivme Şekil 6.5’de görülmektedir.



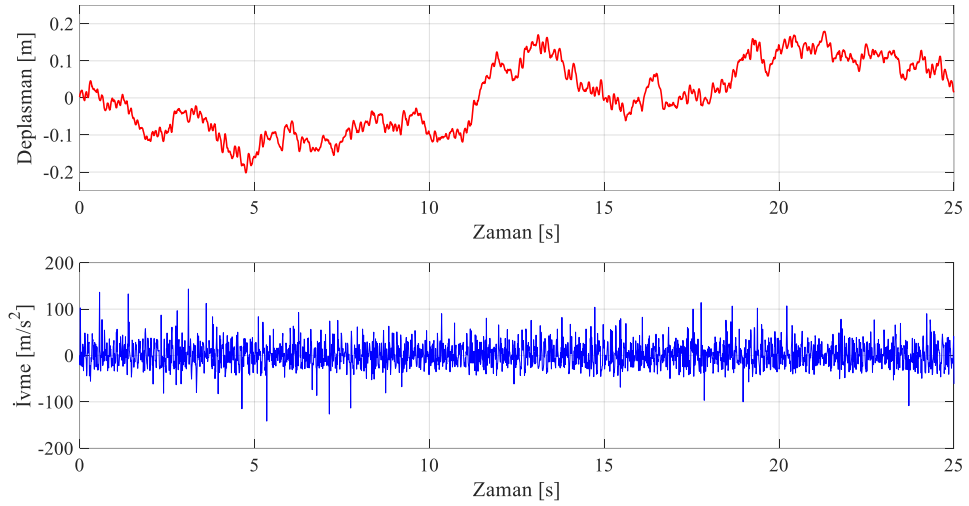
**Şekil 6.5.** B sınıfı yol profili sonucu elde edilen araç gövdesi yer değiştirme ve ivmesi

D sınıfı yol profili girdisinin kontrol sonuçları Şekil 6.6’de görülmektedir. Yol verisi kontrol sonucu ve silindir konumu kontrol sonuçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.



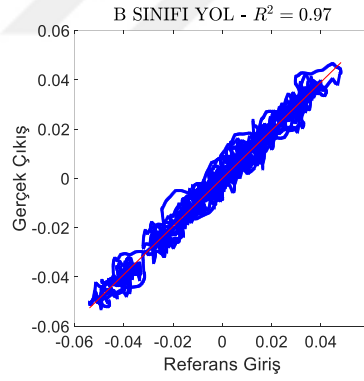
**Şekil 6.6.** D sınıfı yol profili giriş ve çıkış değerlerinin mukayesesi

B sınıfı yol profili kullanılarak kontrol çalışması yapıldığı zaman araç gövdesinde meydana gelen dikey yer değiştirme ve ivme Şekil 6.7’de görülmektedir.

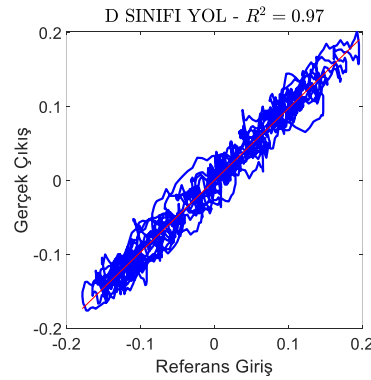


**Şekil 6.7.** D sınıfı yol profili sonucu elde edilen araç gövdesinin yer değiştirme ve ivmesi

Kontrol sonuçlarının karşılaştırılmasında R-kare (veya  $R^2$ ) olarak bilinen belirleme katsayısı kullanılmıştır. Belirleme katsayısı, iki değişken arasındaki doğrusal ilişkinin ne kadar güçlü olduğunu değerlendirir ve araştırmacılar tarafından büyük ölçüde güvenilir bulunmaktadır (Devore 2011). B ve D sınıfı yol profillerinin kontrol sonuçları için  $R^2$  değerleri sırasıyla Şekil 6.8 ve Şekil 6.9’de verilmiştir.

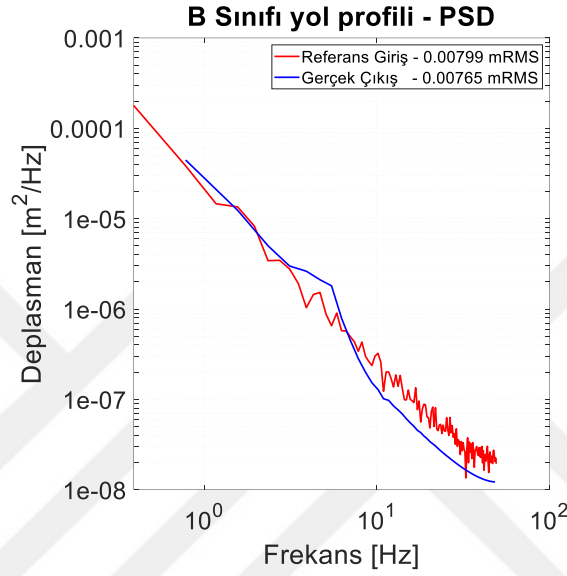


**Şekil 6.8.** B sınıfı yol  $R^2$  değerleri

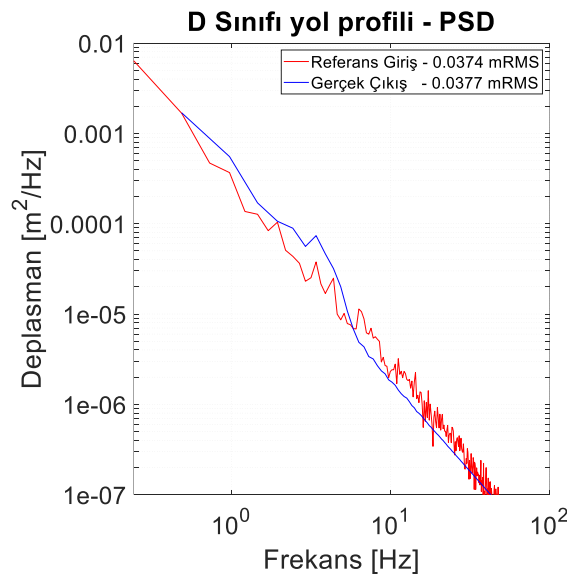


**Şekil 6.9.** D sınıfı yol  $R^2$  değerleri

Diğer bir karşılaştırma da kullanılan yol profili verilerinin ve kontrol sonucu elde edilen yol verilerinin PSD ve RMS değerleri ile yapılmıştır (Şekil 6.10 ve Şekil 6.11). Güç spektral yoğunluğu (PSD), bir sinyalin spektral içeriğini tanımlayan matematiksel bir niceliktir. PSD, bir sinyalin gücünün frekans bazında dağılımını açıklar. PSD tabanlı bir yaklaşım, otomotiv mühendisliğinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Youngworth ve ark 2005, Múčka ve ark 2019).

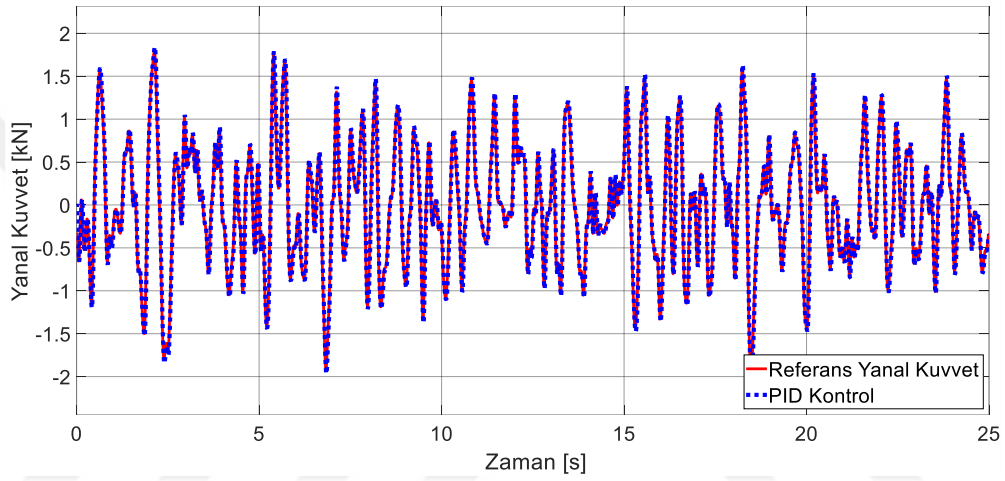


Şekil 6.10. B Sınıfı yol profili kontrol sonuçları PSD mukayesesi

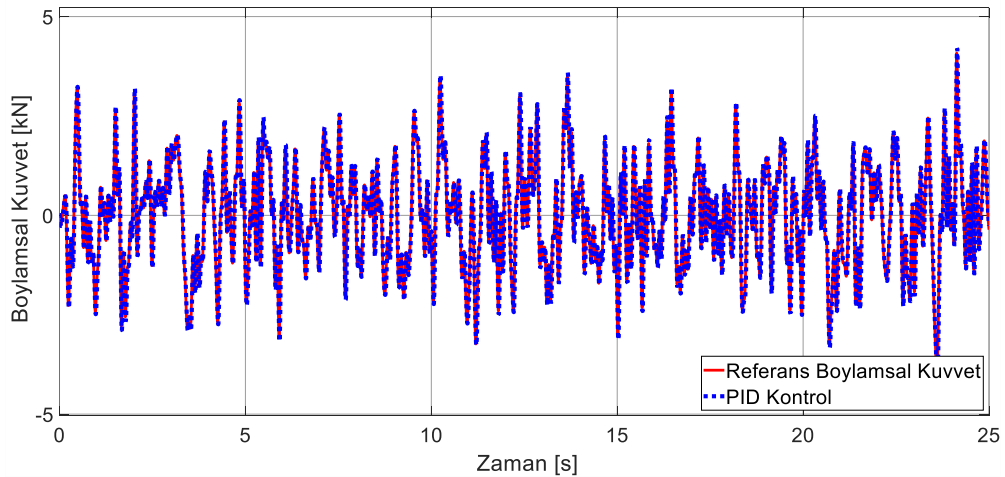


Şekil 6.11. D Sınıfı yol profili kontrol sonuçları PSD mukayesesi

ISO standartlarından elde edilen yol profillerinin yanı sıra araca uygulanan yanıl kuvvet, boylamsal kuvvet ve moment için de kuvvet geri beslemeli kontrol yapılmıştır. Tekerlek merkezinden alınan geri beslemelerin kontrolünde kullanılan referans girdiler için literatür incelenerek sentezlenen değler ve daha önce Adams/Car sanal sürüşlerinden elde edilen kuvvetler ve moment kullanılmıştır. Literatür incelenerek sentezlenen yanıl ve boylamsal kuvvetler referans girdi olarak kullanılmış ve PID kontrol simülasyonları yapılmıştır. Elde edilen kontrol sonuçları Şekil 6.12 ve Şekil 6.13’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

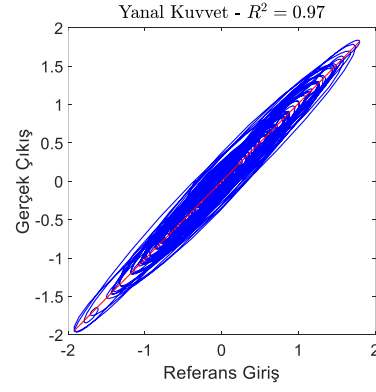


Şekil 6.12. Literatür incelenerek sentezlenen yanıl kuvvet giriş ve çıkış mukayesesi

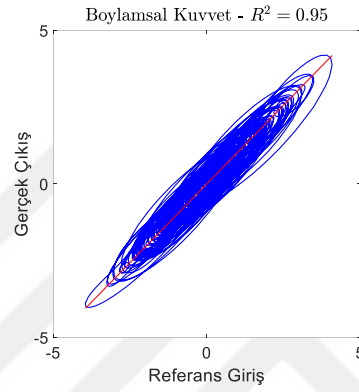


Şekil 6.13. Literatür incelenerek sentezlenen boylamsal kuvvet giriş ve çıkış mukayesesi

Literatür incelenerek sentezlenen yanıl ve boylamsal kuvvetlerin kontrol sonuçları için  $R^2$  değlerleri sırasıyla Şekil 6.14 ve Şekil 6.15’de verilmiştir.

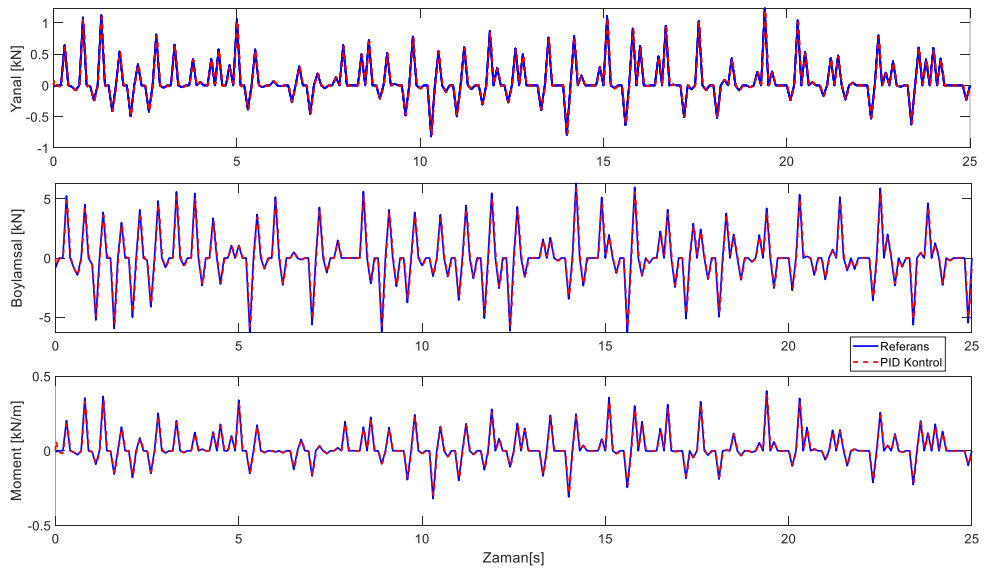


**Şekil 6.14.** Sentezlenen yanal kuvvet  $R^2$  değerleri



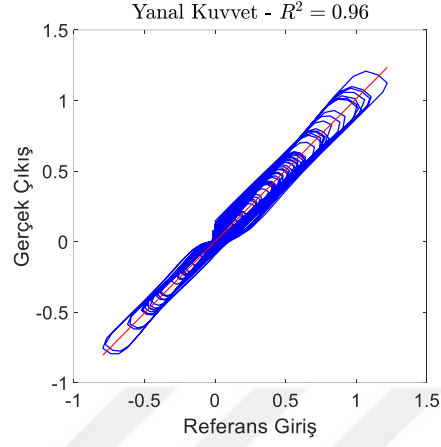
**Şekil 6.15.** Sentezlenen boylamsal kuvvet  $R^2$  değerleri

Adams/Car sanal sürüşlerinden elde edilen kuvvetler ve moment referans girdi olarak kullanılmış ve PID kontrol simülasyonları yapılmıştır. Elde edilen kontrol sonuçları Şekil 6.16'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

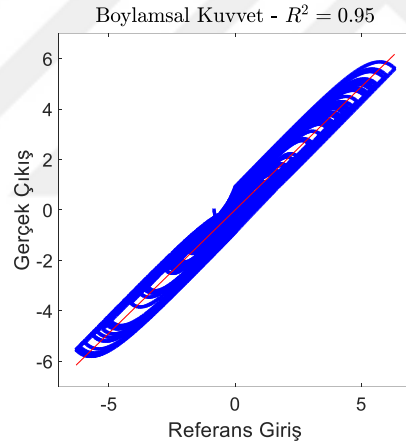


**Şekil 6.16.** Adams/Car sanal sürüşündeki giriş ve çıkış değerlerinin mukayesesi

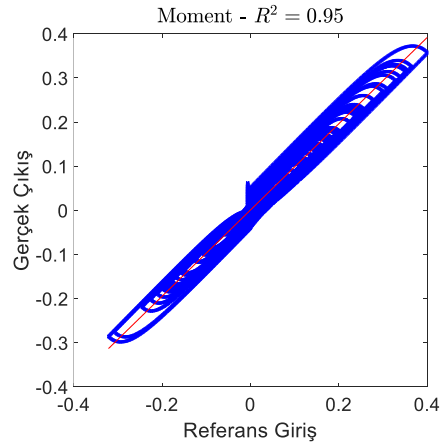
Adams/Car sanal sürüşlerinden elde edilen yanal kuvvet, boylamsal kuvvet ve momentin kontrol sonuçları için  $R^2$  değerleri sırasıyla Şekil 6.17, 6.18 ve 6.19'da verilmiştir.



Şekil 6.17. Adams/Car sanal sürüş yanal kuvvet  $R^2$  değerleri.



Şekil 6.18. Adams/Car sanal sürüş boylamsal kuvvet  $R^2$  değerleri



Şekil 6.19. Adams/Car sanal sürüş moment  $R^2$  değerleri

Bu tez çalışmasının nihai amacı olan araç modeline istenilen yol profili, kuvvetler ve momentin araç gövdesine iletilmesi PID kontrolcüler kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar zaman uzayında sonuçları,  $R^2$ , RMS ve PSD değerleri incelendiği zaman başarılı bir şekilde iletildiği gözlemlenmiştir. Simülasyonlar sonucunda araç gövdesinden istenilen veriler okunabilmektedir. Araç gövdesinden okunması istenen çıktılar isteğe göre değişebilir ve araç modeli farklı süspansiyon parametreleri, ağırlıklar kullanılarak bu doğrultuda düzenlenebilmektedir. Oluşturulan sanal yol simülatörü bu yönüyle farklı araçların farklı yol şartlarında simüle edilebilmesine imkân tanımaktadır.



## 7. MODAL ANALİZ

Modal analiz, bir yapının rezonansa gireceği doğal frekansların belirlenmesinde kullanılan temel dinamik analiz türüdür. Bu doğal frekanslar, çeşitli mühendislik alanlarında büyük önem taşımaktadır. Süspansiyonlar genellikle binek otomobiller ve yarış otomobilleri için farklı doğal frekanslara sahip olacak şekilde ayarlanmıştır. Depremler sırasında üretilen sismik dalgaların binaların doğal frekanslarıyla eşleşmemesi için binaların doğal frekansının hesaplanmaları gerekir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), karmaşık diferansiyel denklemleri çözmek için güçlü bir sayısal yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi; karmaşık bir yapıyı “eleman” olarak adlandırılan nispeten basit alt yapılara ayırmaktır. Daha sonra elemanlar düğümler sayesinde belirli bir şekilde bağlanır, daha sonra uygun sınır ve yük koşulları uygulanır. Sonucunda ise belirlenen soruna yaklaşık çözümler türetilir (Lu 2013). Sonlu elemanlar yöntemi dinamik sistem teorilerini kullanmaktadır. Gerçek yaşamda birçok titreşim problemi tek serbestlik dereceli bir sistemden daha karmaşıktır. Kompleks bir yapı birden fazla serbestlik derecesine sahiptir ve bu da birden fazla doğal frekansı olduğunu göstermektedir. Yapı lineer bir davranış gösteriyor gibi kabul edilirse birden fazla tek serbestlik dereceli bir sistemin birleştirilmiş hali karmaşık problemlere bir çözüm olarak sunulmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi bu problemleri çözmek için önemli bir kullanım aracıdır (Gülbahçe 2021).

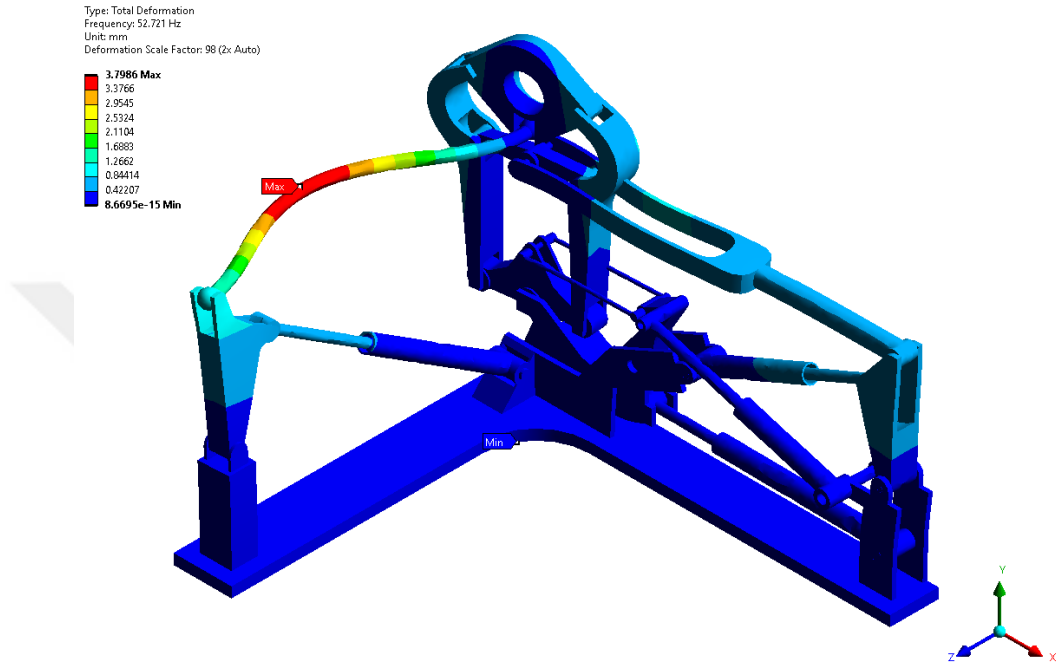
Bu tez kapsamında geliştirilen sanal yol simülatörünün modal analizi yapılarak doğal frekansları elde edilmiştir. Literatür incelendiğinde araç gövdelerinin 1-5 Hz aralığında, aksların ise 1-15 Hz aralığında titreşimlere maruz kaldığı görülmektedir (Yıldırım ve Uzman 2001). Sanal yol simülatörü sistemi 4 farklı tahrik sistemine sahiptir ve sistem tahrik edildiği zaman rezonans durumunun gözlemlenmesi istenmemektedir.

Ansys Workbench yazılımı kullanılarak yapılan modal analizde 0-3000 Hz arası taranmıştır ve 0-150 Hz arasında 11 moda sahip olduğu görülmüştür (Tablo 7.1).

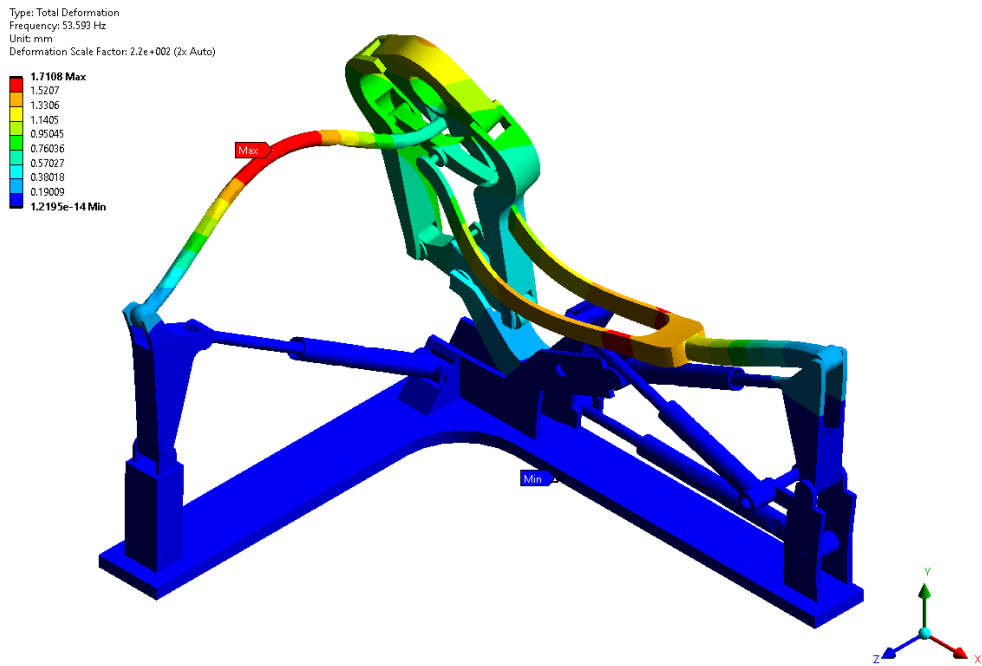
**Tablo 7.1.** Sanal yol simülatörü ilk 11 doğal frekansı.

| Mod | Frekans [Hz] | Mod | Frekans [Hz] |
|-----|--------------|-----|--------------|
| 1   | 52.7207      | 7   | 76.1181      |
| 2   | 53.5932      | 8   | 79.4747      |
| 3   | 58.1910      | 9   | 97.8218      |
| 4   | 63.1928      | 10  | 112.001      |
| 5   | 64.7699      | 11  | 145.205      |
| 6   | 65.3301      |     |              |

Sanal yol simülatörünün 1. ve 2. mod şekilleri Şekil 7.1. ve Şekil 7.2’de diğer mod şekilleri EK-4’de verilmiştir. Sistemin genel titreşim karakteristiği incelendiğinde 0-52 Hz bandında doğal frekansı bulunmamaktadır ve sistemin bu aralıkta rijit olduğu görülmektedir. Ticari yol simülatörleri incelendiği zaman maksimum 50 Hz tahrik sistemine sahip olduğu görülmektedir (MTS 2022).



Şekil 7.1. Sanal yol simülatörü 1. mod şekli.



Şekil 7.1. Sanal yol simülatörü 2. mod şekli.

## 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, karayolunda seyreden araçların dinamik davranışlarını incelemek amacıyla kullanılabilecek bir sanal yol simülatörünün mekanik tasarımının yapılması, hidrolik ve kontrol sisteminin geliştirilmesi, geliştirilen sistemin tasarım doğrulamasının çalışmalarına yer verilmiştir. Geliştirilen sistem hem bir sanal yol simülatörü gibi kullanılabilmekte, hem de fiziksel eşdeğerinin üretilmesine veya dijital modelinin elde edilmesine esas olabilecek bilgileri sunmaktadır. Geliştirilen sanal yol simülatörü 4 tekere de ayrı ayrı 4 tahrik uygulayabilen toplam 16 serbestlik derecelidir.

Bu tez çalışmada öncelikle geliştirilecek yol simülatörünün katı modeli oluşturulmuş ve oluşturulan katı model istenilen girişleri doğru biçimde üretmesini sağlamak üzere optimize edilmiştir. Daha sonra dinamik davranışı incelenecek bir araç modeli oluşturulmuş ve oluşturulan model simülatör modeli ile birleştirilmiştir. Eş-simülasyonlarda kullanılmak üzere hidrolik sistem ve kontrol sistemi tasarlanarak nihai sanal prototip elde edilmiştir. Sanal prototipler, mühendislik tasarımı çalışmalarında hem zaman hem de maliyetler açısından önemli verimlilik artışı sağlamakta, aynı zamanda tasarım faaliyetlerinin etkinliğini önemli ölçüde iyileştirmektedir. Bu tez çalışmasında elde edilen sanal prototip Adams ve Matlab/Simulink eş-simülasyon çalışmaları yapmaya imkân sağlamaktadır.

Günümüzde karayolu taşıtlarının laboratuvar ortamında yol testleri özel olarak geliştirilmiş yol simülatörleri ile gerçekleştirilmektedir. Bu tezin literatüre katkıları aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- Bu tezde geliştirilen 4 tekere de ayrı ayrı 4 tahrik uygulayabilen toplam 16 serbestlik dereceli sanal test düzeneği karayolu taşıtlarının çeşitli yol girdileri kullanılarak dinamik simülasyonunu fiziksel bir test düzeneğine ihtiyaç olmaksızın gerçekleştirebilecektir. Tez çalışması bu yönüyle fiziksel yol simülatörü kullanımı ihtiyacını ortadan kaldıracak buna ilaveten gereksiz malzeme, bakım, enerji ve işletme giderlerini ihtiyaç kalmayacak, aracın test düzeneğine yerleştirilmesi ve bağlanması gibi işlem ihtiyaçları ile aracın muhtelif kısımlarından veri toplanması için enstrümantasyon ve veri toplama sistemi kullanımı ihtiyacı da olmayacaktır.
- Literatürde sanal yol simülatörü geliştirme ile ilgili bazı çalışmalar bulunmakla birlikte bugüne kadar her bir tekerleğe dört eksenle yükleme

yapabilen ve dört tekere de tahrik uygulayabilen toplam 16 serbestlik dereceli sanal yol simülatörüne rastlanmamıştır. Bu durum tez çalışması ile ilgili en önemli yenilik unsurudur.

- Tez çalışması kapsamında geliştirilen sanal test düzeneğinin mekanik tasarımı fiziksel eş değeri imal edilebilecek şekilde gerçekleştirilmiş olup, fiziksel eşdeğerini imal etmek isteyenler için bir kılavuz niteliğinde olacaktır.
- Literatürde bulunan sanal yol simülatörleri sadece tekerleklerle gelen kuvvet, yer değiştirme veya momentleri girdi olarak uygulayabilme yeteneğine sahip iken bu tez çalışmasında geliştirilen sanal test düzeneği; üzerine bağlanan araç ile topyekûn bir sistem olarak modellenmiş olup tekerleklerle uygulanacak yer değiştirme, kuvvet, moment gibi değişkenlerin üretilmesini sağlayan hidrolik sistem ve kontrol sistemini de içermektedir. Bu nedenle tez çalışması kapsamında geliştirilen test düzeneği fiziksel eşdeğerinin dijital ikizini oluşturmak için de kullanılabilir.
- Tasarlanan araç modeline ait sistem parametreleri kolayca değiştirilebileceği için farklı parametrelere sahip araç modellerinin de incelenebilmesine imkân sağlamaktadır.

Sonuç olarak bu tez çalışmasında geliştirilen sanal yol simülatörü farklı araçların farklı yol girdileri altındaki dinamik davranışının incelenmesinde kullanılabilir. Tez çalışmasından elde edilen bilgiler yol simülatörlerinin dijital ikizlerinin oluşturulmasında da kullanılabilir. Tez çalışması kapsamında sanal ve gerçek yol simülatörleri konusunda önemli bilgi birikimi ve tecrübe elde edilmiştir. Tez çalışması sırasında tezin belirli kısımları yayına dönüştürülerek literatüre kazandırılmıştır. Teknolojinin gelişmesiyle ve dijital ikiz kavramının da yaygınlaşmasıyla bu tez kapsamında yapılan çalışmaların öneminin artacağına inanılmaktadır.

Tez çalışması sırasında elde edilen bilgi birikimi kullanılarak farklı mekanizmalar ve/veya eyleyiciler kullanarak daha fazla serbestlik derecesine sahip yol simülatörleri geliştirilebileceği gibi deprem simülatörü, titreşim tablası vb. başka sistemlere ait sanal prototipler ve sanal test düzenekleri geliştirilebilir.

## KAYNAKLAR

- 6022 I, 2006. Hydraulic fluid power — Mounting dimensions for single rod cylinders, 25 MPa (250 bar) series.
- 8608 I, 2016. Road Surface Profiles—Reporting of Measured Data; ISO 8608. International Standards Organisation, Geneve.
- MSC Adams, MSC Software Corporation, 2022. Erişim tarihi 20.05.2022. Erişim adresi, <https://www.mscsoftware.com/product/adams>.
- Alavandar S, Nigam MJ, 2008. Inverse kinematics solution of 3DOF planar robot using ANFIS. *Int. J. of Computers, Communications & Control*, 3, 150-5.
- Alexandru C, Alexandru P. Dynamic modeling and simulation in virtual environment of an active suspension system. *Proceedings of the 14th WSEAS International Conference on Systems*, 81-6.
- Ambrósio J, Verissimo P, 2009. Improved bushing models for general multibody systems and vehicle dynamics. *Multibody System Dynamics*, 22, 4, 341-65.
- Ángel L, Pérez M, Díaz-Quintero C, Mendoza C. Adams/matlab co-simulation: dynamic systems analysis and control tool. *Applied Mechanics and Materials*, 527-31.
- Bakırcıoğlu V, Şen MA, Kalyoncu M. Obtaining Dynamic Characteristics of Electrohydraulic Servo-systems CaseStudy of Parker D1FP Proportional Valve. *International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'17)*, Konya, Türkiye.
- Bennett S, 1996. A brief history of automatic control. *IEEE Control Systems Magazine*, 16, 3, 17-25.
- Borase RP, Maghade D, Sondkar S, Pawar S, 2021. A review of PID control, tuning methods and applications. *International Journal of Dynamics and Control*, 9, 2, 818-27.
- Brezina T, Hadas Z, Vetiska J. Using of Co-simulation ADAMS-SIMULINK for development of mechatronic systems. *14th International Conference Mechatronika*, 59-64.
- Bulatović RR, Đorđević SR, Đorđević VS, 2013. Cuckoo Search algorithm: A metaheuristic approach to solving the problem of optimum synthesis of a six-bar double dwell linkage. *Mechanism and Machine Theory*, 61, 1-13.
- Çakan A, 2013. Karayolu taşıtları süspansiyon sisteminde aktif titreşim kontrolü. *TC Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi*, 92.
- Chindamo D, Gadola M, Marchesin FP, 2017. Reproduction of real-world road profiles on a four-poster rig for indoor vehicle chassis and suspension durability testing. *Advances in Mechanical Engineering*, 9, 8, 1687814017726004.
- Coit WG, Riley DR, 1981. Sensitivity analysis of the inverted slider crank straight-line generator. *Mechanism and Machine theory*, 16, 4, 303-10.
- Cronje PH, Els PS, 2010. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar. *Journal of Terramechanics*, 47, 3, 179-89.
- Devore JL, 2011. *Probability and Statistics for Engineering and the Sciences*, Cengage learning, p.

- Dijksman EA, Smals ATJM, 2000. How to exchange centric inverted slider cranks with  $\lambda$ -formed four-bar linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 35, 2, 305-27.
- Ding Y, Zhang W, Yu L, Lu K, 2019. The accuracy and efficiency of GA and PSO optimization schemes on estimating reaction kinetic parameters of biomass pyrolysis. *Energy*, 176, 582-8.
- Dittmann K-J, Albricht FJ, Leser C, 2002. Validation of virtual prototypes via a virtual test laboratory. *기계와재료*, 14, 3, 27-35.
- Dressler K, Speckert M, Bitsch G, 2009. Virtual durability test rigs for automotive engineering. *Vehicle System Dynamics*, 47, 4, 387-401.
- Dzierżek S, 2000. Experiment-based modeling of cylindrical rubber bushings for the simulation of wheel suspension dynamic behavior. *SAE transactions*, 78-85.
- Erdemir A, 2015. Bir ağır vasıtanın çok akslı direksiyon mekanizmasının optimizasyonu.
- Feng H, Yin C, Ma W, Yu H, Cao D, 2019. Parameters identification and trajectory control for a hydraulic system. *ISA Trans*, 92, 228-40.
- George R, Sidhant R, 2018. Development of Kinematic Analysis Methods for Spatial Multi-link Road Vehicle Suspensions.
- Ghassaei A, 2011. The Design and Optimization of a Crank-Based Leg Mechanism.
- Gosselin C, Angeles J, 1989. Optimization of planar and spherical function generators as minimum-defect linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 24, 4, 293-307.
- Gülbahçe E, 2021. Helikopter gövdesi kabuk yapılarının deneysel analiz yöntemleriyle aktif titreşim kontrolü.
- Huizinga F, Van Oostaijen R, Van Oosten Slingeland A, 2002. A practical approach to virtual testing in automotive engineering. *Journal of Engineering Design*, 13, 1, 33-47.
- Jianguo W, Bo Q, Wenxing Z, Bin Y, (2012). Hydraulic Support Four-bar Linkage Optimized Design Based on Particle Swarm Optimization. 2012 International Conference on Industrial Control and Electronics Engineering: 291-4.
- Jianyou H, Weixiang Q, Huishe Z, 2009. Study on synthesis method of  $\lambda$ -formed 4-bar linkages approximating a straight line. *Mechanism and Machine Theory*, 44, 1, 57-65.
- Johrendt JL, 2005. Optimizing road test simulation using neural network modeling techniques.
- Joo S-G, You S, Leser C. Virtual testing with a virtual spindle coupled road simulator and remote parameter control. *MSC Software Virtual Product Development Conference*, 13-5.
- Kakria S, SriHarsha I, Wagh M, (2015). Modeling and simulation study of BAJA SAEINDIA all terrain vehicle (ATV) using integrated MBD-FEA approach, SAE Technical Paper.
- Kalyoncu M, Haydim M, 2009. Mathematical modelling and fuzzy logic based position control of an electrohydraulic servosystem with internal leakage. *Mechatronics*, 19, 6, 847-58.

- Karelin V, 1986. On the synthesis of the inverted slider-crank mechanisms for approximate straight line motion. *Mechanism and machine theory*, 21, 1, 13-8.
- KARELINN VS, 1984. ON THE SYNTHESIS OF THE INVERTED SLIDER-CRANK MECHANISMS FOR APPROXIMATE STRAIGHT LINE MOTION.
- Khadim Q, Kiani-Oshtorjani M, Jaiswal S, Matikainen MK, Mikkola A, 2021. Estimating the Characteristic Curve of a Directional Control Valve in a Combined Multibody and Hydraulic System Using an Augmented Discrete Extended Kalman Filter. *Sensors (Basel)*, 21, 15.
- Khare A, Dave R, 1979. Optimizing 4-bar crank-rocker mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 14, 5, 319-25.
- Langdon J, Southward SC. Development of a general use quarter-vehicle test rig. *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 1239-45.
- Li L, Li Q. Vibration analysis based on full multi-body model for the commercial vehicle suspension system. *Proceedings of the 6th International Conference on Signal Processing, Robotics and Automation*, Greece, 203-7.
- Liao S, Cao K, Wei H, Liu J, Xie C. Robust optimization of multi-link suspension compliance characteristics based on Taguchi method. *2nd International Conference on Computer Engineering, Information Science & Application Technology (ICCIA 2017)*, 753-9.
- Lijun Z, Zengliang Y, Zhuoping Y. Novel empirical model of rubber bushing in automotive suspension system. *Proceedings of ISMA*, 20-2.
- Liu C, 2017. A Multibody Dynamics Model of a Motorcycle with a Multi-LinkFront Suspension, University of Windsor (Canada).
- Ljung L, 2010. Perspectives on system identification. *Annual Reviews in Control*, 34, 1, 1-12.
- Ljung L, Singh R, 2012. Version 8 of the MATLAB system identification toolbox. *IFAC Proceedings Volumes*, 45, 16, 1826-31.
- Lu Y, 2013. Comparison of finite element method and modal analysis of violin top plate.
- Mallikarjuna Rao T, (2015). Modelling and simulation of Research Concept Vehicle using MBD-FEM approach.
- Mántaras DA, Luque P, 2012. Virtual test rig to improve the design and optimisation process of the vehicle steering and suspension systems. *Vehicle system dynamics*, 50, 10, 1563-84.
- MathWorks, 2021. Simscape™ User's Guide.
- Moog, 2010. Pilot-Operated Servo-Proportional Valves Series D671 to D675 Sizes 05 to 10.
- Moog, 2016. Electro-Hydraulic Valves: A Technical Look.
- Model 329 Spindle-Coupled Road Simulators, 2022. Erişim tarihi 20.05.2022. Erişim adresi, <https://www.mts.com/en/products/automotive>.
- Múčka P, Stein GJ, Tobolka P, 2019. Whole-body vibration and vertical road profile displacement power spectral density. *Vehicle System Dynamics*.

- Nakahara J, Yamazaki K, Otaki Y, 2015. Rubber bushing model for vehicle dynamics performance development that considers amplitude and frequency dependency. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 8, 2015-01-1579, 117-25.
- Niku SB, 2020. *Introduction to robotics: analysis, control, applications*, John Wiley & Sons, p.
- Ogata K, 2010. *Modern control engineering*, Prentice hall Upper Saddle River, NJ, p.
- Ok J, Yoo W, Sohn J, 2008. New nonlinear bushing model for general excitations using Bouc-Wen hysteretic model. *International Journal of Automotive Technology*, 9, 2, 183-90.
- Önen Ü, Çakan A, İlhan I, 2019. Performance comparison of optimization algorithms in LQR controller design for a nonlinear system. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, 27, 3, 1938-53.
- Paksoy M, 2019. Taşıt titreşimlerinin manyetoreolojik damper esaslı simülasyon çevriminde donanım yöntemi ile doğrusal olmayan adaptif kontrolü.
- Park S, Bae J, Jeon Y, Chu K, Bak J, Seo T, Kim J, 2018. Optimal design of toggle-linkage mechanism for clamping applications. *Mechanism and Machine Theory*, 120, 203-12.
- Pham D, Castellani M, Fahmy A. Learning the inverse kinematics of a robot manipulator using the bees algorithm. 2008 6th IEEE International Conference on Industrial Informatics, 493-8.
- Pham D, Koç E, Kalyoncu M, Tıncır M, 2008. Hierarchical PID controller design for a flexible link robot manipulator using the bees algorithm. *Methods (eg. genetic algorithm)*, 25, 32.
- Pham DT, Ghanbarzadeh A, Koç E, Otri S, Rahim S, Zaidi M, 2006. The bees algorithm—a novel tool for complex optimisation problems. In: *Intelligent production machines and systems*. Eds: Elsevier, p. 454-9.
- Plecnik MM, Michael McCarthy J, 2014. Numerical Synthesis of Six-Bar Linkages for Mechanical Computation. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 6, 3.
- Prebil I, Krašna S, Ciglaric I, 2002. Synthesis of four-bar mechanism in a hydraulic support using a global optimization algorithm. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 24, 3, 246-51.
- Puel G, Bourgeteau B, Aubry D, 2013. Parameter identification of nonlinear time-dependent rubber bushings models towards their integration in multibody simulations of a vehicle chassis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 36, 2, 354-69.
- Qing-hua H, Peng H, Da-qing Z, 2008. Modeling and parameter estimation for hydraulic system of excavator's arm. *Journal of Central South University of Technology* 15, 3, 382-6.
- Recurdyn, FunctionBay, Inc, 2022. Erişim tarihi 20.05.2022. Erişim adresi, <https://functionbay.com/en/page/single/2/recurdyn-overview>.
- Industrial Hydraulic Cylinder Solutions, 2022. Erişim tarihi 20.05.2022. Erişim adresi, <https://www.boschrexroth.com/tr/>.

- Ruiz IR, Fricke D, Stachel T, Garcia J, 2012. 6 DOF Bench Test on a New Active Kinematics Rear Suspension for Functional Development. SAE International Journal of Passenger Cars-Electronic and Electrical Systems, 5, 2012-01-0550, 238-45.
- Sancibrian R, Viadero F, García P, Fernández A, 2004. Gradient-based optimization of path synthesis problems in planar mechanisms. Mechanism and Machine Theory, 39, 8, 839-56.
- Sedlaczek K, Dronka S, Rauh J, 2011. Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations. Vehicle system dynamics, 49, 5, 741-59.
- Sert E, Boyraz P, 2017. Optimization of suspension system and sensitivity analysis for improvement of stability in a midsize heavy vehicle. Engineering science and technology, an international journal, 20, 3, 997-1012.
- Shiakolas PS, Koladiya D, Kebrle J, 2005. On the optimum synthesis of six-bar linkages using differential evolution and the geometric centroid of precision positions technique. Mechanism and Machine Theory, 40, 3, 319-35.
- Shim M, Kim J-H, 2018. Design and optimization of a robotic gripper for the FEM assembly process of vehicles. Mechanism and Machine Theory, 129, 1-16.
- Sohn J-H, Lee S-K, Yoo W-S, 2008. Hybrid neural network bushing model for vehicle dynamics simulation. Journal of mechanical science and technology, 22, 12, 2365-74.
- Söylemez E, 2010. Mekanizma tekniği.
- Sundström P, Henningsson M, Akutain XC, Hirano Y, Ocariz A, Iida H, Aikawa N, Andreasson J. Virtual Vehicle Kinematics and Compliance Test Rig. The First Japanese Modelica Conferences, May 23-24, Tokyo, Japan, 29-34.
- Țoțu V, Alexandru C, 2012. Multi-objective optimization of the rear guiding linkage of a formula student race car. Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, 5, 54, 53-8.
- Țoțu V, Alexandru C, 2013. Dynamic analysis of a multi-link suspension mechanism with compliant joints. Bulletin of the Transilvania University of Brașov-Series I, 6, 33-8.
- Wang H, Wang S, Tomovic MM, 2009. Suspension mechanism simulation and optimization considering multiple disciplines. Journal of mechanical science and technology, 23, 1, 100-8.
- Wang X, 2013. The Optimization Design of Six-bar Linkage Mechanism.
- Wang X, Cong D, Yang Z, Xu S, Han J, 2019. Modified quasi-newton optimization algorithm-based iterative learning control for multi-axial road durability test rig. IEEE access, 7, 31286-96.
- Wei L-X, Wang H-R, Li Y. A new solution for inverse kinematics of manipulator based on neural network. Proceedings of the 2003 International Conference on Machine Learning and Cybernetics (IEEE Cat. No. 03EX693), 1201-3.
- Xueying L, Zhuoping Y, Lu X, 2012. The Study on Accurate Modeling of Suspension Based on ADAMS. International Journal of Machine Learning and Computing, 2, 2, 138.

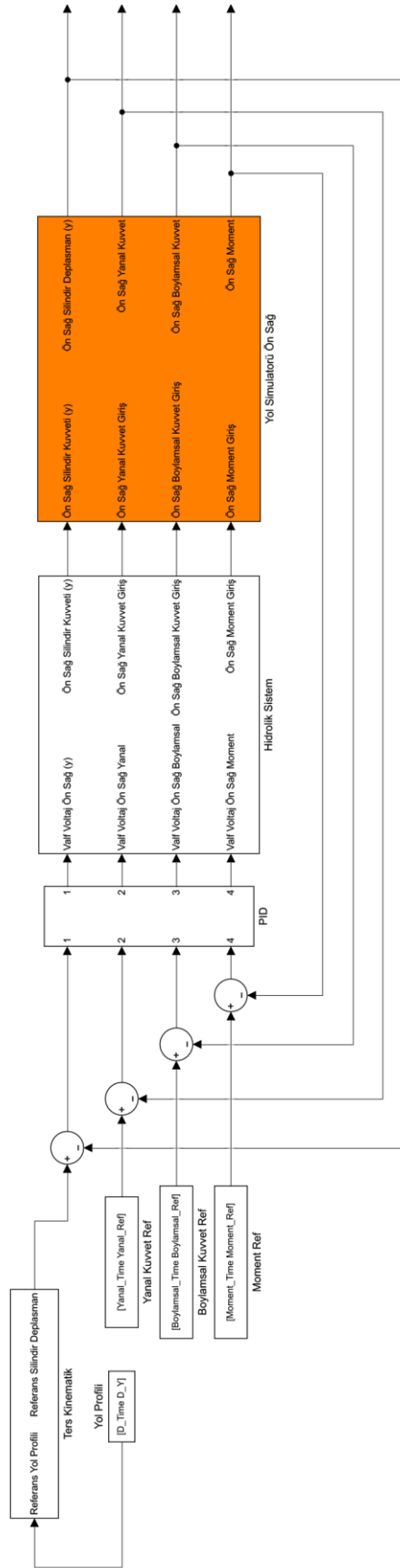
- Yildirim S, Uzmay I, 2001. Statistical analysis of vehicles' vibration due to road roughness using radial basis artificial neural network. *Applied Artificial Intelligence*, 15, 4, 419-27.
- You SS, Fricke D, 2011. Advances of virtual testing and hybrid simulation in automotive performance and durability evaluation. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 4, 1, 98-110.
- Youngworth RN, Gallagher BB, Stamper BL, 2005. An overview of power spectral density (PSD) calculations. *Optical Manufacturing and Testing VI*, 5869, 206-16.
- Yu K, Liang JJ, Qu BY, Chen X, Wang H, 2017. Parameters identification of photovoltaic models using an improved JAYA optimization algorithm. *Energy Conversion and Management*, 150, 742-53.
- Zhang C, Norton PR, Hammonds T, 1984. Optimization of parameters for specified path generation using an atlas of coupler curves of geared five-bar linkages. *Mechanism and machine theory*, 19, 6, 459-66.
- Zhang J, Xia P, 2017. An improved PSO algorithm for parameter identification of nonlinear dynamic hysteretic models. *Journal of Sound and Vibration*, 389, 153-67.
- Zhu H, Yang J, Zhang Y, Feng X, Ma Z, 2017. Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride comfort. *Nonlinear Dynamics*, 89, 2, 1545-68.

## EKLER

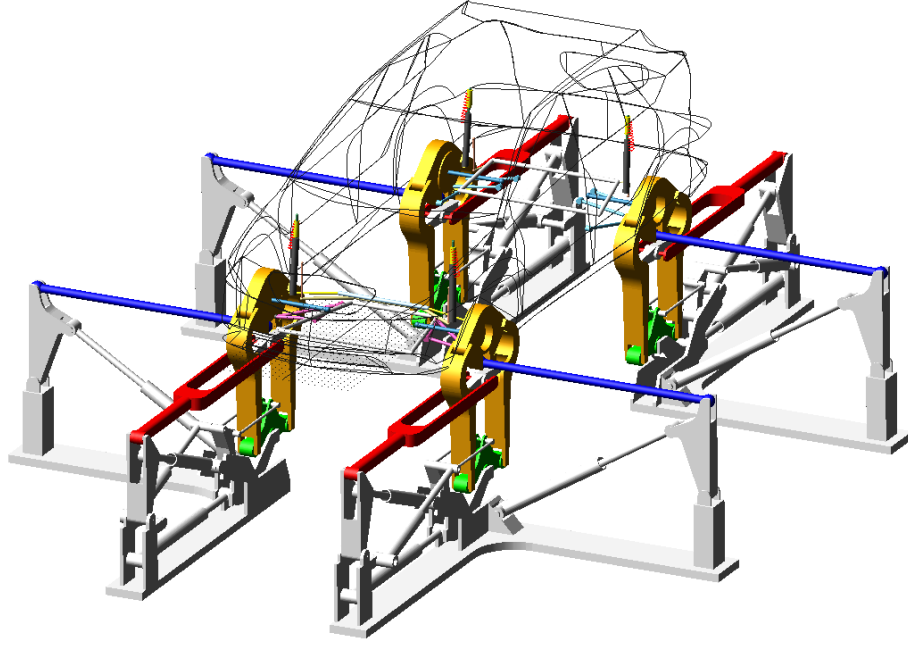
### EK-1 Sanal test düzeneği eş-simülasyon modeli.



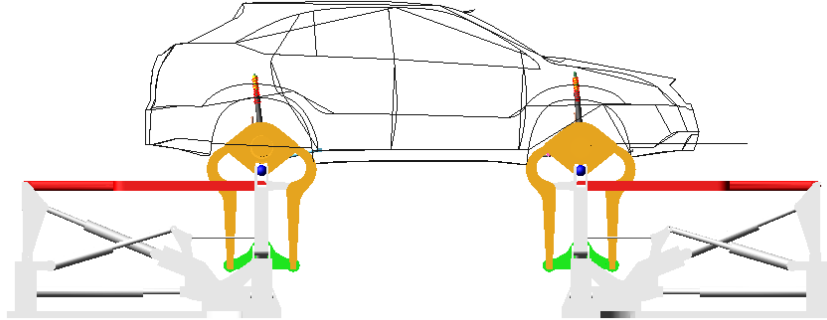
EK-2 4 serbestlik dereceli kısım kontrol şeması.



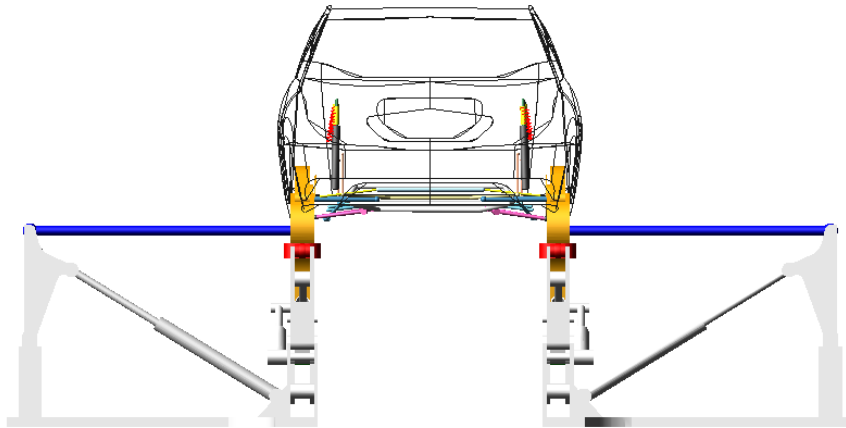
**EK-3.1.** Sanal test düzeneği detaylı görünümü.



a) Sanal test düzeneği izometrik görünüşü.

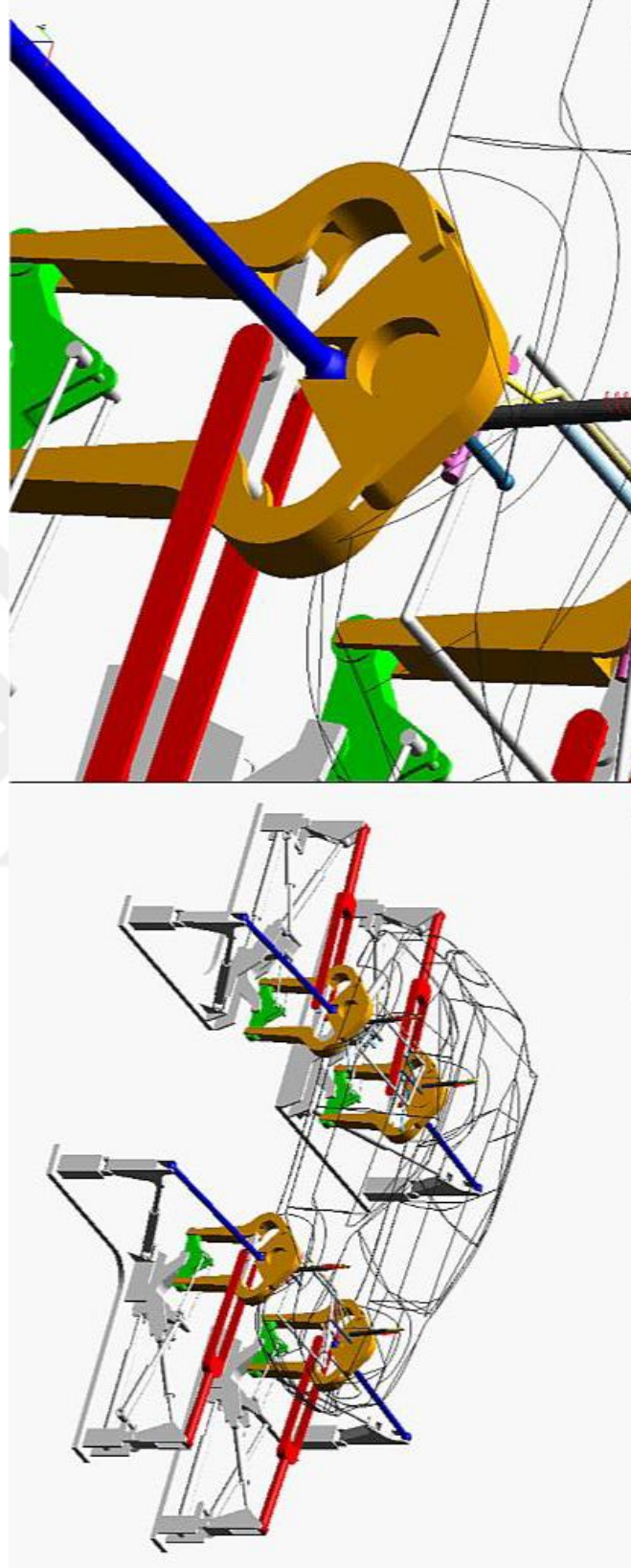


b) Sanal test düzeneği yandan görünüşü.



c) Sanal test düzeneği önden görünüşü.

**EK-3.2.** Sanal test düzeneği detaylı görünümü.

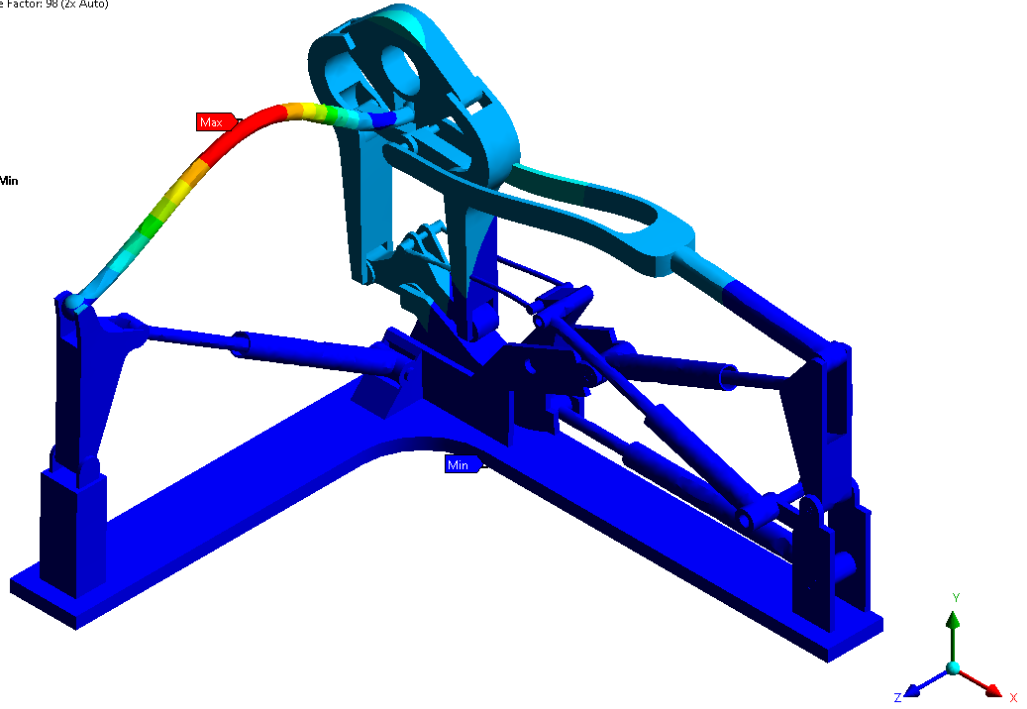


a) Video ekran görüntüsü

### EK-4.1 Sanal test düzeneği mod şekilleri.

Type: Total Deformation  
Frequency: 58.191 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 98 (Z: Auto)

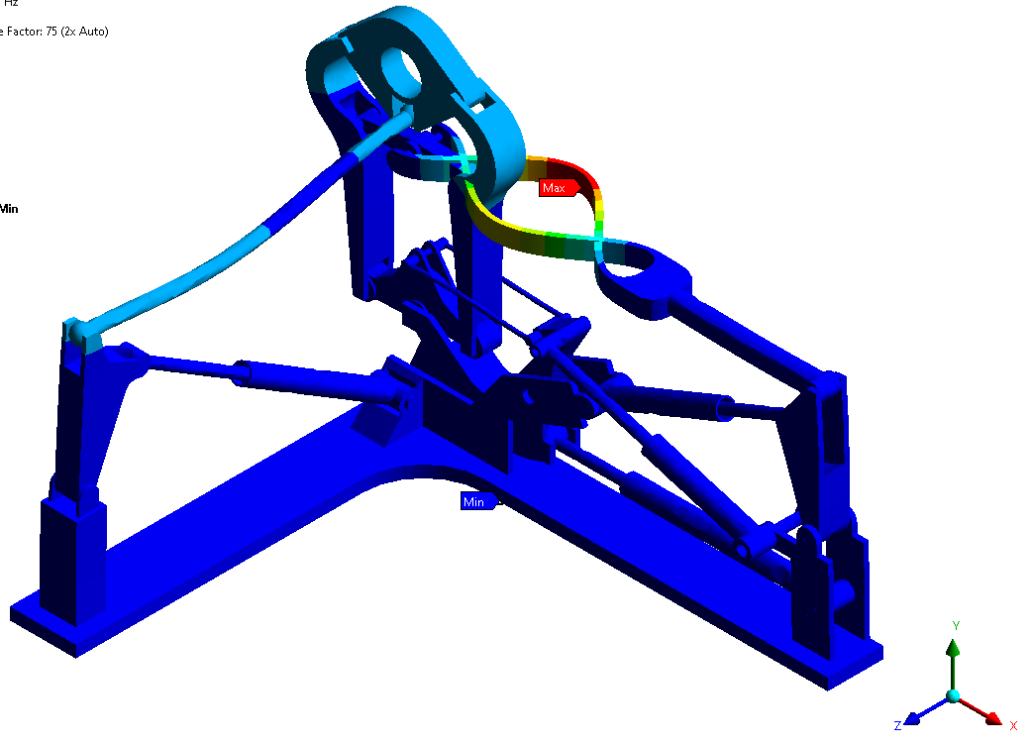
3.8671 Max  
3.4375  
3.0078  
2.5781  
2.1484  
1.7187  
1.289  
0.85936  
0.42968  
7.9061e-15 Min



a) Sanal test düzeneği 3. Mod Şekli

Type: Total Deformation  
Frequency: 63.193 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 75 (Z: Auto)

4.9847 Max  
4.4308  
3.877  
3.3231  
2.7693  
2.2154  
1.6616  
1.1077  
0.55385  
2.0292e-14 Min

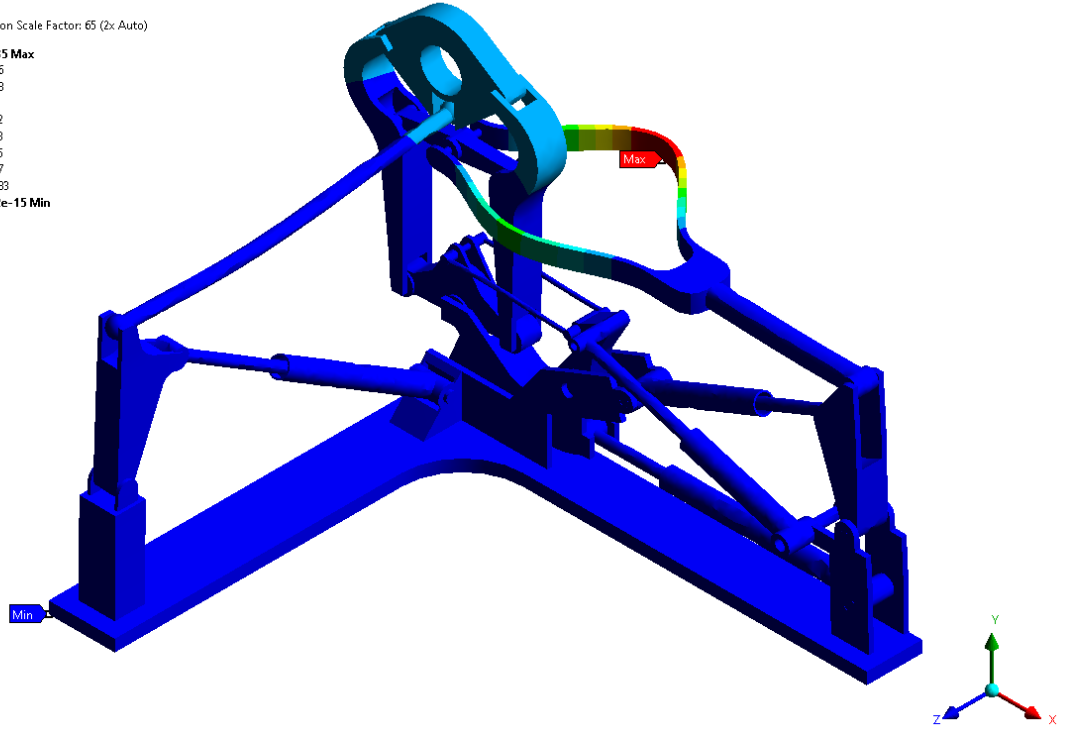


b) Sanal test düzeneği 4. Mod Şekli

## EK-4.2 Sanal test düzeneği mod şekilleri.

Type: Total Deformation  
Frequency: 64.77 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 65 (2x Auto)

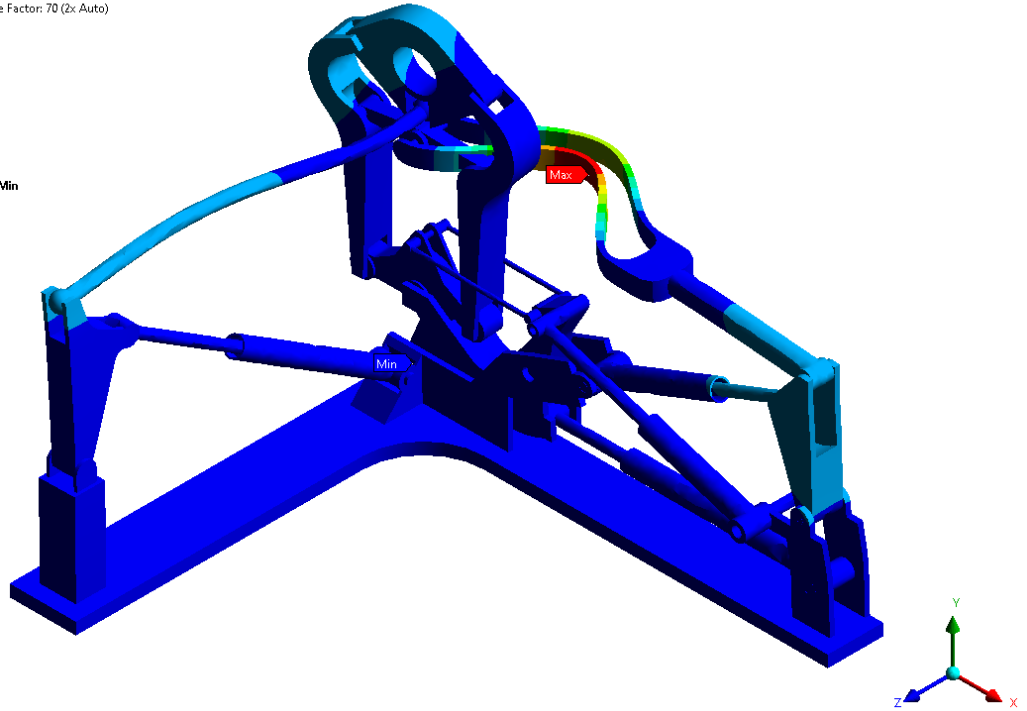
5.7585 Max  
5.1186  
4.4788  
3.839  
3.1992  
2.5593  
1.9195  
1.2797  
0.63983  
4.092e-15 Min



a) Sanal test düzeneği 5. Mod Şekli

Type: Total Deformation  
Frequency: 65.33 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 70 (2x Auto)

5.2848 Max  
4.6976  
4.1104  
3.5232  
2.936  
2.3488  
1.7616  
1.1744  
0.5872  
3.8037e-15 Min

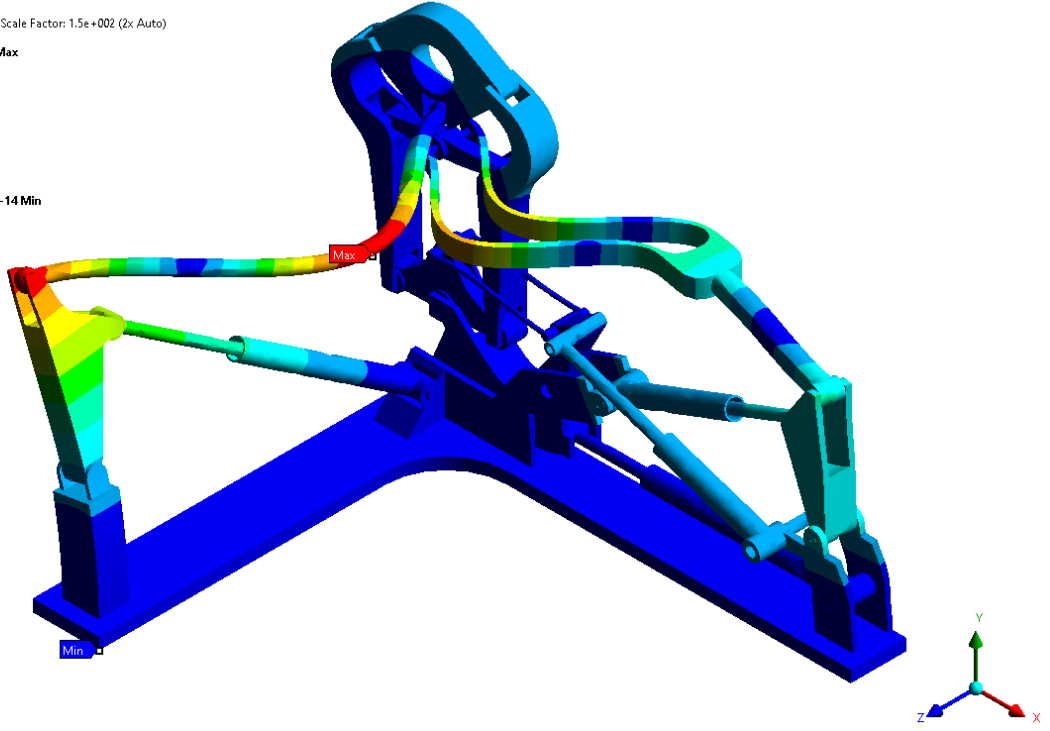


b) Sanal test düzeneği 6. Mod Şekli

### EK-4.3 Sanal test düzeneği mod şekilleri.

Type: Total Deformation  
Frequency: 76.118 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 1.5e+002 (2x: Auto)

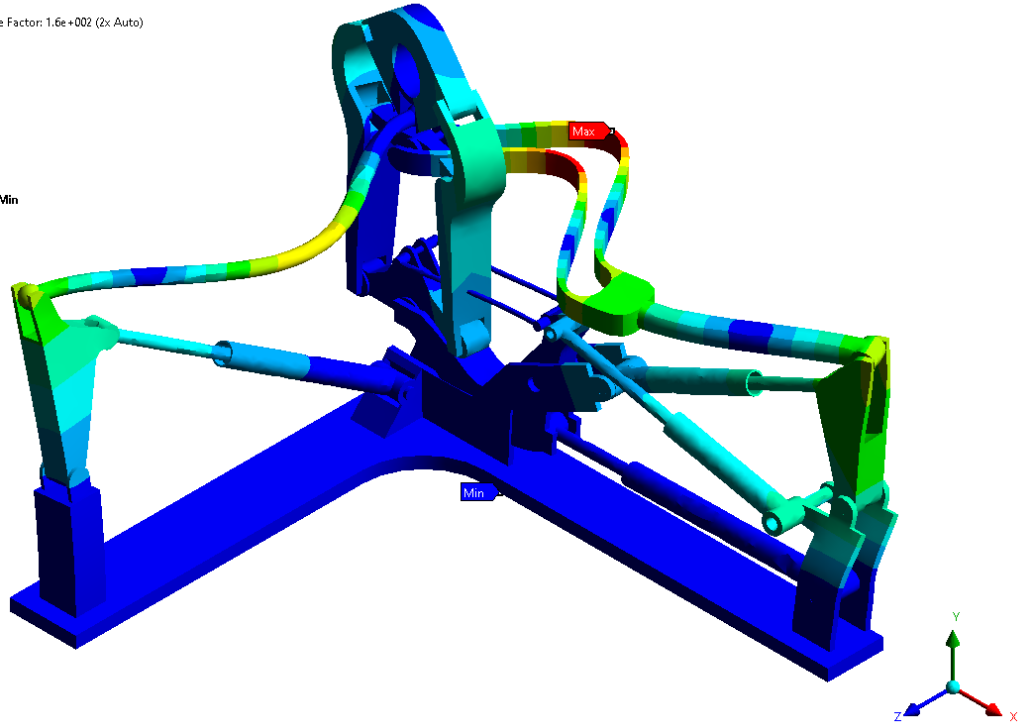
2.4443 Max  
2.1727  
1.9011  
1.6296  
1.358  
1.0864  
0.81478  
0.54318  
0.27159  
2.9053e-14 Min



a) Sanal test düzeneği 7. Mod Şekli

Type: Total Deformation  
Frequency: 79.475 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 1.6e+002 (2x: Auto)

2.3494 Max  
2.0894  
1.8273  
1.5663  
1.3052  
1.0442  
0.78314  
0.52209  
0.26105  
2.5122e-15 Min

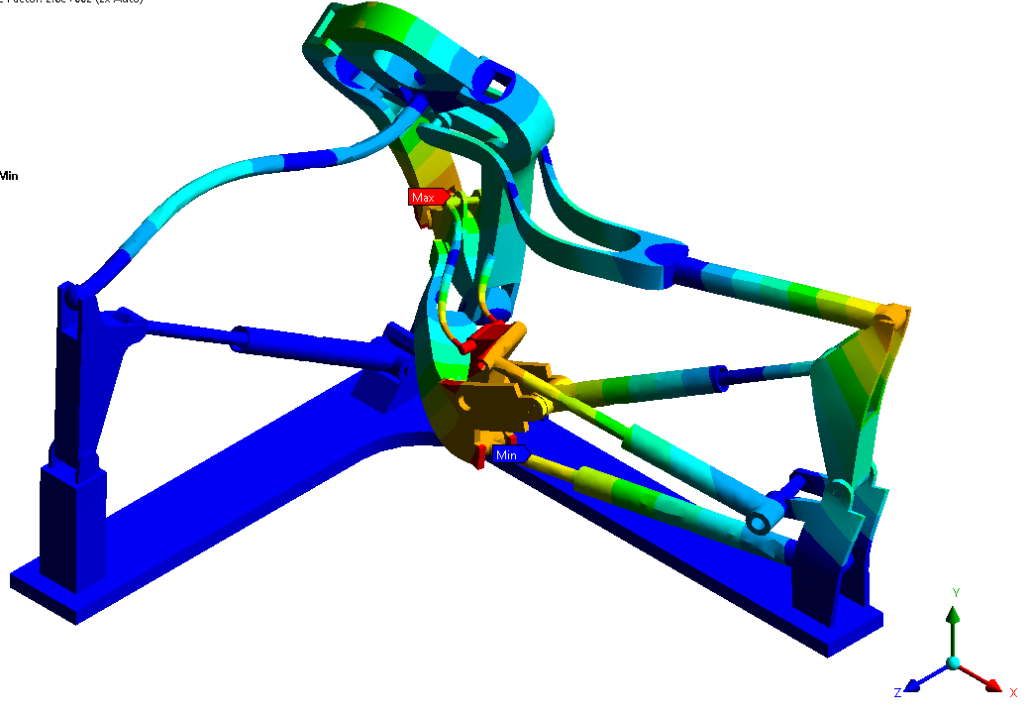


b) Sanal test düzeneği 8. Mod Şekli

#### EK-4.4 Sanal test düzeneği mod şekilleri.

Type: Total Deformation  
Frequency: 97.822 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 2.6e+002 (2x: Auto)

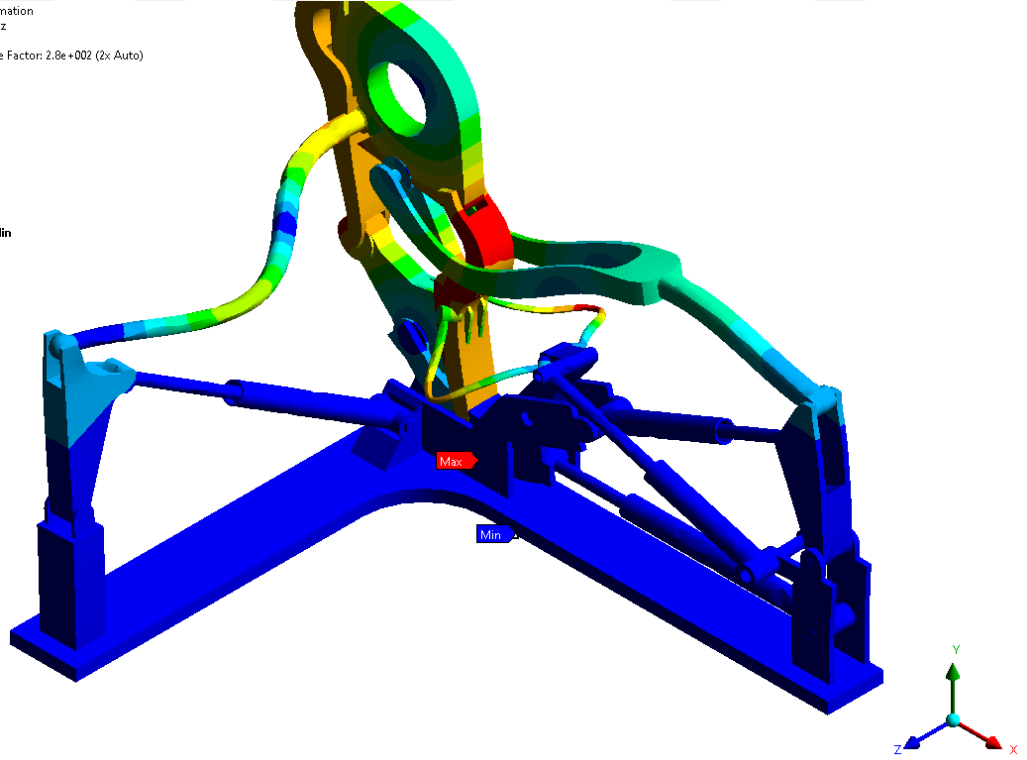
1.4606 Max  
1.2983  
1.136  
0.97374  
0.81145  
0.64916  
0.48687  
0.32458  
0.16229  
1.5592e-14 Min



a) Sanal test düzeneği 9. Mod Şekli

Type: Total Deformation  
Frequency: 112. Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 2.8e+002 (2x: Auto)

1.3516 Max  
1.2015  
1.0513  
0.90109  
0.75091  
0.60073  
0.45055  
0.30036  
0.15018  
2.406e-14 Min

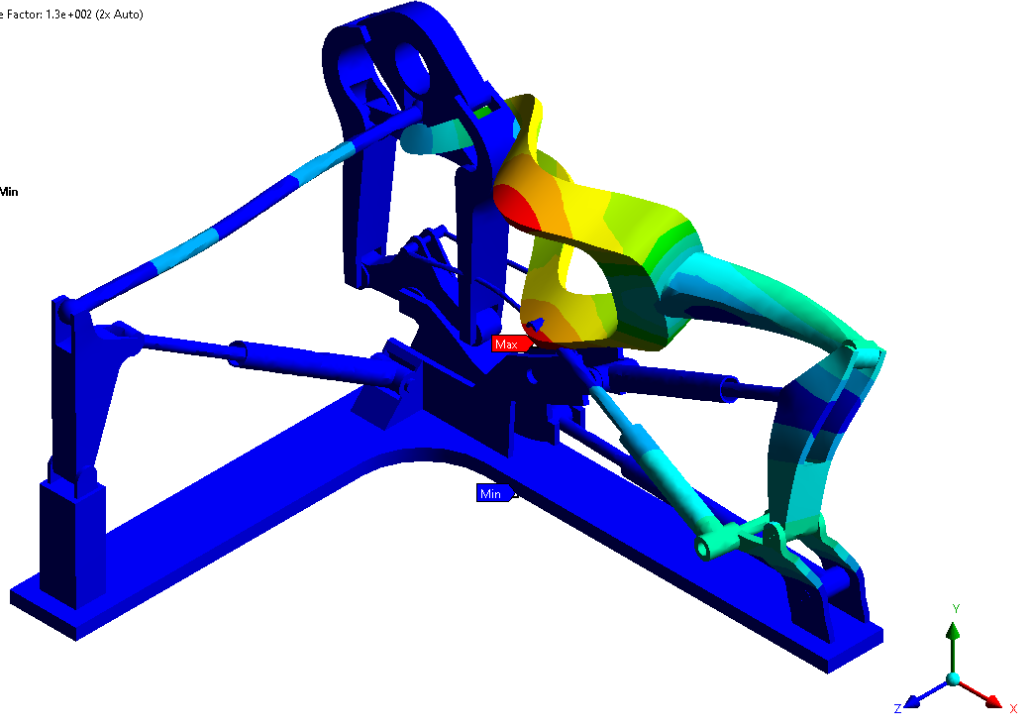


b) Sanal test düzeneği 10. Mod Şekli

### EK-4.5 Sanal test düzeneği mod şekilleri.

Type: Total Deformation  
Frequency: 145.2 Hz  
Unit: mm  
Deformation Scale Factor: 1.3e+002 (2x: Auto)

3.7811 Max  
3.361  
2.9409  
2.5207  
2.1006  
1.6805  
1.2604  
0.84024  
0.42012  
1.3504e-13 Min



a) Sanal test düzeneği 11. Mod Şekli