



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MOBİL AĞIR YÜK TAŞIYICILAR İÇİN
HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİ
TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

Kahraman KÜÇÜK

DOKTORA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık-2023
KONYA

Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Kahraman KÜÇÜK tarafından hazırlanan “Mobil Ağır Yük Taşıyıcılar İçin Hidro-pnömatik Süspansiyon Sistemi Tasarımı ve Geliştirilmesi” adlı tez çalışması 18/12/2023 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. Ömer Sinan ŞAHİN

.....

Danışman

Prof. Dr. Fatih M. BOTSALI

.....

Üye

Prof. Dr. Mete KALYONCU

.....

Üye

Prof. Dr. Süleyman NEŞELİ

.....

Üye

Doç. Dr. Ümit ÖNEN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mevlüt UYAN
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.

Kahraman KÜÇÜK

Tarih: 18.12.2023

ÖZET

DOKTORA TEZİ

MOBİL AĞIR YÜK TAŞIYICILAR İÇİN HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

Kahraman KÜÇÜK

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

2023, 236 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI
Prof. Dr. Mete KALYONCU
Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN
Prof. Dr. Süleyman NEŞELİ
Doç. Dr. Ümit ÖNEN

Doğrusal yay kullanılan mekanik süspansiyon sistemleri belli yol düzgünlüğü değerleri ve belli yük değerleri için makul bir sürüş konforu performansı sunmak üzere tasarlanmıştır. Pasif yapıda olan bu sistemler değişen yükleme ve yol düzgünlüğü koşullarında istenilen sürüş konforunu sağlayamaz. Askeri araçlar, iş makinaları, ağır yük kamyonları, traktörler, mobil vinçler gibi genellikle yoldışı faaliyetlerde kullanılan sistemlerde aracın doğrusal, yatış ve yunuslama salınımlarının etkin biçimde kontrol edilmesi amacıyla Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemi (HPS) kullanımı tercih edilir. HPS sisteminin yay sabiti ve doğal frekansı artan yüke/sehime bağlı olarak arttığı için HPS bir yandan aracın sürüş konforunu sağlarken diğer yandan aracın üstündeki bom, kule vb. yapıların doğrusal, yatış ve yunuslama salınımlarının kontrol edilerek aracın stabilitesinin korunmasını sağlar.

Bu tezde, ağır yük araçlarda kullanmak üzere sürüş konforunu yönünden iyileştirilmiş performans özelliklerine sahip HPS'nin tasarımı için bir deneysel yöntem sunulmuştur. Bu kapsamda, HPS tasarımı yapmak üzere bir deney sistemi tasarlanarak üretilmiş, istenilen performans özelliklerine uygun HPS parametrelerinin en az sayıda deneyle en doğru tahmini elde edecek şekilde belirlenmesi amacıyla kullanılacak deney planı Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi ile belirlenmiştir. HPS tasarımında kullanılacak farklı özelliklere sahip yollara ait yol verileri bir veri toplama sistemi aracılığı ile elde edilmiştir. Taguchi yöntemi ile elde edilen deneysel planı uygulanarak elde edilen deneysel veriler nCode yazılımı ile işlenerek sistemin sürüş konforu yönünden eniyilenmesi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler şeklinde sunulmuştur.

Tasarlanan deney sisteminin sayısal yöntemlerle doğrulanması amacıyla iki serbestlik dereceli bir çeyrek araç modeli kullanılarak geliştirilen sistemin CAD modeli oluşturulmuştur. MATLAB yazılımı kullanılarak HPS'nin sistem tanılaması yapılmış, elde edilen veriler parameterize edilerek Hooke-Jeeves ve Bees Algoritmaları eş zamanlı olarak çalıştırılarak sistemi en iyi tanımlayan transfer fonksiyonu elde edilmiştir. Sunulan deneysel yöntemle tasarlanan HPS'nin performansı elde edilen transfer fonksiyonu kullanılarak doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidro-pnömatik süspansiyon, çeyrek araç modeli, taguchi, deneysel tasarım, test, modelleme, simülasyon, optimizasyon.

ABSTRACT

PhD THESIS

DESİGN AND DEVELOPMENT OF HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION SYSTEM FOR MOBILE HEAVY DUTY TRANSPORTERS

Kahraman KÜÇÜK

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

Advisor: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

2023, 236 Pages

Jury

**Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI
Prof. Dr. Mete KALYONCU
Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN
Prof. Dr. Süleyman NEŞELİ
Assoc. Prof. Dr. Ümit ÖNEN**

Mechanical suspension systems using linear springs are passive systems designed to provide reasonable ride comfort for certain road roughness and load values. These systems cannot provide the desired driving comfort under changing loading and road unevenness conditions. In systems generally used in off-road activities such as military vehicles, construction equipment, heavy-duty trucks, tractors, mobile cranes it is preferred to use the Hydro-Pneumatic Suspension System (HPS), in order to effectively control the linear, roll and pitch oscillations of the vehicle. Since the spring constant and natural frequency of the HPS system increases with increasing load/deflection, HPS ensures the driving comfort of the vehicle, and on the other hand stabilizes the boom, tower and similar structures mounted on the vehicle by reducing linear vibrations.

In this thesis, an experimental method is presented for the design of HPS with optimum performance characteristics in terms of driving comfort for use in heavy-duty vehicles. In this context, an experimental system was designed and produced to design HPS, and the experimental plan to be used to determine the HPS parameters suitable for the desired performance characteristics was determined by the Taguchi Experimental Design Method. Road data for roads with different characteristics to be used in HPS design were obtained through a data acquisition system. Applying the experimental plan obtained by Taguchi method, the experimental data obtained were processed with nCode software and the system was optimized in terms of driving comfort. Obtained results are presented in the form of graphs.

In order to verify the designed experimental system with numerical methods, CAD model of the developed system was created using a quarter vehicle model with two degrees of freedom. System identification of HPS was performed by using MATLAB software. Obtained data were parameterized and the transfer function that best describes the system was obtained by running Hooke-Jeeves and Bees Algorithms simultaneously. The performance of the designed HPS with the presented experimental method has been verified using the obtained transfer function.

Keywords: Hydro-pneumatic suspension, quarter car model, taguchi, experimental design, testing, modeling, simulation, optimization

ÖNSÖZ

Öncelikle, varlığı her konuda beni motive eden değerli canım oğlum Ayazım'a tabi ki hayatın her anında bana gösterdiği anlayış, verdiği destek ve cesaret için, eşim Melis SUNGUR KÜÇÜK'e;

Bugüne kadar her zaman yanımda olup, benim için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve bugünlere ulaşmamı sağlayan değerli aileme özellikle anneme;

Bilgi ve tecrübesini üzerimden hiç eksik etmeyen, tez çalışmam sürecinde her daim motive eden, bana güven ve cesaret veren, zaman ayırıp sabır gösteren ve yardımlarını hiç esirgemeyen duyduğu güveni hissettirmesi ile her zaman daha iyiye teşvik eden sevgili hocam ve danışmanım Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI'ya,

TİK Üyesi olarak, tezimin bu hale gelmesi konusunda değerli ve önemli katkılar veren Prof. Dr. Mete Kalyoncu ve Doç. Dr. Ümit ÖNEN'e,

Kapısını her çaldığımda bir baba şefkatiyle özüme dokunan, profesyonel yönlendirmesiyle iş hayatımın ve tezimin her anına katkı sunan Sayın Prof. Dr. Y. Samim ÜNLÜSOY hocama,

Bazı hikayelerde olayın başladığı ve bitti mekanlar çevreler değişebilir. Tam olarak doktora çalışmamda iş hayatı ile eş zamanlı devam bir süreç olduğu için çok farklı evrelere sahip oldu. Ateşin yakıldığı doktora eğitimime başladığım kurum HİDROKON, bilimi ürüne dönüştüren HİDROMEK, son olarak da doktora eğitimimi tamamladığım her daim en iyiye ulaştırmak için gece gündüz çalışmaktan onur duyduğum TÜRKTRAKTÖR firmasında son bulan mucizevi bir çalışma oldu. Bu süreçte tezime doğrudan veya dolaylı destek veren meslektaşlarıma, mesai arkadaşlarıma ve dostlarıma,

İş ve özel hayatımda her daim destekçim olan, bana olan güvenini hep hissettiğim, iş insanı ve değerli büyüğüm Memiş KÜTÜKÇÜ Bey'e,

Özellikle, tezimin yürütülmesi aşamasında gösterdiği manevi desteği ve teknik anlamdaki yardımları için sevgili meslektaşlarım İlyas GENÇ, Mehmet Can KATMER, Fazıl Anıl ÖZCAN, Abdullah ERDEMİR'e

Bilimin ışığından yürüyen her bir kişi için desteklerini esirgemeyen ve çok değerli iş insanlarını çatısı altında toplayan BİAS MÜHENDİSLİK ailene ve özellikle kurucuları Aydın KUNTAY ve Ender KOÇ'a tezimdeki katkılarından dolayı,

Destekleri esirgemeyen isimlerini bu sayfalara sığdıramayacağım tüm çalışma arkadaşlarıma,

Ve tüm değerli dostlarıma;

Saygı ve sevgilerimle, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Kahraman KÜÇÜK
KONYA-2023



Ayazım'a

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Amacı.....	3
1.2. Tezin Motivasyonu	3
1.3. Tez Çalışmasının Bilime Katkısı	4
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	14
2.1. Hidro-pnömatik Süspansiyon Sisteminin Kullanıldığı Bazı Uygulamalar.....	54
3. TEST SİSTEMİNİN TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ	64
3.1. Yapısal Tasarım	64
3.1. Hidrolik Sistem Tasarımı.....	73
4. GERÇEK YOL VERİLERİNİN TOPLANMASI VE TEST PARKURUNUN OLUŞTURULMASI.....	83
4.1. Yol Verilerinin Toplanması	83
4.2. Asfalt Yola Ait Veriler	86
4.3. Engebeli Yola Ait Veriler	89
4.4. Toplanan İvme Verilerinin Deplasman Verisine Dönüştürülmesi	92
4.5. Yol profillerinin ISO 8608 Standardına Göre Sınıflandırılması.....	94
5. HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN DENEYSEL TASARIMI VE SİMÜLASYONU	98
5.1. Moog Silindirinin Test Ünitesine Montajı, Data Toplama Sistematığının Oluşturulması ve Hazırlanması.....	98
5.2. Test Ünitesinin Genel Montajı.....	108
5.3. Sensörlerin Test Ünitesine Montaj Detayı.....	109
5.4. Deneysel Tasarım	114
5.4. Taguchi Deney Tasarımı.....	118
5.4.1. Faktörlerin belirlenmesi.....	118
5.4.2. Seviyelerin tanımlanması.....	119
5.4.3. Deneysel tasarımın gerçekleştirilmesi	119
5.5. İlave Deneyler ve Çıktıları.....	120

6. HPS TEST ÜNİTESİ SİSTEM TANILAMA VE OPTİMİZASYON	130
6.1. Transfer Fonksiyonu	130
6.2. Optimizasyon	136
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	142
7.1. Sonuçlar	142
7.2. Öneriler	144
KAYNAKLAR	145
EKLER	153



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

a	: Gözlem Değeri
A_i	: Yol Profil Genliği (m)
f	: Amaç Fonksiyonu
$G(s)$	: Transfer Fonksiyonu
$G_d(n_0)$	: Pürüzlülük İndeksi ($m^2/rad/m$)
h	: Yol Profili Yüksekliği (m)
i	: Sinyalin Sırası
k	: Yol Sınıflarına Karşılık Gelen Sabit
n	: Dalga Sayısı
N	: Toplam Düşey Yer Değiştirme (m)
n_0	: Referans Açısal Uzaysal Frekans (cyc/m)
n_b	: Ayrık Dalga Sayısı
n_i	: Konumsal Frekansında Basit Harmonik Kosinüs Fonksiyon İfadesi
n_{max}	: Maksimum Uzamsal Frekans (rad/m)
S_2	: Varyans
sI	: Örnekleme Aralığı (m)
t	: Zaman (s)
V	: Hız (m/s)
v_i	: Transfer Fonksiyon Değişkenleri
w	: Dalgallılık Katsayısı
x	: Profilin Toplam Uzunluğu (m)
$X(s)$	: Sapma Değişkeni Halindeki Giriş Değeri Laplace Dönüşümü
$Y(s)$	: Sapma Değişkeni Halindeki Çıkış Değeri Laplace Dönüşümü
y_i	: Performans Yanıtı
y_{out}	: Transfer Fonksiyonundan Elde Edilen Anlık Değer
y_{test}	: Test Ünitesinden Elde Edilen Anlık Değer
$\bar{y}$	: Ortalama Değer
z	: Deneme Test Sayısı
Δn	: Frekans Artırımı (N)
ϕ	: Faz Açısı ($^\circ$)

Kısaltmalar

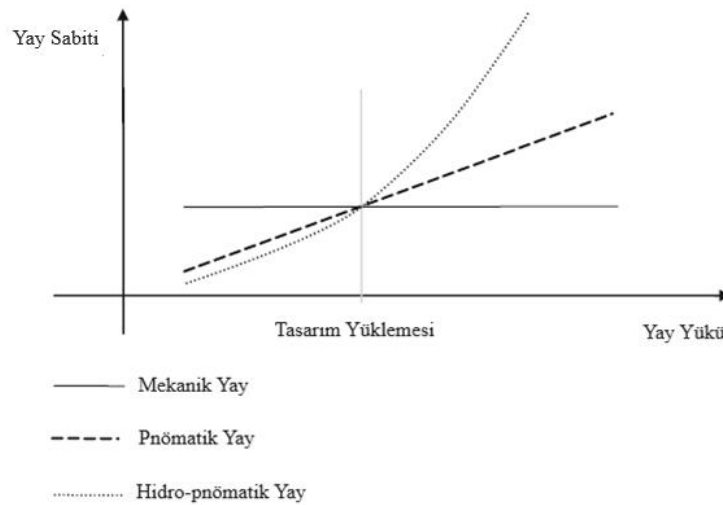
1D	: Bir Boyutlu
2D	: İki Boyutlu
ADAMS	: Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
AKF	: Artırılmış Kalman Filtresi
AMEsim	: Adaptive Modeling Environment for Simulation
ATS	: All-Terrain Crane
BWR	: Benedict Webb Rubin
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CPU	: Merkez İşlem Birimi
ÇTM	: Çeyrek Taşıt Modeli

DC	: Doğru Akım (Direct Current)
DHIS	: Dual Accumulators on Each Fluid Circuit
DLC	: Dinamik Yük Katsayısı
DOE	: Deneysel Tasarım
DOF	: Degrees of Freedom
EE	: Enerji Denklemi
ESD	: Electro Static Discharge
FPE	: Final Prediction Error
GA	: Genetik Algoritma
GPS	: Global Positioning System
HAD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
HC	: Half Car
HIS	: Hydraulically Interconnected Suspension
HP	: Hidro-pnömatik
HPS	: Hidro-pnömatik Süspansiyon
ICP	: Inductively Coupled Plasma
IG	: İdeal Gaz
ISO	: International Organization for Standardization
ISU	: In-arm Type Hydropneumatic Suspension Unit
LQR	: Linear Quadratic Regulator
MATLAB	: Matrix Laboratory
MBD	: Çoklu Gövde Dinamiği
MCU	: Manifold Control Unit
OLED	: Organic Light-Emitting Diode
PID	: Oransal – Türevsel – İntegral Kontrolcü
PSD	: Güç Spektral Yoğunluk
PSO	: Particle Swarm Optimization
PVA	: Pressure Volume Analysis
RM	: Robbins-Monro
RMS	: Root Mean Square
RTS	: Rauch-Tung-Striebel
S/N	: Sinyal/Gürültü
SAVGS	: Seri Aktif Değişken Geometrilili Süspansiyon
SD	: Secure Digital
SDRE	: Durum Bağımlı Riccati Eşitliği
SUV	: Sportif Çok Amaçlı Araç
TAN	: Total Acid Number
TCU	: Test Control Unit
THM	: Taşıma ve Yükleme Makineleri
TÜBİTAK	: Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
VOF	: Volume of Fluid

1. GİRİŞ

Helisel veya yaprak yay kullanılan mekanik süspansiyon sistemleri yay sabiti ve sönüm derecesi sabit olan, bu nedenle belli yol düzgünsüzlüğü değerleri ve belli yük değerleri için makul bir sürüş konforu sunabilen pasif titreşim kontrol sistemleridir. Bu nedenle, mekanik süspansiyon sistemleri değişen yükleme ve yol düzgünsüzlüğü koşullarında istenilen sürüş konforunu sağlayamaz. Birden çok aşamalı yaylar içeren kademeli (progressive) yay kullanılan mekanik süspansiyon sistemlerinde sistemin yay sabiti artan yüke bağlı olarak kademeli olarak değişmekte ise de bu değişim süresiz biçimde gerçekleştiği için sürüş konforu gerektiği gibi temin edilemez.

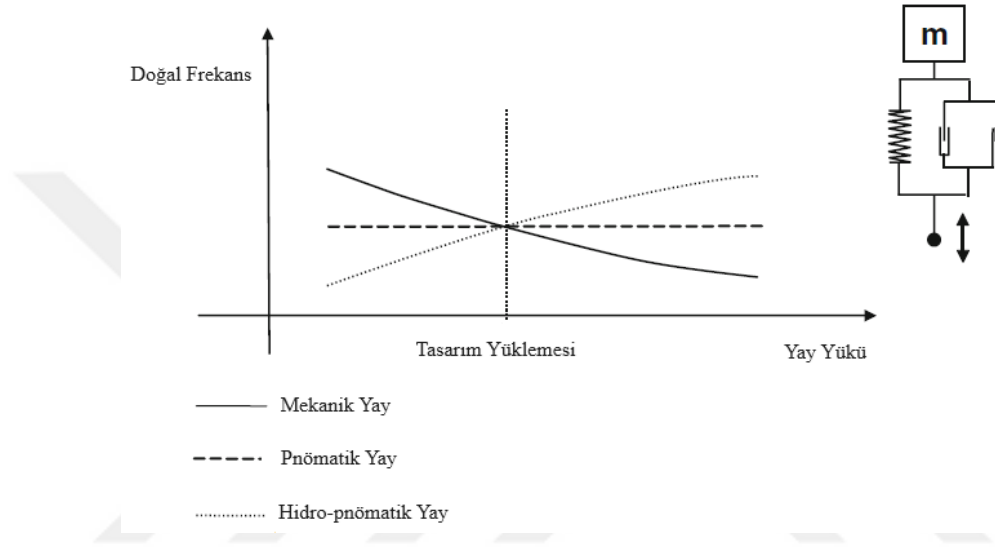
En basit yapıdaki HPS sisteminde mekanik süspansiyon sistemindeki yay ve amortisöre karşılık yay etkisi oluşturan bir akümülatör ve hidrolik silindir ile bu ikisinin arasında sönüm etkisi oluşturan bir akış kısıtlayıcı bulunur. Mekanik süspansiyon sistemlerinin yay sabiti ve doğal frekansı artan yük ve sehime rağmen sabit kalır. Oysa, Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemi (HPS) kullanılan araçlarda süspansiyon sisteminin yay sabiti ve doğal frekansı (sistemde yay yerine kullanılan hidrolik akümülatörün yapısından dolayı) artan yüke/sehime bağlı olarak artar. Şekil 1.1 ve 1.2’de görüldüğü gibi mekanik süspansiyon sistemlerinde yay sabiti ile yaya etki eden kuvvet arasında oransal ya da oransala yakın ilişki vardır. Bu sistemlere etki eden kuvvet arttıkça sistemin sehimini artır, buna bağlı olarak da sistemin doğal frekansı küçülür. Oysa, HPS kullanılarak sistemin doğal frekansının artan yüke bağlı olarak artması sağlanarak tüm yol ve yükleme koşullarında aracın sürüş konforu muhafaza edilebilir.



Şekil 1.1. Yay sabitinin yay yüküne bağlı olarak değişimi (Bauer, 2020)

Askeri araçlar, iş makinaları, ağır yük kamyonları, traktörler, mobil vinçler gibi genellikle yoldışı faaliyetlerde kullanılan sistemlerde aracın doğrusal ve yunuslama salınımların etkin biçimde kontrol edilmesi amacıyla HPS kullanımı tercih edilmektedir.

HPS sisteminin kullanımı ile değişen yük ve yol düzgünsüzlüğü koşullarında bir yandan aracın sürüş konforu sağlanırken diğer yandan aracın üstündeki bom, kule vb. yapıların salınımları kontrol edilerek aracın stabilitesi korunur.



Şekil 1.1. Doğal frekansın yay yüküne bağlı olarak değişimi (Bauer, 2020)

Günümüzde özellikle iş makinalarında ve askeri araçlarda yoğun olarak karşımıza çıkan hidro-pnömatik süspansiyon sistemi sürüş konforu, yol tutuşu ve yük taşıma gibi birçok araç dinamiğini etkileyen parametreleri iyileme için en hızlı çözümü sunabilecek şekilde ayarlanabilir yapıya sahiptir. HPS, üst düzeyde konfor ve sürüş güvenliği istenilen az sayıda binek araç modelinde de tercih edilebilmektedir.

Karayolu ve karayolu dışı yüksek yük taşıyan ve iş gücü sağlayan yapılarda beklentiyi karşılamak için birçok taşıyıcı sistemler ve bunların alt sistemleri geliştirilmiştir. Yapıların sunduğu çözümler ve son kullanıcının beklenti olan işi yerine getirmek sonuçlandırmak bizler için daha önem arz etmektedir. Bu tip yüksek iş yapma kapasitesine sahip yapıların ağırlıklarını düşündüğümüzde standart mobil araçlardan çok fazla kütle ile hareket etmektedirler. Bu yapıların sisteme getireceği birçok girdi olmaktadır. Örneğin işe ulaşması konusunda arazi şartları göz önüne alındığında aracın şase alt yüksekliğinin ayarlanabiliyor olması çok önem arz etmektedir. Ayrıca işi yaparken de yükün stabil olması işin dinamiği gereği yükün sağlı bir şekilde bir yerden

bir yere transferi de bizlerin önüne önemli bir beklenti çıkarıyor. Bu durum özellikle askeri araçlarda hedefe odaklanma diye karşımıza çıkmaktadır. Bu gibi birbirinden etkilenen birçok dinamiğin çözümünü sunan ve bu teze de konu olan hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin test düzeneği tasarlanıp üretilmiştir.

Test düzeneğinin tasarımında ve sonuçlanmasına giden yolda birçok mühendislik yazılımları kullanarak çözümler üretilmiştir. Mühendislik çözümünün doğru olduğundan emin olunca yapı üretilmeye karar vererek sürpriz sonuçların alınmasının önüne geçilmiştir. Dinamik bir yapıda sadece yapısal tasarımın doğruluğu değil diğer komponentlerle de ilişkisi göz önüne alınarak hidrolik alt sistemler ile desteklenip simülasyonlar yapılmış ve yapı doğrulanmıştır.

1.1. Tezin Amacı

Tezin amacı; iyileştirilmiş sürüş konforu özelliklerine sahip hidro-pnömatik süspansiyon sistemi tasarımında kullanılmak üzere bir test sistemi geliştirmektir. Geliştirilecek test sistemi, ağır yük taşıyan araçların sürüş konforuna etki eden parametrelerin hızlı biçimde değiştirilerek simülasyonlar yapılmasını mümkün kılacak şekilde tasarlanacaktır. Test düzeneğine entegre edilen sensörlerden alınan veriler anlık olarak kaydedilebilecektir. En iyi sürüş konforu sağlayacak hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin deneysel simülasyonlarla tasarımını gerçekleştirmek üzere Taguchi yöntemi kullanılarak bir deney planı üretilcektir. Üretilen deney planı uygulanarak elde edilen sonuçlar kullanılarak en iyi sürüş konforuna sahip HPS parametreleri belirlenecektir.

1.2. Tezin Motivasyonu

Araç dinamiğinin en temel sorunları sürüş konforu, yol tutuşu ve stabilitenin sağlanmasıdır. Bu özelliklerin sağlanması konusunda Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemlerinin kullanılması en pratik çözümlerden biri olarak görülmektedir. Günümüzde HPS sistemi kullanan araç üreticileri bulunmakla birlikte bu kuruluşlar sahip oldukları bilgi birikimini gizli tutmakta, isteyen herkesin kullanabileceği bir HPS tasarım metodolojisi bulunmamaktadır. Ülkemizdeki ağır yük kamyonu üreten bir üretici bulunmamaktadır. Ülkemizdeki bazı iş makinası, vinç vb. makine üreticileri ağır yük kamyonu temin etme konusunda gizli veya açık ambargolarla veya engellerle karşılaşmakta, servis hizmeti alma, yedek parça temini gibi konularda çeşitli engelleri

aşmak zorundadır. Tezin başlatılması ile ilgili en önemli motivasyon ülkemizde ağır yük taşıyan araçların tasarımı konusundaki ulusal bilgi birikimine katkı sağlamaktır. Tez kapsamında geliştirilecek metodoloji, ağır yük taşıyan altyapı tasarımı yapan kuruluşların kullanımına açık olacaktır.

1.3. Tez Çalışmasının Bilime Katkısı

Karayolunda ve karayolu dışında seyreden taşıt prototiplerinin süspansiyon sistemlerinin test edilerek performanslarının belirlenmesi hem uzun ürün geliştirme süresi hem de önemli tasarım maliyeti getirir. Üstelik, tasarım doğrulama işinin prototip üretim sonrasına bırakılması geri dönülemeyecek bazı maliyetlere neden olabilir. Bu tezde, HPS kullanılan araçlar için henüz prototip üretim yapılmadan süspansiyon sisteminin tasarımı aşamasında tasarlanan sistemin tasarım doğrulamasını yapmayı mümkün kılan bir test ünitesi geliştirilecektir. Geliştirilecek test sistemi sayesinde araç tasarımı aşamasında yapılacak simülasyonlarla en iyi sürüş konforu özelliğini sağlayan HPS sistemi parametreleri belirlenecek, hem yeni ürün geliştirme süreci kısaltılacak hem de yeni ürün geliştirme maliyetlerinin düşürülmesi sağlanacaktır. Araç tasarımında Bilgisayar Destekli Mühendislik (Computer Aided Engineering) araçları ile sanal ortamda yapılan simülasyonlar çok hızlı ve düşük maliyetli olmakla birlikte bu yöntemin en önemli dezavantajı simülasyonlarda kullanmak üzere geliştirilen dinamik araç modelinin doğrulanması ve geçerli kılınmasıdır. Aksi halde, doğrulanmamış bir dinamik modelle yapılan simülasyonlardan elde edilen sonuçlar güvenilir olmayacaktır. Bu tez kapsamında geliştirilen deneysel yöntem CAE araçları ile sanal ortamda yapılan modelleme ve simülasyonların doğrulanması amacıyla kullanılabilir. Bu tez kapsamında geliştirilen test sistemi, sanal ortamda oluşturulan dinamik araç modelin geliştirilmesi ve iyileştirilmesi çalışmalarında da kullanılabilir. Nitekim literatürdeki sanal model oluşturma konusundaki birçok çalışmada oluşturulan modelin doğrulanması amacıyla deneysel simülasyon sonuçları kullanılmıştır.

Literatürde HPS sistemlerin tasarımı, test edilmesi, analizi ve simülasyonu için yapılmış çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bölüm 2’de HPS sistemleri ile ilgili kapsamlı bir literatür araştırması sunulmuştur. Literatürde bulunan HPS sistemlerin tasarımı, test edilmesi, analizi ve simülasyonu ile ilgili önemli bulunan güncel araştırmaların özeti Çizelge 1.1’de karşılaştırmalı şekilde sunulmuştur. Literatürdeki HPS

sistemlerin tasarımı, test edilmesi, analizi ve simülasyonu ile ilgili önemli bulunan güncel araştırmalarda:

- HPS sistemleri için sayısal model oluşturulması
- Mevcut veya oluşturulan sayısal modeli kullanarak sayısal simülasyonlar yapılması,
- HPS sistemleri için deneysel modeller oluşturarak deneysel simülasyonlar yapılması
- Deneysel/Sayısal simülasyon sonuçlarının sayısal/deneysel simülasyon sonuçları ile mukayese edilmesi

işlerinden biri veya bir kaçını gerçekleştirmiştir. Çizelge 1.1 incelendiğinde HPS sistemleri için yol karakteristiği, yaylanan kütle, akümülatör özellikleri, kısıyıcı (orifis) çapı ve silindir çapı parametrelerini değiştirerek yapılmış bir deneysel simülasyon çalışması bulunmamaktadır. Bu çalışma, HPS'ne dair tüm parametrelerin aynı anda değiştirilerek süspansiyon davranışının incelenebileceği ve optimize edilebileceği bir test ünitesi tasarlanmasını amaçlamaktadır. Geliştirilecek test sistemindeki HPS sistemine ait parametrelerin çok hızlı biçimde değiştirilmesini mümkün kılacak yapıda tasarlanacaktır. Bu çalışmanın diğer ayırd edici yönü farklı yapı ve davranış özelliklerine akümülatörlerin hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin davranışına etkisini incelemeyi mümkün kılmaktadır.

Bu çalışmanın diğer bir ayırd edici yönü: HPS sisteminin eniyilemesi yapılırken Taguchi Deneysel Tasarım Yönteminin kullanılmasıdır. Bu sayede, en az sayıda deney yapılarak optimum çözüme erişmek mümkün olmakta, zaman kayıpları önlenerek ürün geliştirme süresi kısaltılmakta, ürün geliştirme maliyetleri düşürülmektedir.

Bu çalışmada, hidrolik yağ sıcaklığının değişiminin sistem performansına etkisi de incelenmektedir.

Bu tez kapsamında geliştirilecek test sistemi literatürdeki çok sayıda araştırma kapsamında geliştirilen sayısal modellerin ve bu modeller kullanılarak yapılan simülasyonların doğrulanması ve kullanılabilirliğinin değerlendirilmesi amacıyla kullanılabilir olacaktır.

Bu tez kapsamında geliştirilen test sistemi HPS kullanılan araçlar için henüz prototip üretim yapılmadan süspansiyon sisteminin tasarımı aşamasında tasarlanan sistemin tasarım doğrulamasını yapmak amacıyla kullanılabilir olacaktır.

Yukarıda açıklanan gerekçelerle, bu tez çalışmasının HPS sistemleri için fiziksel veya sanal modeller geliştirmek isteyen araştırmacılar için önemli bir referans niteliğinde olması beklenilmektedir.



Çizelge 1.1. Literatürdeki HPS tasarımı ile ilgili çalışmaların analizi

Yayın Adı	Yayın Yılı	Özgün Yönü	Yöntem	Sonuçlar
Tian-hong Luo-Etal_A Improved Hydro-Pneumatic Suspension; Mathematical Modeling and Simulation	2015	AmeSim-Yarım Araç Modeli	* Nonliner matematik model kurulmuş	* Konfor artmış
			* Çapraz bağlantı	* Stabillite artmış
			* Sıcaklığın etkisi yok	* Alan olarak daha kompakt yapı oluşmuş
			* Farklı $P_{\text{ön}}$ basıncına göre ivmeler incelenmiştir	* Dikey ivme ve yer değiştirmeler azalmıştır
Shousong Han-Etal_A Semiactive and Adaptive Hybrid Control System for a Tracked Vehicle Hydropneumatic Suspension Based on Disturbance Identification	2017	AmeSim-2 DOF Süspansiyon Modeli	* Hibrit kontrol sistemi	* Deneyisel olarak yarı hibrit sistemin performansı irdelenmiştir
			* Sürüş güvenliği ve konfor ön planda tutulmuş	* Sürüş konforu ve güvenliği için iyi bir sonuç veriyor hibrit kontrol
			* Paletli araçlar için çalışmalar yapılmış	* Sönümleme kazançları optimize edilmiş
		Matlab-Simulink-PSO Algoritması	* Sıcaklığın etkisi yok, özel parametreler seçilerek modelleme yapılmamış	
Xiaotong Dong-Etal_An Improved Rollover Index Basedon BP Neural Network for Hydropneumatic Suspension Vehicles	2018	Deneyisel Model Oluşturulmuş	* 3 DOF devrilme modeli kurulmuş	* Rampa ve rastgele yol girdisi ile testler yapılmış
			* Dömenleme, hidro-pnömatik ve yol eğim açısı göz önünde bulundurarak yapay sinir ağıyla optimize edilmiş	* Devrilme olayının göz önünde bulundurarak HP süspansiyon parametreleri çıkarılması bakımından önemli.
		BP (Backpropagation)Neural Network Model	* Gerçek zamanlı model kurulmuş.	* BP sinir ağının devrilme performansını iyileştirmede faydalı olduğu kanıtlanmıştır.
			* Parametreler sabit * Sıcaklığın etkisi yoktur * Hidro-pnömatik süspansiyonun matematiksel modeli de kurulmuş	

Zhang-Etal_Vibration Performance Analysis of a Mining Vehicle with Bounce and Pitch Tuned Hydraulically Interconnected Suspension	2019	Hydraulically interconnected suspension (HIS)	* 7 DOF'a sahip model kurulmuş	* Farklı yol durumları için mekanik ve HP süspansiyonların yol tutuşunu ve sürüş performansını artırmak için yunuslama ve yalpa dinamiği incelenmiştir
		Maden Araçları İçin Modelleme Yapılmış	* Frekans alanındaki araç dinamik tepkileri için model kurulmuş	* Kontrolcüyle yeni bir süspansiyon tasarımı önerilmektedir.
		Frekans ve Mod Şekilleri Çıkarılmış	* Enerji yöntemi kullanılmış	* HIS-CS izolasyon titreşim performansları karşılaştırılmış.
		Conventional Suspension (CS)	* Sıcaklığın etkisi yok * Parametrelerin değişimi gözlemlenmemiştir	* Farklı hızlar için frekans tepkileri de hesaplanmıştır.
Zhao-Etal_Multi-Objective Optimization For Ride Comfort Of Hydro-Pneumatic Suspension Vehicles With Mechanical Elastic Wheel(MEW:Structure of mechanical elastic wheel)	2018	Matlab-Simulink Yarım araç Modelleri Kurulmuş	* Geleneksel model ile düz bağlantı * Sıcaklığın etkisi yoktur * Piston çapı etkisi gözlemlenmiştir	* Optimizasyon sonrası ivme ve yalpalama %45,32 ve %9,97 iyileştirilmiş
		Elastik Lastik Modeli Kurulmuş	* Sürü optimizasyon yöntemi kullanılmış	* Pareto ile AFSA amaç fonksiyonlarından elde edilen sonuçlara göre AFSA ivmelenme için daha iyi sonuçlar alındığı ortaya koyulmuştur (%55,4) yalpa için (%5,06)
		HPS Modeli Matlab da oluşturulmuş	* İvmelenmeyi minimum edecek amaç fonksiyonu yazılmış	* 16kN radyal sertli artarken sonrasında sabit kalıyor
			* Çok amaçlı yapay balık sürüşü algoritması	* Piston çubuğu dış çapı ve iç çapı, süspansiyon elastik kuvveti üzerinde belirgin bir etkiye sahiptir.
Gong-Etal_Ride Comfort Optimization Of a Multi Axle Heavy Motorized Wheel Dump Truck Based On Virtual And Real Prototype Experiment Integrated Kriging Model	2015	ADAMS (Sadece HPS Yay Karakteristiği)	* Rastgele ve sinüzoidal yollarda test yapılmış * Sıcaklığın etkisi yok	* Sürüş konforunda ön süspansiyon için %12,48 ve arka süspansiyon için %11,79 oranında önemli bir gelişme göstermiştir.
		Amesim 1D olarak Modellenmiştir	* Ön ve arka akslar dikey ivmelenmesi RMS optimize edilmiş (orta kısım)	* Geleneksel kriging ile karşılaştırıldığında, optimizasyon etkisi sırasıyla %3,05 ve %3,38 oranında iyileştirildi.
		VRPEI-Kriging Modeli (En Belirgin Fark)	* Kısıtlar, doğal frekans, çalışma stroku ve tekerleklerin dinamik yükü * Sabit parametreler kullanılmıştır	* Sanal ve gerçek prototip deneyi entegre kriging, yüksek karmaşıklıkta mühendislik problemlerinin optimizasyonu için en uygun çözüme yaklaşımda etkili bir yol sağlar.

Zhu-Etal_Comparison Of The Road Holding Abilities Of a Roll Plane Hydraulically Interconnected Suspension System And An Anti Roll Bar System (hydraulically interconnected suspension (HIS))	2016	Matlab Modeli Kurulmuş (7DOF)	* 3 farklı model kurulmuştur ve testlerle doğrulanmıştır. modal analizler yapılmıştır. özellikle yol tutuş kabiliyeti dikkate alınmıştır	* Deneysel sonuçlar düşük frekanslı yol- uyarımları altındaki simülasyonlarla benzer çıktılar vermiştir.
		Test Ringi Oluşturulmuş (Full Car)	* Geleneksel araç modeli; viraj denge çubukları birlikte yaylı amortisörü olan bir araç; hidrolik olarak birbirine bağlı bir süspansiyona sahip bir yuvarlanma düzlemiyle birlikte bir yay damperli araç	* Araç arazi sürüşüne maruz kaldığında, viraj denge çubuklarının aracın yol tutuş kabiliyetini zayıflatıldığını, hidrolik olarak birbirine bağlı süspansiyon sisteminin ise ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.
		Anti Roll Bar Yayının Farkı Araç SUV	* Düşük hız ve frekanslarda sonuçlar alınmış * Sıcaklığın etkisi yok * Parametreler sabit * Farklı Yol Modelleri Kurulmuş	* HIS sisteminin yuvarlanma düzlemi arazi koşullarında anti rol bar sistemi ile değiştirilmesi daha önemlidir yol tutu kabiliyeti için.
Zhongli Cheng-Etal_Statistical Linearization of Nonlinear Stiffness in Hydropneumatic Suspension	2017	2 DOF Model Oluşturulmuş	*Hidro-pnömatik yay, yol pürüzlülüğü ve araç hızı parametreleri sağlanmış ve eşdeğer sertlik ve dinamik denge pozisyonu için analitik fonksiyonlar yayında incelenmiştir.	* Araç hızı ve yol pürüzlülüğü arttıkça, eşdeğer sertliğin de artacağını göstermektedir.
		NonLinear Olan Yay Karakteristiğinin Linerleştirilmesi	* Yay sertliğine polinom uydurulmuş olup doğrulanmıştır.	* Yol daha kötü durumda ise, büyük eşdeğer sertlik hidro-pnömatik süspansiyonun şoku etkili bir şekilde emilimine yardımcı olacaktır.
			* Sıcaklığın etkisi yok * Farklı hızlardaki yapıda oluşan kuvvet değişimi değerlendirilmiş.	* Dinamik deformasyon arttıkça modellemede sapmalar artmaktadır. * Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanabilir bir yapı
Shousong-Etal_Research on the Effects of Hydropneumatic Parameters on Tracked Vehicle Ride Safety Based on Cosimulation	2017	Sürüş Güvenliği İçin Modeller Kurulmuş. Deneysel Ölçümler Yapılmıştır.	* G tipi yol tipinde sanal testler yapılmış * Sıcaklığın etkisi yok * Farklı hızlar için çözümler yapılmış	* Düşük akümülatör şarj basıncının, uygun olmayan sönümleme çapının ve yetersiz palet gerdirme basıncının sürüş güvenliğini olumsuz yönde etkileyeceğini göstermektedir
		Amesim 1D olarak Modellenmiştir HP Cosimulation yapılmış RecurDyn Modeli Kurulmuştur	*Akümülatör şarj basıncının, sönümleme çapının ve palet gerilimi basıncının sürüş güvenliği üzerindeki etkileri analiz edilir ve ölçülür.	* Basınç yaklaşık 2 MPa altına düştüğünde, süspansiyonun durdurma etkisinin olasılığı önemli ölçüde artar. * Sürüş emniyetini arttırmak için, palet gerdirme kuvveti yeterince artırılmalıdır.

Shengzhao-Etal_Dynamic Characteristics Analysis of Vehicle Incorporating Hydraulically Interconnected Suspension System with Dual Accumulators (hydraulically interconnected suspension with dual accumulators on each fluid circuit-DHIS)	2018	MatLab Modelleme (10 DOF)	* DHIS alt sistemi için yuvarlanma açısı ve dikey lastik kuvveti ile kullanım performansını, orijinal yay damperi süspansiyonu ve konvansiyonel hidrolik olarak birbirine bağlanmış süspansiyona sahip araçların sonuçlarına göre değişen parametrelerle değişen değişkenliklerle değerlendirmek için yapılmıştır (HIS)	* DHIS alt sistemi, orijinal yay damperi süspansiyonuna kıyasla araç taşıma performansını etkili bir şekilde artırabilir ve HIS alt sisteminin aksine sürüş konforunda da büyük yarar sağlayabilir.
		CarSim Modelleme	* Alt sisteminin özellikleri, önceden doldurulmuş yağ basıncı, sönümleme katsayıları, bölme kesit alanı farkı ve ön akstaki silindirlerin oranı gibi bazı fiziksel parametreler açısından sayısal olarak incelenmiştir * Geleneksel modellerden farkı istenildiği gibi yay ve damper katsayılarını değiştirebiliriz * Parametreler sabittir * HIS-DHIS farkı iki akümülatörün sisteme entegre edilmiş olması * Sıcaklığın etkisi yok	* DHIS alt sistemini en çok etkileyen parametreler, taşıma performansını ve sürüş konforun
Pokhlebn-Etal_Control Algorithms of Inelastic Resistance Forces of Hydropneumatic Springs	2016	PASCAL ABC ile Kontrol Algoritması Kurulmuş Teorik bir çalışma yapılmıştır	* Bu makalenin amacı hidro-pnömatik yayların izolasyon özelliklerini uygulayarak bunları, kendi titreşim modlarına bağlı olarak elastik olmayan direnç aynı anda birkaç kontrol parametresinde eşzamanlı olarak genlik, frekans, titreşim yönü ve diğerleri ile titreşimin tanımlanmasıdır.	* Algoritmaya göre hesaplamalar, HPS damperinin uygulanmasının rezonans alanında (seri HPS ile tamamen aynı) ve rezonanstan sonra etkili titreşim koruması sağladığını göstermiştir * Damperinin rezonans alanında (seri HPS ile karşılaştırılabilir) ve rezonanstan sonra etkili titreşim koruması sağladığını göstermiştir.
		Matematiksel Model Kurulmuş	* Sıcaklığın etkisi yok * Sadece yay karakteristiği çıkarılmış değişken yok	* Süspansiyon matematiksel modelinin algoritmaya göre sönümleme kontrolü ile hesaplamaları, önerilen HPS rezonans alanından koruma sağlandığını göstermiştir.

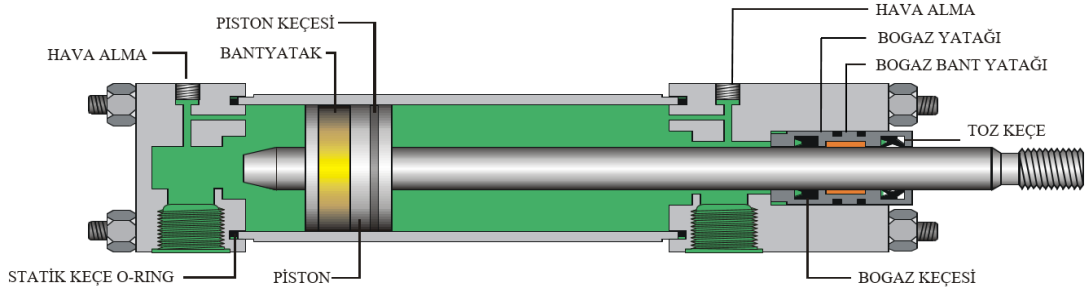
NaJiao-Etal_Hydro-Pneumatic Suspension System Hybrid Reliability Modeling Considering the Temperature Influence	2017	Matematiksel Model Kurulmuş	* Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin, arıza modu analizi ve güvenilirlik modeli doğrulandı * Hava kısmının çapı, ön basınç ve farklı kütlelere sahip sistemler için çözümler üretilmiştir	* Sıcaklığın yaylı kütle üzerindeki etkisinin düşük olduğunu, ancak ilk oda yüksekliği, hava odası çapı ve ön şarj basıncı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu gösterdi
		Test Modelleri Hazırlanmış ancak yeterli bilgi verilmemiş	* Parametrik modelleme ve olasılık analizi birleştiren bir yöntem ile sıcaklık değişimlerinin etkisini göz önüne alındığında bir hidro-pnömatik süspansiyon sistemi güvenilirlik modeli kurulmuştur	* Bu tasarım parametrelerinin etki derecesi ile ilgili olarak, sadece ilk oda yüksekliği ve hava odası çapı güvenilirliği üzerinde belirli bir etkiye sahip ve diğer tasarım parametreleri güvenilirliği üzerine etkisi yoktur
Yeşilyurt-Etal_Ride Dynamics Of An Off Road Vehicle With Hydropneumatic Suspension System	2018	HPS sistemi modeli MATLAB-Simulink araç kutusu ve "Simscape	* HPS sistemi ile araca iki NATO standarttı test prosedürü uygulanmaktadır * Sıcaklığın etkisi yoktur * Farlı hızlardaki ivme verileri hesaplanmış	* Emilen güç tekniği testlerinde, yol profilindeki ortalama araç hızlarının artması koltuk dikey ivmelenme genliklerini arttırdı.
		Dinamik Model IPG TruckMaker	* Tekerlekli ve paletli araçlar için standart NATO test prosedürleri olan yarı yuvarlak silindiri ve emilim ile edilen güç tekniği simülasyonlarını içermiştir.	* Gerçek bir yol profilinde, emilen güç kriterini ihlal eden ana faktörün, girdi bileşenlerinin yolun RMS pürüzlülüğünden ziyade doğal frekansa yaklaşan yoldan sıklığı olabileceği de elde edilmiştir.
		Co-Sim Yapılmış		
JifuGuan-Etal_Sliding Mode Force Tracking Control For Active Hydro-Pneumatic Suspension	2015	Aktif Süspansiyon Modeli Matlab/Simulink	* Sürtünme modeli sisteme eklenerek etkisi incelenmiştir * Sıcaklığın etkisi yoktur	* Simülasyon ve hesaplamalar sonucunda RMS değeri pasif süspansiyona göre %17,1 artmakta, hız takip hatası %2,9 azalmış
		Pasif Süspansiyon Modeli	* Hidro-pnömatik yaylı aktüatörün sertliği ve sürtünmesinin doğrusal olmayan özellikleri ve yağ sıkıştırılabilirliği modellemede dikkate alınır. Parametreler sabittir	* İstenen basınca dayanan kuvvet takibi için pasif süspansiyona göre %14,05 iyileştirme sağlanabilmiş.
		Sliding Mode Control	* İstenen aktüatör kuvvetinin doğru takibi ve sürüş kalitesinin iyileştirilmesi için çeşitli algoritmalar kullanılmıştır	* Yaylı hız izleme kontrolüne dayalı süspansiyon sürüş gelişiminin, istenen kuvvete dayalı kuvvet izleme kontrolünün etkisinden daha iyi olduğu sonucuna varılabilir.

XuyangCao-Etal_The Exact Linearization and LQR Control of Semiactive Connected Hydropneumatic Suspension System	2015	LQR Control System	* Pasif ile yarı aktif süspansiyon sistemi karşılaştırılmıştır * Sıcaklığın etkisi yok * Parametreler sabittir	* Yarı aktif süspansiyon sisteminin titreşim performansının artırabileceğini kanıtlamıştır
		Matlab/Simulink	* Yarı araç modeli üzerinden bağlantıyı sağlayacak şekilde HPS modellenmiş ve kayıplar ve geçiş modellenmiştir	* İlk durum ve ikinci durum için, yarı aktif kontrol altında, vücut yer değiştirmesinin ve süspansiyonun yer değiştirmesinin RMS azalışlara sahiptir
		Amesim Modeli	* Modelde sabit damperler yerine aktif damperler ile model yarı aktif hale getirilmiştir	* Gövdenin ivmelenme ve gövdenin yuvarlanma ivme değerleri de azalmıştır
		Co Sim Çalışılmış		
Wang-Etal_Active Control Of Hydropneumatic Suspension Parameters Of Wheel Loaders Based On Road Condition Identification	2018	Multibody Modeli RecurDyn	* Farklı sürüş koşullarında süspansiyon parametrelerinin dikey titreşim üzerindeki aktif ayarının etkisini analiz etmek için kullanılır	* RMS değerleri aktif hale getirildikten sonra %46,2 oranında azalmalar görülmüş (sanal model üzerinde)
		Matlab/Simulink	* Bulanık denetleyici makul belirlenen yol durumuna göre hidro-pnömatik süspansiyon parametreleri ayarlamak ve etkili tekerlekli yükleyici dikey titreşim azaltabilir göstermektedir	* Hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerinin bulanık kontrolünün, tekerlekli yükleyicilerin konforunu etkili bir şekilde artırabileceğini göstermektedir.
		Co-Sim Yapılmış LVQ Neural Network PSO Optimizasyon algoritması	* Farklı yol seviyeleri ve sürüş hızları altında süspansiyon parametrelerinin aktif ayarını gerçekleştirmek için hidro-pnömatik süspansiyonun optimize edilmiş parametrelerine dayalı bir bulanık kontrolör kurulmuştur * Sıcaklığın etkisi yoktur * Parametreler sabittir	* PSO algoritması, farklı yükleyici koşulları altında dikey ivmeyi en aza indirebilen hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerinin elde edildiği modeli optimize etmek için kullanılır.
Andreev_Control System Hydropneumatic of Wheel Machine with Variable Elastic Characteristic	2015	Matematiksel Model Kurulmuş	* Farklı tip motorlarda güç kayıpları irdelenmiş * Sıcaklığın etkisi yok	* Hataların daha çok 20km/h Hızların üzerinde çıktığında gözlemlenmekte. Hız arttıkça hata oranı da artmakta
		Çeyrek taşıt modeli kurulmuş	* Ön dolum basıncına göre değişiklikler incelenmiş	* MWV sınıfı için, herhangi bir kategorideki yollarda sürüş sırasında ortalama güç tüketimi, maksimum motor gücünün %5-10'unu geçmez.

Saglam-Etal_Birbirine Bağlı Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemlerinin Araç Performansına Etkisi	2015	Matlab Modeli Kurulmuş	* Daha sonra aracın düşey öteleme ve yunuslama hareketleri için direngenlik ve sönümleme ifadeleri, her iki süspansiyon sistemi ayrı ayrı ele alınarak elde edilmiş * Sıcaklığın etkisi yoktur * Parametreler sabittir	* Yunuslama durumunda ise, birbirine bağlanmış HP süspansiyon sisteminin, bağımsız HP süspansiyon istemine göre daha yüksek direngenlik ve sönümlemeye neden olduğu görülmüştür * Benzetimler birbirine bağlı HP süspansiyon ile donatılmış aracın atış şokundan gelen bozucu kuvvetlere karşı daha iyi performans sergilediğini göstermiştir
			* Birbirine bağlanmış ve bağımsız HP süspansiyonlarla donatılan lastik tekerlekli bir askeri aracın atış performansı ve sürüş konforu yapılan benzetimlerle incelenmiştir	* Yoldan gelen bozucu kuvvetlere karşı, bağlı HP süspansiyon ile donatılmış aracın, bağımsız HP süspansiyon ile donatılmış araca göre az da olsa performans kaybına uğradığı görülmüştür
Saglam-Etal_Birbirine Bağlı Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemine Sahip Üç Akslı Bir Aracın Sürüş Konforu İçin Optimizasyonu_2016	2016	Matlab Modeli Kurulmuştur	* Birbirine bağlı HPS sürüş konforu için optimizasyonu yapılmıştır * Sıcaklığın etkisi yoktur	* Birbirine bağlı HP süspansiyon sistemleri aracın yalpa ve yunuslama performansını artırmakta, ancak aracın sürüş konforunu olumsuz yönde etkileyebilmektedir
			* Optimizasyon çalışmasında, amaç fonksiyonu aracın değişik bölgelerinden alınan ve ISO 2631 standardına göre ağırlıklı düşey yöndeki ivmeler incelenmiştir * Gaz hacmi, valf sönümlemesi ve piston kol alanı eniyilenen tasarım parametreleridir	* Benzer yol tutuş performansına sahip araçlarda, bağlı HP süspansiyon sistemlerinin sürüş konforunu bağımsız HP süspansiyon sistemlerine göre önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermiştir
Saglam-Etal_Hidro-Pnömatik Süspansiyonlu Araçlar İçin Tümleşik Sürüş Konforu Ve Yükseklik Kontrolü	2014	Matlab Modeli Kurulmuştur	* HPS sürüş konforu ve gövde yükseklik kontrolü için aktif süspansiyon tasarımı gerçekleştirilmiştir * Sıcaklığın etkisi yoktur	* Aktif kontrolcü, yoldan veya araç gövdesinden gelen bozucu girdilere karşı araç gövdesini ve lastik kütlesini izole ederek sürüş konforu ile yol tutuş performansını artırmaktadır
			* Durum Bağımlı Riccati Eşitliği (SDRE) kontrol yöntemi kullanılarak aktif süspansiyon kontrolü tasarlanmıştır	* Sürüş konforu ve süspansiyon yükseklik kontrolü tasarımında integral kontrolcünün kullanımı sürüş konforu performansını da etkilemekte; integral kontrolün ağırlık katsayısı azaltıldığında kontrolcünün sürüş konforu performansı olumsuz yönde etkilenmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

HPS kullanılan ekipmanların en önemli parçalarından olan hidrolik silindirlerle ilgili genel bilgi verilecektir. Ekipmanlara ait tanımlamalar ve görsel aşağıdaki şekilde verilmiştir.



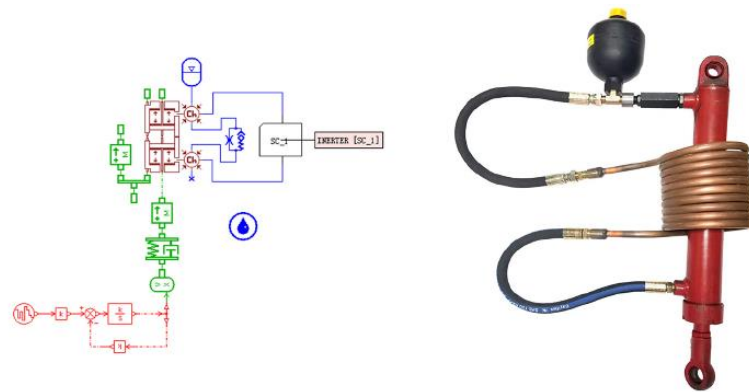
Şekil 2.1. Silindir genel yapısı

Silindir borusu, genellikle S355JR kalitede olup, kovan iç yüzeyi honlanmıştır. Rot, malzemesi çok çeşitli olup S355JR ve C45E kullanım bölgesine göre yoğunlukta kullanılan malzeme çeşididir. Silindir yapısında hareketli, çalışma esnasında dış ortamla teması olduğundan korozyona dayanıklı kaplama yapılması uygundur. Silindirdeki ön bağlantı kapama parçası, sfero, pik döküm olabilmekle çeşitli imalat çeliklerinde tercih edilebilir. Piston olarak tanımlanan hareket eden kısımda ve üzerinde çok çeşitli sızdırmazlık elemanı içeren yapı daha çok alaşımsız çeliklerden imal edilmektedir. Uygulamalarda karşımıza dökümün çeşitli yapıları karşımıza çıksa da malzeme olarak çok ideal değildir. Önemli bir varlık sebebi de tampon görevi görmesidir. Silindir rot kısmına ya kaynaklı yada vidalı olarak montajlanmaktadır. Diğer alt sistem elemanları genellikle S355JR çelik malzemesinden imal edilmektedir. Sızdırmazlık elemanları, hidrolik sistemlerin en önemli elemanlarından biri olup akışkanın istenilen yönde iş yapabilmesi için diğer kısımdan ayıran ve geçişini önleyen alt sistem parçasıdır. Sistemlerde kullanılan makine elemanlarının (rulman, dişli, segman vb.) yaşam döngüsü tamamen sızdırmazlık elemana ait ham maddesine göre değişmektedir.

Sızdırmazlık elemanları için literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Shouyuan ve ark. (2020) çift etkili piston keçeleri savunma ve havacılık endüstrisinde sıkça kullanılan hidrolik sistemler için çok önemli parçası olduğunu belirtmişlerdir. Akışkan yapıları yüksek verimle direk bağlama metodu, çift taraflı piston keçeli hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerindeki elasto-hidrodinamik yağlama problemini çözmek için

önerilen bir yöntem olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıntılı bir üç boyutlu akışkan yapı bağlama modeli, sonlu elemanlarla ayrıştırma yöntemi kullanılarak oluşturmuşlardır. Malzeme testleri üçüncü dereceden Ogden kurucu modelinin parametrelerini elde etmek için yapmışlardır. Sızdırmazlık sisteminin performansı ve sürtünme kuvveti farklı piston hızları için analiz etmişlerdir. Karışık yağlamadan full-film yağlamaya kadar kritik hızlar elde ettiklerini vurgulamışlardır. Silindir yüzeyinde üç farklı mikro-keskinlik geometrisinin sızdırmazlık ve piston geçesi performansına etkisi araştırmışlardır.

Yang ve ark. (2020) yaptıkları çalışmada performansını analiz etmek amacıyla hidro-pnömatik atıcı tabanlı süspansiyon sistemi teorik olarak geliştirilmişler ve performans analizi inverter ve yarı aktif kontrolün mekanik ağ teorisine dayandırmışlardır. Pasif hidro-pnömatik süspansiyon sistemi, skyhook kontrolüne dayalı yarı aktif hidro-pnömatik süspansiyon sistemi ve hidro-pnömatik inerter tabanlı süspansiyon sistemi arasında sertlik ve sönümlenme özelliklerinin karşılaştırılması yapmışlardır. Ayrıca, dahili kısmın iç katsayısı ile hidro-pnömatik süspansiyonun sönümlenme katsayısı arasındaki ilişki araştırılmışlardır. Hidro-pnömatik inerter tabanlı süspansiyon sisteminin akış-hacim eğrilerinin simülasyon sonuçları Skyhook kontrolüne dayalı yarı aktif hidro-pnömatik süspansiyon sistemine yakın olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, hidro-pnömatik atıcıya dayalı süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinin performansı analiz edilmiştir ve Skyhook kontrolüne dayalı yarı aktif hidro-pnömatik süspansiyon sistemi ile karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçları hidro-pnömatik inerter tabanlı süspansiyon sisteminin performansının yarı aktif olanınki kadar iyi olduğunu gösterdiğini vurgulamışlar. Bu durumda da hidro-pnömatik inerter tabanlı süspansiyon sisteminin yarı aktif kontrol süspansiyonuyla benzer performans gösterebileceğini belirtmişlerdir.



Şekil 2.2. Geliştirilen prototip ve simülasyon görseli (Yang ve ark., 2020)

Bir prototip geliştirilmiş ve simülasyonların doğruluğunu teyit etmek için karşılaştırmalı bir bench testi yapmışlardır. Ek olarak, hidro-pnömatik iç tabanlı süspansiyon sistemi, ek donanım veya enerji kaybı olmadan yarı aktif kontrol performansı elde edebilmenin mümkün olduğunu vurgulamışlardır.

Feng ve ark. (2014) aktif hidro-pnömatik süspansiyon sistemleri için yeni bir hiyerarşik kontrol stratejisi önerilmişlerdir. Bu strateji, aktüatörün dinamik özelliklerini dikkate alarak en üst düzey hiyerarşi denetleyicisi ile birleşik bir kontrol şeması kullanmışlardır. Genetik algoritma (GA) tabanlı kendinden ayarlı orantılı integral türev kontrolör ve bulanık mantık kontrolörü ile önerilen kontrol şemasının pratik uygulamaları için, GA tabanlı bir kendi kendine öğrenme süreci, yalnızca araç dinamiklerinin tanımlanmış performans indeksi belirli bir geri dönüş süresi eşiğini aştığında başlatmışlardır. Tasarlanan kontrol algoritması sanal bir prototip üzerinde uygulanmakta ve eş simülasyonlar farklı yol girdileriyle gerçekleştirmişlerdir. Eş simülasyon sonuçları, bu çalışmada tasarlanan aktif hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin, araçların sürüş konfor özelliklerini önemli ölçüde iyileştirdiğini vurgulamışlardır. Önerilen kontrolörün sağlamlığı ve uyarlanabilirliği, kontrol sistemi aşırı zorlu yol koşullarına maruz kaldığında da incelenmişlerdir.

Long ve ark. (2018) ağır ticari bir kamyonun hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin yol yüzeylerinin sürüş kalitesi üzerindeki performansını analiz etmişlerdir. Süspansiyon özelliklerinin dinamik yük katsayısı (DLC) üzerindeki etkisini değerlendirmek için üç farklı süspansiyon sistemi ile donatılmış bir ağır aracın tam dinamik bir modeli oluşturulmuşlardır. Dikey hareketi tanımlayan diferansiyel denklemleri çözmek için on beş serbestlik dereceli (DOF) tam araç modelinin bir MATLAB Simulink modeli kurulmuşlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin lastik ve havalı yaylı süspansiyon sistemlerine göre performansı, araç yol yüzey pürüzlülüğü, araç hızları, araç yükleri gibi farklı koşullar altında çalışırken analiz etmişlerdir. Elde edilen sonuçlar, hidro-pnömatik süspansiyon sistemi için, aracın 3. aksındaki DLC değerlerinin, kauçuk süspansiyon sistemine kıyasla farklı yol koşullarında sırasıyla %388,9, %392,4, %381,2, %355,6 ve %410,6 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir. Farklı araç hız koşullarında ise DLC değerleri %313,9, %550,1, %381,8, %369, %407,3 ve %427 gibi önemli ölçüde azalmış, bu da lastik süspansiyon sistemine göre yol yüzeyindeki olumsuz etkiyi daha fazla azaldığını vurgulamışlardır. Aracın hidro-pnömatik süspansiyon sistemi ile direksiyon sisteminin dengesi ve kontrolü,

özellikle araç arazi koşullarında çalışırken havalı süspansiyon sisteminden çok daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Kokhanenko ve ark. (2021) bir tahıl biçerdöver adaptörü için hidro-pnömatik süspansiyon matematiksel ve simülasyon modeli geliştirme sonuçlarını paylaşmışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyonların yayılmasıyla bağlantılı olarak işin aciliyeti için ve saha engebelerine karşı sistem verimliliğini artırma ihtiyacı kanıtlandığını belirtmişlerdir. Hidrolik silindirler ve bunlara paralel olarak bağlanan hidro-pnömatik amortisörler içeren hidro-pnömatik süspansiyonun hesaplamalı modeli, bobinler ve gazlı pistonlar dahil olmak üzere tüm model olarak sunmuşlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerine ve bağlı hidro-pnömatik amortisörlerin sayısına bağlı olarak hidrolik silindir piston hareketi için bir denklem sistemi oluşturmuşlardır. Varsayım temelinde, geri basınçlı hidro-pnömatik süspansiyon adaptörünün basitleştirilmiş bir diyagramı ve hidrolik silindir piston hareketini belirlemek için karşılık gelen denklem sistemi oluşturmuşlardır. Model, hidro-pnömatik akümülatör ön ayar parametrelerinin yanı sıra sistem üzerindeki harici etki parametrelerinin değiştirilebileceğini belirtmişlerdir. Geliştirilen modelin performansını değerlendirmek için, tahıl biçerdöver hareketinin iyi bilinen simülasyon modeline entegre edilmiş simülasyon modeli derlenmişlerdir. Sahadaki kombine hareketin gerçek geometrik düzgünlük parametreleri ile modelleme sonuçları sunulmuşlardır. Simülasyon sonuçlarına göre, hidro-pnömatik akümülatörlerin ayarlarına bağlı olarak hidrolik silindir piston hareketinin bir osilogramı gösterilmiş ve bu alanda daha ileri araştırmalar için sonuçlar ve yönergeler vurgulanmıştır.

Lee ve ark. (2021) silahlı paletli aracın kol içi tipi hidro-pnömatik süspansiyon ünitesinin (ISU) dinamik özellikleri teorik olarak analiz edilmiş ve sayısal olarak modellemişlerdir. Analiz güvenilirliğini sağlamak için doğru yay ve sönümleme modelleri tanıtmış ve birleştirilmişlerdir. Birincisi, ISU sistemindeki gerçek nitrojen gazının yay davranışını modellemek için benimsenen Benedict-Webb-Rubin durum denklemi olup, diğeri dört farklı ISU hareketi sırasında bir sönümleyicinin davranışını sarsıntı yükleme, sarsıntı boşaltma, geri tepme yükleme ve geri tepme boşaltma olarak belirtmişlerdir. Karşılaştırma amacıyla, ISU sisteminin dinamik davranışının gerçek bir gaz modeli ve iki ideal gaz modeli kullanılarak sayısal sonuçları sunulmakta ve karşılaştırılmaktadır.

Nikonov ve ark. (2020) geleneksel bağımlı süspansiyonlarla donatılmış kereste kamyonları ile tüketicilere kereste taşımacılığının verimliliğinin artırılması gerekliliği kanıtlanmışlardır. Araçların hidro-pnömatik süspansiyonlarının özelliklerinin

araştırılması alanında yabancı bilim adamları tarafından yapılan makalelerin analizi sunmuşlardır. Modüler tipte bir hidro-pnömatik süspansiyonun umut verici bir tasarımı önerilmektedir. Çalışmanın amacı, bir kereste kamyonunun salınımlarının doğasının ana bağımlılıklarının zaman içindeki süspansiyon yapısının pnömatik silindirin boşluğundaki hava hacmi, basıncı ve sıcaklık değerlerine olan etkisini değerlendirmek için modüler tipte bir hidro-pnömatik süspansiyonun önerilen yapısının işleyişi için matematiksel ve simülasyon modelleri geliştirmek üzere formüle etmişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyonun işleyişinin matematiksel ve temel simülasyon modelleri geliştirilmiş ve araştırmışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon ile donatılmış bir kereste kamyonunun gövdesinin titreşim frekanslarının titreşim spektrumuna bağımlılığı ve ayrıca rastgele düz olmayan bir yüzey üzerinde sürüş sırasında pnömatik silindirdeki havanın hacmi, basıncı ve sıcaklığının zamana bağılılığı ve tek düzensizlikler elde edildiğini vurgulamışlardır.

Badway ve ark. (2017) yaptıkları bu çalışmada bir hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin analitik modellemesini, simülasyonunu ve deneysel sonuçlarını aktarmışlardır. Bu çalışmanın ardında yatan motivasyon, sürüş konforunu artırmak ve zorlu arazilerde mükemmel performans elde etmek için tamamen kontrollü ve dengeli bir süspansiyon sistemini modellemişlerdir. Bir orantılı yön valfinden ve bir akümülatörden oluşan aktif hidro-pnömatik süspansiyon, kontrollü sisteme ek olarak şok titreşimini emmek amacıyla bir aktüatöre bağlanmışlardır. Bir PI kontrolörü, istenen süspansiyon performansını elde etmek için valfi çalıştırmışlardır. Bir matematiksel model türetilmiş ve simülasyon programı MATLAB/Simulink yazılımı kullanılarak analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonuçlarını doğrulamak için, çeyrek araba süspansiyon modelinin deneysel bir test donanımı tasarlamış ve incelemişlerdir. Tüm giriş sinyali ve ölçülen değerler, sistem için çevrimiçi simülasyon gerçekleştirmek için kullanılan Labview yazılımı kullanılarak izlenir ve kontrol etmişlerdir. Program, çeşitli alt elemanların akışkanlar mekaniğini, sürtünmesini ve doğrusal olmama durumlarını hesaba katarak, sistem davranışı ve salınım oranları, matematiksel ve deneysel olarak farklı arazi türleri için çalışılmış ve test etmişlerdir. Simülasyon modelinden ve deneysel test donanımından elde edilen sonuçların karşılaştırılması, farklı bir yol profili için daha iyi bir uygunluk göstermişlerdir. Hidro-pnömatik sistemin simülasyonundan ve deneysel sonuçlarından kaynaklanan maksimum yer değiştirme, referans değerin $\pm\%12$ 'si içinde olduğunu vurgulamışlardır.

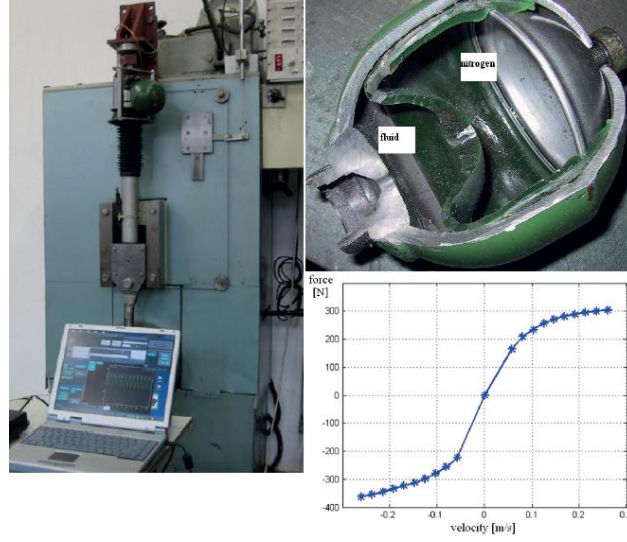
Konieczny (2014) yaptığı bu çalışmada, gösterge test standındaki hidro-pnömatik dikmenin araştırma sonuçlarını sunmuştur. Bu yapıda kuvvet-yer değiştirmeler ve kuvvet-hız döngüleri belirlemiştir. Hidro-pnömatik süspansiyon sistemi ile arabanın statik yüküne karşılık gelen değişken statik basınca yönelik araştırma yapmış olup araştırma sonuçlarına dayanarak, hızın bir fonksiyonu olarak sönümleme özellikleri tanımlamıştır.

Joo (1991) değişken yol yüzey kalitesi, kara taşıtlarına geniş bir şok ve titreşim ortamı oluşturmuş ve araç şasisini, yolcuları ve kargoyu, araç kullanım performansını düşürmeden potansiyel olarak zararlı şok ve titreşime maruz kalmadan izole etme gerekliliği, birkaç çelişkili tasarım düzenlemesi sunmuştur. Bu nedenle, sürüş ve yol tutuş performans kriterleri arasında daha iyi bir uzlaşma sağlamak için alternatif süspansiyon tasarımları araştırmıştır. Bu tezde hidro-pnömatik süspansiyonun şok ve titreşim izolasyon potansiyelleri sistematik modelleme ve bilgisayar simülasyonu ile incelemiştir. Hidro-pnömatik süspansiyonun şok ve titreşim izolasyon potansiyelleri, süspansiyonun dinamik davranışını karakterize eden iki matematiksel model kurmuştur. Matematiksel modeller, aşağıdakilerden kaynaklanan doğrusal olmayan özellikleri içermekte olup, gazlı amortisörün politropik yapısı; türbülanslı hidrolik sıvı akışı; coulomb sönümleme; sıkıştırılabilir hidrolik sıvı ve elastik hareket sınırlayıcı darbe noktaları olarak tanımlamıştır. Şok izolasyon potansiyeli, yuvarlatılmış adım ve yuvarlatılmış darbe yer değiştirme uyarıları için değerlendirmiş ve doğrudan entegrasyon frekans taraması yöntemi kullanılarak, harmonik yer değiştirme uyarımı için titreşim izolasyonunu araştırmıştır. Yerel doğrusal eşdeğer süspansiyon özelliklerini türetmek için, enerjinin yayılmasına/depolanmasına dayanan frekansa bağlı bir doğrusallaştırma tekniği kullanıp; doğrusallaştırma tekniğinin geçerliliğini sağlamak için doğrusallaştırılmış süspansiyon modelinin frekans tepkisi incelemiştir. Çeşitli süspansiyon özelliklerinin etkisi parametrik duyarlılık analizleri ile araştırmıştır. Hidro-pnömatik süspansiyonun şok ve titreşim izolasyon potansiyelleri de bir araç uygulama çalışmasıyla araştırmıştır. Bu analiz için paletli bir askeri aracın aralık düzlemi, yedi serbestlik dereceli sürüş dinamik modeli kullanmıştır. Doğrudan entegrasyon ve frekans tarama tekniği aracılığıyla harmonik yer değiştirme uyarımı için titreşim izolasyon performansı tahmin etmiştir. Şok izolasyon performansı, farklı yaklaşma hızlarında yarı dairesel çarpma engellerinden geçen araç için tahmin edilmiştir. Hidro-pnömatik süspansiyon, giderek sertleşen gaz yayı özelliği ve açıklığı ve coulomb sönümlemesi nedeniyle doğası gereği çok doğrusal değildir. Hidro-pnömatik süspansiyonun şok ve titreşim izolasyon tepkisi özellikleri,

özellikle şiddetli uyarımlar altında, geleneksel bir süspansiyona kıyasla üstün olma eğilimindedir. Parametrik analizler, önemli tasarım parametrelerinin ilk gaz basıncı ve ilk gaz hacmi olduğunu, önemli çalışma parametrelerinin ise hidrolik sıvı yığın modülü ve gaz politropik üs olduğunu ortaya çıkarmıştır. Paletli aracın sürüş analizi, hidro-pnömatik süspansiyonun ilgili tüm frekans aralığı boyunca üstün titreşim izolasyon özellikleri ve araç şiddetli çarpma uyarılarına maruz kaldığında geliştirilmiş şok izolasyon özellikleri sağladığını ortaya koymuştur.

Baozhan ve ark. (2009) süspansiyonsuz arazi aracının özellikleri dikkate alınarak, yeni tip bir ayarlanabilir sönümlerme hidro-pnömatik süspansiyon sistemini ortaya koymuşlardır. Çalışma prensibinin analizine dayanarak, doğrusal olmayan matematiksel süspansiyon modeli oluşturulmuş ve sertlik ve sönümlerme özellikleri araştırmışlar ve analiz etmişlerdir. Rijitlik karakteristik modeli analiz edilerek, başlangıç basıncı ve akümülatör hacminin etkileri ve pistonun fiili çalışma alanının rijitlik karakteristiğine alan oranı olduğunu vurgulamışlardır. MATLAB/Simulink kullanılarak, sönümlerme özellikleri modeli ve sönümlerme kuvvetine etki eden faktörler incelemişlerdir. Aynı zamanda, uyarma frekansı ve genliği, amortisör deliği sayısı ve çapı ve ayarlanabilir gaz keleşi ile hidro-pnömatik süspansiyonun sönümlerme özelliklerine göre kesit alanı kuralları da dikkate aldıklarını belirtmişlerdir.

Konieczny ve ark. (2014) bu makale, hidro-pnömatik süspansiyon sistemleri için gazlı amortisörlerde yaygın olarak kullanılan tasarım çözümlerinin ve malzemelerin analizlerinin sonuçlarını ele almışlardır. Böyle bir tasarım çözümünün binek araç süspansiyon sistemlerinde uygulanmasından kaynaklanan ana avantajları tartışmışlardır. Sabit gaz kütesine sahip bir gazlı yayı karakterize eden parametreleri tanımlayan temel korelasyonlara atıfta bulunmuşlardır. Ayrıca seçilen gazlı yay elemanlarının imalatında kullanılan malzemeleri de tarif etmişlerdir.



Şekil 2.3. Geliştirilen prototip model ve deney sonucu (Konieczny ve ark., 2014)

Andersen ve ark. (2007) kontrolör tasarımı, deney tasarımı ve diğer dinamik simülasyon amaçları için, bir çeyrek araba süspansiyonunun dinamik tepkisini ve ortak tepki kuvvetlerini tahmin edebilme ihtiyaç olduğunu belirtmişlerdir. Bu ihtiyaç hem doğrusal hem de doğrusal olmayan çok gövdeli dinamik McPherson gergi kollu çeyrek araba süspansiyon modelinin geliştirilmesi ve sistem tanımlanması yoluyla bu çalışma ile ele almışlardır. Her iki model de çok gövdeli dinamiklere alışılmış bir yöntem uygulanarak geliştirmişler, böylece aynı sayısal entegratör, ilgili performanslarını karşılaştırmak için kullanılabilir olduğunu belirtmişlerdir. Bu yöntem, her modelin dinamik yanıtını karakterize eden bir dizi diferansiyel cebirsel denklemi bir araya getirmek için kısıtlanmış hareket denklemlerinin Lagrange çarpanı formunu kullanmayı içerdiğini dile getirmişlerdir. Bu modellerin bantla sınırlandırılmış rasgele lastik yer değiştirme süresi dizisine tepkisi daha sonra bir Hilber Hughes-Taylor entegratörü kullanılarak simüle etmişlerdir. Modeller, Performans Mühendisliği Araştırma Laboratuvarı için İleri Öğrenme ve Araştırma Enstitüsü'nde tasarlanan, inşa edilen ve kurulan son teknoloji ürünü bir çeyrek araç test donanımının dinamik yanıtına uyacak şekilde inşa etmişlerdir. Deneysel çeyrek araç düzeneğine, 2004 Porsche 996 Grand American Cup GS Class yarış arabasının sol ön McPherson gergi süspansiyonunu eklemişlerdir. Bu çeyrek araç donanımı, simüle edilen verilerin karşılaştırıldığı deneysel referans verilerinin alınmasını kolaylaştırdığını vurgulamışlardır. Bu modelleri geliştirdikten sonra, sistem tanımlaması yapılarak optimal parametreler elde etmişlerdir. Her iki modelin ilgili optimal parametrelerini kullanarak performansı, deneysel

süspansiyonun temel doğrusallığı bağlamında sunmuşlardır. Ek olarak, deneysel çeyrek araba düzeneğinin yataklarına uygulanan yükleri tahmin etmek için bir yöntem geliştirmişlerdir.

Cherkashina ve ark. (2011) aracın hareket ettirilmesi sırasında, enerji tüketen elemandaki (gaz kelebeği delikleri) hidro-pnömatik yaydaki sıvı sürtünmesi nedeniyle ortaya çıkan sıcaklık modunda bir değişiklik olduğunu belirtmişler. Bu durumda hidro-pnömatik yay, önemli sıcaklıklara kadar ısınmış olduğunu vurgulamışlar. Akışkanın uyarı seviyesinin altındaki daha düşük viskozitesi nedeniyle, artan ısı, çeşitli sızıntı türlerinde keskin bir artışa, artan sürtünme parçalarına ve sonuç olarak yüzeylerin yoğun aşınmasına ve tutukluğuna neden olduğunu belirtmişler. Hidro-pnömatik yayların kısmen veya tamamen verim kaybına neden olduğunu ve hidro-pnömatik yaydaki sıcaklık modundaki değişiklikler sadece hidro-pnömatik yayın dış yüzeyini, üflenen hava akışının sıcaklığını ve hızını değil, aynı zamanda aracın hareket koşullarını ve süresini de etkilediği bilgisini paylaşmışlardır. Konu olan araç 5,5 ton ağırlığında olup hidro-pnömatik yaylarının, farklı yol türleri için farklı hızlarda hareket sırasında ısı yoğunluğunu araştırmışlar. MATLAB/Simulink'in bir paketinde gerçekleştirilen matematiksel modeller temelinde araştırmalar yapmışlar. Bu durumda, hidro-pnömatik yayda ısı şeklinde salınan ortalama güç zamanı düzelttiklerini belirtmişler. Araştırmaya göre, en ağır hizmet aracı ve bu modda bağlı hareketin uzunluğunun ürettiği ısı miktarı hakkında sonuçları ortaya koymuşlardır. Aşırı ısınmayı önlemek için, hidro-pnömatik yayların ısı yoğunluğunun durumu ve yönetimi için bir algoritma teşhisi ayrıca, hidro-pnömatik yayların ısı yoğunluğunu azaltmak için önerilerde bulunmuşlardır.

Cuellar ve ark. (2015) yaklaşık 6 km derinlikte açık deniz sondajının gerekliliklerine göre bir hidro-pnömatik yük kompensatörü ve bir yarı aktif kontrol önermişlerdir. Bu yarı aktif kontrol, sistemdeki kütle değişikliklerini telafi etmek, akümülatör hacmini azaltmak ve pasif kompensatör performansını iyileştirmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bu kontrolde, tek manipüle değişken olan servo valf pozisyonundaki değişikliklerle sistem sönümlemesi her an değiştirilir ve kompensatörün düşük enerji tüketimini kolaylaştırıp diğer yandan da yarı aktif kontrole sahip dengeleyici ile her bir sondaj dizisi kütlesi için tatmin edici bir frekans tepkisine ve mevcutta açık deniz endüstrisinde kullanılan aktif dengeleyicilerin akümülatör hacmiyle karşılaştırılabilir bir akümülatör hacmine sahip olduğunu vurgulamışlardır.

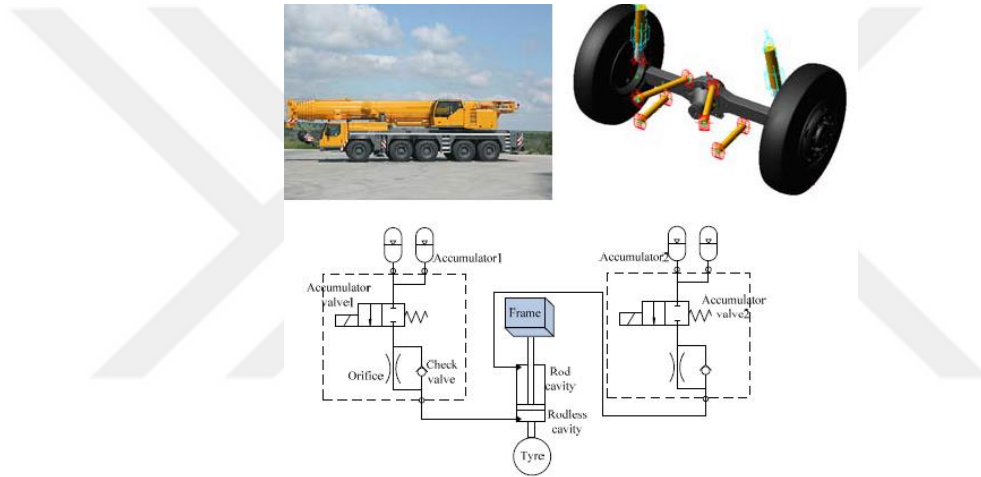
Francois ve ark. (2014) herhangi bir simülasyon modeli geliştirirken, hesaplama verimliliği ile modelin doğruluğu arasında bir miktar taviz verilmelidir. Bu çalışma,

hidro-pnömatik bir süspansiyonun yay kuvvetini modellemek için üç ideal gaz (IG) yasası varyasyonunun ve iki gerçek gaz yaklaşımının (Benedict Webb Rubin (BWR) denklemi EE ile ve EE olmadan) performansını karşılaştırmışlardır. Bu modeller, tek bir hidro-pnömatik süspansiyon ünitesi üzerinde yapılan laboratuvar testlerinden elde edilen deneysel verilerle doğrulamışlardır. EE'li hem BWR hem de IG modelleri, EE'siz modellere kıyasla korelasyonda önemli bir gelişme olduğunu ortaya koymuşlardır. Gerçek gaz BWR yaklaşımı, test koşulları altında IG yaklaşımına göre küçük bir gelişme olduğunu belirtmişlerdir. En iyi (EE'li BWR) ve en kötü (IG izotermal) modeller daha sonra bir 4x4 spor arazi aracının (SUV) tam araç modelinde yay kuvvetlerini modellemek için kullanmışlardır. Veriler yine deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve EE ile BWR modeli, IG izotermal modelinden önemli ölçüde daha iyi ilişkide olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle, EE'nin dahil edilmesinin önemli ölçüde daha iyi sonuçlar vereceği ve yalnızca araştırılan parametrelerin yay modelindeki hatalara duyarlı olmaması durumunda ihmal edilmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Fuhai ve ark. (2008) yaptıkları bu çalışmada arazi vincinin (ATC) karakteristiği detaylı tanıtmış ve ATC'deki hidro-pnömatik süspansiyonun (HPS) çalışma prensibi de tartışmışlardır. ADAMS'a dayalı bir HPS optimizasyon yöntemi tanıtmışlardır. ADAMS'a dayalı olarak, ATC sanal prototipinin tek bir köprülü HPS köprüsü oluşturup HPS'nin işlevi standart hidrolik bileşenlerle gerçekleştirmişlerdir. Deneysel tasarım (DOE) yöntemi ile HPS'nin dinamik optimizasyonu, optimizasyon değişkenleri seçildikten sonra etkileyen faktörlerin analizine dayalı olarak gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri verilere göre, optimize edilmiş modelin dinamik karakteristiğinin öncekinden daha iyi performans gösterdiğini ve mevcut yöntemin yapısal bir optimizasyon referansı olarak kullanılabileceğini vurgulamışlardır.

Quin ve ark. (2010) mükemmel doğrusal olmayan sertlik ve sönümleme özellikleri ve elektro-hidrolik arka aks yönlendirme sistemindeki yenilikçi kontrol teknolojisi ile vincin sürüş konforu ve direksiyon manevra kabiliyeti taleplerini karşılayabilen hidro-pnömatik süspansiyon sistemini modellemişlerdir. Bu tür sistemler, bir aracın kontrol edilebilirliği, direksiyon dengesi, sürüş konforu ve güvenliği üzerinde büyük etkilere sahip olduğunu vurgulamışlar. Böyle karmaşık bir sistem, birbirini etkileyen mekanik çok gövdeli, hidrolik ve kontrol bileşenlerini içerdiğini belirtmişler. Bununla birlikte, daha önce yapılan birkaç çalışma, multidisipliner bakış açısından birleştirme etkileri ile ilgilidir genel olarak sadece tek bir alan detay modeli oluşturulmuş ve çalışmışlar. Bu makale, ADAMS ile süspansiyon ve direksiyon çok gövdeli modelinin

mekanik parçalarından oluşan hidro-pnömatik süspansiyonlu ve çok köprülü direksiyon sistemine sahip detaylı bir 5 akslı arazi vinci, silindir, kontrol valfi ve hidrolik borular, vb. ve kontrol stratejisi AMESim yazılımı ile oluşturulmuşlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon ve elektro-hidrolik direksiyon sisteminden etkilenen aracın yol tutuşunu ve dengesini incelemek için bir bütünleşik simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Direksiyonunu serbest bırakma ve direk slalom testi gibi bazı tipik yol tutuş manevraları, direksiyonun kontrol stratejisini ve hidro-pnömatik süspansiyon performansını sayısal olarak değerlendirmek için birçok bütünleşik modeller kurulup sonuçlar almışlardır. Sonuç olarak ölçülen veriler ve simülasyon sonuçları arasındaki farklılık karşılaştırmışlar, modelin doğruluğunu ortaya koymuşlardır.



Şekil 2.4. Geliştirilen prototip model (Qin ve ark., 2014)

Hugo (2005) maden taşıma yolu bakımı geleneksel olarak planlanmış aralıklarla veya düzenli incelemelerden sonra yapılmakta ve bu yöntemlerin her ikisi de ya yolun aşırı bakımı ya da önemli bir bozulmanın farkına varılamaması yoluyla, araç işletim maliyetlerinde bir artışa neden olarak, gereksiz harcamalara yol açabilmekte. Son yıllarda asfaltsız yollar için kestirimci bakım yönetimi modelleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler, trafik hacmi gibi değişkenlerin tahmin edilebildiği önemsiz bir ortamda iyi çalışır. Bununla birlikte, birçok madencilik sistemi, bu tür modellerin etkili olamayacağı kadar karmaşıktır. Bu çalışma, servis yolu bakım yönetimine yardımcı olmak için nakliye aracı yanıtını kullanma olasılığını araştırmaktadır. Bu çalışma için benimsenen yaklaşım iki yönlüdür: İlk olarak, kamyon müdahale verileri konum, tür ve boyut açısından belirli yol kusurlarını tanımak için kullanılabilir mi? Farklı arıza türleri farklı yol bakım stratejileri gerektirdiğinden bu önemlidir. İkinci olarak, yol pürüzlülüğü niteliksel olarak ölçülebilir

mi? Yol kusurlarının yeniden yapılandırılmasına vurgu yapılarak, matematiksel bir modelleme yaklaşımı benimsenmiştir. Kamyon, süspansiyonu ve lastik özellikleri açısından karakterize edilmiştir. Dinamik kamyon tepki verileri, aracın bilinen boyutlardaki kusurlar üzerinden sürüldüğü saha ölçümleri sırasında elde edilmiştir. Bu veri setlerinin mevcut olmasıyla matematiksel modelleme ve simülasyon mümkün olmuştur. Çeyrek araç ve yedi serbestlik dereceli araç modelleri, yol kusurlarının yeniden inşası amacıyla devasa kamyon müdahalesinin kullanımında bir temel atarak bu çalışmada hayati bir rol oynamıştır. Dikey dinamik lastik kuvvetinin ve sonunda yol geometrisinin hesaplandığı, kamyonun bağımsız bir yaysız ön kütlesinin dinamik dengesine dayanan bir modelleme metodolojisi önerilmiştir. Hataların, yol bakım yönetimi amaçları için kusur tanıma gereklerini yerine getirmek için yeterli bir doğrulukla ölçülen kamyon yanıt verilerinden yeniden oluşturulabileceği göstermiştir. İkinci olarak, kamyon müdahale ölçümleri yoluyla yol durumunun nitel değerlendirmesine yönelik bir ön araştırma yapılmıştır. Kamyonun yol pürüzlülüğü ölçümüne ilişkin doğal tepki özellikleri incelenmiş ve ölçülen süspansiyon hareketi ile yüksek hız profilometresi ile ölçülen yol pürüzlülüğü arasında bir miktar korelasyon olduğunu vurgulamıştır.

Geng ve ark. (2010) HPS'nin performansı, aracın konforunu, dinamik tekerlek yükünü ve süspansiyonun hareket mesafesini doğrudan etkilediğini vurgulamışlardır. HPS performansını tanımlamak ve değerlendirmek için öncelikle yaptıkları bu çalışmada HPS'nin ana parçalarının yapısı ve çalışma prensibi tanıtmışlar ve analiz etmişlerdir. Daha sonra HPS'nin yapısı analiz edilerek ve basitleştirilerek fiziksel model oluşturmuşlardır. Fiziksel modele göre çift gaz akümülatörlü HPS'nin doğrusal olmayan matematiksel modelleri oluşturulmuş ve özel bir programlar da modellemişlerdir. HPS için bir test teçhizatı tasarlamışlar ve birçok veri toplamışlardır. HPS'nin matematiksel modelinin uygulanabilir olduğunu gösteren simülasyon ve test sonuçları arasında karşılaştırmalar yapmışlardır.

Els ve ark. (1999) hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinde yaşanan sorunlardan biri, sıcaklık değişiminin yay karakteristiği üzerindeki etkisidir, bu da yay hızında ve sürüş yüksekliğinde değişikliklere neden olduğunu belirtmişlerdir. Bu problem, uygun bir ısı transfer modeli kullanılarak analiz edilebilirliğini sorgulamışlardır. Gaz ve çevresi arasındaki ısı transferi ve damper yağı ile gaz arasındaki ısı transferi gibi iki ana ısı transfer modu incelenmişler. Yapılan analizler, araç testleri sırasında dinamik yay kuvveti karakteristiğinin belirlenmesi, ısı oluşumunun yay kuvveti karakteristiği üzerindeki etkisi ve ısı oluşumunun hidro-pnömatik yay ve damper ünitesinin performansı üzerindeki

etkisini ortaya çıkartmışlardır. Yay karakteristiğinin matematiksel modellemesi, termal zaman sabiti yaklaşımı kullanılarak kapalı bir kaptaki bir gaz için enerji denkleminin çözülmesiyle gerçekleştirilebileceğini belirtmişler. Benedict Webb Rubin denklemi gerçek gaz davranışı için kullanmışlar ve matematiksel model deneysel verilere göre doğrulamışlar ve iyi bir korelasyon sağladığını belirtmişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinin, net sıcaklık değişikliği veya ısı birikimi oluşturmeyen ısı transferi nedeniyle önemli miktarda doğal sönümlemeye sahip olduğu gösterilmişlerdir. Damperdeki ısı oluşumunun yay kuvveti karakteristiğine etkisi laboratuvar testleri ile belirlemişler. Damperdeki ısı oluşumunun, gaz sıcaklığındaki artışla birlikte, yay kuvveti karakteristiğini olumsuz yönde etkilediği belirtmişlerdir. Bir test aracına takılan deneysel hidro-pnömatik yay ve damper sistemleri üzerinde yapılan testler, etkinin pratikte beklenenden daha az olduğunu göstermiştir. Isı oluşumu, arazi engebesinden, araç hızından, görev profilinden ve sönümleme seviyelerinden büyük ölçüde etki ettiğini gözler önüne sermişlerdir.

Rehnberg (2008) lastikli yükleyici, tekerlek süspansiyonu olmadan tasarlandığından, operatörler, sürüş konforunu olumsuz etkileyen yüksek düzeyde tüm vücut titreşimine maruz kaldığını belirtmiştir. Yaptığı tezinde, titreşimleri azaltmak ve kullanım kalitesini artırmak için bir tekerlekli yükleyiciye bir aks süspansiyonu ekleme potansiyelini araştırmıştır. Süspansiyonlu dingiller, sürüş konforunu ve performansını iyileştirmek için büyük bir potansiyele sahipken, aynı zamanda birçok yönden binek otomobiller veya diğer karayolu taşıtlarından farklı olan aracın dinamik davranışını da zorunlu olarak etkileyeceğini vurgulamıştır. Lastikli yükleyicinin kütlesinden dolayı büyük bir atalet eğimi vardır, aks yükleri, yükleme durumuna göre önemli ölçüde değişir ve makina, tekerlek yönlendirmesi yerine mafsallı bir şasi yönlendirme sistemi kullanıldığını belirtmiştir. Bu sorunların tümü, lastikli yükleyici süspansiyonu tasarım sürecinde dikkate alınmıştır. Süspansiyonlu aksların sürüş titreşimleri üzerindeki etkileri, aks süspansiyonu olan ve olmayan çok gövdeli bir lastikli yükleyici modeli simüle etmiştir. Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar, aks süspansiyonu ile uzunlamasına ve dikey hızlanma seviyelerinin büyük ölçüde azaldığını, ancak yanal ivmedeki azalmanın daha az olduğunu ortaya koymuştur. Yuvarlanma sertliğinin azaltılmasıyla, yanal ivmeler daha da azaltılabilir, ancak bu, kullanım stabilitesi gereksinimleri nedeniyle bu mümkün olmayacağını dile getirmiştir. Sürüş konforu üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu bilindiğinden, aracın sallanma salınımı da incelemiştir. Ön ve arka süspansiyon özelliklerinin lastikli yükleyicinin yalpalama tepkisi üzerindeki etkisini incelemek için

analitik bir model kullanılmış, bu da daha sert bir arka süspansiyonun yalpayı azaltmak için elverişli olduğunu ancak aynı zamanda daha sert bir ön süspansiyonla benzer bir etkinin elde edilebileceğini göstermiştir. Sonuçlar, analitik tahminlerle aynı eğilimi gösteren çok gövdeli simülasyonlarla karşılaştırmıştır. Modellere bir hidro-pnömatik süspansiyonun doğrusal bir temsilini dahil ederek, süspansiyon sertliğinin aks yükü ile arttığı gerçeğinden yararlanılarak araç yüklendiğinde olumlu dinamik davranışın korunabileceği de göstermiştir. Mafsallı araçlar, yüksek hızda sürüldüğünde yalpalama olarak bilinen yüksek yanal salınımlar sergileyebildiğini vurgulamıştır. Asılı dingillerin bu salınımlar üzerindeki etkisi, eşdeğer bir yuvarlanma sertliği süspansiyon modeline sahip bir lastikli yükleyicinin çok gövdeli bir simülasyon modeli kullanılarak analiz edilir. Sallanan kütlenin yuvarlanma hareketinin, kıvrılan salınımlar üzerinde hafifçe dengesizleştirici bir etkiye sahip olduğu bulmuştur. Bu etki, gövde yuvarlanma frekansı kıvrılma hareketinin frekansına yakınsa daha belirgindir, ancak bu stabilite kaybı, direksiyon sisteminin eşdeğer sertliğini veya sönümlemesini artırarak telafi edilebileceğini belirtmiştir.

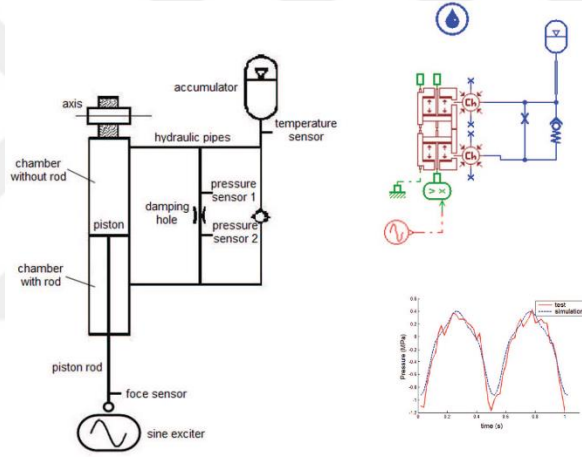
Smith (2007) bu çalışmada, hidrolik olarak birbirine bağlı süspansiyon (HIS) sistemlerine sahip araçların frekans alanı analizi için önceden türetilmiş bir model, engebeli bir yol girdisi altında dört serbestlik dereceli yuvarlanma düzlemi, yarım arabanın sürüş analizine uygulamıştır. Tüm yol yüzeyinin, iki boyutlu bir Gauss homojen ve izotropik rasgele sürecin gerçekleşmesi olduğu varsaymıştır. Yarım arabanın sıçrama ve yuvarlanma ivmesi, süspansiyon sapması ve dinamik lastik kuvvetleri açısından frekans tepkileri, güç spektral yoğunluk fonksiyonu ile temsil edilen tek bir profilin yol girişi altında elde etmiştir. Bir HIS ile donatılmış yuvarlanma düzlemlili yarım araba ve geleneksel süspansiyonlara sahip olanlar için elde edilen simülasyon sonuçları detaylı olarak karşılaştırmıştır. Ayrıca HIS'nin temel parametrelerinin sürüş performansına duyarlılık analizi simülasyonlar aracılığıyla gerçekleştirmektedir. Ayrıca dönme düzlemlili yarım arabanın serbest ve zorlanmış titreşimlerinin analitik sonuçlarının deneysel doğrulamasını da çalışmıştır. Hidrolik ve mekanik sistem yerleşimleri, veri toplama sistemi ve test düzeneğinin harici kuvvet çalıştırma mekanizması ayrıntılı olarak açıklamıştır. Serbest ve zorlamalı titreşim testlerinin metodolojisi ve etkili damper vanası basınç kaybını hesaba katmak için matematiksel modellerin uygulanması açıklanmıştır. Test sonuçları ile tahmini damper vanası kayıp katsayıları ile sistem modelinden elde edilenler verilerle olan karşılaştırmalarını vermiştir. Önerilen modelin eksiklikleri ve pratik çıkarımları üzerine tartışmalar ve gelecekteki araştırmalar için öneriler sunmuştur.

Son olarak, devrilme düzlemlı yarım arabanın sürüş performansına ilişkin araştırmanın temel bulguları özetlemiştir.

Jiao ve ark. (2017) hidro-pnömatik süspansiyon sistemleri, bir aracın konforunu ve çalışma stabilitesini etkili bir şekilde iyileştiren değişken sertlik özellikleri nedeniyle birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte, kötü çevre koşulları nedeniyle, hidro-pnömatik süspansiyon sıklıkla geçici etki ve çevresel sıcaklık değişikliklerinin etkisine maruz kalır, bu da sızdırmazlık arızasına ve gaz sızıntısı sorunlarına neden olur ve sistemin güvenilirliğini azaltır. Bu çalışmada, sıcaklık değişimlerinin etkisini dikkate alan bir hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin güvenilirlik modelini oluşturmak için parametrik modelleme ve olasılık analizini birleştiren bir yöntem benimsemişlerdir. Öncelikle hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin çalışma prensibi ve arıza modu analiz edilir ve ardından hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin güvenilirliği tanımlanmıştır. Bu temelde, hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin temel arıza modları için, izin verilen yüksekliğe dayalı bir güvenilirlik modeli ve izin verilen sertliğe dayalı bir güvenilirlik modeli oluşturmuşlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin sistem güvenilirlik modeli sentetik olarak etmişler. Deneysel nesne olarak tek odacıklı hidro-pnömatik süspansiyon sistemi seçmişler. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin farklı tasarım parametrelerinin sıcaklık etkisi altında karşılaştırmalı testlerini gerçekleştirmişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin arıza modu analizi ve güvenilirlik modeli için doğruluğunu ortaya koymuşlardır.

Luo ve ark. (2015) büyük tonajlı iki dingilli araç için yer sınırlaması ve konfor gereksinimlerini karşılamak için, sağa ve sola yaklaşık ara bağlantı tipi ile yeni bir geliştirilmiş hidro-pnömatik süspansiyonu üzerinde yaptıkları çalışmayı sunmuşlardır. Çalışma prensibi analiz edildikten sonra, yeni geliştirilmiş sistemin yapı parametreleri ve matematiksel modeli oluşturmuşlar, ayrıca AMESim simülasyon yazılımı ile doğrusal olmayan büyük tonajlı geliştirilmiş hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin dinamik simülasyon modeli, sağa ve sola yaklaşık ara bağlantı tipi ile kurmuşlardır. Kurulan matematiksel model ve simülasyon modeline göre, tüm sistemin dinamik özellikleri üzerindeki etkisini elde etmek için, test aracılığıyla, akümülatör şarj edilebilir basınç, sönümlleme deliği çapı, izleme kontrolörü gibi çeşitli parametreler sırasıyla araştırılmış ve analiz edilmiştir. Karşılaştırma sonuçları, yeni geliştirilmiş hidro-pnömatik süspansiyonun sadece stabilize ve konforu sağlamakla kalmayıp aynı zamanda tüm yapıyı kompakt hale getirmek için alan problemini çözdüğünü belirtmişlerdir.

Yanhua ve ark. (2011) bu makalenin amacı, hidro-pnömatik süspansiyon tasarımı için yararlı olan güvenilir bir simülasyon modeli ile doğru bir simülasyon modeli elde etmek için hidro-pnömatik süspansiyona dayalı bir test platformu oluşturulmuş, deneyde farklı boyutlarda sönümleme gözenekleri kullanılmış, sönümleme gözeneginin her iki tarafındaki basınçlar ve piston miline uygulanan kuvveti toplamışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon simülasyon modeli test platformuna göre oluşturulmuş ve simülasyon modeli deneysel verilerle doğrulamışlardır. Gösterge diyagramı, yer değiştirme karakteristik diyagramı ve hız karakteristik şekli simülasyon sonucuna göre oluşturulmuştur. Yaklaşık elli tonluk maden vagonunda ön hidro-pnömatik süspansiyon simülasyon modeli oluşturulmuş, tasarım parametreleri kontrol edilmiş ve farklı sönümleme gözeneklerinin titreşim sönümleme karakteristiğine etkisi karşılaştırmışlardır.



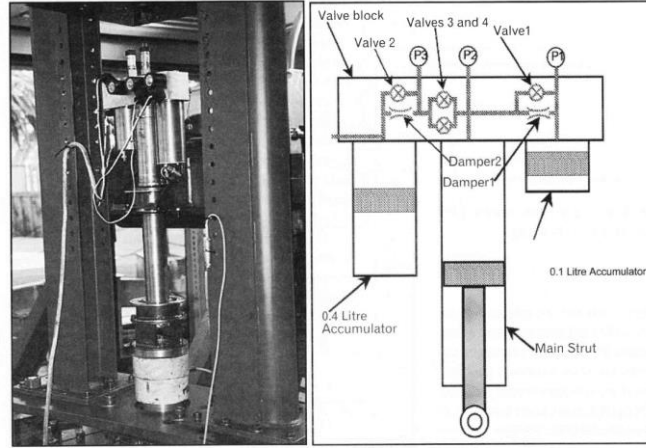
Şekil 2.5. Geliştirilen prototip model (Yanhua ve ark., 2011)

Araç süspansiyon tasarımı ve dinamik analizi, otomotiv sistem performansının artırılmasında önemli bir rol oynar. Aktif olarak kontrol edilen süspansiyonlardaki kapsamlı gelişmelere rağmen, bunların ticari uygulamaları, yüksek maliyet ve ağırlık nedeniyle sınırlı kalmıştır. Pasif veya yarı aktif süspansiyonlardaki alternatif tasarımlar, nispeten daha düşük maliyet ve daha yüksek güvenilirlikle rekabetçi araç performansı elde etmek için oldukça arzu edilir. Cao (2008) bu tez çalışmasında, çift gaz odacıklı bir destek de dahil olmak üzere iki hidro-pnömatik süspansiyon desteği tasarımı önerir ve tekerlek payandaları arasında hidrolik, pnömatik ve hibrit akışkan ara bağlantıları kullanan rulo ve eğim bağlantılı süspansiyonlardaki çeşitli kavramları sistematik olarak incelenmiştir. Tek ve çift gaz odası payandaları da dahil olmak üzere önerilen dikme tasarımları, daha geniş çalışma alanı ve dolayısıyla daha düşük çalışma basıncı sunar ve

entegre sönümleme valfleri önermiştir. Farklı tekerlek payandaları arasındaki ara bağlantıların geri besleme sönümleme etkilerini açıkça gösteren, akışkan sıkıştırılabilirliği, yüzer piston dinamikleri ve değişken simetrik ve asimetrik sönümleme valfleri içeren çeşitli birbirine bağlı ve bağlantısız süspansiyon konfigürasyonlarından kaynaklanan destek kuvvetlerinin doğrusal olmayan matematiksel modelleri formüle etmiştir. Rulo ve çift bağlantılı süspansiyon desteklerinde önerilen kavramların özellikleri ve dinamik tepkileri, düzlem ve üç boyutlu doğrusal olmayan araç modelleri ile bağlantılı olarak değerlendirmiştir. Araç modellerinin geçerliliği, verdikleri yanıtların mevcut ölçülen verilerle karşılaştırılmasını içermektedir. Önerilen bağlanmış süspansiyonların analizleri, sekme modu, yalpalama önleme, anti ve atlama modu özelliklerini ve dış uyarımlara araç dinamik yanıtlarını türetmek için gerçekleştirilmiştir. Bunlar yol engebeliğini, direksiyonu, frenlemeyi ve yan rüzgarları içermektedir. Akışkan olarak birleştirilmiş pasif süspansiyonun, araç sürüşünü ve taşıma performansını artırmada önemli faydalar sağlayabileceğini göstermiştir. Ayrıca bunlar, üstün tasarım esnekliği sunmaktadır. Süspansiyon çubukları, üç boyutlu boyutlarda çok sayıda bağlantı olanağı sunar, ancak bunlardan bazıları, özellikle süspansiyon yüklerinin önemli ölçüde değişebileceği ticari araçlar için uygun olmayacağını belirtmiştir. Böylece, bir dizi birbirine bağlı süspansiyon için genelleştirilmiş bir analitik model geliştirilir ve belirli bir ara bağlantının fizibilitesini oldukça verimli bir şekilde değerlendirmek için bir performans kriteri formüle etmiştir. X-bağlı hidro-pnömatik süspansiyon kullanan üç boyutlu bir araç modelinin yol tutuşu ve yön tepkileri, bölünmüş- μ altında değerlendirilmiştir, düz frenleme ve dönüşte frenleme manevraları. Sonuçlar açıkça göstermektedir ki, X-bağlı süspansiyon, yumuşak dikey kayma ve çözgü özelliklerini korurken gelişmiş yalpalama ve eğim önleyici özellikler sunmuştur. Bir karayolu aracının temel eğim ve dikey dinamiklerinin de arzu edilen eğim performansını gerçekleştirmek için süspansiyon tasarımı ve ayarlaması için bir dizi temel tasarım kuralı türettiğini ifa etmektedir.

Giliomee ve ark. (2005) deneysel verilerle doğrulanan ikiz akümülatörlü hidro-pnömatik süspansiyon sistemi için esnek olmayan bir modelin matematiksel modelini açıklamışlardır. Yay-damper serisi için (doğrusal) özelliklerin belirlenmesi için bir metodoloji de sağlanır ve sonuçlar bir laboratuvar kurulumunda yapılan ölçümlerle karşılaştırmışlardır. Ölçülen veriler ile üçgensel yer değiştirme girişleri için analiz sonuçları arasında, farklı uyarma frekanslarında iyi bir eşleşme elde etmişlerdir. İkiz

akümülatör modeli çok basittir ve ekstra kuvvet elemanlarının eklenmesiyle yarı aktif bir hidro-pnömatik süspansiyonu geliştirilebileceğini belirtmişlerdir.



Şekil 2.6. Geliştirilen prototip model (Giliomee ve ark., 2005)

Mobil vinçler, karayollarında taşınan yaygın ağır araçlardır. Geleneksel tarz, taşıyıcı üzerinde yürüten bir kiriş süspansiyonu ve araba üzerinde bir yaprak yay süspansiyonu kullanır. Modern vinçler, bir hidro-pnömatik taşıyıcı süspansiyonu ve araç üzerinde bir hava yolculuğu süspansiyonu uygulanmaktadır. Vinçlerin ürettiği yüklerin nicelendirilmesi, neden oldukları hasara ilişkin bir anlayış geliştirerek aks yükü sınırlarının daha verimli bir şekilde düzenlenmesini sağlayacaktır. Burkett ve ark. (2002) yaptıkları bu çalışmada yol çalışması operasyonlarının güvenliğini ve verimliliğini artırmak ayrıca dinamik yol yüklerine vurgu yaparak bir bom destek aracı kullanan vinçlerin simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon, mobil vinçlerin hem geleneksel hem de modern tarzlarını karakterize edebildiğini belirtmişlerdir. Geliştirilen sistem, mobil vinçler tarafından oluşturulan dinamik yol yüklerine ilişkin bilgi sağladığını söylemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre modern vinçlerin geleneksel vinçlere göre önemli ölçüde daha düşük dinamik yükler ürettiğini ortaya koymuşlardır. Bu, farklı süspansiyon sistemlerini telafi edecek şekilde aks yükü sınırlarının düzenlenmesine ihtiyaç olduğunu vurgulamışlardır.

Els ve ark. (2015) bu çalışma model için üç ideal gaz (IG) yasası varyasyonunun (IG ile enerji denklemi (EE), izotermal ve adyabatik) ve iki gerçek gaz yaklaşımının (Benedict Webb Rubin (BWR) denklemi) performansını ve hidro-pnömatik süspansiyonun yay kuvveti karşılaştırmışlardır. Bu modeller, tek bir hidro-pnömatik süspansiyon ünitesi üzerinde yapılan laboratuvar testlerinden elde edilen deneysel verilerle

mukayese ederek değerlendirmişlerdir. EE'li hem BWR hem de IG modelleri, EE'siz modellere kıyasla korelasyonda önemli bir gelişme olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Gerçek gaz BWR yaklaşımı, test koşulları altında IG yaklaşımına göre küçük bir gelişme kat ettiğini görmüşlerdir. En iyi (EE'li BWR) ve en kötü (IG izotermal) modeller daha sonra bir 4x4 spor aracın (SUV) tam araç modelinde yay kuvvetlerini modellemek için kullanmışlardır. Veriler yine deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve EE ile BWR modeli, IG izotermal modelinden önemli ölçüde daha iyi davranış sergilediğini belirtmişlerdir. Bu nedenle, EE'nin dahil edilmesinin önemli ölçüde daha iyi sonuçlar vereceği sonucuna varılmışlar ve yalnızca araştırılan parametreler yay modelindeki hatalara duyarlı değilse atlanması gerektiğini vurgulamışlardır.

Arana ve ark. (2017) bu makale, konfor ve yol tutuşunun iyileştirilmesi için seri aktif değişken geometrili süspansiyonun (SAVGS) araştırmasını yapmışlardır. SAVGS konsepti, şasiyi yaylı amortisör ünitesine bağlayan mekanik bağlantının dönüşüyle ilişkili önemli non-lineerlik durumlarını ortaya çıkarmışlardır. Çok gövdeli yazılım paketlerinde uygulanan geleneksel doğrusallaştırma prosedürleri bu konfigürasyonla başa çıkabilmesine rağmen, azaltılmış uygulanabilirliğe sahip doğrusal modeller üretirler. Bu sınırlamanın üstesinden gelmek için, enerji tasarrufu ilkelerine dayalı alternatif bir doğrusallaştırma yaklaşımı önerilmiş ve arabanın bir köşesine başarıyla uygulanmış, böylece doğrusal sağlam kontrol tekniklerinin kullanılmasına olanak sağlanmışlardır. Bu basitleştirilmiş çeyrek taşıt doğrusal modeli için bir H_{∞} denetleyici sentezlenip sistemin transfer matrisinin tekil değer ayrışımına göre ayarlamasını yapmışlardır. Önerilen kontrol, tek köşeli ve tam araç doğrusal olmayan çok gövdeli modellerle kapsamlı bir şekilde test etmişlerdir. SAVGS ile güçlendirilmiş bir grand tourer için bu makalede sunulan sonuçlar, bu teknolojinin konfor ve yol tutuşu gibi yüksek frekanslı süspansiyon işlevlerini de geliştirme potansiyeline sahip olduğunu göstermişlerdir.

Ervin (2013) yaptığı bu çalışmada bozucu yol girdisi ile bir çeyrek araç süspansiyon sistemi için sağlam bir kontrol şeması sunmuştur. Araba gövdesi üzerinde neden olunan yol varyasyonlarından kaçınmaya izin veren bir kayar mod kontrolörü tasarlamak için doğrusal bir matematiksel model sunmuştur. Bu yazının yeniliği, çeyrek araç sisteminin araç gövde kütlelerini bulmak için kullanılan cebirsel tahminci tarafından verilmiştir, amacı konforu artırmak için sonuçlar ana kontrol hedefine ulaşılabilirliğini göstermiştir.

Otomobillerde amortisörünün dinamik özelliklerini modellemek, karmaşık davranışı nedeniyle zorlu bir iştir. Barethiye ve ark. (2017) amortisörün doğrusal olmayan

ve histerezis özelliklerini temsil etmek için parametrik olmayan ve hibrit yaklaşım önermişlerdir. Amortisörün kuvvet-hız özelliklerini elde etmek için INSTRON kullanan bir araba damperi üzerinde bir deney gerçekleştirmişlerdir. Deneysel veriler, iki farklı model, yani parçalı doğrusal model ve histerezis modeli tasarlamak, sönümleyicinin sönümleme özelliklerini yakalamak ve ardından simülasyonlarda kullanmak için bu veriyi elde etmişlerdir. Yağ sıkıştırılabilirliği, gaz sıkışması vb. gibi belirli fiziksel olaylardan kaynaklanan karmaşıklık, histerezis davranışına yol açar ve mevcut makale, sinir ağları yardımıyla bu tür davranışları modellemeye çalışmışlardır. Son olarak, Simulink'te birleşik (hibrit) amortisör modeli (hem parçalı doğrusal hem de histerezis davranışının özelliklerini içeren) geliştirilmiş ve fizibilitesini doğrulamak için çeyrek araba simülasyonuna entegre etmişlerdir. Bütünleşik (hibrit) modelin ürettiği sonuçlar, doğrusal ve parçalı doğrusal model ile karşılaştırmışlar önerilen modelin, araç özelliklerini daha doğru ve kesin bir şekilde incelemek için önemli ölçüde daha iyi bir seçenek olduğunu ortaya koymuşlardır.

Yu ve ark. (2017) aracı temsilen çeyrek taşıt için test düzeneği kurmuşlar. Bu yapıyı seri aktif değişken geometri süspansiyonunun (SAVGS) tek bağlantılı varyantının deneysel bir çalışmasını gerçekleştirmek için kullanmışlardır. Test donanımının doğrusal olmayan bir modeli, teorik bir çeyrek araba modeli ve donanımın deneysel frekans tepkisi kullanılarak karşılaştırma yapmışlardır. H-sonsuzluk kontrol şemasını sentezlemek için geometrik doğrusal olmayışı telafi eden bir doğrusal eşdeğer modelleme yöntemi de benimsenmişlerdir. Kontrolör, süspansiyon performansını iyileştirmek için SAVGS'deki tek bağlantı hızını aktif olarak ayarlamaktadır. SAVGS'nin pratik fizibilitesini, performans iyileştirmesini, doğrusal olmayan modelin doğruluğunu ve kontrolörün sağlamlığını ortaya koymuşlardır.

Türkay ve ark. (2005) yaptıkları bu çalışmada çeyrek araba modeli, rastgele değişen çapraz hız ve değişken araç ileri hızı ile uygulanan uyarım profiline aracın tepkisini incelemek için kullanmışlardır. Aracın beyaz ve renkli gürültü hızı yol girdilerine verdiği rms (root mean square) tepkisini analiz etmişlerdir. İkinci durumda, ölçülen yol spektrumuna uyan çıktı spektrumu ile doğrusal bir şekil filtresi tasarlamak için yakın zamanda geliştirilmiş bir alt uzay tabanlı tanımlama algoritması kullanmışlardır. Doğrusal biçimli filtre, aracın ileri hızının işlevleri olarak yolcu konforu, yol tutuşu ve süspansiyon hareketi arasındaki değiş tokuşları gösteren çizelgelerin oluşturulmasında kullanmışlardır.

Sandu ve ark. (2010) McPherson gergi kolu süspansiyonu ile donatılmış çeyrek araba test donanımının çok gövdeli dinamik modelini geliştirmiş ve bunun üzerine bir sistem tanımlama tekniği uygulamışlardır. Lagrange çarpanı formundaki kısıtlı hareket denklemlerini türetip ve bir kez doğrusal bir sistem ve bir kez doğrusal olmayan bir sistem olarak modellenen test donanımının dinamik davranışını karakterize etmek için kullanmışlardır. Diferansiyel cebirsel denklem sistemi, bir Hilber-Hughes-Taylor entegratörü kullanılarak entegre etmişlerdir. Her iki modelin (doğrusal ve doğrusal olmayan) belirli bir yer değiştirme girdisine tepkileri elde edilir ve McPherson gergi süspansiyonu ile donatılmış bir fiziksel çeyrek araba testi kullanılarak kaydedilen deneysel sonuçla karşılaştırmışlardır. Sistem tanımlaması, kontrol amacıyla gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen test donanımı modellerinin sonuçlarının yanı sıra performans ve uygulama alanını karşılaştırmışlardır.

Kim ve ark. (2000) karmaşık mekanik sistemler için doğru ve basit bir model elde etmeye yönelik yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Metodoloji, karmaşık bağlantı yapılarına sahip çeyrek araba süspansiyon sistemine uygulanabileceğini vurgulamışlardır. İlk olarak, kinematik özellikleri içeren çok gövdeli dinamik bir model geliştirmişler. Doğrusallaştırma tekniği kullanılarak, çeyrek araba sistemi için 32 durumlu bir doğrusal model elde etmişlerdir. İkinci olarak, model indirgeme teknikleri makul bir indirgenmiş sıra modeline uygulamışlardır. Model indirgemesinin sonucu, parametrelerin doğru bir şekilde tanımlanması durumunda iki kütleli modelin geçerliliğini göstermişlerdir. Makale, indirgenmiş düzen modeline dayalı olarak iki kütleli sistemin parametrelerini tanımlamanın hem analitik hem de deneysel bir yolunu sunmuşlardır. Tanımlanmış parametrelerin, süspansiyon sisteminin kinematik yapılarına bağlı olarak tipik olarak iki kütleli sistem için kullanılan bileşen verilerinden önemli ölçüde farklı olduğu göstermişlerdir. Bu yazıda ana hatları verilen modelleme prosedürleri, gerekli bir ayarlama sürecini en aza indiren aktif süspansiyon sistemleri tasarlamak için kesin ve etkili bir yol sağladığını belirtmişlerdir.

Hanafi ve ark. (2017) otomobil hızlarının çeyrek otomobil pasif süspansiyon sistemi model dinamikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Model, girdi çıktı verilerinin iki farklı hızda (10 km/s ve 20 km/s) yapay bir yol yüzeyinde bir test aracı çalıştırılarak toplandığı sistem tanımlama tekniği kullanmışlardır. Çeyrek otomobil pasif süspansiyon sistemi dinamiklerinin bir ARX model yapısına sahip olduğu varsaymışlar ve doğrusal least-square tahmin algoritması kullanmışlardır. Çıkış değişkeni olan kabin dikey gövde ivmesi, süspansiyonun üzerine kabin gövdesine bir ivmeölçer sensörü

takarak ölçüm yapmışlardır. Diğer yandan giriş değişkeni olan şaft ivmesi, araç süspansiyonunun alt koluna bir ivmeölçer sensörü ile belirlemişlerdir. 10 km/s araba hızı için en iyi model, çıkış sırası (na) = 4, giriş sırası (nb) = 2, gecikme (d) = 1, en iyi uyum =% 90.65 ve Akaike'nin son tahmin hatasını verir: (FPE) = 5.315e 06. Aksine, 20 km / s hız 4. çıkış sırası (na), 1. giriş sırası (nb), 1. gecikme (d), % 91.05 ile en iyi uyum ve 7.503e ile sonuçlanır: -05 Akaike'nin FPE'si. Bu sonuçlar, yüksek hızın, yol yüzeyinin otomobil dinamiklerine olan etkisini azalttığını göstermektedir ki bu, modelin sırasına göre belirtmişlerdir.

Koch ve ark. (2010) süspansiyon sistemlerinin doğrusal olmayan dinamik davranışını incelemek ve kontrolörleri aktif süspansiyon sistemleri için deneysel olarak doğrulamak üzere tasarlanmış bir aktif süspansiyon sistemi için çeyrek taşıt modeli oluşturmuşlardır. Test donanımının kütlelerini azaltmak ve yüksek bant genişliğine sahip aktif süspansiyon sisteminin gerçekleştirilmesini kolaylaştırmak için test donanımına dört tekerlekli bir süspansiyon sistemi entegre etmişlerdir. Aktif süspansiyon, pasif süspansiyon desteğine paralel olarak yerleştirilmiş bir elektrikli lineer motor tarafından gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın ilk kısmında, aktüatör ve sensör konfigürasyonunu içeren test donanımı konsepti sunmuşlardır. İkinci bölümde, test donanımlarının dinamik davranışının tanımlanmasını sunmuşlar ve doğrusal olmayan aynı zamanda doğrusal bir test donanımı modeli türetmiş ve doğrulamışlardır.

Çeyrek taşıt modeli süspansiyon sistemlerinin en basit modeli olarak kabul edilmekte ve genellikle araba dinamiklerini incelemek için kullanılır. Bir süspansiyon sisteminin simulink modeli, iki serbestlik dereceli yay-kütle sönümleme diyagramı kullanılarak türetilen matematiksel denklemler kullanılarak elde edilir. Mahajan ve ark. (2016) bu çalışmada değişken frekanslı sinüs dalgası girişi için simulink ortamında modelledikleri bir çeyrek taşıt modelinin davranışını incelemişlerdir. Elde edilen denklemler yaylanan-yaylanmayan kütle yer değiştirmesi ve ivmeler cinsinden vermişlerdir. Ayrıca frekansın artmasıyla birlikte aşma ve ayar zamanının da azalma olduğunu belirtmişlerdir.

Xue ve ark. (2020) tahmini profiller üzerinde amaç işlevi ve kısıtlama koşulları ile optimizasyon sağlam bir yol profili tahmin yöntemi ve araç parametresi tanımlama yöntemi önermişlerdir. Yöntemler, akıllı telefon verilerinin otomatik olarak işlenmesi yoluyla kolay ve ucuz, ancak etkili yol durumunun izlenmesine olanak tanıyan yalnızca araç tepki ölçümlerini gerektirdiğini vurgulamışlardır. Profil tahmini için hem zıplama hem de yunuslama hareketlerini temsil eden yarım araç (HC) modeli kullanmışlardır. Ön

ve arka lastik konumlarındaki yol profilleri, artırılmış durum vektörüne durum değişkenleri olarak dahil etmişler ve artırılmış kalman filtresi (AKF), Robbins – Monro (RM) algoritması ve Rauch – Tung – Striebel (RTS) birleştirilerek tahmin etmektedir. Bununla birlikte, iki bağımsız durum değişkeni, tek bir fiziksel profile karşılık gelirken, uzaklık koordinatları dingil mesafesine göre farklılık göstermektedir. Bu nedenle, araç parametreleri, genetik bir algoritma kullanılarak ön ve arka lastik konumlarında tanımlanan yol profilleri arasındaki farkın en aza indirilmesi yoluyla optimize etmişlerdir. En iyi araç parametrelerini otomatik olarak seçmek için üç amaç işlevi ve üç kısıtlama koşulu önermişlerdir. Bu HC modeliyle, yol profili daha sonra AKF, RM ve RTS yöntemleri birleştirilerek tahmin edilmektedir. Sayısal simülasyonlarla profil tahmininin doğruluğu ve parametre tanımlamasının geçerliliği ortaya çıkarmışlardır. Farklı sürüş hızlarının etkileri ve sol ve sağ profiller arasındaki fark sayısal olarak incelemişlerdir. Üç farklı araç ve bir referans lazer profilleyici ile yapılan sürüş testleri, algoritmanın farklı sürüş hızlarına sahip araçlar arasındaki farklılıkları otomatik olarak telafi edebileceğini ve profilleri doğru bir şekilde tahmin edebileceğini belirtmişlerdir.

Yol yapımında ve bakımında kullanılan kamyon şasisine dayalı taşıma ve yükleme makineleri (THM), büyük ağırlıkları ve ağırlık merkezinin yüksek konumu nedeniyle yüksek riskli araçlardır. Repin ve ark. (2020) THM temel şasi süspansiyonunun tasarım mükemmelliği ve sönümleme özellikleri, çeşitli yol koşullarında yol/tekerlek temasının güvenilirliğini ve bir aracın engebeli yollarda ve dönüşlerde dengesini tanımlamışlardır. Bu çalışmada, yeni bir hidrolik-pnömatik amortisörün tasarımını açıklamışlardır. Tek bir mahfaza içinde elastik ve sönümleme elemanlarından oluşan yeni bir amortisörün kullanılması, süspansiyon tasarımını önemli ölçüde basitleştirmeye ve süspansiyon parametrelerinin araç tipine ve yol koşullarına göre ayarlanmasını sağlamaya yardımcı olduğunu belirtmişlerdir. Yeni amortisörün çalışmasının modellenmesi, aracın belirtilen elastik ve sönümleme performansının, yaylar gibi herhangi bir ek elastik eleman olmaksızın sağlanmasının mümkün olduğunu kanıtlamışlardır. Amortisör çalıştırma modellemesi, makalenin başında belirlenen her iki birincil güvenlik koşulunun da karşılandığını göstermişlerdir (yol ile teması kaybetmeden tekerlek hareketi ve sıfır süspansiyonlu zemin).

Hidrolik akümülatörler, neredeyse tüm akışkan güç sistemlerinde enerji depolaması olarak merkezi bir rol oynamaktadır. Akümülatörler, hidro-pnömatik süspansiyonlarda titreşim sönümleyicileri veya enerji depolama cihazları olarak hizmet eder. Enerji taşıyan gaz, genellikle periyodik olarak sıkıştırılır ve bırakılır. Dışa ısı

transferi, ısı transferi kapalı gazın termodinamik durumunu değiştirdiğinden, akümülatörün transfer davranışını önemli ölçüde belirler. Hartig ve ark. (2020) yaptıkları bu çalışmada akümülatörlerin çalışma modu, izotermal ile adyabatik arasında değiştiğini incelemişlerdir. Akışkan güç sistemlerini doğru bir şekilde simüle etmek, akümülatörlerin transfer davranışı ve dolayısıyla ısı transferi hakkında bilgi gerektirir. Isı transferini modelleme yaklaşımı genellikle Newton yasasıdır. Bununla birlikte, araştırmalar harmonik olarak salınan gaz hacimlerinde ısı ve kütle sıcaklık farkının fazlarını değiştirdiğini göstermektedir. Newton yasası bu fiziksel durumu temsil edemediğini vurgulamışlardır. İki boyutta ticari membran akümülatör üzerinde ölçümler yapmışlardır. Deneysel veriler Newton'un yaklaşımının başarısızlığını ortaya koymuşlardır. Bunun yerine ısı transferi, hıza bağlı ek bir terimle ve akümülatörün boyutundan bağımsız olarak modellenebileceğini belirtmişlerdir. Isı transferi ve doğru akü transfer davranışı için korelasyon denklemleri türetmişlerdir. $Pe \geq 10^2$ için hidro-pnömatik akümülatörler için adyabatik akümülatörlerin veya ısı transferi için Newton yasasının olağan varsayımlarının yanlış olduğu sonucuna varmışlardır. Harmonik olarak uyarılan hidrolik akümülatörlerin ölçüm verilerinde, ısı akışı ve sıcaklık arasındaki faz farkı ölçülebileceğini belirtmişler. $Pe \geq 10^2$ için hidrolik akümülatörlerde ısı transferi, iki farklı boyutta akümülatör için yarı deneysel ancak evrensel olarak modellenebileceği sonucuna varmışlardır.

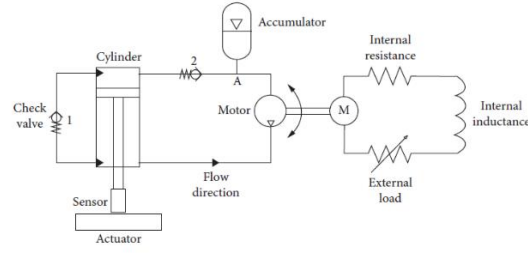
Ağır hizmet araçlarının geliştirilmesinde, hidro-pnömatik süspansiyonun (HPS) tasarımı, araç performansının konfor ve stabilite gibi çeşitli yönlerini geliştirmek için önemlidir. Gaz-yağ emülsiyonlu bir HPS, gaz ve petrol ile bir bölmeyi paylaştığı için, ayrı bir bölmeyle kıyasla maliyet ve tasarım açısından avantajlıdır. Kwon ve ark. (2020) bu çalışmalarında, ağır hizmet araçları için gaz-yağ emülsiyonlu HPS'nin optimal tasarımını elde etmek için bir optimizasyon prosedürü sunmuşlardır. HPS modeli, gaz-yağ emülsiyonunun matematiksel bir analizinden geliştirildi ve hem yayın hem de sönümlleme özelliklerinin tasarım hassasiyetini doğrulamak için bir parametre çalışması yapmışlardır. Araç performansını analiz etmek için HPS'li tam bir araç modeli oluşturmuşlardır. Bu araç modelinin gerekliliği, sonuçları basitleştirilmiş bir araç modelinin sonuçlarıyla karşılaştırılarak göstermişlerdir. Tam araç modelinin kullanılmasının neden olduğu aşırı hesaplama çabası sorununu hafifletmek için, HPS'nin tasarım optimizasyonu için performansa göre vekil modeller geliştirmişlerdir. HPS tasarımının çok amaçlı optimizasyonu yapılarak, performansların konforu ve stabilitesi arasındaki çelişkiyi dikkate alan bir Pareto cephesi elde edilmişlerdir. Hem sürücü

konforu hem de devrilme dengesi için ağır hizmet araçlarında Gaz-yağ emülsiyonlu bir HPS matematiksel modeli geliştirilmiş ve yay ve sönümleme özelliklerine göre bir tasarım parametresi çalışması yapılmışlardır. Bu, optimizasyonun tasarım değişkenlerini kullanmak için bu özelliklere göre baskın parametreleri sunmuşlardır. Gövde, süspansiyon sistemi, lastik ve koltuk-sürücü modeli dahil olmak üzere tam bir araç modeli oluşturulmuş ve sonucunu basitleştirilmiş araç modeliyle karşılaştırmışlardır. Sonuçların hızlanma ve ortalama emilen güç açısından karşılaştırılması, sürüş konforunu analiz etmek için tam bir araç modelinin gerekli olduğunu göstermişlerdir. Çok amaçlı optimizasyonun verimliliği için, yapay sinir ağına dayalı temsili modeller geliştirmişlerdir. Uyarlamalı örnekleme yöntemini kullanarak, bu modelleri oluşturmak için sadece birkaç yüz örneğe ihtiyaç duyulurken, normalleştirilmiş hataların ortalama kare kökünün verimliliği %1 den düşük olduğunu belirtmişlerdir. HPS'nin çok amaçlı optimizasyonu ile 350 optimal çözümden oluşan bir set içeren bir Pareto cephesi elde etmişler ve azalan ortalama soğurulan güç ve maksimum yuvarlanma açısı sonuçlarından performansların iyileştirilmesinin etkisi doğrulamışlardır. Ağır hizmet araçları için gaz-yağ emülsiyonlu HPS'nin optimal tasarımını doğru bir şekilde elde etmek için temsili model tabanlı optimizasyonun gerekliliği, tam araç modeli kullanılarak doğrulamışlardır.

Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon, bağımsız hidro-pnömatik süspansiyonun yalnızca doğrusal olmayan sertliği ve sönümlenmesine değil, aynı zamanda devrilme önleyici ve devrilme önleyici işlevlere de sahiptir. Hidro-pnömatik süspansiyon sönümlemesinin mevcut analizi esas olarak süspansiyon silindiriindeki orifis ve çek valfe odaklanır. Zhang ve ark. (2021) yaptıkları bu çalışmada, birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyonun sönümleme kuvvetinin hesaplama formülü oluşturulmuş ve sayısal simülasyon sonuçları, hidrolik hortumun sönümleme özelliklerinin göz ardı edilemeyeceğini göstermişlerdir. Çek valf ve hortumun sönümleme özellikleri üzerindeki etkisi analiz etmişlerdir. Eşdeğer enerji yöntemiyle, birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyonun eşdeğer sıkıştırma sönümleme oranı ve eşdeğer geri kazanım sönümleme oranı belirlemişlerdir. Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyonun sönüm kuvvetinin matematiksel modelini oluşturmuşlardır. Zorlanmış yer değiştirme ve kuvvet-hız karakteristiklerinin analizi ve adım uyarısına tepkisi sayesinde, hortum sönümlemesinin birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon göz ardı edilemeyeceği kanıtlamışlardır. Sönümleme özelliklerinin tasarımı için, çek valf boyutunun sistemin sönümleme özelliklerini etkilemediği, ancak çubuk tarafındaki odaya yağ takviyesini etkilediği, bu nedenle çek valfin mümkün olduğunca büyük olması gerektiği belirtmişlerdir. Hortum,

hortum sönümlemesinin artmasını önlemek için çok ince olmamalı, ancak çok da kalın olmamalıdır, çünkü hortumun çapı belirli bir değere yükseltildiğinde, sistem sönümlenmesi üzerindeki etkisi düşüktür. Hortum çapının makul bir seçiminden sonra hortumun uzunluğunun sistem üzerinde çok az etkisi vardır ve yapısal yerleşimin ihtiyaçlarına göre seçilebileceğini belirtmişlerdir. Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyonun sönümleme özellikleri tasarlanırken, sadece orifis ve çek valfin sönümleme etkisinin değil, aynı zamanda hidrolik hortumun sönümleme etkisinin de dikkate alınması gerektiğine dikkat çekmişlerdir. Bu üç ilişkiyi makul bir şekilde eşleştirerek, birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon en iyi sönümleme özelliklerini elde edilebileceğini vurgulamışlardır.

Wu ve ark. (2021) yaptıkları çalışmada bir hidrolik amortisör önermişlerdir. Damper esas olarak süspansiyon enerji geri kazanım sisteminde kullanıldığından, bu çalışmada damperin yüksüz durumdaki sönümleme özellikleri incelemişlerdir. Yapısal tasarım, yağın tek yönlü akışının hidrolik motoru elektrik üretmeye yönlendireceği şekilde gerçekleştirmişlerdir. Amortisörün matematiksel modelini kurmuşlardır. Kurulan modele dayalı olarak akümülatör hacmi, akümülatör ön şişirme basıncı, hidrolik motor yer değiştirmesi, çek valf iç çapı ve yay sertliği, hidrolik hat uzunluğu ve iç çapının gösterge özellikleri üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Ayrıca, doğal sönümleme kuvvetinin özelliklerini değerlendirmek ve akümülatör hacminin ve ön şişirme basıncının sönümleme özellikleri üzerindeki etkisini analiz etmek için tasarlanan sönümleyici üzerinde bir dizi deney yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, sönümleme kuvveti uyarma hızına bağlı olup 0,07 ila 0,19 m/s arasında değişen uyarma hızında, sıkıştırma strok sönümleme kuvveti ve uzatma strok sönümleme kuvveti sırasıyla 720 ila 790N ve -1210 ila -2660 N arasında değiştiği verisine ulaşmışlardır. Doğal sönümleme kuvveti, eleman parametrelerine bağlı olup, çek valflerin akış ve açma basınçları, ilgili strokun sönümleme kuvvetini de etkileyebilmektedir. Ayrıca boru uzunluğu ve boru çapı sistemin tepki hızını da değiştireceğini vurgulamışlardır. Akümülatörün ön şişirme basıncını makul bir şekilde ayarlayarak daha iyi sönümleme kuvveti özelliklerinin elde edilebileceğini belirtmişlerdir.



Şekil 2.7. Geliştirilen prototip model (Wu ve ark., 2021)

Son yıllarda, hidro-pnömatik süspansiyon (HPS), madencilikte damperli kamyonların ve arazi araçlarının sürüş konforunu ve kullanımını iyileştirmek için yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu nedenle, HPS'nin tasarımını ve kontrol verimliliğini ve doğruluğunu geliştirmek için matematiksel modelleme doğruluğunu geliştirmek çok önemlidir bir hal almıştır. Wu ve ark. (2020) bu çalışmalarında, farklı faktörlerin HPS özellikleri üzerindeki etkisini göz önünde bulundurarak modelleme hassasiyetini geliştirmek için bir model önermeyi amaçlamışlardır. Bir HPS'nin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli geliştirmişler ve akışkan dinamiği özelliklerini simüle etmek ve HPS'nin sönüm ve rijitlik kuvvetlerini belirlemek için geçici hal hesaplamaları için akışkan hacmi (VOF) yöntemini kullanmışlardır. Sıcaklık, yağ viskozitesi, nitrojen çözünme hızı ve süspansiyon titreşim hızının HPS'nin doğrusal olmayan özellikleri üzerindeki etkisini derinlemesine incelemişlerdir. Deney tasarımı (DOE) yöntemi kullanılarak yukarıdaki faktörlerin varyasyon aralıklarına dayalı olarak sınırlı sayıda simülasyon örnek noktası tasarlamışlardır. Her bir numune noktasının karşılık gelen sönümlenme ve sertlik kuvveti CFD simülasyonu ile hesaplamışlardır. Elde edilen simülasyon verileri bir Kriging modelinin montajı için kullanmışlardır. Sonuçlar, Kriging modelinin %5 ten daha düşük bir tahmin hatasıyla yüksek doğruluk sağlayabildiğini göstermişlerdir. Birçok parametrenin etkisinin dikkate alınabileceği HPS'nin doğrusal olmayan özellikleri için yüksek hassasiyetli bir modelleme yöntemini doğrulaştırmışlardır. HPS'nin doğrusal olmayan özelliklerini etkileyen faktörler olarak yağ sıcaklığı, yağ viskozitesi, gaz çözünme hızı ve süspansiyon titreşim hızı incelenmişlerdir. CFD simülasyonunu yaklaşımları ve HPS'nin matematiksel modelleri oluşturmuşlardır. HPS doğrusal olmayan karakteristikler ile doğrusal olmayan özellikler arasındaki ilişkiyi tanımlayan ve tahmin eden basit ve doğrudan bir matematiksel model geliştirmek için oldukça verimli ve doğru bir yol göstermişlerdir.

Hidro-pnömatik tüm tekerlek süspansiyonları, halihazırda birçok farklı uygulamada kendini kanıtlamış bir teknolojidir. Artan konfor, çalışma performansı ve verimlilik talebini karşıladıkları için gelecekte daha fazla makine tipinde kullanılmaları muhtemeldir. Bauer (2020) dört tekerlekten süspansiyonlar, özellikle otomatik seviye kontrolü ile donatılmışsa, genellikle karmaşıktır. Mobil makinelerde, özel uygulama koşulları, yerleşim ve kontrol açısından kullanımlarını daha da zorlaştırmaktadır. Yüksek bir ağırlık merkezi, yük değişimleri, arazi koşulları vb. yuvarlanma ve yalpa hareketlerini azaltmak için özel önlemler gerektirdiğini vurgulamıştır. Ek olarak, mekanik süspansiyon kurulumuyla birlikte engebeli zemin, en iyi çekiş ve süspansiyon özelliklerini sağlamak için çoğu zaman lastik-yer kuvvetlerini ölçme ve optimize etme ihtiyacı yarattığını belirtmiştir. Hidro-pnömatik süspansiyonlar, tüm bu gereksinimleri karşılama ve konforlu, güvenli ve verimli bir süspansiyon kurulumu sağlama potansiyeline sahip olduğunu vurgulamıştır. Arazi koşullarında yalpa ve yunuslama sertliğini yüklemek koşullarına otomatik olarak uyarlar ve özel bir kontrol döngüsüne dayalı olarak, lastik-yer kuvvetlerini mevcut çalışma koşullarına göre kalıcı olarak ölçmeye, hesaplamaya ve yeniden ayarlamaya olanak tanıdığını vurgulamıştır. Yüksek hidrolik güce sahip hızlı seviye ayarı, yük değişikliklerine hızla uyum sağlamaya veya engebeli arazide sürerken yuvarlanma ve yalpa hareketini telafi etmeye yardımcı olabileceğini belirtmiştir.

Geleneksel araç şasisi üzerine inşa edilen karayolu raylı araçlar, yalnızca hemzemin geçitler gibi belirli alanlarda çalışma modlarını değiştirebilir, bu durum rutin demiryolu denetimi ve bakımının çalışma kapsamını ve verimliliğini sınırlar. Qin ve ark. (2021) bu makalede, engebeli arazilere daha iyi uyum sağlayabilen ve araç sürüş performansını iyileştirebilen çok silindirli hidro-pnömatik süspansiyon sistemine sahip karayolu raylı araçlar için yeni bir paletli şasi önermişlerdir. Bu hidro-pnömatik süspansiyon tasarımına dayalı olarak, tek silindirli matematiksel model deneysel verilerle türetmişler ve doğrulamışlardır. Çok gövdeli dinamik (MBD) modeli ve yol modelini de oluşturmuşlardır. Farklı ilk gaz hacimlerinin, çeşitli çapların ve sönümleme boru uzunluklarının sürüş performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için sanal testler yapmışlardır. Sönümleme borusunun çapı ve uzunluğunun ve ilk gaz hacminin araç sürüş performansı üzerindeki etkileri sistematik amaç fonksiyonu ile analiz etmişlerdir. Test sonuçları, belirli bir aralıkta sönümleme borusu çapının artırılmasıyla araç sürüş performansının önemli ölçüde iyileştirildiğini ortaya koymuşlardır. Bununla birlikte, çapta sürekli bir artış, daha fazla titreşim azaltma için faydalı olmadığı sonucuna varmışlardır. Sönümleme borusu uzunluğunun bu aracın sürüş performansı üzerinde çok

az etkisi vardır, ancak yine de bazı olumsuz etkiler olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle, boru uzunluğunun mümkün olduğu kadar en aza indirilmesi gerekliliğini belirtmişlerdir. Yetersiz gaz hacmi, özellikle trapez bariyer geçişi sırasında tüm gövde ağırlığını taşıyacak olan merkezi süspansiyon silindirlerinde ciddi bir pozitif bozulmaya yol açtığını ön görmüşlerdir. Başlangıç gaz hacminin belirli bir aralıkta artırılması, süspansiyonun sertliğini azaltabilir ve sürüş performansının iyileştirilmesine yardımcı olacağını fakat arka silindirlerde olumsuz bozulma riskini de beraberinde getireceğini doğrulamışlardır. Bu nedenle, sönümleme borusunun optimum çapını ve hidro-pnömatik silindirin uygun gaz hacmini bulmak, sürüş performansını etkili bir şekilde artırabilir ve araç stabilitesini ve araç üstü ekipman güvenliğini sağlayabileceğini belirtmişlerdir.

Yijie ve ark. (2021) sabit silindirli hidro-pnömatik süspansiyonun yapısal özelliklerine göre kuvvet aktarımı ve teorik modelin yapımını çalışmışlardır. Piston ve tekerleğin arasındaki kuvvetin lineer olmayan karşılığı, analitik kesinti ile açıklığa kavuşturmuşlar ve süspansiyonun rijitliğinin hesaplanması için matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Sertlik ve kaldıraç oranı türetmişler ve sabit silindir süspansiyon tasarımına rehberlik etmesi için kullanılabilecek programlama ile simülasyon karşılaştırma analizlerini yapmışlardır.

Demyanov ve ark. (2019) mevcut çalışmalarında, çok dingilli bir aracın hidro-pnömatik süspansiyonunun elemanlarının kontrol edilmesi sorunu ele almışlardır. Çeşitli koşullarda gerekli boşluk değişikliği yasasını sağlayan kontrol algoritmaları önermişlerdir. Sunulan algoritmaların çalışmalarının doğruluğunu gösteren bir bilgisayar simülasyonu yapmışlardır. Yapılan iki aşamalı doğrulama, çalışmalarının doğruluğu hakkında olumlu sonuç elde ettiklerini belirtmişlerdir. Bu çalışmada gereksinimler araç platformu eşit olarak yükselir ve alçalır olduğu kabulü üzerine yapmışlardır.

Hien ve ark. (2021) bu çalışmalarında, hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerinin araç sürüş konforu üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Rastgele yol yüzeyi girdisi altında iki serbestlik dereceli bir çeyrek araç düşey dinamik modeli kurmuşlardır. Bir hidro-pnömatik süspansiyon sistemi için kauçuk ve hidro-pnömatik yayların kombinasyonuna sahip yeni bir matematiksel model, araç gürültüsünü azaltmanın yanı sıra araç sürüşünü iyileştirmek için önermişlerdir. Akümülatör dolum basıncı ve hacmi ile sönümleme boğaz çapı gibi hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin parametreleri, sırasıyla uluslararası ISO 2631-1 standardına göre analiz etmişlerdir. Değerlendirmelerine göre hidro-pnömatik silindir parametrelerinin araç sürüş konforu üzerinde büyük etkisi olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, hidro-pnömatik silindirin

optimal başlangıç parametreleri, analitik sonuçlara dayalı olarak da elde etmişlerdir. Optimum sonuçlar, çözüm için oluşturulan parametrelere göre kıyaslandığında optimal parametreleriyle a_{wb} değerinin, orijinal parametrelere kıyasla sırasıyla %54.06, %20.23 ve %25.12 oranında azaldığını göstermektedir. Bu çalışma, aracın yarı aktif hidro-pnömatik süspansiyon sistemi tasarımı için faydalı referanslar sunmaktadırlar.

Karlqvist (2020) bu çalışması Scania markasının tırlarına ait olup hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinin araştırılması ve test edilmesini içermektedir. Piyasada içten yanmalı motorlu tırlara alternatif olarak elektrikli tırlara geçilecekse, bu tip araçların kapasitelerine yönelik alternatif çözümlerin sunulması amaçlanmıştır. Bu çalışmada mevcut havalı süspansiyonun performansını koruyan bir hidro-pnömatik süspansiyon kurulum çözümü sunmuştur. Sunulan materyal, süspansiyona uyacak şekilde tasarlanacak tüm braketlerin CAD modellerini ve ayrıca söz konusu braketlerin araç montajındaki yerleşimini de içermektedir. Ön süspansiyon için en iyi çözümün, hidrolik silindirlerin aracın ön aksının önüne yerleştirilmesi olduğunu göstermektedir. Ayrıca arka süspansiyon, hidrolik silindirlerin aracın arka aksının arkasına yerleştirilmesi için en uygun olduğunu göstermiştir. Ancak, arka süspansiyonun yerden yüksekliği feda etmeden aracın mevcut strokunu koruyamayacağı sonucuna varmıştır.

Nikonov ve ark. (2020) geleneksel bağımlı süspansiyonlarla donatılmış özel amaçlı bir kamyon üzerinde yapılan çalışmalarını aktarmışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyonuna sahip kamyonunun salınım üzerindeki etkisini değerlendirmek için önerilen modüler tipte önermişlerdir. Bu yapıyı matematiksel modelini kurmuşlar ve çeşitli simülasyonlar geliştirmişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyon ile donattıkları kamyonunun gövdesinin titreşim frekanslarının titreşim spektrumuna bağımlılığı ve ayrıca rastgele düzensiz bir yüzey üzerinde sürerken pnömatik silindirdeki havanın hacminin, basıncının ve sıcaklığının zamana bağımlılığı ve tek düzensizlikler elde etmişlerdir. Önerilen hidro-pnömatik süspansiyon, trapez ve rastgele yol girdisi ile sistemi tetiklemiş olup daha kararlı bir çalışma koşulunda, hacim, basınç ve sıcaklık gibi birçok parametrenin geleneksel bir yay sönümlemeli süspansiyona kıyasla tahmin edilebilir sınırlar içinde olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca geleneksel sisteme göre hidro-pnömatik süspansiyon daha uygun bir genlik sağladığını belirtmişlerdir.

Yang ve ark. (2019) yaptıkları bu çalışmada, aynı hazine sızdırmaz hale getirilmiş basit gaz ve yağ yapısına sahip arazi aracının süspansiyonunu incelemişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyonun mekanik özelliklerinin gaz durumu, orifis boyunca yağ akış hızı ve sürtünme kuvveti modeli ile bağlantılı olduğunu dile getirmişlerdir. İncelenen

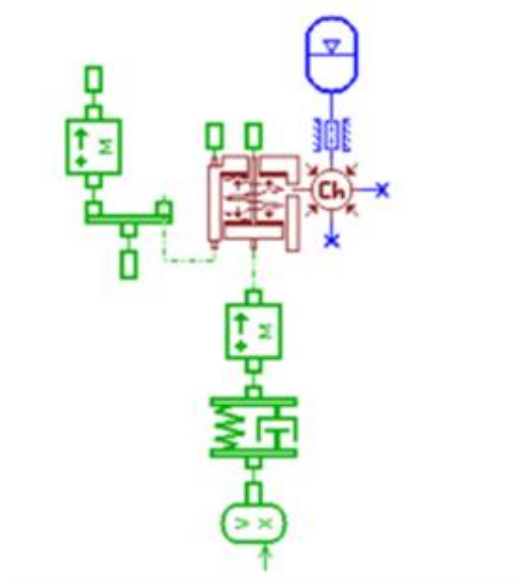
süspansiyon yapısı gaz hacmini, gaz çözünürlüğünü veya salma sürecini, orifis boyunca yağ akış hızını, çek valf ve halkayı, sürtünme kuvveti modelini vb. içeren birçok denklem ile matematiksel modeli çıkarılmıştır. Bu tür bir süspansiyonda, gaz basıncı önemli ölçüde değiştiğinde gaz çözme ve salma işlemleri kaçınılmazdır. Uzun süreli harmonik uyarma altındayken, gaz-yağ karışımı doymuş olma eğilimindedir ve çözünme-salma süreçleri göz ardı edilebilir olduğunu vurgulamışlardır. Bu tür süspansiyonlarda sürtünme kuvveti Lugre modeli ile çok iyi ifade edilebileceğini belirtmişlerdir. Sürtünme kuvvetinin dinamik özelliği, özellikle yön değiştirme süreci, uygulanan kuvvetin histerezis karakteristiğini oluşturmanın sebeplerinden biri olduğunu anlatmışlardır. Uyarma hızı düşük olduğunda, sistem sönümsüz havalı süspansiyon özelliği gösterdiğini uyarım hızı arttıkça ise sistemin, iki oda arasında kurulan basınç farkıyla elde edilen önemli bir sönümleme etkisinin arttığını gözlemlemişlerdir.

Lin ve ark. (2020) gaz odasını entegre eden kompakt bir hidro-pnömatik süspansiyon desteğinin dinamik özellikleri analitik ve deneysel olarak araştırmışlardır. Geniş uyarı aralıkları altında prototipin basınç/kuvvet yer değiştirmesi ve basınç/kuvvet-hız özelliklerine ek olarak, sürtünme kuvvetinin payanda çalışma basıncına bağımlılığını deneysel olarak karakterize etmek için kapsamlı bir deney düzeneği tasarlamışlardır. Gaz ve yağ ortamını ayıran yüzer pistonun contalarından kaynaklanan sürtünmenin baskın etkisi ve sürtünme kuvvetinin çalışma basıncına güçlü bağımlılığı nedeniyle, Coulomb ve Stribeck sürtünme etkileri, çalışma basıncında doğrusal olmayan bir fonksiyon ile tanımlamışlardır. Orifislerden geçen akışların deşarj katsayısı ölçülen sıvı basınçlarından belirlemişlerdir. Sonuçlar, gazı yağ ortamından ayıran yüzer piston contalarından kaynaklanan sürtünmenin payanda özelliklerini önemli ölçüde etkilediğini göstermişlerdir. Hem Coulomb hem de statik kuvvetler, payandanın çalışma basıncı ile artarken, ikisi arasındaki fark, dikkate alınan uyarma koşullarından bağımsız olarak sabit olarak elde etmişlerdir. Çalışmada ele alınan neredeyse sabit sıcaklık için, politropik gaz üssünün düşük frekanslı uyarılarda nispeten daha düşük olduğu, ancak 1 Hz'nin üzerindeki uyarılar altında 1.4'e yakın doygun olduğu gözlemlemişlerdir. Orifislerden geçen akışların deşarj katsayısı, ana piston boyunca ölçülen basınç farkından güvenilir bir şekilde tahmin edilebileceğini vurgulamışlardır. Sonuçlar ayrıca, önerilen analitik modelin, istenen yük taşıma kapasitesi ve süspansiyon sertliğini elde etmek için bir tasarım/ayar kılavuzu olarak kullanılabileceğini ve değişken sönümlemeyi gerçekleştirmek için sönümleme valflerinin kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır. Düşük sistem basıncı altında sıkıştırılamaz hidrolik akışların varsayımından dolayı,

yüksek yer değıştirme uyarısı altında modelleme ve ölçülen sonuçlar arasında dikkate değ er sapmaların bulunabileceğine dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Konfor algısının istendi birçok farklı alanda tercih edilen hidro-pnömatik süspansiyon Shan ve ark. (2014) yaptığı bu çalışmaya konu olan binek motosikletin arka amortisörüdür. Süspansiyon sisteminin sönümleme kuvveti karakteristiğini analiz etmek için doğrusal olmayan bir matematiksel model olarak inşa etmişlerdir. Model, hidrodinamik akış modeli, sürtünme modeli, elastik deformasyon modeli ve gaz basıncı modeli dahil olmak üzere çeşitli alt sistemlere ayırmışlardır. Bilgisayar ortamındaki modellerin analizi MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmiş ve deneysel test verilerine göre doğrulamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, bilgisayar ortamında kurdukları modelin yeterince doğru olduğunu, amortisörün pratik davranışının yeniden üretilebileceğini ortaya çıkarmışlardır. Ayrıca valf sistemindeki parametrelerle amortisör dış özellikleri arasındaki ilişkiyi de analiz etmişlerdir. Kurulan modeller ilerde yapılacak diğer çalışmaların özellikle performansı optimize etmek ve amortisörün yapısını iyileştirmek isteyen araştırmacılar için teorik bir referans sağladığını belirtmişlerdir.

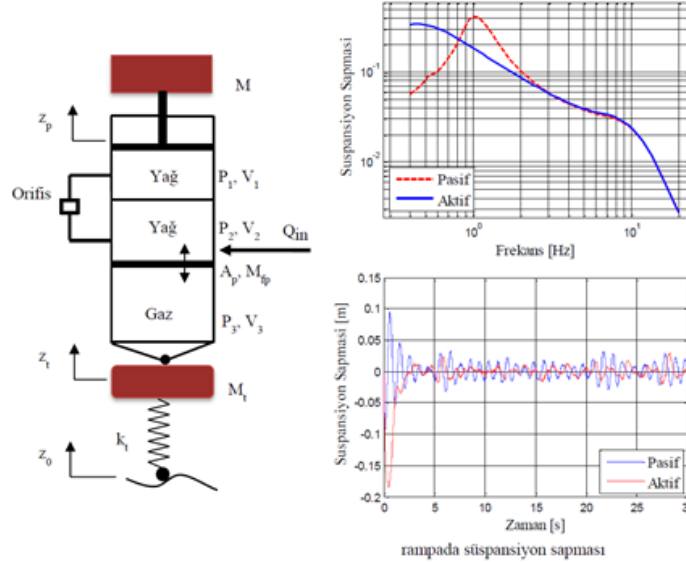
Büyükördek (2011) yaptığı tez çalışmasında HPS sisteminin Amesim yazılımı ile modellemesi üzerinde yoğunlaşmış (Şekil 21). HPS oluşturan tüm komponentler modellemeye dahil edilmiştir. Matematiksel modelini çıkardığı HPS un ÇTM yine Amesim yazılımında kurup mekanik süspansiyon ile HPS sistemini karşılaştırmıştır. Bu çalışma tamamen teorik temellere göre çıkarılmış olup HPS sisteminin kabiliyetleri anlatılmıştır. Ayrıca HPS tek izli araç modelini kurmuş ve çeşitli analizler yapmıştır.



Şekil 2.8. HPS ait Amesim model (Büyükördek, 2021)

Yeşilyurt son dönemlerde yaygın olarak HPS kullanıldığı arazi tipi araçlar üzerine yaptığı tez çalışmasında teorik olarak HPS sisteminin bir boyutlu modellemeyi MATLAB ortamında, çok kütleli dinamik modeli de IPG TruckMarker yazılımı yardımıyla oluşturmuştur. Çeşitli ISO standartlarında ve manevra kabiliyetlerinde kurduğu modelleri test etmiştir. Ayrıca konvansiyonel süspansiyon sistemi ile HPS modellerini de karşılaştırmış ve sonuçlarını incelemiştir.

Sağlam ve ark. (2014) HPS sahip taşıt üzerinde bu çalışma yapmış olup tüm çalışmalar MATLAB ortamında kurulan çeyrek taşıt üzerinden yapılmıştır. Fiziksel model çeşitli matematiksel ifadelerle dönüştürülerek kontrol tabanlı bir aktif süspansiyon sistemi elde edilmiştir. Sonuç olarak tasarlanan aktif süspansiyon sürüş konforunu artırmakta ve süspansiyonun yükseklik kontrolünü gerçekleştirmektedir. Aktif kontrolcü, yoldan veya araç gövdesinden gelen bozucu girdilere karşı araç gövdesini ve lastik kütlelerini izole ederek sürüş konforu ile yol tutuş performansını artırmakta ve süspansiyon sapsmasını kullanıcı tarafından girilen bir referans değerine ayarlamaktadır. Ayrıca tümleşik sürüş konforu ve süspansiyon yükseklik kontrolü tasarımında integral kontrolcünün kullanımı sürüş konforu performansını da etkilemekte; integral kontrolün ağırlık katsayısı azaltıldığında kontrolcünün sürüş konforu performansı olumsuz yönde etkilenmektedir.



Şekil 2.9. HPS ÇTM ve çıktıları (Sağlam ve ark., 2014)

Cao ve ark. (2015) yarı aktif LQR kontrollü ve birbirine bağlı yarım araç modeli çıkartılan bu yayında bizim için önemli olan üretilen bir araç üzerinden alınan

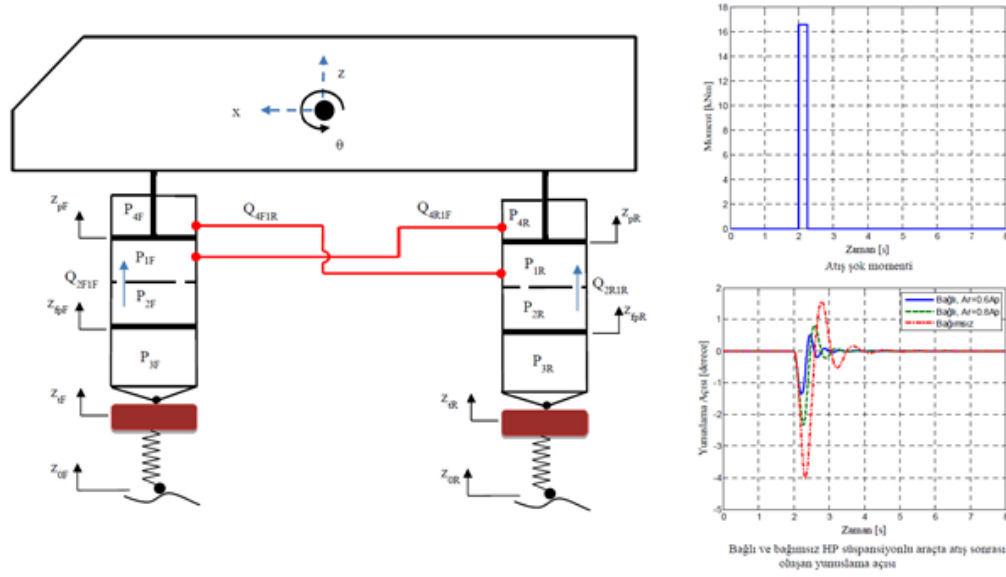
parametrelerle sonuçların elde edilmesidir. Modelleme ve kontrolcü tasarımı MATLAB Simulink ortamında kurulmuştur. Model LTM1500 All-Terrain'e ait olup yapının pasif ve yarı aktif modelleri kıyaslanmıştır. Sisteme sinüzoidal girdi verilerek sonuçlar irdelenmiştir. Titreşim performansları, gövdenin ivmelenmesi (RMS) ve yalpa hareketlerinde yarı aktif modelin daha başarılı olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 2.10. HPS ÇTM ve çıktıları (Sağlam ve ark., 2014)

Han ve ark. (2017) paletli askeri araçların akümülatör şarj basıncının, sönümleme çapının ve palet gerilimi basıncının sürüş güvenliği üzerindeki etkileri analiz etmeye çalıştıkları bu çalışmada farklı yol koşullarında analizler gerçekleştirmişlerdir. Modelin bilgisayar tabanlı olarak geliştirilerek bir sonraki adımda da test ünitesinde yaptıkları çalışmaları geçerli kılmışlardır. Modelleme Amesim ve RecurDyn yazılımları ile yapılmış olup eş zamanlı benzetimlerde modeller üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde düşük akümülatör şarj basıncının, uygun olmayan sönümleme çapının ve yetersiz palet gerdirme basıncının sürüş güvenliğini olumsuz yönde etkileyeceğini göstermektedir. Ayrıca sürüş emniyetini arttırmak için, palet gerdirme kuvveti yeterince büyütülmesi gerektiği sonuçlarına varmışlardır.

Sağlam ve ark. (2015) hidro-pnömatik süspansiyon yapıları taşıtlar için tümleşik ve birbiri içerisindeki debi aktarımının yapıldığı konvensiyonel sistem tasarımı yapılmış ve bunların matematiksel ifadelerini elde edip sertlik ve sönümleme katsayıları üzerinden teorik olarak bir sonuca varmışlardır. Temelde yer düzlemine dik doğrultudaki ivmelenmeler göz önüne alınarak hem yunuslama hem de yalpa dinamiğine göre katsayıların etkisi aktarılmıştır.

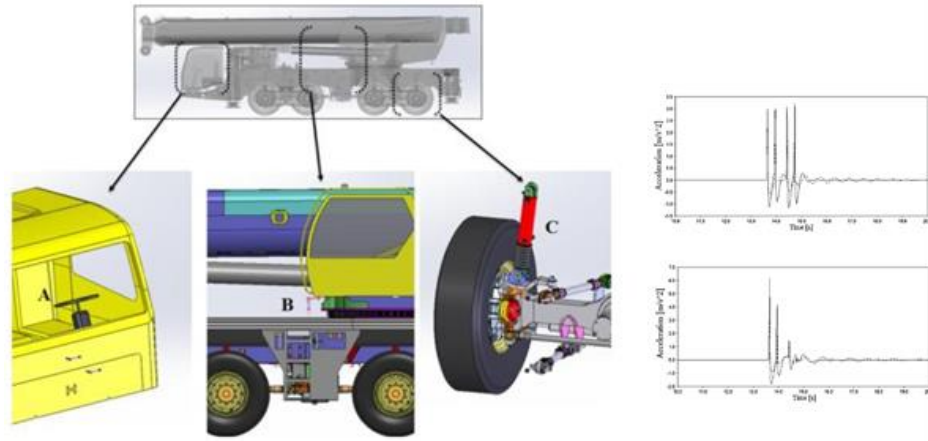


Şekil 2.11. HPS ÇTM ve çıktıları (Sağlam ve ark., 2014)

Küçük (2014) yapmış olduğu tez çalışmasında HPS sisteminin çeyrek taşıt modelini çıkarmış olup bu model üzerinde çeşitli çalışmalar yapmıştır. Konfor açısından ivmelenme değerini optimize edecek şekilde MATLAB ortamında çeşitli algoritmaları kullanarak sistemin belirlenen parametrelerini optimize etmiştir. Sistemin dinamik modelini MSC Adams ortamında kurarak modeli çeşitli yol testlerine tabi tutmuştur. Ayrıca model büyük ve karmaşık olmasından dolayı çeyrek taşıt modeli üzerinde çeşitli co-simülasyonlar gerçekleştirilmiş olup hesaplanan nümerik parametreler doğrulanmıştır. Modelde parametrik olarak MSC Adams Car ortamında da çeşitli benzetimler yapılmıştır. Tez çalışması TÜBİTAK projesi olup model doğrudan üretilmiştir. Çeşitli yol ve konfor testleri yapıp çeşitli standartlara uygunluğu sağlanmıştır.

Sağlam ve ark. (2016) üç akslı ve hidro-pnömatik süspansiyon sistemleri barındıran yapıları kullanıp çeşitli algoritmalar kullanarak eniyileme yapmışlardır. Amaç fonksiyonuna göre sürücünün en ideal ilerleme durumuna göre birçok teorik sonucu ortaya çıkarmışlardır.

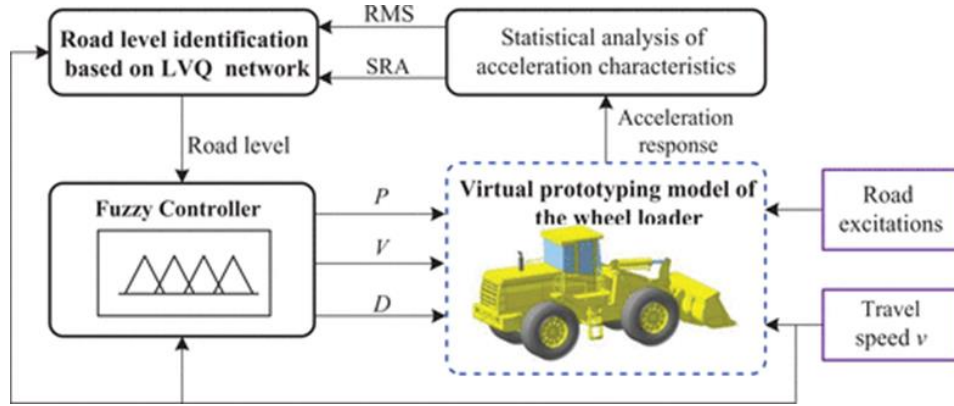
Küçük ve ark. (2016) yaptıkları bu çalışmada daha çok modellenen HPS'nun optimizasyonuna yoğunlaşmışlardır. Yapılan optimizasyon çalışması sonucu elde edilen sistem parametreleri devamında MSC Adams ortamında da tekrardan kurularak model doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma yaklaşık 48 tonluk bir mobil vinç için yapılmış olup devamında kurgulanan testler ile modellerin doğrulanmasını gerçekleştireceklerdir.



Şekil 2.12. Model ve çıktılar (Küçük ve ark., 2014)

İş makinaları sektöründe yaygınlaşan hidro-pnömatik süspansiyon sistemi hakkında literatürde birçok çalışma mevcuttur. Mevcut uygulamanın yükleyici makinaların üzerinde uygulaması da olduğu bilinmektedir. Bu tip uygulamalar doğrudan operatör konforunu yukarı çıkartmak amacıyla olduğu bilinmektedir. Wang ve ark. (2018), yaptıkları çalışmasında ticari bir yükleyici iş makinasının matematiksel modelleri oluşturmuşlardır. Çoklu gövde modeli RecurDyn kullanılarak, matematiksel modeli MATLAB ortamında kurulmuş olup co-simülasyonlar yapmışlardır. Farklı sürüş koşullarında süspansiyon parametrelerinin dikey titreşim üzerindeki aktif ayarının etkisini analiz etmek için kullanmışlardır. Bulanık denetleyici makul belirlenen yol durumuna göre hidro-pnömatik süspansiyon parametreleri ayarlamak ve etkili tekerlekli yükleyici dikey titreşim azaltabilir olduğunu göstermişlerdir. Farklı yol Seviyeleri ve sürüş hızları altında süspansiyon parametrelerinin aktif ayarını gerçekleştirmek için hidro-pnömatik süspansiyonun optimize etmişler ve parametrelerine dayalı bir bulanık kontrolör kurmuşlardır. Elde ettikleri veriler ışığında ivmenin RMS değerleri aktif hale getirildikten sonra 46.2% oranında azalmalar görmüşlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerinin bulanık kontrolünün, tekerlekli yükleyicilerin konforunu etkili bir şekilde artırabileceğini vurgulamışlardır. PSO algoritması, farklı yükleyici koşulları altında dikey ivmeyi en aza indirebilen hidro-pnömatik süspansiyon parametrelerinin elde edildiği modeli optimize etmek için kullanılabilir olduğunu belirtmişlerdir. Süspansiyon parametrelerinin farklı yol seviyeleri ve sürüş hızları altında aktif olarak ayarlanmasını gerçekleştirmek için hidro-pnömatik süspansiyonun optimize edilmiş parametrelerine dayalı olarak bulanık bir kontrolör kurmuşlardır. Son olarak, süspansiyon parametrelerinin aktif olarak ayarlanmasının farklı sürüş koşullarında dikey titreşim

üzerindeki etkisini analiz etmek için sanal bir prototipleme modeli oluşturmuşlar ve ilgili çıktıları elde etmişlerdir.



Şekil 2.13. Geliştirdikleri model görseli (Whang ve ark., 2018)

Doğrusal olmayan yay modeli, ayarlanabilir araç yüksekliği ve iyi titreşim direnci gibi birçok üstün özelliğinden dolayı hidro-pnömatik süspansiyon sistemi ağır ticari araçlarda ve diğer uygulamalarda giderek daha fazla uygulanmaktadır. Geleneksel modelleme yöntemleri, birçok faktörü dikkate almadan basit modellerle sınırlı kalmaktadır. Zhang ve ark. (2015), hidro-pnömatik süspansiyon sistemi çok fazla ortamının mekanik özelliği göz önüne alındığında, viskoelastik malzeme modellemesinde kesirli-düzen tabanlı hidro-pnömatik süspansiyon modeli inşa etmişlerdir. Oustaloup filtreleme yaklaşım algoritmasına dayalı ayrıntılı hesaplama yöntemi önerilmişlerdir. Modelleme MATLAB/Simulink ortamında matematiksel olarak oluşturmuşlardır. Kesirli-düzen tabanlı modellemede elde edilen sonuçlar, test ortamında da birçok çıktılar alınmıştır ve doğrulama yapmışlardır.

Zheng ve ark. (2019), yaptıkları çalışmada ön aks hidro-pnömatik olarak kurgulanan tekerlekli traktör uygulamasında sistemin titreşim davranışını incelemek amacıyla çeşitli modeller kurulmuşlardır. Nonlineer yapı olan HPS ile sistemin konfor açısından ve çeşitli parametrelere göre kıyaslama amaçlamışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin dinamik modeli çeşitli matematiksel ifadelerle dönüştürmüşler ve sistemin tüm atalet ve kütle verileri ile yapı tüm anlamıyla karşılaştırmaya hazır sanal model ile tanımlamışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sistemindeki nitelik daha çok hem rot hem de piston tarafı aynı blok üzerinden iki farklı akümülatör ile katılık sağlaması olduğunu vurgulamışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlara göre yapının 2-4 Hz civarında sistemin rezonans gözlemlendiği verisine ulaşmışlardır. Pasif yapıya göre yapıdaki

direksiyon sisteminde ciddi bir iyileşme elde etmişlerdir. Varılan diğer sonuç ise başlangıçta nitrojen hacmi ve gaz keleşbeğinin konumu HPS dinamik sapmasına diğer yandan da lastiklerin dinamik yüküne herhangi bir katkısı olmadığı gözlemlemiştir. Ayrıca valf blok üzerindeki orifislerin durumunun ciddi şekilde sürüş konforunu etkilediğini belirtmişlerdir.

Andreev (2015) yaptığı bu çalışmada hidro-pnömatik süspansiyon yapısının matematiksel ifadelerini elde edip ve taşıt dinamiği parametrelerini incelemek içinde en temel model olan çeyrek taşıt modelini kurmuştur. Bu çalışmasında farklı tip motorlarda güç kayıpları irdelenmiş, hataların daha çok 20km/h Hızların üzerinde çıktığında gözlemlemiştir. Hız arttıkça hata oranı da artmakta çoklu tekere sahip araçlar için, herhangi bir kategorideki yollarda sürüş sırasında ortalama güç tüketimi, maksimum motor gücünün %5-10'unu geçmediği sonucuna ulaşmıştır.

Guan ve ark. (2015), yaptıkları bu çalışmada hidro-pnömatik süspansiyonun hem pasif hem de aktif modelleri MATLAB/Simulink ortamında kurmuşlardır. Kontrol algoritması olarak sliding mode ile modellenmişlerdir. Diğer sistemlerden farklı olarak sürtünme modeli geliştirmişler ve yapı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Hidro-pnömatik yaylı aktüatörün sertliği ve sürtünmesinin doğrusal olmayan özellikleri ve yağ sıkıştırılabilirliği modellemede dikkate almışlardır. İstenen aktüatör kuvvetinin doğru takibi ve sürüş kalitesinin iyileştirilmesi gerçekleştirilirken, sliding mode kontrol yasası ve stabilizasyon kontrol algoritmasının etkinliği, ilgili kontrast testinin simülasyon çalışmaları ile doğrulamışlardır. Simülasyon ve hesaplamalar sonucunda RMS değeri pasif süspansiyona göre 17,1% artmakta, hız takip hatası 2,9% azaldığı verilerine ulaşmışlardır. İstenen basınca dayanan kuvvet takibi için pasif süspansiyona göre 14.05% iyileştirme sağlamışlardır. Yaylı hız izleme kontrolüne dayalı süspansiyon sürüş gelişiminin, istenen kuvvete dayalı kuvvet izleme kontrolünün etkisinden daha iyi olduğu vurgulamışlardır.

Pokhlebin ve ark. (2016), bu çalışmalarında teorik olarak bir hidro-pnömatik süspansiyon sistemi için matematiksel modelini kurmuşlardır. Hidro-pnömatik yayların izolasyon özelliklerini uygulayarak, kendi titreşim modlarına bağlı olarak elastik olmayan direnç aynı anda birkaç kontrol parametresinde eşzamanlı olarak genlik, frekans, titreşim yönü ve diğerleri ile titreşimin tanımlamışlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sistemi damperinin uygulanmasının rezonans alanında (seri HPS ile tamamen aynı) ve rezonanstan sonra etkili titreşim koruması sağladığını göstermişlerdir.

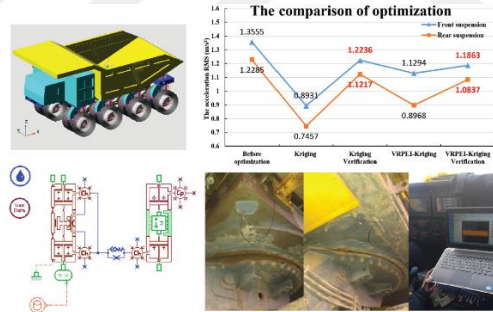
Chen ve ark. (2018), yaptıkları çalışmada hidro-pnömatik süspansiyon sistemi için 10 serbestlik derecesine sahip tam araç modeli MATLAB ortamında kurmuşlardır. Aynı zamanda çoklu gövde modeli de CarSim modülüyle oluşturmuşlardır. DHIS alt sistemi için yuvarlanma açısı ve dikey lastik kuvveti ile kullanım performansını, orijinal yay damperi süspansiyonu ve konvansiyonel hidrolik olarak birbirine bağlanmış süspansiyona sahip araçların sonuçlarına göre değişen parametrelerle değerlendirmeler yapmışlardır. Alt sisteminin özellikleri, önceden doldurulmuş yağ basıncı, sönümleme katsayıları, bölme kesit alanı farkı ve ön akstaki silindirlerin oranı gibi bazı fiziksel parametreler açısından sayısal olarak incelenmişlerdir. Geleneksel modellerden farkı olarak yay ve damper katsayılarını değiştirmeye olanak sağladığını vurgulamışlardır. İki akümülatörün sisteme entegre etmişler ve sistemdeki değişimleri incelemişlerdir. Yolun etkisi olarak da sinüs girdisi olarak vermişlerdir. İkiz akümülatörlü tümleşik yapının alt sistemi, orijinal yay damperi süspansiyonuna kıyasla araç taşıma performansını etkili bir şekilde artırabildiğini ve bu yapının alt sisteminin aksine sürüş konforunda da büyük yarar sağladığını gözlemlemişlerdir. Geliştirdikleri modellerin alt sistemini en çok etkileyen parametrelerin taşıma performansını ve sürüş konforu olarak belirtmişlerdir.

Cheng ve ark. (2018), yaptıkları çalışmada iki serbestlik derecesine sahip modeli kurmuşlar ve bu yapı üzerinde de doğrusal olmayan yay karakteristiğinin doğrusal hale dönüştürmeyi hedeflemişlerdir. Hidro-pnömatik yay, yol pürüzlülüğü ve araç hızı parametreleri sağlanmış ve eşdeğer sertlik ve dinamik denge pozisyonu için analitik fonksiyonları incelemişlerdir. Yay sertliğine polinom uydurulmuş olup doğrulamışlardır. Araç hızı ve yol pürüzlülüğü arttıkça, eşdeğer sertliğin de artacağını belirtmişlerdir. Yol daha kötü durumda ise, büyük eşdeğer sertlik hidro-pnömatik süspansiyonun şoku etkili bir şekilde absorbe etmesine yardımcı olduğunu belirtmişlerdir. Dinamik deformasyon arttıkça modellemede sapmaların da arttığı sonucuna varmışlardır. Yani aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanabilir bir yapı olduğunu belirtmişlerdir.

Zhu ve ark. (2017), bu çalışmalarında SUV bir araç süspansiyonunu MATLAB ortamında yedi serbestlik dereceli tam modelini oluşturmuşlardır. Doğrulamak için test ringi kurup sonuçları karşılaştırmışlardır. Klasik süspansiyon, bütünleşik hidrolik sistem ve anti-roll bardan oluşan üç ayrı süspansiyon tipi için modeller kurulmuş ve testlerini gerçekleştirmişlerdir. Özellikle yol tutuş performansı üzerinden çalışmalarını yürütmüşlerdir. Düşük hız ve frekanslarda sonuçlar almışlardır. Farklı yol modelleri oluşturmuşlardır. Deneysel sonuçlar düşük frekanslı yol girdileri altındaki simülasyonlarla benzer sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Araç arazi şartlarında

çalıştırıldığında, viraj denge çubuklarının aracın yol tutuş kabiliyetini zayıflattığını, hidrolik olarak birbirine bağlı süspansiyon sisteminin ise ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu elde etmişlerdir. Hidrolik olarak tümleşik süspansiyon sisteminin yuvarlanma düzlemi arazi koşullarında anti rol bar sistemi ile değiştirilmesi yol tutuş kabiliyeti açısından daha iyi performans vereceğini göstermişlerdir.

Gong ve ark. (2015), çok dingilli ağır motorlu tekerlekli damperli kamyon için hem ADAMS ortamında hem de Amesim modellerini kurmuşlardır. ADAMS modelini sadece hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin yay karakteristiğini doğrulama amaçlı yapılmış olup Amesim modeli hidrolik sistemin 1D olarak geçerli kılınması için modellemişlerdir. Çeşitli yol girdilerinde test yapmışlar. Elde ettikleri sanal model çıktılarını testler ile geçerli kılmışlardır. Ön ve arka akslar dikey ivmelenmesinin RMS değeri optimize etmişlerdir. Sürüş konforunda ön süspansiyon için %12.48 ve arka süspansiyon için %11.79 oranında önemli bir gelişme göstermişlerdir. Sanal ve gerçek prototip deneyi entegre kriging, yüksek karmaşıklıkta mühendislik problemlerinin optimizasyonu için en uygun çözüme yaklaşımda etkili bir yol sağladığını vurgulamışlardır.



Şekil 2.14. Geliştirdikleri model görseli (Whang ve ark., 2018)

Zhao ve ark. (2019), hidro-pnömatik süspansiyon sistemine sahip bir yapının yarım ve çeyrek taşıt modellerini MATLAB ortamında kurmuşlardır. Parçacık sürü algoritması ile optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon sonrası ivme ve yalpalama değerlerinde 45,32% ve 9.97% oranında iyileştirmeler elde etmişlerdir. Farklı amaç fonksiyonları kullanarak yine ivme değerlerinde iyileştirmeler elde etmişlerdir. Pistonun dış ve iç çapı, süspansiyon elastik kuvveti üzerinde belirgin bir etkiye olmadığı sonucuna varmışlardır.

Zhang ve ark. (2019), bu makalede ele aldıkları konu hidro-pnömatik süspansiyon sistemine sahip bir maden aracın 7 serbestlik derecesine sahip tam araç modelini

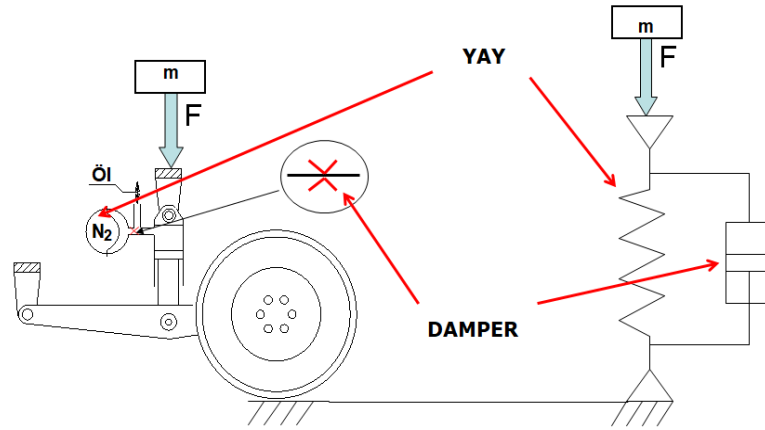
MATLAB ortamında kurmuşlardır. Enerji yöntemi kullanarak modelleme yapmışlardır. Tüm yapının frekans cevaplarını ve modlarını çıkarmışlardır. Frekans alanındaki araç dinamik tepkileri için modellerini geliştirmişlerdir. Farklı yol durumları için mekanik ve hidro-pnömatik süspansiyonların yol tutuşunu ve sürüş performansını artırmak için bounce and pitch motion modes e dayalı kontrolcüyle yeni bir süspansiyon tasarımı önermişlerdir. Hidro-pnömatik süspansiyon ile klasik süspansiyon sistemlerinin titreşim performanslarını kıyaslamışlardır. Bu verileri ayrıca farklı hızlarda da test etmişlerdir.

Dong ve ark. (2018), hidro-pnömatik süspansiyonun üç serbestlik derecesine sahip devrilme modelini MATLAB ortamında oluşturmuşlardır. Modelin gerçek saha testleriyle doğrulanması amaçlı yapıyı da inşa ederek simülasyon ile kıyaslamışlardır. Dümenleme, hidro-pnömatik ve yol eğim açısı göz önünde bulundurarak yapay sinir ağıyla optimize etmişlerdir. Gerçek zamanlı modellerle de doğrulama yapmışlardır. Yol girdisi olarak rampa ve snake uygulamışlardır. Devrilme olayının göz önünde bulundurarak hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin parametreleri çıkarılması bakımından önemli olduğunu ispatlamışlardır. Yapay sinir ağının rollover performansını iyileştirmede faydalı olduğu kanıtlanmışlardır.

Han ve ark. (2017), yapmış oldukları çalışmada hidro-pnömatik süspansiyon sistemini AmeSim ortamında 2D boyutunda modellemişler ve optimizasyonu da MATLAB ortamında parçacık sürü algoritması kullanarak yapmışlardır. Sürüş güvenliği ve konfor ön planda tutulmuş paletli araçlar için çalışmalar yapmışlardır ve bu amaç fonksiyonunda mevcut yapıya göre daha iyi sonuçlar verdiğini ortaya koymuşlardır. Hidro-pnömatik süspansiyonun sönümleme kazançlarını kurdukları modellerle optimize etmişlerdir.

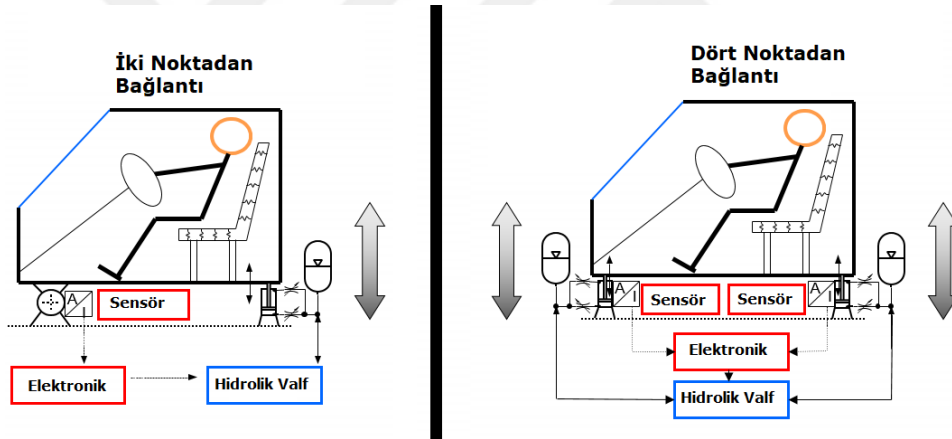
2.1. Hidro-pnömatik Süspansiyon Sisteminin Kullanıldığı Bazı Uygulamalar

Bir yapıda konfor ve kaldırma kapasiteleri önem arz etmesi karşımıza tercihen hidro-pnömatik süspansiyon (HPS) sistemi çıkmaktadır. Temel olarak HPS için geleneksel sistem ile karşılaştırması ve komponentlerin hangi amaçla kullanıldığını görsel aşağıdaki gibidir. Sistemdeki akümülatör geleneksel sistemdeki yay elemanını, orifisler de damperi temsil etmektedir. Daha hızlı komponent ve ekipman değişimiyle süspansiyon sisteminin karakteristiği çok hızlı bir şekilde değişebilir.



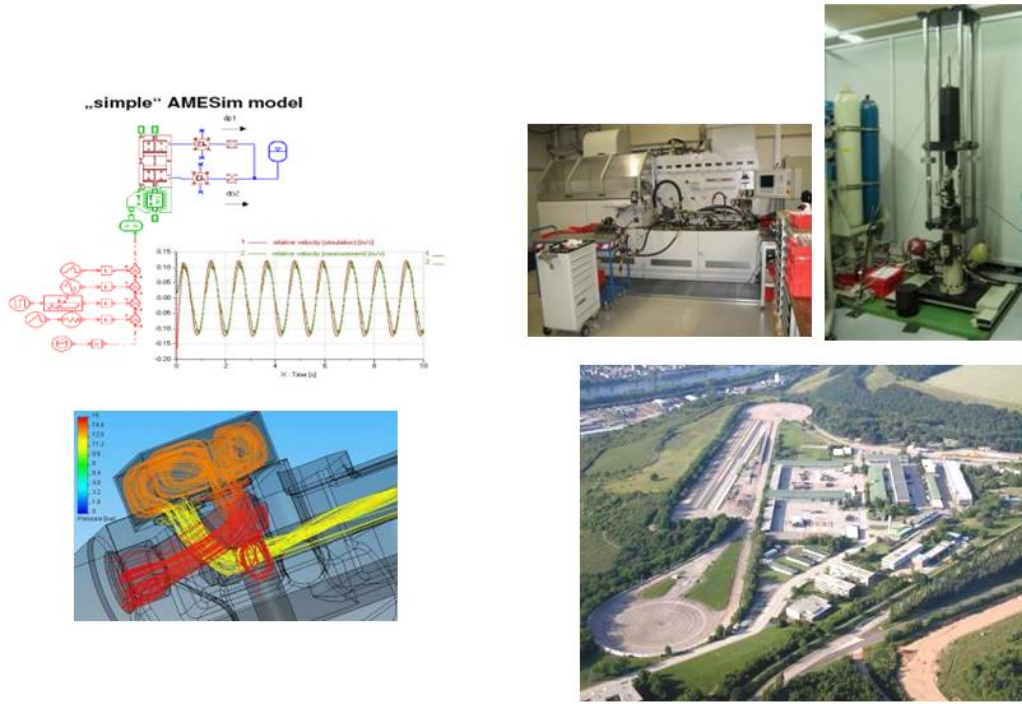
Şekil 2.15. Temel HPS yapısı (Hydac System GmbH Mai, 2012)

Konfor ihtiyacı, kararlılık-stabilite beklendiği kullanım koşulları için kritik bir komponent haline gelen HPS yapısı artık daha yaygın olarak iş makinası sektöründe kullanılmaktadır. Kabin örneği ve uygulama şeması;



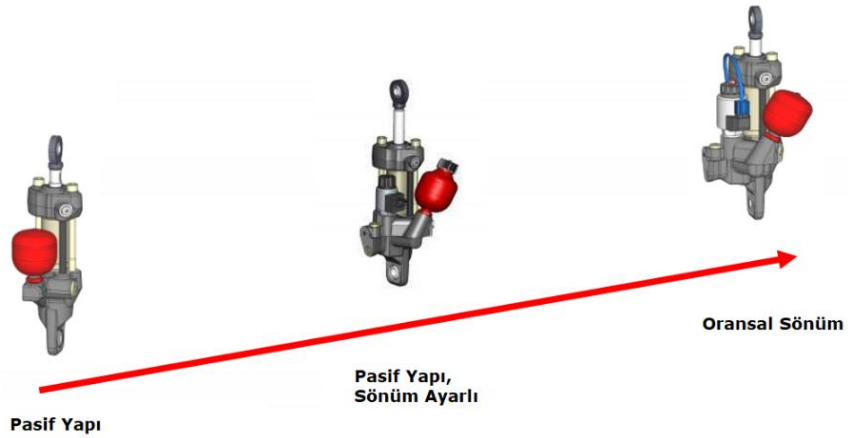
Şekil 2.16. Kabin uygulama görseli (Hydac System GmbH Mai, 2012)

Hydac firması Almanya merkezli teknoloji ekiplerince özellikle hidro-pnömatik süspansiyon sistemleri için özel ekip ile çalışmalarını sürdürmüştür. Simülasyondan uygulamaya kadar elde edilen tüm verileri işleyerek modellerini doğrulama imkanları olmuştur.



Şekil 2.17. Kompakt silindir görseli ve seçenekleri

Teknolojinin ilerlemesiyle kullanılan ekipmanlar daha kompakt yapı haline getirilmiştir. Özellikle konstrüksiyon olarak daha az yer kaplaması istenen alanlar için çok uygun bir yapı haline dönüştürülmüştür. Kullanılan Silindir detayı;



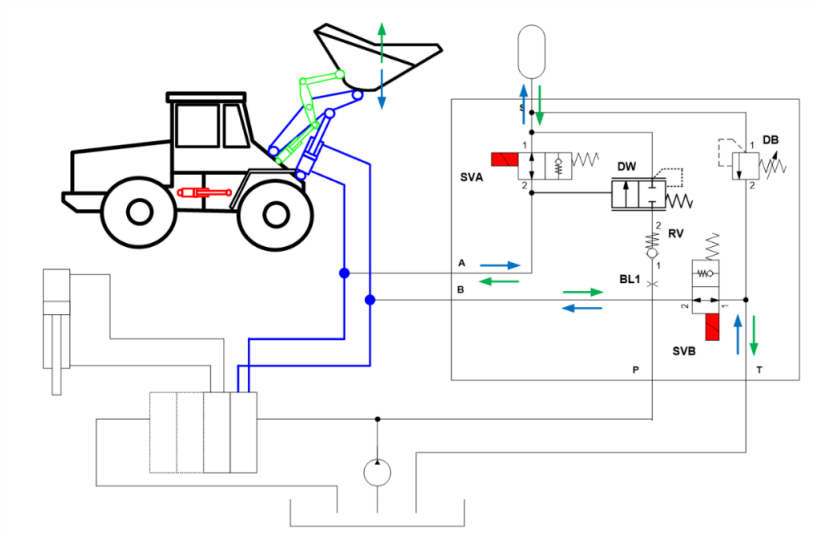
Şekil 2.3. Kompakt silindir görseli ve seçenekleri

Kompakt Silindir elemanları ve yapısı aşağıdaki görselde verilmiştir. Kontrolcüsüyle birlikte tedarik edilen bu ürün konfor ihtiyacı olan birçok yerde kullanılmaktadır. Sönüm valfi ile sistemin enerji absorbe etme özelliği artırılarak azaltılabilir.



Şekil 2.18. Kompakt silindir yapısı

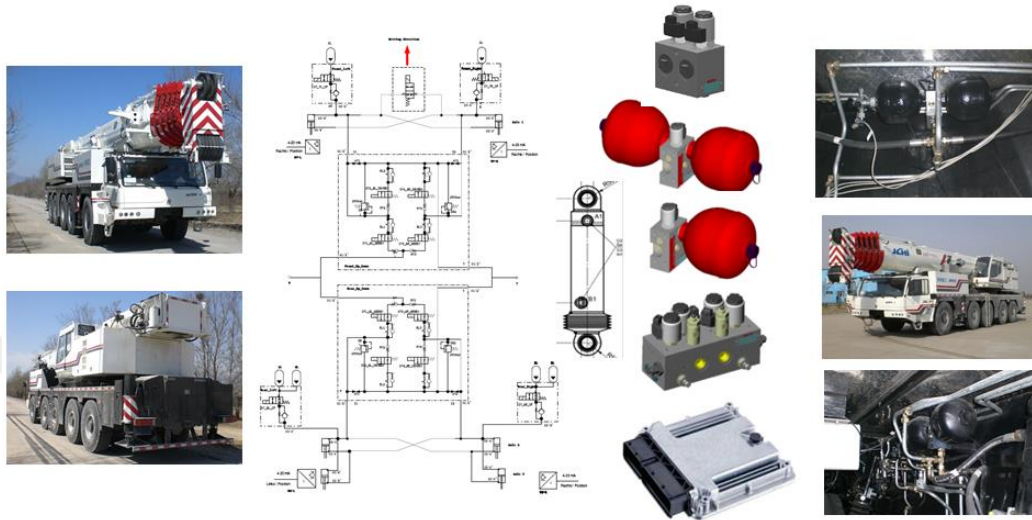
İş makinaları sektöründe çeşitli alanlarda kullanılan HPS yapısı çok çeşitli olup yükleyici makinaların sürüş esnasında ve yükleme esnasındaki çalışma döngüsü içinde konfor değerini yükseltmek amacıyla kullanılan birçok örneği mevcuttur. Bu durumda operatör çalıştığı makinada daha az yorulup, daha güvenle yükleme işlemi yapabilmektedir.



Şekil 2.19. Uygulama örneği

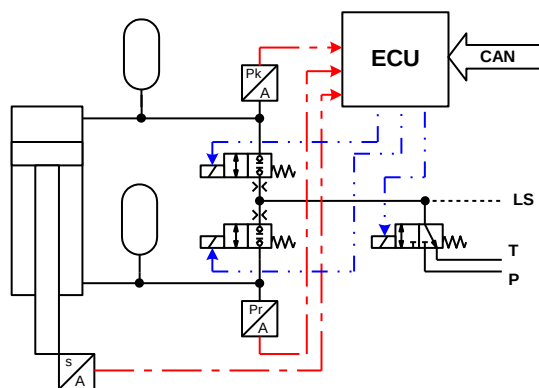
Yüksek kapasiteli iş makinalarında geleneksel süspansiyon sağlayıcılarıyla konfor sağlamak oldukça zor ve zahmetli bir durumdur. Bu durumda HPS sistemleri bu tarz büyük tonajlı makine grupları için olmazsa olmaz bir parçası haline geliyor.

Vinçlerde temel olarak şasi alt yüksekliğini ayarlamak, konforu belirlemek için tercih konusu olan HPS küçük alan kaplama ve doğal frekanstaki üstün performansından dolayı öncelikli kullanım sistemi haline gelmiştir. Birçok vinç firması bu sistemi bağlantı tiplerine göre ayarlayıp farklı farklı kullanmaktadır.



Şekil 2.20. Vinç kullanım örneği

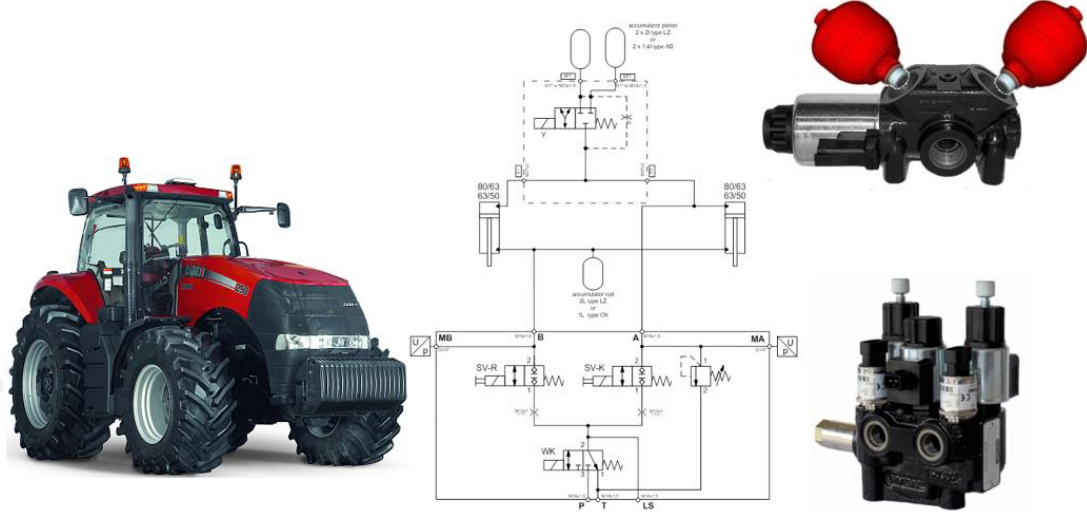
Çok zorlu çalışma koşullarında hizmet vermek zorunda olan tarım makinaları için konfor parametrelerinin iyileştirilmesini amaç edindiğimizde karşımıza yine HPS sistemi çıkmaktadır. Çok farklı bölgelerde kullanılan HPS kompakt yapısıyla ve değiştirilebilir direngenlik katsayısıyla alternatifsiz kalmaktadır. Yaylanan kütlenin ivmesini minimize etmeye çalışılan bu çalışmada kullanılan hidrolik yapı görseli aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.21. Traktör ikiz akümülatör kullanımı

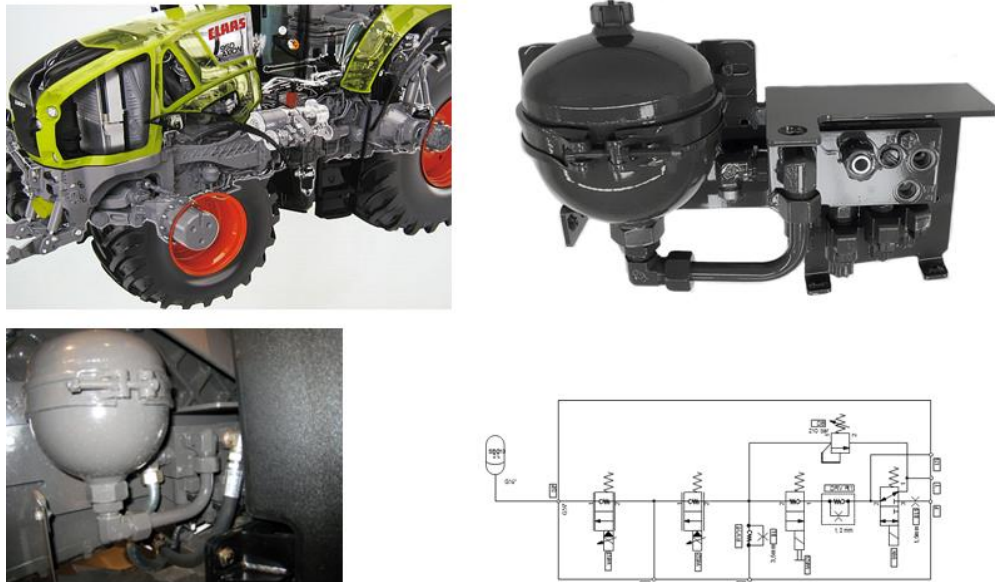
Farklı uygulamalarını tarım sektöründe görülmesi mümkündür. Ayarlanabilir süspansiyon direngenliği için hidrolik ekipmanların birbirleriyle ilişkilendirilmesi

aşağıdaki görselde verilmiştir. Ön aks grubunda paralel bağlanan hidrolik sistemin direngenlik etkisini verecek akümülatör ve damper etkisini verecek süspansiyon valfi ile de sağlanmıştır.



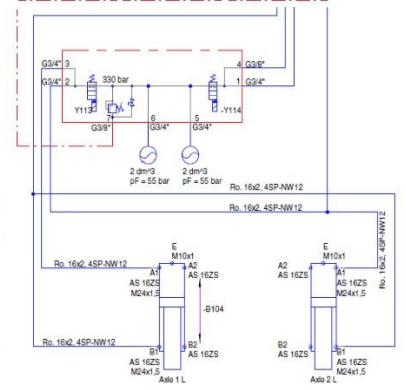
Şekil 2.22. Traktör ikiz akümülatör kullanımı

Traktörlerde aynı hizmeti sağlamak amacıyla farklı bir uygulama örneği aşağıdaki görselde verilmiştir. Bu uygulama aks süspansiyon modeli ve çok yüksek şok etkilerinde konfor etkisi oluşturması mümkün değildir.



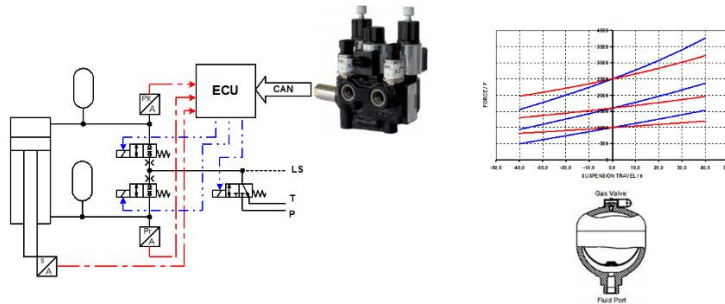
Şekil 2.23. Traktör ikiz akümülatör kullanımı

Yüksek lisans çalışma konumunda HPS sistemi olması ve konu olan ürünün günümüzde ticari olarak üretilmesinden dolayı yapının temsili olarak çalışma prensibi aşağıdaki şekilde aktarılmıştır. Yapı sistemdeki yağı karşı taraftaki süspansiyon sistemine çaprazlama aktararak sistemde konforu sağlamaya çalışmaktadır.



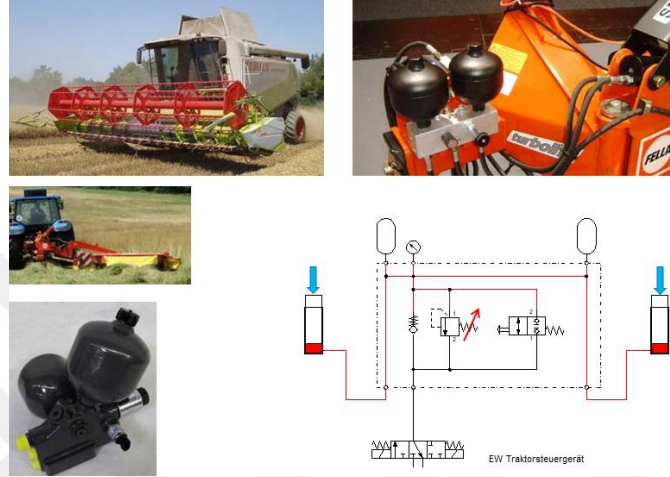
Şekil 2.24. Vinç kullanım örneği

İkiz akümülatör örneklerinin olduğu gibi interconnected pasif ve aktif sistemlerde çok fazla tercih edilmektedir. En gelişmiş yapı tam bağımsız süspansiyon sistemi olup kontrol ve fiyat olarak rekabet edilmekte zorlandığı durumlarda birbirine bağlı HPS sistemleri de tercih edilmektedir. Sistemdeki basınç sensörleri anlık süspansiyonun durumunu ölçerek konfor oranını iyileştirmeye çalışmakta. Tüm yazılım ve know-how bu elektronik kartın içerisinde gömülü olarak çalışmaktadır.



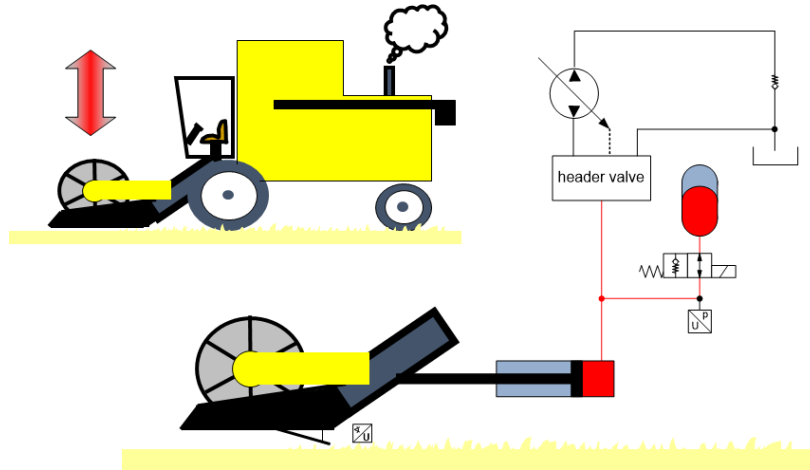
Şekil 2.25. Traktör birbirine bağlı HPS sistem kullanımı

Sadece traktörün gövdesinde kullanılmakla sınırlı olmayıp ilgili birçok ekipmanlar ile eşleştirilmiş birçok hidro-pnömatik süspansiyon sistemi örneği karşımıza çıkmaktadır. Daha iyi bir zemin hizalama, aşınmanın azaltılması ve toprağın korunması amaçlı biçer döver tarım ekipmanlarında da uygulamalarına rastlanmaktadır. Sistem, ayarlanabilir yay olarak bir işlev üstlenir.



Şekil 2.26. Traktör birbirine bağlı HPS sistem kullanımı

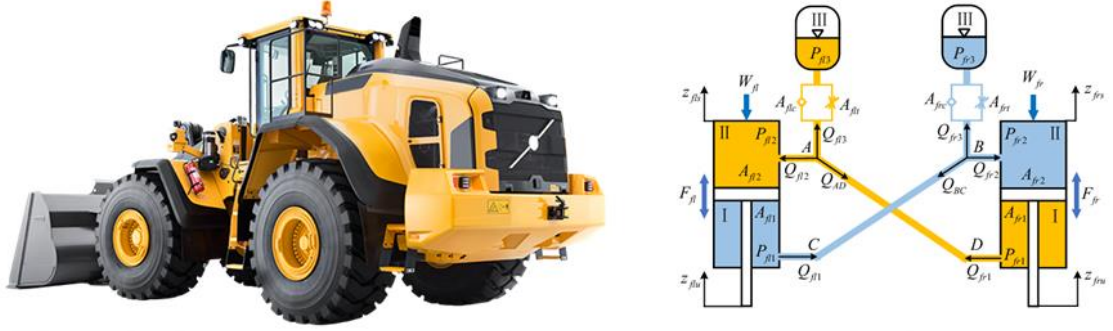
Kullanılan tarım makinalarındaki başlığın sürekli olarak aşağı yukarı ve basınç ayarı yapılabilmektedir.



Şekil 2.27. Traktör birbirine bağlı HPS sistem kullanımı

Yapı olarak fiyatları geleneksel sistemlere göre çok yüksek olmasından dolayı ticari araçlardan ziyade iş makinalarında çok sık görmeye başladığımız bir uygulamadır.

İş makinaları sektörünün en önemli aktörlerinden olup çapraz bağlantı ile ön ve arka akslara entegre HPS ile sistemdeki sürücü konforu, roll ve pitch açılarındaki değişimi kontrol altına alarak daha güvenli bir kullanım imkanı sağlamıştır.



Şekil 2.28. Volvo model görseli

Dump truck sektöründe hemen her firma yapısında HPS kullanmakta ve zorundadır. O tonajda yapıya konfor verebilecek ve taşıyabilecek seçenekleri yoktur. Üretici firma imal ettiği ürünün yapısında konforu artırma adına HPS tercih etmiş ve örneklenmesi verilmiştir.



Şekil 2.29. İş makinası model uygulaması

Telehandler sektörünün önemli aktörlerinden olan firma ürettikleri ürünlerde kabin kısmında konfor algısını artırma adına HPS kullanmışlardır. Ciddi bir iyileşme olduğu testler ve modeller ile destelemişlerdir.



Şekil 2.30. Telehandler ürün görseli

İmalatçı firma savunma sanayisine yönelik geliştirdiği zırhlı kazıcı yükleyici ürünleri için süspansiyon sistemi olarak HPS kullanmışlar. Arazi şartlarında yola tutunma kabiliyetini artıran ve konfor bandını genişleten uygulamaları sektöründe önemli bir uygulama örneğidir.



Şekil 2.31. Kazıcı-yükleyici ürün modeli

3. TEST SİSTEMİNİN TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

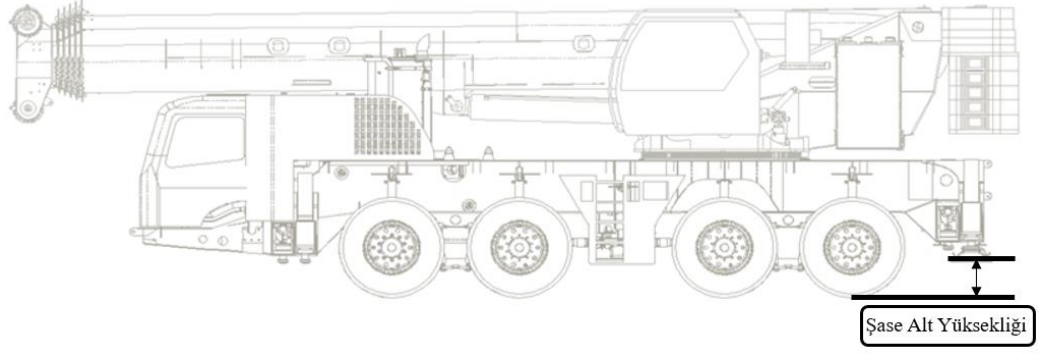
3.1. Yapısal Tasarım

Taşıtlardaki süspansiyon sistemleri, yapıyı bütün olarak göz önüne alındığında birçok komponentle doğrudan ilişkili olup modelleme çalışmalarında tüm etkilerin incelenmesi için dinamik bir modelleme gereksinimi olduğu düşünülebilir. Kurgulanan yapıya sadece sistemin düşey yöndeki davranışı yani konfor parametreleri üzerinden işlemler yürütülecektir. Bu yüzden taşıt dinamiği modellerinin temeli olan çeyrek taşıt modeli olarak bilinen aslında yapının dörtte birlik kısmının modellenmesi üzerine ilerlenip gerçeğe çok yakın sonuçların alınacağı bilinmektedir.

Bir çeyrek araç modeli, temel taşıt modellerinde tüm yapının dörtte birine tekabül etmekte, taşıyıcı sistemin kütleli değeri, yay sabiti ve sönümleyici katsayısından meydana gelmektedir. Literatürde dört lastikli taşıtlarda yapılan birçok çalışma karşımıza çıkmaktadır. Dört lastikli taşıtlar yalpa ve yunuslama davranışının tüm sisteme etkisi gözlemlenirken yarı araç modelleri tercih edilir. Daha çok düşey yöndeki konfor analizlerinde temel olarak iki serbestlik çeyrek taşıt modeli tercih edilmektedir (Demir, 2004). Bu çalışmada, yapının tekerlek ve aks konfigürasyonundan bağımsız bir test düzeneği imal edilerek birçok parametrenin ilgili konfor parametresine olan etkisi deneysel verilerle ortaya konmuştur.

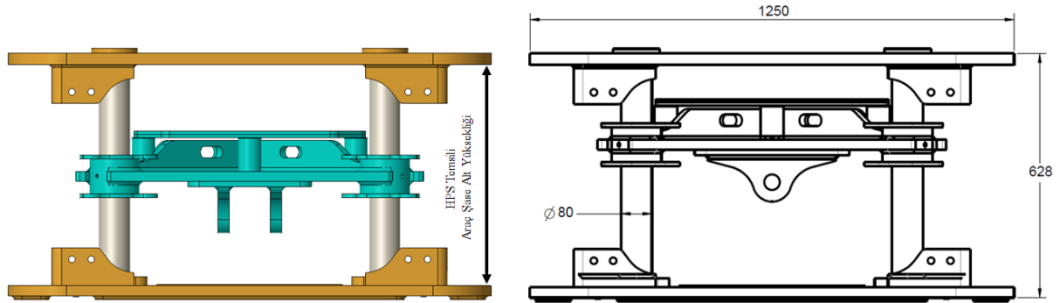
Çeyrek taşıt modeli üzerinde geliştirilen HPS test ünitesinin tasarımı genel anlamda yapısal ve hidrolik olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımda analizlerle desteklenen mühendislik çıktılarıyla yapısal tasarımın nihai hale getirilmiştir. Tasarım parametreleri, üretilen birçok araçtan alınan veriler ve saha tecrübesinden faydalanılarak belirlenmiştir. Temelde yol girdisinin sağlayıcısı olan shaker'ın 50 Hz civarında bir girdi sağlayacağı bilgisi yapının konstrüksiyonunu doğrudan etkileyeceği için bu parametrede göz önüne alınarak tasarımlar geliştirilmiştir.

İş makineleri ve özellikle askeri araçlarda daha çok tercih edilen hidro-pnömatik süspansiyon sistemi kullanım alanlarındaki çalışma şartlarını göz önüne aldığımızda çok farklı arazi koşullarına maruz kaldığını bilmekteyiz. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin arazi koşullarında ayarlanabilir olması büyük avantaj sağlamaktadır. Şase alt yüksekliği Şekil 3.1'de gösterilmiş olup geliştirilen test sisteminin en önemli tasarım parametrelerinden biridir.



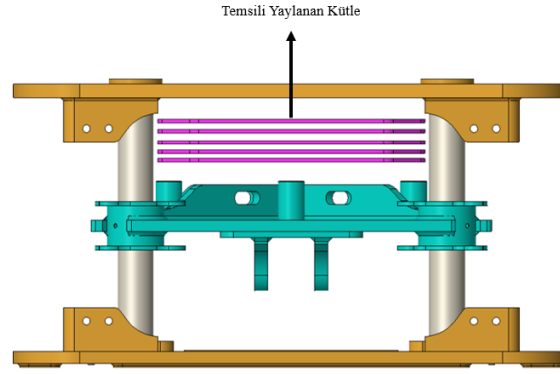
Şekil 3.1. Temsili araç şase alt yüksekliği gösterimi

Şase alt yüksekliği ilgili araçlardaki tırmanma eğimini de etkileyen bir faktördür. Bu parametrenin HPS sistemlerinde belli bir stroğa kadar ayarlanabilir olması tırmanma eğiminin de artırılması anlamına gelmekte ve ekstra kabiliyetler katmaktadır yapıya. Şase alt yüksekliği literatüre ve benchmarking çalışmalarından elde edilen bilgiler neticesinde değerin yaklaşık $\pm 125\text{mm}$ seviyesinde olduğunu elde ettik. Bu bağlamda geliştirilen HPS test ünitesi strok değeri 250 mm olan bir silindire göre tasarlanmıştır. Tasarımı Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. HPS test ünitesi şase alt yüksekliği

Çok farklı ağırlıklara sahip taşıtlarda kullanılan HPS sistemi yük taşıma kabiliyeti açısından da diğer süspansiyon sistemlerine göre büyük avantajlara sahiptir. Geliştirilen HPS test ünitesinde diğer tasarım girdisi olarak değiştirilebilir temsili araç kütlesidir. Tasarımın bu girdisi temsili olarak iki farklı ağırlık girdisi için temelde testlerin yapılması öngörülmüş ve bu şekilde yapı kurgulanmıştır. Değişken ağırlığın yapısı Şekil 3.3’te verilmiştir.

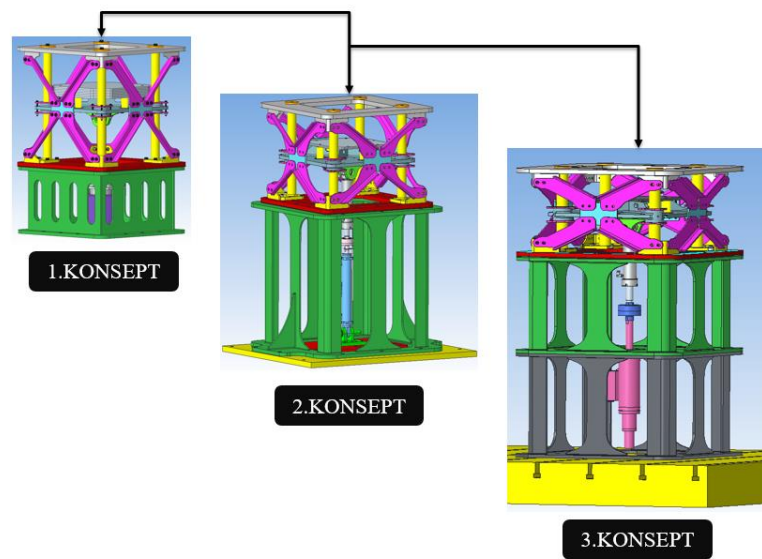


Şekil 3.3. Temsili yaylanan kütle

Yapısal tasarım temelde bu iki parametreyi sağlayacak şekilde oluşturulup diğer komponentlerle ilişkisi bu yapı üzerine kurgulanmıştır. Üretilen test ünitesi 3 bloktan oluşturulmuştur. Fakat bu noktaya varırken üç farklı konsept üzerinde ilerlenip elde edilen modal analiz çıktılarına göre tasarım revize edilmiştir. Şekil 3.4'te ilgili konsept görseli verilmiştir.

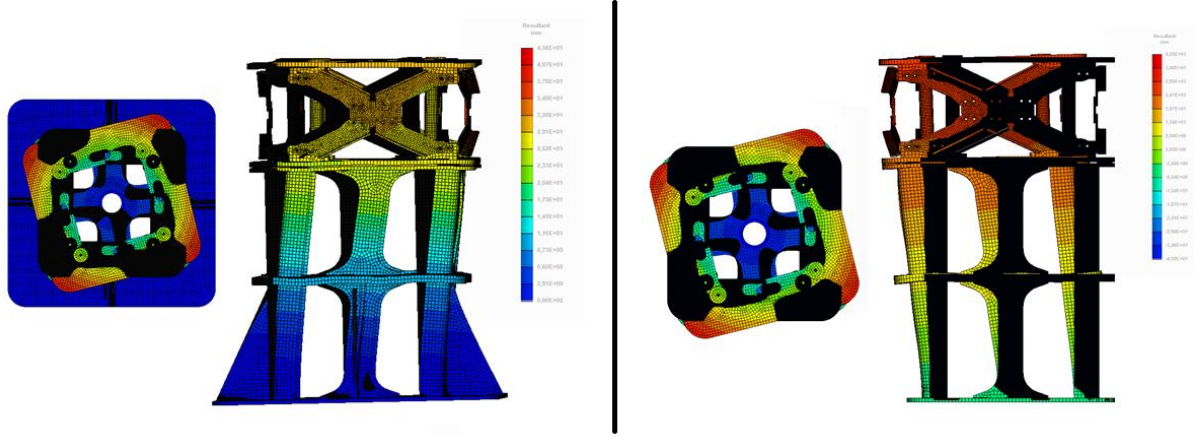
Birinci konseptte tasarım yaylanan kütlenin hareket edeceği düşey rotaların dikliğinin sağlanmasında yaşanacak üretim zorluğu göz önüne alınca bu yapının uygun olmadığı ve elde edilen model analizlerinde yaklaşık 60 Hz civarında bir frekans davranışına sahip olacağı için bu tasarımdan vazgeçilmiştir.

İkinci modelde yapının alt kısmı yanal ve dikey frekans aralığının 50 Hz civarında sistem cevabının vermesinden dolayı o kısım iki parçaya bölünerek çözümün oluşacağı ön görülerek yenilenme kararı alınmıştır.



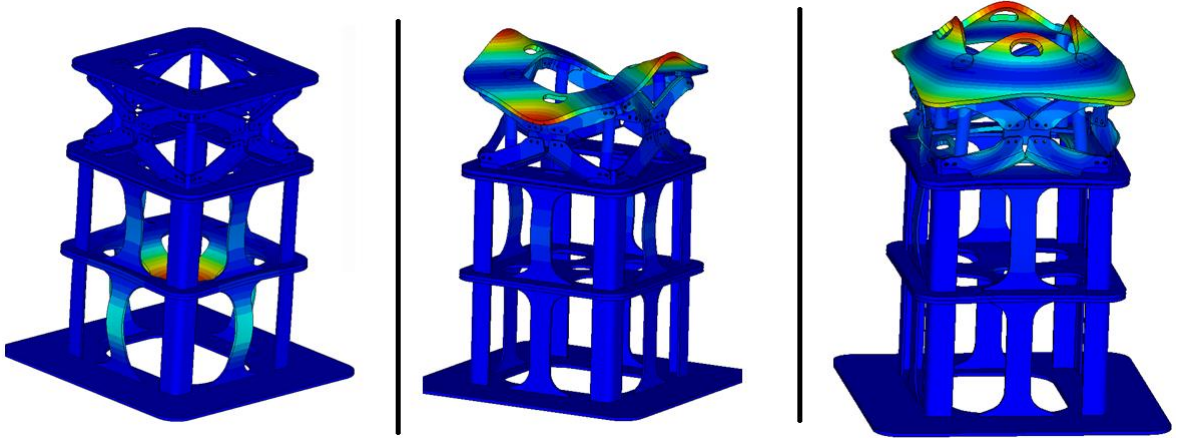
Şekil 3.4. Konsept tasarımlar

Üçüncü tasarımda yapılan analiz çalışmaları neticesinde alınan sonuçlar Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da paylaşılmıştır. Bu yapı daha modüler olup hem imalatı hem montajı kolay bir hale getirmiştir. Geliştirilecek farklı parametrelerle sistemin cevabının alınması ve değişikliklerin yapılması daha hızlı olacaktır. Bu konseptte sadece taban iki blokta değişiklik yaparak tasarım dondurulmuş ve üretime geçilmiştir.



Şekil 3. 5. Yanal ve rotasyon modal davranış

Yapının en önemli davranış karakteristiği düşey yöndeki tetiklenen girdiye karşı alınan frekans değeri. Çünkü sistem düşey yönde shaker yardımıyla ivmelenerek dinamik davranış sergilemektedir. Düşey yöndeki davranış aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.6. Düşey yöndeki modal davranış

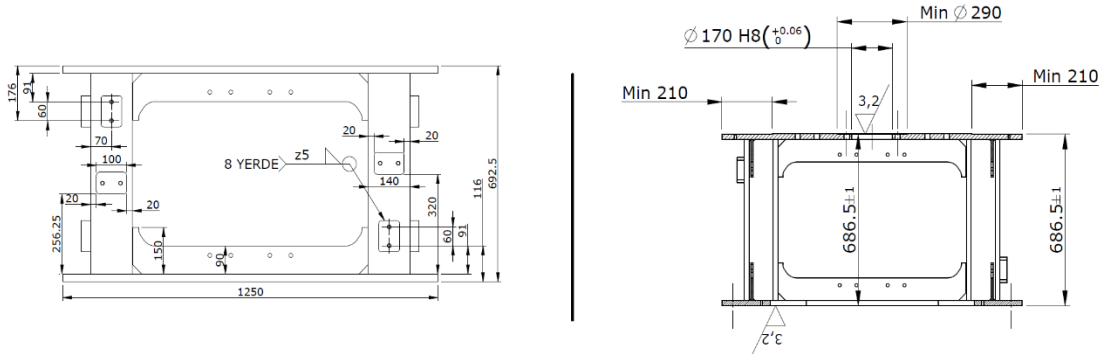
Üretime verilen tasarımda üçüncü konsept tasarımdan farklı olarak sadece ilk iki blokta değişiklik yapılarak sistemin daha rijit davranması sağlanmıştır. Nihai model Şekil

Tasarımın ilgili resimlere göre imal edilen görseli aşağıdaki Şekil 3.9’da verilmiştir. HPS test ünitesinin alt sistemler bazında oluşturulup sistem kompleksi ilgili montajlama prosedürüne göre nihai halini alacak şekilde modellenmiştir.



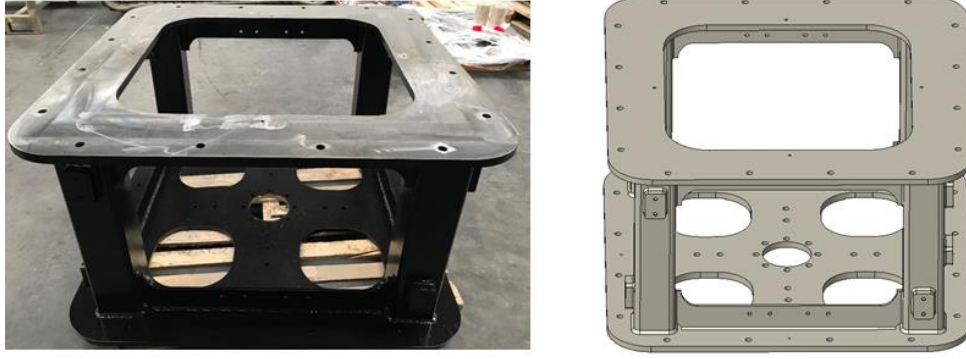
Şekil 3.9. Blok-1 üretim ve tasarım hali

Blok-2 sistemin tam ortasında olan, sarsıcının gövdesinin ve diğer hidrolik ekipmanları üstünde konumlandırılmış yaklaşık 600 kg olan ünitenin parçasıdır. Bu kısımda sarsıcının bağlandığı kısım ile bloklara temas eden iki yüzeyde işlenmiş olup, parçaların hemen hepsi kaynak ile birbirine bağlanmıştır. Dört dikmeninde çapraz parçalarla birbirine bağlanmasıyla yapıya ciddi bir rijitlik katmıştır. Debi ölçerlerde bu yapının iç kısmına montajlanmıştır. İmalat görseli Şekil 3.10’da verilmiştir.



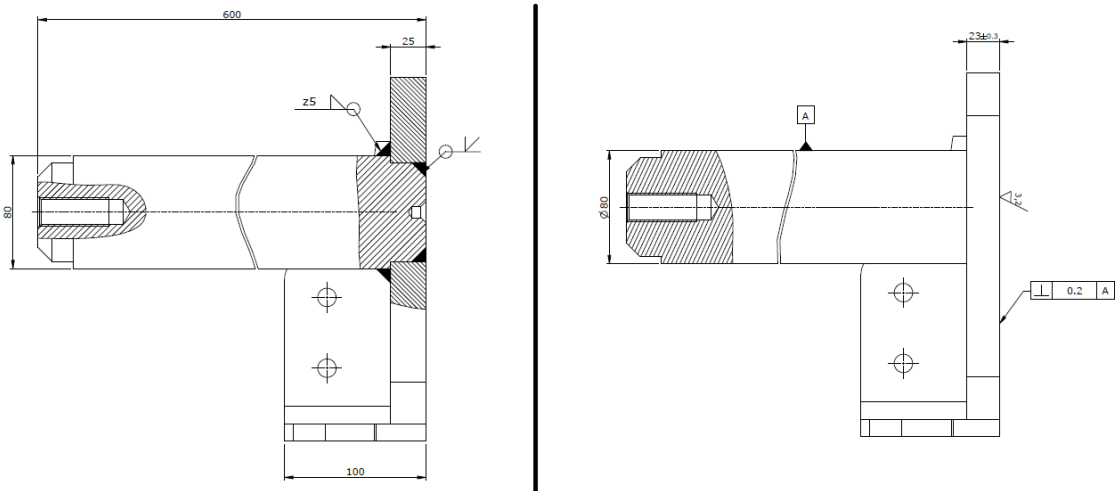
Şekil 3.10. Blok-2 kaynaklı ve işleme temsili görseli

İmalatı gerçekleşen blok-2 de tasarım ve alt sistem görseli Şekil 3.11’deki gibidir. Bu kısımda sarsıcının bağlanacak kısım özellikle boyut kontrolüne ihtiyaç duyulmuş ve gerekli kontroller neticesinde montaja uygundur raporu alınmıştır. Geliştirilen bu yapı hareketli olmayıp sadece sarsıcı ile HPS test ünitesindeki silindirin maksimum strok sağlanması durumundaki senaryoyu sağlayacak şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 3.11. Blok-2 üretim ve tasarımın son hali

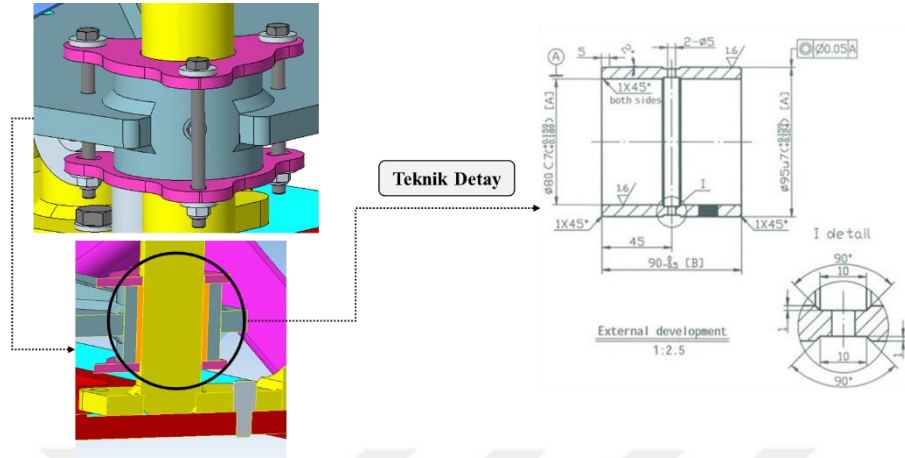
Blok-3, HPS test ünitesindeki en önemli grubu temsil etmektedir. Bu kısımda özellikle çeyrek taşıt modelindeki yaylanan kütleyi temsil eden parçaların olması ve dört adet rot üzerindeki hareketinin doğru şekilde elde edilmesi sonuçların gerçekliği açısından çok önemlidir. Bu kısımdaki en önemli sistemin alt parçası Şekil 3.12’de verilmiştir. Blok-3 imalatında karşılaşılabilecek herhangi bir kaçıklık ya da yanlış işleme sistemin tamamının davranışını etkileyecektir. Üretilen rotların düşey yöndeki dikliği çok önemli olup imalat aşamasında özel yataklar kullanılarak ilgili işleme detayları yapılmıştır. Montajı sırasında kaçıklığı önlemek için merkezleme pimleri ile yüzeye oturtturulup üst kısımdan da çekirme işleminin yapılması için saplamalı bir konstrüksiyon yapılmıştır.



Şekil 3.12. Blok-3 rot kısmı kaynaklı ve işleme temsili görseli

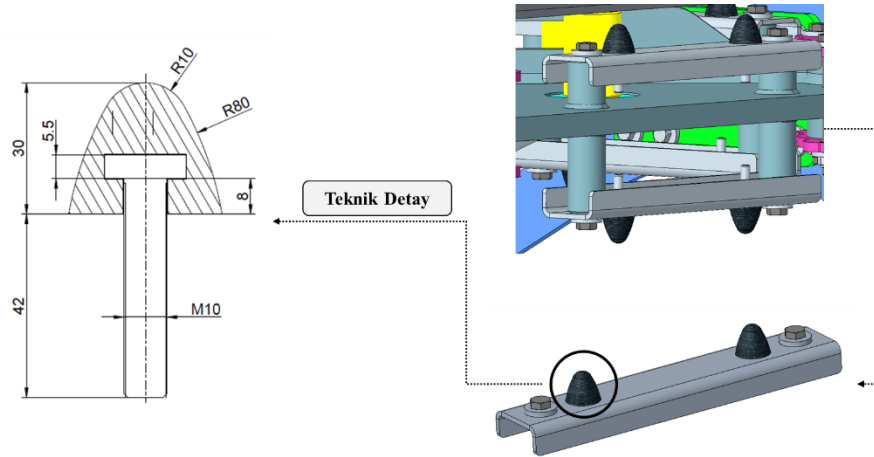
Düşey yöndeki sistemin davranışının incelendiği modelimizde bu yöndeki oryantasyonu sürekli kılmak ve sıkışmayı önlemek için burçlar ile sistemin dört noktadan yataklanması yapılmıştır. Bu kısmın teknik detayı Şekil 3.13’teki gibidir. Kendi kendini

yağlama özelliği olan yataklama elemanı seçilerek olası düşey yöndeki sıkışmanın önüne geçilmiştir.



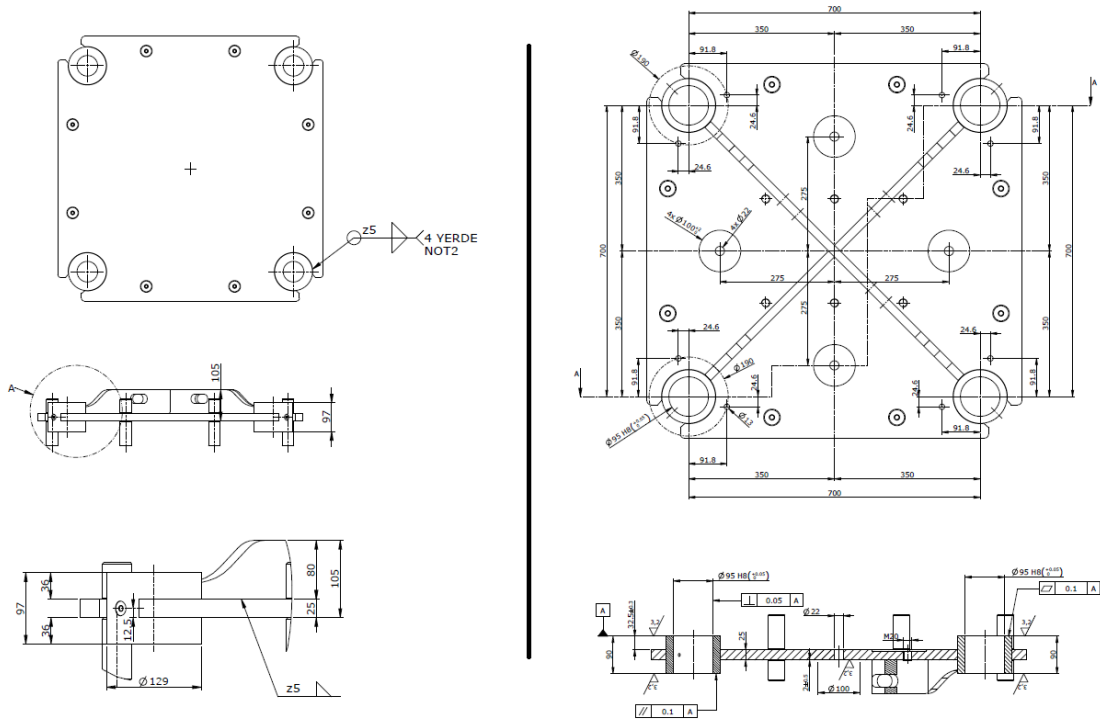
Şekil 3.13. Blok-3 rot kısmı kaynaklı ve işleme temsili görseli

Blok-3 yapısında birçok kritik parça olup bu sistemin herhangi bir şekilde alt ve üst ölü noktalarda çalışması gerektiğinde yapının rijitliğini bozmasının önüne geçmek için dört bölgede sekiz takoz parçalardan oluşan montaj kompleksi kullanılmıştır. Bu kısımda ayrıca düşey yöndeki sıkışmayı önlemek için gresörlük noktaları da açılmıştır. Teknik detay Şekil 3.14'teki gibidir.



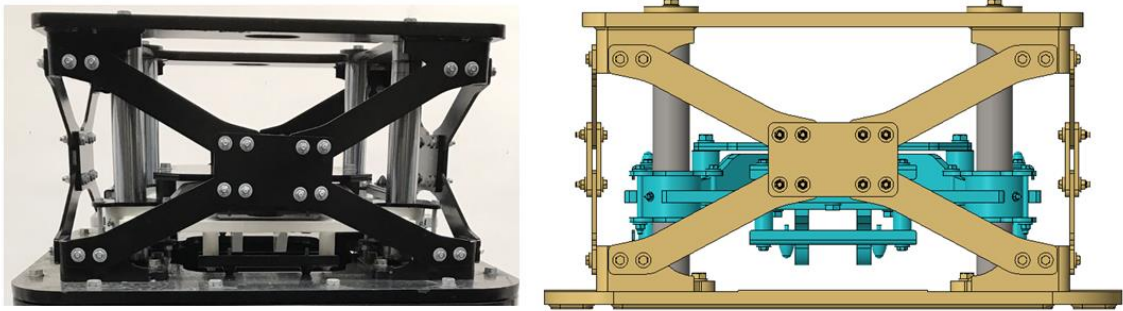
Şekil 3.14. Blok-3 rot kısmı kaynaklı ve işleme temsili görseli

Blok-3 de bulunan ve araç kütlelerini temsil eden ağırlıkların, takozların bağlandığı hareketli tablaya diğer önemli tasarım girdisi olan silindir arkalıklarının bağlanmaktadır. Bu kısımda kullanılan parça üç farklı silindire de uyumlu olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu kısmın detayları aşağıdaki Şekil 3.15'te verilmiştir.



Şekil 3.15. Blok-3 hareketli kısmı kaynaklı ve işleme temsili görseli

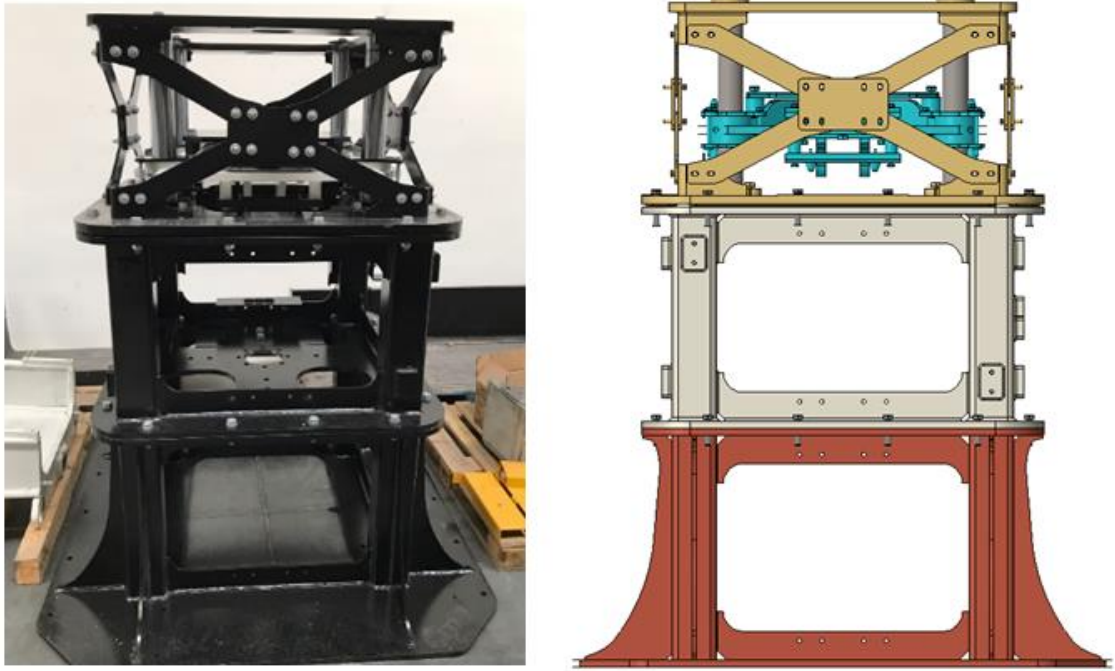
İmalatı gerçekleştirilen blok-3'e dair durum Şekil 3.16'da paylaşılmıştır. Bu kısmın tamamlanmasıyla birlikte yapıdaki tüm çelik ürünlerin imalatı ve montajı da tamamlanmış olmaktadır.



Şekil 3.16. Blok-3 üretim ve tasarımın son hali

Tüm sistemi hem montajlanıp bekleme sürecinde hem de seyahat ederken oluşabilecek farklı çevre koşullarına göre hızlı bir şekilde bozulmaması için hem boya ile tüm yapı boyanmış hem de milin paslanmaması için koruyucu spreyle sıkı paslanması önlenmiştir. Yapının son hali Şekil 3.17'de verilmiştir. Yapısal kısmın tamamlanmasının

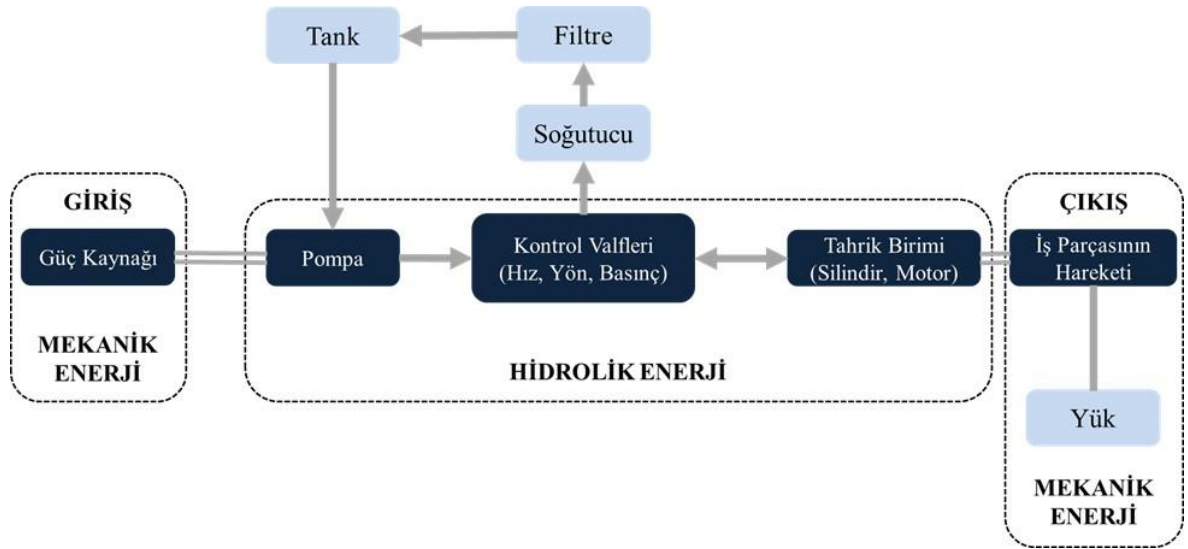
ardından hidrolik kısmın tasarımına geçilerek ilgili sistemde kullanılan parçalar ve hidrolik devre anlatılacaktır.



Şekil 3.17. HPS test ünitesinin yapısal tasarım ve imalat görseli

3.1. Hidrolik Sistem Tasarımı

Hidrolik sistemler temelde basınçlanmış akışkanın uygun bir devre yardımıyla gücün üretildiği yerden kullanıldığı yere taşınması olarak tanımlanabilir. Aslında sistemi ya da mekanizmayı basınçlı akışkanın güç iletimiyle çalıştıran yapı olarak da belirtilebilir. Hidrolik devrenin ana komponentleri; Depo, pompa, silindir; valfler, akümülatörler, borular-hortumlar-bağlantı elemanları, soğutucu, filtreler, sızdırmazlık elemanları gibi temel ekipmanlardan oluşmaktadır. Basitçe hidrolik devre aşağıdaki Şekil 3.18'deki şematize edilmiştir.



Şekil 3.18. Hidrolik devre şematik gösterimi

Hidrolik sistemler titreşimsiz hareket sağlaması, ekstra yağlamaya ihtiyacın olmaması, sessiz çalışması, yüksek kuvvet ve tork iletebilmesi, ters yönlü ani hareketlere tepkisinin çok hızlı olması, otomatik kontrol edilebilmesi gibi birçok avantajının yanında uzun mesafelere taşınmaması, depo edilebilirliğinin az olması, sıcaklığa duyarlı olması ve en önemlisi çevreye zarar vermesinden dolayı ciddi dezavantajları da vardır. Doğru kurgulanan hidrolik sistemle dezavantajları ortadan nispeten kaldırıp daha uygun yapıyı oluşturulması mümkündür.

Hidrolik sistemde akışkanı aktaran hortum ve bakır boruların çapları ve bağlantı nipelleri, rakorları da aynı olup sistemin bu parametrelerden etkilenmesinin önüne geçilmiştir. Tüm çıkışlar 3/8" boru hortum kompleksiyle seçim yapılmıştır.

Test ünitesinde hidrolik sistem için gereksinimleri ihtiyacımıza göre ve gelecekte karşılaşılabilecek durumları göz önüne alarak farklı komponentler seçilmiş ve hızlı bir komponent değişimine uygun yapı kurgulanmıştır. Hidrolik sistem tasarımın en önemli tasarım girdileri, yapının seviyelenabilir yani alçaltıp yükselebilir olması, akümülatörlerin hacminin artırılmasıyla sistemin direngenlik katsayısının belirlenebilir olması, silindirin hızının ayarlanabilir olması, tasarımının enerji emiliminin nispeten kontrol altına alınabilir olması ve tabi ki emniyet beklentilerinin en üst düzey olması olarak sıralanmaktadır.

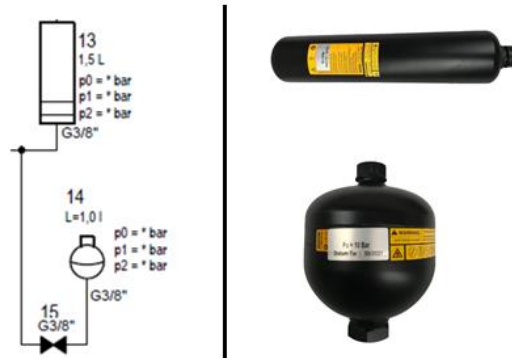
Hidro-pnömatik süspansiyon sistemini test etmek amaçlı üretilen ve temsili çeyrek taşıt modeli üzerine kurgulanan test ünitesinde kullanılan hidrolik ekipmanlar;

- Akümülatörler,
- Seviye valf bloğu,

- Akış ayar bloğu,
- Emniyet valfi,
- Çek valf,
- Küresel vana,
- Silindir,

olarak sıralanabilir. Her bir ürünün devre üzerindeki kullanım yeri ve teknik detayları aşağıda verilmiştir.

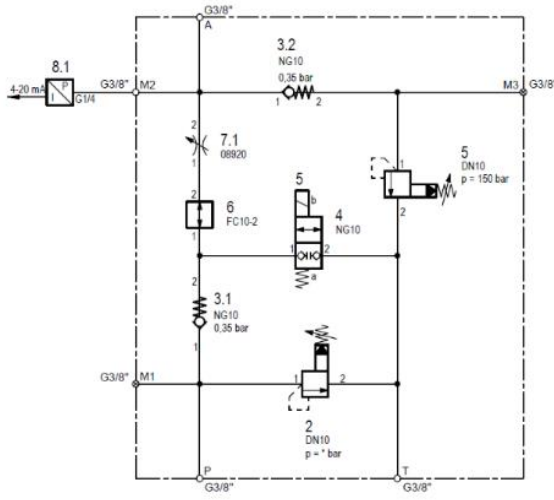
Akümülatörler, şemalarda değerlendirildiğinde temel işlevinin gelişen anlık durumlarda ihtiyaç duyulan debinin sağlanması ve gerekli enerjinin depolanmasını görevlerini yerine getirmektedir. Titreşim sönümleme kabiliyetinden dolayı birçok uygulamada karşımıza çıkmaktadır. Örneğin direksiyon sistemlerinin gürültü ve titreşim elemanı olarak kullanılmaktadır. Özellikle pompa kapasitelerinin ideale yakın oluşmasında çok önemli bir devre elemanı olduğunu da gözler önüne sermektedir. Akümülatörler hem membranlı hem de pistonlu olarak iki farklı ürün tipinden ikişer adet kullanılmıştır ve aşağıda Şekil 3.19’da görselleri verilmiştir. Yapıda manuel küresel vanalarla farklı davranışların karakterize edilmesi ve hızlı tepki alınması için bu şekilde devreye akuple edilmiştir.



Şekil 3.19. Hidrolik devre şematik gösterimi

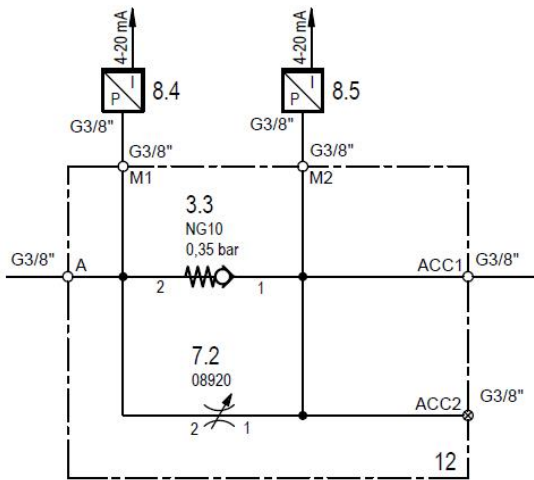
Seviye blok valfi hidrolik sistemin en önemli elemanlardan biri olup blok yapısında; iki adet emniyet valfi, iki adet çekvalf, bir adet akış kontrol valfi, ikiye iki yön valfi bulunmaktadır. Bunlara ek olarak basınç ölçümü için minimes noktaları açılmıştır. Aşağıdaki Şekil 3.20’de hem hidrolik şema hem de ürünün imal edilmiş görseli bulunmaktadır. Birincil ve ikincil emniyet sistemin güvenliği için çok önemlidir. Birincil emniyette yapının geneli için olup 150 bar a sabitlenmiştir. İkincil emniyet valfi ise

sistemde kullanılan akümülatörler de olası kontrolsüz bir durumda bu valf üzerinden üzerinde oluşan yüksek basınç doğrudan tank edilmesi sağlanmış olacaktır.



Şekil 3.20. Seviye blok şematik ve ürün görseli

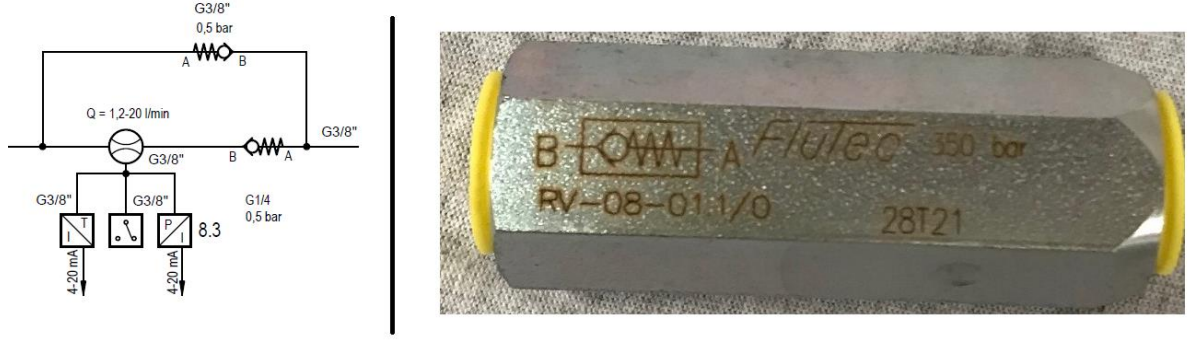
Akış ayar bloğu sistemde akümülatörlerin hemen öncesine konumlandırılmıştır. Bir adet akış ayar valfi, bir adet çekvalf ve iki adette basınç ölçmek için çıkışı vardır. Yapıdaki görevi basınçlı akışkanın akümülatöre ulaşmadan sönmülenererek enerjisini azaltarak daha yumuşak bir süspansiyon cevabının oluşmasına yardımcı olmaktır. Buradaki akışı dört konumda incelemek mümkündür. Yapının görseli Şekil 3.21'deki gibidir.



Şekil 3.21. Akış ayar bloğunun şematik ve ürün görseli

Emniyet valfleri sistemde oluşabilecek yüksek basıncın sınırlandırılması için kullanılmakta ve hidrolik devrede iki adet kullanılmıştır.

Hidrolik sistemde çekvalfler, bloklar haricinde altı adet kullanılmıştır. Tam olarak debi ölçerlerden akışkanın doğru bir şekilde yönlendirilmesi için kullanılmıştır. İlgili parça deneyi Şekil 3.22'deki gibidir.



Şekil 3.22. Çekvalf kullanım yeri şematik ve ürün görseli

Küresel vanalar, hidrolik sistemlerdeki akışı kontrol etmek için kullanılırlar ve genellikle yüksek miktarda basınç altında çalışırlar. Bir hidrolik sistemin akışını tamamen kapatmak veya açmak için kullanılırlar veya sistemdeki akışın miktarını ayarlamak için de kullanılabilirler. Test ünitesinde kullanılan 2 yollu küresel vana, hidrolik sistemin çalışması sırasında basınç altındaki hidrolik yağın yönünü değiştirerek akümülatörleri beslemek ve onların davranışını net görmemiz adına sistemde dört adet olarak kullanılmıştır. Görsel Şekil 3.23'te verilmiştir.



Şekil 3.23. Çekvalf kullanım yeri şematik ve ürün görseli

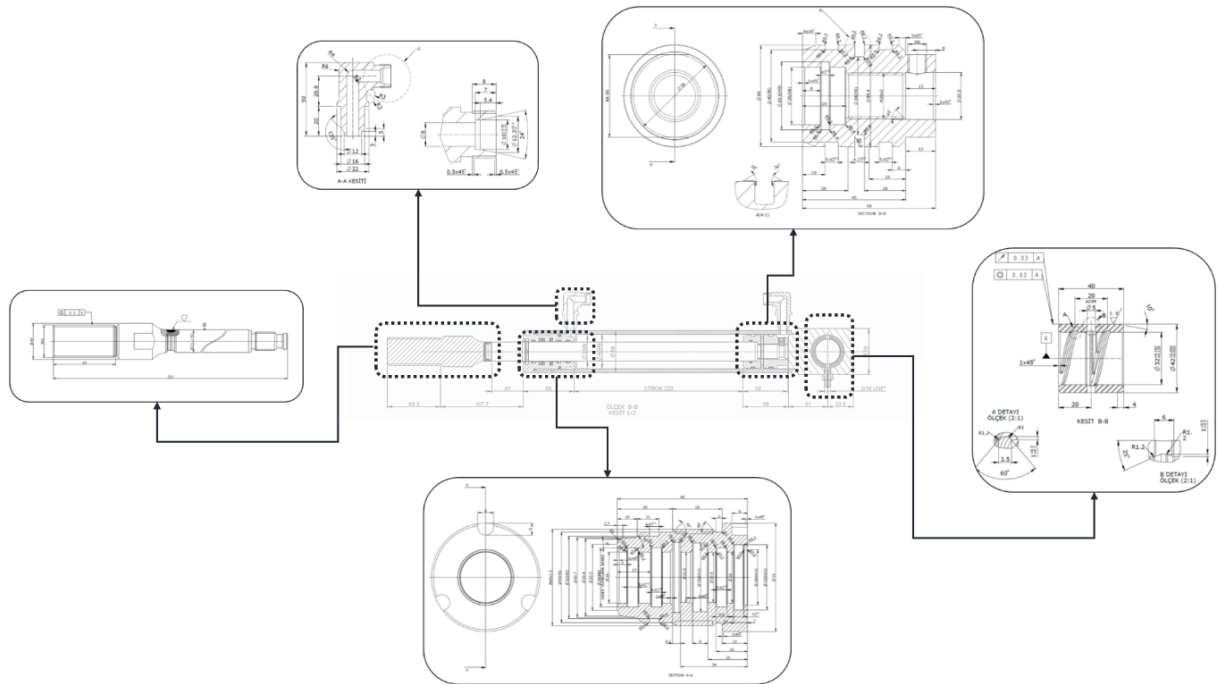
Silindirler, hidrolik sistemlerde pompadan üretilen hidrolik enerjinin mekanik doğrusal hareket enerjisine çeviren elemanlardır. Hidro-pnömatik süspansiyon sisteminde kullanılan silindirlerde amacımız doğrudan yoldan gelen bozucu girdilere karşı yapının daha stabil hareket etmesine yardımcı olan bir sistem elemanı olarak çalışmaktadır. Silindir dış kovan, rot, piston, ön kapak, arka kapak, flanş, rot başı,

yastıklama burcu, yastıklama cıvatası ve sızdırmazlık elemanlarından oluşmaktadır. HPS sisteminde üç farklı silindir imalatı gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen süspansiyon sistemindeki farklı çaptaki silindirlerin davranışları incelenmiştir. Üretimi yapılan silindirlerden temsili olarak birinin görseli aşağıdaki Şekil 3.24’te verilmiştir.



Şekil 3.24. Üretimi gerçekleştirilen üç farklı silindir ve CAD modeli

Üretilen üç silindir arasından temsili olarak seçilen ürüne ait imalat detayları Şekil 3.25’te verilmiştir. Üretilen silindirler standart üretimden farklı olan kısım rot kısmının kafasına kaynatılan ve üstüne açılan diştir. Bu kafanın bu şekilde imal edilmesinin nedeni karşılığı olan sarsıcı ile olan montajlama işleminden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.25. Temsili bir silindire ait detay teknik resim görselleri

Pratikte sıkıştırılamaz olarak bilinen hidrolik sıvılar içerisinde çözölmüş hava kabarcığının bulunmasından dolayı bir miktarda olsa sıkıştırılabilir hale getirir hidrolik akışkanı. Hava problemleri belli bir sınırın üzerinde olması kavitasyona, jet kesme etkisine ve dizel etkiye neden olabilir. Bu durumda da hidrolik sistemin istenildiği gibi çalışmaması durumu ile karşı karşıya kalınabilir. Sistemde kullanılan yağın özelliklerini içeren Çizelge 3.1'deki gibidir.

Çizelge 3.1. HPS sistemde kullanılan yağ spektleri

				HIDROTEX BS 46
		TEST METOTLARI	KULLANILMAMIŞ ÜRÜN LİMİT DEĞERLERİ	
RAPOR TARİHİ		-	*	04.04.22
NUMUNE ADI		-	*	SİSTEM A
GÖRÜNÜM		-	Sarı, berrak	Sarı, berrak
KİNEMATİK VİSKOZİTE (40°C, mm²/s)		ASTM D 445	41,4-50,6	46,12
KİNEMATİK VİSKOZİTE (100°C, mm²/s)			-	6,982
VI		ASTM D 2270	-	105
TAN (mg/KOH)		ASTM D 974	1.0	0,582
SU MİKTARI (ppm)		ASTM S 6304-A	300	101.8
Partikül Sayımı		NAS 1638		7
ICP (mg/L)	Ag	ASTM D 5185	0-5	0,822
	Al	ASTM D 5185	0-10	2,134
	Cr	ASTM D 5185	0-5	0,169
	Cu	ASTM D 5185	0-15	7,816
	Fe	ASTM D 5185	0-15	4,102
	Mg	ASTM D 5185	0-5	4,008
	Na	ASTM D 5185	0-20	1,323
	Ni	ASTM D 5185	0-5	0,018
	Pb	ASTM D 5185	0-15	1,466
	Si	ASTM D 5185	0-15	4,258
	Sn	ASTM D 5185	0-15	2,242
	Ti	ASTM D 5185	0-5	0,589

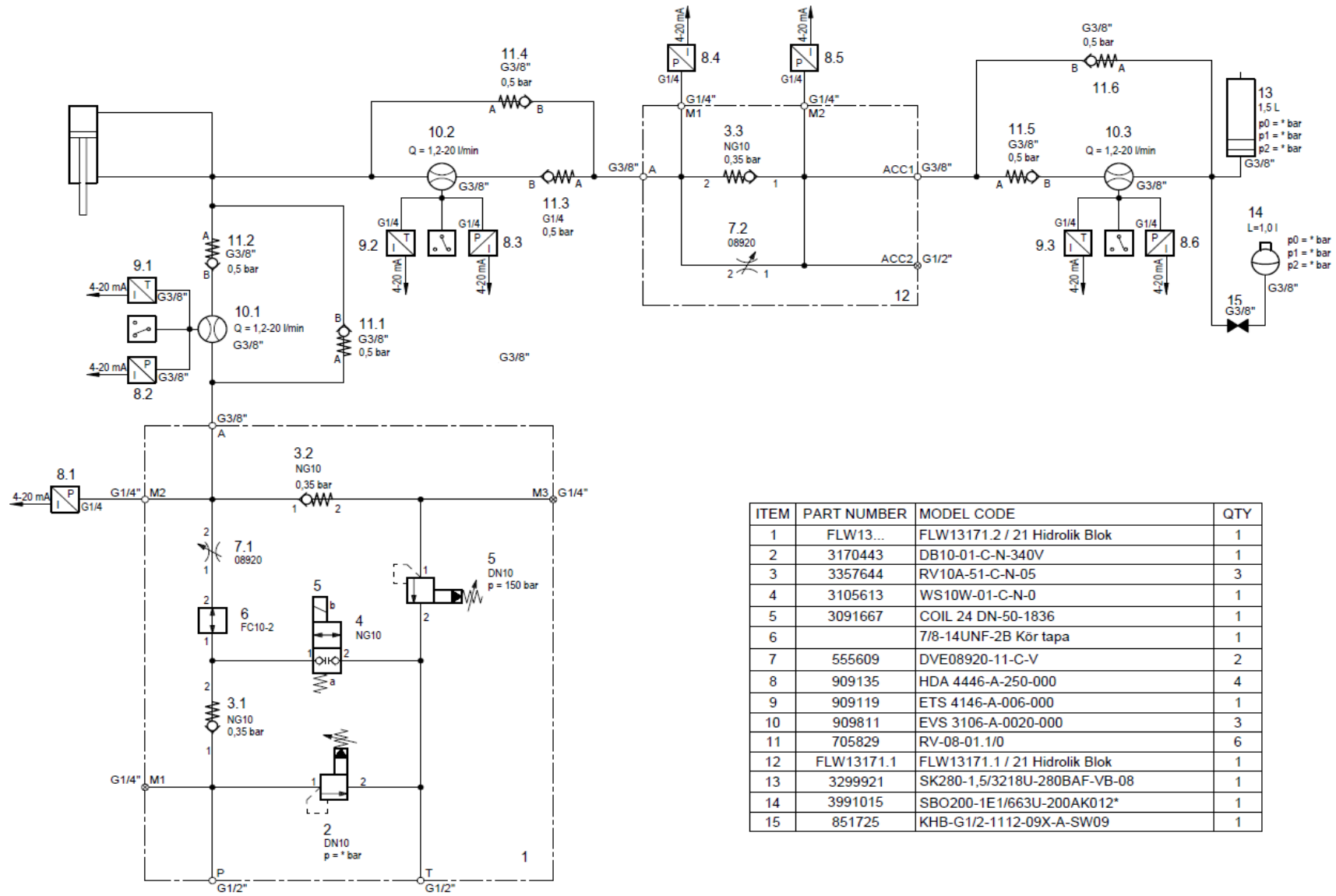
HPS sisteminde tüm ekipmanların imalatı, tasarımı ve tedariki ardından yapının bütününe incelemek adına hidrolik devredeki genel anlamda çalışma prensibini aşağıda detaylı açıklanmış olup ve hidrolik devre şeması aşağıdaki Şekil 3.26'daki gibidir.

1 numaralı blok yapısı, HPS sistemindeki önemli bir yapı olan seviyelendirme bloğu olarak tanımlanmakta olup içerisindeki boşaltma valfi normalde kapalı olup acil durumlarda hızlıca akışkanı tank etmek için kullanım amacıyla bloğa yerleştirilmiştir. Sistemde ikincil emniyet olarak da kullanılan emniyet valfi akümülatörlerde olası aşırı basınç artışından kaynaklı sistemin zarar görmesini önlemek amacıyla kullanıma karar verilmiştir. Blok içerisindeki akış ayar valfi ise istenildiği taktirde pistonun hızını ayarlamak amacıyla konmuştur. Diğer taraftan seçilen çek valfler ise akışkanın doğru yönlendirilmesi ve sistemin cevabının uygun olması amaçlı olarak eklenmiştir yapıya.

Yapıdaki diğer valf bloğu 12 numaralı eleman olup akümülatörlerden önce konumlandırılmıştır. Tam olarak amacı kısııcı geçişini sağlama ve akışkanı doğru yönlendirmek. Oluşan basıncın emilimini sağlayacak ve sisteme sönüm etkisi yaratacak olan bu blok doğrudan yapının davranışını karakterize etmektedir. Doğru seçilmeyen akış ayar valfi sistemin cevabını ya çok hızlı ya da çok yavaş olmasına neden olacaktır. Ayrıca yapısındaki çek valflerde hidrolik akışkanın doğru yönlendirilmesini sağlamaktadır.

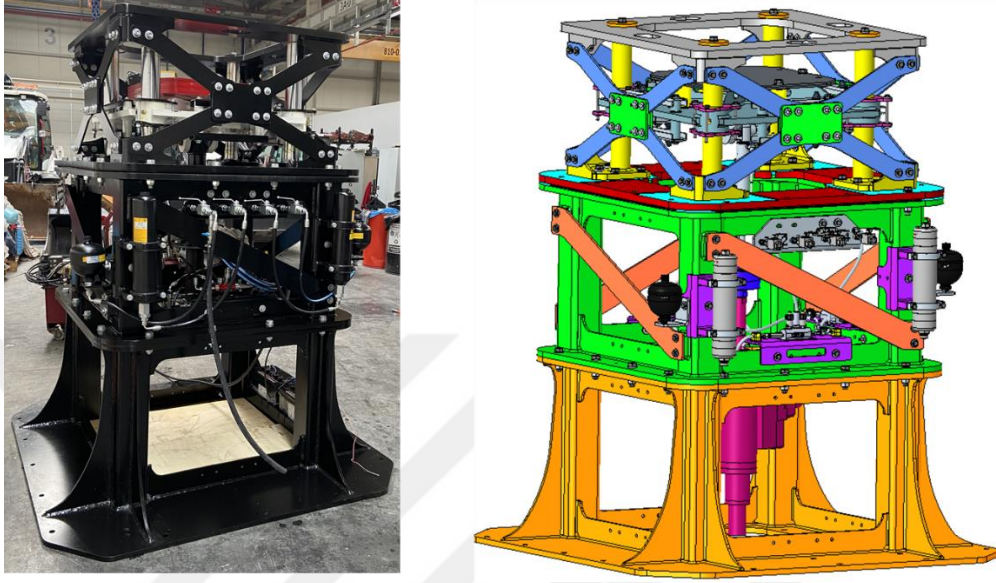
Hidrolik devredeki diğer ekipmanlar sensörlerden ve çek valflerden oluşmaktadır. Buradaki akışkanın doğru yönlendirilmesi için çek valflerden bir düzenek kurulmuş. İlgili bölgelerden de debi ölçer yardımıyla akışkanın basınç, sıcaklık ve debisini anlık olarak ölçmeyi amaçlanmıştır.

Bu yapı tamamen rejeneratif sistem olup silindirin her iki tarafına da akışkanı aynı hattan besleyerek aynı basıncın ulaşması sağlanmakta ve bu aradaki basıncın aynı olması alan farkından farklı kuvvet oluşumuna neden olacaktır. Bu fark silindirin hareketine ve konumlandırılması için bizlere girdi sağlamıştır. Buradaki kuvvet farkı da tam olarak rotun çapı ile doğrudan ilişkili olup hidrolik sistemin davranışını doğrudan etkilemektedir. Doğru seçimi yapılan piston çapından sonra en önemli tasarım parametresi rot çapıdır.



Şekil 3.26. Hidrolik sistem şeması

Hidrolik kısmın yapıya montaj edilmiş hali ve tasarımın CAD ortamındaki son hali aşağıdaki Şekil 3.27’de verilmiştir. Sistemde yol verilerinin girdi olarak yapıya uygulanması blok-1 kısmına düşey eksenle montajlaması yapılacak moog silindiri ile sağlanacaktır. Bu kısmın detayları tezin test kısmında detaylı açıklanacaktır.



Şekil 3.27. HPS test sistemi imalat edilmiş ve CAD hali

4. GERÇEK YOL VERİLERİNİN TOPLANMASI VE TEST PARKURUNUN OLUŞTURULMASI

4.1. Yol Verilerinin Toplanması

Tez kapsamında geliştirilen hidro-pnömatik süspansiyon sistemine ait olan ve taşıt dinamiğinin en temel modeli olarak bilinen çeyrek taşıt modelinin değişken yol girdilerinde yapının davranışını belirlemek için

Tez kapsamında geliştirilen hidro-pnömatik süspansiyon sistemine ait olan ve taşıt dinamiğinin en temel modeli olarak bilinen çeyrek taşıt modeli referans alınarak üretilen test ünitesi, değişken yol girdilerinde sistemin davranışını belirleme için tasarlanmıştır. Yol girdilerinin türetilmesi için literatürde kullanılan birçok temel modelleme yöntemleri vardır. Özellikle sinüs ve adım fonksiyonları gibi deterministik girdiler sadece sınırlı koşulları değerlendirebilme imkanı sağladığı için gerçek yol koşullarından uzaktır. Genellikle taşıtlar rastgele yol profillerine maruz kalmaktadır ve bu tarz verilerin yol girdisi olarak uygulanması en doğru yöntemdir. ISO 8608'e göre bu tip rastgele yol verilerinin türetilmesi ve sınıflandırılması için kullanılan bir standart olup toplanan verilerinde hangi kalitede olduğunu bize veren en önemli kaynaktır.

Hidro-pnömatik süspansiyonlar daha çok ağır tonajlı makinalarda tercih edildiği için bu tip yapıların çalışma alanlarında toplanan verilerle karakterize edilmesi önem arz etmektedir. Yol verilerinin doğruluğu ve yapının maruz kaldığı bozucu girdilerin elde edilmesi imal edilen test ünitesinden daha gerçekçi sonuçlar alınması adına bizleri güvenli bölgede tutacaktır. Bu nedenle yapıya uygulanacak yol girdisi en önemli sistem parametresi olarak karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 4.1. HMK 635WL iş makinası görseli

Tez kapsamında üretilen test ünitesi için uygulanacak yol girdisi, çeşitli iş sahalarında görev alan ve çok farklı yol girdisine maruz kalan iş makinası üzerinden toplanan ivme verilerinin işlenmesi sonucu elde edilmiştir. Yol verileri Hidromek'in HMK 635 WL iş makinasından toplanmıştır. Makinaya ait görsel Şekil 4.1'de verilmiştir.

Tez kapsamında planlanan çıktılar arasında hem süspansiyon sisteminin karakterize edilmesi hem de yapının toplanan verilere göre transfer fonksiyonunun elde edilerek modellenmesi amaçlanmıştır. Bu durumda standart olarak türetilen yol girdisi sinüs formunda uygulanarak transfer fonksiyonu elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu bilgiler bölüm 6 da detaylı anlatılmaktadır.

Asfalt ve engebeli olarak yol verilerinin toplanması planlanmaktadır. Yükleyici makinanın aksları üzerine ivme ölçer ve kabin kısmına GPS yerleştirilerek anlık olarak veriler toplanmıştır. Toplanan verilerin doğruluğundan emin olma adına veri toplama ekipman ve cihazlarının kalibrasyonları veri toplama öncesinde yapılmıştır.

İvmeölçerin özellikleri aşağıdaki Şekil 4.2'de verilmiştir. Üç eksen ölçüm yapabilen PCB marka ivmeölçer montajı isteğe göre yapıştırmalı ya da vidalı olarak uygulanabilmekte. Ayrıca sensör teknolojisi seramik ve üretim malzemesi de titanyumdur.



PCB 356A08 İvmeölçerin Teknik Özellikleri

Hassasiyet ($\pm 10\%$)	1.02mV (m/s^2)
Frekans Aralığı ($\pm 5\%$)	$\pm 4900 m/s^2$ pk
Rezonans Frekans	≥ 25 kHz
Çözünürlük	$0.005 m/s^2$ rms
Aşırı Yük Limiti	$\pm 68600 m/s^2$ pk
Sıcaklık Aralığı	-54 ile +121 °C
Uyarma Gerilimi	20 ile 30 VDC
Çıkış Voltajı	8 ile 12 VDC
Sabit Akım İkazı	2 ile 20mA
Boyutları	14x20.3x14 (mm)

Şekil 4.2. İvmeölçere ait teknik bilgiler

Veri toplama cihazı olarak Siemens Scadas XS kullanılmıştır. El tipi olan bu ürün taşınabilir ve yüksek hassasiyette veri toplama güvenliği sunan bir üründür. Teknik özellikleri Şekil 4.3'te verilmiştir.



Siemens Scadas XS Teknik Özellikleri	
Kanal Sayısı	12 Adet
Örnekleme	50 kHz
Pil Çalışma Süresi	+6 saat
Kullanım	Tablet veya PC ile Standalone
Ağırlığı	0.5kg
Boyutları	170x114x23 (mm)
Depolama	Mikro SD
Kayıt ve Yeniden Oynatma	3D Binaural Headset Girişi
Hassas Zaman Protokolü	IEEE1588 PTP
Diğer	CAN Bus ve GPS Desteği

Şekil 4.3. İvmeölçere ait teknik bilgiler

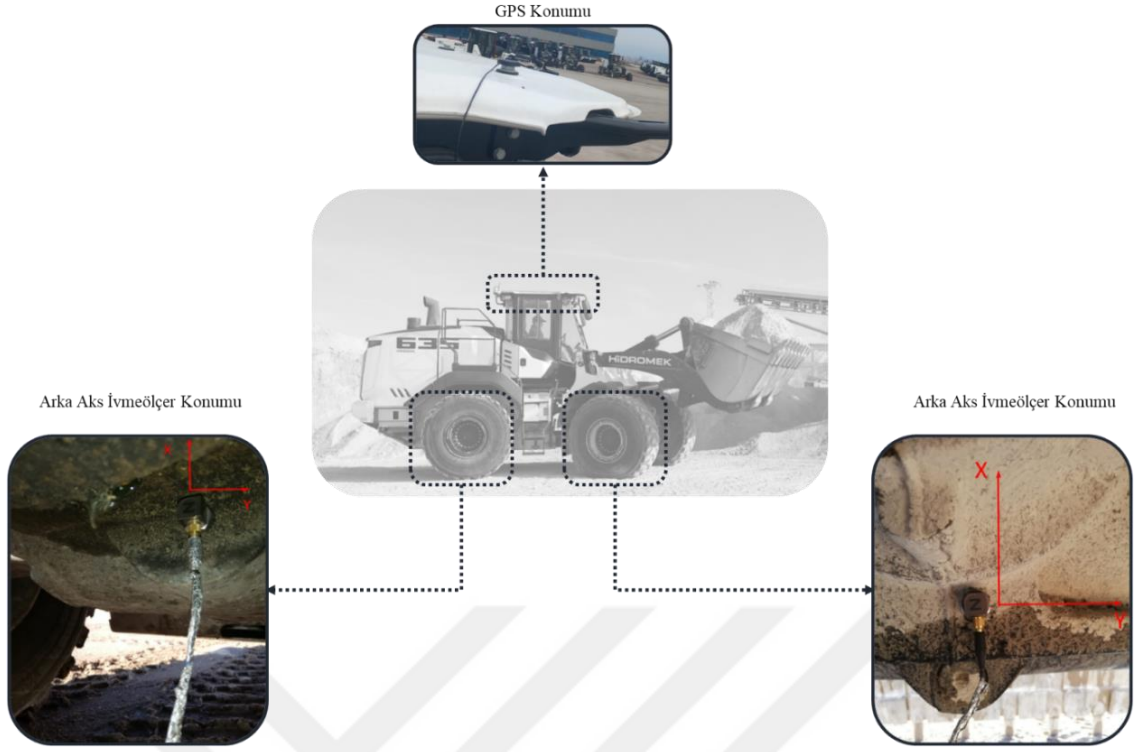
GPS özellikle yüksek hassasiyetteki doğruluk oranıyla veri toplamada hızın tayini için önemli bir çıktı vermiştir. Sisteme aracın frenleme becerilerini kolayca test etme imkanı da sunmaktadır. Sonuçları doğrudan SD karta aktarıp cvs olarak çıktılar incelenebilmektedir. İlgili ürüne dair teknik bilgiler aşağıdaki Şekil 4.4'te paylaşılmıştır.



Racelogic VBOX Touch Teknik Özellikleri	
Hassasiyet	± 0.1 km/s
Güncelleme Oranı	10 Hz
Maksimum Hız	1600 mph
Minimum Hız	0.01 km/s
Ekran Çözünürlüğü	480 x 800 pixels
Sıcaklık Aralığı	-20 ile +60 °C
Uyarma Gerilimi	6 ile 30 VDC
Ağırlık	375 g
Güç	< 7 W
Boyutları	137.4x95.9x29.1 (mm)

Şekil 4.4. GPS'e ait teknik bilgiler

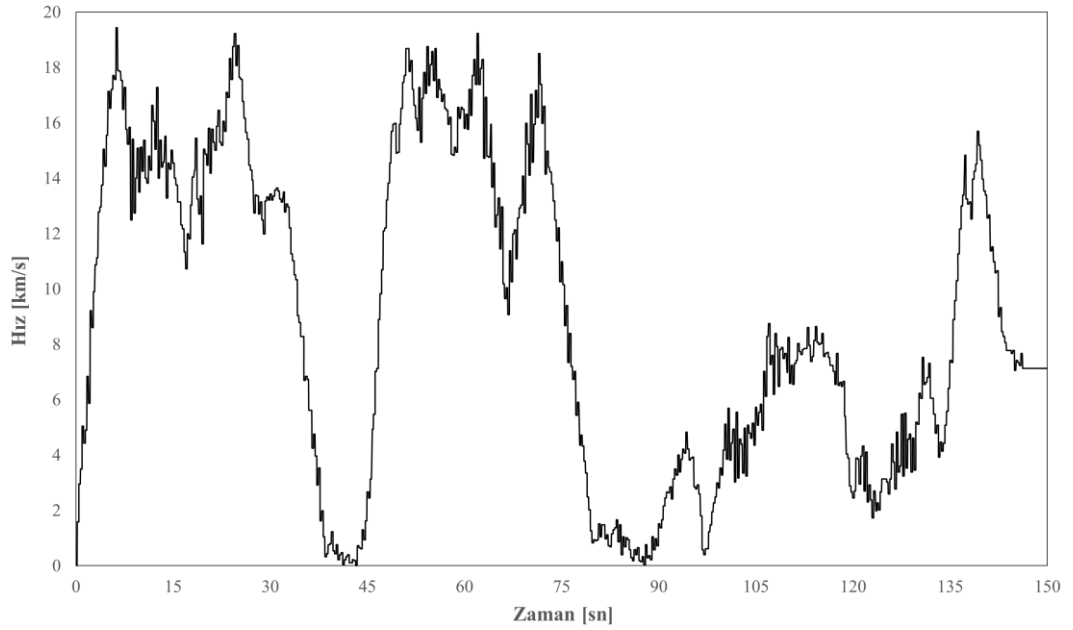
Verilerin toplayacağımız iş makinası üzerindeki bölgeler işaretlenerek detaylandırılmış ve aşağıdaki Şekil 4.5'te verilmiştir. İvme ölçerler yapıda aksların ağırlık merkezine konumlandırılmıştır. Üç eksen de veriler toplanmıştır. GPS kabinin üst kısmına yerleştirilerek konum ve hız bilgisi üzerindeki SD kartına kaydedilmiştir.



Şekil 4.5. İş makinası üzerindeki sensörlerin yerleşimi

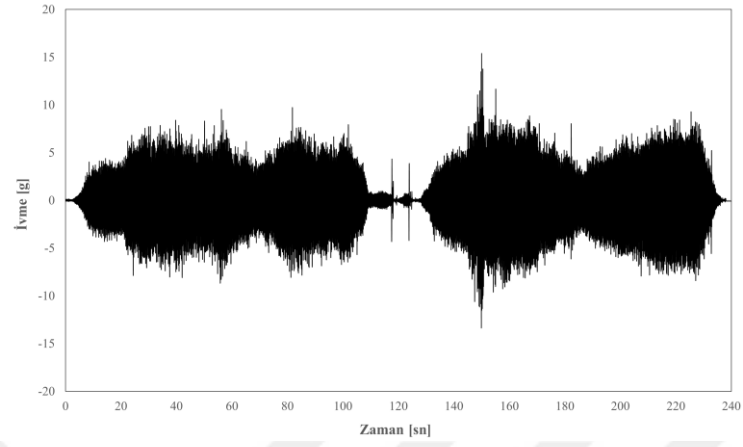
4.2. Asfalt Yola Ait Veriler

İş makinasının kabin üst kısmına yerleştirilen GPS den toplanan hız verisi Şekil 4.6'da verilmiştir.

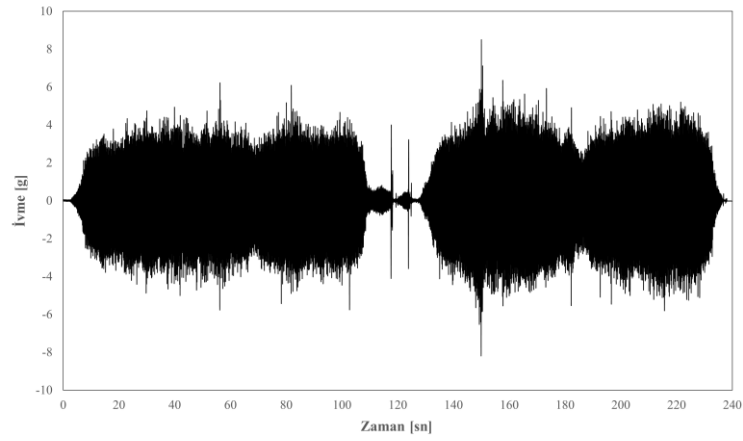


Şekil 4.6. Asfalt yol durumunda GPS den alınan hız bilgisi

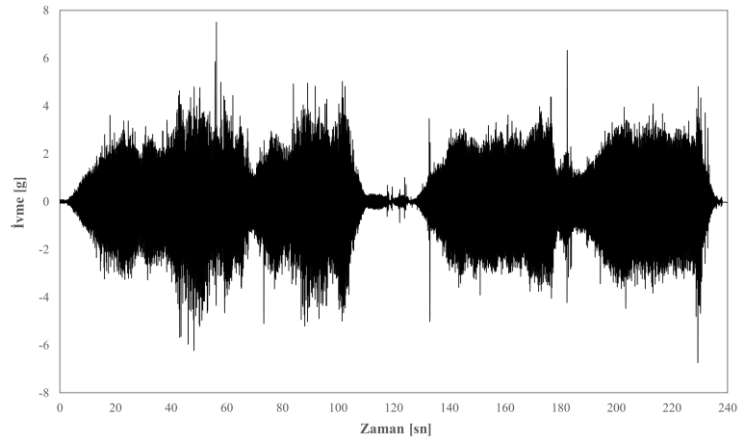
Asfalt yol durumu için ön aks üzerinden toplanan X, Y ve Z eksenlerindeki ivme sonuçları sırayla Şekil 4.7 Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilmiştir.



Şekil 4.7. Asfalt yol durumunda ön aks üzerinden toplanan X eksenindeki ivme değerleri

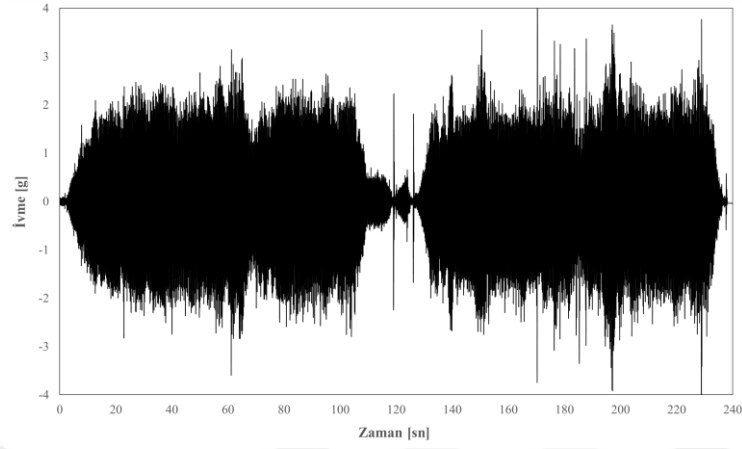


Şekil 4.8. Asfalt yol durumunda ön aks üzerinden toplanan Y eksenindeki ivme değerleri

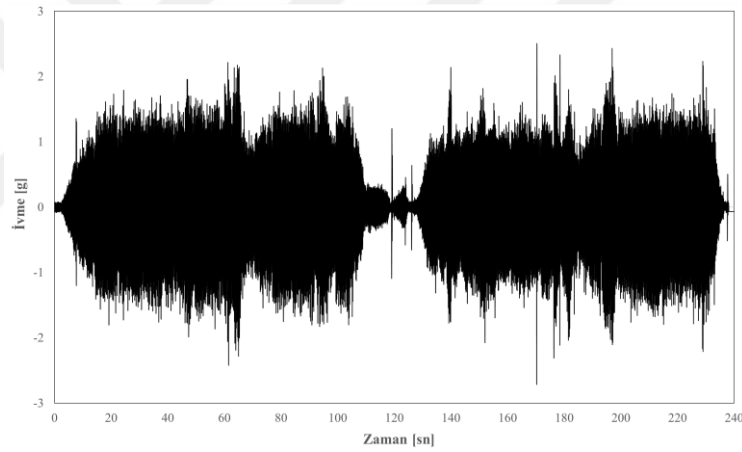


Şekil 4.9. Asfalt yol durumunda ön aks üzerinden toplanan Z eksenindeki ivme değerleri

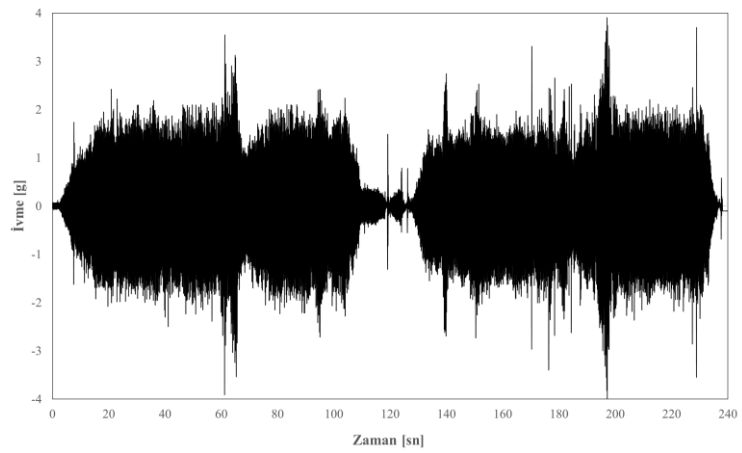
Asfalt yol durumu için arka aks üzerinden toplanan X, Y ve Z eksenlerindeki ivme sonuçları sırayla Şekil 4.10. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12. de verilmiştir.



Şekil 4.10. Asfalt yol durumunda arka aks üzerinden toplanan X eksenindeki ivme değerleri



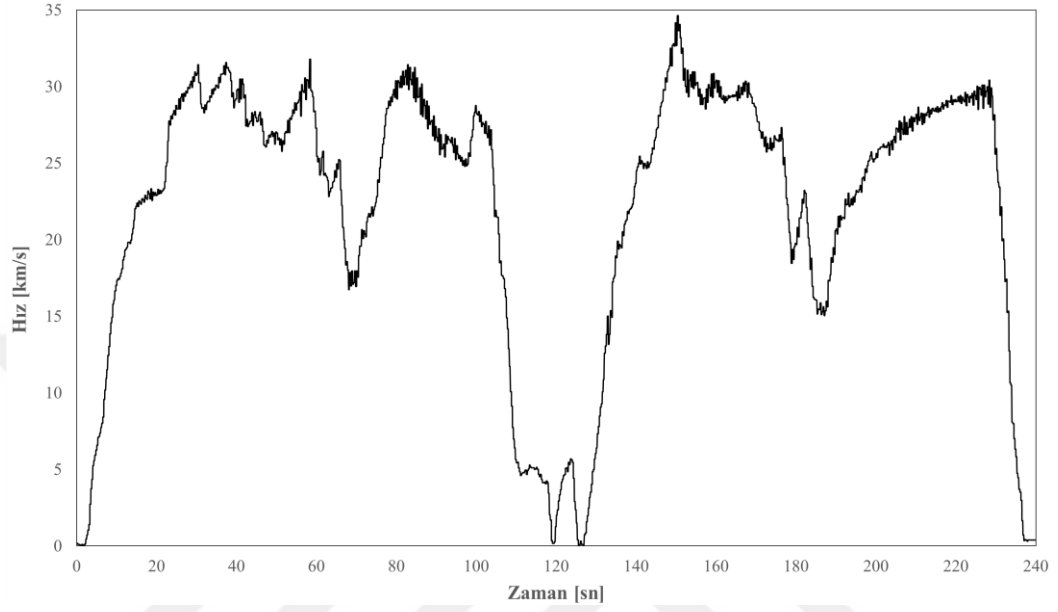
Şekil 4.11. Asfalt yol durumunda arka aks üzerinden toplanan Y eksenindeki ivme değerleri



Şekil 4.12. Asfalt yol durumunda arka aks üzerinden toplanan Z eksenindeki ivme değerleri

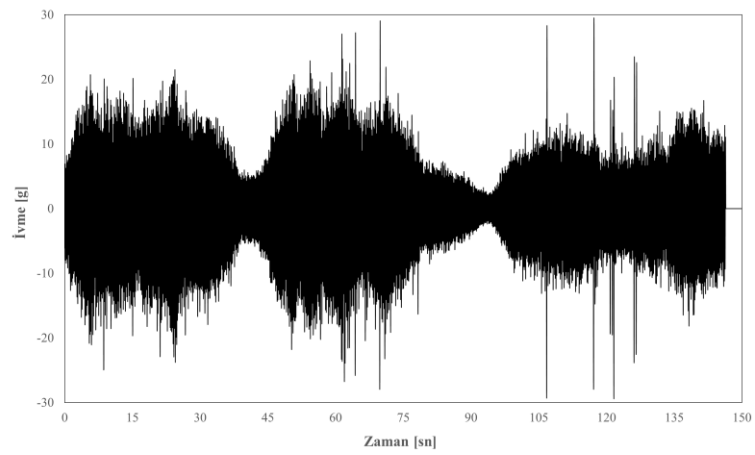
4.3. Engebeli Yola Ait Veriler

İş makinasının kabin üst kısmına yerleştirilen GPS den toplanan hız verisi Şekil 4.13'te verilmiştir.

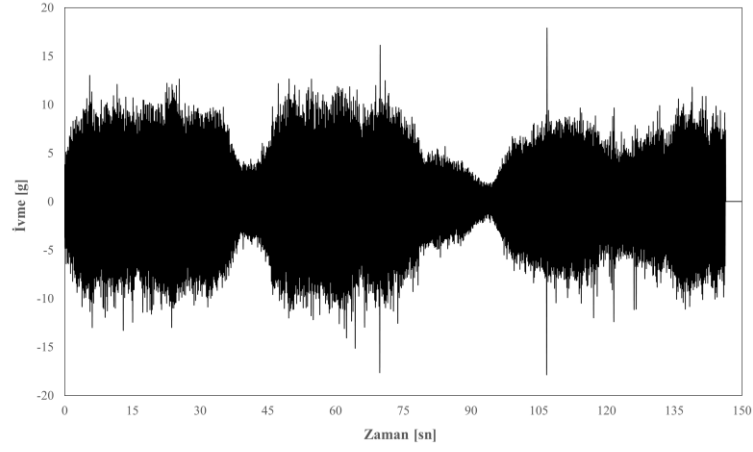


Şekil 4.13. Engebeli yol durumunda GPS den alınan hız bilgisi

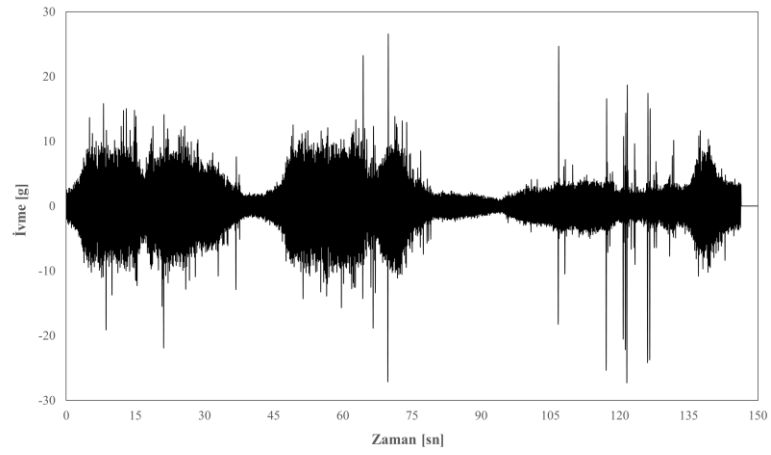
Engibeli yol durumu için ön aks üzerinden toplanan X, Y ve Z eksenlerindeki ivme sonuçları sırayla Şekil 4.14 Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.14. Engebeli yol durumunda ön aks üzerinden toplanan X eksenindeki ivme değerleri

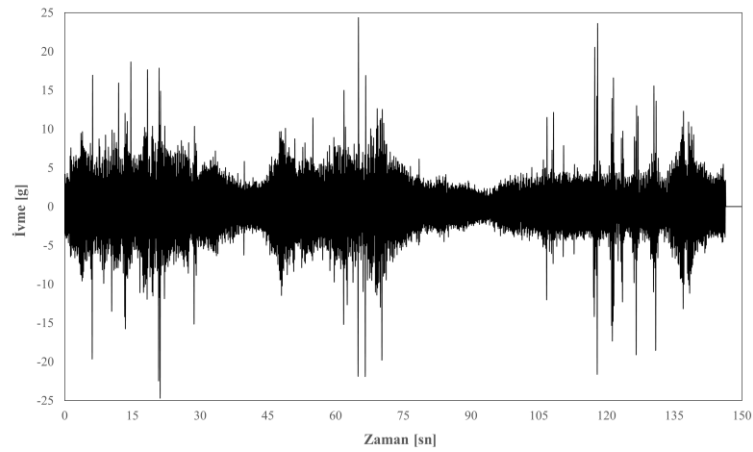


Şekil 4.15. Engibeli yol durumunda ön aks üzerinden toplanan Y eksenindeki ivme değerleri

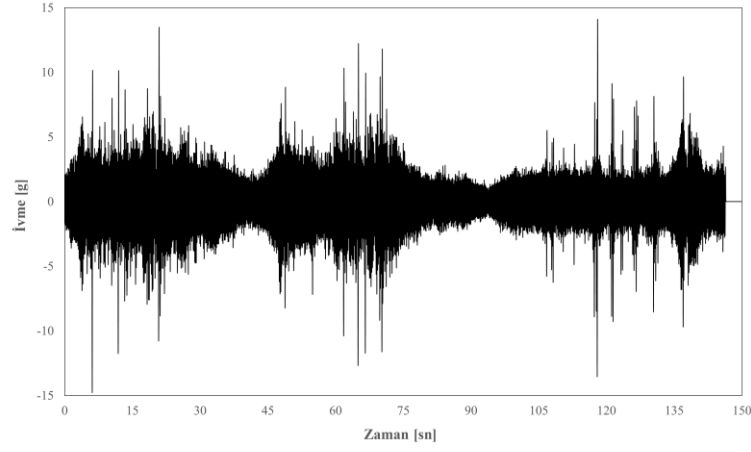


Şekil 4.16. Engibeli yol durumunda ön aks üzerinden toplanan Z eksenindeki ivme değerleri

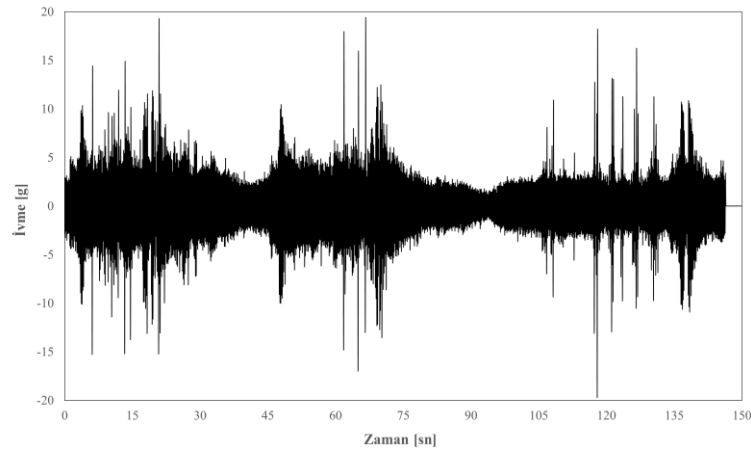
Engibeli yol durumu için arka aks üzerinden toplanan X, Y ve Z eksenlerindeki ivme sonuçları sırayla Şekil 4.17. Şekil 4.18 ve Şekil 4.19. de verilmiştir.



Şekil 4.17. Engibeli yol durumunda arka aks üzerinden toplanan X eksenindeki ivme değerleri



Şekil 4.18. Engbeli yol durumunda arka aks üzerinden toplanan Y eksenindeki ivme değerleri



Şekil 4.19. Engbeli yol durumunda arka aks üzerinden toplanan Z eksenindeki ivme değerleri

İvme ölçerden elde edilen ivme verilerinin RMS değerleri özet olarak Şekil 6.20. da verilmiştir.

		Ön Aks	Arka Aks
			
		RMS [g]	RMS [g]
Asfalt Yol	X	1,40535	0,531978
	Y	0,971204	0,354746
	Z	0,643087	0,460405
Engbeli Yol	X	3,36177	1,620654
	Y	2,291022	1,023378
	Z	1,546383	1,358766

Şekil 4.20. Farklı yol koşulları için toplanan ivme verilerinin RMS değerleri

4.4. Toplanan İvme Verilerinin Deplasman Verisine Dönüştürülmesi

Toplanan ivme verilerin geliştirilen hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin çeyrek taşıt modeline uygulanması aşamasında Şekil 4.20'deki görsel incelendiği zaman arka aks üzerinde oluşan ivmelenmenin ön aksa göre kıyasladığımızda çok fazla olmadığını sonucuna varılmıştır.

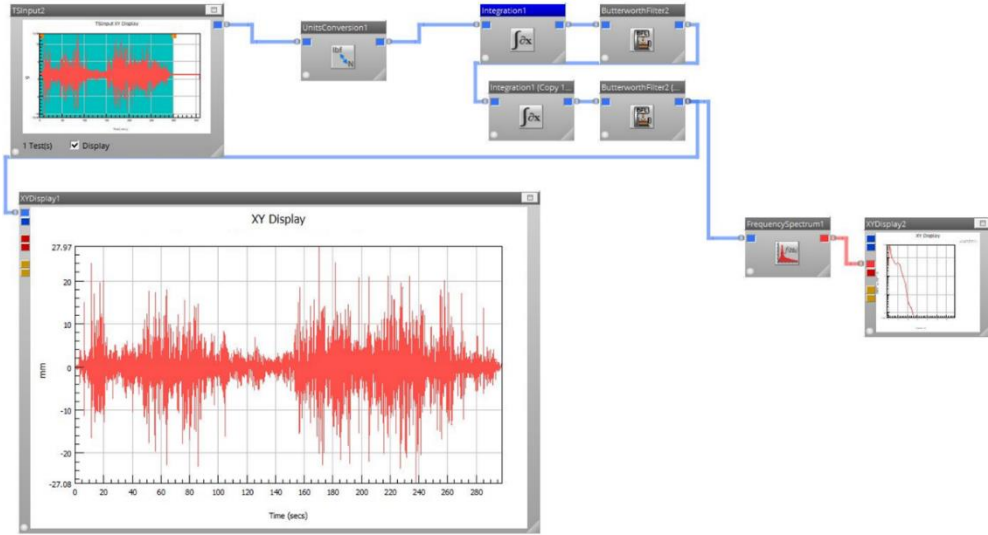
Hem engebeli hem de asfalt yol durumundaki sürüş için ön aks üzerinden toplanan ivmeler sistemin girdisi olarak kullanılacaktır.

Elde edilen ivme verilerinin kurulan test ünitesindeki sarsıcı elemana doğrudan ivme tabanında sonuç alınması mümkün değildi. Onun toplanan ivme verilerinin deplasman verilerine dönüştürülmesi gerekmektedir. Bunun için nCode/GlyphWorks yazılımı kullanılmıştır.

Hem veri işleme hem de mukavemet ve yorulma durumlarındaki yapıların incelenmesinde kullanılan bir yazılımdır. En önemli özelliği çok büyük boyutlu verileri işleyebilecek şekilde tasarlanan nCode/GlyphWorks, görsel ve süreç odaklı bir yazılım ortamı sağlar. Programda iş akışı, sürüklenerek bırakılan analiz blokları ile basitçe oluşturulabilmektedir. Genel veri işleme özelliklerinin yanı sıra, nCode/GlyphWorks, ölçülmüş test verileri için yorulma analizi altında birçok sinyal işleme seçeneği sunmaktadır. NCode/GlyphWorks, yorulma analizi, hızlandırılmış test, taşıt konforu ve dönen makina elemanları analizi için frekans düzlemi işlemleri gibi birçok başlıkta geniş veri işleme yetenekleri de vardır.

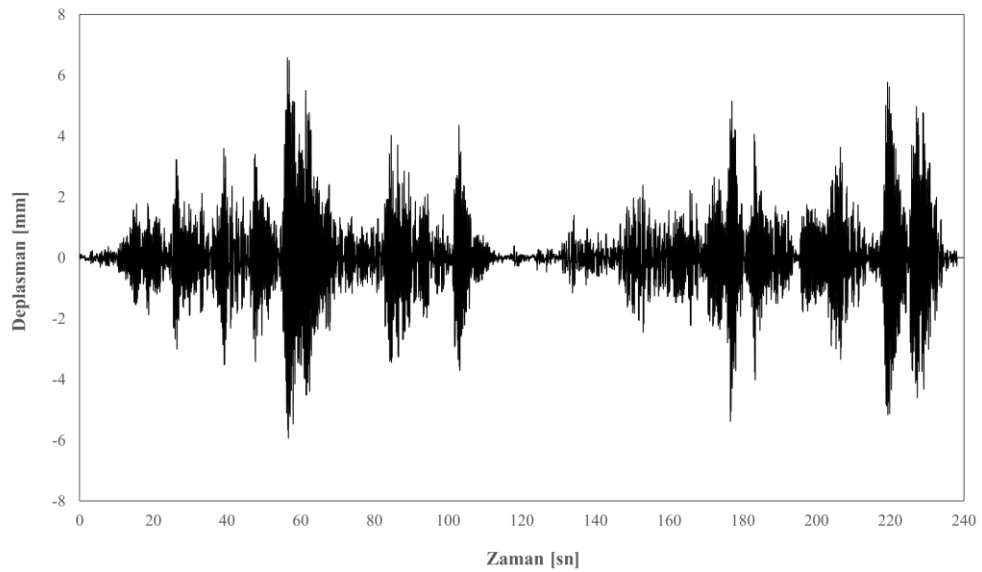
Test esnasında toplanan ivme verilerinin işlenip iki kez integrali alınarak deplasman çıktısı elde edilmiştir. İşlenen verinin temsili nCode/GlyphWorks işlemi aşağıdaki Şekil 4.21'de verilmiştir. Yazılımda yapılan işlem adımları

- İlk başta toplanan verilerin g birimi ile m/s^2 birimi arasındaki dönüşümü yapılmıştır,
- İkinci olarak integral alınmıştır ve hız verisine ulaşılmıştır,
- Üçüncü adımda butterworth filtre edilmiş,
- Dördüncü adımda tekrar integral alınarak deplasman verisine ulaşılmıştır,
- Son olarak butterworth filtre edilerek nihai deplasma verisi elde edilmiştir.

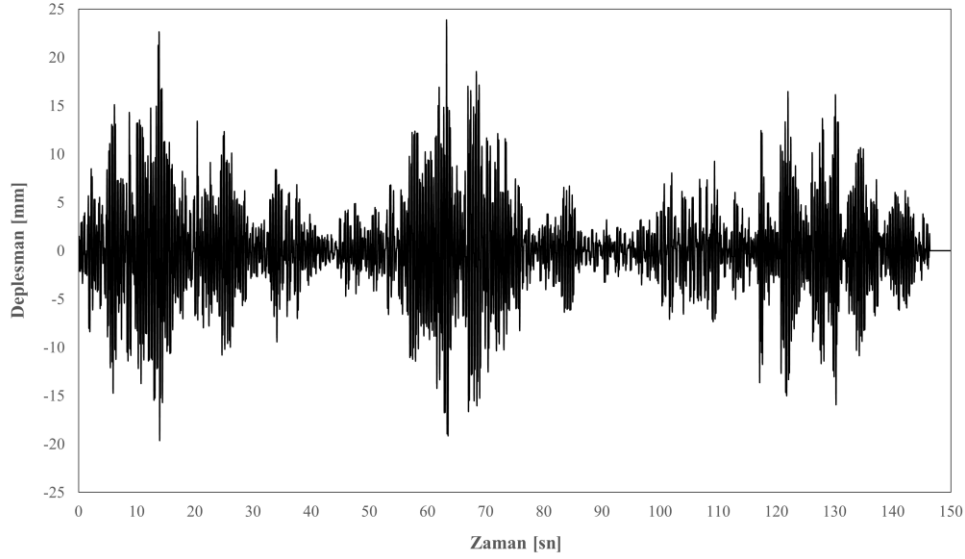


Şekil 4.21. Engelibeli yol durumunda arka aks üzerinden toplanan Z eksenindeki ivme değerleri

Bu yöntem kullanılarak engebeli ve asfalt yol durumları için toplanan ivme verileri deplasman verilerine dönüştürülmüştür. Buradaki en önemli çıktılarından biri de sarsıcı olarak çalışacak silindirin strok değeri idi. Toplamda 120 mm stroku olan silindir için deplasman verisi de bu yükseklikte bir salınım yapması testin yapılabilmesi için önem arz etmektedir. Bu girdi ile toplanan veriler işlenerek sonuçların bu aralıkta kaldığından dolayı sarsıcıda herhangi bir değişiklik yapmaya gerek duymadan test ünitesinden verileri alma işi için elimizdeki en önemli parametre olan yol girdisi elde edilmiştir. Elde edilen deplasman çıktıları asfalt için Şekil 4.22’de engebeli diye tarif ettiğimiz yol için de Şekil 4.23’te verilmiştir.



Şekil 4.22. Asfalt yol profiline ait deplasman-zaman grafiği



Şekil 4.23. Engelibeli yol profiline ait deplasman-zaman grafiği

4.5. Yol profillerinin ISO 8608 Standardına Göre Sınıflandırılması

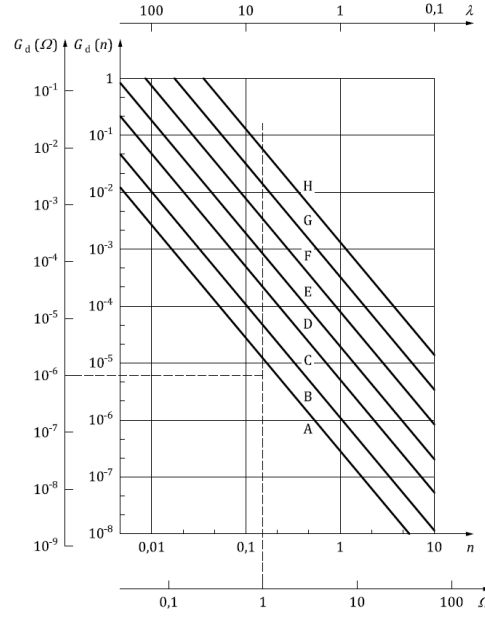
Geliştirilen test ünitesinde kullanılacak yol verilerinin deplasman olarak alınmasından sonra bu verilerin standartlara göre gerçekte hangi sınıf yol profiline giriyor onun yapılması ve tam olarak yolun tanımlanmasının yapılması gerekmektedir.

Yol profilleri, frekans alanında PSD fonksiyonları ile temsil edilebilir. Yol pürüzlülüğünü karakterize etmenin en yaygın yolu budur. Bu amaçla Çizelge 4.1'de verilen PSD değerlerine göre ISO 8608 rasgele yol profilleri oluşturulmuştur.

Çizelge 4.1. ISO 8608:2016'daki yol sınıflandırması engelibelik indeksi değerleri.

Yol Sınıfı	10 ⁻⁶ m İçindeki Pürüzlülüğün Derecesi ($\Phi_h(\Omega_0)$) $n_0 = 0.1$ cycles/m			
	Düzlemsel Frekans Brimi, n $G_d(n_0)$ [10 ⁻⁶ m ² /rad/m] 10 ⁻⁶ m ³			
	Alt Limit	Geometrik Ortalama	Üst Limit	w
A (Çok İyi)	-	16	32	2
B (İyi)	32	64	128	
C (Orta)	128	256	512	
D (Kötü)	512	1024	2048	
E (Çok Kötü)	2048	4094	8192	
F	8192	16384	32768	
G	32768	65536	131072	
H	131072	262144	-	

Şekil 4.24'te standart yol profili değerlendirmesi PSD formu ISO 8608:2016'yı göstermektedir. Bu sınıflandırmada, yol pürüzlülüğü A'dan H'ye kademeli olarak artmaktadır.



Şekil 4.24. ISO 8608:2016'daki PSD yol profili sınıfları.

Yol profilinin PSD'si dalgalılık ve pürüzlülük indeksi olmak üzere iki parametre ile temsil edilir. Standart profillerin dalgalılık değeri w , w 'ye eşittir. Bu, Denklem 4.1'den, yollardaki düzgünsüzlüğü engebелilik indeksi değerleri ile sınıflandırılabilceği anlamına gelir.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (4.1)$$

ISO 8608 yol sınıfları için zaman alanında yapay yol profillerinin oluşturulmasına benzer bir yaklaşım, birinci dereceden diferansiyel denklemin çözümüdür.

$$\dot{y}_0(t) = (-2\pi n_b V) y_0(t) + 2\pi n_0 \left(\sqrt{G_d(n_0)} V \right) w(t) \quad (4.2)$$

Yol profili yüksekliği h , yol mesafesinin bir fonksiyonu olarak x , aşağıdakilere göre basit harmonik fonksiyonların toplanmasıyla tanımlanabilir:

$$\begin{aligned} h_i(x) &= A_i \cos(2\pi n_i x + \varphi) \\ &= A_i \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi) \end{aligned} \quad (4.3)$$

burada A_i genliktir, n dalga sayısıdır ve j faz açısıdır.

Yolun profili matematiksel olarak aşağıdaki denklem ile ifade edilir. Eğer yol profilinin yüksekliğini biliniyorsa, yapay yolu üretmeyi mümkün kılmaktadır.

$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{2\Delta n G_d(i\Delta n)} \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (4.4)$$

$0 \leq x \leq L$: 0'dan L'ye yatay eksen değişkeni [m]

L: Yol Uzunluğu [m]

sI: Örnekleme Aralığı [m]

$\Delta n = 1/L$: Uzamsal Frekans [rad/m]

$n_{\max} = 1/sI$: Maksimum Uzamsal Frekans [rad/m]

$N = L/sI$: Örnekleme Sayısı

ISO 8608 yol sınıfları için yapay yol profilleri şu şekilde oluşturulabilir:

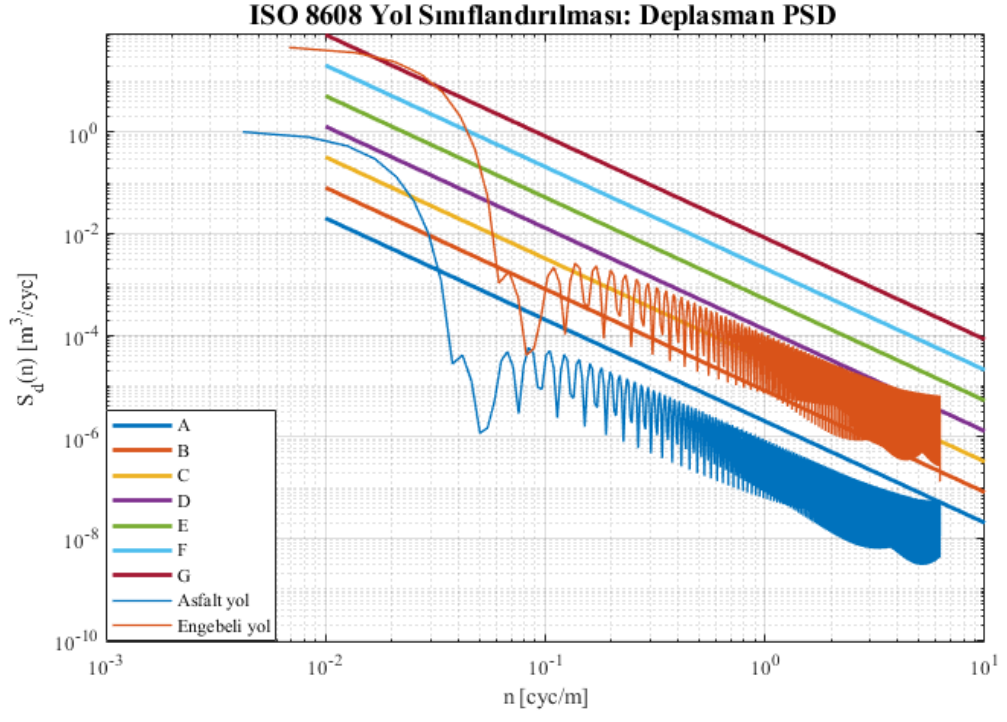
$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} 2^k 10^{-3} \left(\frac{n_0}{i\Delta n} \right) \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (4.5)$$

k ($3 \leq k \leq 9$): A'dan G'ye ISO 8608 yol sınıflarına karşılık gelen sabit

$0 \leq \varphi \leq 2\pi$: Tekdüze dağılımdan rastgele faz açısı. MATLAB fonksiyonu rand, j üretmek için kullanılabilir.

Bu kısımda elde edilen ivme verilerinin deplasman verisine dönüştürülmesi sonrasında ISO 8608 yol sınıflama standardına göre tanımlanması yapılmıştır. Bu verilerin elde edilmesi için standarttaki yönlendirmeye göre ilgili işlemler MATLAB programı marifetiyle oluşturularak modellenmiştir. Elde edilen sonuç Şekil 4.25'te hangi yol sınıf aralığına girdiğini göstermektedir. Tanımlamaların uluslararası bir norma göre verilmesi tezin daha bir değerini artıran parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu çalışmanın diğer değerlendirilmesi önem arz eden konusu düşey yöndeki titreşim verilerinin yapıya ya da doğrudan insan üzerine olan etkisidir. Bu amaçla toplanan veriler ISO 2631'e göre de değerlendirilerek farklı yol girdilerine göre kişilerin titreşim verileri ışığına göre de yorum yapılmasının nümerik olarak deneysel sonuçlarla da kıyaslanmasına neden olacaktır. Farklı yol koşullarında (çok iyi, iyi, orta, kötü ve çok kötü) ivme değerlerinin insanın uyarı bölgelerine göre kıyaslanması yapılabilmektedir.



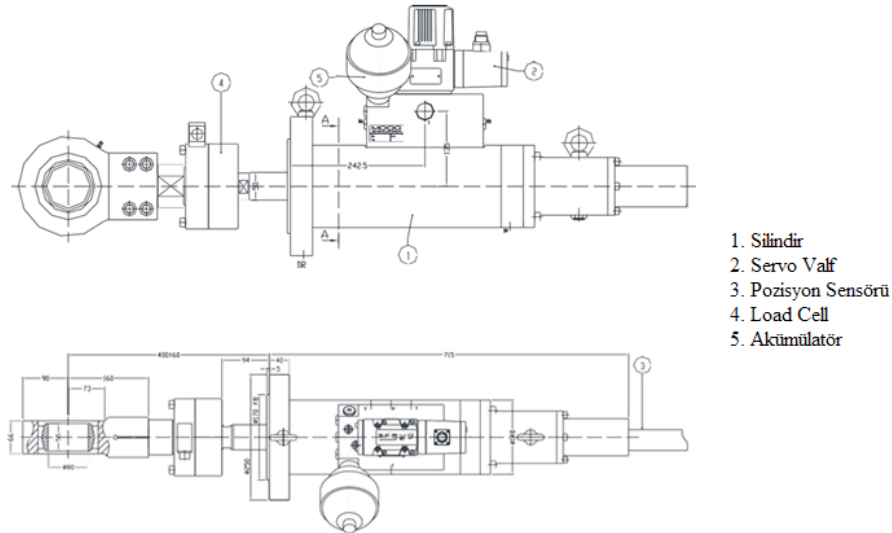
Şekil 4.25. Engebeli yol profiline ait deplasman-zaman grafiği

5. HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN DENEYSEL TASARIMI VE SİMÜLASYONU

İmalatı tamamlanan HPS test ünitesi üzerinden verilerin toplanması için eksik olan parçaların montajlanması aşaması bu bölümde açıklanacaktır. Deneylerin yapılmasından önce belirlenen parametrelere göre literatürde en çok kullanılan Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile belirlenmesi bu bölümde açıklanmıştır. Devamında ise test ünitesi üzerindeki sensörlerden alınan verilerin değerlendirilmesi ve grafiklerin paylaşılması ile devam edilecektir.

5.1. Moog Silindirinin Test Ünitesine Montajı, Data Toplama Sistematığının Oluşturulması ve Hazırlanması

İmalatını gerçekleştirdiğimiz hidro-pnömatik süspansiyon test ünitesinin yapısal ve hidrolik komponentlerinin imalatı ve tedariki yapılarak sistemin gövdesi tamamlanmıştı. Detaylar Bölüm 3’te açıklanmıştır. Bu aşamada yoldan gelen bozucu girdilerin yapıya uygulanarak sonuçların değerlendirilmesi için yapılacak olan sarsıcının montajı, kontrolü ve diğer kısımların detaylandırılması gerekmektedir.



Şekil 5.1. Moog servo aktüatörünün detayları ve komponentler

Servo aktüatör, hidrolik gücü mekanik güce dönüştüren bir cihazdır. Çubuğun doğrusal hareketi ile aynı yönlü bir kuvvet üretir. Hareket, servo aktüatörü sağlanan servo valf (2) tarafından kontrol edilir. Servo aktüatör gövdesi, yüksek dayanımlı çeliğin

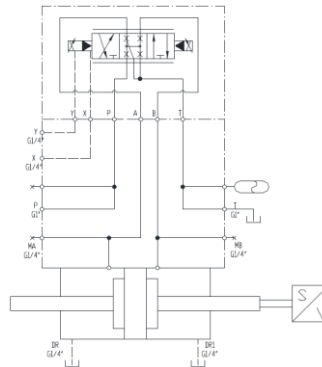
işlenmesiyle elde edilmiştir. Piston, yüksek dayanımlı çelik alaşımdan yapılmış olup ayrıca 0,2 Ra'ya eşit derecede krom kaplamalıdır. Sürtünmeyi en aza indirmek ve uzun ömür ve yanal yüklere karşı yüksek direnç sağlamak için aktüatörün ön kısmındaki mafsal uygulaması mevcuttur.

Moog servo aktüatörünü yapısında kullanılan konum transdüseri yüksek hassasiyete sahip olup yapının içine konumlandırılmıştır. Ayrıca kullanılan yük hücreleri (loadcell) yaklaşık 200 kN kuvvet ölçebilen bir kapasiteye sahiptir. Sistemde oluşacak yağ hacmindeki değişikliği kontrol etmek, sürekliliği sağlamak ve düzgün bir şekilde yapının davranışını belirleme adına 5 litrelik bir akümülatör sistemde mevcuttur. Silindirin farklı kullanım amaçları için rot kısmında bir ön flanş yapısı mevcuttur.

Çizelge 5.1. Moog servo aktüatörüne ait teknik özellikler

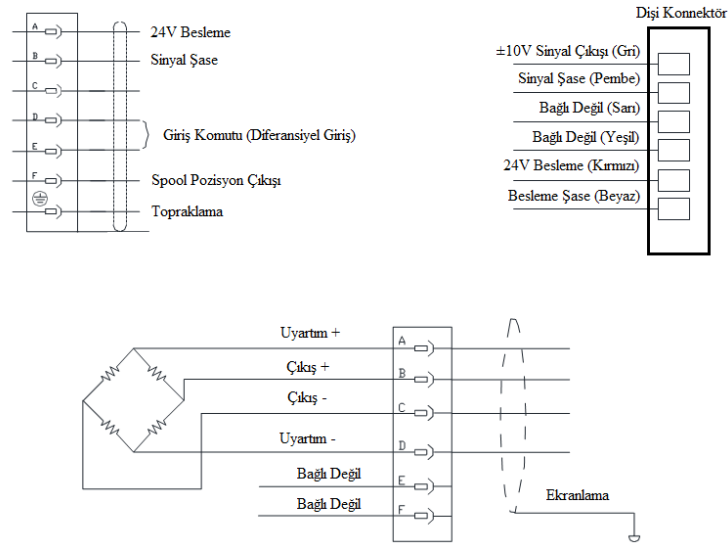
Tanımı	Birimi	Değeri
Toplam Stroku	mm	120
Çalışma Stroku	mm	100
Yastıklama (Her İki Tarafta)	mm	10
Boru Çapı	mm	Ø80
Rot Çapı	mm	Ø50
Nominal Basınç	bar	240
Test Basıncı	bar	360
Dönüşteki Maksimum Basınç	MPa	5
Uzatma ve Geri Çekmedeki Durma Yüğü	kN	68
Dönüş Portu	GAS	1"
Tahliye ve Basınç Portu	GAS	1/4"
Ağırlık	kg	136

Yapının servo olması kirliliğin ve kullanımında çok dikkat edilmesini gereksinimini doğurmaktadır. Yapının hidrolik şeması Şekil 5.2'deki gibidir.



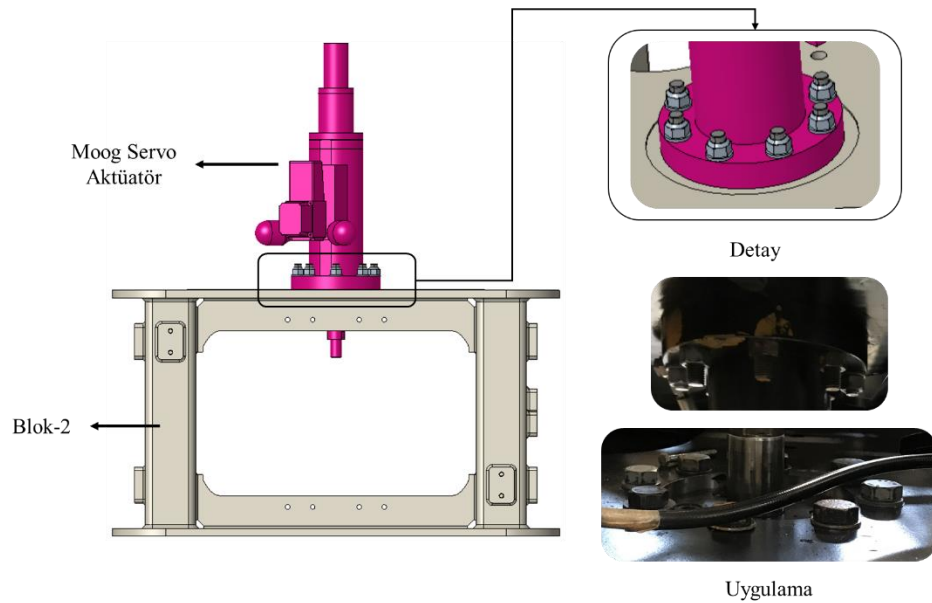
Şekil 5.2. Moog servo aktüatörünün hidrolik şeması

Servo aktüatör ile güç kaynağı ünitesi arasındaki bağlantıları ve bileşenlere ait elektrik diyagramları pin bağlantıları aşağıdaki Şekil 5.3'te verilmiştir.



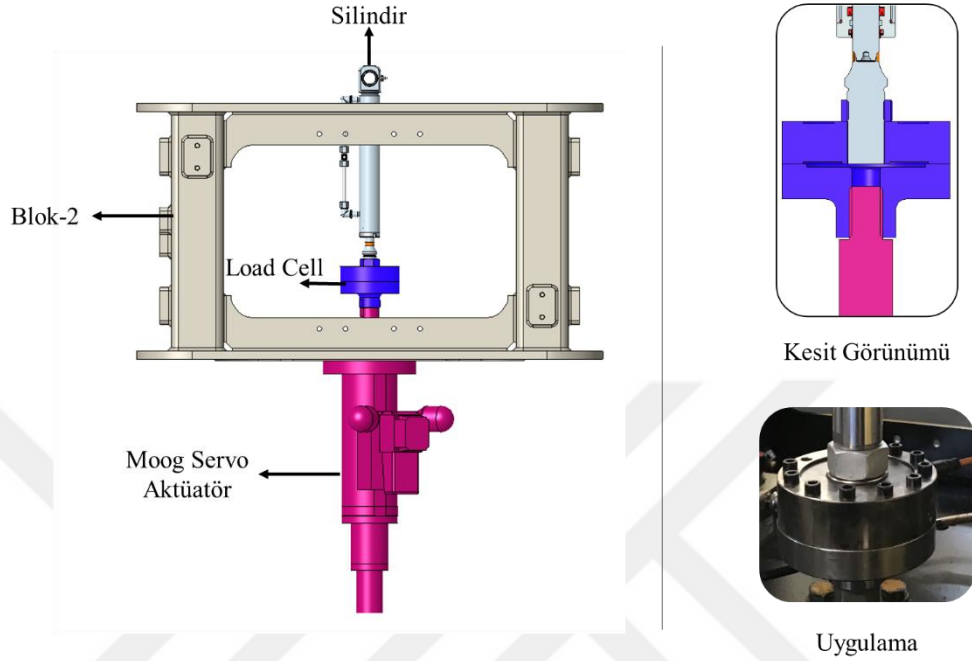
Şekil 5.3. Moog servo aktüatörünün elektrik şeması

Kullanılan moog servo aktüatörün imalatını gerçekleştirdiğimiz hidro-pnömatik süspansiyon sistemimize montajlanma aşamasında iki farklı noktadan bağlantı yapılmıştır. Blok-2 olarak Bölüm 3'te tanımlanan kısım ile silindir flanşının oturma yüzeyi işlenerek M20x100 10.9 kalitede 8 adet cıvata ile bağlantısı yapılmıştır. Silindir bağlantı detayı Şekil 5.4'te verilmiştir (Görselde Blok-2 ters döndürülmüştür).



Şekil 5.4. Moog servo aktüatörünün Blok-2 ile bağlantısı

Moog servo aktüatörünün üzerindeki yük hücresi silindir ile bağlantısı ve detayları Şekil 5.5'te verilmiştir. Yük hücresi ile HPS silindiri M36 diş açılıp somun yardımıyla montajlanması yapılmıştır.

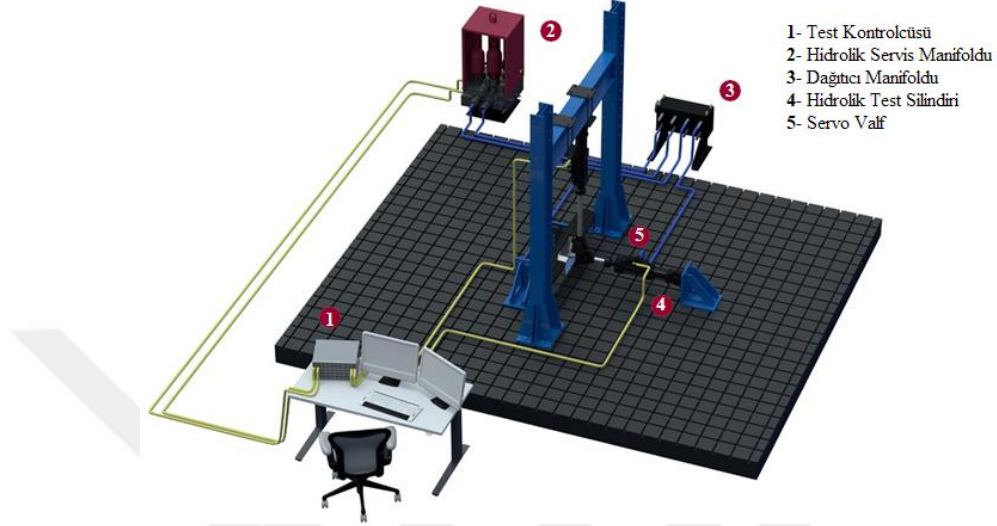


Şekil 5.5. Loadcell ile silindir bağlantısı

Moog servo aktüatörünün montajlama işleminden sonra kullanılan kontrolcü ve data toplama cihazı hakkında detayları inceleyeceğiz. Moog test denetleyicisi, herhangi bir hidrolik veya elektrik test sistemini kontrol edebilen veya bunlardan veri toplayabilen 1 ila 32 kanallı gerçek zamanlı modüler bir kontrol sistemidir. Sağlam ve kompakt modüller, optimum kullanım için kolayca yapılandırılabilen çok çeşitli dönüştürücü girişlerine ve kontrol çıkışlarına sahiptir. Moog test yazılımı, son kullanıcının tüm bu sinyalleri kontrol etmesine ve uzun yıllar güvenilir kullanım için maksimum değer sağlayan kullanımı kolay bir formatta kaydetmesine olanak sunmaktadır. Sistemin basitleştirilmiş görüntüsü Şekil 5.6'da verilmiştir.

Sistemdeki test kontrolcüsü (Şekil 5.6'daki 1 numaralı eleman) 1 ile 500 kanallı gerçek zamanlı herhangi bir hidrolik ve elektrik sistemlerinden veri toplayan sistemdir. Hidrolik servis manifoldu (Şekil 5.6'daki 2 numaralı eleman) ayarlanabilir basınç geçişi sağlayan yapıya sahip olup 4 adede kadar istasyon seçenekleri vardır. Dağıtıcı manifoldu (Şekil 5.6'daki 3 numaralı eleman) iki akış kapasitesi ile 280 bar'a kadar basınç ile 8 adede kadar çıkış portu ile sistemde işlevini yerine getirmektedir. Hidrolik silindir (Şekil

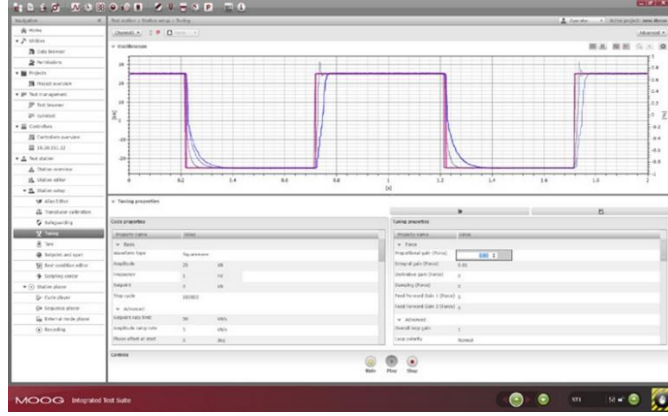
6.6.'daki 4 numaralı eleman) 5 kN ile 1137 kN bir güç sağlayabilmekte, 100'den ile 1000'e kadar tek ya da çift akümülatör kullanılmaktadır. Moog servo valfi (Şekil 5.6'daki 5 numaralı eleman) çok hassas olup özellikle sistemde bu yapıyı koruma adına kirliliği göz önünde bulundurarak filtrelerle sistem desteklenmiştir.



Şekil 5.6. Loadcell ile silindir bağlantısı

Test kontrol ünitesi ve veri toplama cihazı bütünleşik olarak CPU 301, MCU 302 (manifold control unit) ve TCU 302 (test controller unit) birimlerinden birer adet bulunmaktadır. Sistemden toplamda 13 farklı veri toplanmış olup bu kanallar ilgili portlarla eşleştirilerek gerçek zamanlı olarak elde edilmiştir.

Merkez işlem birimi (CPU) kısmında MOOG servo aktüatörümüzün tüm verilerini ve kontrolcüsü olan kısımdır. Bu kısımda önemli olan PID'nin tuning edilmesidir. Ayar işlemi Integrated Test Suite'teki ayarlama ekranları, kullanıcının bir komut sinyali ayarlamasına ve geri bildirim sinyalinin yanıtını gerçek zamanlı olarak görüntülemesine olanak tanımlanır. Kullanıcı, PID döngüsü, Moog kuvveti/konum döngüsü, PVA döngüsü veya Trimode döngüsü gibi çeşitli kontrol döngüleri için aşağıdaki hatayı en aza indirmek üzere kazançları kolayca ayarlayabilir. Bu döngüler, iki veya üç kademeli servo valflerle çalışabilir ve ileri besleme terimleri ve döngü şekillendirme filtreleri gibi gelişmiş ayar parametrelerini içerir. Moog, kuvvet döngülerinin stabilizasyonunu iyileştiren benzersiz bir sönümleme terimi sağlar. Ekran görseli aşağıdaki Şekil 5.7'de verilmiştir.



Şekil 5.7. PID Tuning penceresi

Manifold kontrol ünitesi (MCU) çok çeşitli uygulamalarda kullanılabilen bir modüldür. Birlikte Moog Test Denetleyicisini oluşturan daha büyük bir modül setinin parçasıdır. Manifold kontrol ünitesi, kolayca taşınabilecek ve kurulabilecek şekilde tasarlanmıştır. Tamamen alüminyum muhafaza, sağlamlaştırılmış ve kullanımı kolay hale getirir. Ünitenin ön tarafı, kullanıcının çeşitli manifoldları, hidrolik valfleri, acil durdurma düğmelerini, uzaktan kumanda ünitelerini, basınç sensörlerini vb. bağlamasına izin veren çok sayıda I/O arayüzü ile donatılmıştır. Modül ile iletişim, modülün arkasında bulunan bir adet EtherCAT ve bir adet Ethernet arabirimi üzerinden sağlanır. Yerleşik elektronik için güç de bu bağlantı üzerinden sağlanır. Selenoidler gibi harici çevresel aygıtlar için güç, modülün önündeki bir bağlantı aracılığıyla sağlanır.

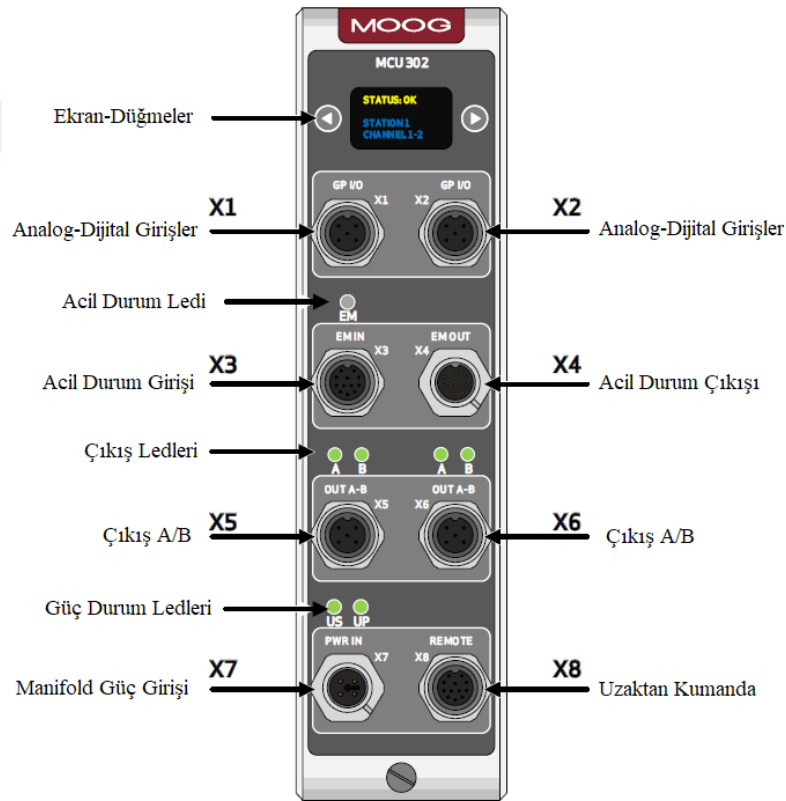
Moog Test Denetleyicisi aşağıdaki önemli avantajlara sahiptir:

- Tamamen kapalı (ESD koruması, değiştirilmesi ve bakımı kolay)
- Sağlamlaştırılmış (tam alüminyum kasa)
- Modüler (Küçük tek kanallı veya büyük çok kanallı test sistemine kolayca sığar)
- Kurulumu kolaydır (alet gerektirmez)
- Dahili Pilz güvenlik rölesi ile acil durdurma
- EtherCAT fieldbus'a entegre güvenlik hattı (bileşenler arasında güvenlik zincirini yapılandırmak zor değildir)
- Entegre OLED ekran / modül (anında durum ve teşhis geri bildirimi)
- Tek bir ünite ile 1 ila 4 kademeli bir manifoldun kontrolü
- M12 Endüstriyel standart konektörler (yüksek yoğunluklu, dünya çapında mevcuttur)
- Entegre dönüştürücü güç kaynağı (gücü doğrudan ünitiden sağlar)
- Geniş aralıklı DC güç girişi

Çizelge 5.2. MCU'e ait teknik özellikler

Tanımlama	Özellik
Boyutları	215*177*47 mm (Derinlik*Yükseklik*Genişlik)
Ağırlığı	1250g
Veri Yolu Sistemi	EtherCAT 100Mbps Ethernet 1000 Mbps
Desteklediği İstasyon Sayısı	1
Güç Kaynağı	20V- 50V DC
Güç Tüketimi	17W
Çalışma Sıcaklığı	0-50 °C
Nem Aralığı	10-95% yoğuşmasız
Koruma Kategorisi	IP40
Titreşim	3mm @ 2-9Hz

MCU'a ait giriş ve çıkış portlarındaki sinyallerin detayları aşağıdaki Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8. MCU Konnektör düzeni

Test kontrol birimi, çok çeşitli uygulamalarda kullanılabilen bir modüldür. Aktüatörlere ve transdüserlere kolayca bağlanabilir, dahili işlem gücü nedeniyle

sınıftaki diğer test denetleyici modüllerinden daha karmaşık uygulamaları çözmek için gereken performansa ve işlev derinliğine sahiptir. Test kontrol ünitesi, kolayca taşınabilecek ve kurulabilecek şekilde tasarlanmıştır. Tam alüminyum muhafazası, sağlamlaştırılmış ve kullanımı kolay hale getirir. Anlık durum ve teşhis geri bildirimi için bir ekranla donatılmıştır. Ünitenin ön tarafı, kullanıcının bir veya iki aktüatörü kontrol etmesine izin veren çok sayıda giriş-çıkış arayüzüne sahiptir. Her yük hücresi girişi, bir dahili şönt ve bir harici şönt bağlantısı ile donatılmıştır. Diğer bir özellik ise harici olarak bağlanan servo valflere, enkoderlere ve konum transdüserlerine doğrudan üniteden güç sağlanabilmesidir. Test ünitesinin kurulum süresi ve kullanımı çok kolaydır.

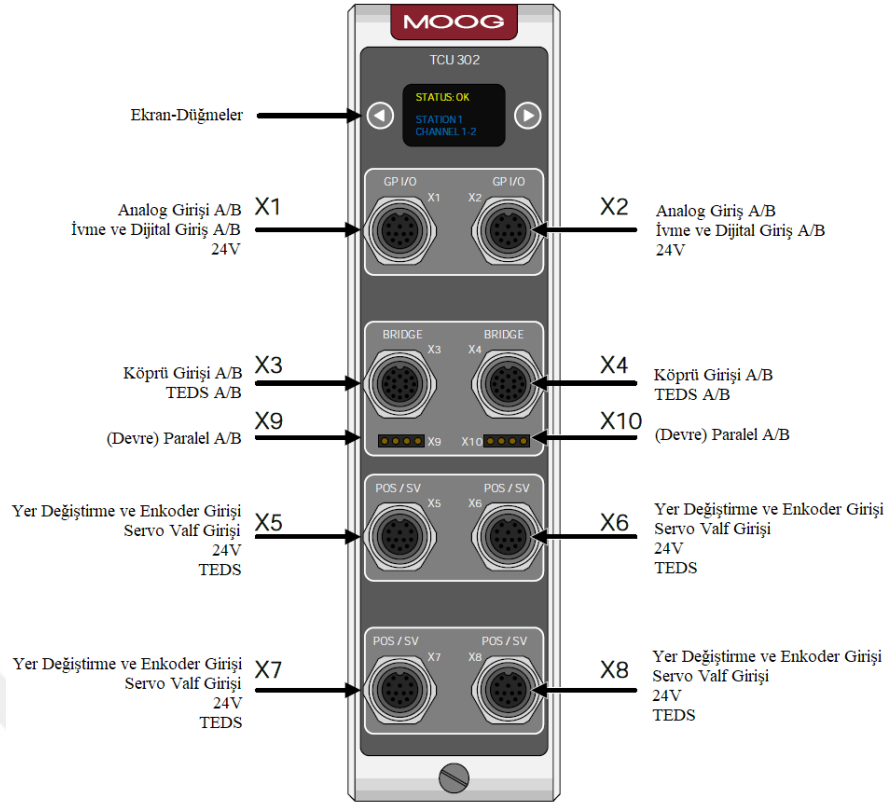
Moog Test Denetleyicisi aşağıdaki önemli avantajlara sahiptir:

- Tamamen kapalı, modüler ve gövdesi dış etkilerden korunacak şekilde tasarlanıp üretilmiştir.
- Entegre OLED ekranı
- EtherCAT ve Ethernet arabirimi ile haberleşme
- Tek bir üniteye 1 veya 2 aktüatörün kontrolü
- Tüm girişlerde 24 Bit ve 40 kHz bant genişliğine sahip
- M12 Endüstriyel standart konektörler
- Geniş DC güç girişi aralığı ve entegre dönüştürücü güç kaynağı

Çizelge 5.3. TCU'e ait teknik özellikler

Tanımlama	Özellik
Boyutları	215*177*47 mm (Derinlik*Yükseklik*Genişlik)
Ağırlığı	1250g
Veri Yolu Sistemi	EtherCAT 100Mbps Ethernet 1000 Mbps
Güç Kaynağı	20V - 50V DC
Güç Tüketimi	17W
Çalışma Sıcaklığı	0-40 °C
Nem Aralığı	10-95% yoğuşmasız
Koruma Kategorisi	IP40
Titreşim	3mm @ 2-9Hz

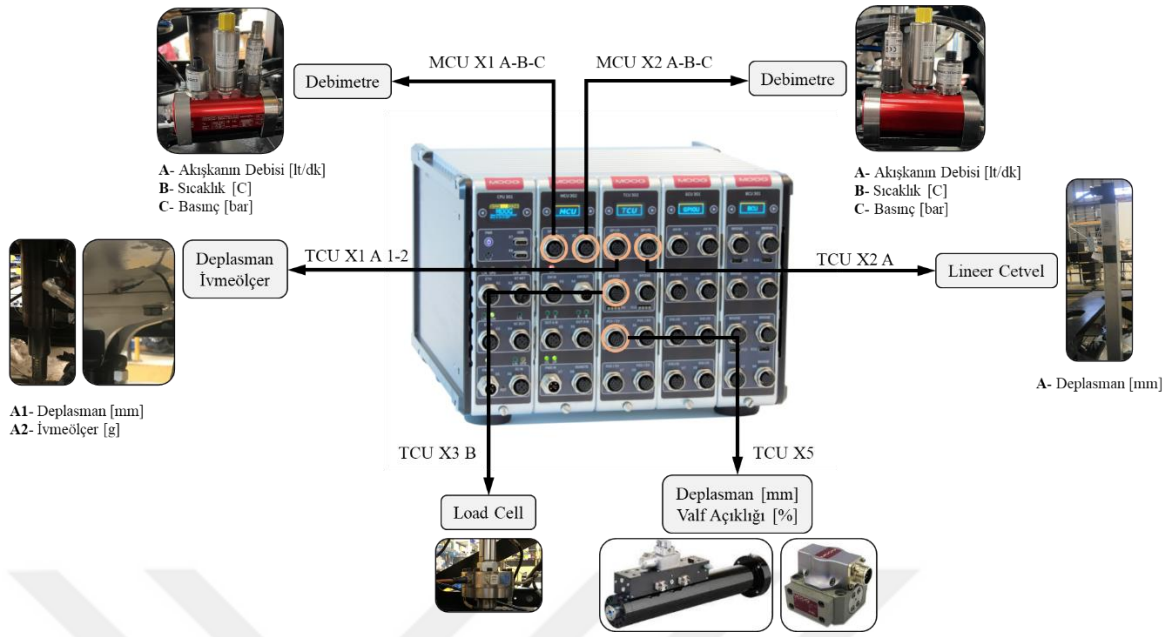
TCU'a ait giriş ve çıkış portlarındaki sinyallerin detayları aşağıdaki Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.9. TCU Konnektör düzeni

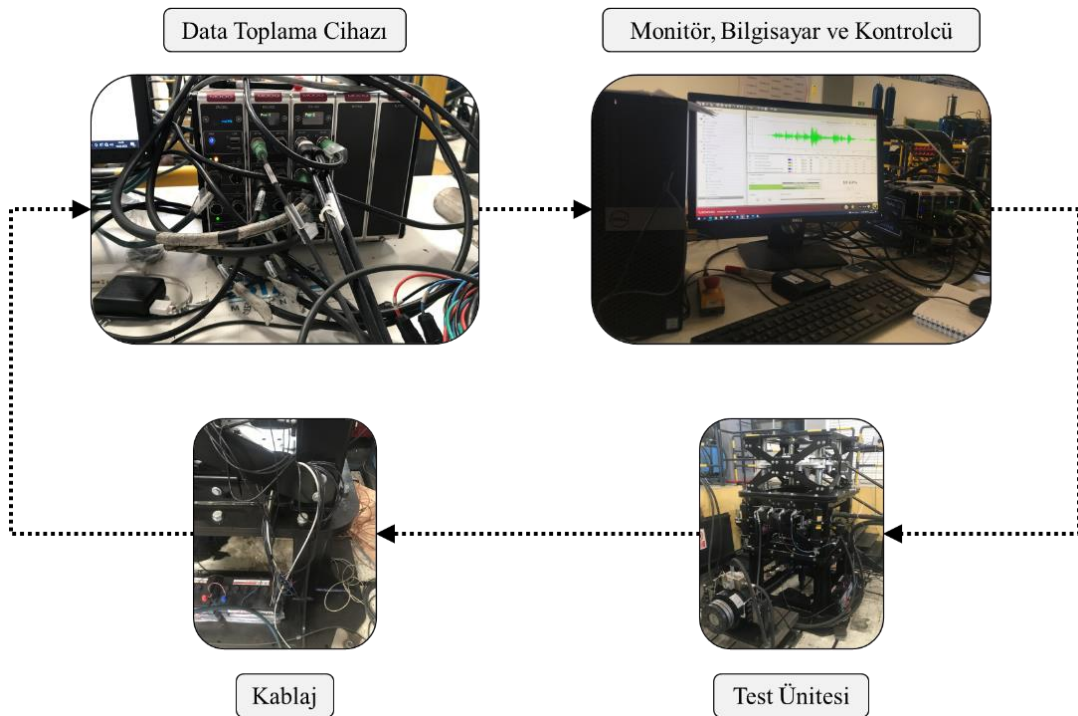
Verilerin toplanmasında kullanılan kontrol ve data toplama ekipmanlarının detaylı açıklamaları yukarıda aktarılmıştır. Kullanılan veri toplama cihazına ait aşağıdaki Şekil 5.10’da test ünitesinin üzerinden (kanallarından) hangi verinin toplandığının detayları paylaşılmıştır. Tüm bu kanallar ilgili sensörün ürün özellik tablosundan alınan çıkış verileri, limitleri ve besleme voltajlarına göre konfigüre edilmiştir. Tüm bu hazırlıkların tamamlanmasıyla tüm veri kanalları ve kontrolcüsüyle birlikte en sağlıklı verilerin toplanması adına hazır hale getirilmiştir.

Tüm bu veri kanallarının oluşturulup test düzeneğinin hazır hale getirilmesiyle birlikte öncesinde tamamlanan ve onaylı kuruluşlarca sertifika edilmiş sensörlere ait belgeler ekte verilmiştir. Ayrıca sensörlerin test ünitesindeki yerleşimleri ve hangi veriyi topladığına dair bilgiler diğer ünitelerde detaylıca açıklanmıştır.



Şekil 5.10. Sensörlerin veri kanallarıyla eşleştirilmiş görseli

Kurulan test ünitesinde verilerin akışından kayıt altına alınana kadarki akış şeması Şekil 5.11’de verilmiştir. Tüm ekipmanların ve sensörlerin doğru bir şekilde veri akışının sağladığını ve kayıt altına alındığından emin olmak için farklı bir yol girdisiyle deneme yapılmıştır. Devamında gerçek yol verileri ile ilgili sonuçlar incelenmiştir.

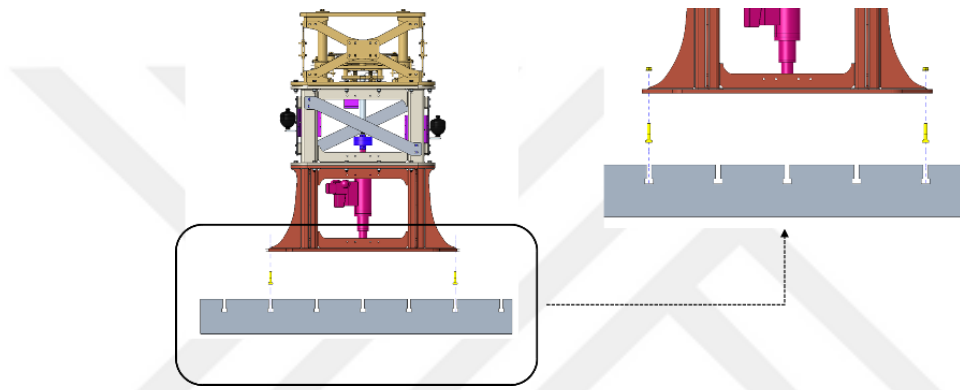


Şekil 5.11. Veri akış şeması

5.2. Test Ünitesinin Genel Montajı

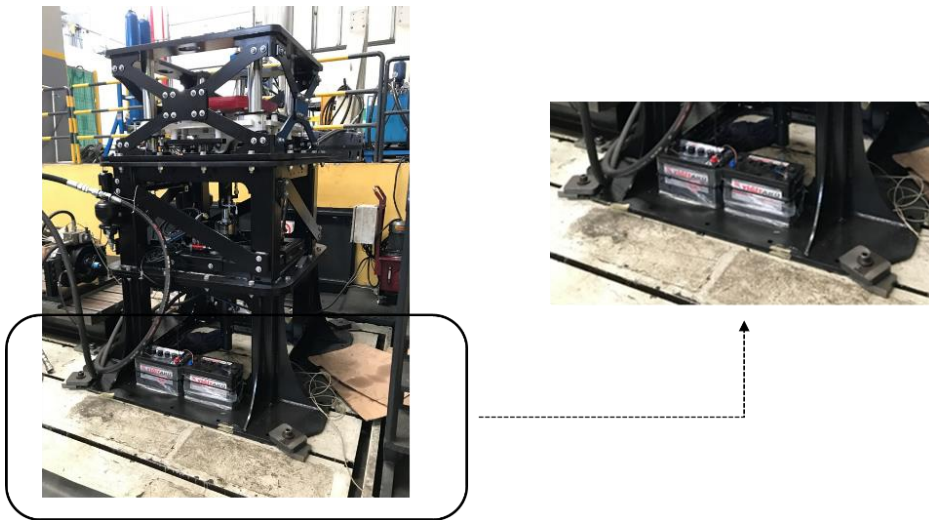
Bu kısımda önceki bölümlerde montajını ünite üzerinde tamamlanmasından sonra sistemin test alanına montajlanması ve sistemin bütün olarak verilerin toplanmaya hazır olması ile devam edilecektir.

Geliştirilen çeyrek taşıt modeline ait bir hidro-pnömatik süspansiyon test ünitesinin CAD ortamındaki montajlama talimatını içeren görsel Şekil 5.12’de verilmiştir. İlgili bağlantı elemanı özel olarak tasarlanıp imal edilmiştir. M26x1.5 cıvata, somun ve pul 823 Nm torklama ile montajı tablaya yapılmıştır.



Şekil 5.12. Test ünitesinin tablaya montajı

Elde edilen montajlamanın fiziksel görseli Şekil 5.13’te verilmiştir. Yapısal olarak tamamlanan test ünitesi veri toplanması için sadece sensörlerin montajlanması sonrasında hazır hale getirilmiş olacaktır.



Şekil 5.13. Test ünitesinin fiziksel uygulanmış görseli

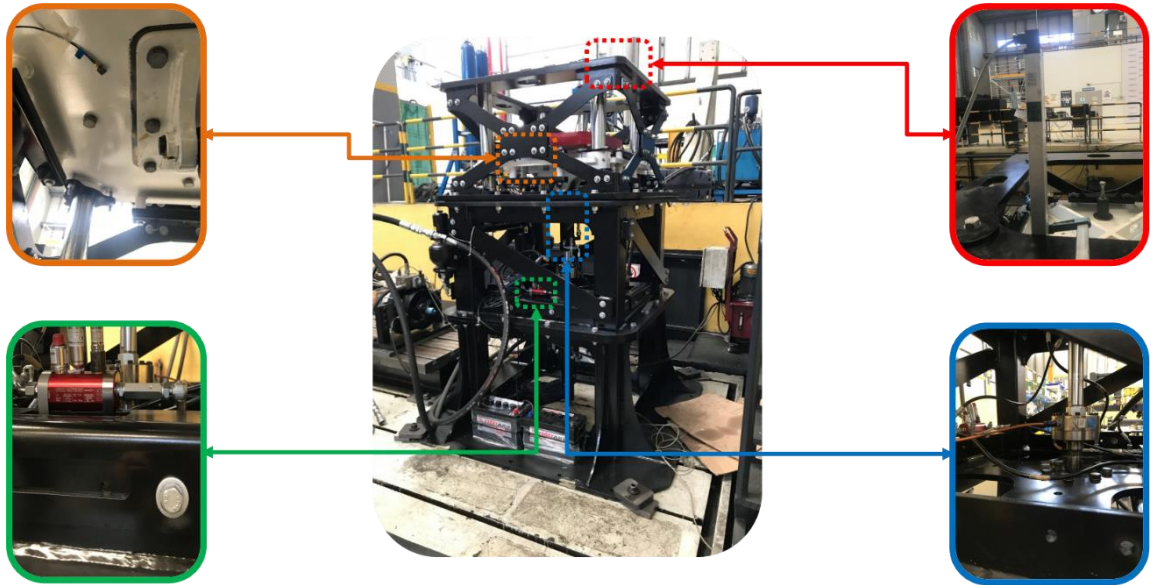
5.3. Sensörlerin Test Ünitesine Montaj Detayı

İmalatı gerçekleştirdiğimiz test ünitesinin üzerinden alınması planlanan veri setleri;

- Yaylanan kütlenin ivmesi,
- Yaylanan kütlenin deplasmanı,
- Sisteme uygulanan kuvvet,
- Belirlenen üç farklı yerden basınç değeri,
- Belirlenen üç farklı yerden sıcaklık değeri,
- Belirlenen üç farklı yerden debi değeri,
- Uygulanan girdinin deplasman değeri,

olarak belirlenmiştir.

Yukarıdaki değerlerin elde edilmesi için test ünitesinde yerleştirilen sensörlerin fiziki olarak konumları Şekil 5.14’te verilmiştir. Temelde toplanan verilerin doğruluğunun ortaya konması için birden fazla aynı sonuca varabileceğimiz sensörler sisteme yerleştirilmiştir. Bu verilerin hepsi nCode yazılımının marifetiyle işlenerek anlamlı hale getirilmiş olup detaylar diğer bölümlerde aktarılmıştır.



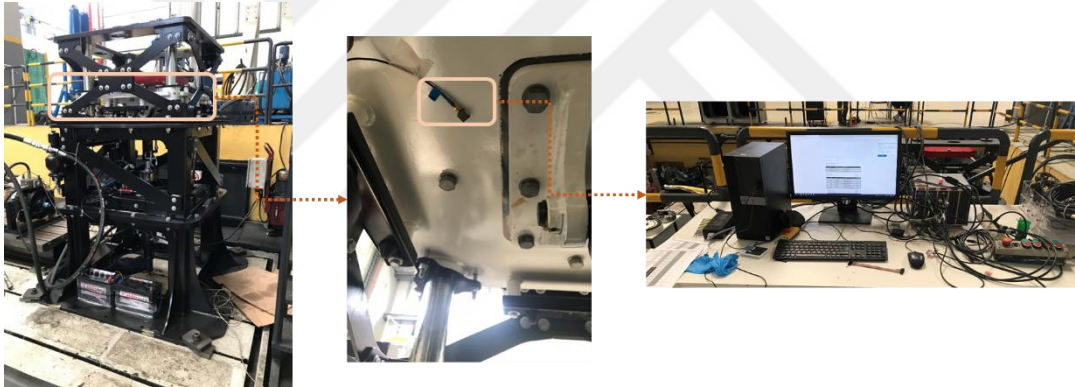
Şekil 5.14. Test ünitesi üzerindeki sensörlerin genel yerleşimi

Yukarıdaki görselin detayları aşağıdaki devam eden sayfalarda ayrıca açıklanacak olup;

- Kırmızı şekilde detaylandırılan kısım sistemdeki yaylanan kütlenin deplasmanını vermektedir.
- Mavi ile ayrıntılandırılan kısımda sarsıcı üzerindeki loadcellin bağlantı yeri gösterilmiştir.
- Yeşil ile gösterilen kısımda ise sisteme yerleştirilen iki debi ölçerden birine ait olan sensörün fiziki yerleşimi verilmiştir.
- Turuncu ile ayrıca detaylandırılan kısım ise yaylanan kütleyle ait ivme verisine ait konum ve fiziki montajı verilmiştir.

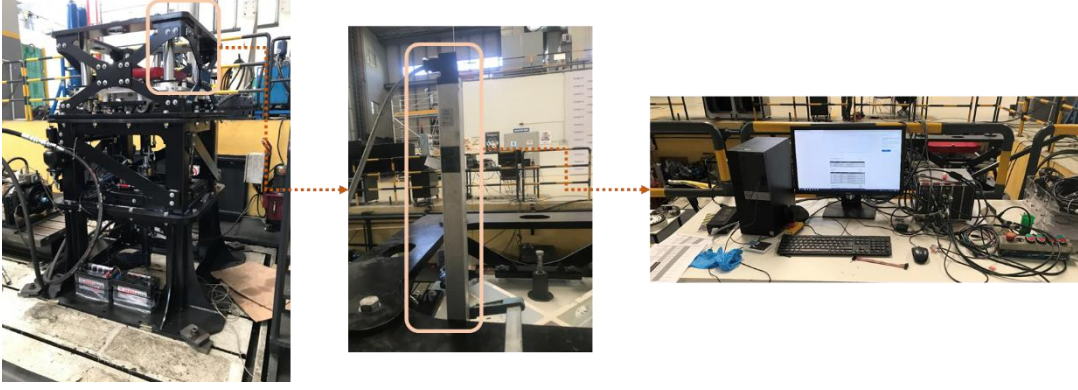
olarak kısaca detaylandırılmıştır.

Yaylanan kütle üzerinden ivmenin ölçülmesi için ivmeölçerin konumlandığı yer Şekil 5.15'te gösterilmiştir. İvme ölçer kablolaması yapılarak veri toplama sistemine eklenerek gerçek zamanlı olarak alınan verilerin monitöre aktarılması ve kontrol edilmesi gerçekleştirilmiştir.



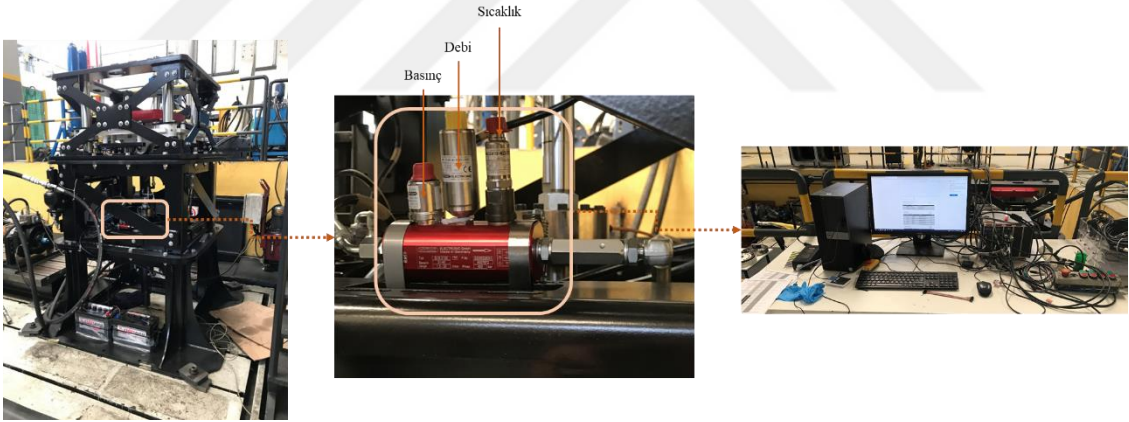
Şekil 5.15. Yaylanan kütlenin üzerine yerleştirilen ivmeölçerin fiziki konum görseli

Yapıdaki toplanan verilerden her ne kadar emin olsak bile korelasyon ve verilerin doğruluğunu iki kez ortaya koyma gereğinden dolayı sistemin üzerine deplasman ölçmesi için bir lineer cetvel eklenerek veri toplama işlemi gerçekleştirilmiştir. Yaylanan kütledeki ivme ölçerin entegre edilerek deplasman verisine ulaşılması mümkündür. Yaylanan kütle üzerinden deplasman verisinin ölçülmesi için lineer cetvelin konumlandığı yer Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



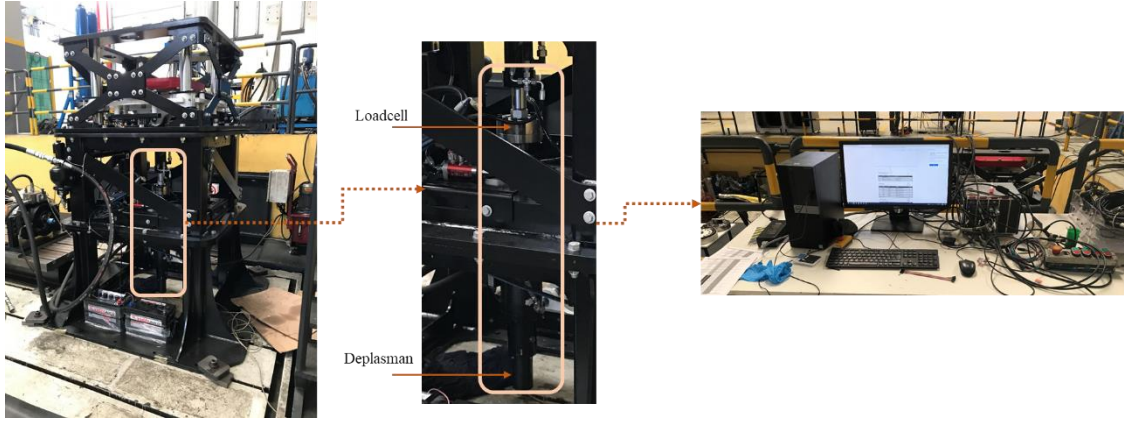
Şekil 5.16. Yaylanan kütlenin üzerine yerleştirilen lineer cetvelin fiziki konum görseli

Akışkanın davranışı doğrudan konfor parametresi olduğu için farklı bölgelere yerleştirilmiş debi ölçerler ile anlık ve eş zamanlı olarak basınç, sıcaklık ve akışkanın debisi toplanmıştır. Tüm yapının doğru bir şekilde modellenerek yorumlanması için hidrolik sistem üzerinden alınan bu verilerin yorumlanması da bir o kadar önemlidir. Şema üzerine konumlandırılan debi ölçerin fiziksel olarak bağlandığı yer Şekil 5.17’de gösterilmiştir.



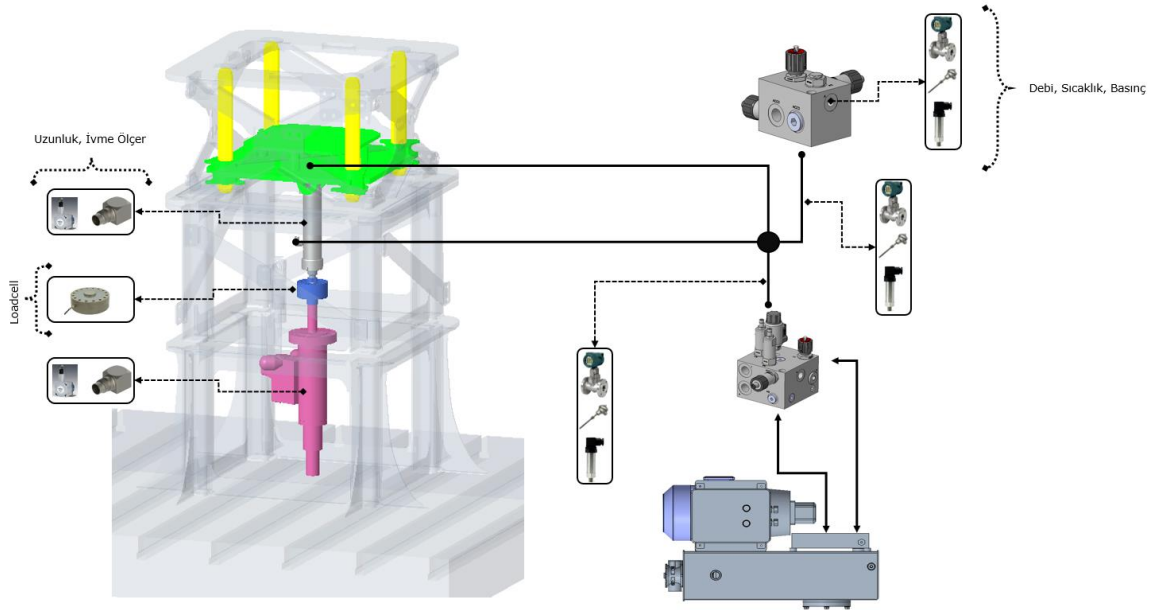
Şekil 5.17. Hidrolik devre üzerine yerleştirilen debi ölçerin fiziki konum görseli

Sisteme uygulanan kuvvetin belirlenmesi enerji seviyelerindeki değişimin tanımlanması ve yorumlanması için önemli bir parametredir. Bu veri aşağıdaki Şekil 5.18’de verilmiştir. Burada ayrıca sisteme gönderilen başlangıç koşulunun Moog silindrine uygulandığını önceki kısımlarda anlatılmıştı. Buradaki durum ise sadece zaman tabanlı deplasman verisi olan yol profili silindire uygulandığında arasındaki fark varsa görmemize ve müdahale etme şansımızı ortaya koymaktadır.



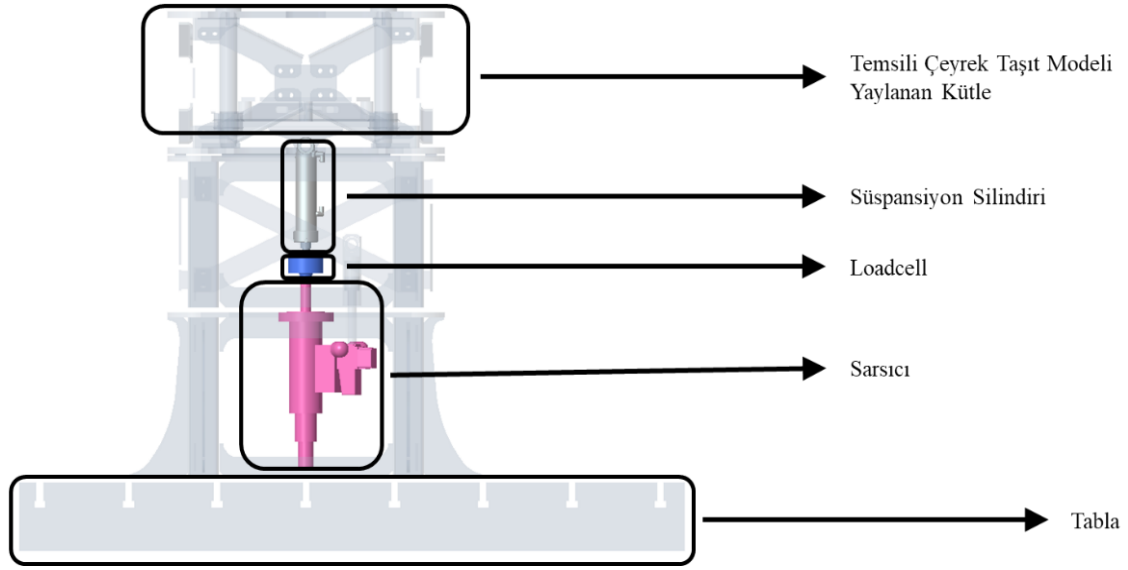
Şekil 5.18. Moog silindiri üzerindeki pozisyon ve girdi kuvvet değerini ölçen sensörlerin fiziki konum görseli

Sensörlerin montajlamasının tamamlanmasının ardından hidrolik devrenin yapıya montaj edilmesi ve genel bir veri toplama bölgelerinin gösterimine dair genişletilmiş ve şematize edilmiş hali aşağıdaki Şekil 5.19’da verilmiştir.



Şekil 5.19. HPS test ünitesi üzerine yerleştirilmiş sensörlerin ve hidrolik devrenin şematize hali

Genel olarak gelinen bu aşamada tüm yapı sistematik olarak veri toplamaya hazır hale getirilmiştir. Genel anlamda literatürde yaygın olarak konfor analizlerinin yapılmasında kullanılan en temel taşıt modeli olarak bilenen çeyrek taşıt modeli, bir hidro-pnömatik süspansiyona ait sistem için geliştirilen ve imalatı tamamlanan test ünitesi ile belirlenen girdilere ve ilgili değişkenlere göre veri toplamaya hazır hale getirilmiştir. Yapının en son özet görseli Şekil 5.20’de verilmiştir.



Şekil 5.20. HPS test ünitesinin genel olarak üzerindeki komponentlerin tanımları ve fiziki yerleşimi

Sensörlerinde montajlanmasının ardından test ünitesi tam olarak fiziksel olarak veri toplamaya hazır hale getirilmiştir. Bu adımsan sonra ilgili sensörlerin data toplama cihazına bağlandıktan sonra verilerin kanal numarası ve ilgili verinin ne olduğunu içeren bilgiler aşağıdaki Çizelge 5.4’te verilmiştir.

Sistemde üzerinden veri toplanan sensör ve ilgili veri toplama cihazına ait kalibrasyonları veri toplama çalışması öncesinde yapılmıştır.

Çizelge 5.4. Veri kanalları tanımı, birimi ve açıklamaları

Kanal Numarası	Data Toplama Kanalının Tanımı	Birimi	Açıklama
1	Channel1.Active cmd	mm	Sisteme Uygulanan Yol Verisi
2	TCU1.X1.Voltage Input A.Engineering	mm	Silindir LVDT Deplasman Değeri
3	TCU1.X1.Acceleration Input A.Engineering	g	Yaylanan Kütle İvme Verisi
4	TCU1.X2.Voltage Input A.Engineering	mm	Lineer Cetvel Deplasman Verisi
5	TCU1.X3.Bridge Input B.Engineering	kN	Silindirde Oluşan Kuvvet
6	MCU1.X1 Current Input A.Engineering	lt/dk	Sisteme Giren Akışkanın Debisi
7	MCU1.X1 Current Input B.Engineering	C	Sisteme Giren Akışkanın Sıcaklığı
8	MCU1.X1 Current Input C.Engineering	bar	Sisteme Giren Akışkanın Basıncı
9	MCU1.X2 Current Input C.Engineering	lt/dk	Sistemden Çıkan Akışkanın Debisi
10	MCU1.X2 Current Input C.Engineering	C	Sistemden Çıkan Akışkanın Sıcaklığı
11	MCU1.X2 Current Input C.Engineering	bar	Sistemden Çıkan Akışkanın Basıncı
12	Channel 1 FCS Loop Position. Feedback	mm	Silindir Deplasmanı
13	Channel 1 Servo Valve. Servo Vaşve curr	%	Servo Valf Açıklık Yüzdesi

5.4. Deneyisel Tasarım

Deneyisel tasarım, 1920'lerde İngiliz istatistikçi Sir Ronald Fisher tarafından tarım araştırmalarında keşfedildi ve geliştirildi. Fisher ayrıca günümüzde kullanılan deneyisel verileri analiz etmek için klasik "varyans analizi" yöntemini de geliştirmiştir. Yapmış olduğu çalışmada tarımda, hava koşullarının ve sulama seviyelerinin farklı ürünler üzerindeki etkilerini belirlemek için, farklı gübre ve dozajların kullanıldığı yeni bir yöntem oluşturmuştur. Geliştirilen yöntem, Amerika Birleşik Devletleri'nde tarımsal üretimi geliştirmek için kısa sürede yaygın olarak kullanılmış ve Amerika Birleşik Devletleri'nin bu alanda dünya lideri olmasına vesile olmuştur (Şirvancı, 2011).

Amerika Birleşik Devletleri'ndeki imalat uygulamaları, 1970'lere kadar oldukça sınırlı kalmıştır. 1980'lerin başında, Prof. Geniji Taguchi'nin yönetimindeki Japonya'daki imalat, kalitenin nedenlerini yeniden keşfetmek için deneyisel tasarım yöntemini kapsamlı ve etkili bir şekilde kullanmıştır. Taguchi, deneyisel tasarıma teorik yenilikler getirmemiştir ancak geliştirdiği yöntemle üretim pratiklerinde yeniliklere imza atmıştır (Şirvancı, 2011).

Ar-Ge, tasarım ve mühendislik çalışmalarında erişilmek istenen hedeflerin başında hem tasarlanan sistemin hem de geliştirilmesi amaçlanan ürünün en yüksek performansa sahip olması gelmektedir. En iyi çıktıların elde edileceği koşulları ortaya çıkartabilmek için ilk başta performansa etki eden kriterler belirlenir ve bu kriterleri etkileyen faktörler tetkik edilir. En önemli olan nokta ise doğru yanıtı elde edebilmek için doğru soruların sorulması ihtiyacıdır (Scheffler, 2001).

Bütün bunların yanında, yalnızca lüzumlu deneyleri ortaya koymak ve çıktıları değerlendirmek değil, ek olarak çıktıların analizinde doğru istatistiksel tekniklerin kullanılması gerekmektedir. Zira doğal olarak ortaya konacak her deney bir belirsizlik ve kusur barındıracaktır (Scheffler, 1997). Endüstriyel koşullar dikkate alındığında hem bu deneyleri ekonomik koşullar ve vakit limitlerini gözetererek en randımanlı biçimde gerçekleştirebilmek, hem de çıktıları düzgün yorumlayabilmek amacıyla (kontrol edilebilen ve edilemeyen etkenler ile sonuçlar arasındaki bağlantıyı saptayabilmek ve en iyilemeyi gerçekleştirebilmek için) deney tasarımı tekniklerinin uygulanması üst seviye verimli bir yaklaşımdır. Buna ek olarak verimi ve kaliteyi yükseltme hedefiyle uygulanan tüm diğer teknik ve metotları yönlendirici, destekleyici bir yanı vardır.

Deneyisel tasarımda standartlaşma ve doğru ürüne odaklanmak için de büyük katkı sunmaktadır. Bu sayede süreçlerde optimumu elde etmek söz konusu olurken, kaynakların ve zamanın doğru kullanılması da sağlanmış olur.

Deney tasarımı için 3 kritik ilke bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla şu şekildedir; tekrarlamak, gruplandırmak/bloklamak ve rastsallaştırma/rastgeleleştirmek. Tekrarla, Bu yöntem birden fazla hazırlanmış deney içerir. Deneyisel hatayı ölçmek için tekrar gereklidir. Hatalar, diğer faktörlerin yanı sıra rastgele oluşur ve değişkenliğe katkıda bulunur. Tesadüfler, deneyde olmayan ve kontrol edilemeyen faktörlerdir. Sonuç veren iki veya daha fazla test çalıştırıldıysa deney bir kez tekrarlanır (Subulan ve Çakmakçı, 2010). Gruplandırma, test alanını birden çok kümeye bölerek test hassasiyetini artırmaya yönelik bir tekniktir. Değişkenlik, kümeleme ile izole edilir. Her grup, diğerlerine göre homojen veya karakteristik olarak farklı etkileri test etmek için özelliklerine göre bloklanabilir (Çömlekçi, 2003). Rastsallaştırma, Çevresel gelişmeler, belirli bir kural veya düzen olmaksızın rastgele gerçekleşir. Deney tasarımında rastgelelik kavramının, bu kavramın kurucusu olan A. Ronald Fischer tarafından çevresel olayların önemini belirtmek için ortaya atıldığı bilinmektedir. Deneyisel tasarım için en önemli rastgeleleştirme şekli, her deney için bağımsız değişkenlerin seviyelerinin rastgele atanmasıdır. Bu yöntem aynı zamanda veri toplama için de seçilmiştir (Kunter ve arkadaşları, 2005).

Başlıca deneyisel tasarım metotları aşağıdaki şekilde,

- Klasik yöntemler
- İstatistiksel yöntemler
 - Tam Faktöriyel (tam eşlendirmeli) deney
 - Kesirli deney,
 - Taguchi metodu.

sıralanabilir.

Bu çeşitli yöntemlerin temelinde minimum deneyle en optimum sonucun elde edilmesi ve zamanın optimum kullanılması amaçlanmaktadır. Bu yöntemlerin uygulama aşamaları ortak olup aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- Problemin Tanımlanması
- Girdi aktörlerin ve Seviyelerinin Belirlenmesi
- Çıktı Değişkeninin Belirlenmesi
- Deney Tasarımı Seçimi

- Deneyleri Gerçekleştirme
- Veri analizi
- Sonuç

Bu bağlamda en yenilikçi yaklaşım olan Taguchi Deney Tasarımı tekniği en iyileme (optimizasyon) problemlerinin çözümünde etkili bir teknik olarak karşımıza çıkmaktadır. Taguchi metodu, yanıtın yalnızca en az tekrar eden deneyle elde edilmesini sağlamakla kalmayıp, en iyi kalitede süreç ve ürün geliştirilmesini her yönden destekler. Buna, sürecin veya ürünün imalat şartlarına ve kontrol edilemeyen etkenlere karşı en düşük duyarlılığı göstermesi, ihtiyaç duyulan toleransların en az maliyetle elde edilmesi ve Taguchi kayıp fonksiyonu yardımıyla ürünün toplamda neden olduğu zararları en aza indirgeyerek yeni bir kalite maliyeti anlayışı kapsamında incelemesi de dahildir.

Taguchi deney tasarımı tekniği esas olarak tarımsal araştırmalarda kullanılarak Fischer tarafından geliştirilmiştir (Montgomery, 2001; Yang vd., 1998). Lakin klasik deney tasarım teknikleri kullanımları endüstriyel koşullar altında verimli ve doğru olmayan yaklaşımlardır. Sistemi etkileyen etkenlerin sayısı arttıkça ihtiyaç duyulan deney sayısı da aşırı hızlı bir biçimde artmaktadır.

Genichi Taguchi, kendi ismiyle belirtilen yaklaşımı ile deneylerin ortaya koyulması ve değerlendirilmesindeki verimliliği iyileştirecek bir çözüm getirmiştir (Ross, 1989). Böylelikle deney öncesinde yapılan detaylı analiz ve değerlendirmelerle ihtiyaç duyulan deney tekrarlarını önemli biçimde azaltmak mümkün olmuştur. Taguchi tekniği bir deney tasarım metodu olmanın dışında yüksek kalitede sistem tasarımı için üst seviye yararlı bir metottur. Öte yandan deney tekrarlarında elde edilen azalma, etkenler arasındaki etkileşimlerin belirli seviyede ihmal edilmesinden kaynaklanmaktadır.

Taguchi deney tasarımına dair bilinmesi gereken önemli kavramlardan biri çıktıların gürültü-sinyal büyüklüğüne dönüştürülerek anlamlandırılmasıdır. Farklı yaklaşımların olduğu ve bunların:

- Minimum en ideal verisi (ideal en küçük veriye erişmek),
- Maksimum en ideal verisi (ideal en büyük veriye erişmek)
- İtibari değerin ortalama en ideal olası durumu (bakış açısına göre en ideal yapı elde edilmesi temeline dayanan)

olmak üzere her üç yaklaşıma göre gürültü-sinyal değeri elde edilir. Bu veriler ışığında karar verilen yönetime ile deneysel tasarımın en ideal durumuna erişilmiş (İç ve arkadaşları, 2016).

Minimumun en ideal olduğu halde;

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{z} \sum_{a=1}^z y_a^2 \right) \quad (5.1)$$

Maksimumun en ideal olduğu halde;

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{z} \sum_{a=1}^z \frac{1}{y_a^2} \right) \quad (5.2)$$

İtibari değerin en ideal olduğu halde;

$$S/N = -10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{S^2} \right) \quad (5.3)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{z} \sum_{a=1}^z y_a \quad (5.4)$$

$$S^2 = \frac{1}{z-1} \sum_{a=1}^z (y_a - \bar{y})^2 \quad (5.5)$$

Eşitliklerde;

y_i : performans yanıtını,

a : gözlem değerini,

z : deney sayısını,

$\bar{y}$: ortalama değer,

S_2 : teşhis varyansı olarak tanımlanmaktadır.

İlaveten varyans çözümlemesi ANOVA ile gerçekleştirilir. Her bir parametrenin süreçteki katkısı nümerik olarak ortaya çıkarılır. Tüm opsiyonlar belirlenen kısıtlara göre sürekli çalıştırılarak en iyi çıktıyı elde edilmesini sağlayacak birleştirme elde edilir. Dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri de her bir gereksinimin mutlak olarak üzerinde durulması gerekliliğidir (İç ve arkadaşları, 2016).

5.4. Taguchi Deney Tasarımı

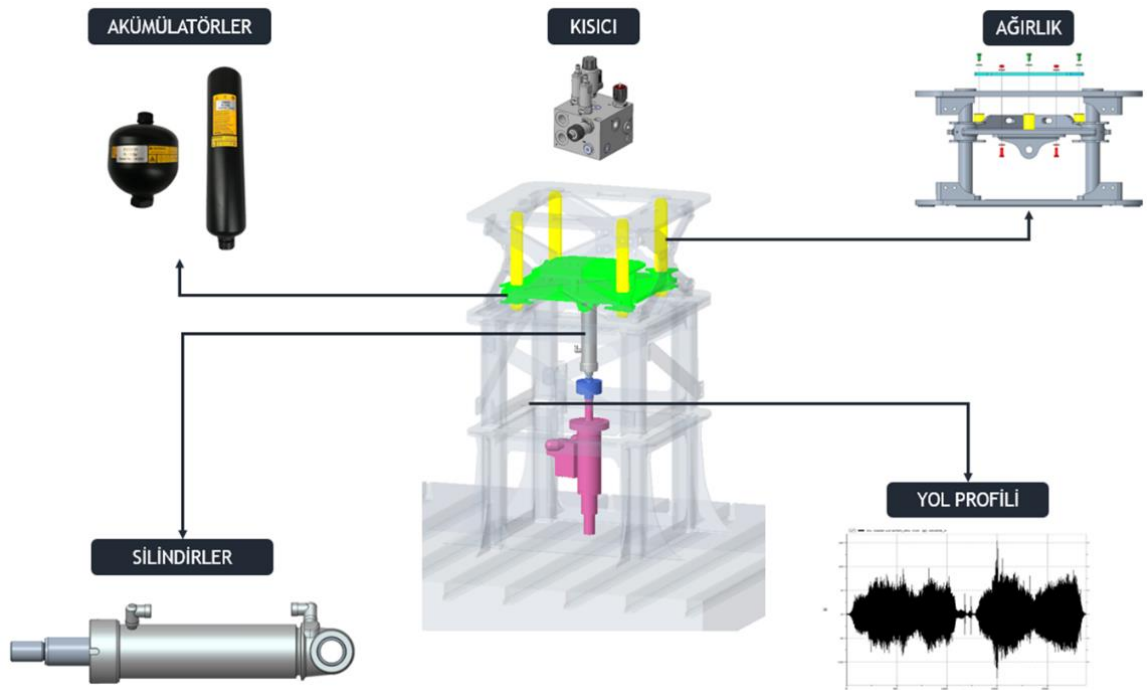
5.4.1. Faktörlerin belirlenmesi

Tez konusu hidro-pnömatik süspansiyon sistemi deneylerinde belirlenen faktörler ağırlık, kısıcıcı, yol, silindir çapları ve akümülatör tipleridir. Deney öncesi bu faktörlerin seviyeleri/değerleri belirlenmiş ve aşağıdaki Çizelge 5.5'te paylaşılmıştır.

Çizelge 5.5. Faktörlerin ve seviyenin detayları

Faktörler	Değerler			Seviye
Ağırlık [kg]	260	420		2
Kısıcıcı Konumu	Kısıcık	Geniş		2
Yol Profilleri	On-Road	Off-Road		2
Akümülatörler	Membranlı	Pistonlu-Tek	Pistonlu-Çift	3
Silindirler [mm]	90*80*50	75*63*40	55*45*25	3

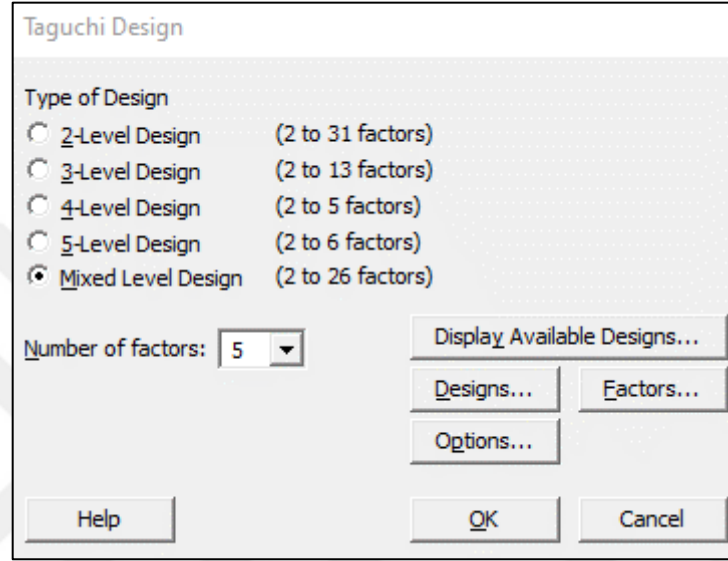
İlgili parametrelerin yapı üzerindeki görselleştirilmiş hali aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 5.21. Taguchi deney parametreleri

5.4.2. Seviyelerin tanımlanması

Yapılacak deneylerde beş faktör ve iki farklı seviye tercih edilmiştir. Bu nedenle deney tasarımında karışık seviye L_{36} deney tasarımı uygulanmıştır. Deney tasarımı Minitab programı kullanılarak yapılmıştır. Farklı seviye içeren tasarımlar için tercih edilen karışık seviye deney tasarımı seçimi Şekil 5.22’de paylaşılmıştır.



Şekil 5.22. Taguchi deney tasarımı seviye tercihi

5.4.3. Deneyisel tasarımın gerçekleştirilmesi

Taguchi deney tasarımı sonucunda elde edilen 36 deney aşağıdaki Çizelge 5.6’da paylaşılmıştır. Böylece tez kapsamında yapılacak deneylerin sırası, faktör ve seviyeleri belirlenmiştir.

Bu veriler ışığında deney setlerimiz klasik yöntemde oluşacak 144 farklı deney sisteminin sonuçlarının incelenmesi yerine 36 adet deneyin incelenmesi ile optimum sonuca varmayı vaat etmektedir Taguchi’nin deney tasarım metodu. Bu durumda hem deneylerden elde edilecek sonuçların yoğunluğundan ve yorumlanmasından kurtulmuş oluyoruz hem de günlerimizi alacak deneylerin yapılarak zamanımızı optimum kullanmış oluyoruz. Ayrıca deneylerin hazırlanmasında kullanılan iş gücünün dörtte bir oranında azaltmış olmaktadır.

Çizelge 5.6. Deney setleri

Deney	Ağırlık [kg]	Kısıcı Konumu	Yol	Silindir [mm]	Akümülatör
1	260	Kısıık	On-Road	90*80*50	Membranlı
2	260	Kısıık	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek
3	260	Kısıık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift
4	260	Kısıık	On-Road	90*80*50	Membranlı
5	260	Kısıık	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek
6	260	Kısıık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift
7	260	Kısıık	Off-Road	90*80*50	Membranlı
8	260	Kısıık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek
9	260	Kısıık	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift
10	260	Geniş	On-Road	90*80*50	Membranlı
11	260	Geniş	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek
12	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift
13	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek
14	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift
15	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Membranlı
16	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek
17	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift
18	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Membranlı
19	420	Kısıık	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek
20	420	Kısıık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift
21	420	Kısıık	Off-Road	75*63*40	Membranlı
22	420	Kısıık	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek
23	420	Kısıık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift
24	420	Kısıık	Off-Road	75*63*40	Membranlı
25	420	Kısıık	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift
26	420	Kısıık	On-Road	55*45*25	Membranlı
27	420	Kısıık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek
28	420	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift
29	420	Geniş	Off-Road	55*45*25	Membranlı
30	420	Geniş	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek
31	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift
32	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı
33	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek
34	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift
35	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı
36	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek

5.5. İlave Deneyler ve Çıktıları

Tez kapsamında üretimini gerçekleştirdiğimiz HPS test ünitesi için yapılan deneysel tasarım çıktılarına göre tüm sistem hakkında bilgi vermesi mümkün olmamıştır. Bu yüzden Çizelge 5.7’de verilen ve ilgili parametreleri içeren çıktılar için ekstra deneyler hazırlanarak test ünitesi üzerinden ilgili çıktılar elde edilmiştir. Bu veriler üst üste çizilerek veriler arasındaki değişimde gözlemlenmiştir. Bu kısımda ayır bir bölüm olarak sunulmuştur.

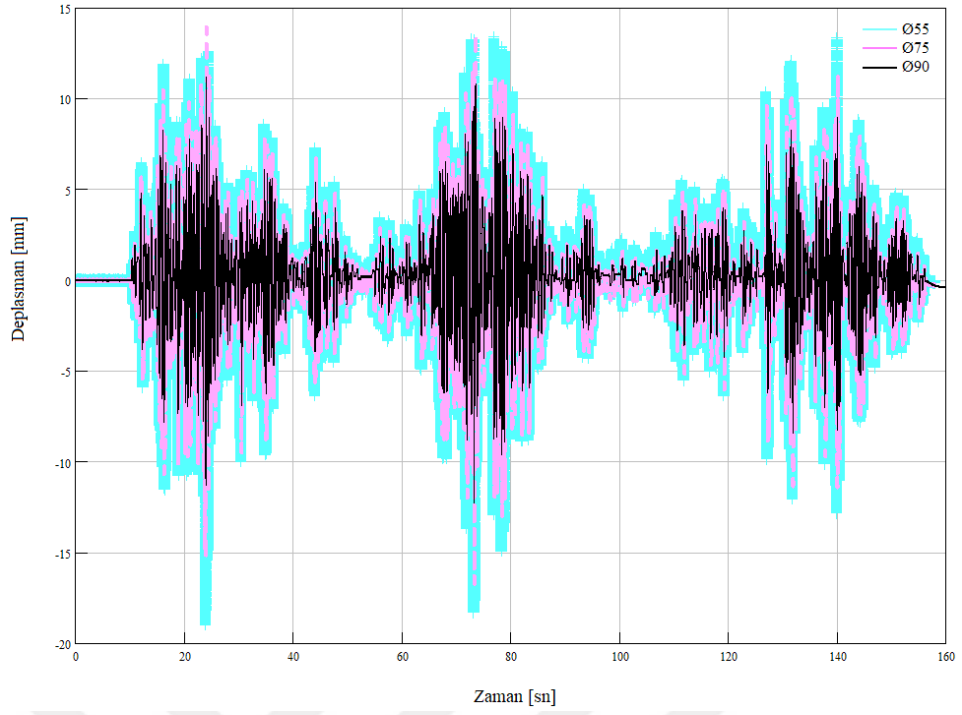
İlave deneylere ve detayları Çizelge 5.7’de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar deney sırasına göre verilmiş olup her bir deney seti kendi içinde değerlendirilmiştir. İlgili çalışmada sadece deplasman ve ivme verileri üzerinden çıkarımlar yapılmıştır.

Çizelge 5.7. İlave deney setleri

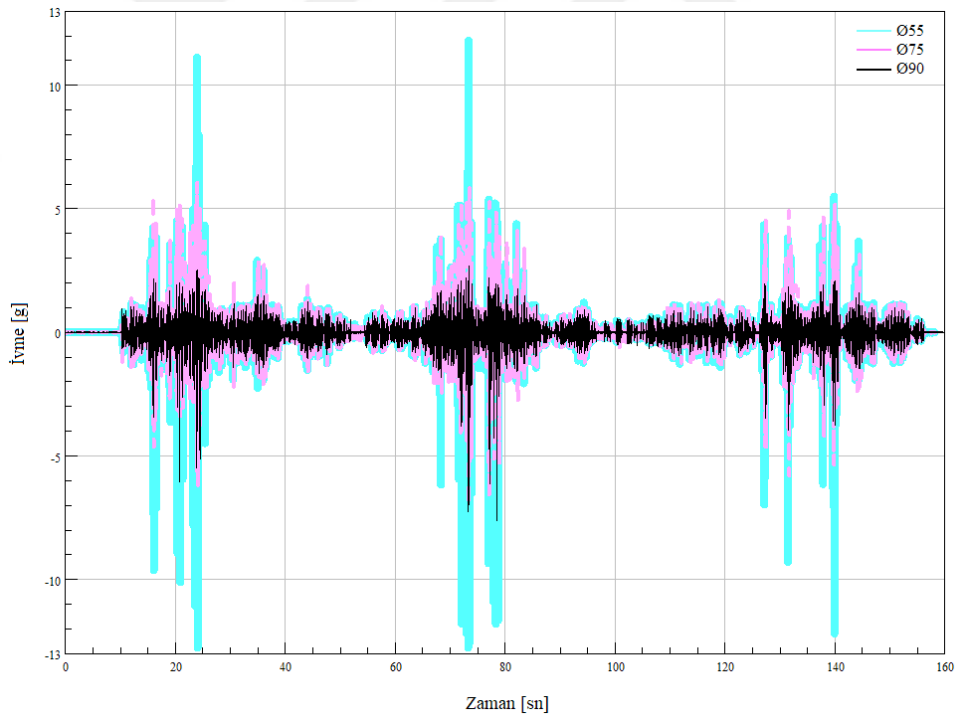
Deney	Ağırlık [kg]	Kısıcı Konumu	Yol	Silindir [mm]	Akümülatör
1	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Membranlı
				75*63*40	
				90*80*50	
2	420	Geniş	Off-Road	55*45*25	Membranlı
				75*63*40	
				90*80*50	
3	260	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı
					Pistonlu-Tek
					Pistonlu-Çift
4	420	Kısıcık	On-Road	90*80*50	Membranlı
					Pistonlu-Tek
					Pistonlu-Çift
5	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Membranlı
6	260	Kısıcık	On-Road	75*63*40	Membranlı
	420				
7	260	Kısıcık	On-Road	90*80*50	Membranlı
	420				
8	260	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı
		Kısıcık			
		Kısıcık			
		Kısıcık			

İlk deney setlerinde net olarak görmemiz mümkün olmayan farklı çaplardaki silindirlerin sistem üzerindeki etkisini deneylerle ortaya koymuş olmaktadır. Birinci deneydeki amacımız farklı çaplara sahip olan bir sistemin ivme ve deplasman davranışının tayin edilmesi ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılmasıdır. Veriler işlenerek elde edilen sonuçlar Şekil 5.23 ve Şekil 5.24’te verilmiştir.

İlaveten eklenen her deney setlerinden sonra çıktılar sırayla yorumlanmıştır. Genel sonuçlar ilgili bölümde ele alınacak olup nümerik verilerde bu kısımda paylaşılacaktır.



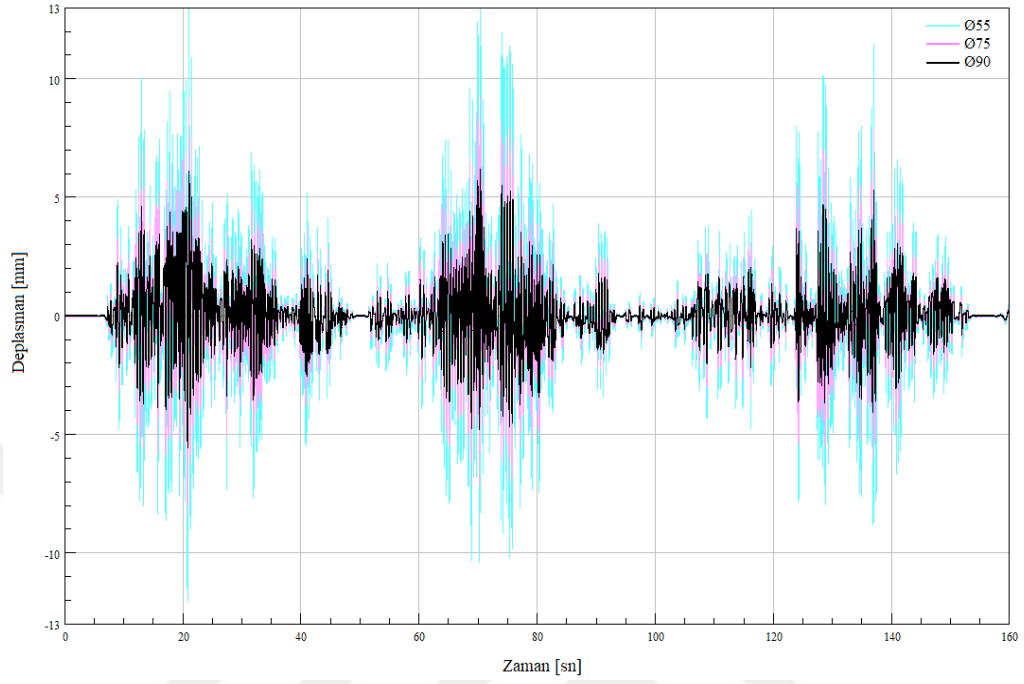
Şekil 5.23. Yaylanan kütle deplasman verisi



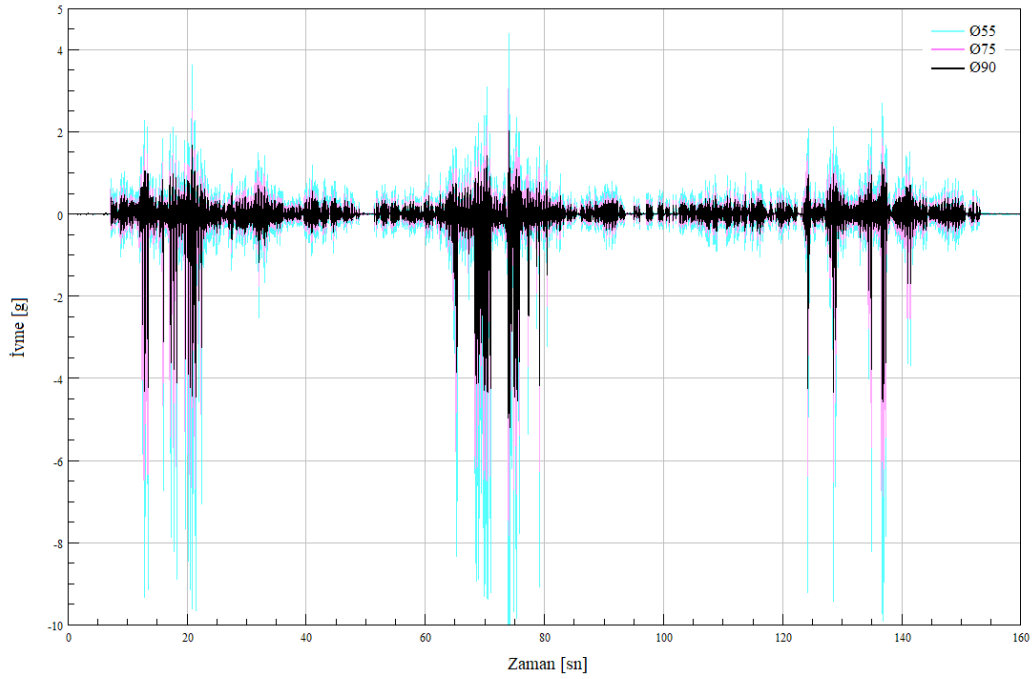
Şekil 5.24. Yaylanan kütle ivme verisi

Birinci deney sonucunda şu net bir şekilde ortaya çıkmıştır. Konfor için en önemli parametre silindirin rot değeri olduğu çap artmasıyla daha konforlu bir sistem elde edilmesi mümkündür.

İkinci deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'da paylaşılmıştır. Amacımız farklı kütledeki piston çapı davranışı ortaya çıkarmaktır.



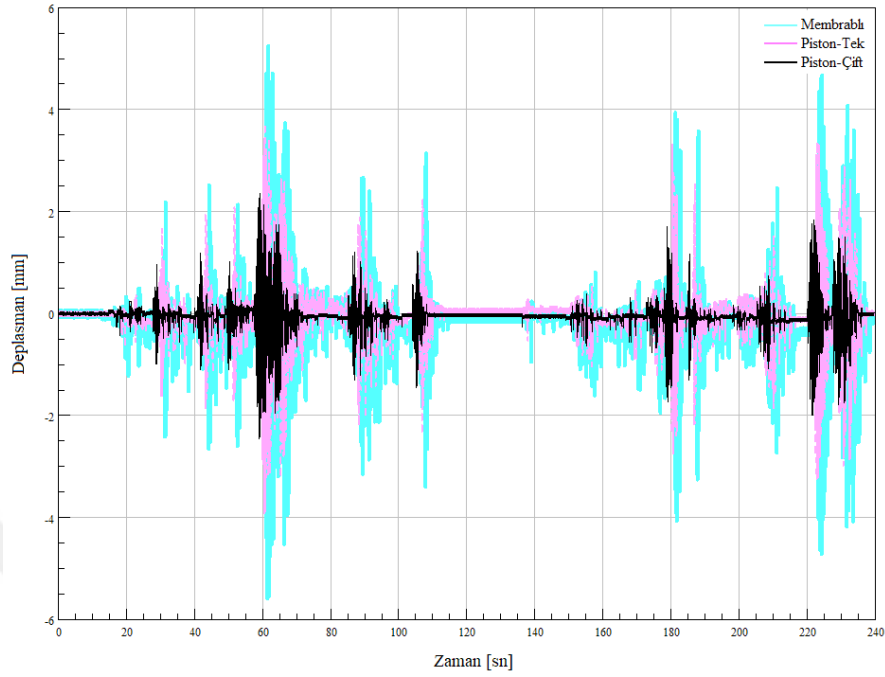
Şekil 5.25. Yaylanan kütle deplasman verisi



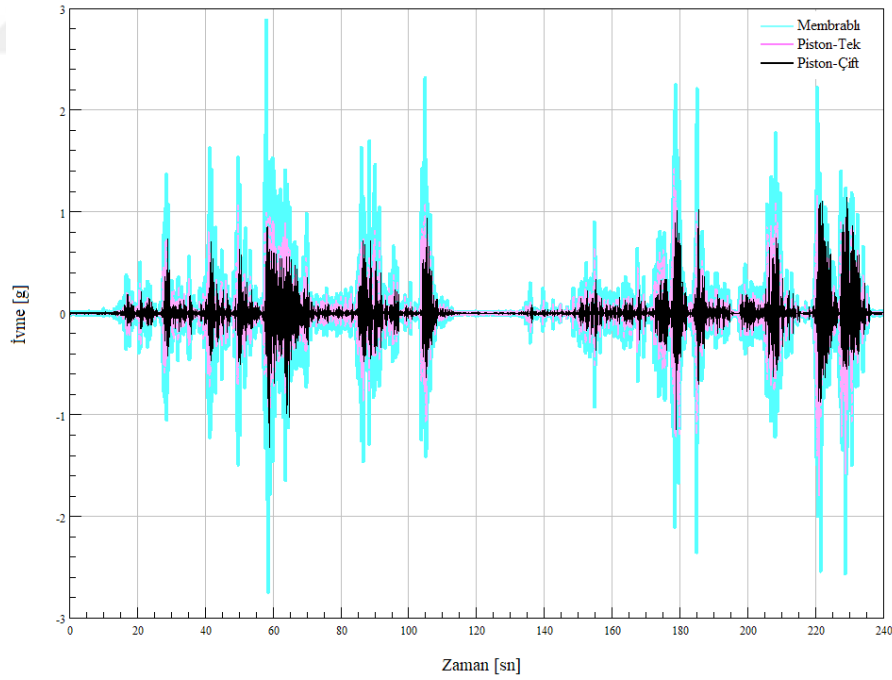
Şekil 5.26. Yaylanan kütle ivme verisi

Birinci deney ile sonuçlar göz önüne alınınca elde edilen çıktılar yaklaşık aynı olup kütle sistemin başlangıç basıncını etki etmektedir.

Üçüncü deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.27 ve Şekil 5.28’de paylaşılmıştır. Amacımız farklı tip akümülatörlerin davranışını ortaya çıkarmaktır.



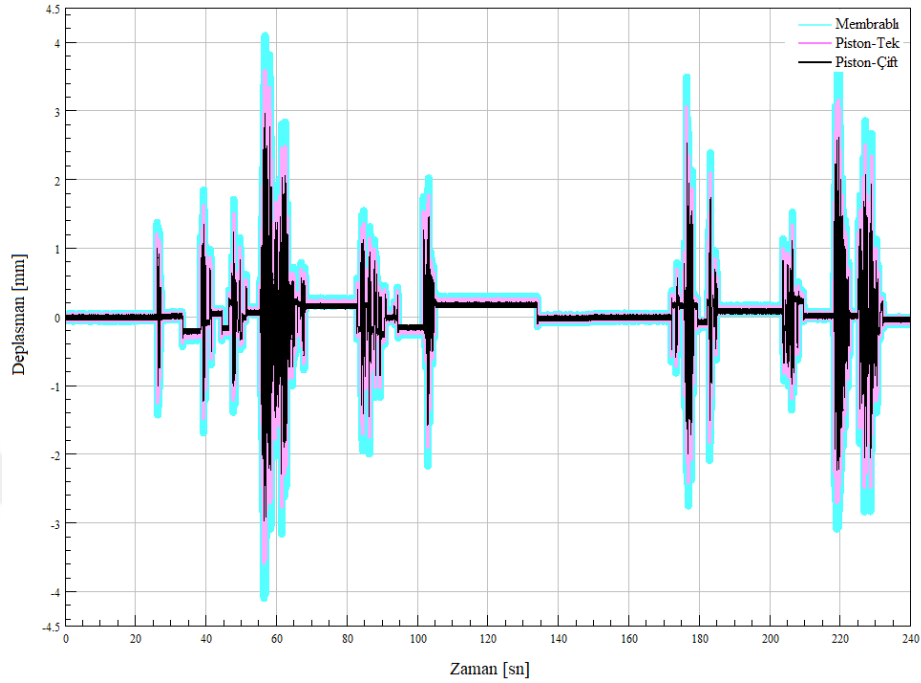
Şekil 5.27. Yaylanan kütle deplasman verisi



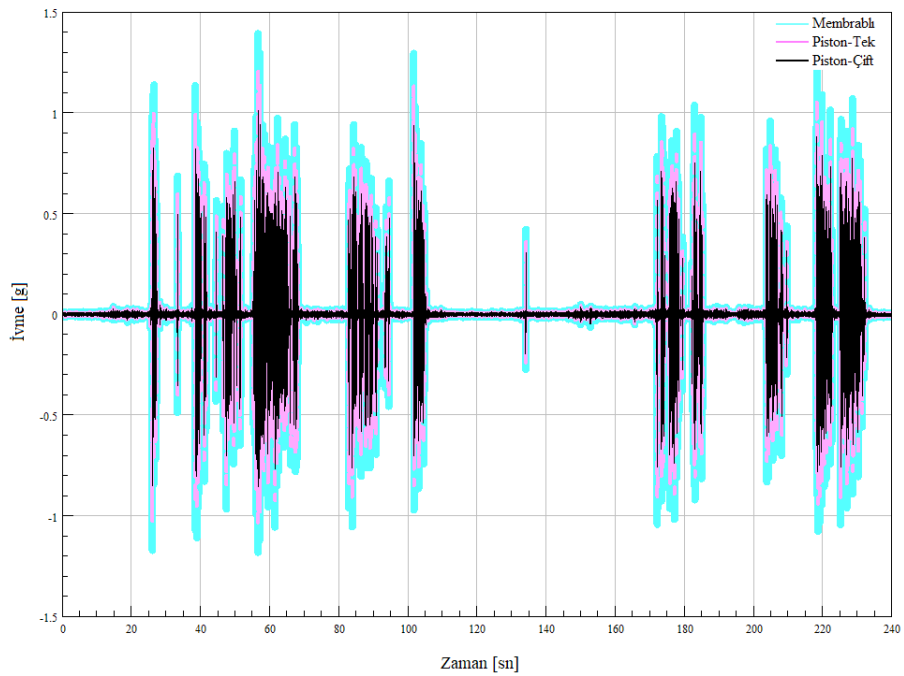
Şekil 5.28. Yaylanan kütle ivme verisi

Farklı akümülatörlerin davranışı doğrudan yay etkisini sağlayacağından en etkili tip sistem pistonlu olup iki adet devrede olması daha iyi sonuçlar elde ettik.

Dördüncü deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.29 ve Şekil 5.30’da paylaşılmıştır. Önceki deney seti ile kütle ve yol durumlarının farklı olması davranışını ortaya çıkarmaktır.



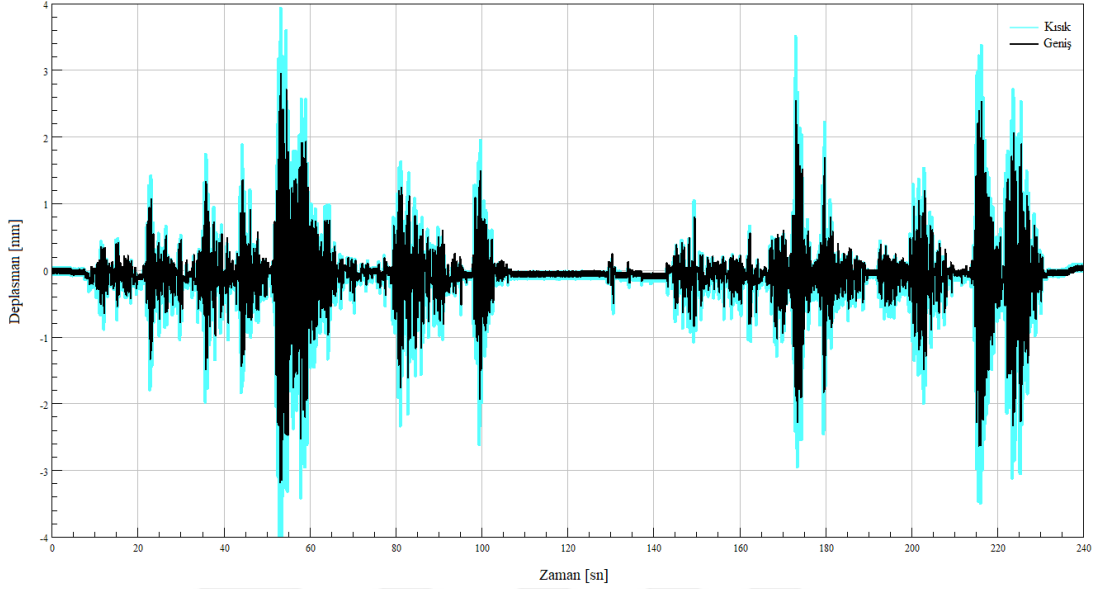
Şekil 5.29. Yaylanan kütle deplasman verisi



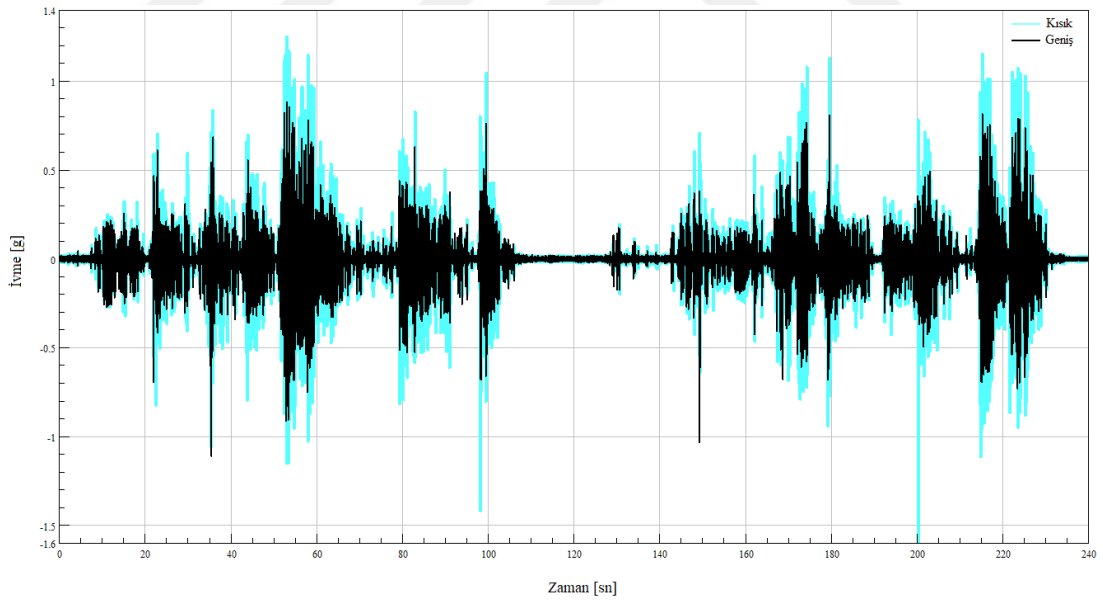
Şekil 5.30. Yaylanan kütle ivme verisi

Aynı şekilde pistonlu tip akümülatörler bu tip sistemler için çok daha iyi sonuçlar verdiğini tekrar elde etmiş olduk.

Beşinci deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.31 ve Şekil 5.32’de verilmiştir. Farklı orifis çaplarının sistem üzerindeki etkisini ilgili kısıtlarla ortaya koymak için çıktılar derlenmiştir.



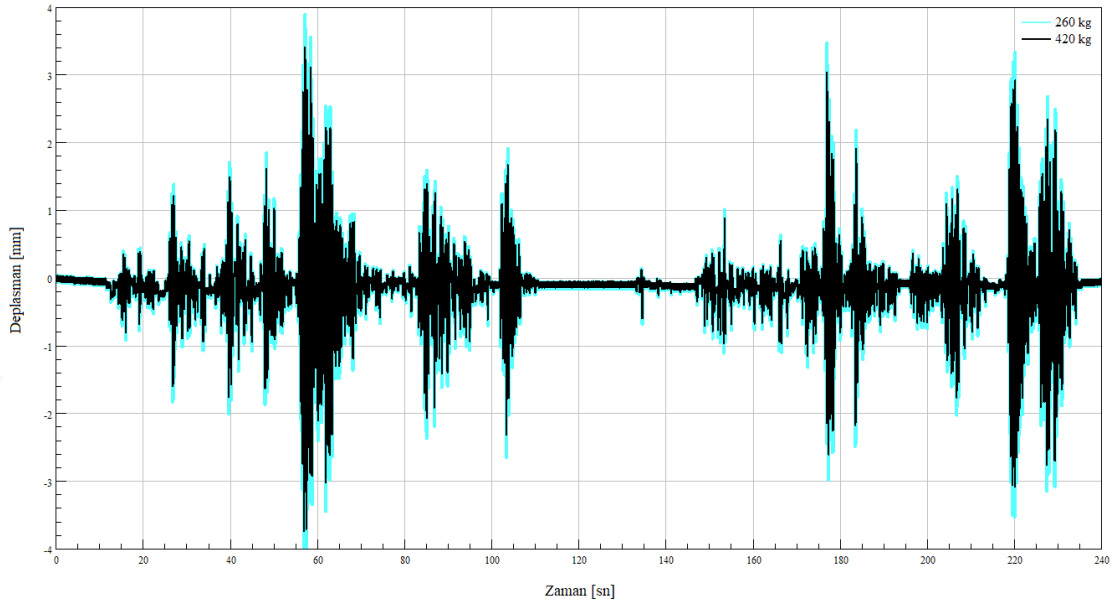
Şekil 5.31. Yaylanan kütle deplasman verisi



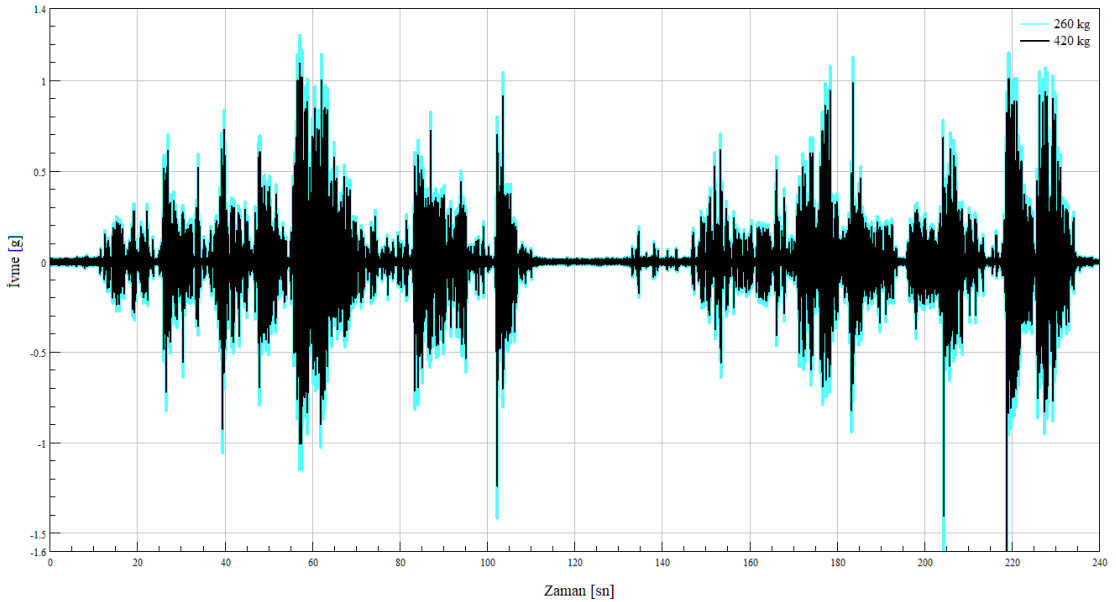
Şekil 5.32. Yaylanan kütle ivme verisi

Yapının doğrudan damper karakteristiğini etkileyecek olan bu parametre için en optimum sistem için çok fazla deney yapmak gerekmektedir. Bunu önüne geçmek için matematiksel modeller kurulup optimize edilmiştir. Genel olarak geniş olarak tanımlanan verilerin daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Altıncı deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.33 ve Şekil 5.34'te verilmiştir. Farklı deney kısıtları için kütle verisinin sistem üzerindeki etkisini daha net görmek için bu deney tasarlanmıştır.



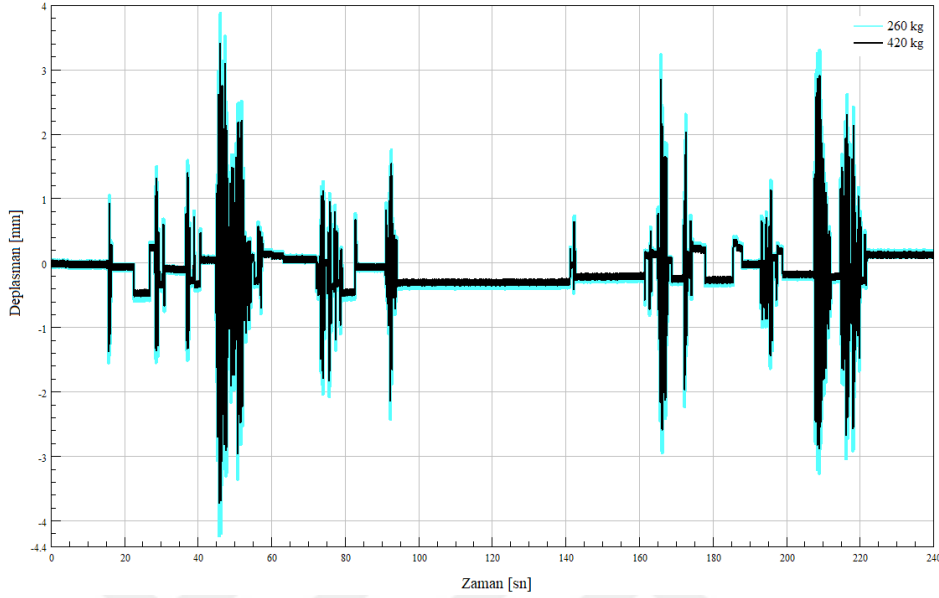
Şekil 5.33. Yaylanan kütle deplasman verisi



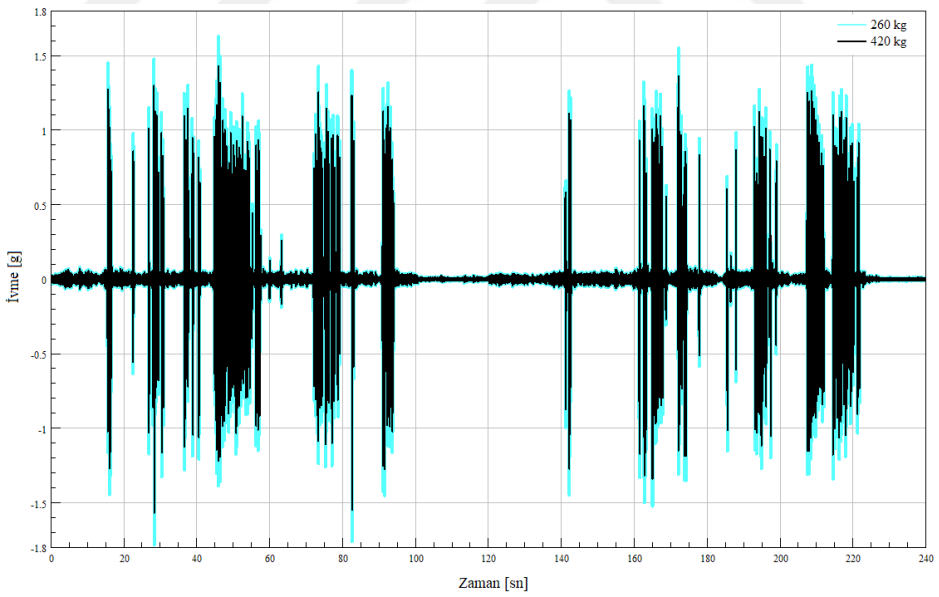
Şekil 5.34. Yaylanan kütle ivme verisi

Kütlenin doğrudan düşey eksenindeki etkisi gözlemlendiği için ataletinden dolayı bir küçük değişiklik söz konusu bunu da tolere edecek hidrolik sistem gereksinimleridir. Bu sonuçlara göre az kütle sistemin daha hızlı sönümlendiğini gözlemlememiz mümkündür.

Yedinci deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.35 ve Şekil 5.36’da verilmiştir. Altıncı deney setinden farkı ise farklı çapta silindir kullanılmıştır. Kütlenin diğer sistemler üzerindeki etkisini görmemizi mümkün kılmıştır.



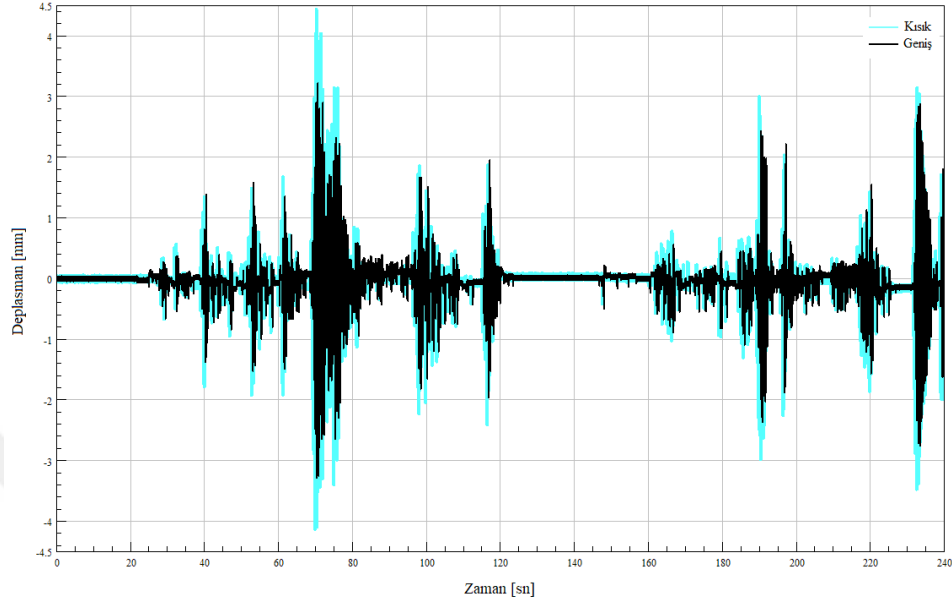
Şekil 5.35. Yaylanan kütle deplasman verisi



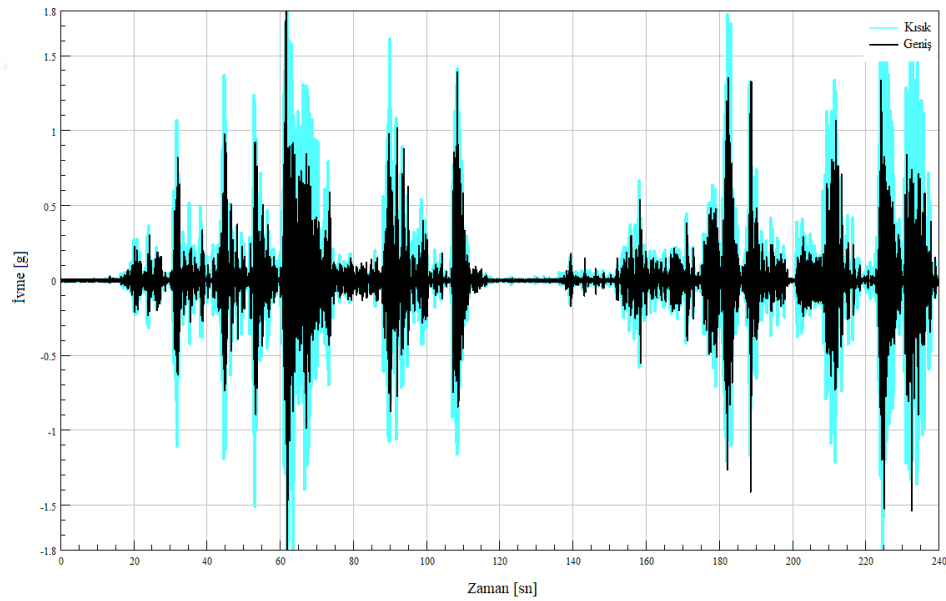
Şekil 5.36. Yaylanan kütle ivme verisi

Altıncı deney setinden farkı sadece farklı piston çapına sahip sistemin kullanılmış olmasıdır. Burada da benzer yorumu yapmamız mümkündür. Doğrudan düşey eksenindeki etkisi gözlemlendiği için ataletinden dolayı bir küçük değişiklik söz konusu bunu da tolere edecek hidrolik sistem gereksinimleridir. Yapı gereği daha hızlı sonuç aldığımızı görmekteyiz bu deney setinde.

Sekizinci deneyden elde edilen çıktılar Şekil 5.37 ve Şekil 5.38’de verilmiştir. Altıncı deney setinden farkı ise farklı çapta silindir kullanılmıştır. Kütlenin diğer sistemler üzerindeki etkisini görmemizi mümkün kılmıştır.



Şekil 5.37. Yaylanan kütle deplasman verisi



Şekil 5.38. Yaylanan kütle ivme verisi

Beşinci deneyden elde edilen sonuçların korelasyonu ve farklı silindir kullanıldığındaki durumun daha net ortaya konması için ihtiyaç duyulmuştur. Silindir çapının artmasıyla debi kullanım değeri artmasına neden olacağından daha az deplasman ederek sistem daha hızlı stabil olmuştur.

6. HPS TEST ÜNİTESİ SİSTEM TANILAMA VE OPTİMİZASYON

6.1. Transfer Fonksiyonu

Bilindiği üzere sistemlerin kontrolünün sanal ortamda yapılması ya da kontrolcülerinin geliştirilme işlemi üzerinde çalışılan sisteme ait olan matematiksel modellerle gerçekleştirilmektedir. HPS Sisteminin Deneysel Simülasyonu

Transfer fonksiyonu, başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek bir sistemin cevap (çıkış) fonksiyonu ile referans (giriş) fonksiyonu arasındaki Laplace transformasyonları oranı olarak tanımlanır. Transfer fonksiyonu ilgili sistemin dinamik karakteristiğini tanımlamaktadır. Ayrıca transfer fonksiyonları doğrudan fiziksel sistemin yapısı ile ilişki kurabilmemizi sağlamamakta olup farklı fiziksel sistemlerin transfer fonksiyonu aynı olabilir.

Sistemin giriş ve çıkışlarındaki oranı yapının transfer fonksiyonu olarak bilinmekte olup genel gösterimi,

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} \quad (6.1)$$

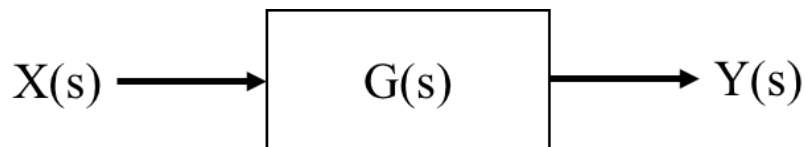
$G(s)$: Transfer fonksiyonu

$Y(s)$: Sapma değişkeni halindeki çıkış değerinin Laplace dönüşümü

$X(s)$: Sapma değişkeni* halindeki giriş değişkeninin Laplace dönüşümü

*Sapma değişkeni, değişkenin karlı haldeki durumdan ne kadar uzaklaştığını ifade eder.

Fiziksel bir sistemin giriş ve çıkışları arasındaki ilişkilerinin çizim ile anlatılış şekli olarak tanımlanabilir. Blok diyagramını oluşturan parçalar eleman olarak adlandırılmaktadır. Blok diyagramının en basit şekli; tek blok ve bir giriş çıkıştan oluşur. En basit bir yapının blok diyagramı şeklindeki temsili görseli aşağıdaki Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Temsili blok diyagramı

Bir sistemin kararlılığı ve performansı derecesini gösteren sıfırlar ve kutuplar önemli bir göstergedir bu anlamda. Sistemin sıfırları denilince, transfer fonksiyonun payının köklerine transfer fonksiyonun sıfırı denir. Devre için tanımı ise devrede frekansa bağlı elemanlar bulunabilir. Öyle frekans değeri vardır ki devrenin girişi 0 dan farklı olmasına karşın çıkışında 0 görülür. İşte bu frekans değerlerine devrenin sıfırı denir. Kutup denilince ise, transfer fonksiyonun payının köklerine transfer fonksiyonun kutbu denir. Yine devrede frekansa bağlı elemanlar bulunur öyle frekanslar vardır ki devrenin girişinde sonlu bir işaret olmasına karşın çıkışında sonsuz bir işaret görülür. İşte bu frekans değerlerine devrenin kutbu denir.

Bir sistemin matematiksel modelini çıkarma yöntemleri kendi kullanım ve ilgi alanınıza göre belirleyerek ilerlemek mümkün. Literatürde en çok kullanılan fiziksel yasaların uygulanması yöntemlerinden bazıları;

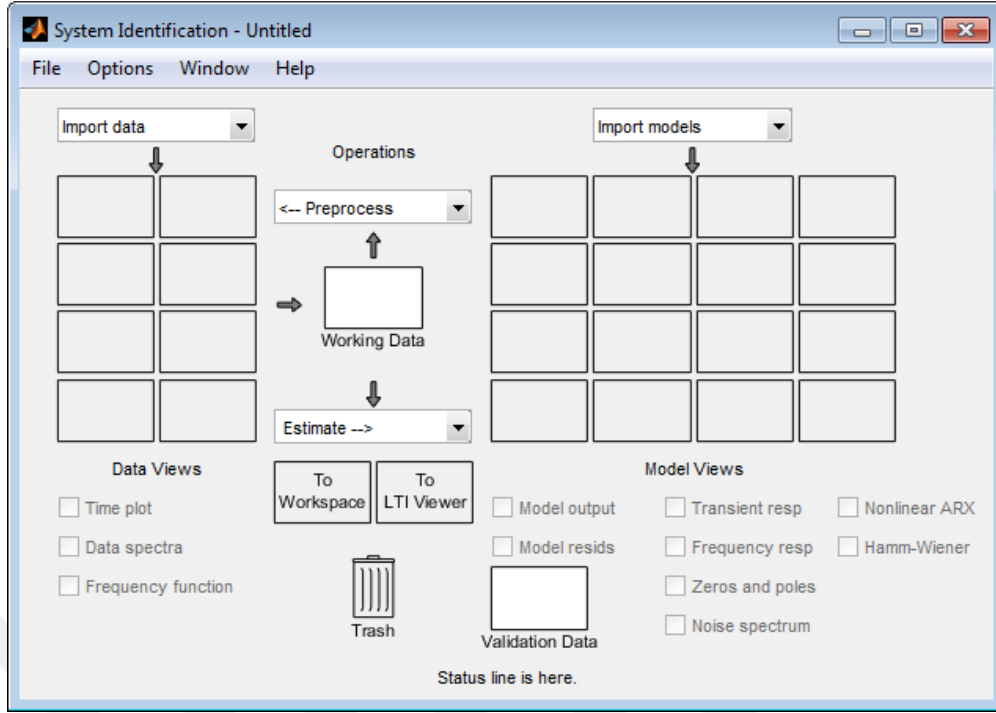
- Newton'un hareket kanunları,
- d'Alembert yöntemi,
- Enerji yöntemi,
- Lagrange yöntemi
- Hamilton denklemleri

gibi birçok metot mevcuttur. Bu yöntemlerden biri kullanılarak sistemin matematiksel modelini elde etmek mümkündür.

Bazı durumlarda doğrudan sistemin matematiksel modelini çıkarmak yerine imal edilmiş bir fiziksel sistemin girdi ve çıktı değerleri arasındaki davranışının belirlenerek yapının transfer fonksiyonunu çıkarmak mümkündür. Burada önemli olan sistemin verimliliği ve kalitesi, dizaynının temeli olan modelin sistemi temsil etme kabiliyetiyle doğru orantılıdır.

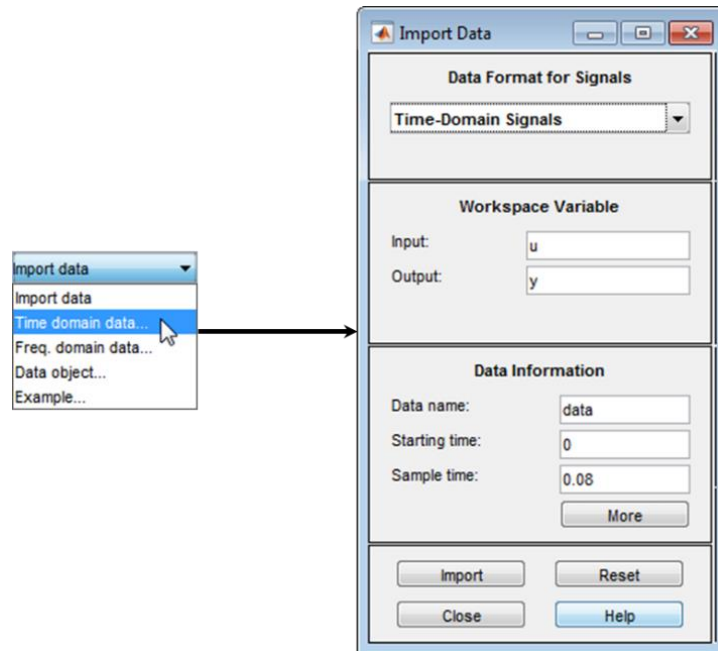
İmalatını ve testlerini gerçekleştirdiğimiz hidro-pnömatik süspansiyon sistemine dair matematiksel modelleme kısmını fiziksel ürün temel alınarak ilerlemek amacıyla sistem tanılama yöntemi kullanmaya karar verilmiştir. Sistem tanılama işlemi MATLAB ortamında gerçekleştirilmiştir. MATLAB ta gerçekleştirilen işlem adımları aşağıdaki gibi olup kısaca açıklanmıştır.

Zaman düzlemindeki sistem tanımlama MATLAB komut penceresi Şekil 6.2'de verilmiştir.



Şekil 6.2. MATLAB sistem tanılama penceresi

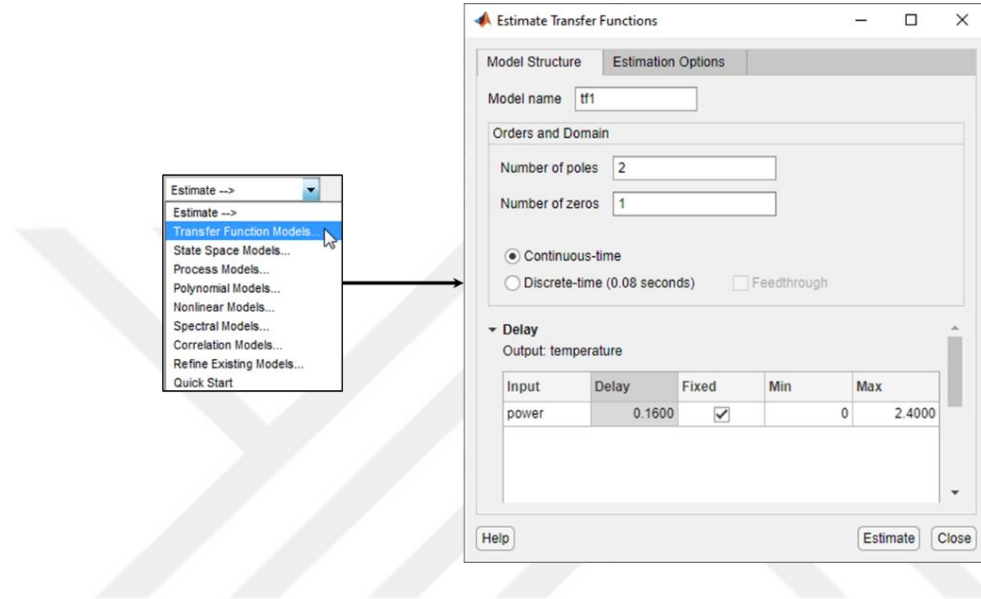
Test esnasında alınan giriş ve çıkış dataları için aşağıdaki gibi açılan pencereden (Şekil 6.3'te) veriler ithal edilerek değişkenler bu ekranda belirlenerek/tanımlanarak örnekleme zamanı ve başlama zamanları ile sisteme yükleme işlemi tamamlanmış olmaktadır.



Şekil 6.3. MATLAB zaman tabanlı veri giriş ekran arayüzü

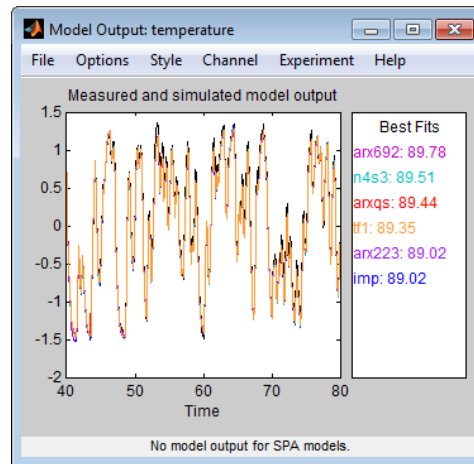
İlgili giriş ve çıkış bilgileri MATLAB sistem tanımlama kutusu ve ardından örnekleme zaman tamamından sonra yapının kutupları ve sıfırları belirlenerek çok çeşitli yöntemlere göre kestirimler yapılabilmektedir.

Önceki adımların tamamlanmasından sonra Şekil 6.4'te kestirimler için çok farklı seçenekler mevcut. Bu tez kapsamında transfer fonksiyonu modeli seçilerek sonuçların doğruluğu incelenmiştir. Doğruluklar yüzdesel oranlarda



Şekil 6.4. MATLAB ortamında modelleme kestirim ekranı

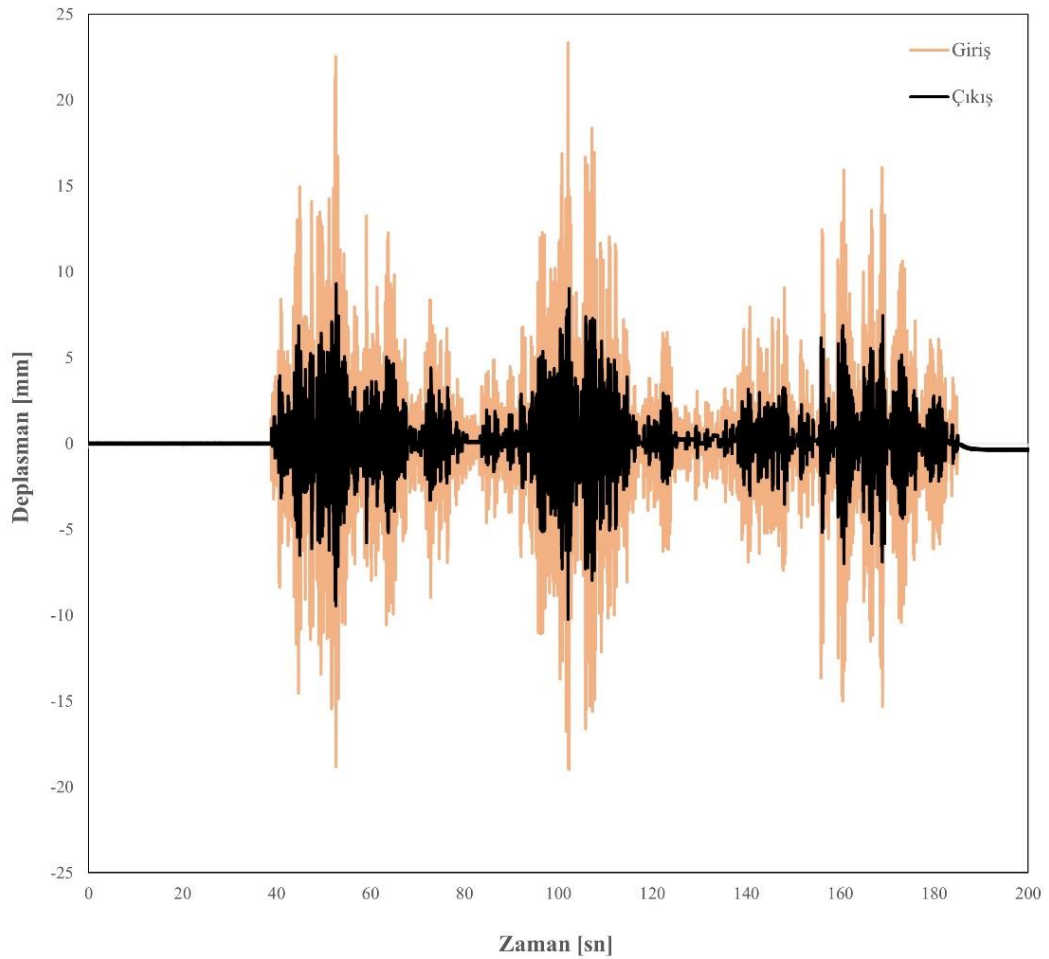
Elde edilen doğruluk ekran görseli aşağıdaki Şekil 6.5'te verilmiş olup eğer istenilen doğruluk yüzdesine sahip değilse model sistemin kutup ve sıfırları ile oynanarak oran artırılabilir. Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir tecrübe en az %90 doğruluğa sahip modeller ile ilerlemek gerekmektedir.



Şekil 6.5. MATLAB ortamında doğruluk oranı ekranı

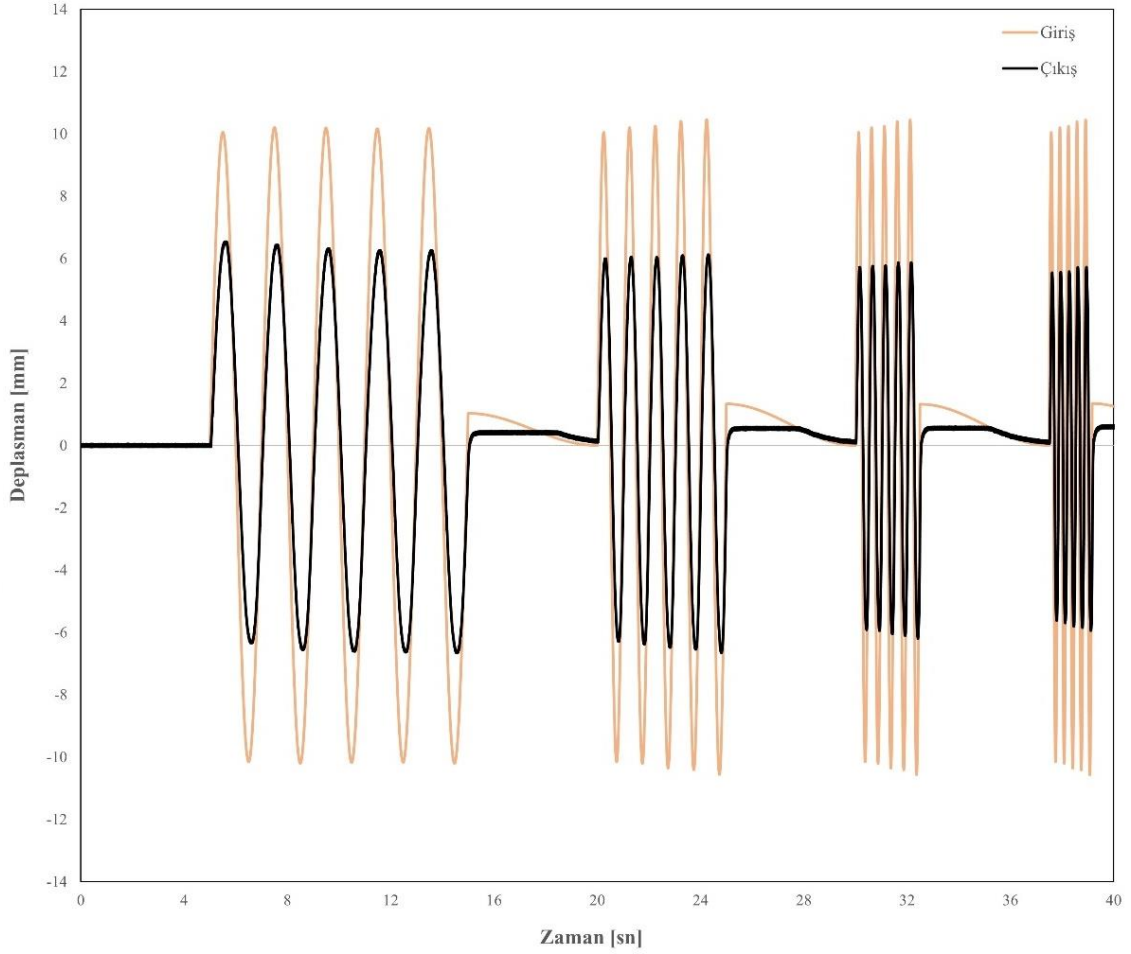
Veri toplama işlemi üç farklı yol tipi için sonuçlar elde edilmiş olup elde edilen giriş/çıkış verileri üzerinden sistem tanılama yapılmıştır. Aşağıda temsili üç farklı yola ait giriş ve çıkış sonuçları iki farklı sonuç referans alınarak verilmiştir. Bu veriler ışığında fiziksel sistemi tanımlayan bir matematiksel model elde edilmiştir. Düşük frekanslarda çalışan sistemler için en iyi sistem tanılama sinüs girdiler ile elde edilen sonuçlar olduğu bilinmektedir. Yüksek frekanslı sistemler daha çok rastgele veriler ile sistem tanılama tercih edilmektedir.

Temsili olarak engebeli yol girdisi için elde edilen deneysel sonuçlar Şekil 6.6'da verilmiştir.



Şekil 6.6. Engebeli yol girdisine ait çıkış-giriş verilerinin üst üste çizilmiş görseli

Temsili olarak sinüs yol girdisi için elde edilen deneysel sonuçlar Şekil 6.7'de verilmiştir.



Şekil 6.7. Sinüs yol girdisine ait çıkış-giriş verilerinin üst üste çizilmiş görseli

Yukarıdaki adımlar test sisteminden aldığımız giriş ve çıkış değerlerine uygulanarak transfer fonksiyonu elde edilmiştir. Elde edilen transfer fonksiyon doğruluk oranları aşağıdaki Çizelge 6.1.'de verilmiştir. Tabloda dikkat edilmesi gereken konu şudur ki farklı fiziksel durumları içeren birçok transfer fonksiyonu elde edilmiş olup o anki deney şartını ifade etmektedir.

Çizelge 6.1. Veri kanalları tanımı, birimi ve açıklamaları

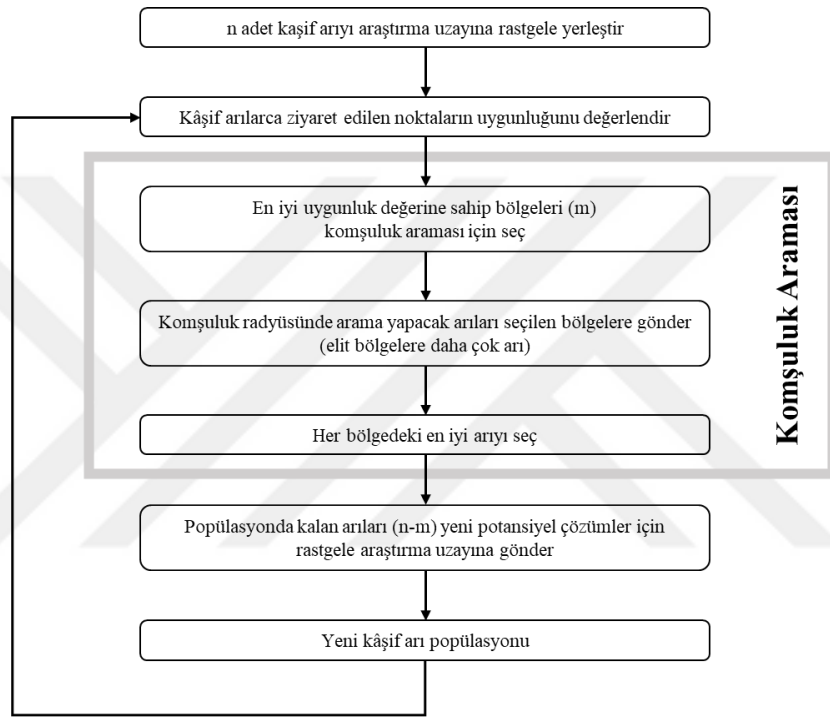
Deney	Ağırlık [kg]	Kısıcı Konumu	Yol	Silindir [mm]	Akümülatör	Regresyon [%]
1	260	Kısık	On-Road	90*80*50	Membranlı	72
2	260	Kısık	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	74
3	260	Kısık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	73
4	260	Kısık	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	76
5	260	Kısık	On-Road	55*45*25	Membranlı	75
6	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Membranlı	71
7	260	Kısık	Off-Road	90*80*50	Membranlı	70
8	260	Kısık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	78

9	260	Kısık	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	75
10	260	Geniş	On-Road	90*80*50	Membranlı	74
11	260	Geniş	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	72
12	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	73
13	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	71
14	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	76
15	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Membranlı	75
16	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Membranlı	73
17	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	73
18	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	72
19	420	Kısık	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	78
20	420	Kısık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	75
21	420	Kısık	Off-Road	75*63*40	Membranlı	71
22	420	Kısık	Off-Road	90*80*50	Membranlı	76
23	420	Kısık	Off-Road	55*45*25	Membranlı	78
24	420	Kısık	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	77
25	420	Kısık	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	78
26	420	Kısık	On-Road	55*45*25	Membranlı	73
27	420	Kısık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	72
28	420	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	71
29	420	Geniş	Off-Road	55*45*25	Membranlı	79
30	420	Geniş	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	77
31	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	78
32	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı	76
33	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	74
34	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	75
35	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	72
36	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Membranlı	71

6.2. Optimizasyon

Önceki bölümde anlatılan ve sonuç olarak elde edilen transfer fonksiyonları ile sistemin tanımlanması yapılmıştır. Fakat istenilen doğruluk oranında bir sonuç elde edilememiştir. Bu da transfer fonksiyonlarının temelde beklenen literatür tecrübelerini tam olarak karşılamadığı sonucuna varılmıştır. Elde edilen veriler ışığında ilerlenmesi halinde ise yapılan birçok çalışmanın temelde bunun doğruluğunun tartışılır olmasının önünü açması ilerde yürütülecek olan birçok çalışmanın da bunun gölgesinde kalmasına neden olacağından optimizasyon çalışması ile elde edilen doğruluk değerinin yukarıya çekilmesi için bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmadaki temel motivasyon regresyon değerinin minimum %90 seviyesine çıkarılmaktır. Bu sayede de transfer fonksiyonunun iler ki çalışmalarda sorunsuz bir şekilde kullanılabilirliğini ortaya koymuş olacağız.

Yapılması hedeflenen optimizasyon çalışmasında Hooke-Jeeves ve Arı algoritmaları aynı anda çalıştırılarak hızlı bir şekilde transfer fonksiyonunun doğruluk değeri istenilen amaç fonksiyonu değerine çıkarılmak hedeflenmiştir. Yürütülen çalışmada hız olarak elde edilen sonucun beklentiyi karşılamadığı ve bu yüzden sadece arı algoritması ile optimizasyon çalışmalarının yürütülmesine karar verilmiştir. Kurulan optimizasyon modelinde genel bölge taramasında en optimum sonucu vereceğini bildiğimiz arı algoritmasının çalışma prensibi Şekil 6.8’de kısaca açıklanmıştır.



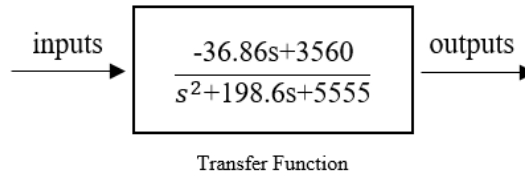
Şekil 6.8. Arı algoritması akış diyagramı

Algoritmanın başlangıçta gelişigüzel olarak n adet kaşif arı arama uzayına yerleştirilerek başlamaktadır. Kaşif arılar gittikleri bölgedeki uygunluk için bir hata verisi elde edilmektedir. Bu veri doğruluk değerlerine göre hizalanmaktadır. Be değerlere göre en iyi m arı ile komşuluk araştırması yapması için belirlenir. En iyi arılar çerçevesinde komşuluk radyusu içerisinde yeni diziler ortaya çıkmaktadır. Bunlardan bir hata çıktısı elde edilmektedir. Buradaki amaç bölünerek en iyiyi elde etmek olduğundan m adet arıdan e adet eniyileme ile vasıflı sonuçlara göre o bölgeye daha çok arı yollanmaktadır. Buradaki m arı ayrı ayrı çevresine yollanan araştırmacı arılar kendi içinde yeniden en düşükten en yükseğe doğru bir değerlendirme yapılır ve hata oranı minimum olan en iyi arı olarak tanımlanır. Değerlendirmeden geriye kalan arılarda geri çekilerek yerlerine çalışma alanına rastgele olarak yeni arılar üretilir. Burada hata değeri tekrar hesaplanarak

sıralamaya alınır eğer amacımıza hizmet eden sonuç elde edildiyse döngü durmakta değilse döngü aynı şekilde devam etmektedir. Temel adımlarla arı algoritması:

1. Gereksinimlere göre rastgele bir popülasyon üretir.
2. Bu popülasyon daki değişiklik yanlışlığı değerine göre bir sıralamaya sokulur.
3. Amaca göre döngü kendini tekrar eder ne zamanki istenilen sonuç elde edilene kadar.
4. Mükemmel popülasyon alanları komşuluk tabanlı etütleme ile seçim yapılır.
5. Etüt edilen kısımlara arılar tekrar sevk edilir ve yanlışlığı payı hesaplanır.
6. Elde edilen yanlışlığı payı ile tekrar düzene sokularak sıralanır.
7. Ardından geride olan arılar gereksinim koşullarına göre feza içineyeniden serpilir ve yanlışlığı payı ortaya çıkarılır.
8. Rotasyon devam eder.

Bu veriler ışığında ilk başta elde edilen en yüksek regresyon değerine sahip transfer fonksiyonu için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Transfer fonksiyonu Şekil 6.9'da verilmiştir.



Şekil 6.9. MATLAB ortamında elde edilen en iyi regresyon değerine sahip transfer fonksiyonu

Elde edilen transfer fonksiyonu optimizasyon öncesinde tüm katsayıları değişken olarak tanımlanmıştır. Parametrik değişkenlerin denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$F(s) = \frac{v_1 s + v_2}{v_3 s^2 + v_4 s + v_5} \quad (6.2)$$

Bu parametrelere göre girdi değerimizle hedeflediğimiz değer arasındaki yakınsamayı sıfıra yaklaştırarak elde edilecek olan yeni katsayıların doğruluk oranını daha yukarı çekmeyi hedeflemekteyiz. Bu bağlamda amaç fonksiyonu aşağıdaki eşitlikte tanımlanmıştır.

$$f = \int (y_{test} - y_{out})^2 dt \quad (6.3)$$

Buradaki y_{test} test ünitesinden yapılan çalışmalar sonucu elde edilen anlık değerleri temsil ederken y_{out} transfer fonksiyonundan elde edilen çıktılar olarak karakterize edilmiştir.

Yukarıda çizilen temel çerçevede optimizasyon çalışmaları yapılmış olup elde edilen transfer fonksiyonunun parametreleri aşağıdaki Çizelge 6.2’de verilmiştir.

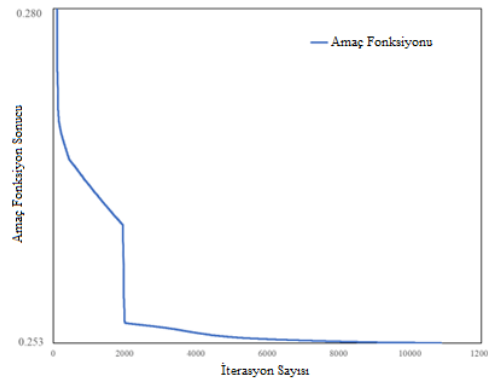
Çizelge 6.2. Optimizasyon sonuçları

Transfer Fonksiyon Değişkenleri	Optimizasyon Öncesi	Optimizasyon Sonrası
v_1	-36.86	11.01
v_2	3560	11.343
v_3	1	1
v_4	198.6	17.976
v_5	5555	14.094
Amaç Fonksiyon Sonucu	0.280	0.253

Bu çalışma sonucunda amaç fonksiyonumuzda %10.5 gibi bir iyileşme elde edilmiş olup genel değerlendirmede transfer fonksiyonu modeli yansıtma noktasında %97’lik bir doğruluk değerine ulaşmış olmaktadır. Elde edilen fonksiyon aşağıdaki gibidir.

$$F(s) = \frac{11.01s + 11.343}{s^2 + 17.976s + 14.094} \quad (6.4)$$

Amaç fonksiyonunun yakınsama grafiği Şekil 6.10’da verilmiştir. Elde edilen transfer fonksiyonu ile çok çeşitli kontrol algoritmaları geliştirilerek aktif süspansiyon sistemine geçişlerin yapılması mümkün olmaktadır.



Şekil 6.10. Optimizasyon yakınsama grafiği

Doğrusal geri beslemeli sistemlerin kararlılığını ölçmek için;

- Karmaşık s-düzlemi yaklaşımı
- Zaman alanı yaklaşımı
- Frekans alan yaklaşımları

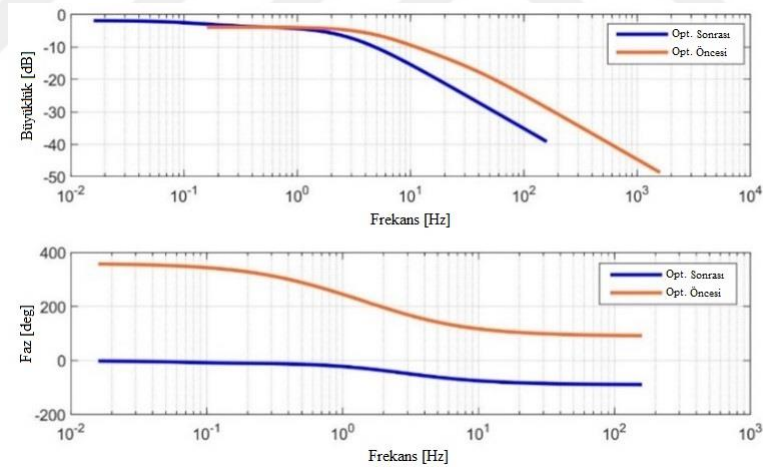
ile değerlendirmeler yapılmaktadır.

Frekansın kompleks fonksiyonu olan sinüzoidal transfer fonksiyonun genliği, faz açısı ve frekansı ile karakterize edilir. Sinüzoidal transfer fonksiyonu gösteriminde üç ana metot vardır. Bunlar;

- Logaritmik eğriler veya bode diyagramı
- Kutupsal eğriler veya nyquist eğriler
- Log modülü-faz açısı veya nichels diyagramları

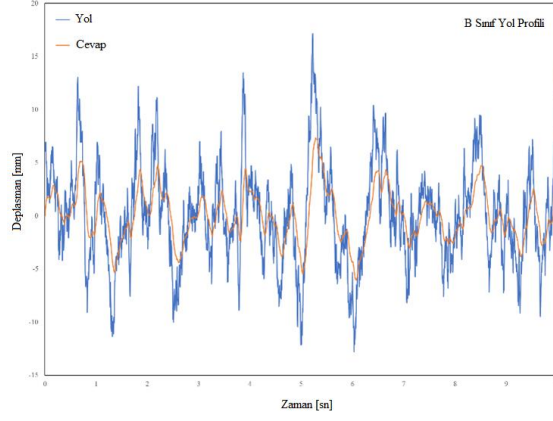
olarak bilinmektedir.

Elde edilen optimizasyon öncesi ve sonrasındaki yapının frekans tabanlı cevapları bode diyagramı üzerinde incelenmiş olup Şekil 6.11’de sonuçlar gösterilmiştir. Elde edilen frekans tepkilerinin önemli ölçüde iyileştiği görülmektedir.

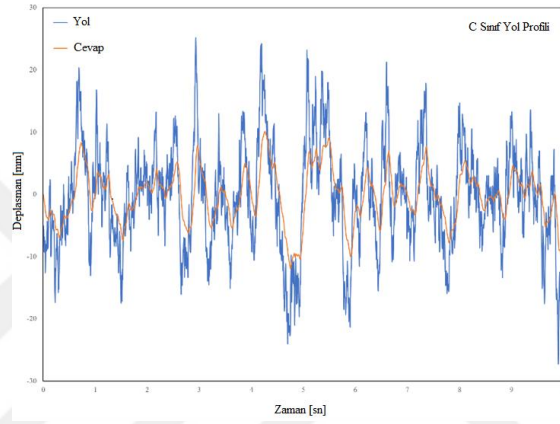


Şekil 6.11. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki transfer fonksiyonlarının bode diyagramı

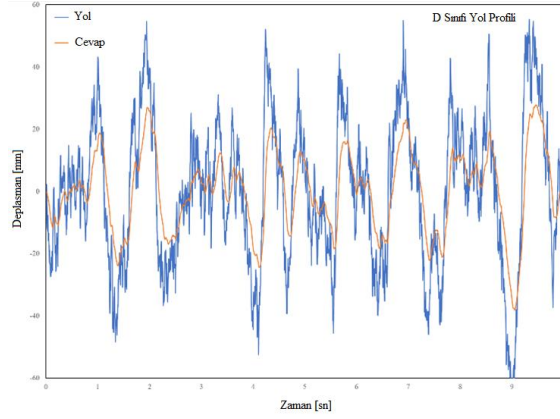
Tez kapsamında detaylı olarak ISO 8608:2016’ya göre tanımlanan yol profilleri bölüm 5’te aktarılmıştı. Optimizasyon sonrası elde edilen yüksek doğruluğa sahip yeni transfer fonksiyonu için rastgele olarak MATLAB ortamında yazılan kodlara göre (ISO8608:2016) elde edilen B, C ve D sınıfında yollar tanımlanmıştır. Transfer fonksiyonundan elde edilen çıktılar ve uygulanan yola dair grafikler sırasıyla Şekil 6.12, Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’te verilmiştir.



Şekil 6.12. ISO 8608'e göre B yol profiline göre yaylanan kütlenin cevabı



Şekil 6.13. ISO 8608'e göre C yol profiline göre yaylanan kütlenin cevabı



Şekil 6.14. ISO 8608'e göre D yol profiline göre yaylanan kütlenin cevabı

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Bu tezde, ağır yük taşıyan araçlarda kullanmak üzere sürüş konforunu yönünden istenilen performans özelliklerine sahip HPS'nin tasarımı için bir deneysel yöntem sunulmuştur. Bu kapsamda, HPS tasarımı yapmak üzere bir deney sistemi tasarlanarak üretilmiş, istenilen performans özelliklerine uygun HPS parametrelerinin en az sayıda deneyle en doğru tahmini elde edecek şekilde belirlenmesi amacıyla kullanılacak deney planı Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi ile belirlenmiştir. HPS tasarımında kullanılacak farklı özelliklere sahip yollara ait yol verileri bir veri toplama sistemi aracılığı ile elde edilmiştir. Taguchi yöntemi ile elde edilen deneysel planı uygulanarak elde edilen deneysel veriler nCode yazılımı ile işlenerek sistemin sürüş konforu yönünden eniyilenmesi yapılmıştır.

Tasarlanan deney sisteminin sayısal yöntemlerle doğrulanması amacıyla iki serbestlik dereceli bir çeyrek araç modeli kullanılarak geliştirilen sistemin CAD modeli oluşturulmuştur. MATLAB yazılımı kullanılarak HPS'nin sistem tanılaması yapılmış, elde edilen veriler parametrize edilerek Hooke-Jeeves ve Bees Algoritmaları eş zamanlı olarak çalıştırılarak sistemi en iyi tanımlayan transfer fonksiyonu elde edilmiştir. Sunulan deneysel yöntemle tasarlanan HPS'nin performansı elde edilen transfer fonksiyonu kullanılarak doğrulanmıştır. Yapılan deneylerin sonuçları ekler bölümünde grafikler halinde verilmiştir. Ayrıca ilave deneylerden elde edilen sonuçlar Bölüm 5'te grafikler şeklinde sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde aşağıdaki yorumlar elde edilmiştir:

1. Bu çalışmada, HPS'ne dair tüm parametrelerin aynı anda değiştirilerek süspansiyon davranışının incelenildiği ve optimize edilebildiği bir test ünitesi geliştirilmiştir. Geliştirilen test sistemi, HPS sistemine ait parametrelerin çok hızlı biçimde değiştirilmesini mümkün kılacak yapıda tasarlanmıştır. Bu sayede farklı tip ve hacimde akümülatör bağlanarak sistemin direngenliği çok hızlı bir şekilde değiştirilmektedir. Sistemin sönüm karakteristiği hem silindir hem de orifis çaplarını değiştirerek hızlı biçimde ayarlanabilmektedir. Tez çalışması kapsamında geliştirilen test sistemi istenilen sürüş konforunu sağlayabilecek HPS sisteminin tasarlanması konusunda yeterli ve kullanılabilir bulunmuştur.

2. Bu tez kapsamında geliştirilen test sistemi HPS kullanılan araçlar için henüz prototip üretim yapılmadan süspansiyon sisteminin tasarımı aşamasında tasarlanan sistemin tasarım doğrulamasını yapmak amacıyla kullanılabilecektir. Bu nedenle, tez çalışması kapsamında geliştirilen test sistemi Hidrolik Süspansiyon Sistemi tasarım sürecinde önemli zaman ve kaynak tasarrufu sağlama potansiyeline sahiptir.
3. Deneysel sonuçlar incelendiğinde pistonlu tip akümülatörün daha iyi sönümleme performansına sahip olduğu gözlenmiştir. Deneysel ivme verileri incelendiğinde RMS değerlerinin diğer akümülatör tipine göre yaklaşık %15'lik daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bu durumda HPS sistemlerinde daha iyi sürüş konforu için pistonlu akümülatörler diğer tiplere göre tercih edilmelidir.
4. Deneysel sonuçlar incelendiğinde HPS sisteminin tepki süresini etkileyecek önemli parametrelerden biri olan piston çapı büyüdükçe sönümleme süresinin kısaldığı gözlenmiştir. Bu nedenle, sistemde kullanılacak en uygun piston çapının seçimi önem arz etmektedir. Doğru seçilen piston çapı daha az yağ tankı hacmi, daha az kuvvet oluşumu ve daha az sıcaklık değişimine neden olacaktır.
5. Elde edilen deneysel sonuçlar incelendiğinde çeyrek taşıt modelindeki araç kütlelerinin değişiminin sistemin doğal frekansı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı gözlenmiştir. Bu durum hidro-pnömatik süspansiyon sistemin mekanik süspansiyon sistemi yerine tercih edilme gerekçesi ile örtüşmektedir.
6. Elde edilen deneysel sonuçlar incelendiğinde HPS sisteminde kullanılan orifis çapının sürüş konforu ve sürücü konforu açısından önemli olduğu belirlenmiştir. Kısıcıcıdan geçen akışkan debisi artırıldıkça sistemin denge konumuna erişim süresi kısalmaktadır. Kısıcıcı çapı minimum değerde sahip iken ölçülen RMS ivme değerleri daha büyük çapa ait sistemdeki RMS ivme değerlerinden %21'lik daha yüksektir. Optimum orifis çapının seçimi ile hem optimum sönüm sağlanacak hem de sistemdeki yağın daha az ısınması mümkün kılınacaktır.
7. Bu çalışmanın diğer araştırmalara göre diğer ayırt edici yönü farklı yapı ve davranış özelliklerine akümülatörlerin hidro-pnömatik süspansiyon sisteminin davranışına etkisini incelemeyi mümkün kılmasıdır.
8. Bu çalışmanın literatürdeki diğer araştırmalardan farklı olan diğer yönü: HPS sisteminin eniyilemesi yapılırken Taguchi Deneysel Tasarım Yönteminin kullanılmasıdır. Bu sayede, en az sayıda deney yapılarak optimum çözüme

erişmek mümkün olmakta, zaman kayıpları önlenerek ürün geliştirme süresi kısaltılmakta, ürün geliştirme maliyetleri düşürülmektedir.

9. Elde edilen deneysel simülasyon sonuçları incelenerek hidrolik yağ sıcaklığının değişiminin sistem performansına etkisi de değerlendirilmiş, yağ sıcaklığındaki küçük miktardaki (2°C) değişikliklerin HPS sisteminin performansı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı belirlenmiştir.
10. Bu tez kapsamında geliştirilen test sistemi literatürdeki çok sayıdaki benzer amaçlı araştırma kapsamında geliştirilen sayısal modellerin ve bu modeller kullanılarak yapılan simülasyonların doğrulanması ve kullanılabilirliğinin değerlendirilmesi amacıyla kullanılabilecektir.

Yukarıda açıklanan gerekçelerle, bu tez çalışmasının HPS sistemleri için fiziksel veya sanal modeller geliştirmek isteyen araştırmacılar için önemli bir referans niteliğinde olması beklenilmektedir.

7.2. Öneriler

Tez kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda HPS içinde dolaşan yağın sıcaklığında en çok 2°C artış gözlenmiştir. Ölçülen sıcaklık artış değeri çok küçük olduğu için elde edilen sonuçlardan sıcaklık artışının sistem performansına etkisi yeterince değerlendirilememiştir. Bu nedenle, daha sonra yapılacak çalışmalarda sisteme eklenecek bir ısıtıcı ile yağ sıcaklığı artırılarak sıcaklık artışının performansa etkisi incelenebilir.

Deneysel çalışmalarda sistem kütlesi ilave kütleler kullanılarak kademeli olarak değiştirilmiştir. Deneysel sistemde kütle kullanmak yerine sistem kütlesini simüle eden servo silindirler kullanıldığında sistem kütlesinin kademesiz değiştirilmesi mümkün olacaktır. Bu durumda çok daha geniş bir kütle değişim aralığındaki deneysel sonuçların ölçülmesi mümkün olacaktır.

Bu çalışmada elde edilen ideal transfer fonksiyonu kullanılarak daha iyi sürüş konforu sağlayabilen yeni kontrolcüler tasarlanabilir.

Sistem modellemede yunuslama ve yalpa gibi hareketlerin incelenmesini mümkün kılacak tam veya yarım araç modellerinden biri kullanılarak daha iyi sürüş konforu ve araç stabilitesi karakteristiğine sahip HPS tasarımı yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Alvarez-Sánchez, E., 2013, A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control, *Procedia Technology*, 7, 208-214.
- Andersen, E., 2007, Multibody dynamics modeling and system identification for a quarter-car test rig with McPherson strut suspension, PhD Thesis, Virginia Tech. Blacksburg, Virginia, 104.
- Andreev, M., 2015, Control system hydropneumatic of wheel machine with variable elastic characteristic, *International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)*, pp. 576-582.
- Arana, C., Evangelou, S. A. and Dini, D., 2017, Series active variable geometry suspension application to comfort enhancement, *Control Engineering Practice*, 59, 111-126.
- Badway, I. A., Sokar, M. I. and Raboo, S. A., 2017, Simulation and control of a hydro-pneumatic suspension system, *International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 8, Issue 9*, 930-935.
- Barethiye, V., Pohit, G. And Mitra, A., 2017, A combined nonlinear and hysteresis model of shock absorber for quarter car simulation on the basis of experimental data, *Engineering Science and Technology, An International Journal*, 20(6), 1610-1622.
- Bauer, W., 2020, Hydropneumatic all-wheel suspensions: applications, challenges and special solutions, *ARGO-HYTOS GmbH, Industriestrasse 9, 76703 Kraichtal-Menzingen*, 129-137.
- Burkett, G. W., McDonald, J. T. and Velinsky, S. A., 2002, Simulation of Cranes Using a Boom Support Vehicle, No: FHWA/CA/TO-2002/16, Advanced Highway Maintenance and Construction Technology Research Center, University of California, Davis, 183.
- Büyükkördek, C., 2011, Modelling and analysis of a hydropneumatic suspension system, M.Sc. Thesis, İstanbul Technical University Institute Of Science And Technology, İstanbul, 71.
- Cai, F., Wang, X., Gao, S. and Zhao, F., 2008, Optimization of Hydro-Pneumatic Suspension of All-Terrain Crane Based on ADAMS, In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 43291, 613-619.
- Cao, D., 2008, Theoretical analyses of roll-and pitch-coupled hydro-pneumatic strut suspension, Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy, Concordia University Montreal, Quebec, Canada, 358.
- Cao, X., Cao, L. and Wang, D., 2015, The Exact Linearization and LQR Control of Semiactive Connected Hydropneumatic Suspension System, *Journal of Control Science and Engineering, Hindawi, Vol. 2015*, 10 pages.

- Chen, S., Zhang, B., Li, B. and Zhang, N., 2018, Dynamic characteristics analysis of vehicle incorporating hydraulically interconnected suspension system with dual accumulators, *Hindawi Shock and Vibration*, pp. 1-15.
- Chen, Y., Huang, L., Xu, L., Zheng, G. and Wang, L., 2021, Modelling and simulation calculation of fixed-cylinder hydro-pneumatic suspension, In *Journal of Physics Conference Series*, Vol. 1965, No. 1, p. 012048, IOP Publishing.
- Cheng, Z., Li, Z. and Kong, F., 2018, Statistical linearization of nonlinear stiffness in hydropneumatic suspension, In *MATEC Web of Conferences*, Vol. 153, pp. 1-6.
- Cherkashina, E., Liashenko, E., Shekhovtsov, V. and Valentsev, M., 2011, Investigation of thermal intensity of hydropneumatic spring of vehicle, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 18, 99-102.
- Corina, S., Erik R. A. and Steve S., 2014, Multibody dynamics modelling and system identification of a quartercar test rig with McPherson strut suspension, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 153-179.
- Cuellar, W. H. and Fortaleza, E., 2015, Compact hydropneumatic heave compensator, *IFAC-PapersOnLine*, 48(6), 189-193.
- Çömlekçi, N., 2003, *Deney tasarımı ilke ve teknikleri*, Alfa Yayınları, İstanbul.
- Daniel, H., 2005, Haul road defect indentification and condition assesment using measured truck response, Master Thesis, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, Pretoria, 119.
- Demyanov, D. N., Karabtsev, V. S. and Malinov, A. I., 2019, Clearance control of vehicle with hydropneumatic suspension and the wheel formula 8×8 , In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 489, No. 1, p. 012053, IOP Publishing.
- Dong, X., Jiang, Y., Zhong, Z., Zeng, W. and Liu, W., 2018, An improved rollover index based on BP neural network for hydropneumatic suspension vehicles, *Mathematical Problems in Engineering*, pp. 1-15.
- Els, P. S. and Grobbelaar, B., 1999, Heat transfer effects on hydropneumatic suspension systems, *Journal of Terramechanics*, 36(4), 197-205.
- Feng, J., Matthews, C., Zheng, S., Yu, F., and Gao, D., 2015, Hierarchical control strategy for active hydropneumatic suspension vehicles based on genetic algorithms, *Advances in Mechanical Engineering*, 7(2), 951050.
- Geng, L. X., Zhang, L. J. and Wu, R. Z., 2010, Dynamic Study on Vehicle Hydro-pneumatic Suspension, In *Advanced Materials Research*, 139, 2653-2657.

- Giliomee, C. L., Els, P. S. and Van Niekerk, J. L., 2005, Anelastic Model of a Twin Accumulator Hydro-pneumatic Suspension System, *R & D Journal*, 11-17.
- Gong, B., Guo, X., Hu, S. and Xu, L., 2015, Ride comfort optimization of a multi-axle heavy motorized wheel dump truck based on virtual and real prototype experiment integrated Kriging model, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol 7(6), pp. 1-15.
- Guan, J., Huo, D. and Ji, X., 2016, Sliding mode force tracking control for active hydro-pneumatic suspension, *Journal of Vibroengineering*, Vol. 18, pp. 458-475.
- Han, S., Chao, Z. and Liu, X., 2017, A semiactive and adaptive hybrid control system for a tracked vehicle hydropneumatic suspension based on disturbance identification, *Shock and Vibration*, pp. 1-12.
- Han, S., Chao, Z. and Liu, X., 2017, Research on the effects of hydropneumatic parameters on tracked vehicle ride safety based on cosimulation, *Shock and Vibration*, Hindawi, Vol. 2017, 10 pages.
- Hanafi, D., Suid, M. S., Ribuan, M. N., Omar, R., Than, M. N. M. and Rahmat, M. F. A., 2017, Speed effect to a quarter car ARX model based on system identification, *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, 7(2), 468-474.
- Hartig, J., Depp, B., Rexer, M. and Pelz, P. F., 2020, Effects of unsteady heat transfer on behaviour of commercial hydro-pneumatic accumulators, *arXiv preprint arXiv:2012.06526*.
- Hien, V. T., Van Liem, N. and Van Cuong, B., 2021, Effect analysis of the parameters of hydro-pneumatic suspension system on vehicle ride comfort, *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology*, Volume 12, Issue 1, 422-430.
- ISO, International Organization for Standardization, *ISO 2631: Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration*, 1997.
- ISO, International Organization for Standardization, *ISO 8608:2016(E), Second Edition: Mechanical vibration—Road surface profiles—Reporting of measured data*, Geneve, Published in Switzerland
- İç, Y. T., Duran, H., Keçeci, B., Emreçan, İ. L. İ. K., ve Bilgiç, B., 2016. Çok yanıtlı Taguchi eniyilemesine yönelik bir bilgisayar uygulamasının geliştirilmesi, *Politeknik Dergisi*, 19(3), 311-323.
- Jiao, N., Guo, J. and Liu, S., 2017, Hydro-pneumatic suspension system hybrid reliability modeling considering the temperature influence, *IEEE Access*, 5, 19144-19153.
- Joo, F. R., 1991, *Dynamic Analysis of a Hydro-pneumatic Suspension System*, Unpublished M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering Department Concordia University, 232.

- Karlqvist, R., 2020, Hydropneumatic suspension in a truck: Installation of a hydropneumatic suspension for a scania truck.
- Kim, C. and Ro, P. I., 2000, Reduced-order modelling and parameter estimation for a quarter-car suspension system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214(8), 851-864.
- Koch, G., Pellegrini, E., Spirk, S. and Lohmann, B., 2010, Design and modeling of a quarter-vehicle test rig for active suspension control, *Lehrstuhl für Regelungstechnik*.
- Kokhanenko, V. N., Sirotin, P. V., Evtushenko, S. I., Kondratenko, A. I. and Maksimov, V. P., 2021, General model of hydropneumatic suspension for the grain combine harvester adapter, In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 1029, No. 1, p. 012115, IOP Publishing.
- Konieczny, Ł., 2014, The determining of the damping characteristics of hydropneumatic suspension strut on test stand, *Vibroengineering PROCEDIA*, 3, 199-203.
- Konieczny, Ł., Burdzik, R. and Węgrzyn, T., 2016, Analysis of structural and material aspects of selected elements of a hydropneumatic suspension system in a passenger car, *Archives of Metallurgy and Materials*, 61, 79-84.
- Kutner, M. H., Nachtsheim, C. J., Neter J. ve Li, W., 2005, *Applied linear statistical models*, McGraw-Hill Irwin, New York.
- Küçük K., Yurt, H.K., Arıkan K.B. ve İmrek H., 2016, Modeling and Optimization of an 8x8 Heavy Duty Vehicle's Hydro-Pneumatic Suspension System, *IJVD*, Vol. 71, No. 1/2/3/4, 122-138.
- Küçük, K., 2014, 8x8 ağır ticari taşıtın süspansiyon sisteminin modellenmesi ve taşıt dinamiğine etkilerinin optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya*, 130.
- Kwon, K., Seo, M., Kim, H., Lee, T. H., Lee, J. and Min, S., 2020, Multi-objective optimisation of hydro-pneumatic suspension with gas-oil emulsion for heavy-duty vehicles, *Vehicle System Dynamics*, 58(7), 1146-1165.
- Lee, H. W. and Cho, J. R., 2021, Numerical analysis of dynamic characteristics of in-arm type hydropneumatic suspension unit, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(1), 237-245.
- Lin, D., Yang, F., Gong, D. and Rakheja, S., 2020, Design and experimental modeling of a compact hydro-pneumatic suspension strut, *Nonlinear Dynamics*, 100, 3307-3320.
- Long, L. X., Hong, T. T., Quynh, L. V. and Van Cuong, B., 2018, Performance analysis of the hydro-pneumatic suspension system of heavy truck, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 9(13), 1128-1139.

- Luo, T. H. and Cui, T. Q., 2015, A improved hydro-pneumatic suspension: mathematical modeling and simulation, *IJRMET*, 5(5762), 37-42.
- Lü, B., Hu, A. and Zhu, S., 2009, Simulation on nonlinear vibration characteristics of off-road vehicle hydro-pneumatic suspension, In *International Conference on Transportation Engineering*, 1711-1716.
- Mahajan, B. D. and Divekar, A. A., 2016, Modeling and system identification of a quarter car suspension using simulink, In *2016 IEEE International Conference on Recent Trends in Electronics, Information & Communication Technology (RTEICT)*, 180-183.
- Montgomery, D. C., 2001, *Design and analysis of experiments*, 5th Edition, John Wiley, Wiley & Sons, New York, 1-19.
- Nikonov, V. O., Posmetev, V. I. and Posmetev, V. V., 2020, Computer simulation results of modular hydropneumatic suspension of a logging vehicle, In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 595, No. 1, p. 012059, IOP Publishing.
- Nikonov, V. O., Posmetev, V. I. and Posmetev, V. V., 2020, Computer simulation results of modular hydropneumatic suspension of a logging vehicle, In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP Publishing, Vol. 595, No. 1, p. 012059.
- Pokhlebin, A. V., Pozdeev, A. V. and Golyatkin, I. A., 2016, Control algorithms of inelastic resistance forces of hydropneumatic springs, *2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, pp. 1-6.
- Qin, B., Zeng, R., Li, X. and Yang, J., 2021, Design and performance analysis of the hydropneumatic suspension system for a novel road-rail vehicle, *Applied Sciences*, 11(5), 2221.
- Qin, G., Wu, J., Zhang, Y. and Chen, L., 2010, Multidisciplinary co-simulation of all-terrain crane with the hydro-pneumatic suspension and multi-bridges steering system, In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 44120, 111-120.
- Rehnberg, A., 2008, *Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles*, PhD Thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, Stockholm, 64.
- Repin, S., Bukirov, R. and Vasilieva, P., 2020, Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery, *Transportation Research Procedia*, 50, 574-581.
- Ross, P. J., 1989, *Taguchi techniques for quality engineering, loss function, orthogonal experiments, parameter and tolerance design*, McGraw-Hill International Book Company, ISBN 0-07-053866-2, 1-66, 167-202.

- Sağlam, F. ve Ünlüsoy, Y. S., 2015, Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinin araç performansına etkisi, 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir-Türkiye, 490-498.
- Sağlam, F. ve Ünlüsoy, Y. S., 2016, Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon sistemine sahip üç akslı bir aracın sürüş konforu için optimizasyonu, 8.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa-Türkiye, 854-860.
- Sağlam, F., ve Ünlüsoy, Y. S., 2014, Hidro-pnömatik süspansiyonlu araçlar için tümleşik sürüş konforu ve yükseklik kontrolü, 7.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa-Türkiye, 26-27.
- Scheffler, E., 1997, Statistische versuchsplanung und -auswertung, eine einföhrung in die praxis der statistischen versuchsplanung, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Stuttgart, ISBN 3-342-00366-9, 1-50.
- Shan, C. X., Sun, L. C. and Sui, M. H., 2014, Outer characteristics simulation and performance analysis of motorcycle's rear shock absorber, In Advanced Materials Research, Vol. 926, pp. 806-809.
- Shouyuan, Z., 2020, Elasto-hydrodynamic analysis of reciprocating piston seals with micro-asperities on cylinder surface, Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces, 14(4), 193-206.
- Smith, W. A., Zhang, N. and Jeyakumaran, J., 2010, Hydraulically interconnected vehicle suspension: theoretical and experimental ride analysis, Vehicle System Dynamics, 48(1), 41-64.
- Subulan, K. ve Çakmakçı, Ç., 2010, Optimizasyon ve taguchi yaklaşımı kullanılarak otomotiv sanayiinde taşıma- aktarma sistemleri için fizibilite çalışması, Yöneylem Araştırması ve Endüstri Mühendisliği 30.Ulusal Kongresi (YAEM2010), İstanbul-Türkiye, ss.392.
- Şirvancı, M., 2011, Kalite için Deney Tasarımı 'Taguchi Yaklaşımı', Literatür Yayınları, No:23, İstanbul.
- Türkay, S. and Akçay, H., 2005, A study of random vibration characteristics of the quarter-car model, Journal of sound and vibration, 282(1-2), 111-124.
- Van Der Westhuizen, S. F. and Els, P. S., 2015, Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension, Journal of Terramechanics, 57, 41-59.
- Van Der Westhuizen, S. F. and Els, P. S., 2015, Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension, Journal of Terramechanics, 57, 41-59.
- Wang, S., Lu, Z., Liu, X., Cao, Y. and Li, X., 2018, Active control of hydropneumatic suspension parameters of wheel loaders based on road condition identification,

- International Journal of Advanced Robotic Systems, 15(6), DOI: 10.1177/1729881418817425, pp. 1-13.
- Wu, W., Tang, H., Zhang, S., Hu, L. and Zhang, F., 2020, High-precision dynamics characteristic modeling method research considering the influence factors of hydropneumatic suspension, Shock and Vibration, Volume 2020, Article ID 8886631.
- Wu, Z., Xu, G., Yang, H. and Li, M., 2021, Analysis of damping characteristics of a hydraulic shock absorber, Shock and Vibration, Volume 2021, Article ID 8883024.
- Xue, K., Nagayama, T. and Zhao, B., 2020, Road profile estimation and half-car model identification through the automated processing of smartphone data, Mechanical Systems and Signal Processing, 142, 106722.
- Yang, J., Yin, Y., Rakheja, S., Chu, S., Chen, C. and Zhang, W., 2019, Mechanics characteristics of a kind of hydra pneumatic suspension, Nonlinear Dynamics, 95(1), 407-419.
- Yang, L., Wang, R., Meng, X., Sun, Z., Liu, W. and Wang, Y., 2020, Performance analysis of a new hydropneumatic inerter-based suspension system with semi-active control effect, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 234(7), 1883-1896.
- Yang W. H., Tarn Y. S., 1998, Design optimization of cutting parameters for turning operations based on the Taguchi method, Journal of Materials Processing Technology, 84, 122-129.
- Yanhua, S., Junfeng, Z., Jue, Y. and Xiaxu, H., 2011, Research on test and simulation of hydro-pneumatic suspension, In: 2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet), 678-681.
- Yu, M., Evangelou, S. A. and Dini, D., 2017, Model identification and control for a quarter car test rig of series active variable geometry suspension, IFAC-PapersOnLine, 50(1), 3376-3381.
- Zhang, H. and Fang, X., 2021, Research on damping characteristics of Interconnected hydropneumatic suspension considering the effects of hose and check valve, Shock and Vibration, Volume 2021, Article ID 5526106.
- Zhang, J., Chen, S., Zhao, Y., Feng, J., Liu, C. and Fan, Y., 2015, Research on modeling of hydropneumatic suspension based on fractional order, Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering, Volume 2015, Article ID 920279, pp. 1-11.
- Zhang, J., Deng, Y., Zhang, N., Zhang, B., Qi, H. and Zheng, M., 2019, Vibration performance analysis of a mining vehicle with bounce and pitch tuned hydraulically interconnected suspension, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 32(1), pp. 1-17.

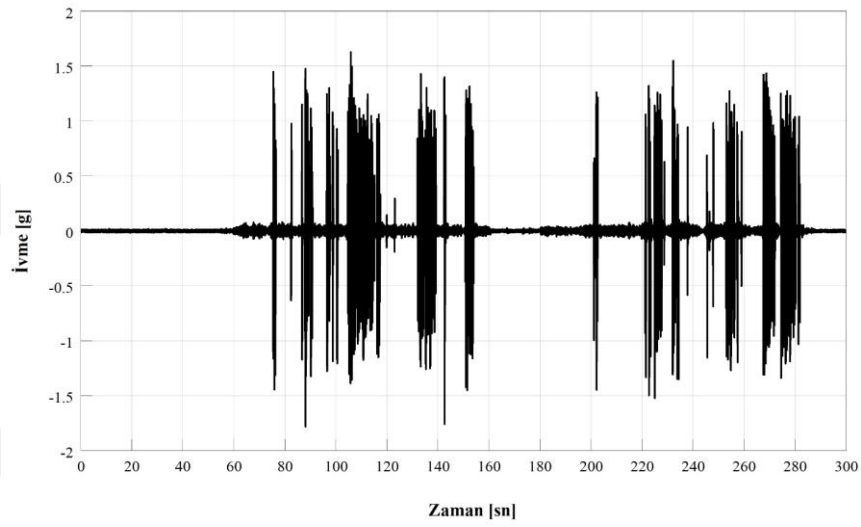
- Zhao, Y., Xu, H., Deng, Y. and Wang, Q., 2019, Multi-objective optimization for ride comfort of hydro-pneumatic suspension vehicles with mechanical elastic wheel, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 233(11), pp. 2714-2728.
- Zheng, E., Cui, S., Yang, Y., Xue, J., Zhu, Y. and Lin, X., 2019, Simulation of the vibration characteristics for agricultural wheeled tractor with implement and front axle hydropneumatic suspension, *Hindawi Shock and Vibration*, Volume 2019, Article ID 9135412, pp. 1-19.
- Zhu, S., Xu, G., Tkachev, A., Wang, L. and Zhang, N., 2017, Comparison of the road-holding abilities of a roll-plane hydraulically interconnected suspension system and an anti-roll bar system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231(11), pp. 1540-1557.



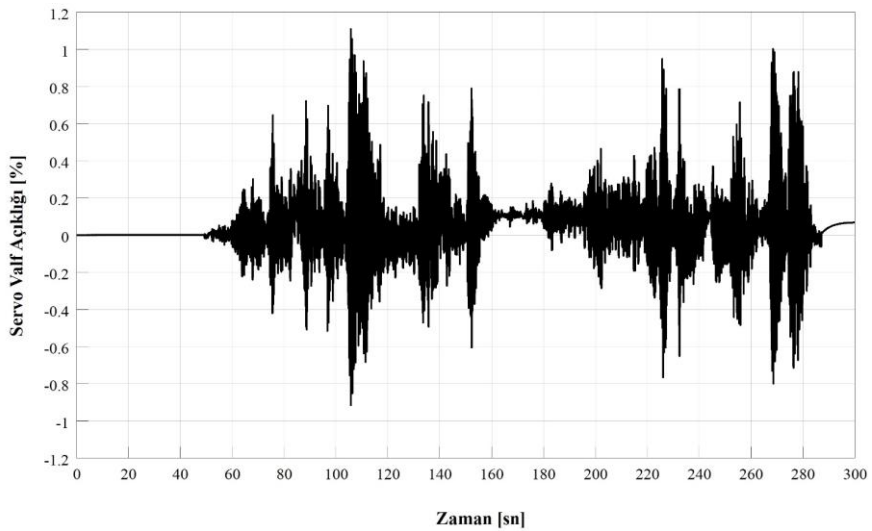
EKLER

EK-1.1 Birinci deneye ait çıktıları.

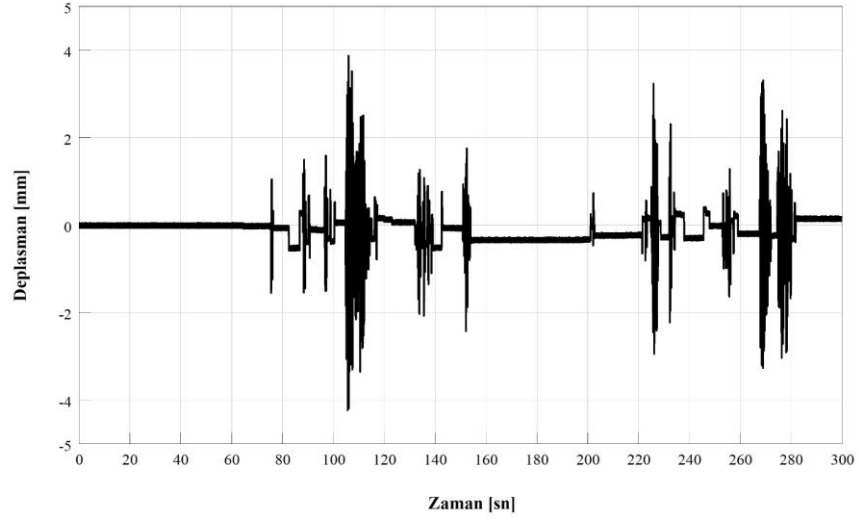
Test Koşulu	
Deney No	1
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Membranlı



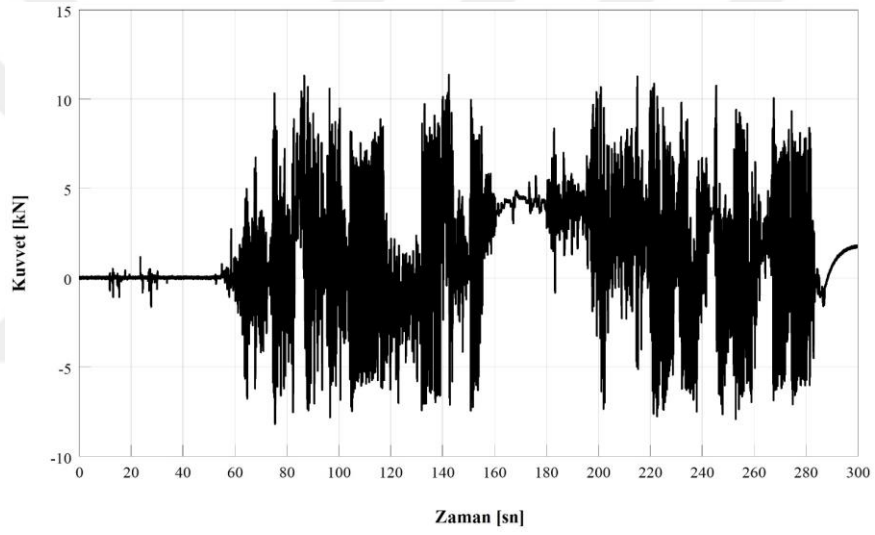
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



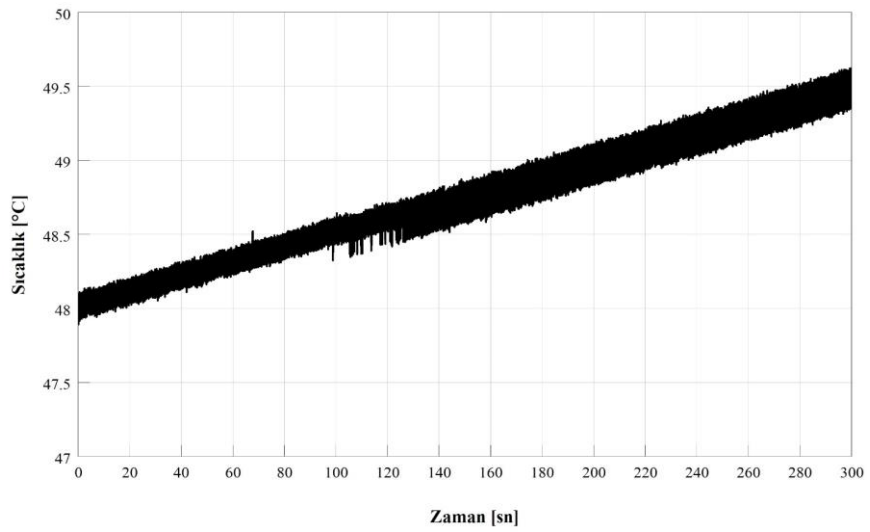
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



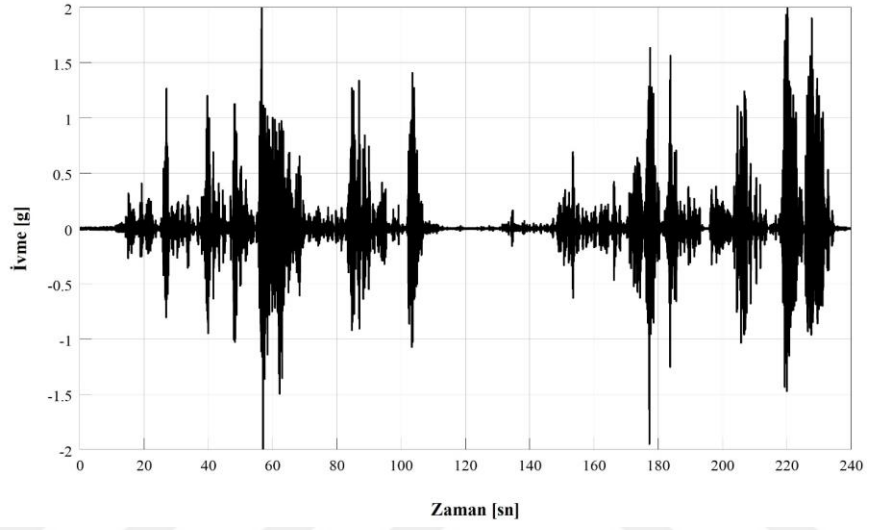
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



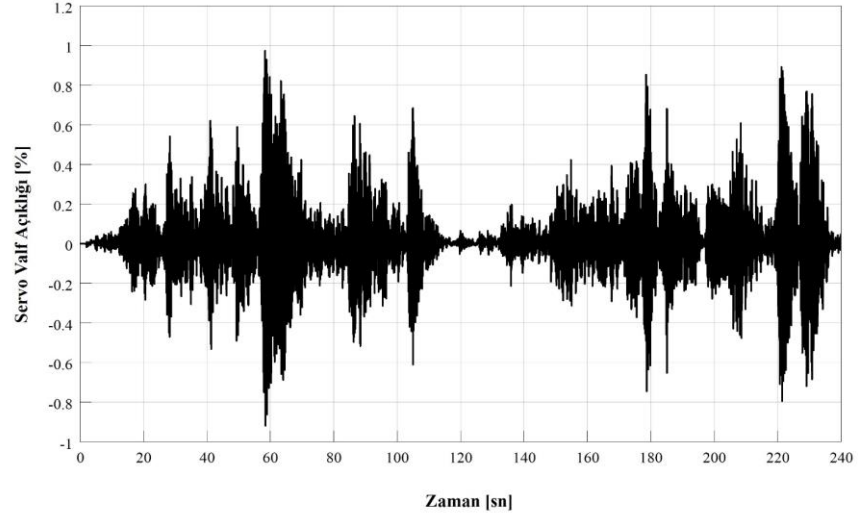
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.2 İkinci deneye ait çıktılar.

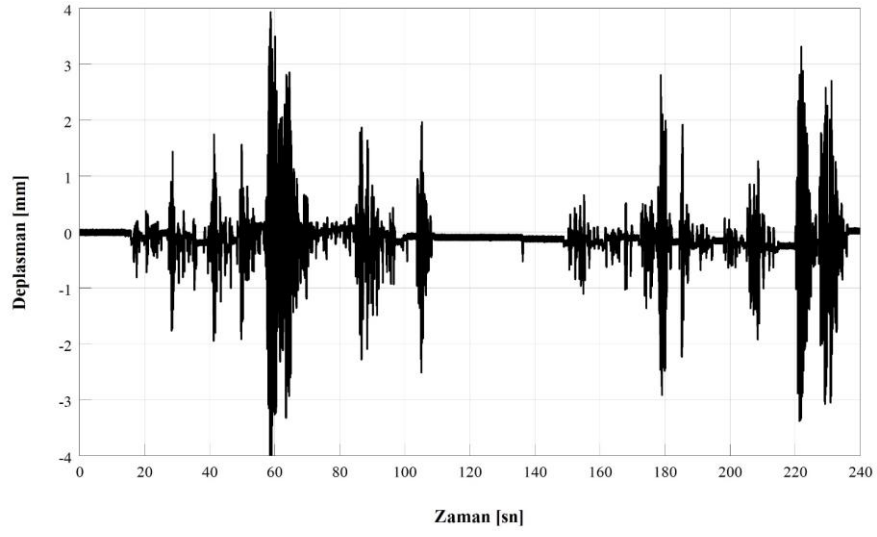
Test Koşulu	
Deney No	2
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Tek



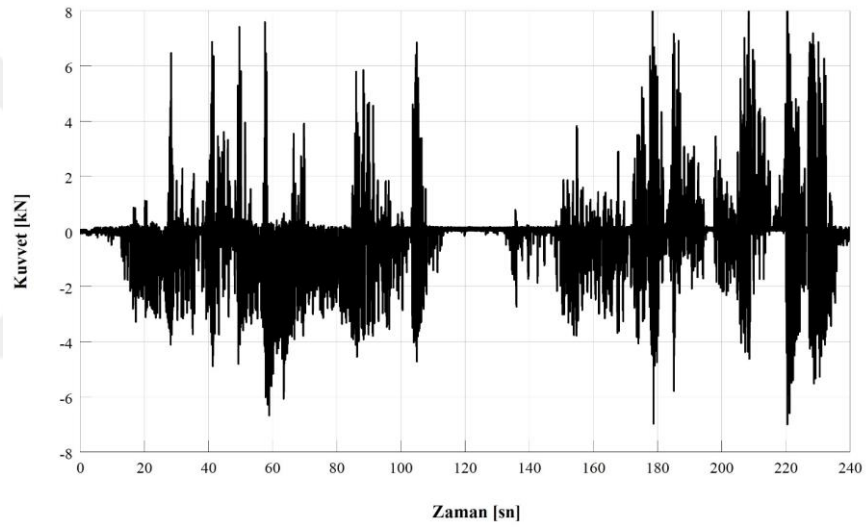
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



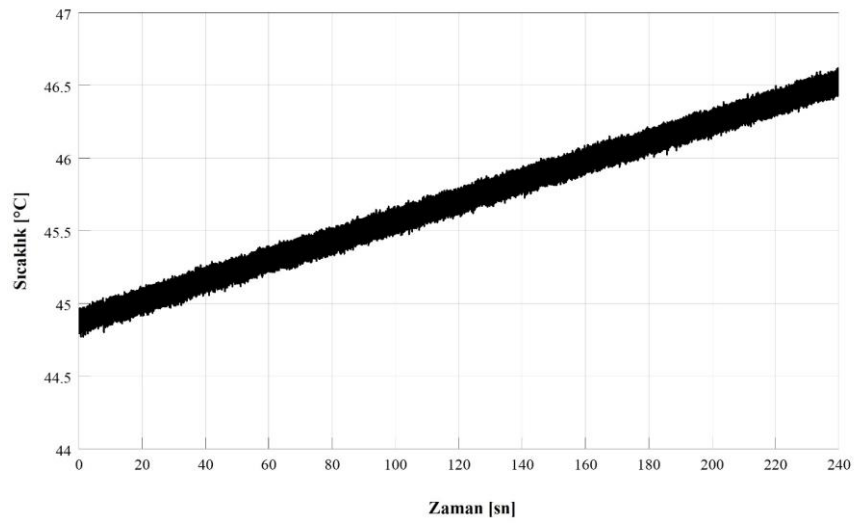
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



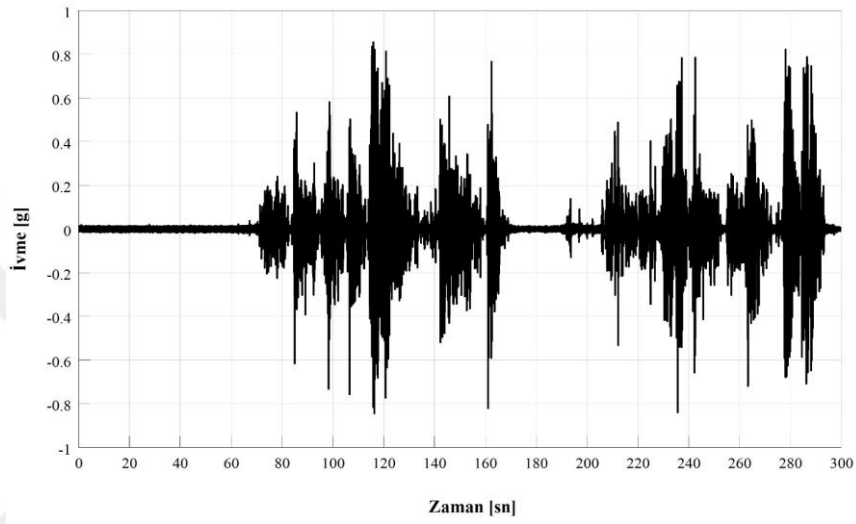
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



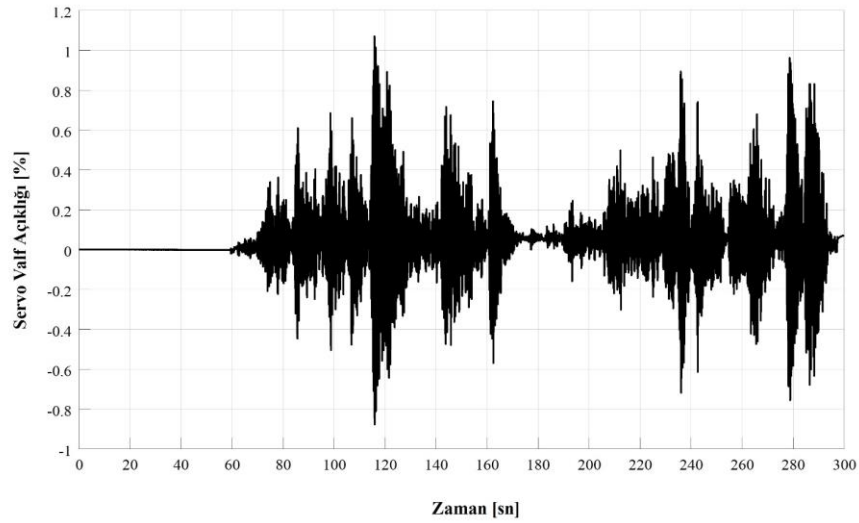
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.3 Üçüncü deneye ait çıktılar.

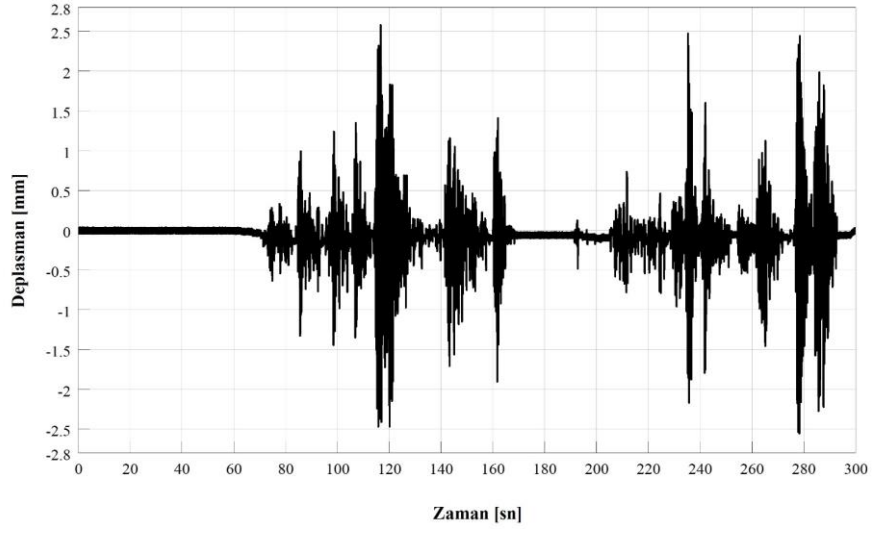
Test Koşulu	
Deney No	3
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Çift



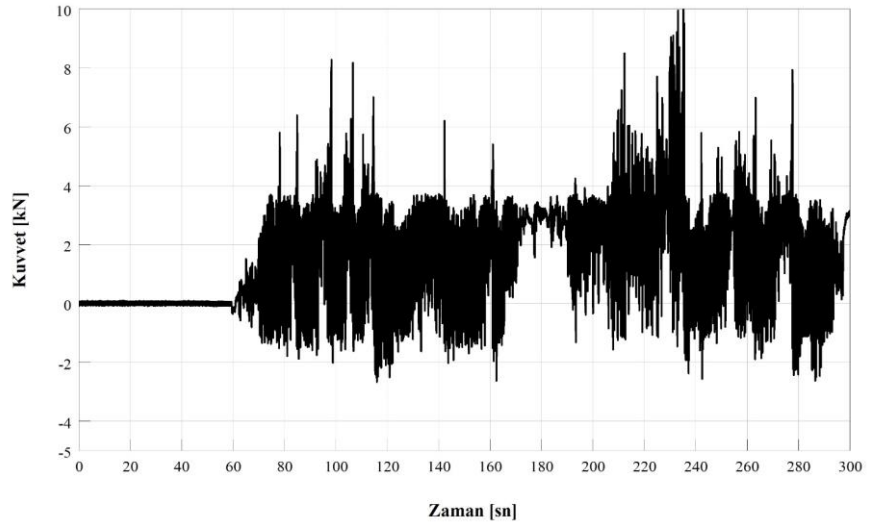
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



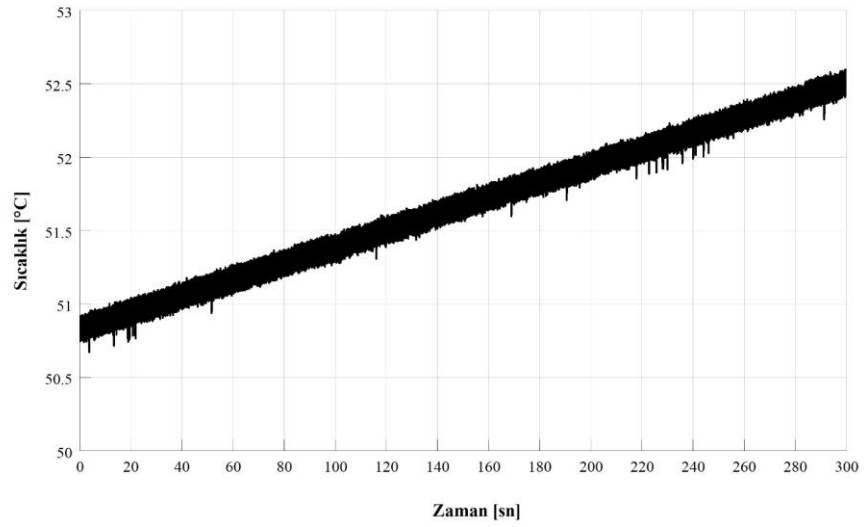
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



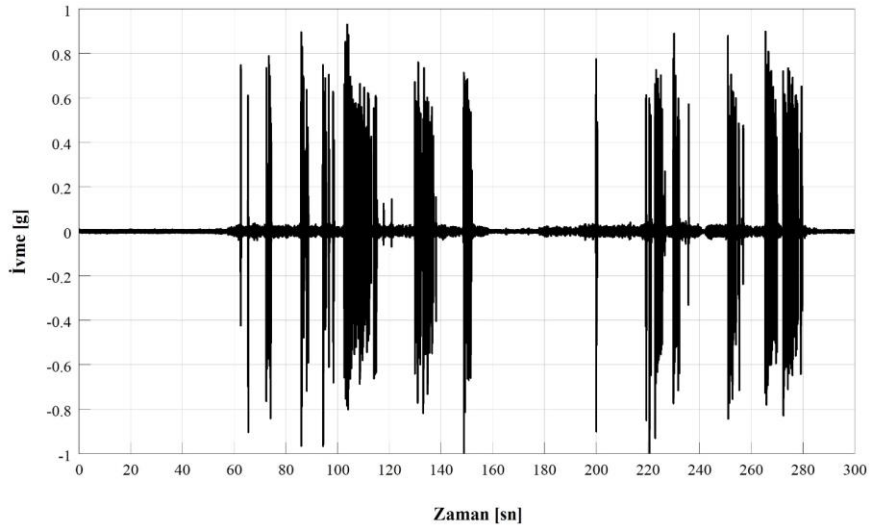
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



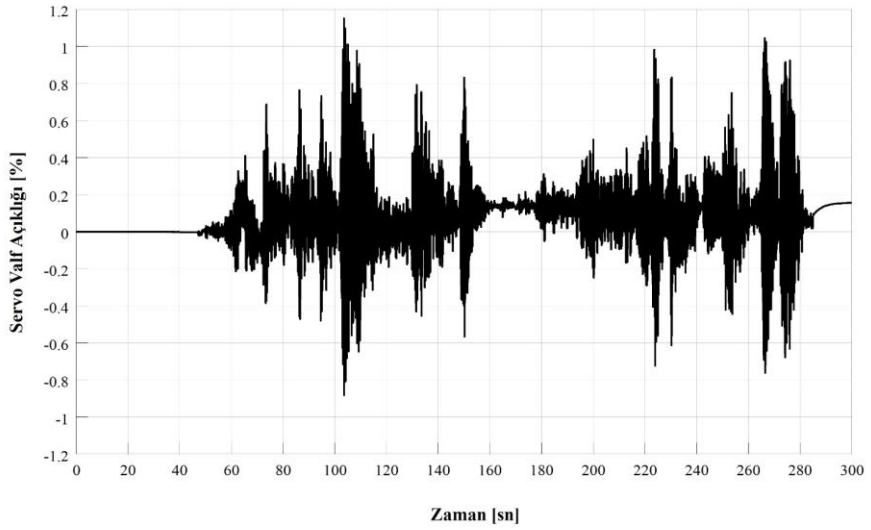
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.4 Dördüncü deneye ait çıktılar.

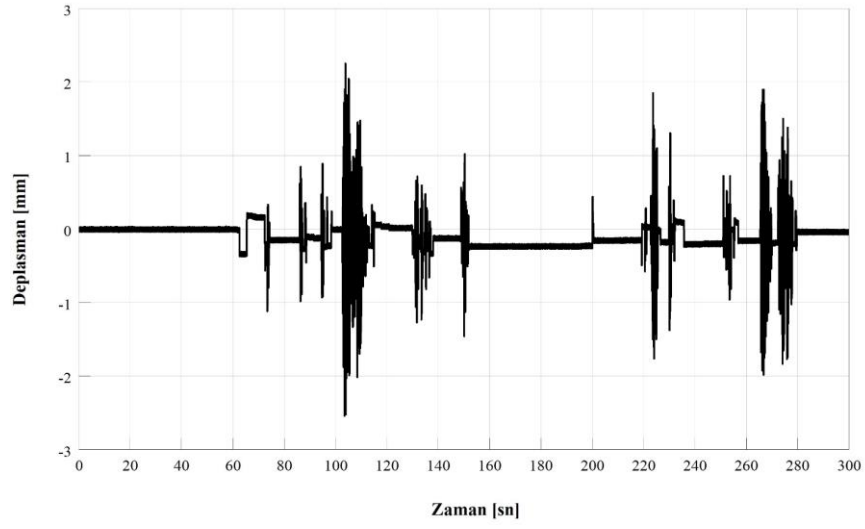
Test Koşulu	
Deney No	4
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Çift



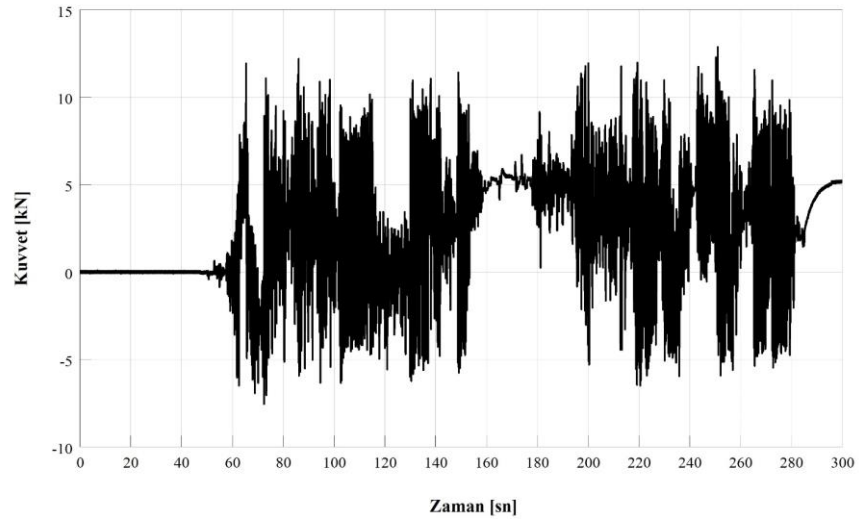
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



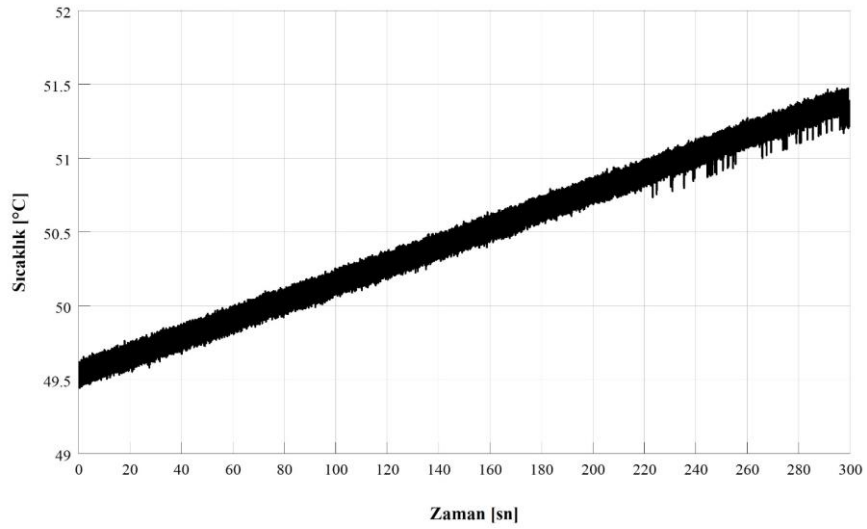
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



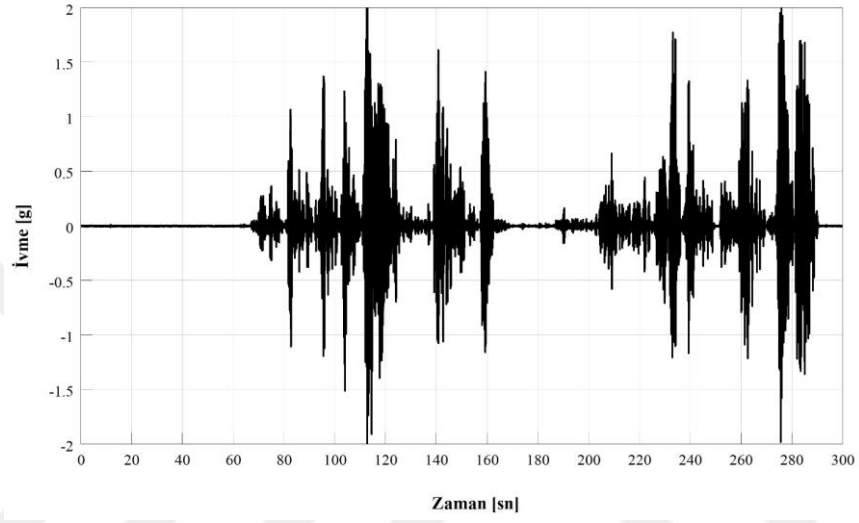
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



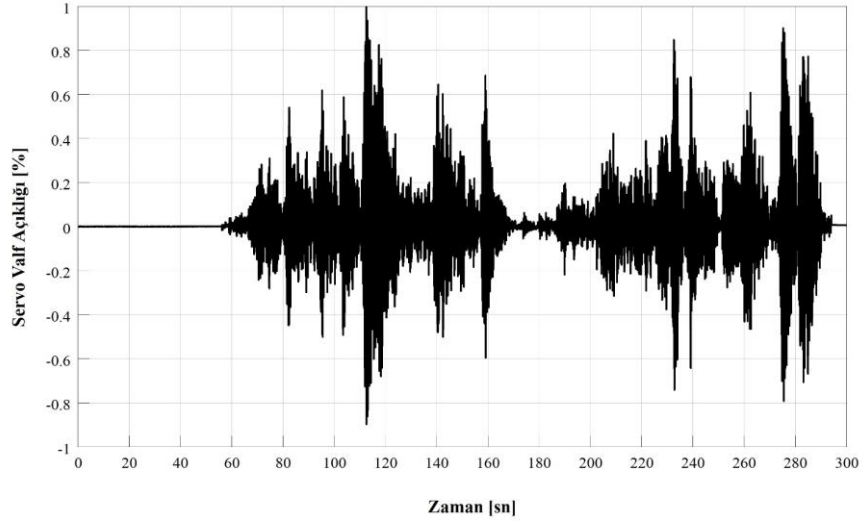
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.5 Beşinci deneye ait çıktılar.

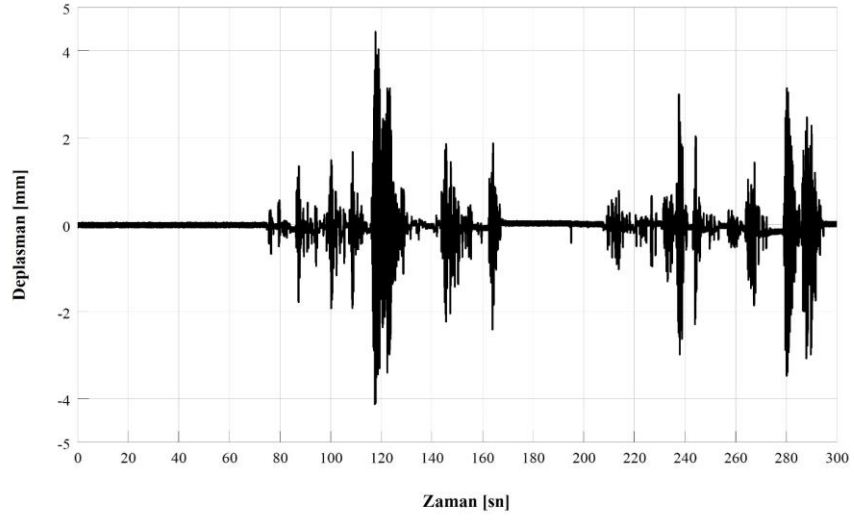
Test Koşulu	
Deney No	5
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Membranlı



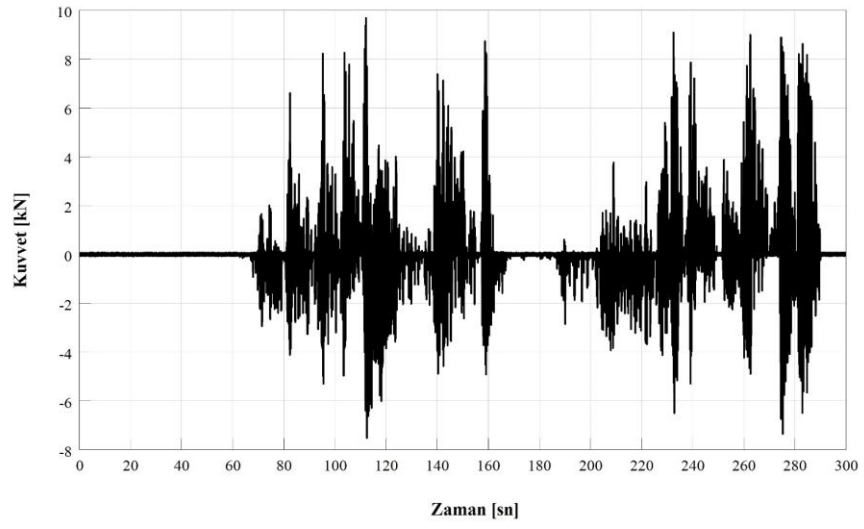
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



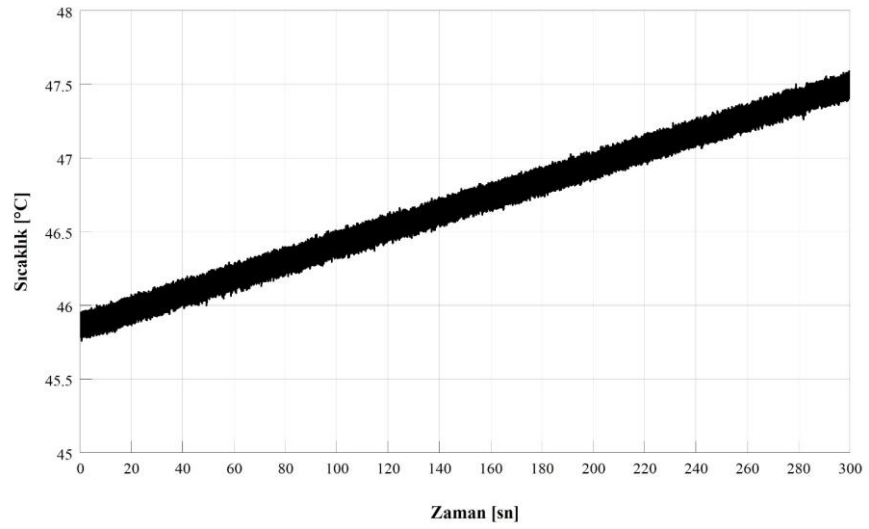
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



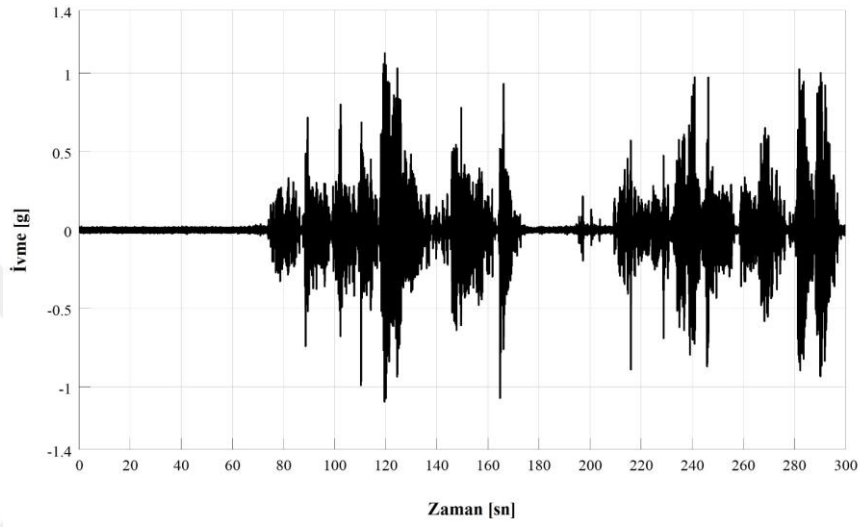
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



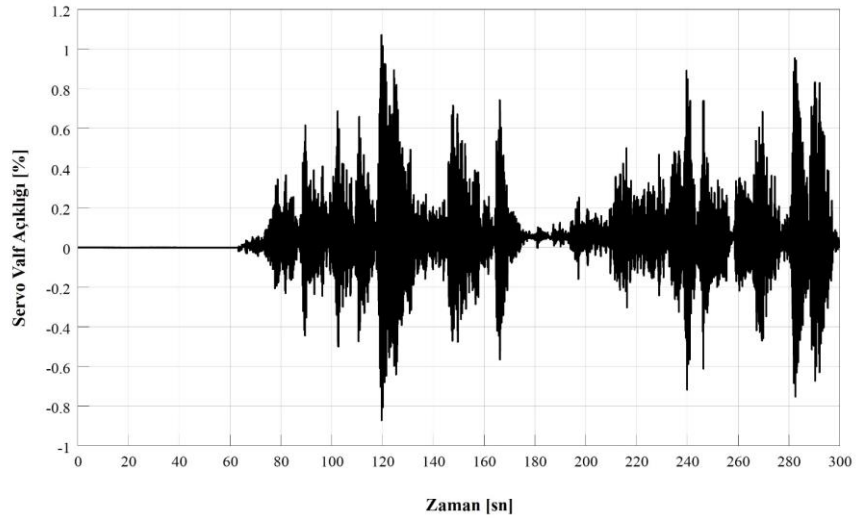
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.6 Altıncı deneye ait çıktılar.

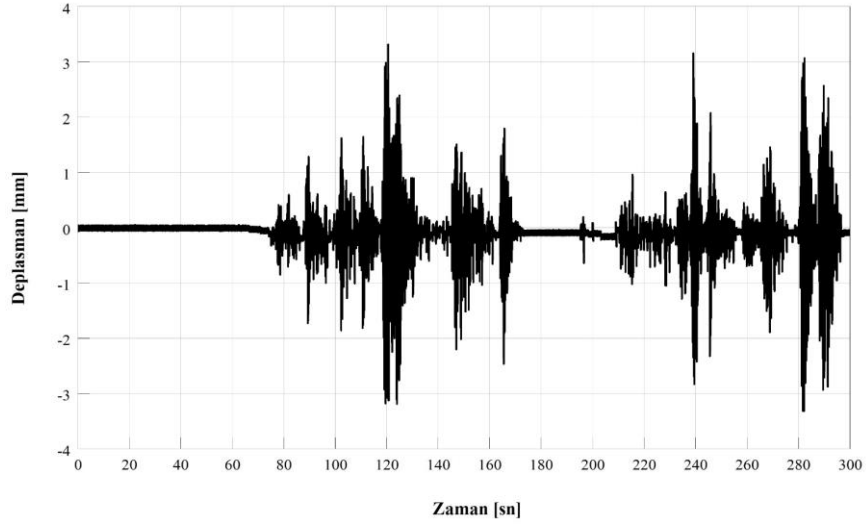
Test Koşulu	
Deney No	6
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Membranlı



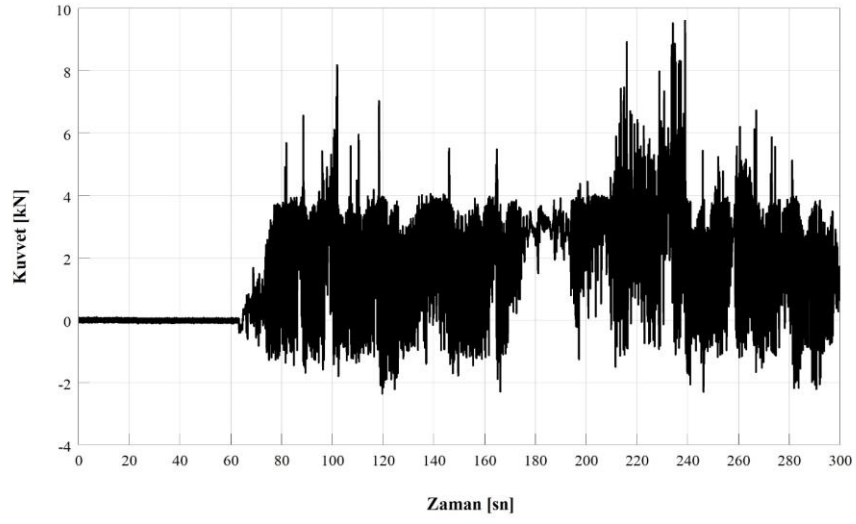
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



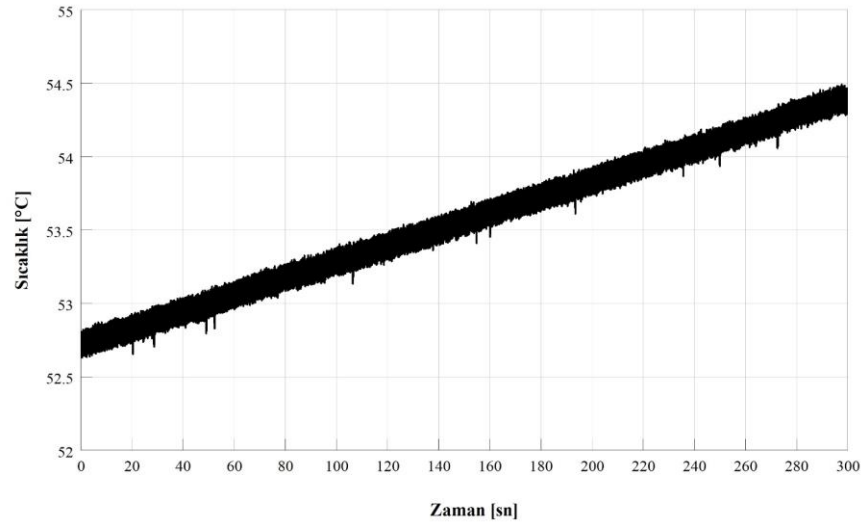
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



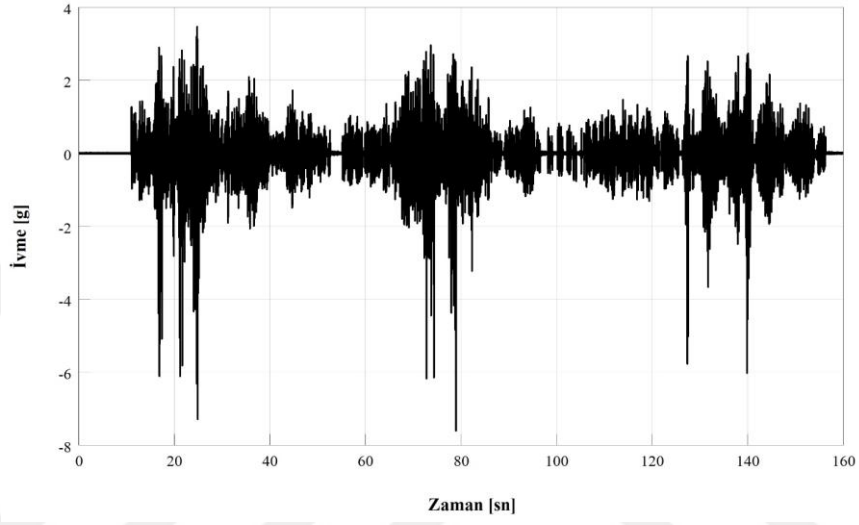
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



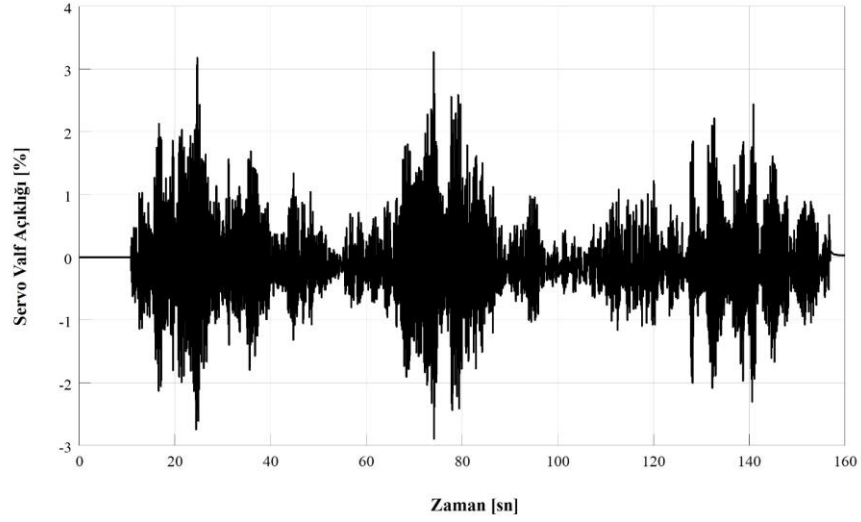
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.7 Yedinci deneye ait çıktıları.

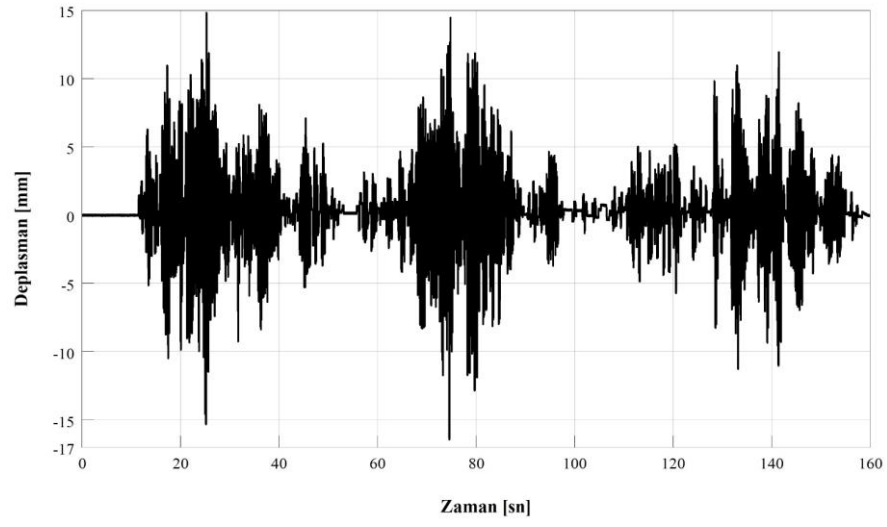
Test Koşulu	
Deney No	7
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Membranlı



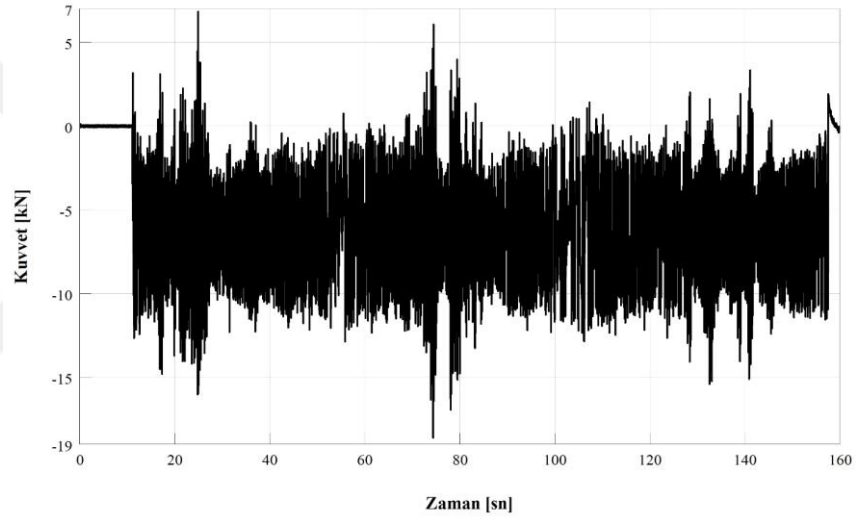
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



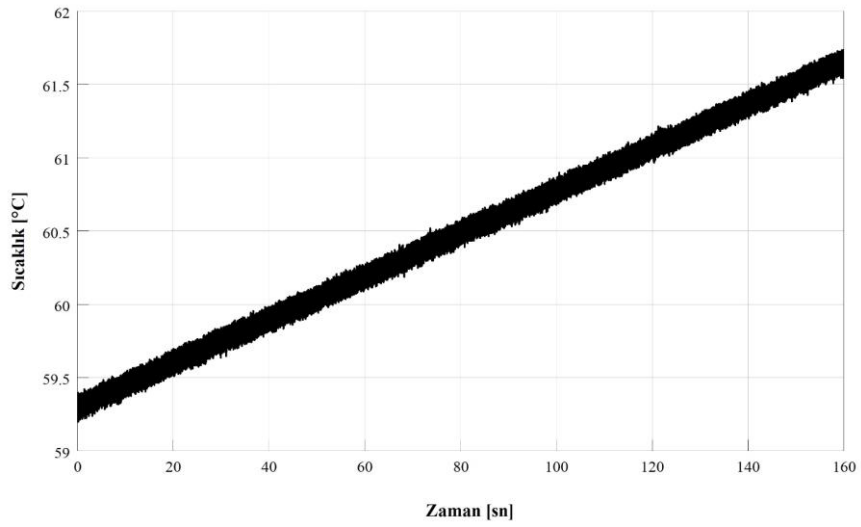
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



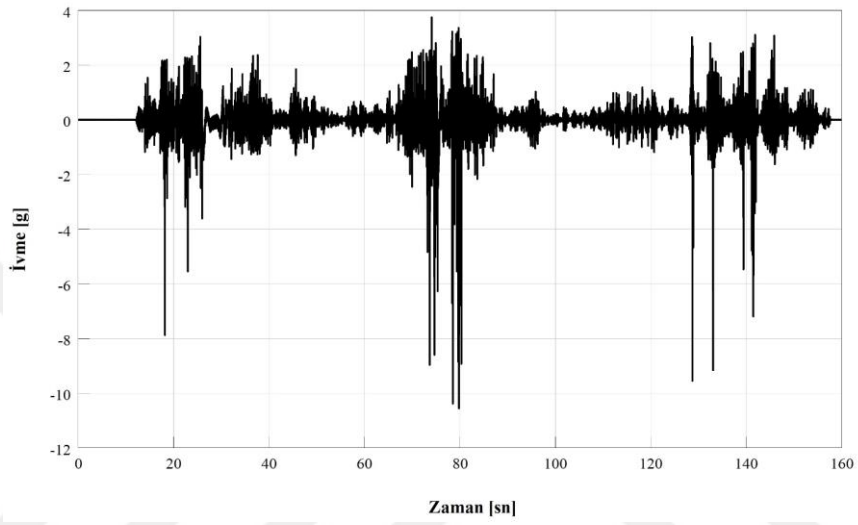
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



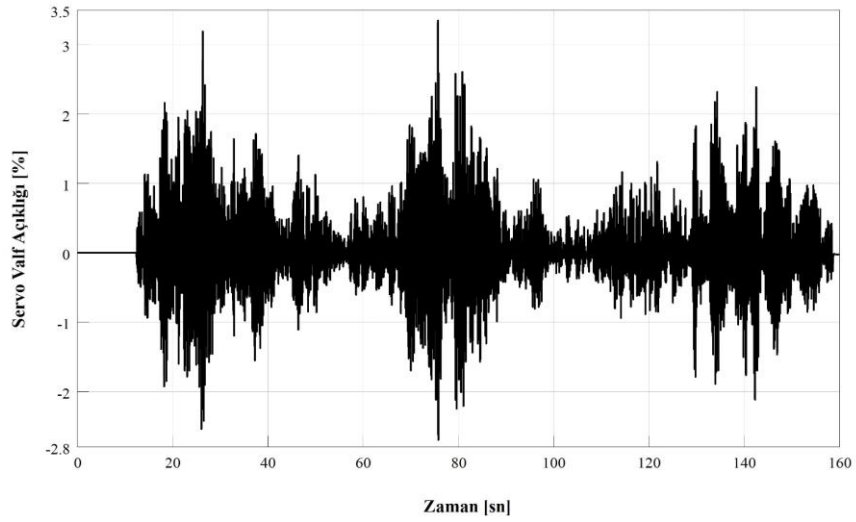
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.8 Sekizinci deneye ait çıktıları.

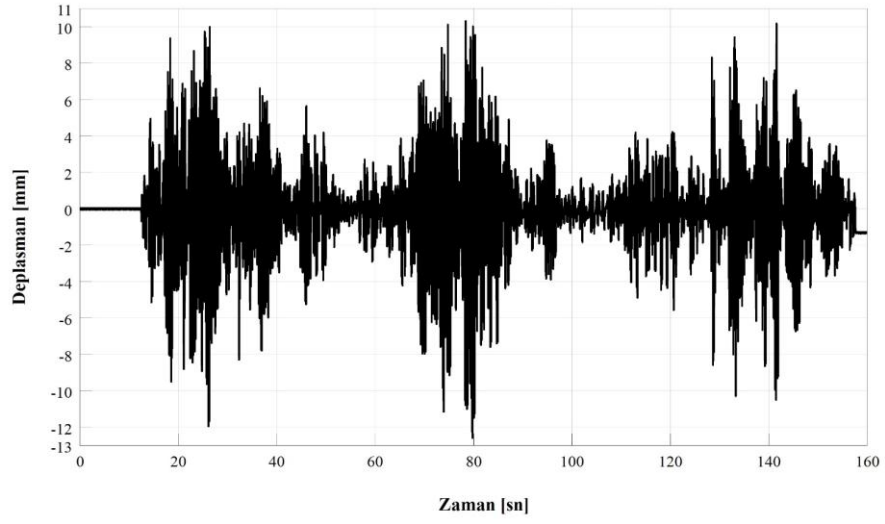
Test Koşulu	
Deney No	8
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Tek



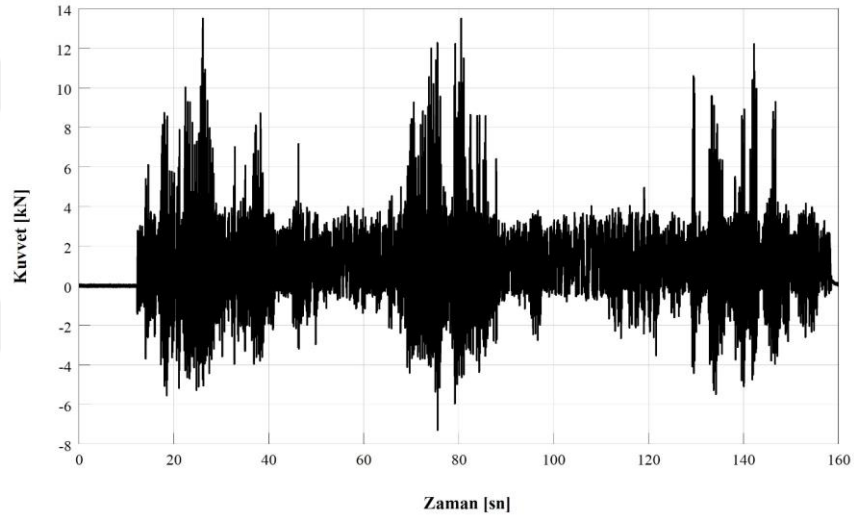
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



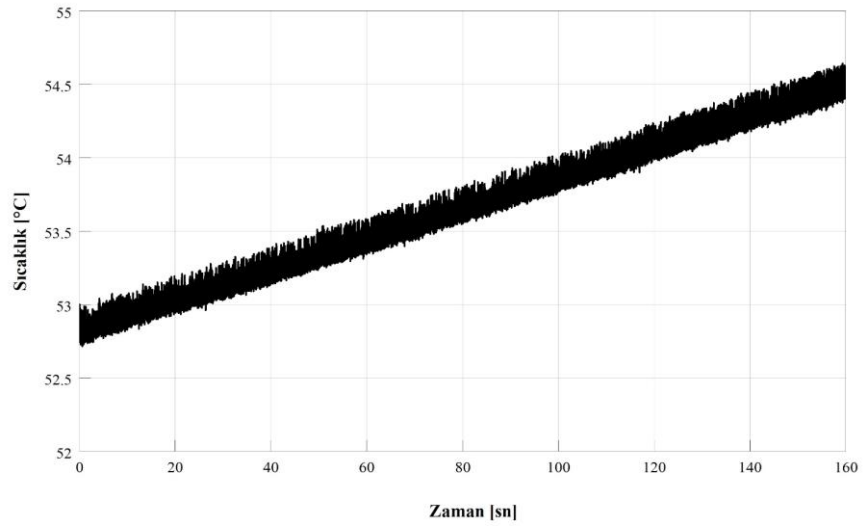
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



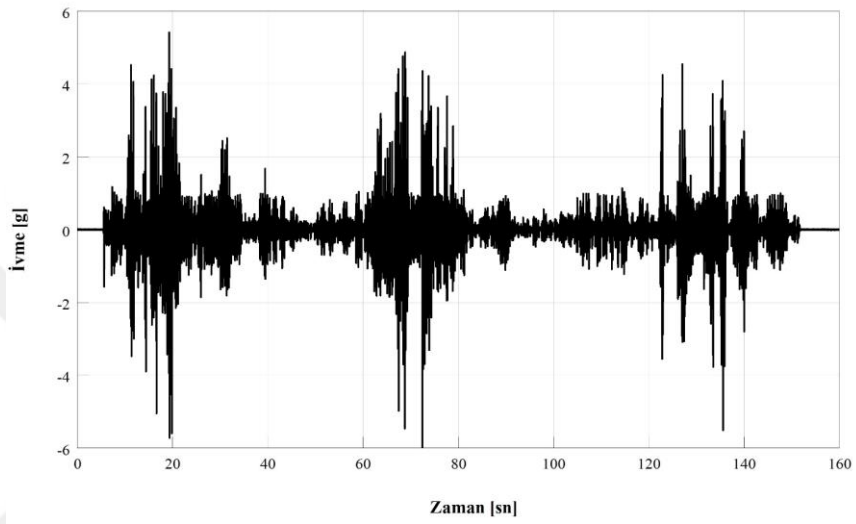
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



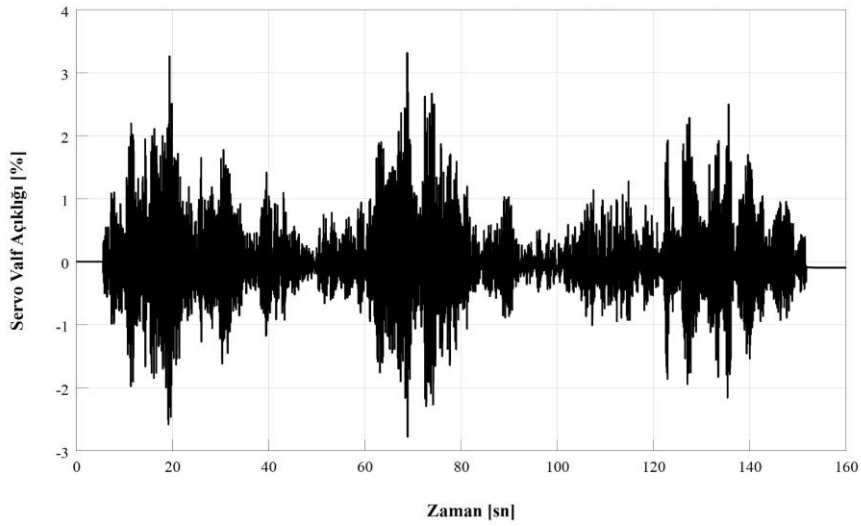
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.9 Üçüncü deneye ait çıktılar.

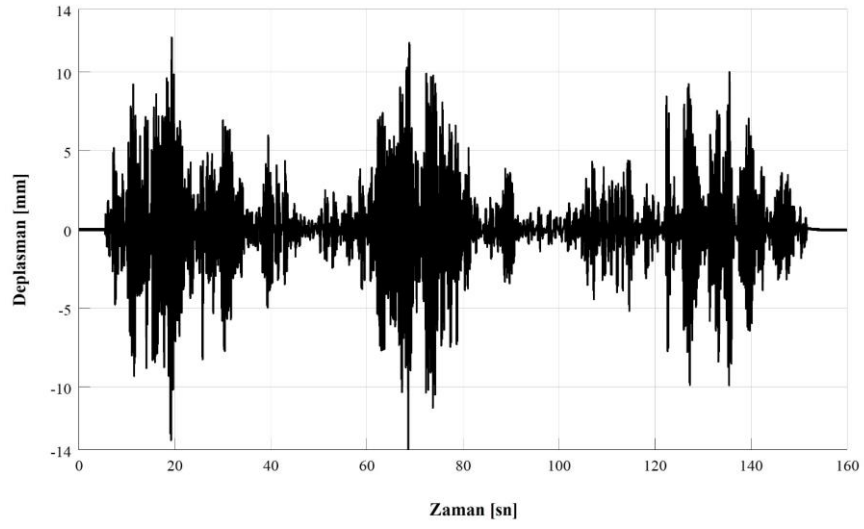
Test Koşulu	
Deney No	9
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Çift



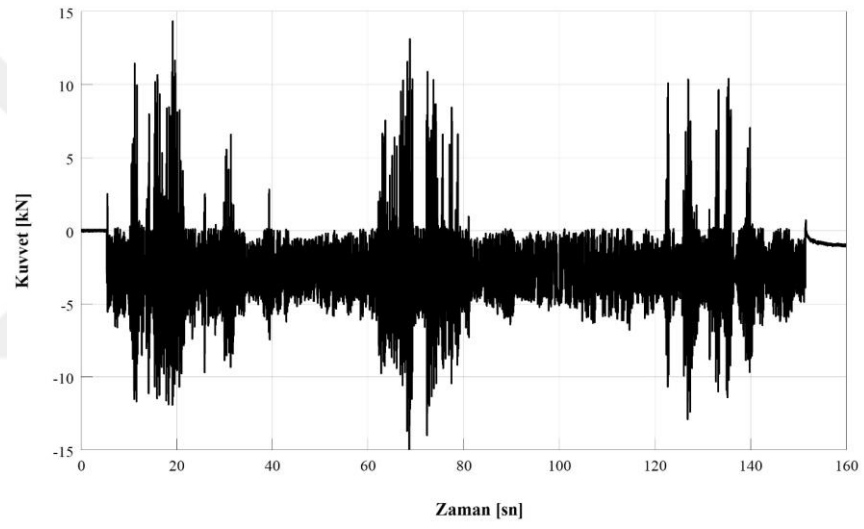
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



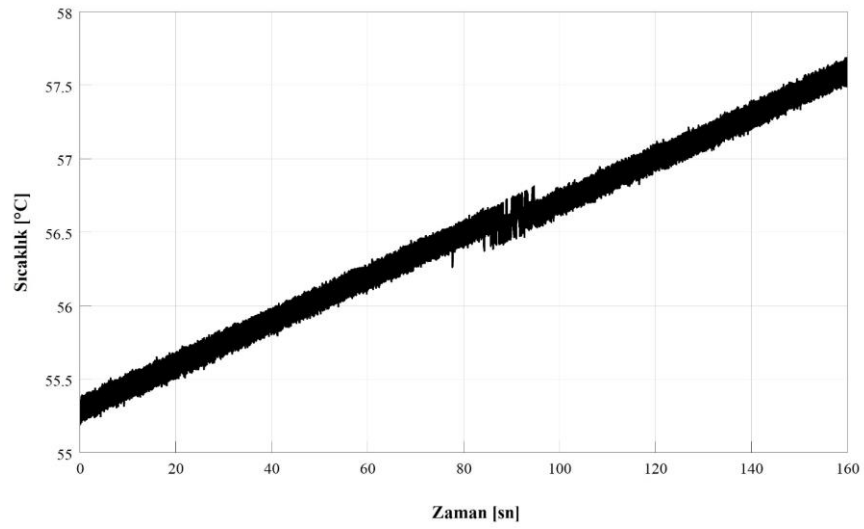
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



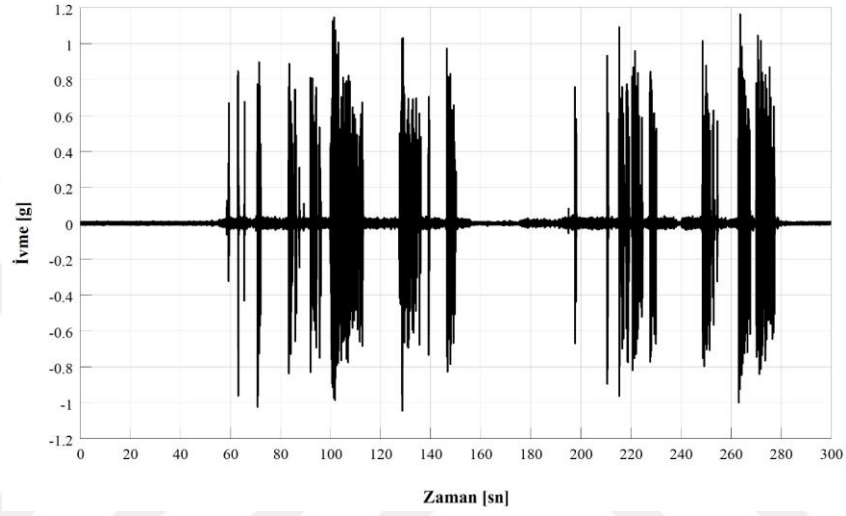
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



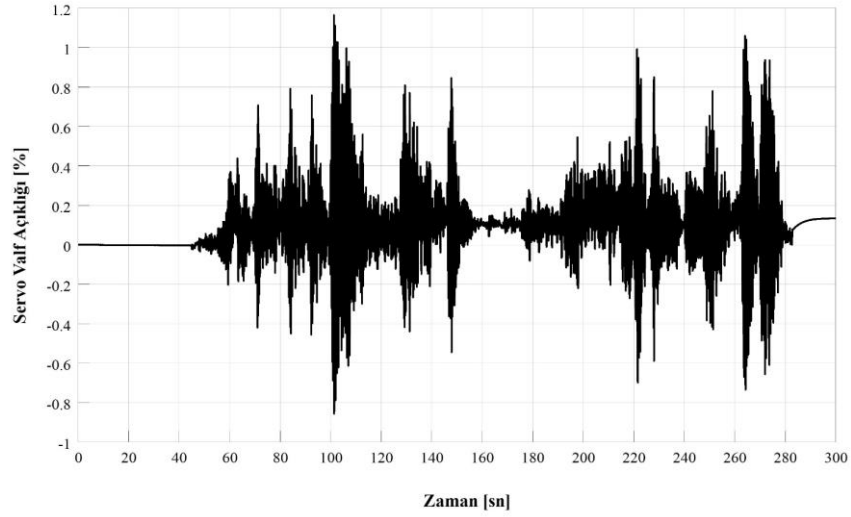
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.10 Onuncu deneye ait çıktıları.

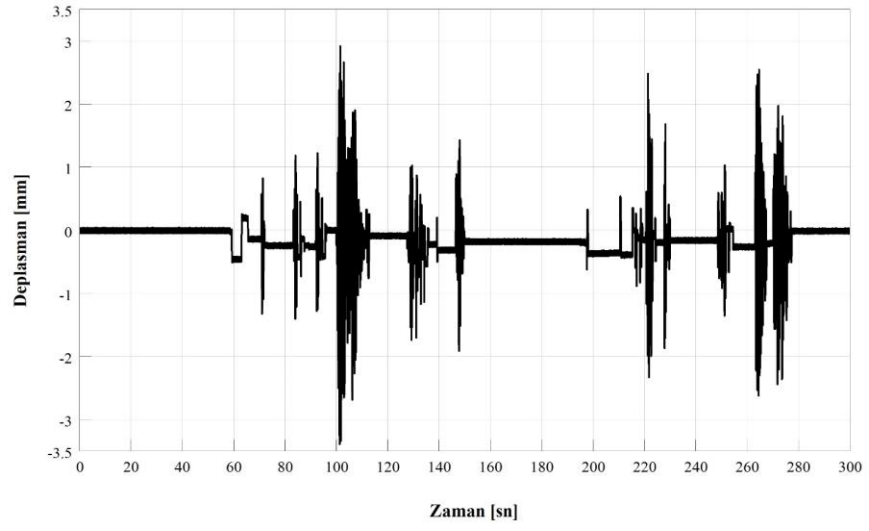
Test Koşulu	
Deney No	10
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Membranlı



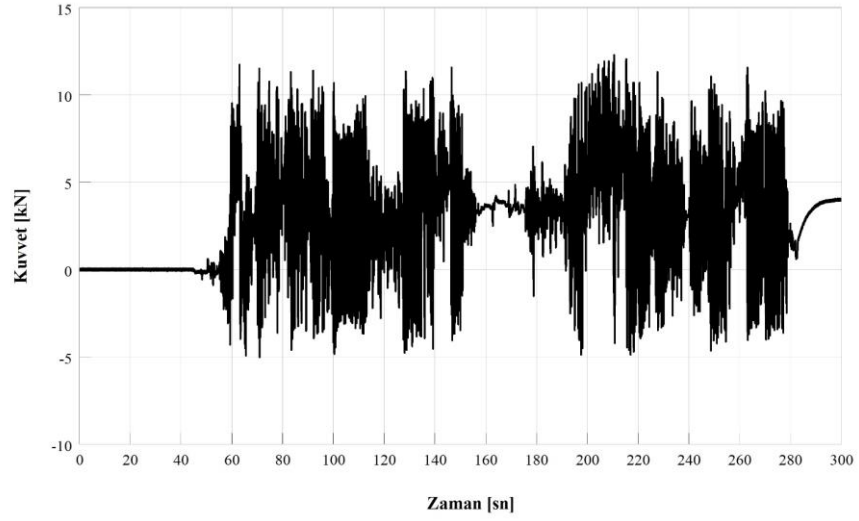
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



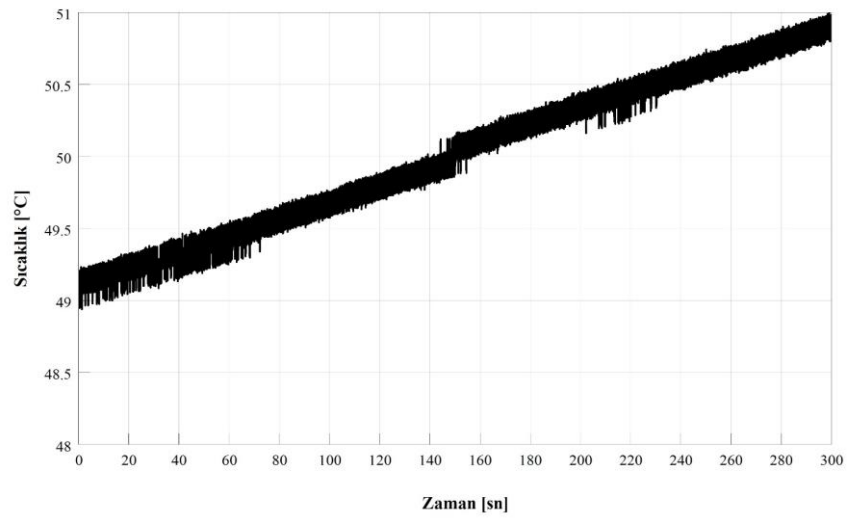
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



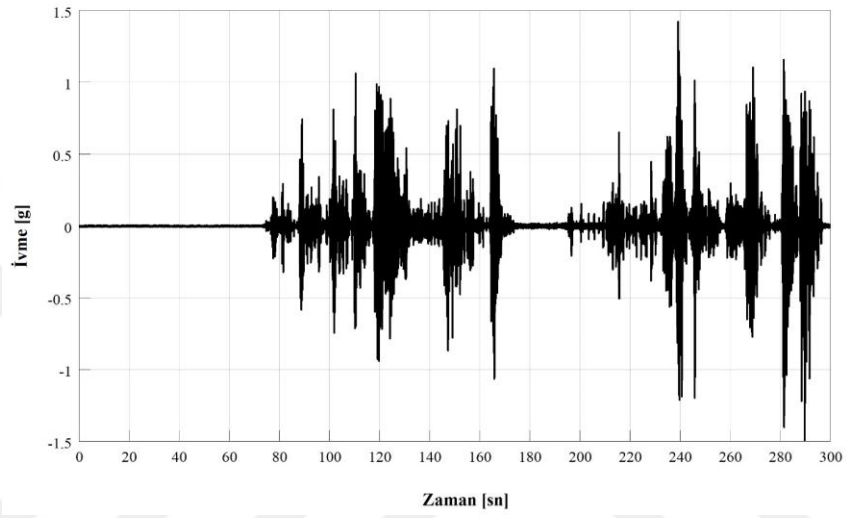
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



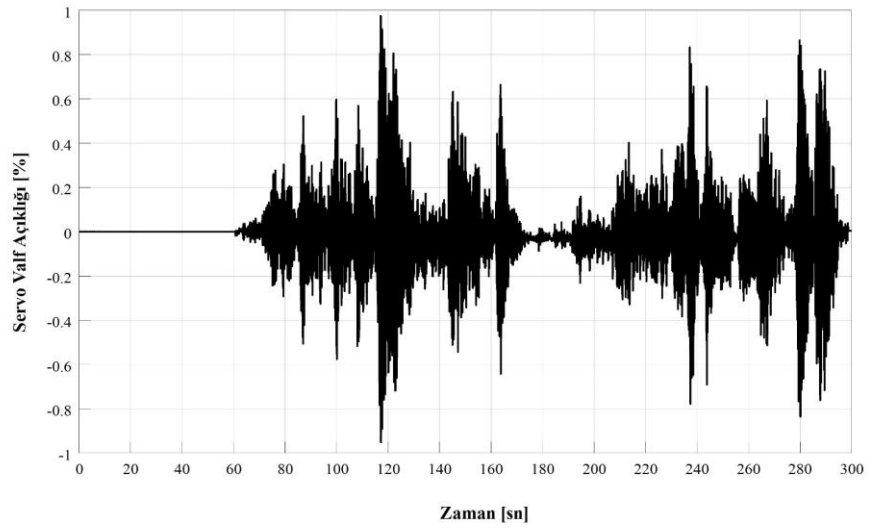
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.11 On birinci deneye ait çıktıları.

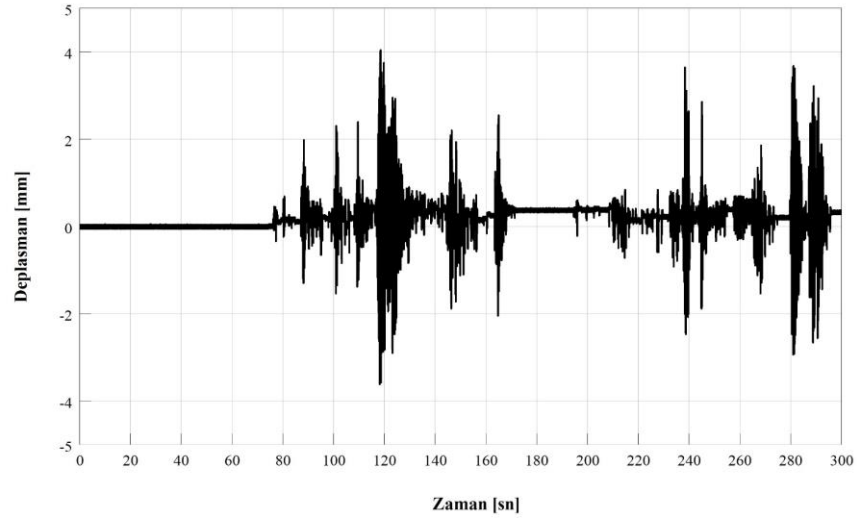
Test Koşulu	
Deney No	11
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Tek



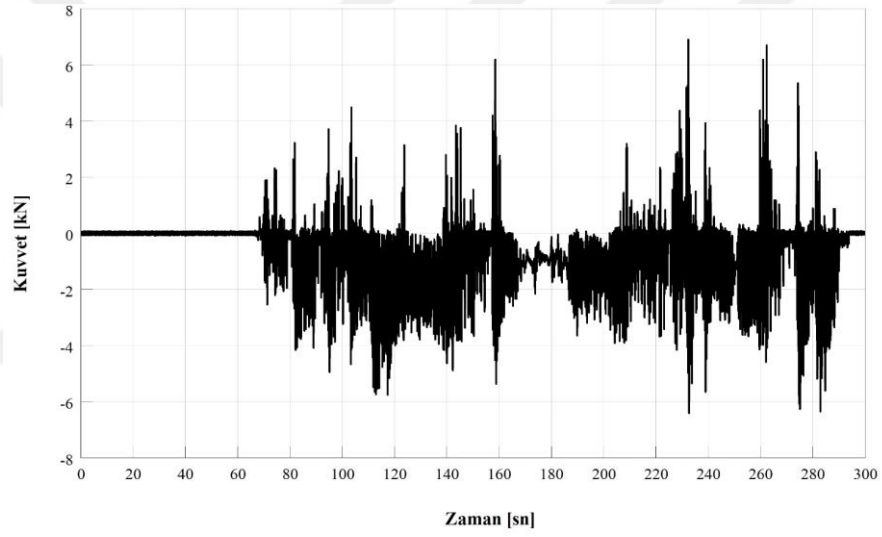
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



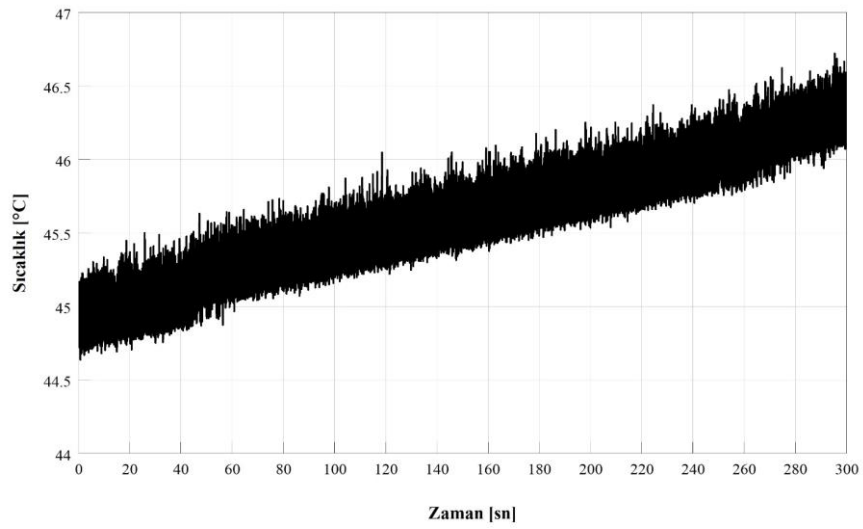
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



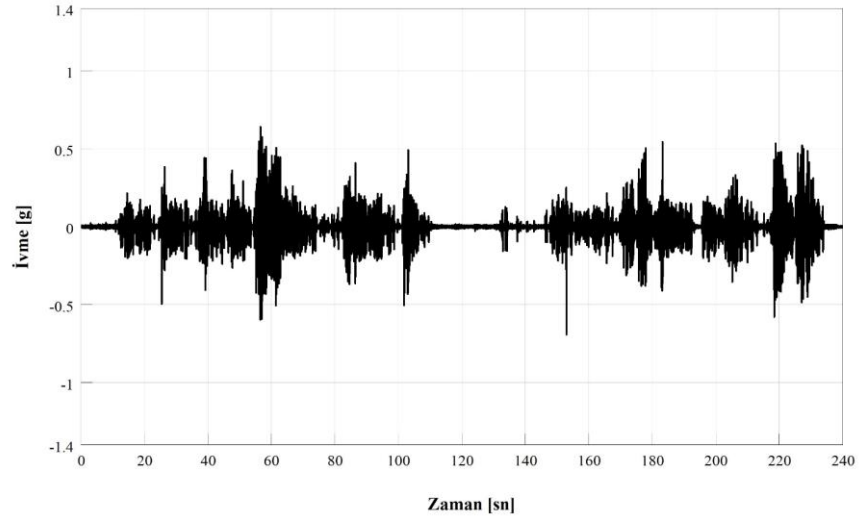
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



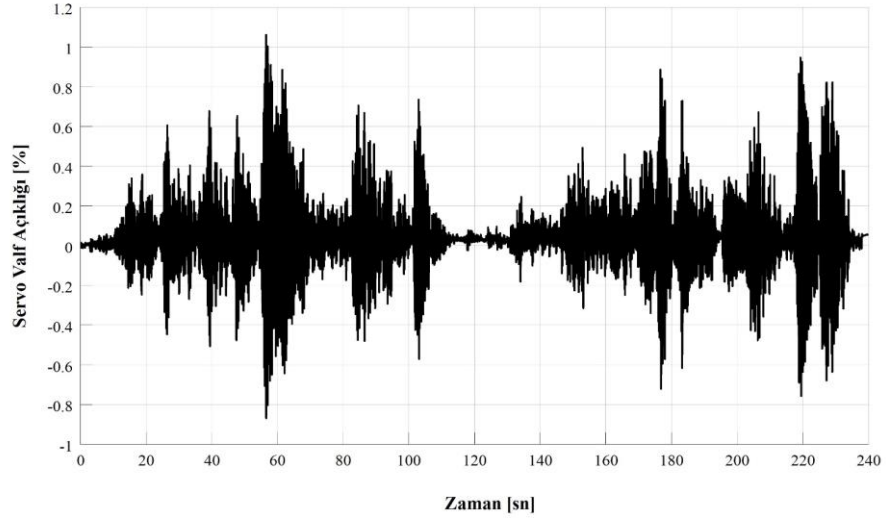
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.12 On ikinci deneye ait çıktıları.

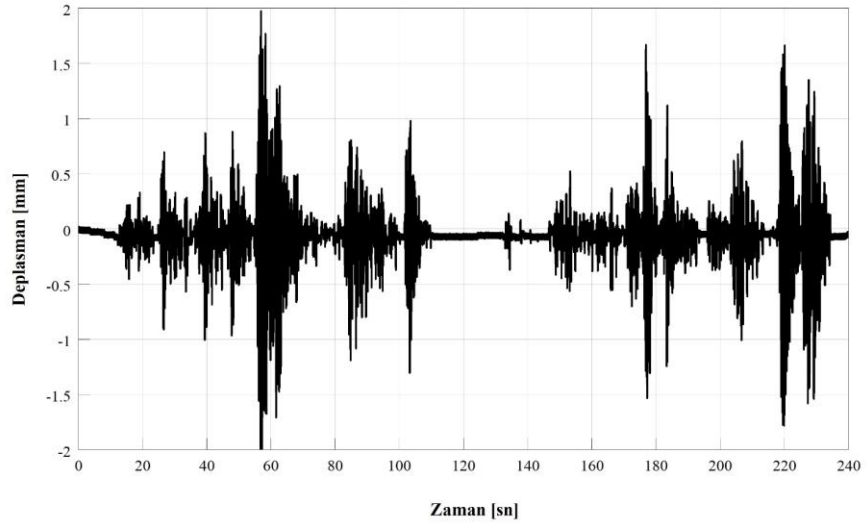
Test Koşulu	
Deney No	12
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Çift



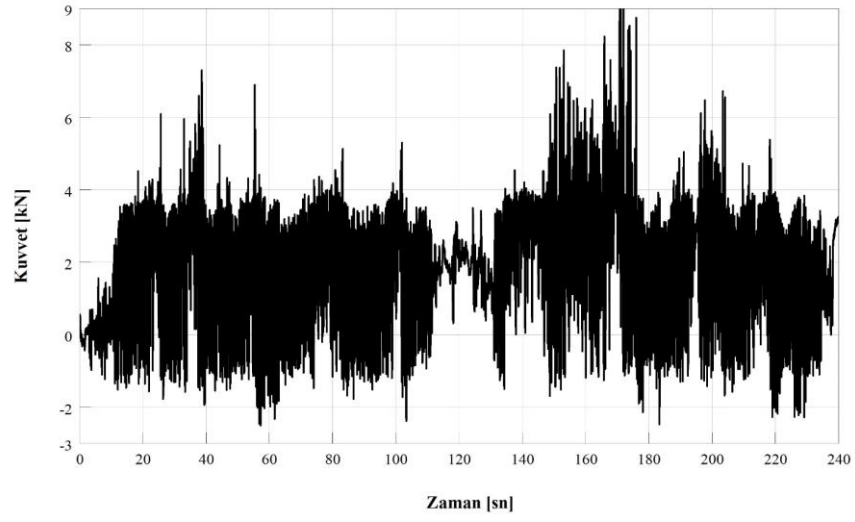
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



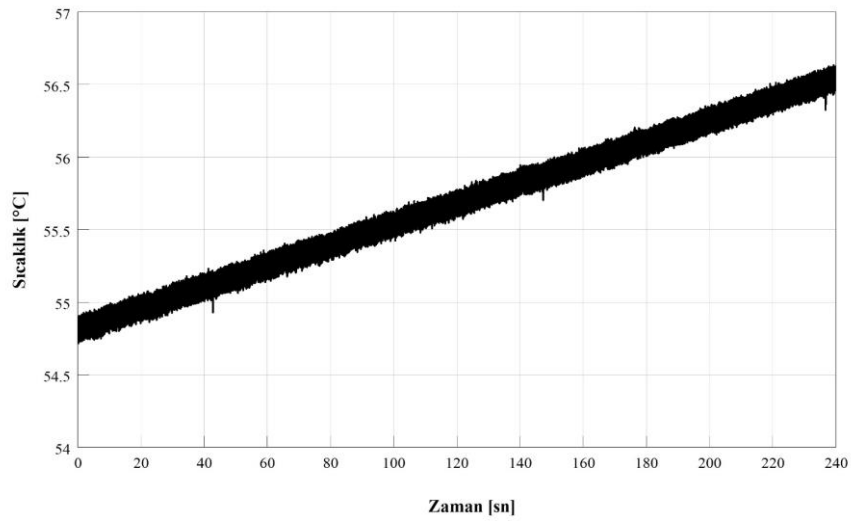
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



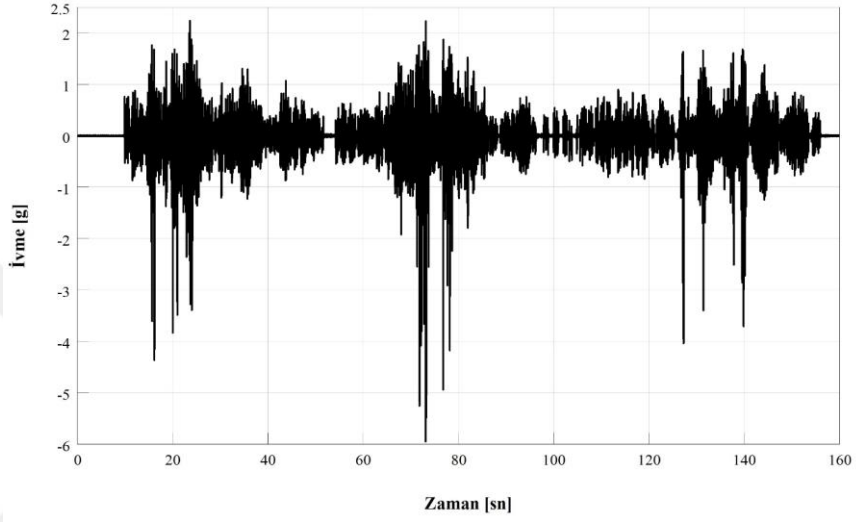
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



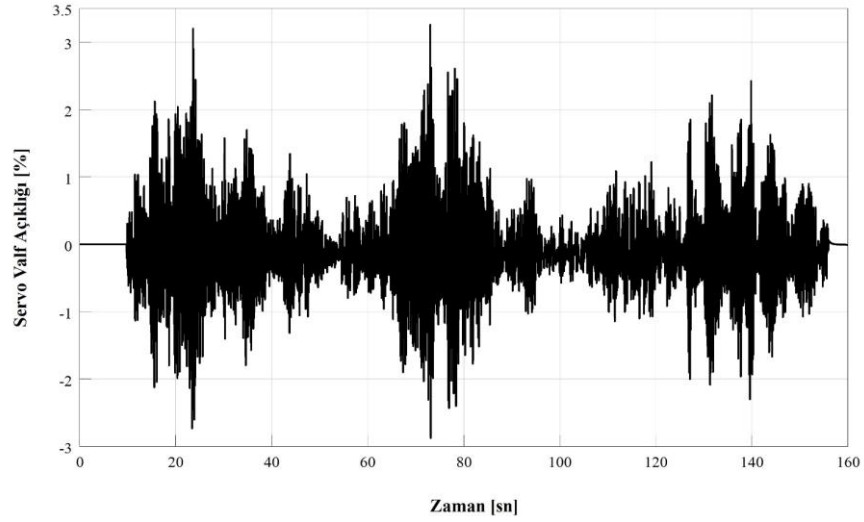
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.13 On üçüncü deneye ait çıktılar.

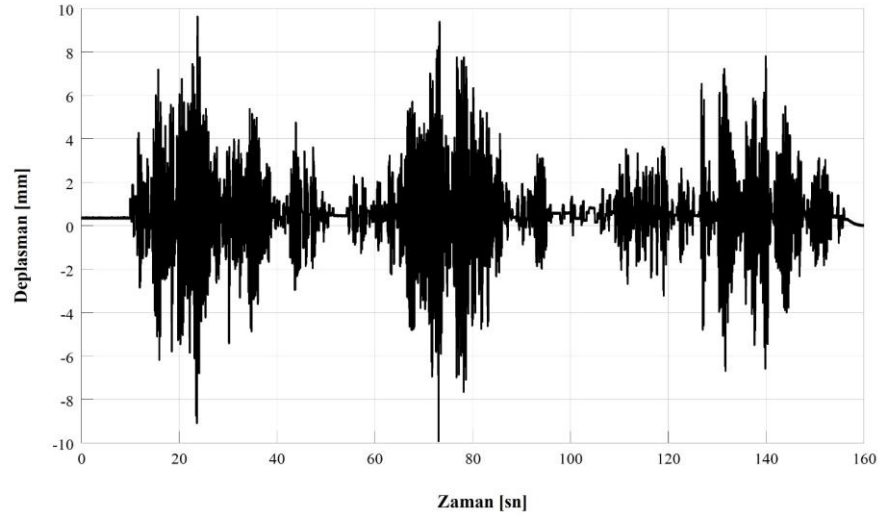
Test Koşulu	
Deney No	13
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Tek



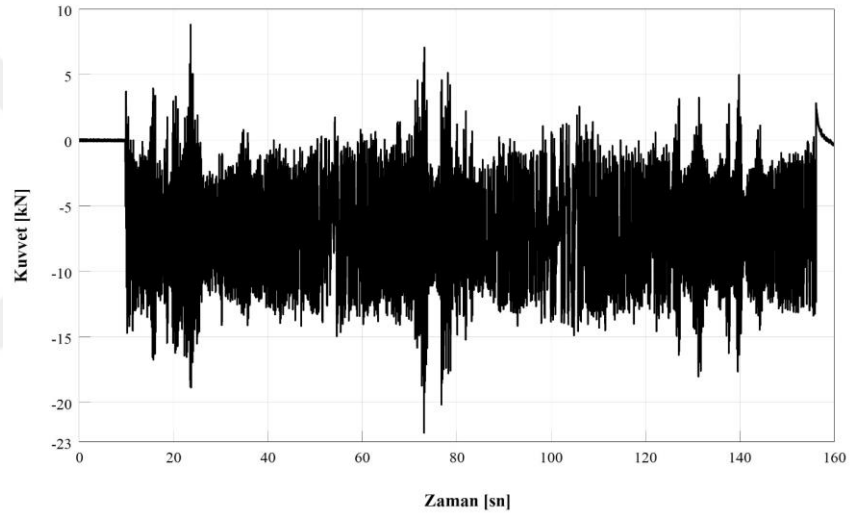
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



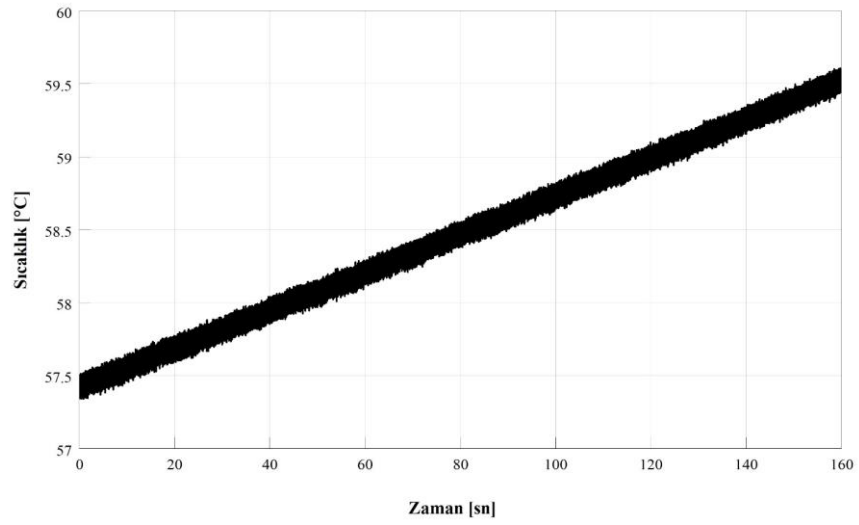
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



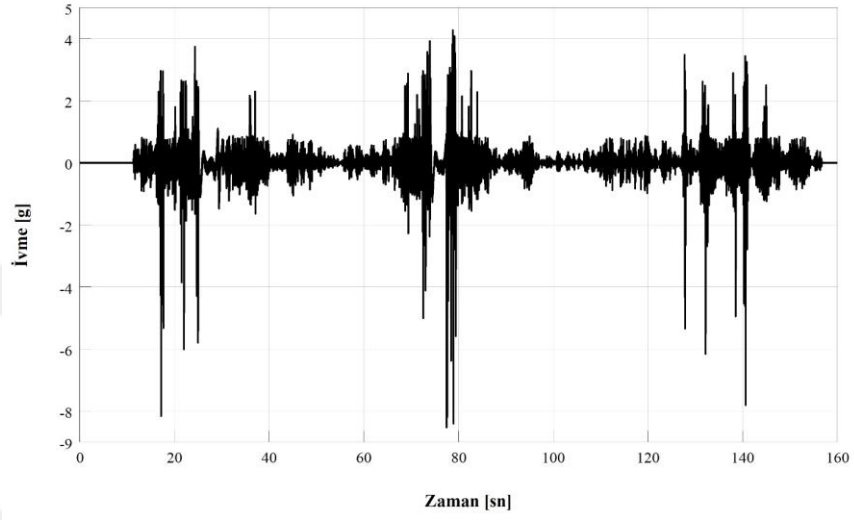
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



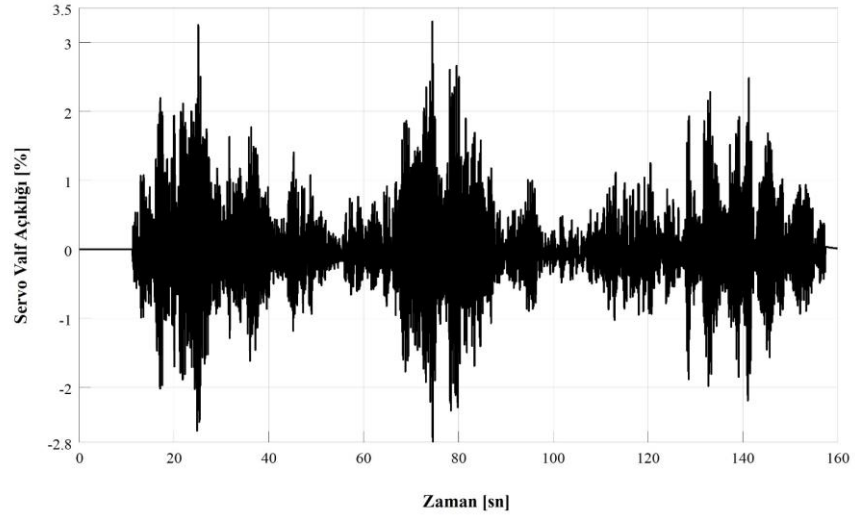
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.14 On dördüncü deneye ait çıktılar.

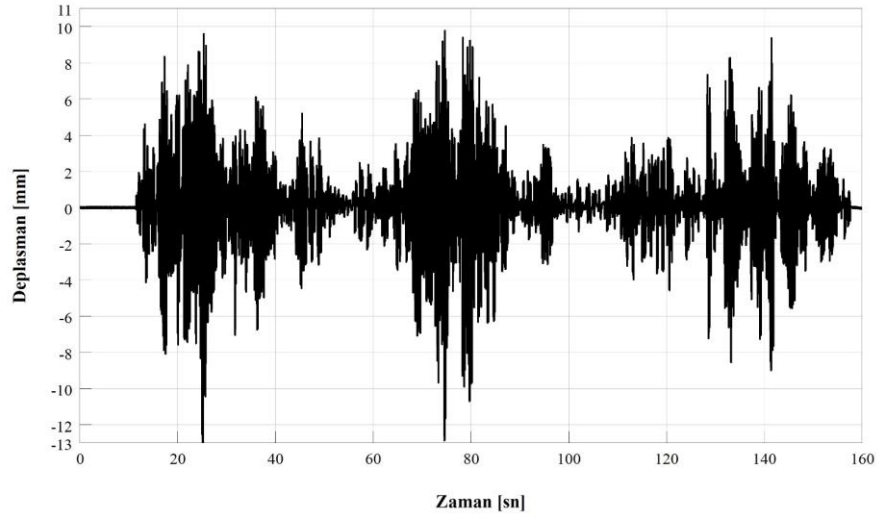
Test Koşulu	
Deney No	14
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Çift



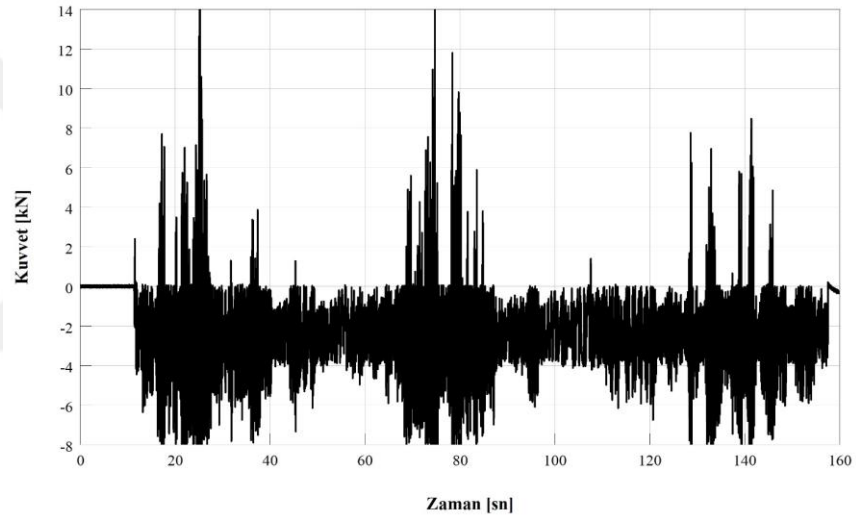
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



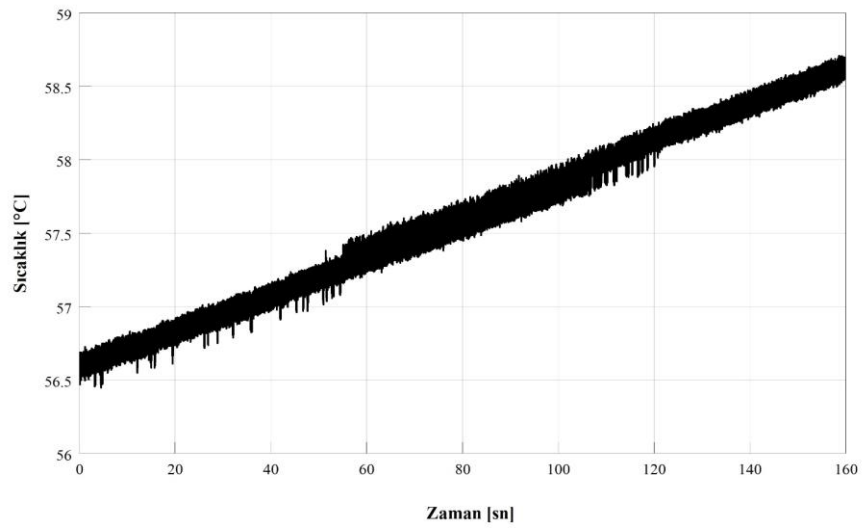
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



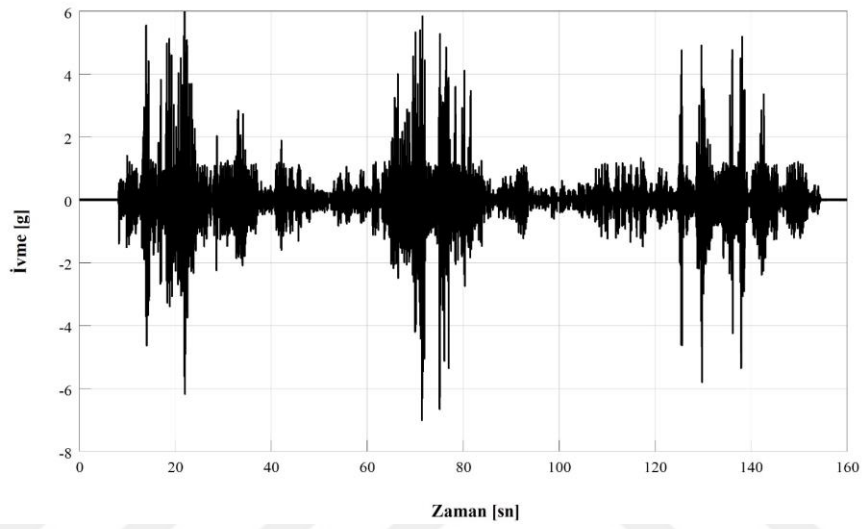
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



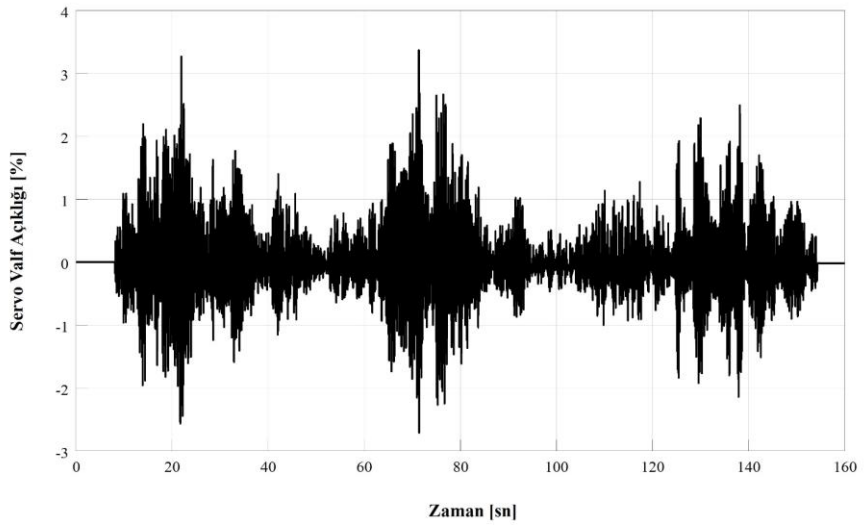
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.15 On beşinci deneye ait çıktılar.

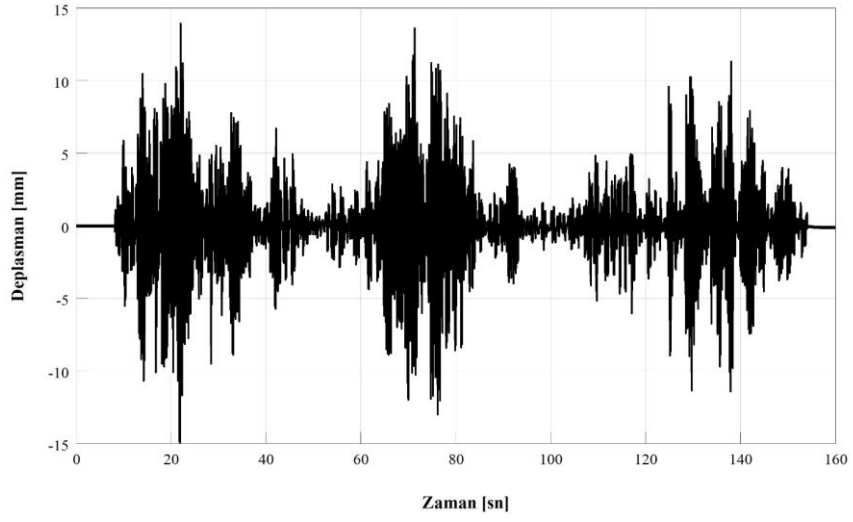
Test Koşulu	
Deney No	15
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Membranlı



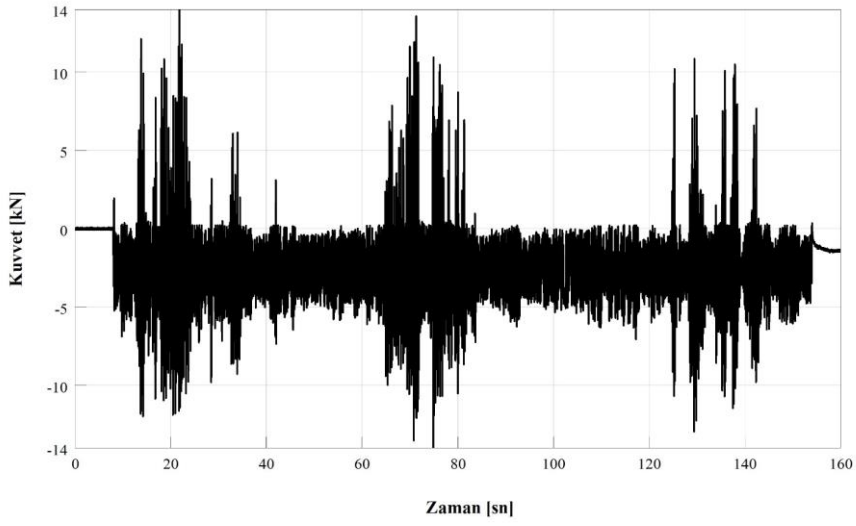
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



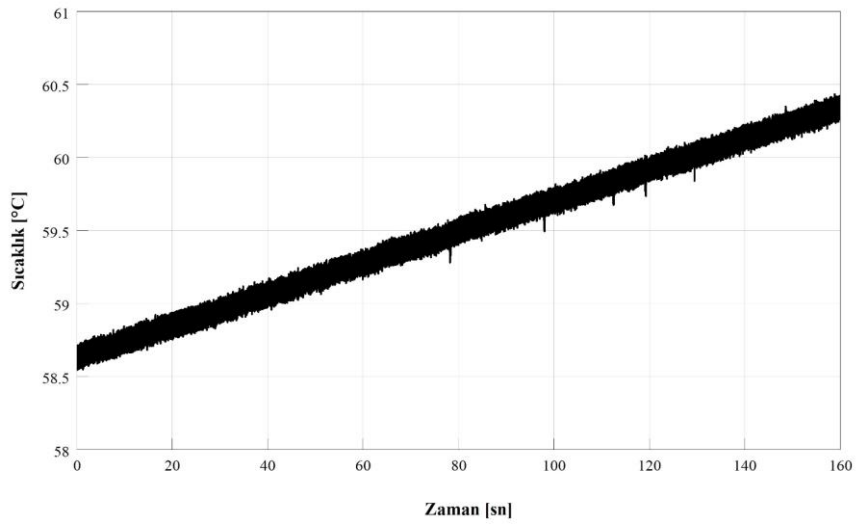
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



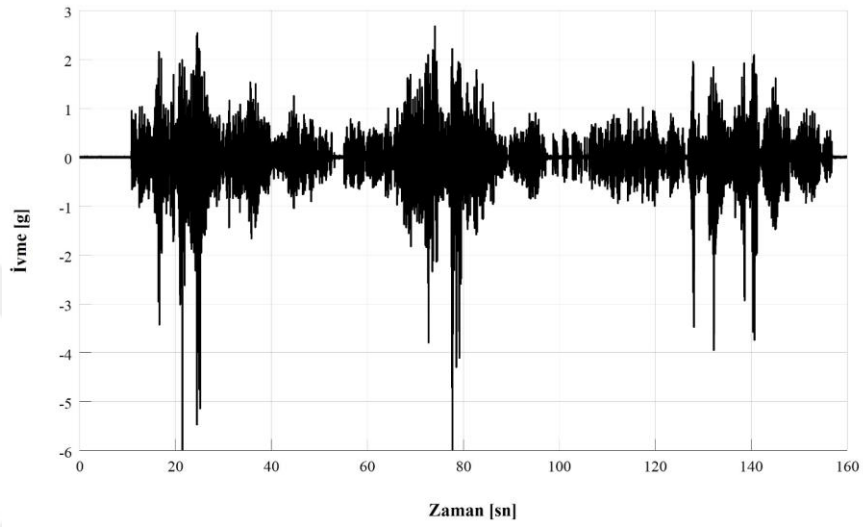
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



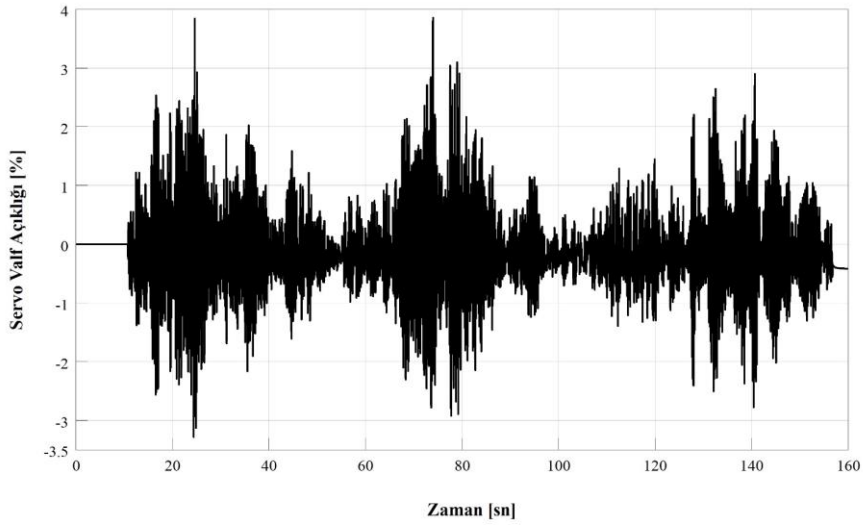
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.16 On altıncı deneye ait çıktılar.

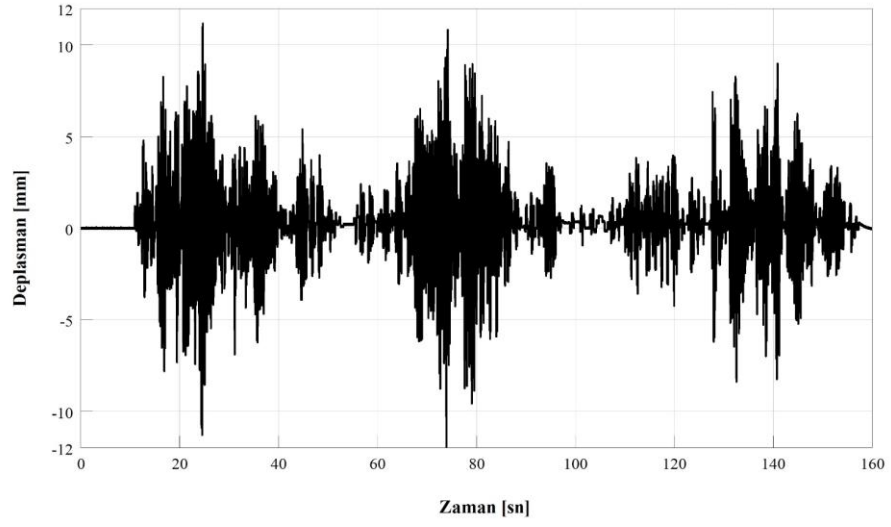
Test Koşulu	
Deney No	16
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Membranlı



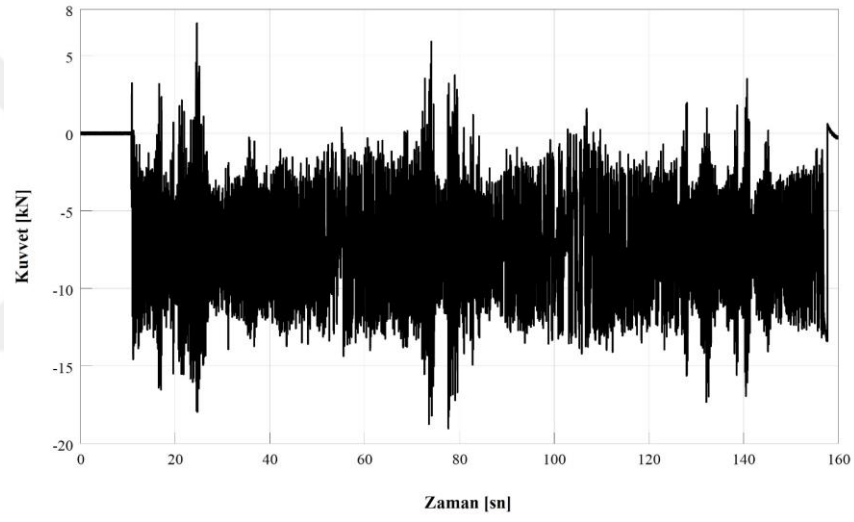
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



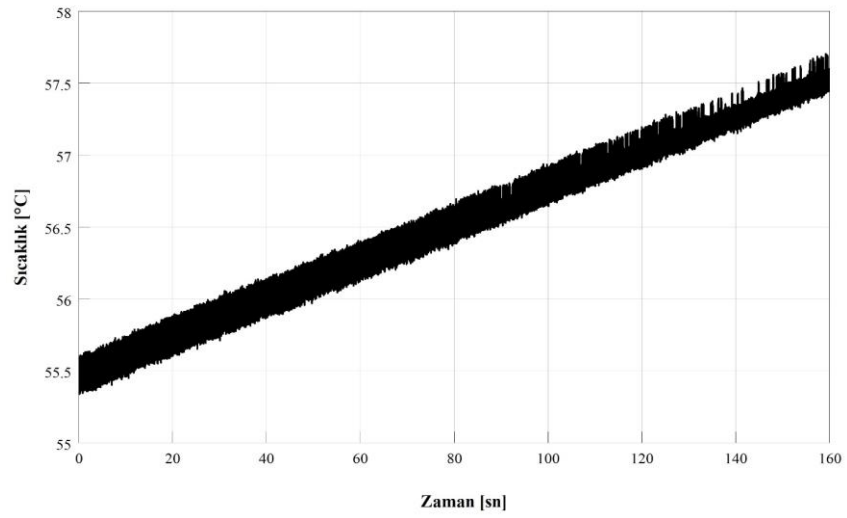
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



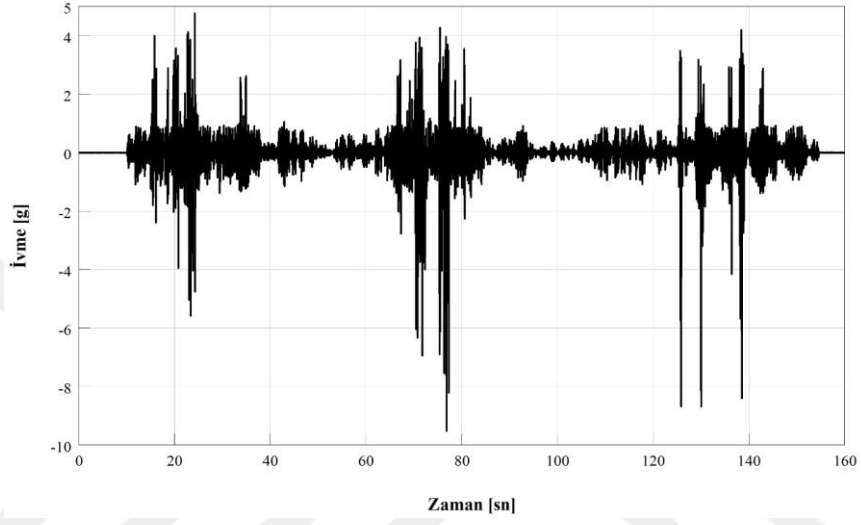
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



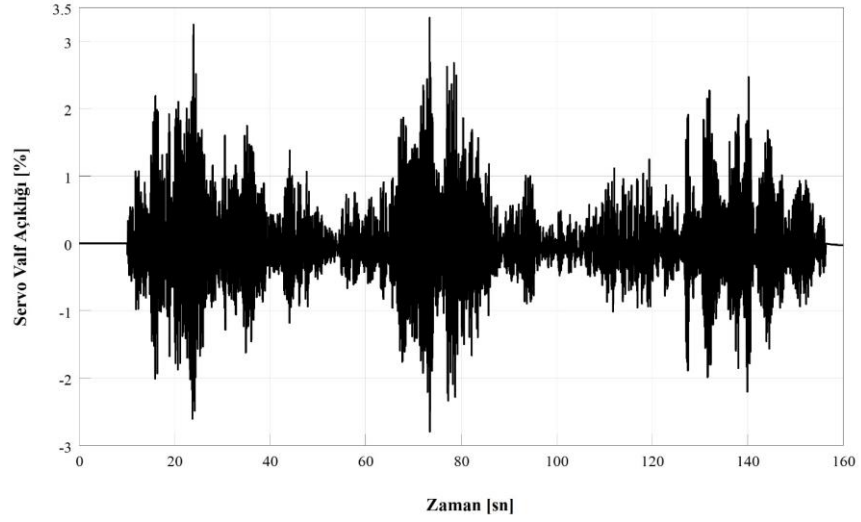
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.17 On yedinci deneye ait çıktıları.

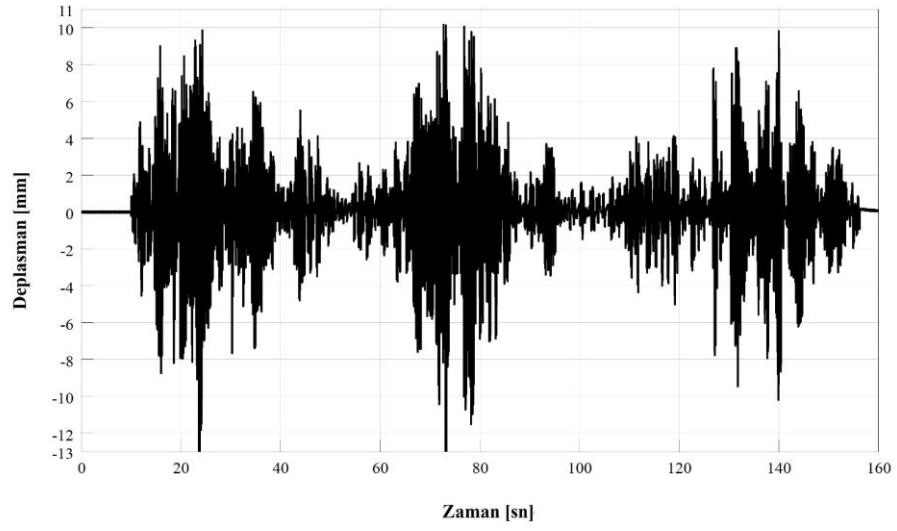
Test Koşulu	
Deney No	17
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Tek



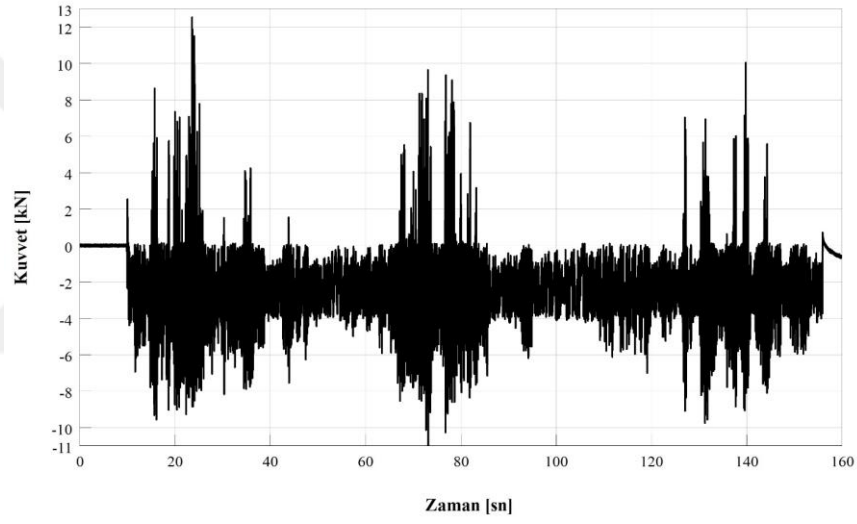
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



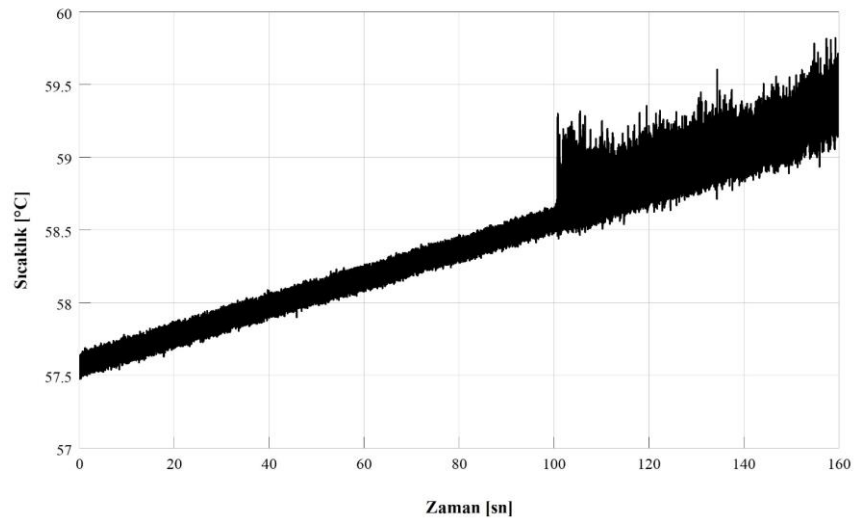
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



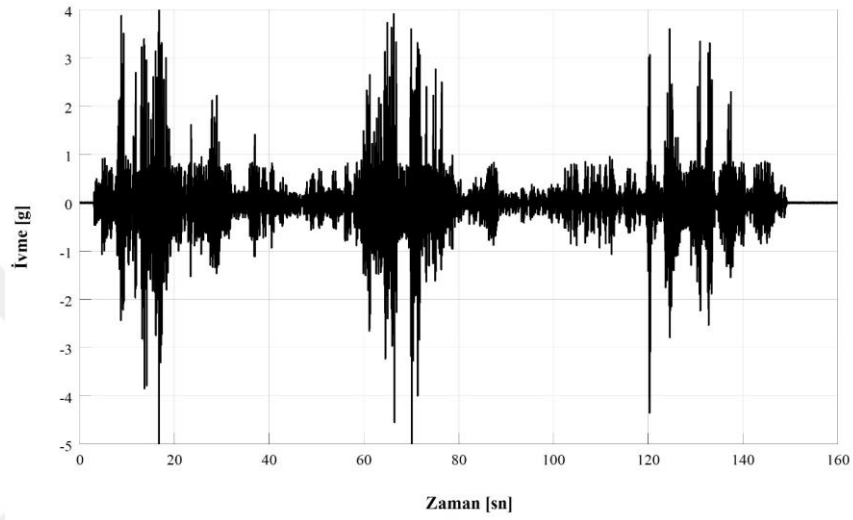
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



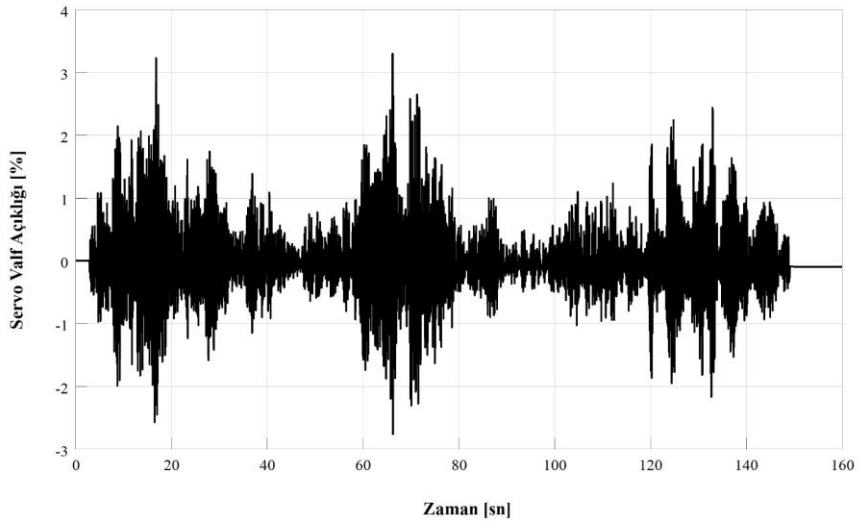
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.18 On sekizinci deneye ait çıktılar.

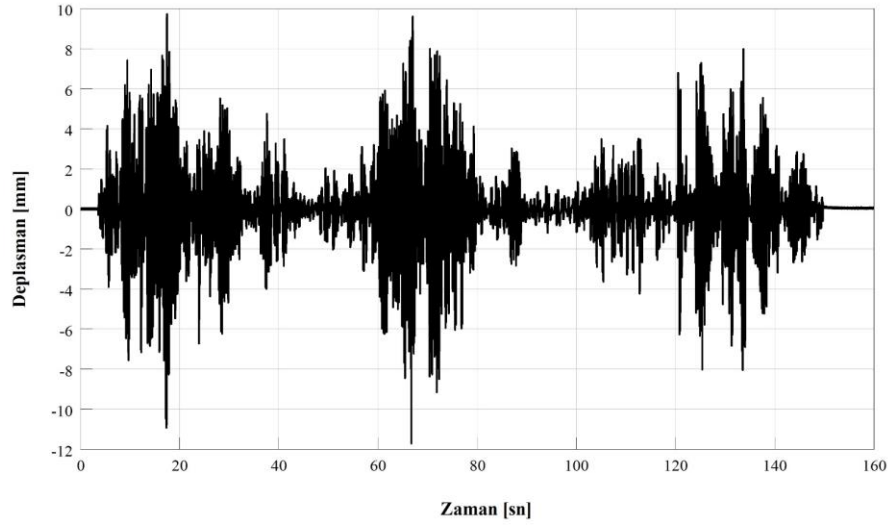
Test Koşulu	
Deney No	18
Ağırlık [kg]	260
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Çift



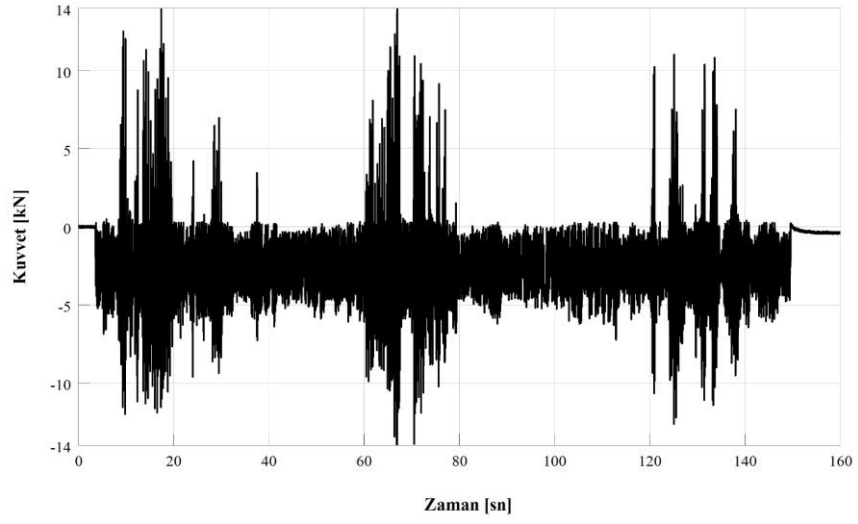
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



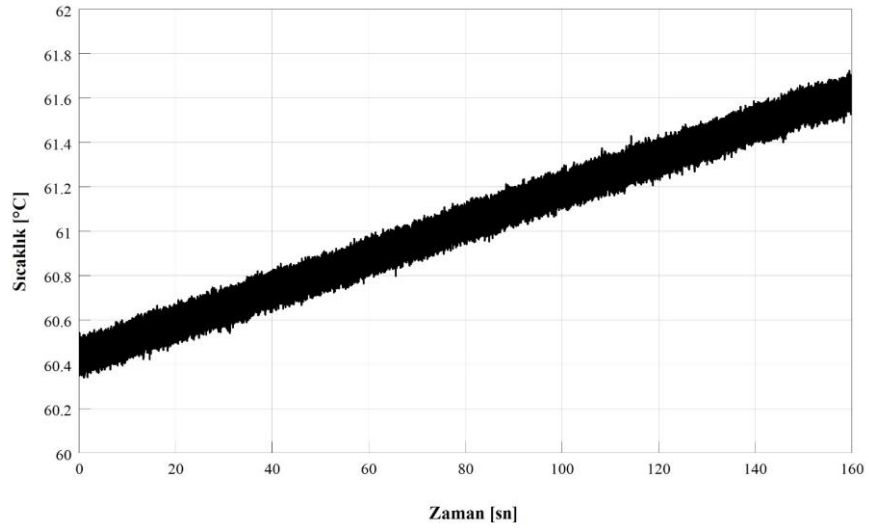
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



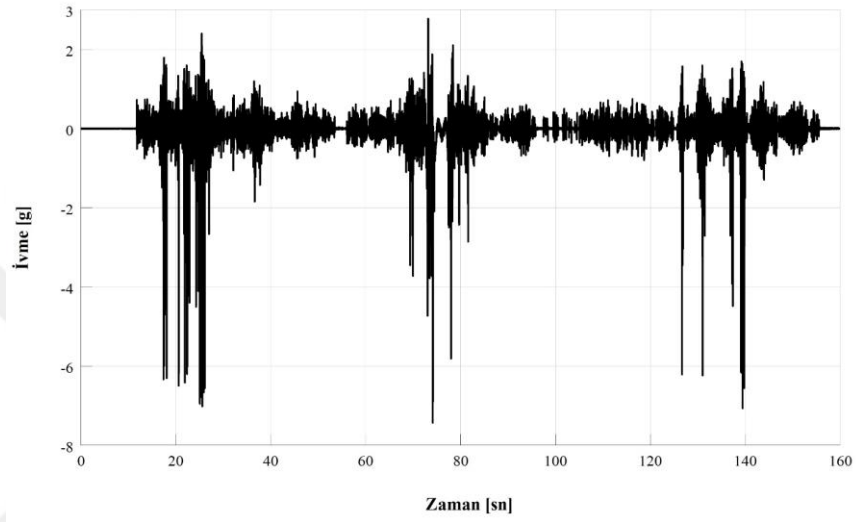
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



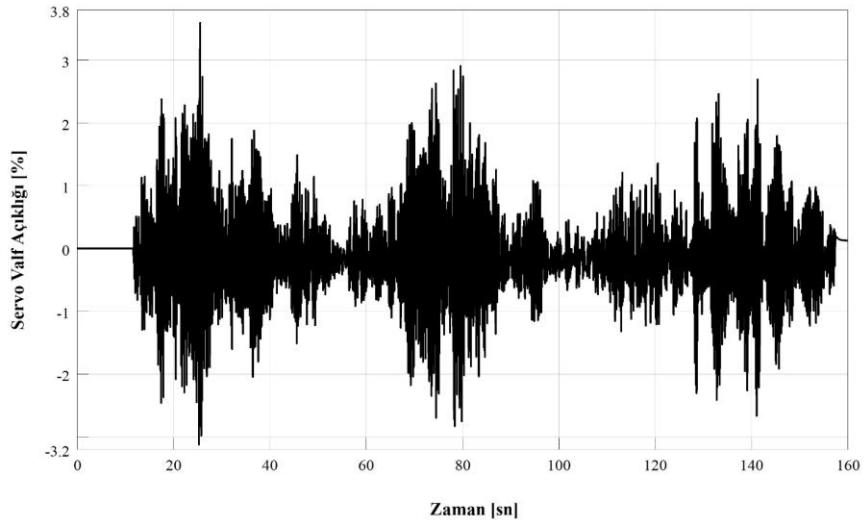
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.19 On dokuzuncu deneye ait çıktıları.

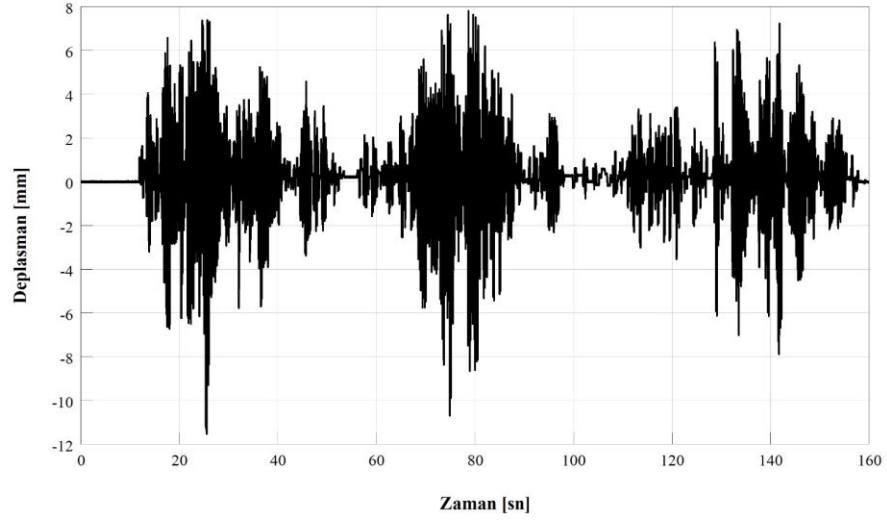
Test Koşulu	
Deney No	19
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Tek



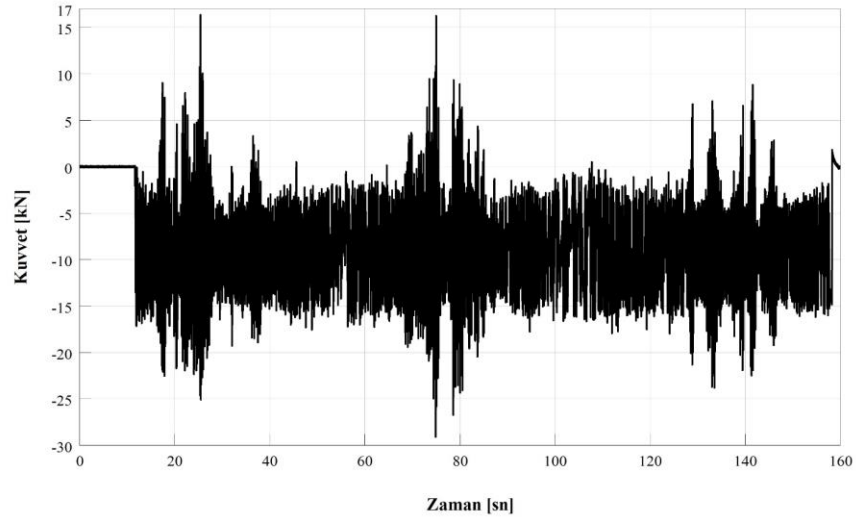
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



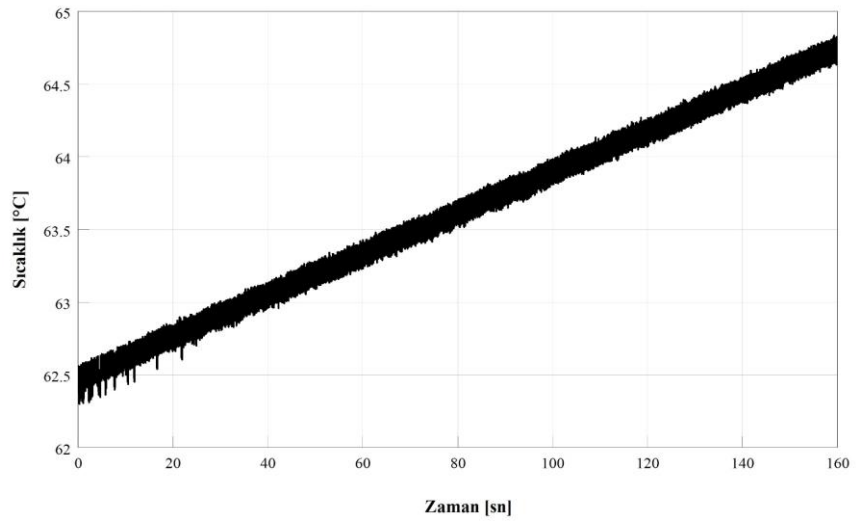
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



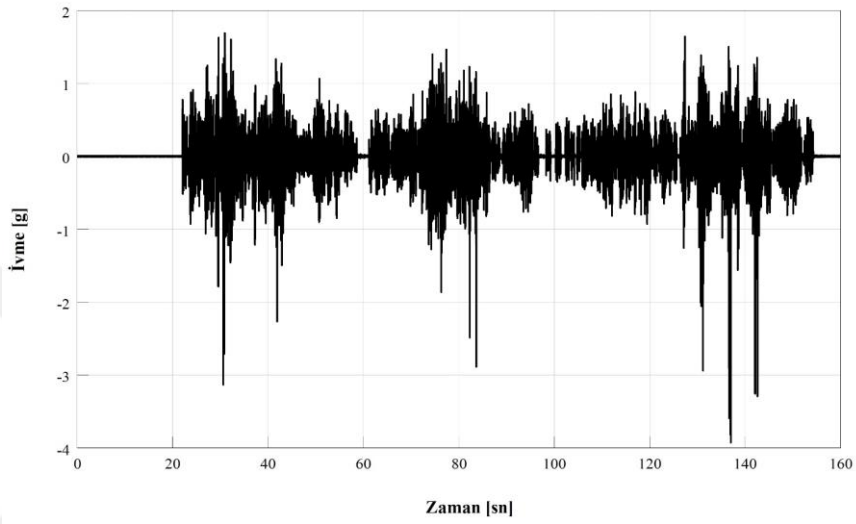
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



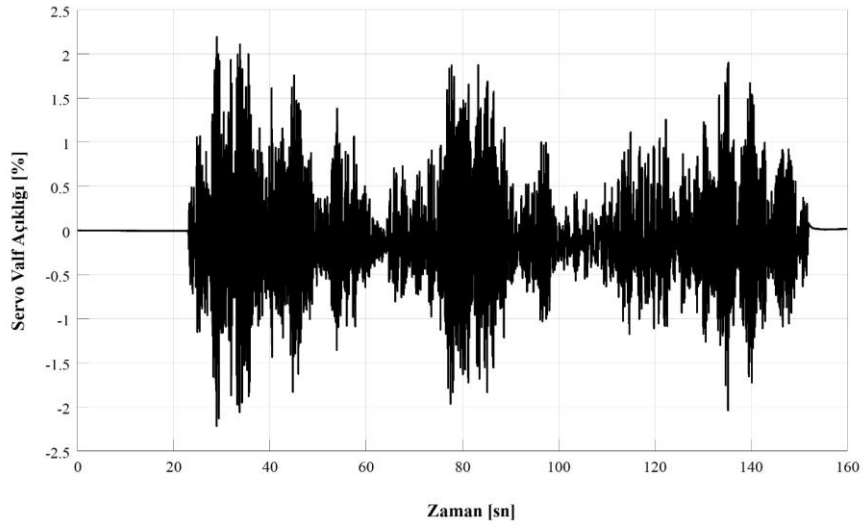
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.20 Yirminci deneye ait çıktılar.

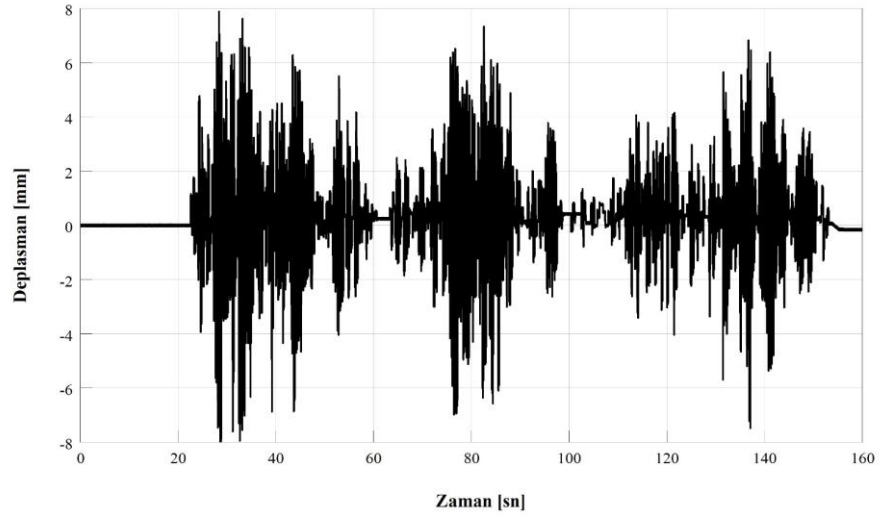
Test Koşulu	
Deney No	20
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Çift



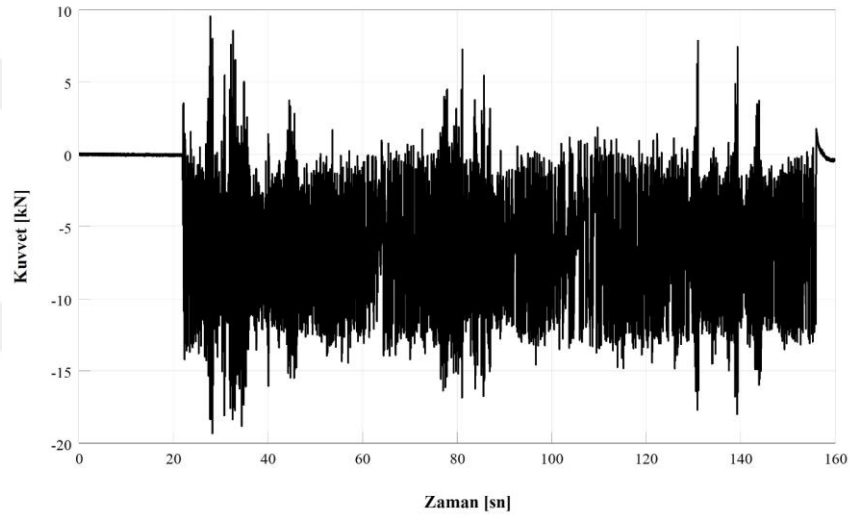
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



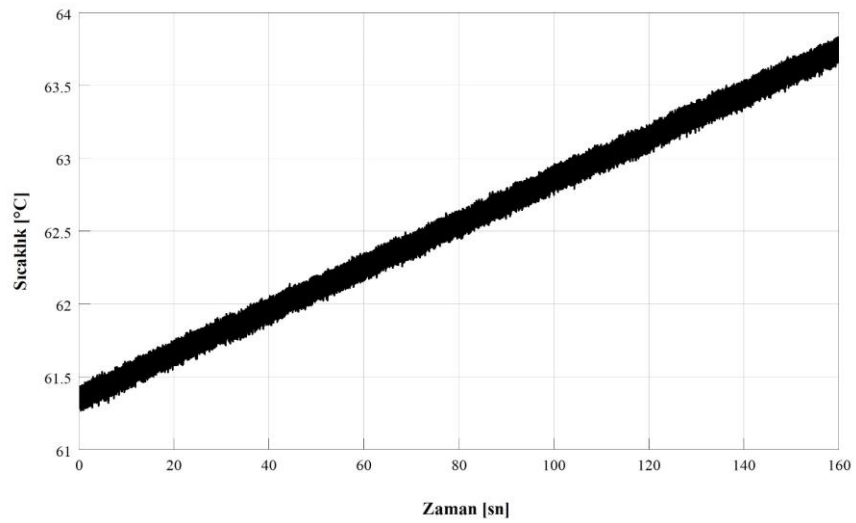
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



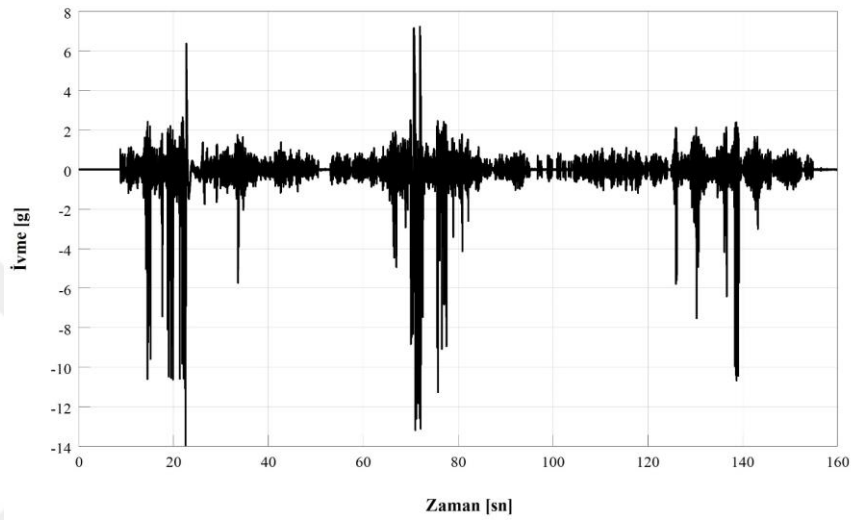
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



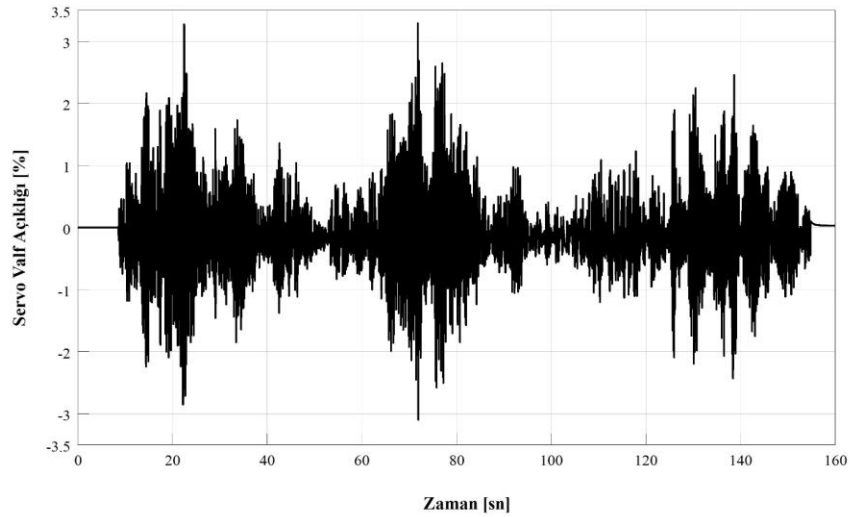
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.21 Yirmi birinci deneye ait çıktıları.

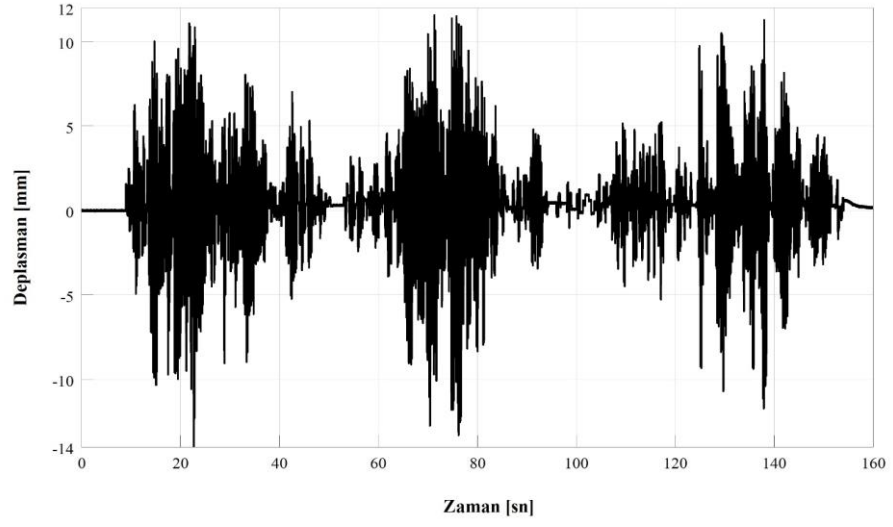
Test Koşulu	
Deney No	21
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Membranlı



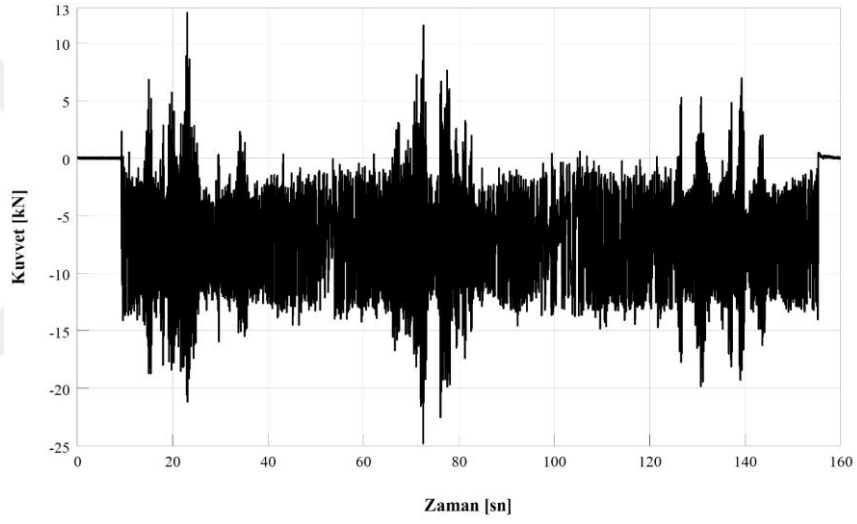
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



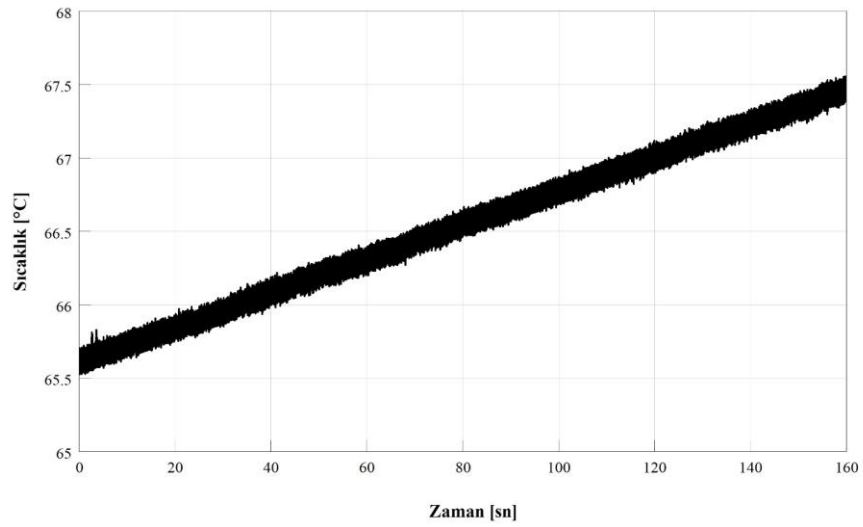
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



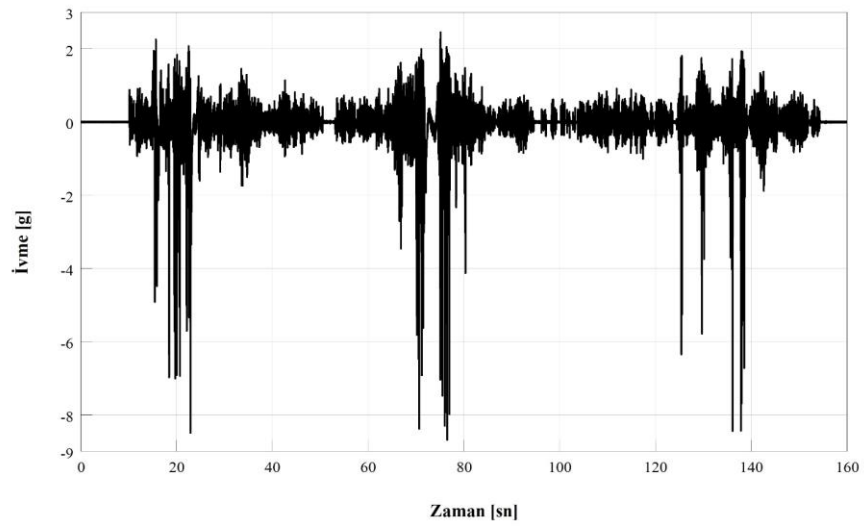
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



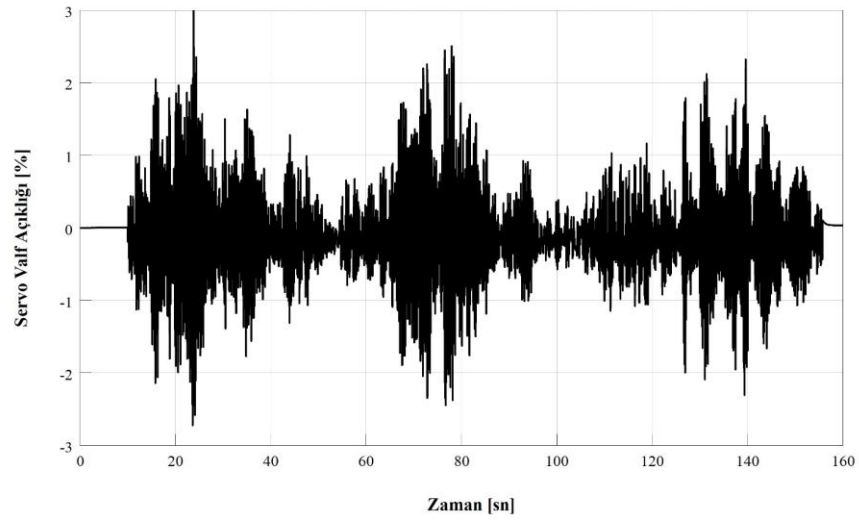
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.22 Yirmi ikinci deneye ait çıktılar.

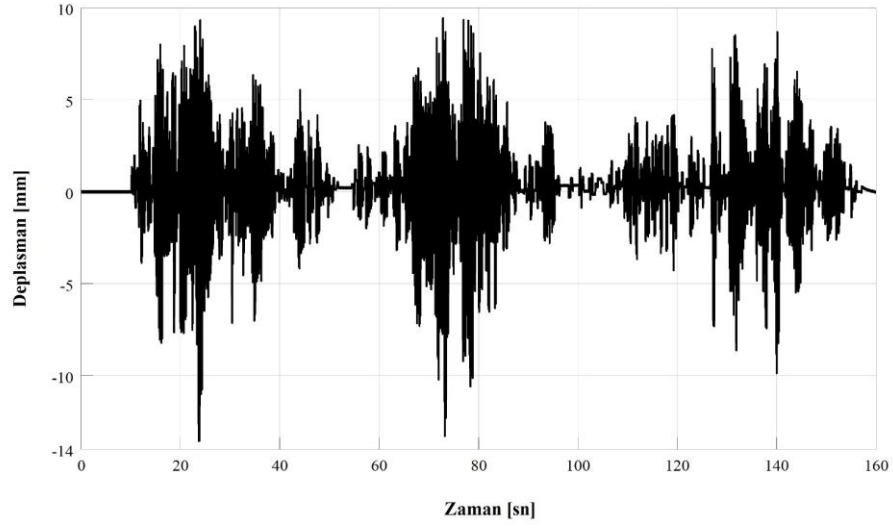
Test Koşulu	
Deney No	22
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Membranlı



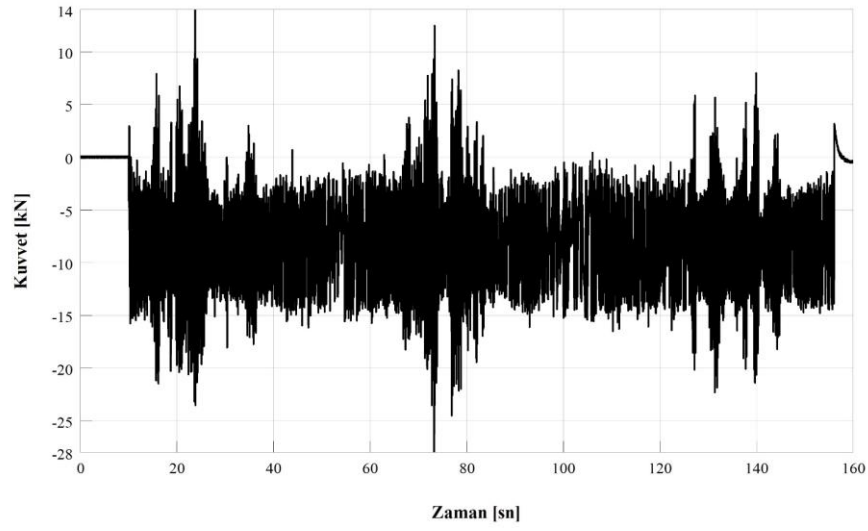
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



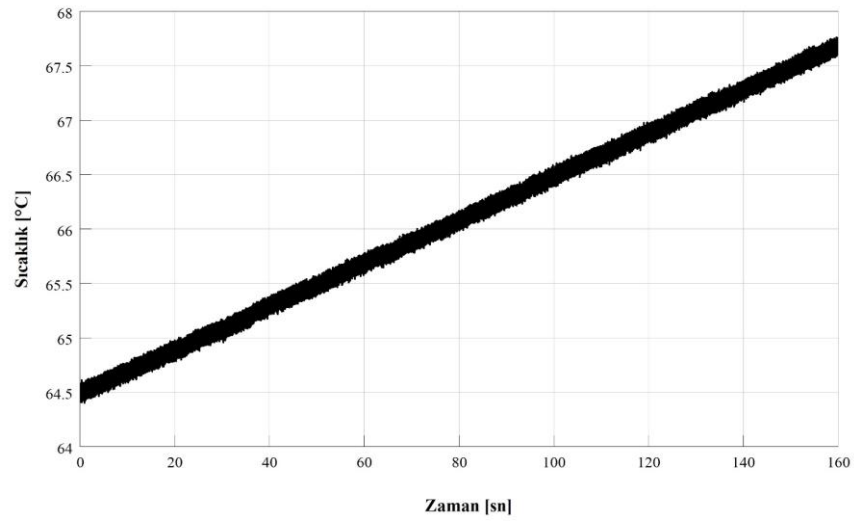
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



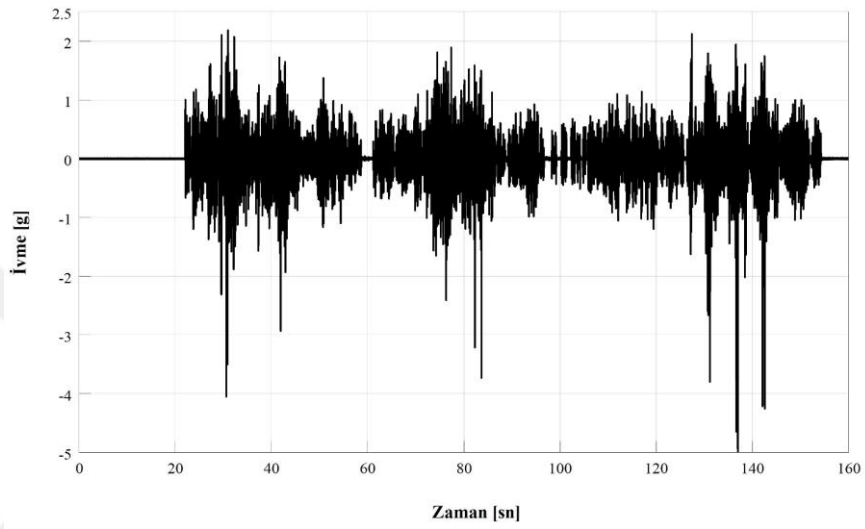
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



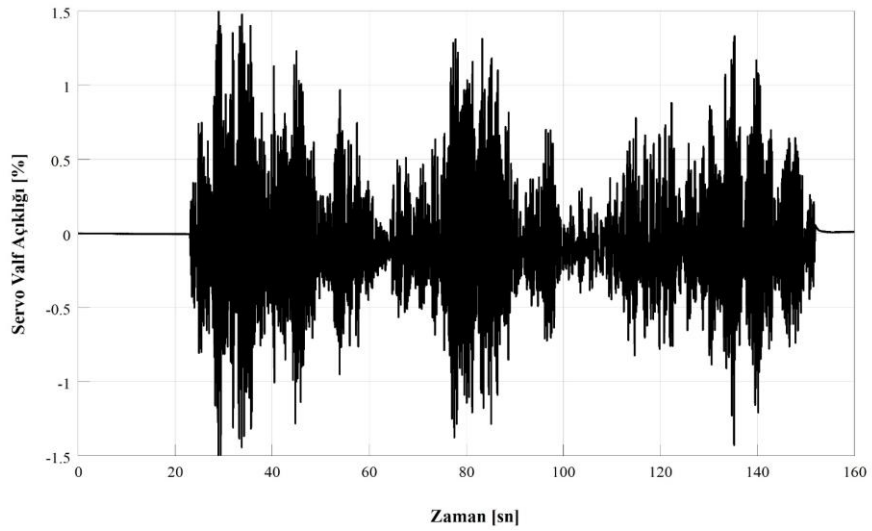
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.23 Yirmi üçüncü deneye ait çıktılar.

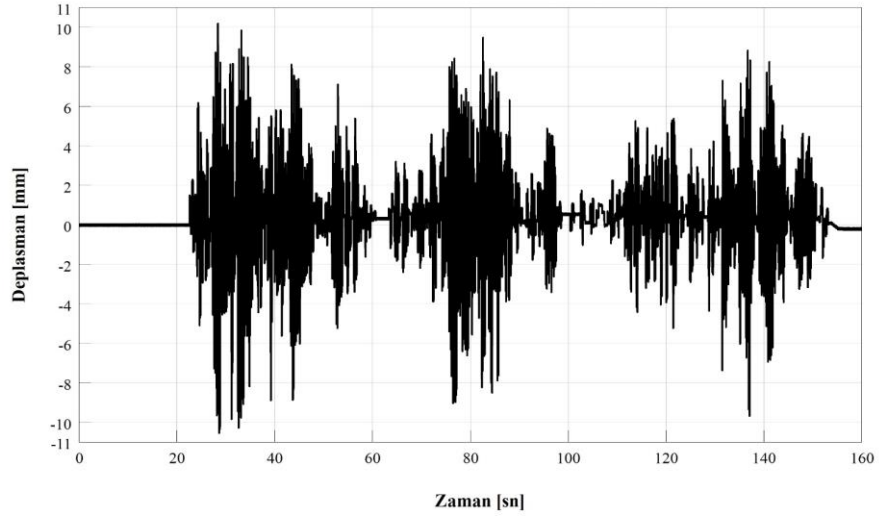
Test Koşulu	
Deney No	23
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Membranlı



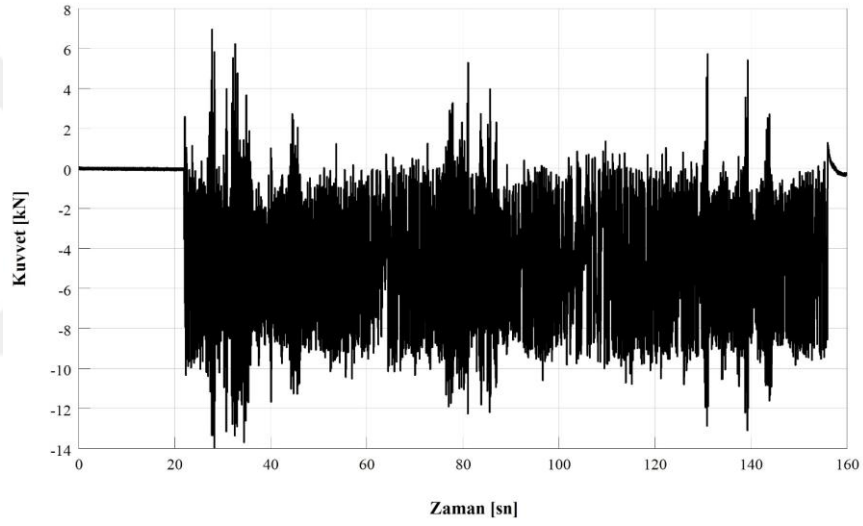
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



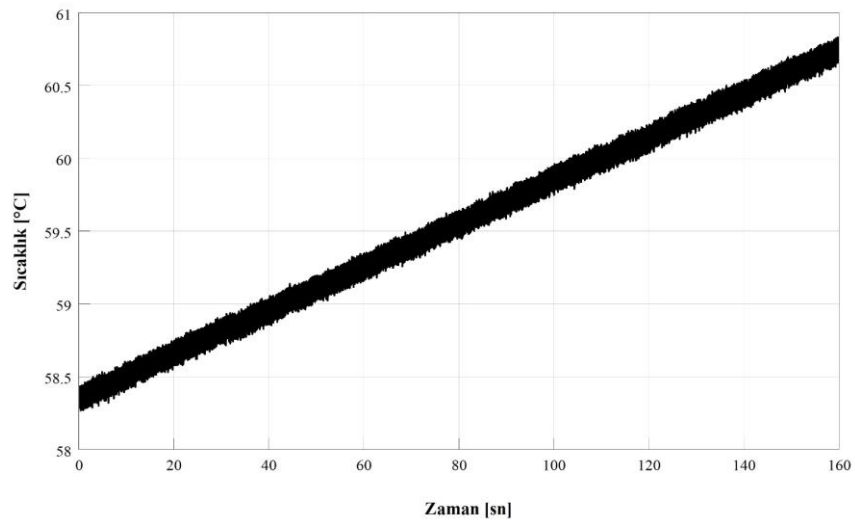
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



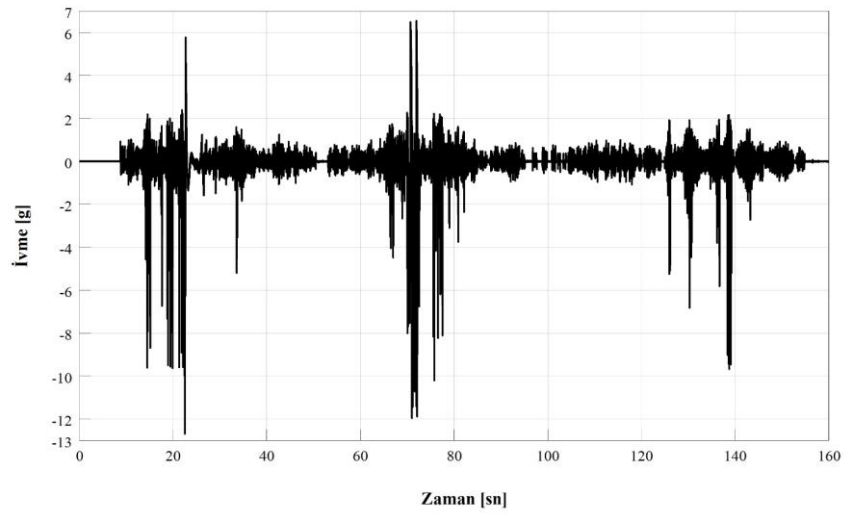
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



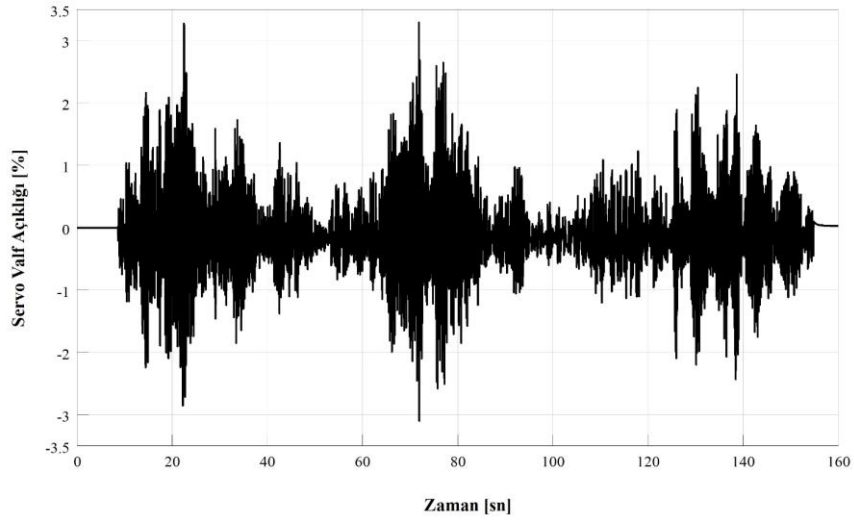
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.24 Yirmi dördüncü deneye ait çıktılar.

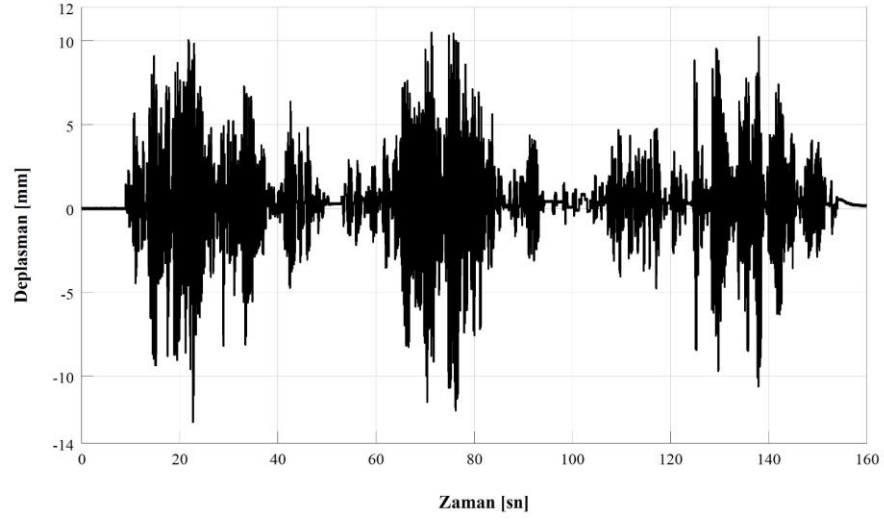
Test Koşulu	
Deney No	24
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Çift



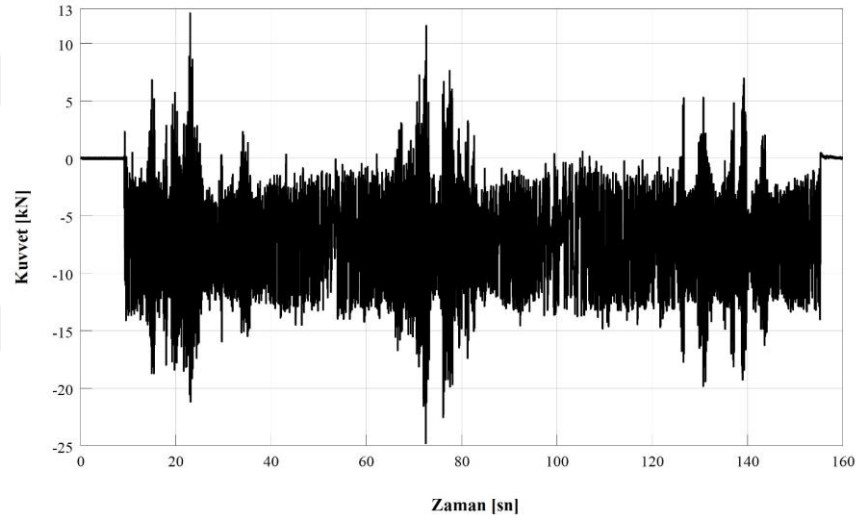
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



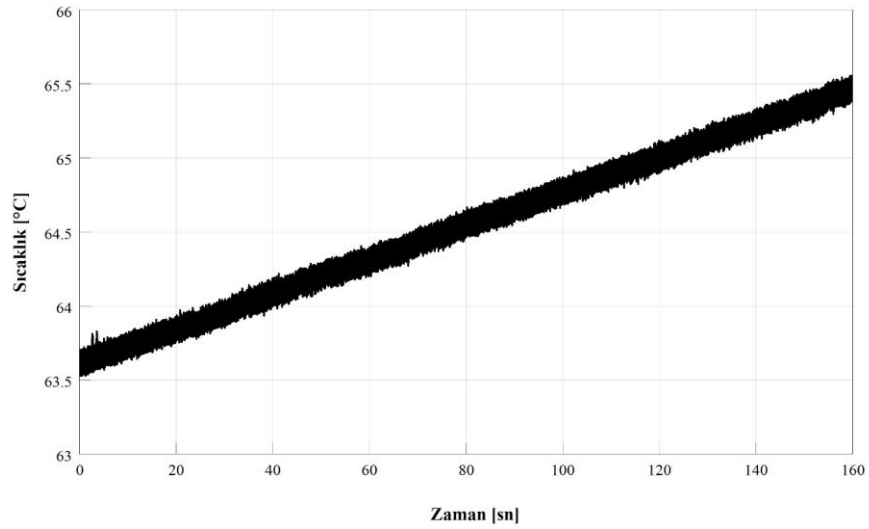
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



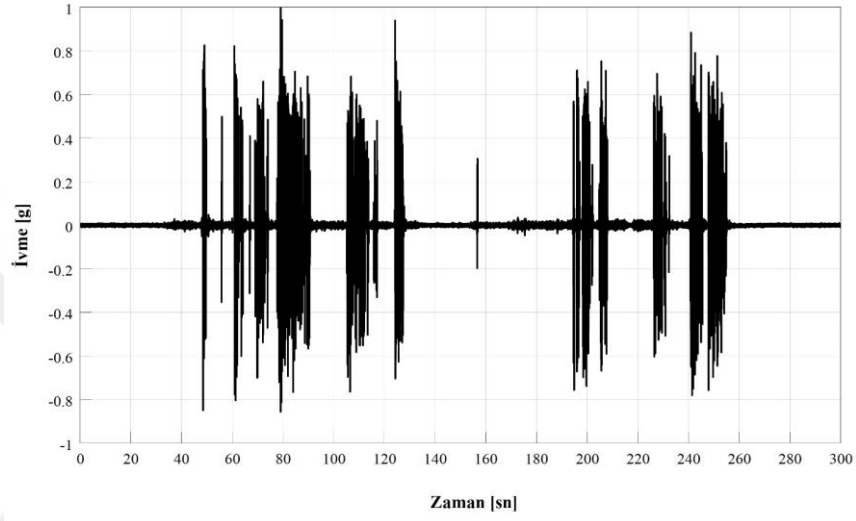
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



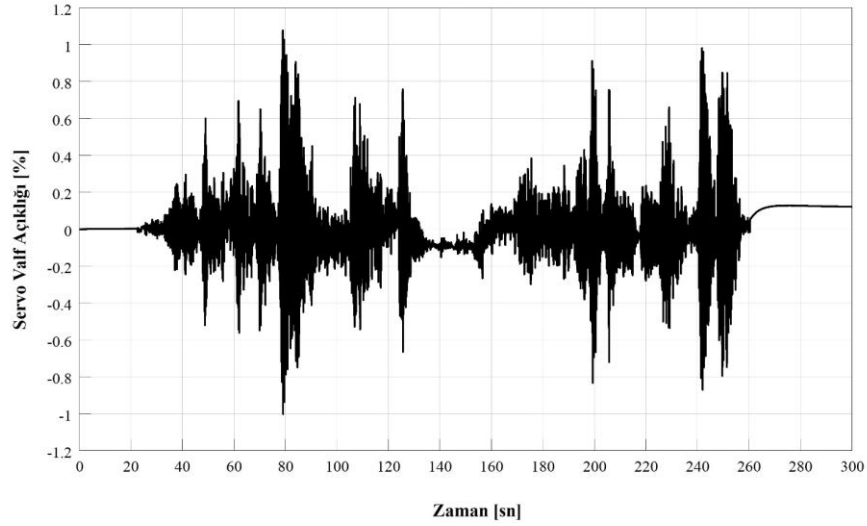
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.25 Yirmi beşinci deneye ait çıktılar.

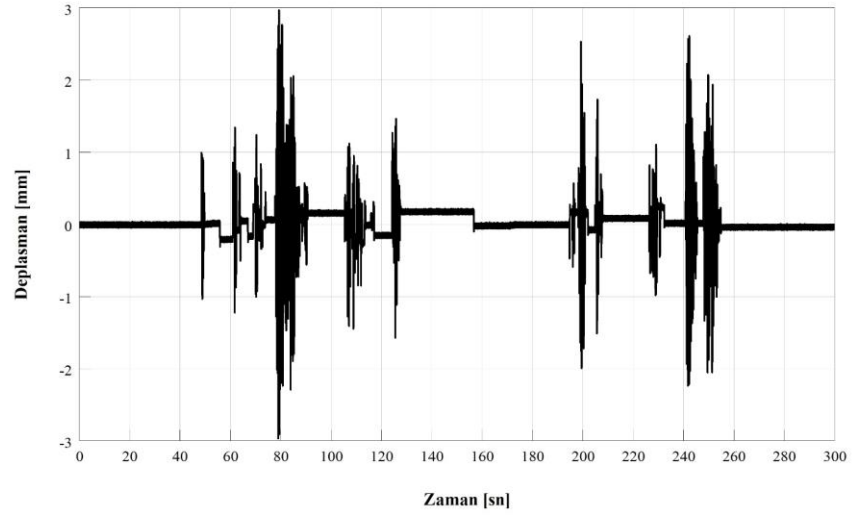
Test Koşulu	
Deney No	25
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Çift



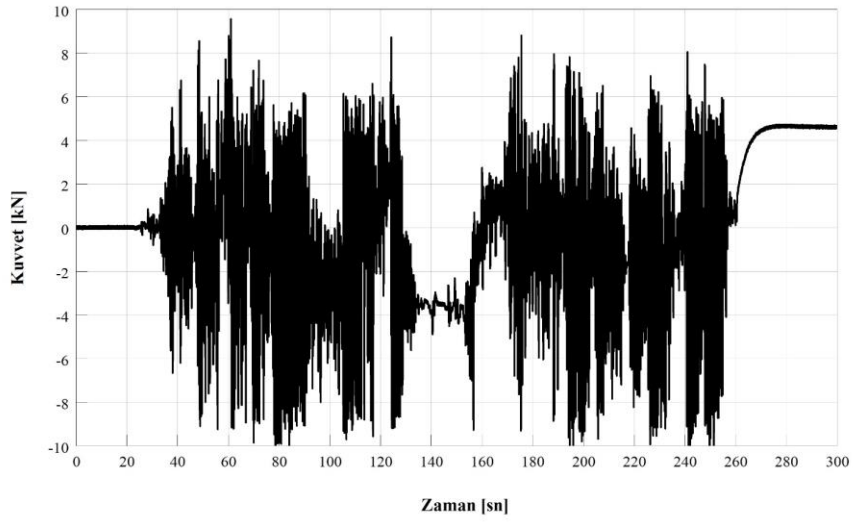
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



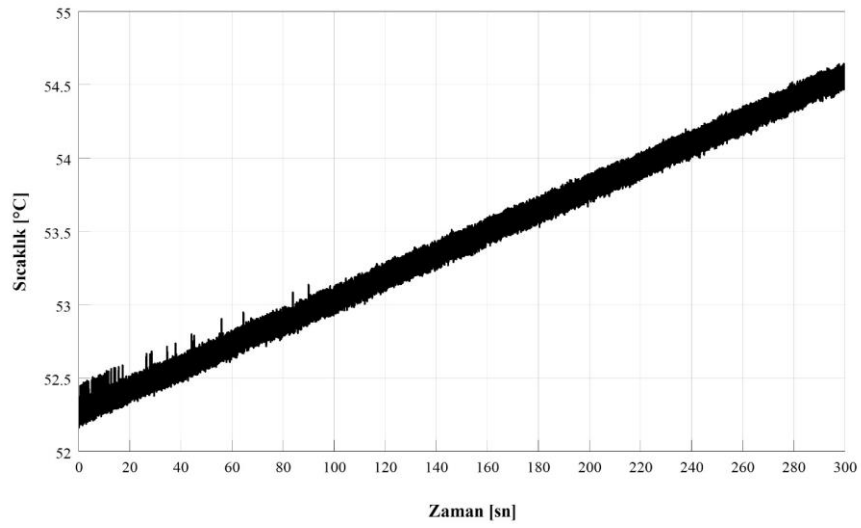
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



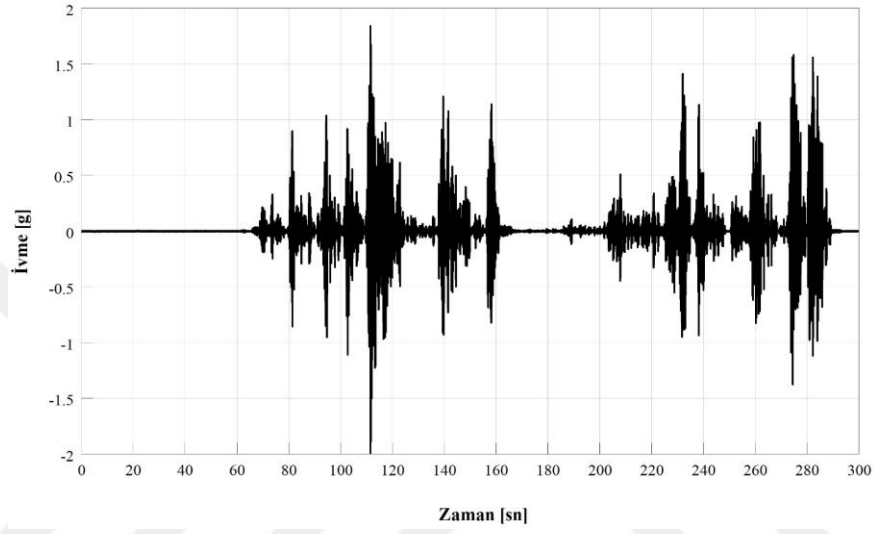
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



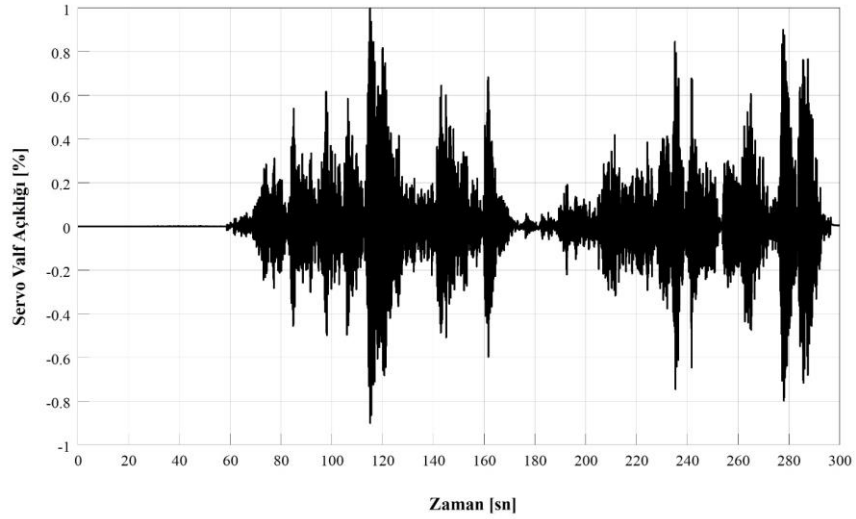
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.26 Yirmi altıncı deneye ait çıktıları.

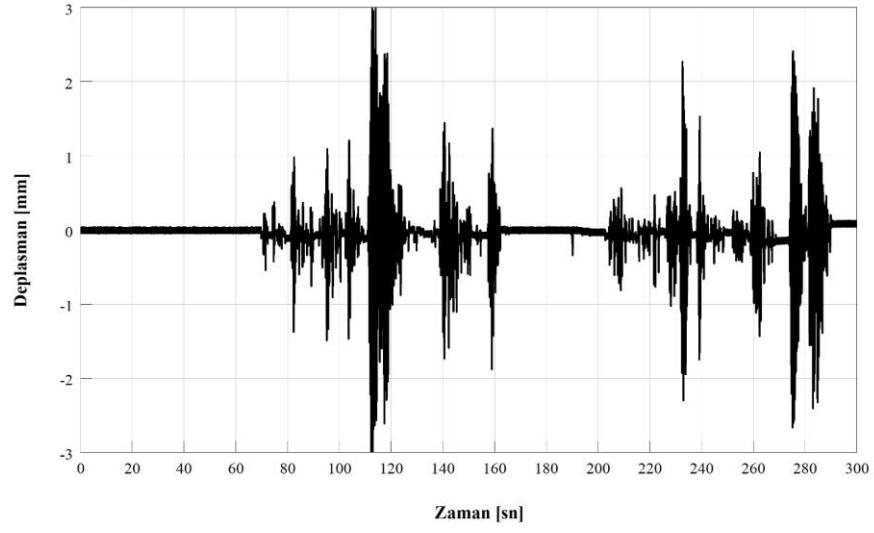
Test Koşulu	
Deney No	26
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Membranlı



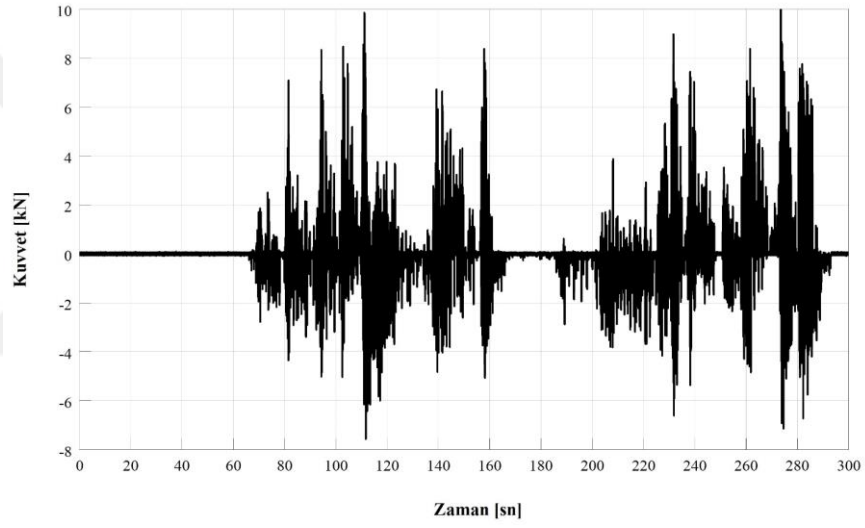
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



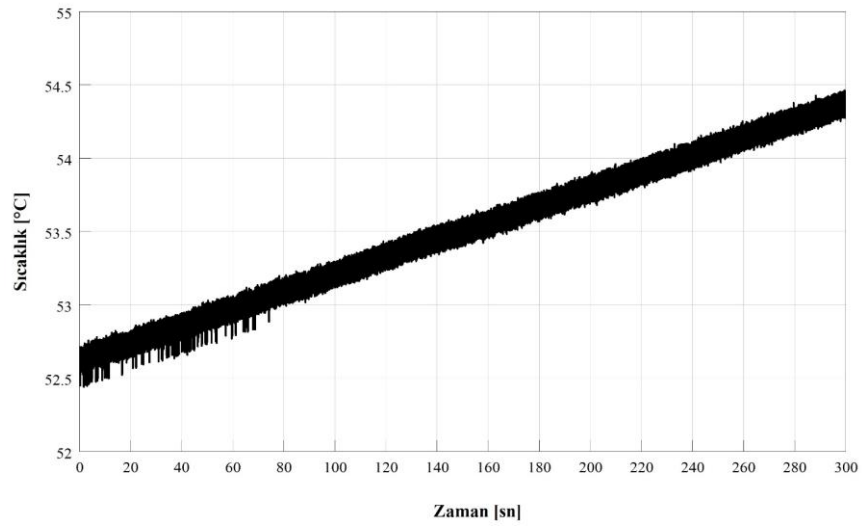
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



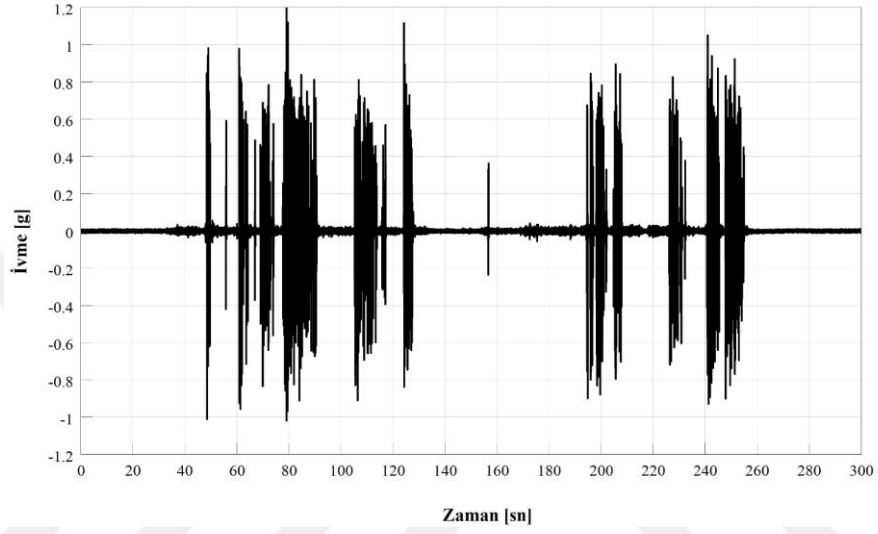
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



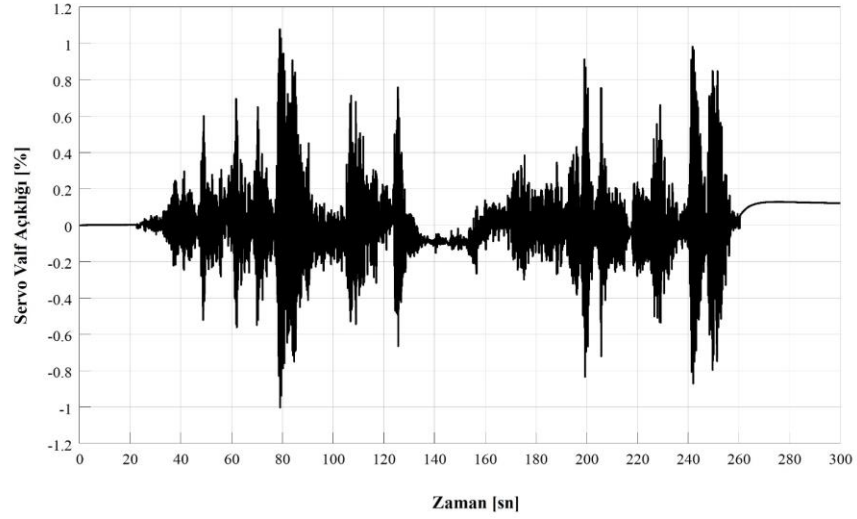
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.27 Yirmi yedinci deneye ait çıktılar.

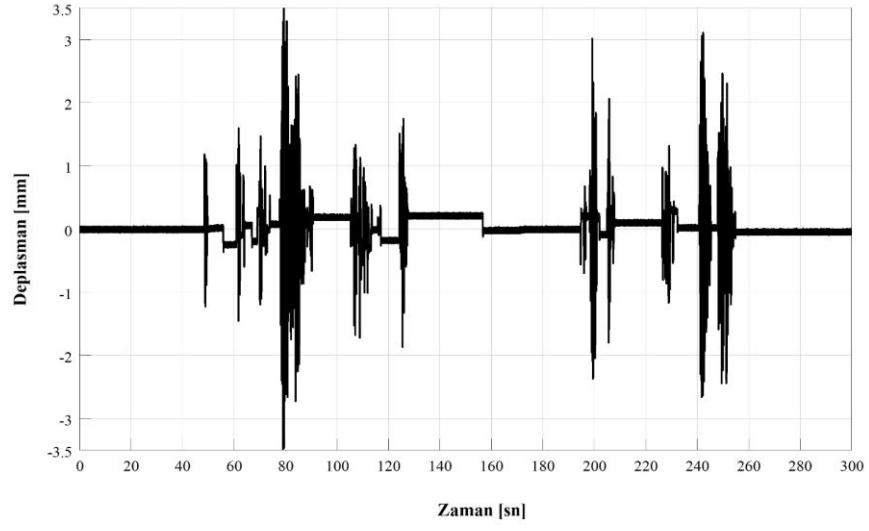
Test Koşulu	
Deney No	27
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Kısık
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Tek



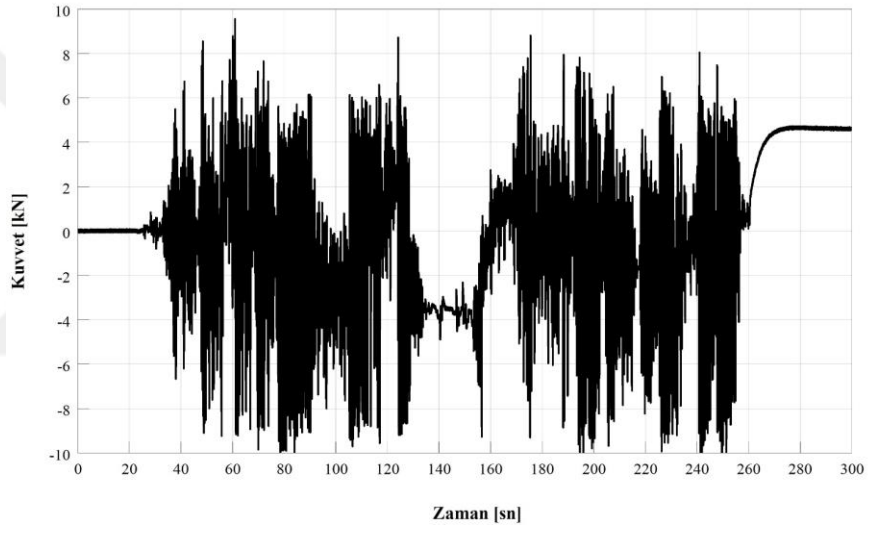
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



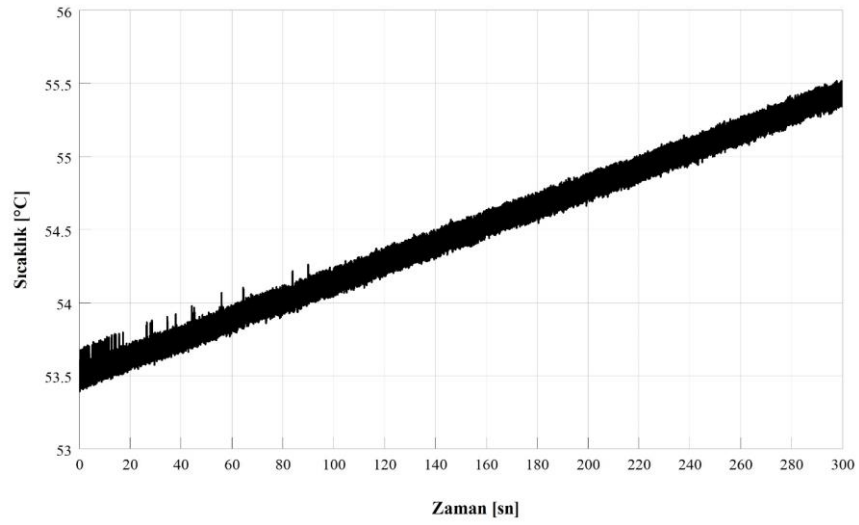
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



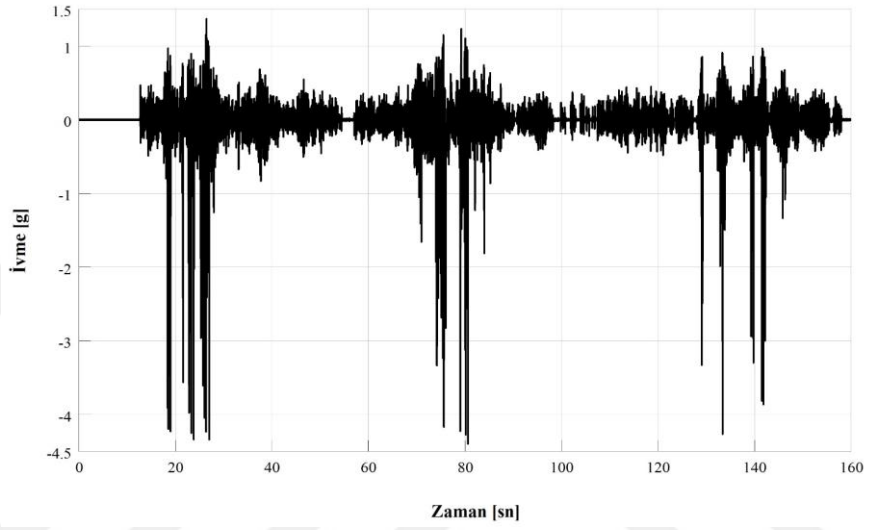
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



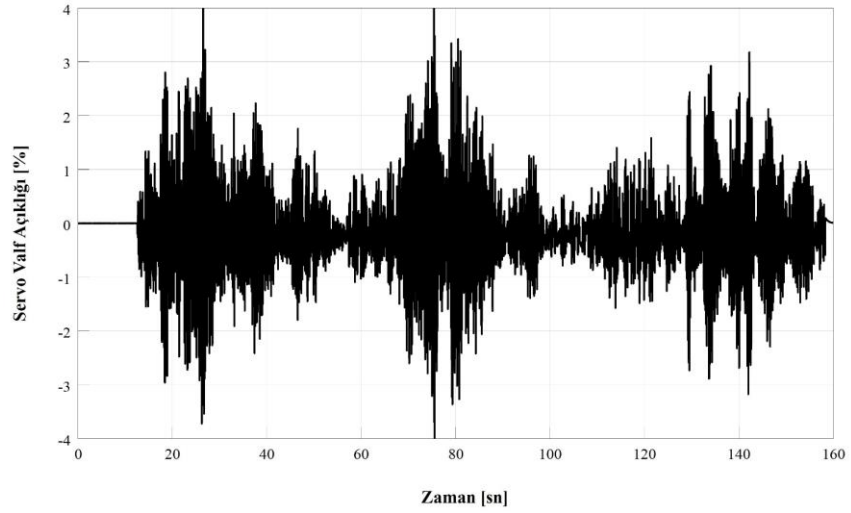
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.28 Yirmi sekizinci deneye ait çıktıları.

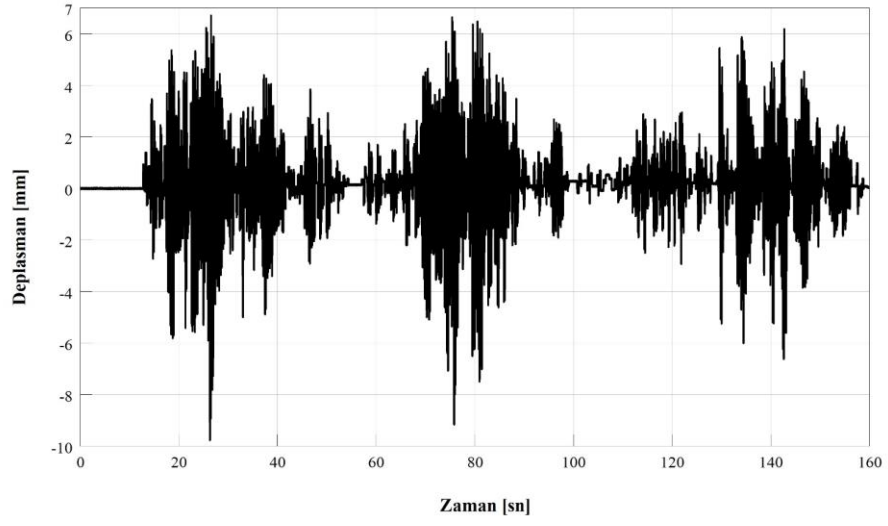
Test Koşulu	
Deney No	28
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Çift



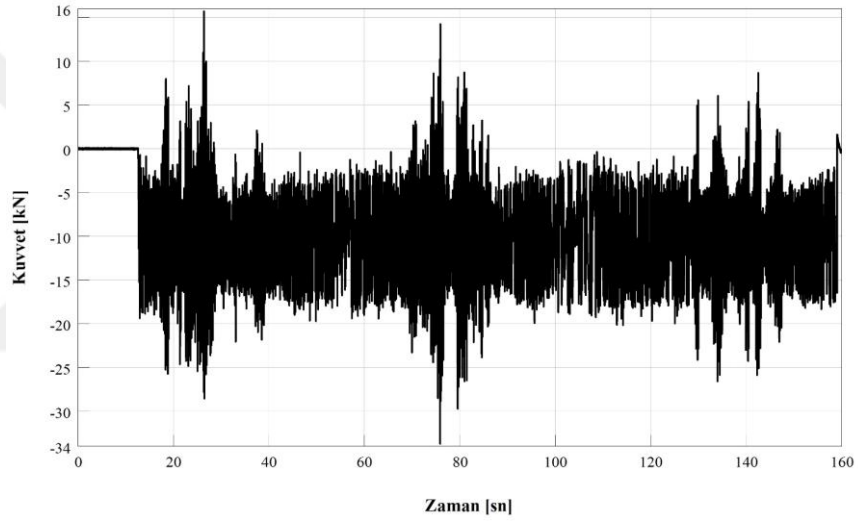
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



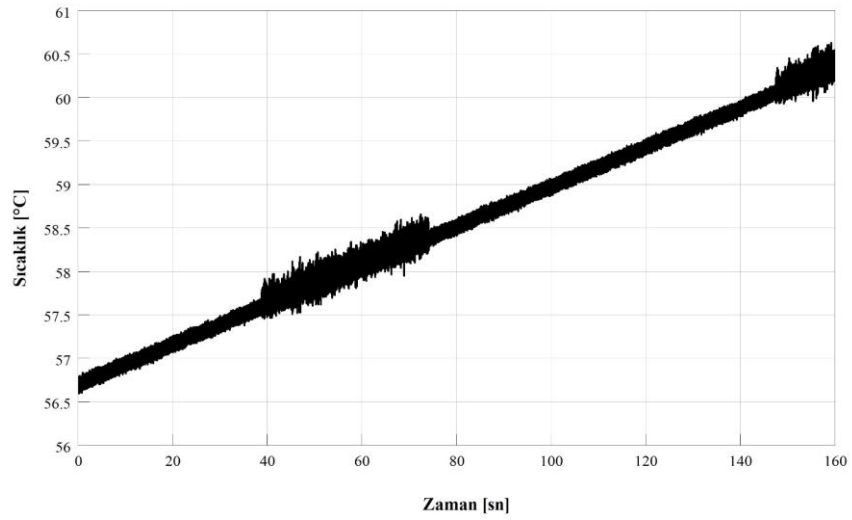
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



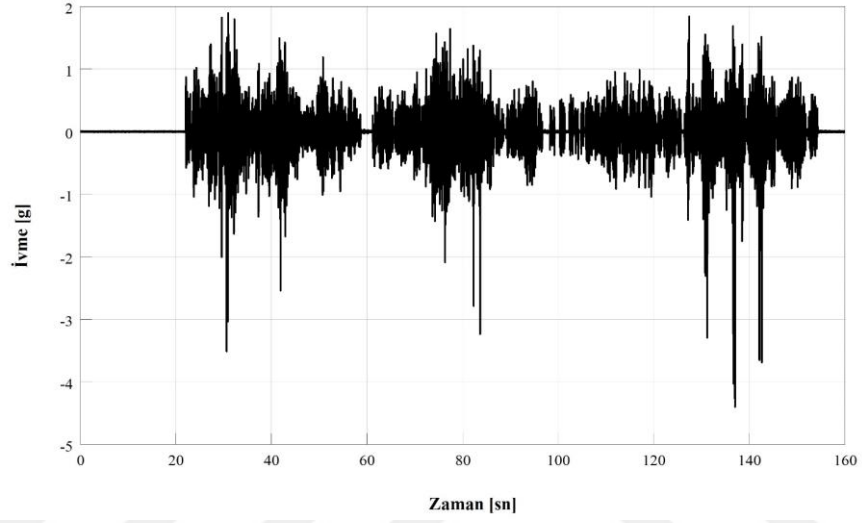
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



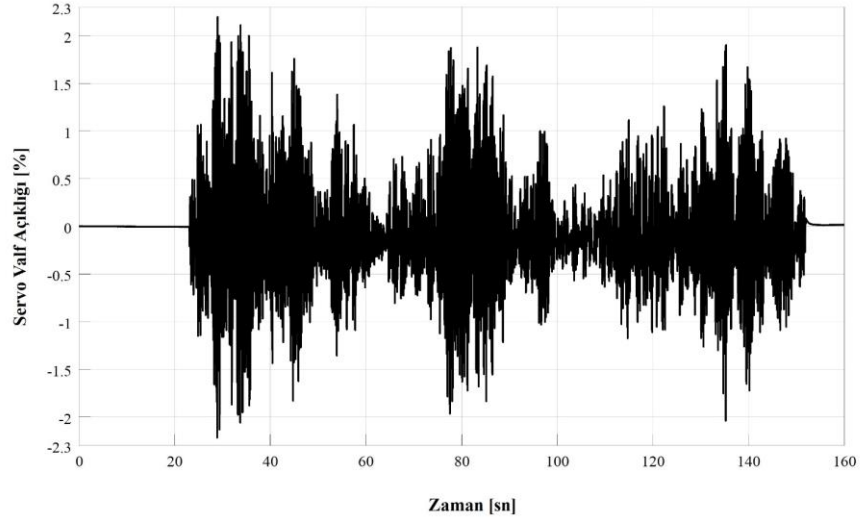
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.29 Yirmi dokuzuncu deneye ait çıktılar.

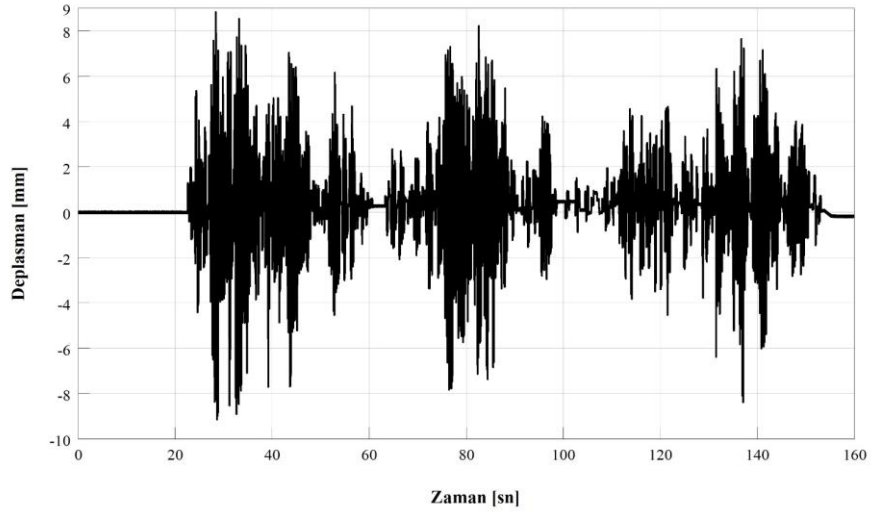
Test Koşulu	
Deney No	29
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Membranlı



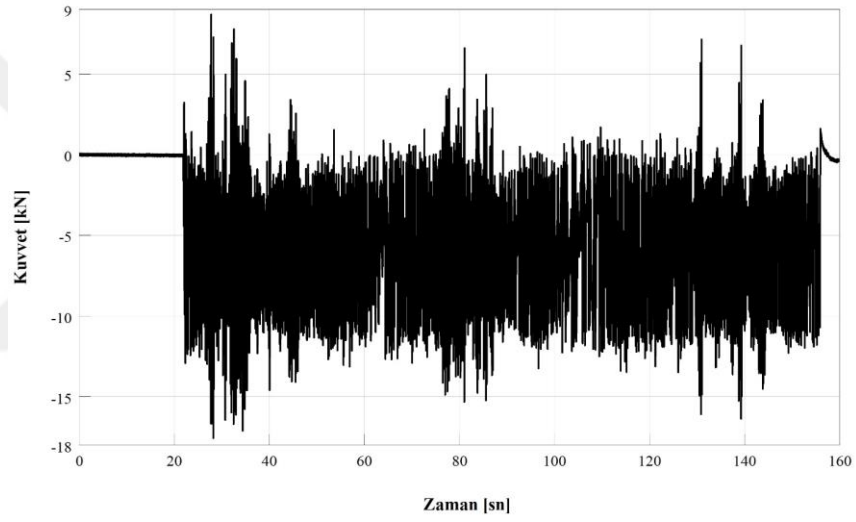
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



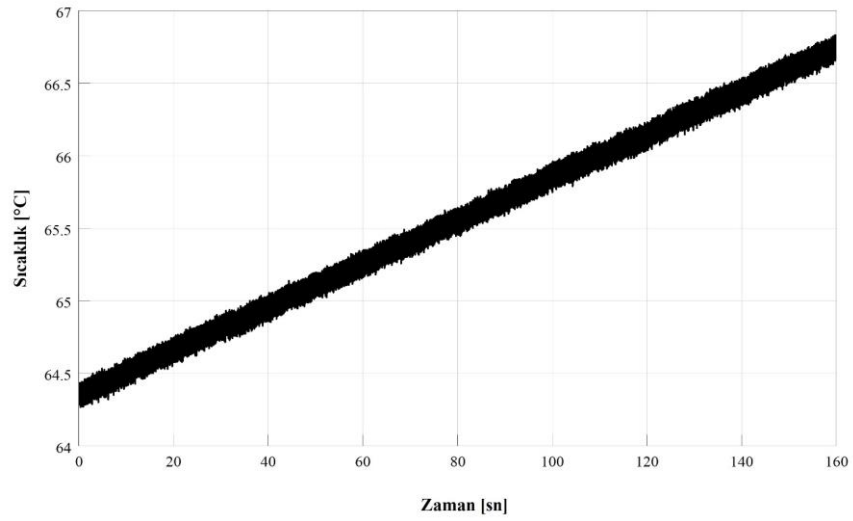
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



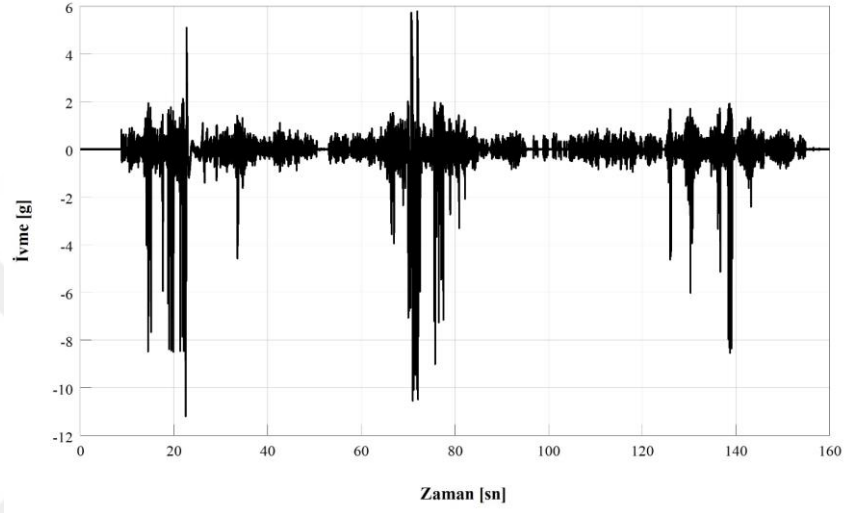
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



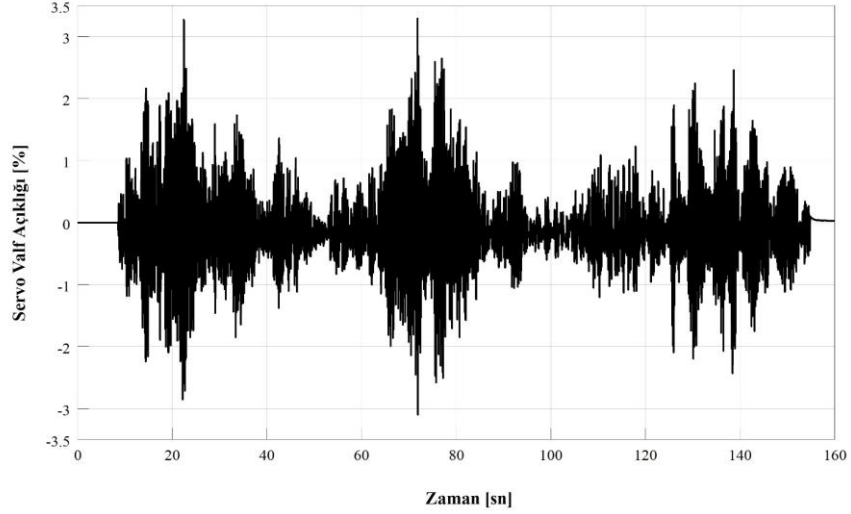
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.30 Otuzuncu deneye ait çıktıları.

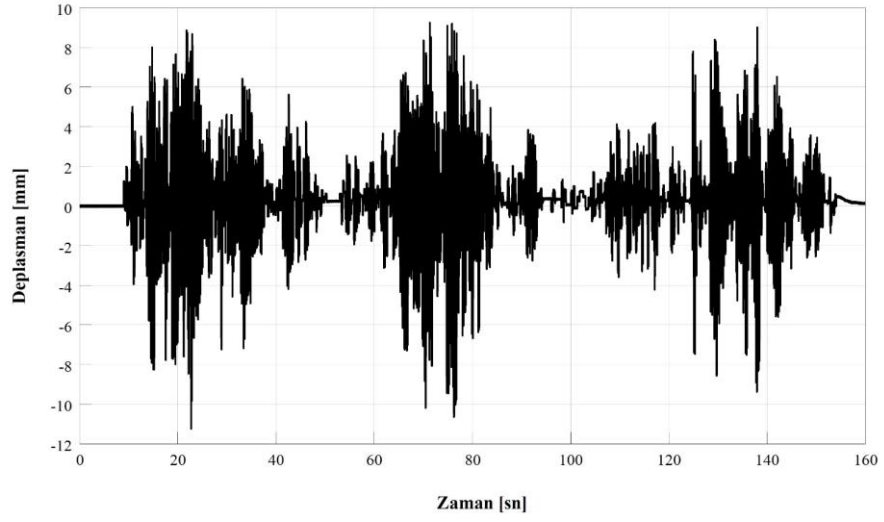
Test Koşulu	
Deney No	30
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	Off-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Tek



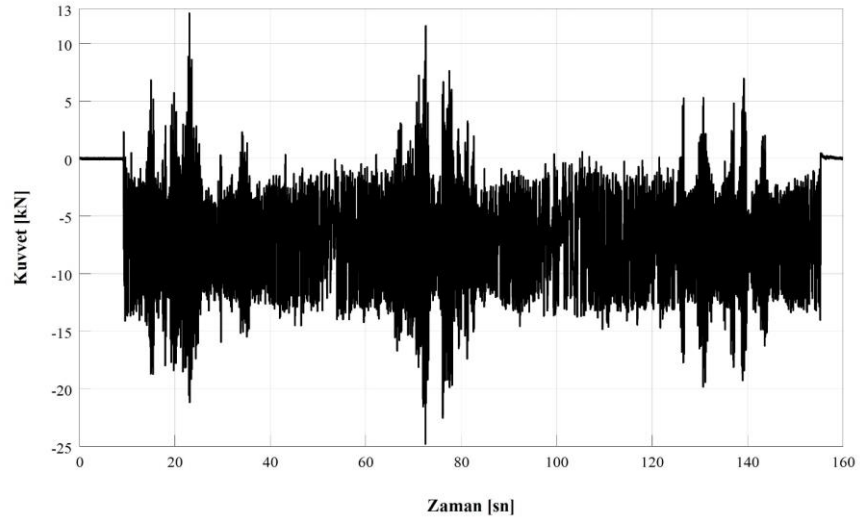
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



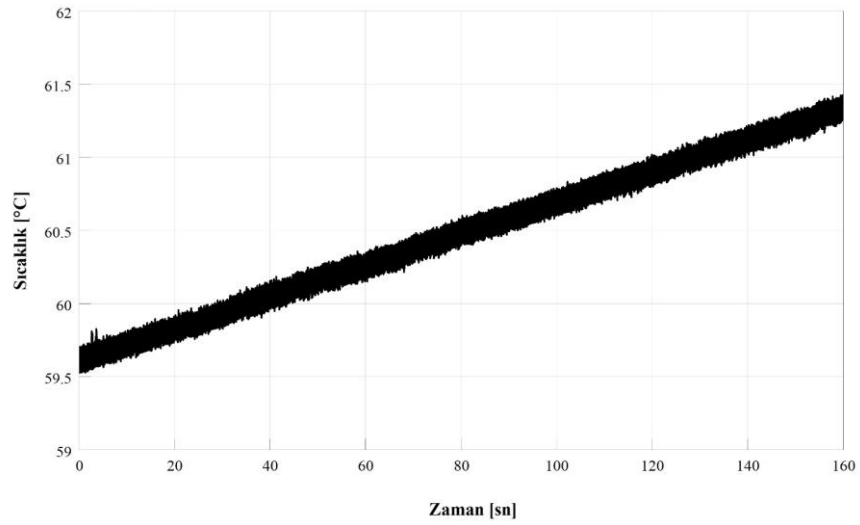
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



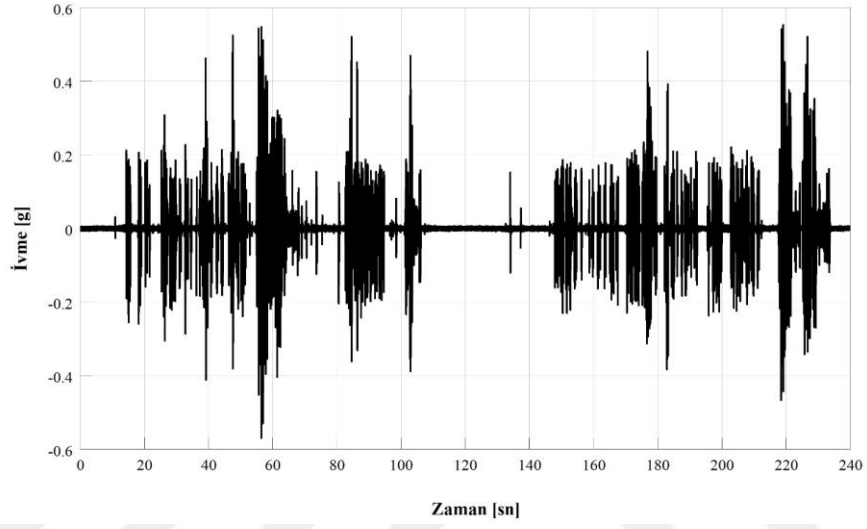
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



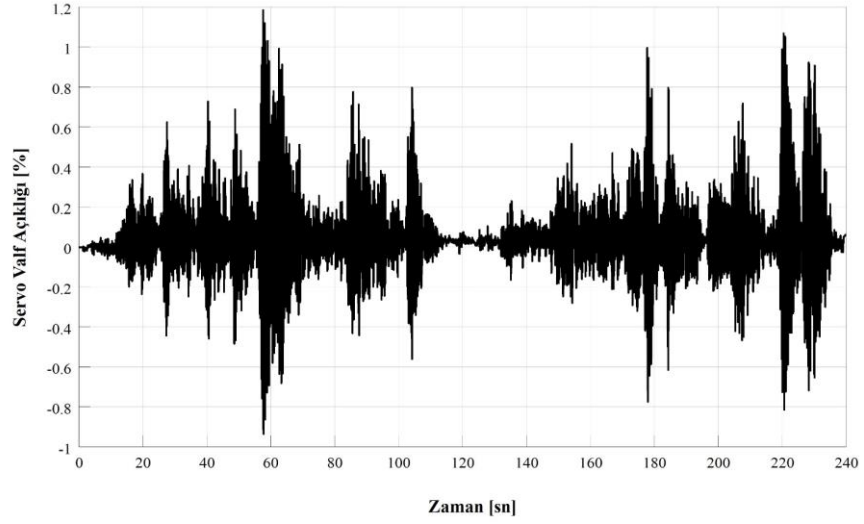
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.31 Otuz birinci deneye ait çıktılar.

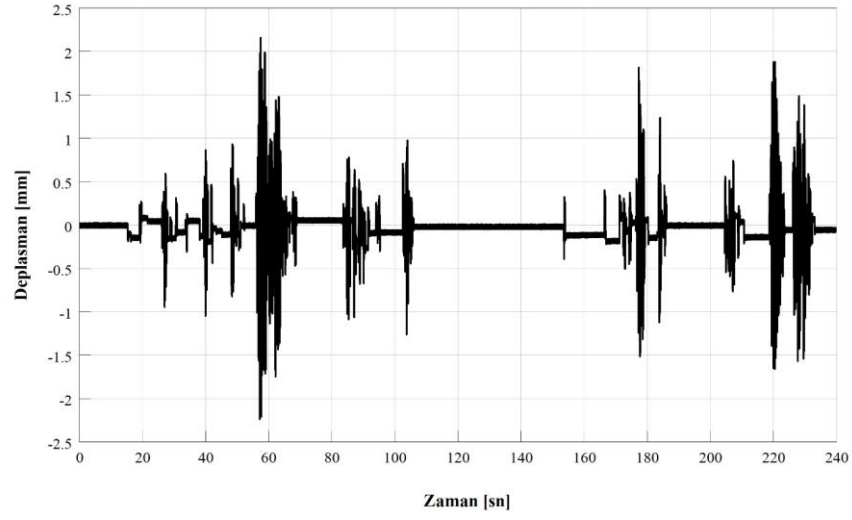
Test Koşulu	
Deney No	31
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Çift



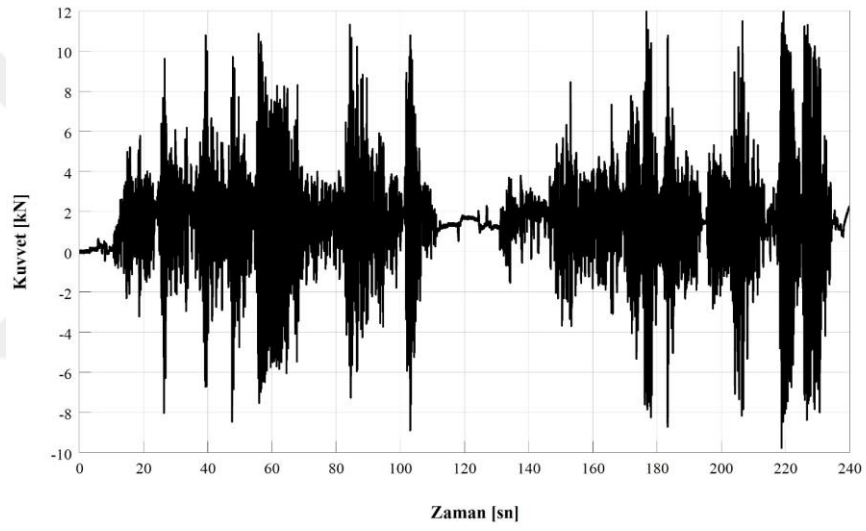
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



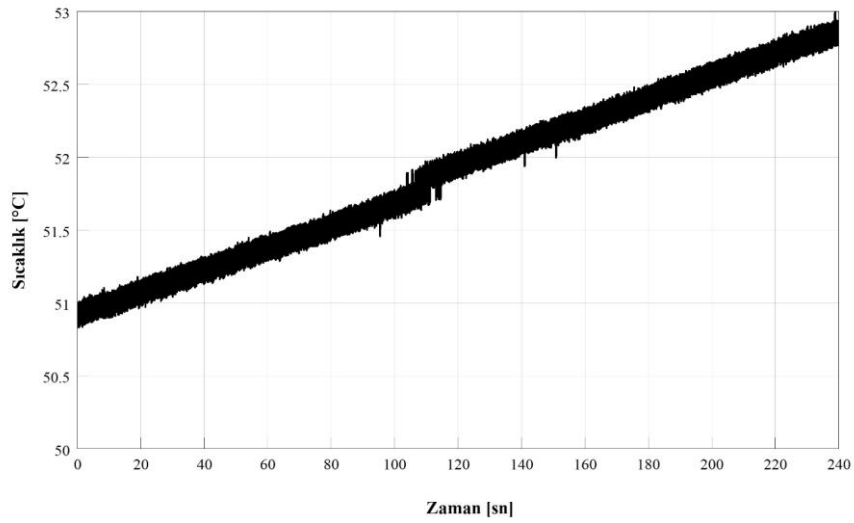
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



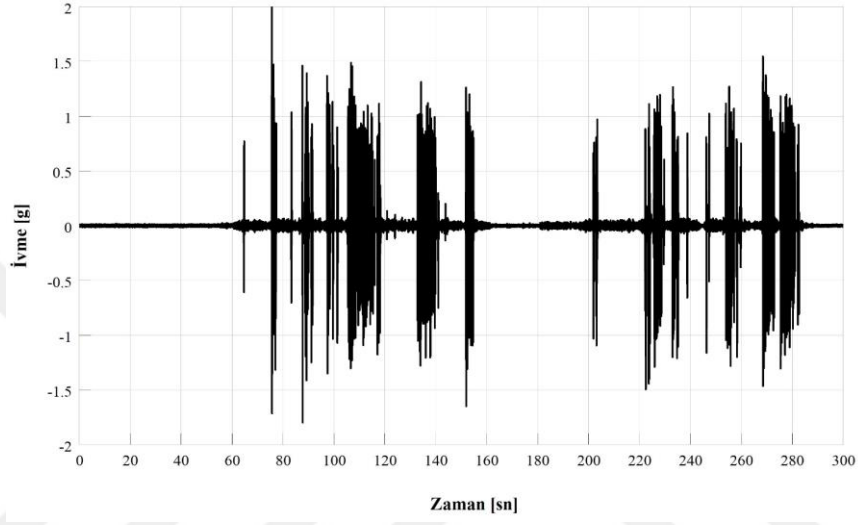
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



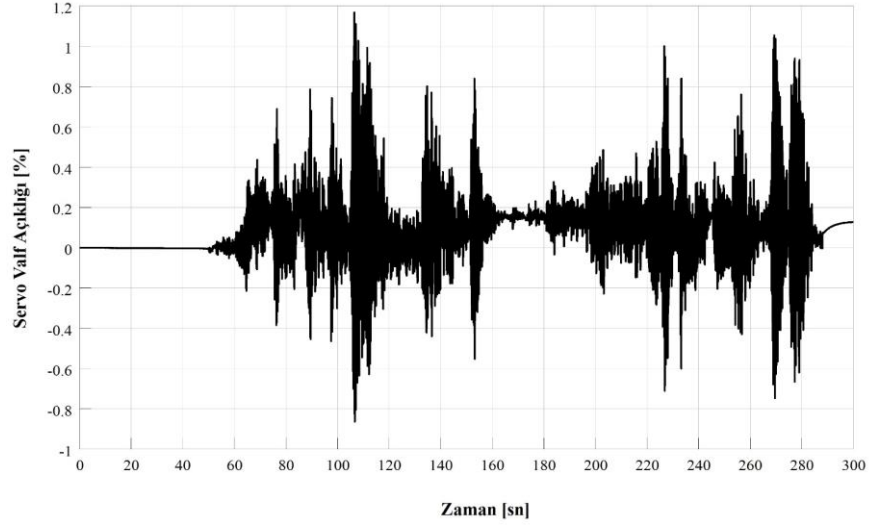
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.32 Otuz ikinci deneye ait çıktıları.

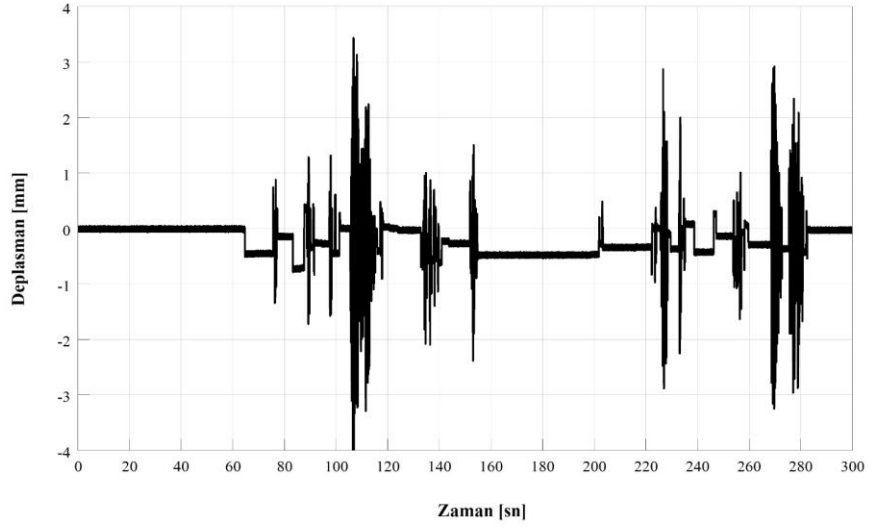
Test Koşulu	
Deney No	32
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Membranlı



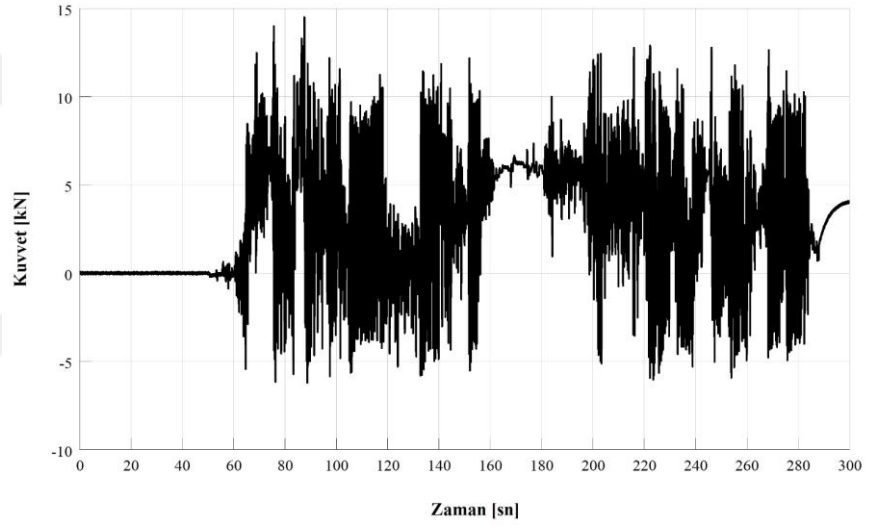
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



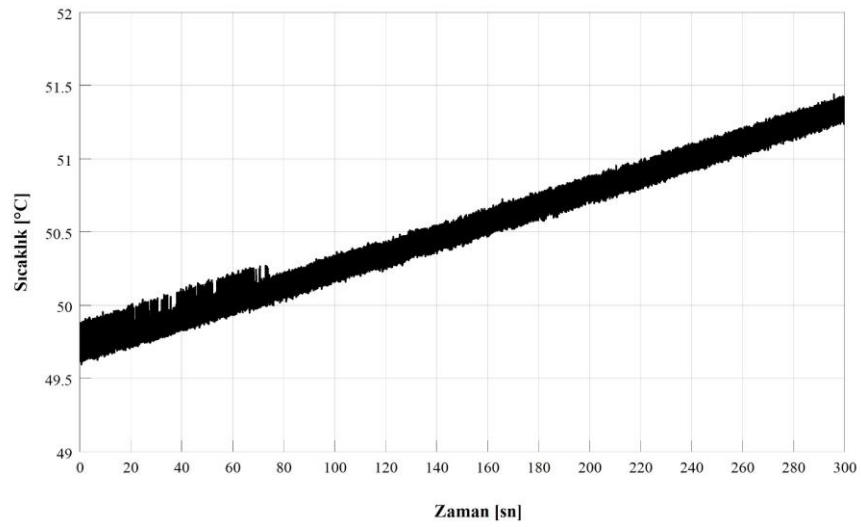
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



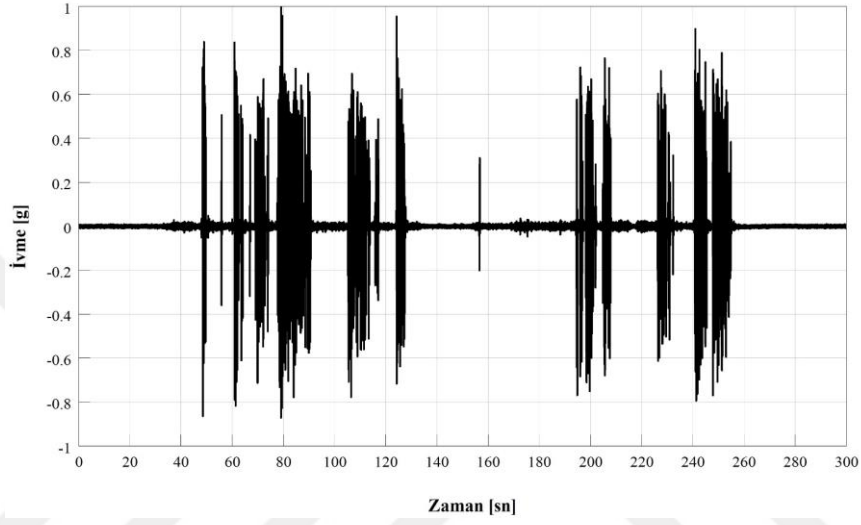
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



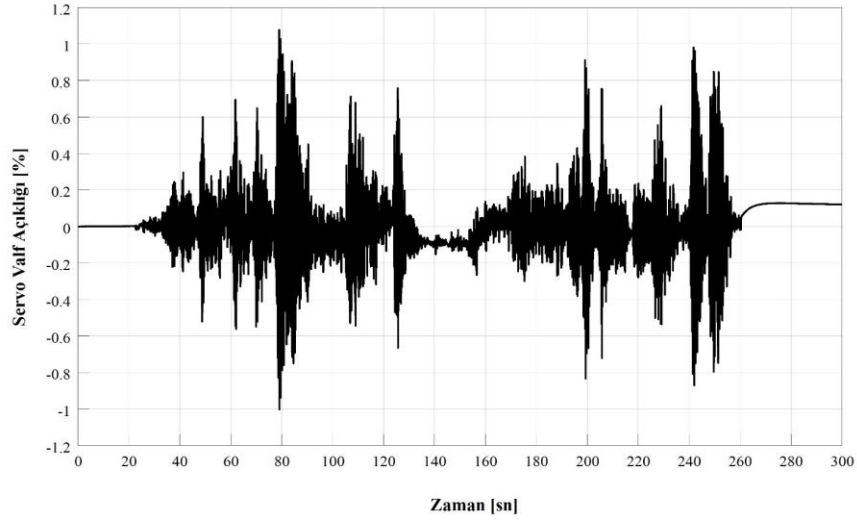
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.33 Otuz üçüncü deneye ait çıktılar.

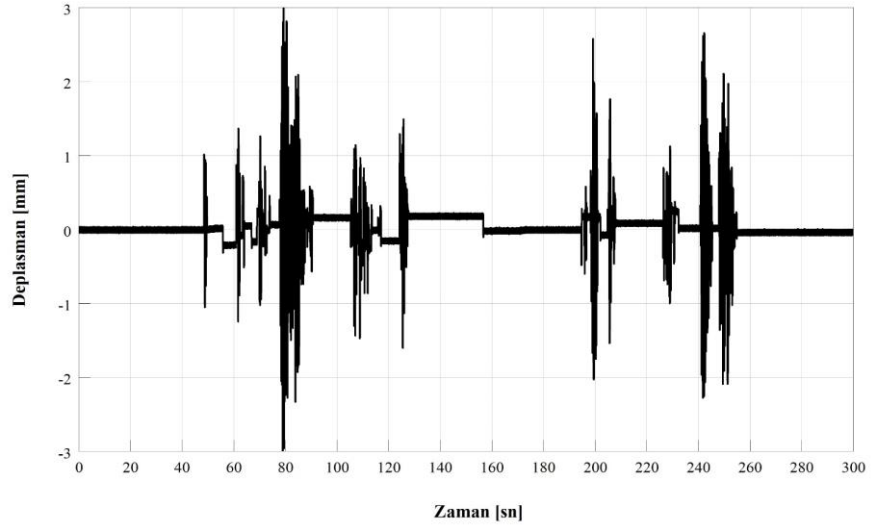
Test Koşulu	
Deney No	33
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Pistonlu-Tek



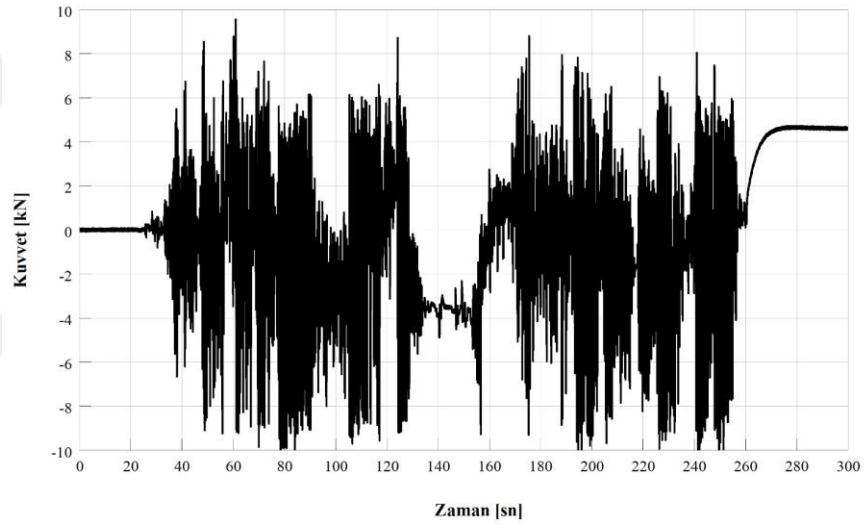
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



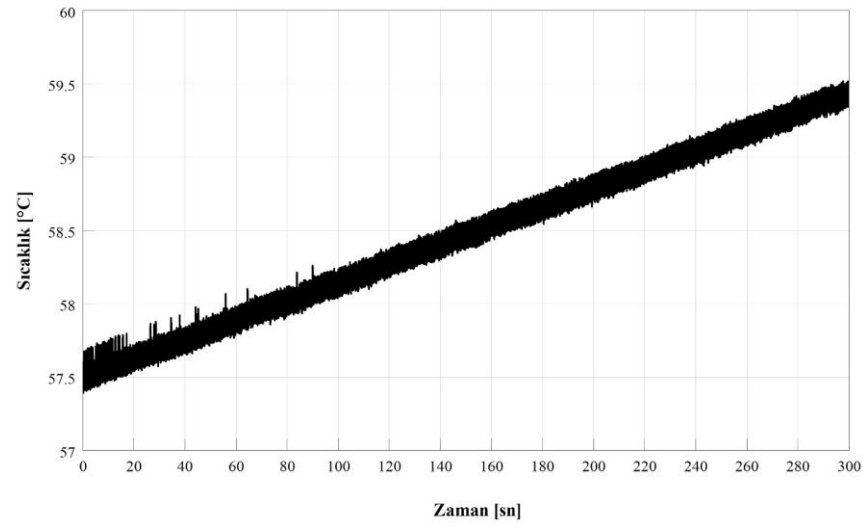
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



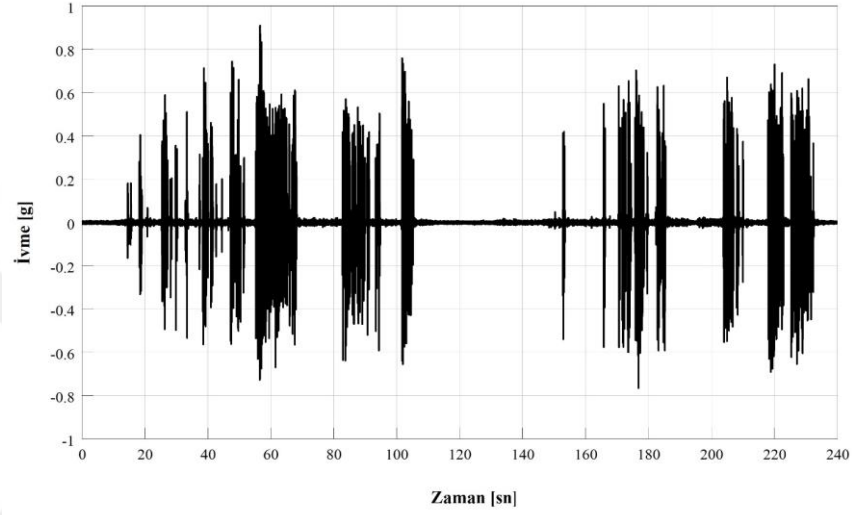
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



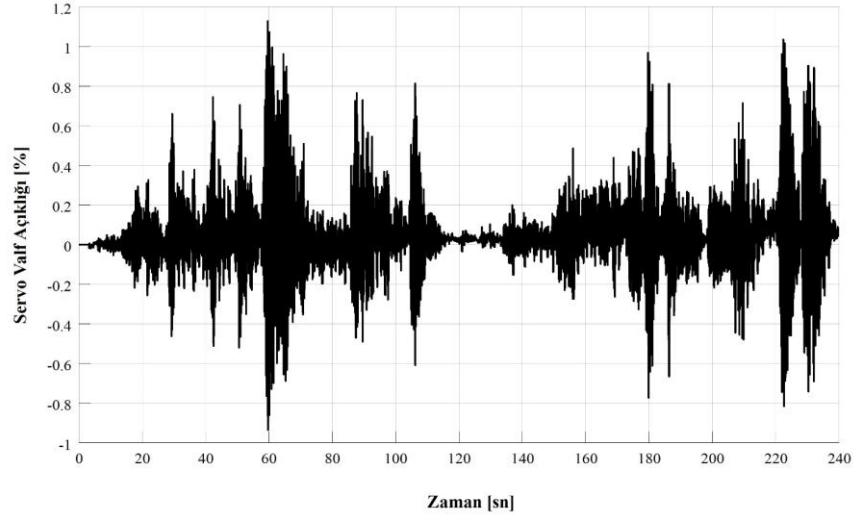
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.34 Otuz dördüncü deneye ait çıktılar.

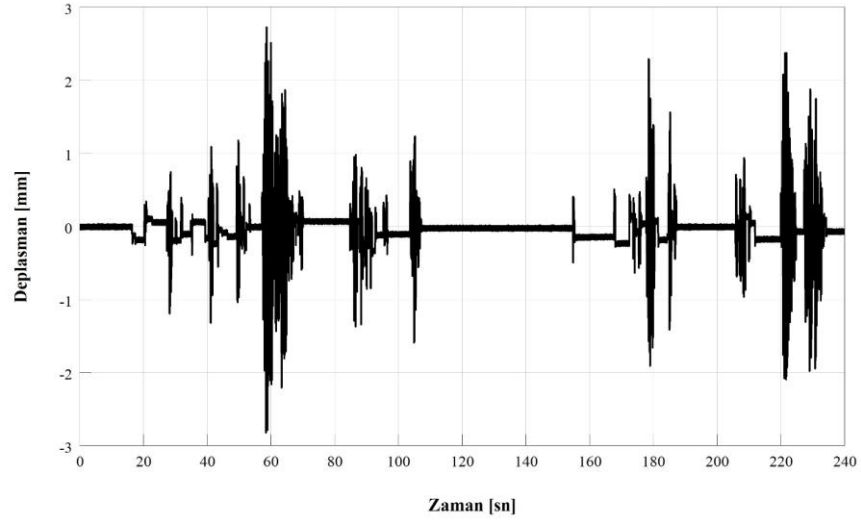
Test Koşulu	
Deney No	34
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	90*80*50
Akümülatör	Pistonlu-Tek



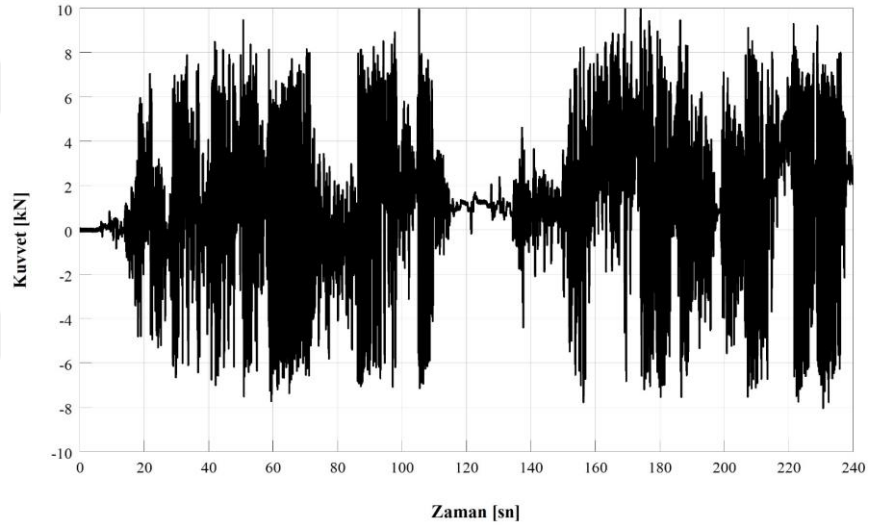
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



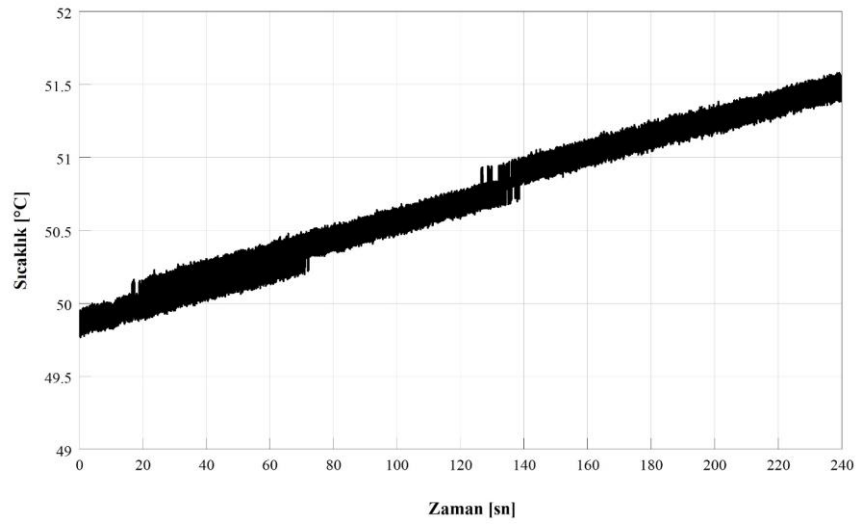
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



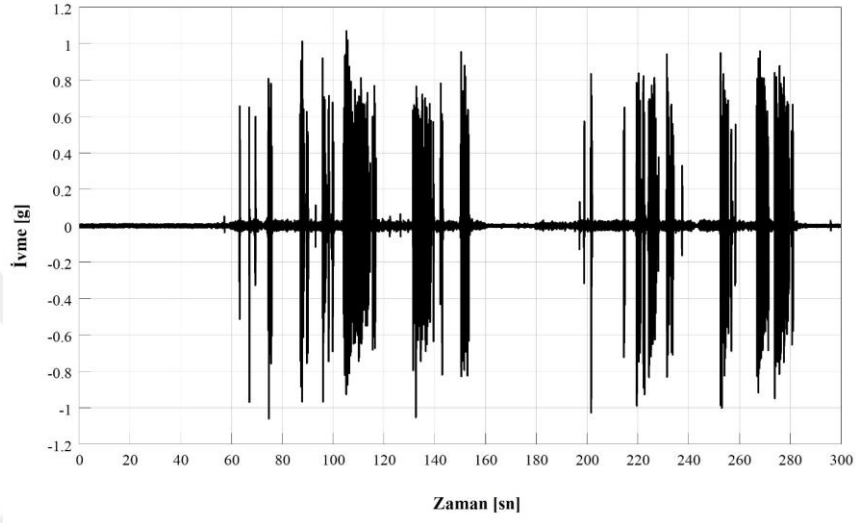
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



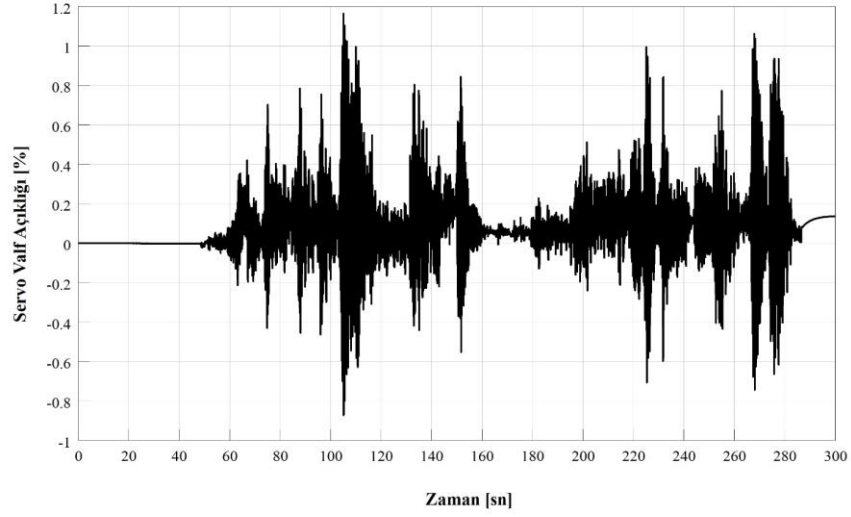
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.35 Otuz beşinci deneye ait çıktılar.

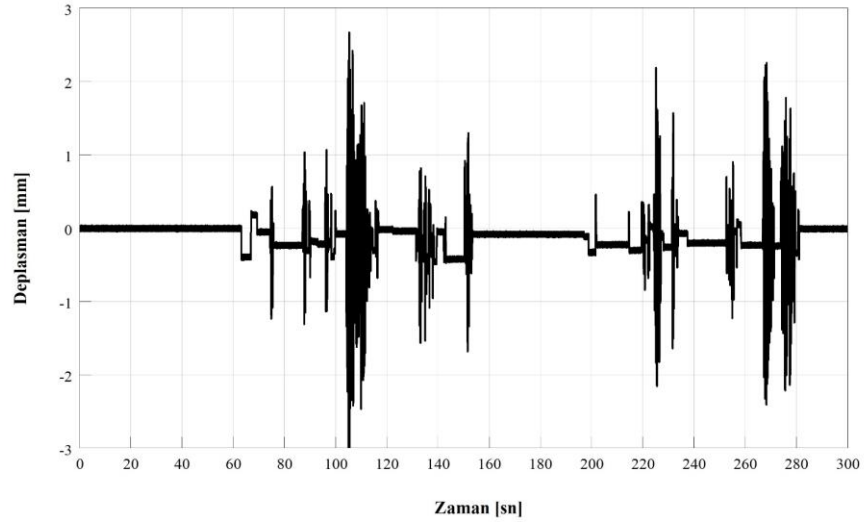
Test Koşulu	
Deney No	35
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	55*45*25
Akümülatör	Pistonlu-Çift



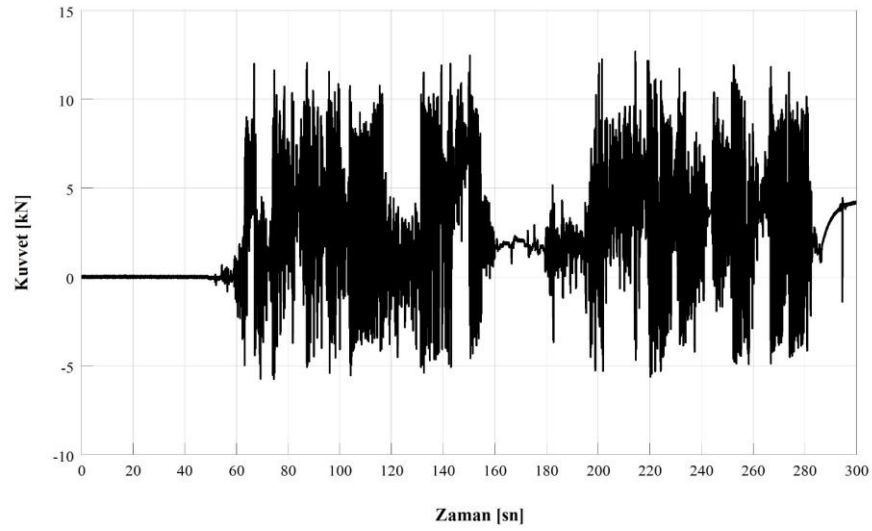
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



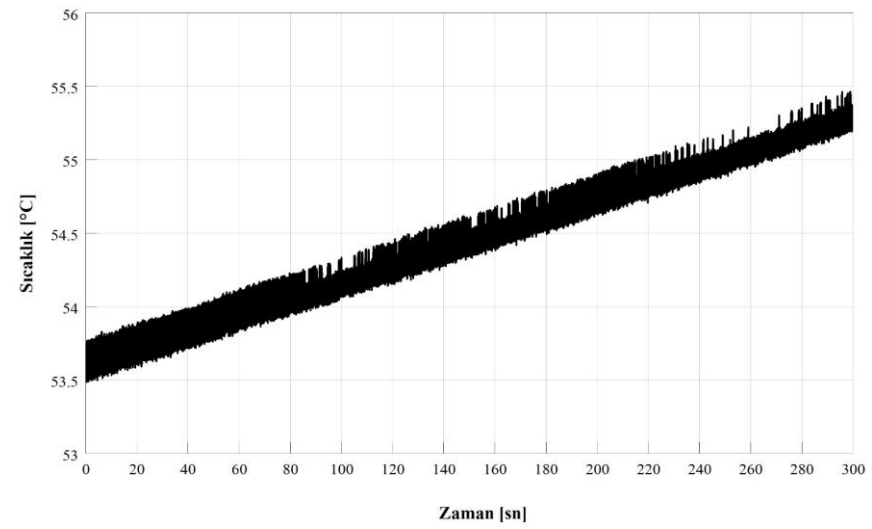
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



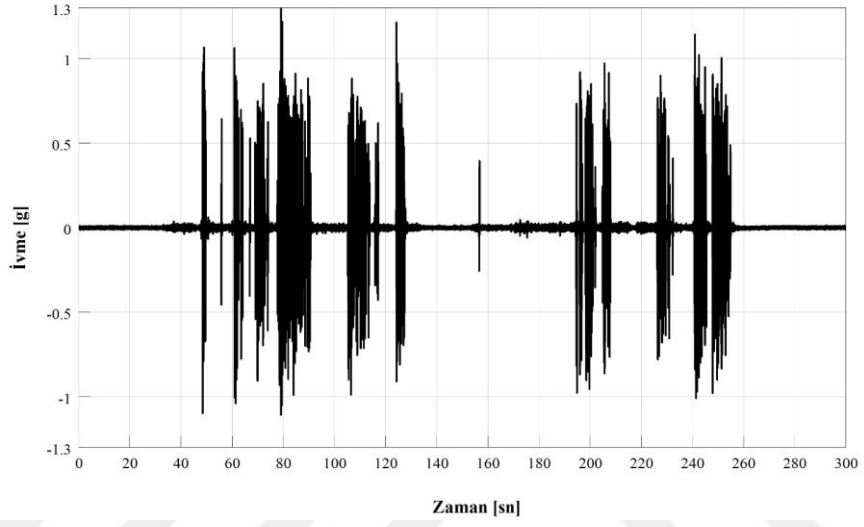
Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



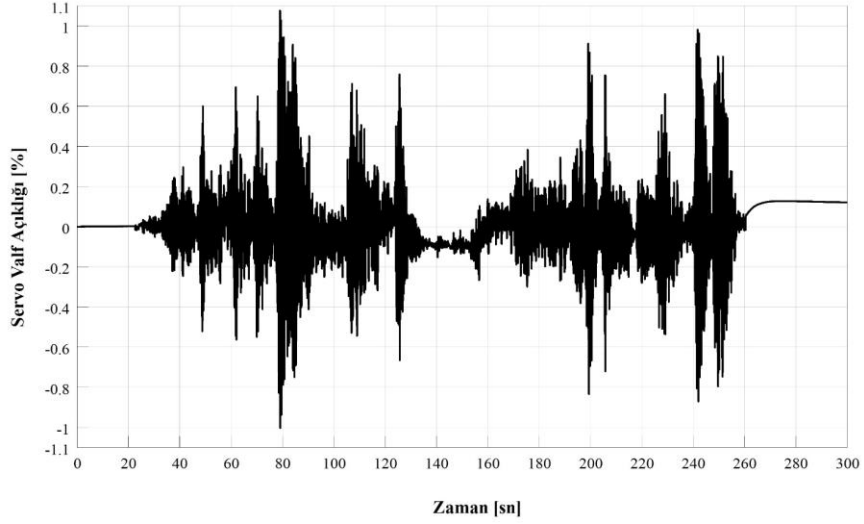
Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-1.36 Otuz altıncı deneye ait çıktılar.

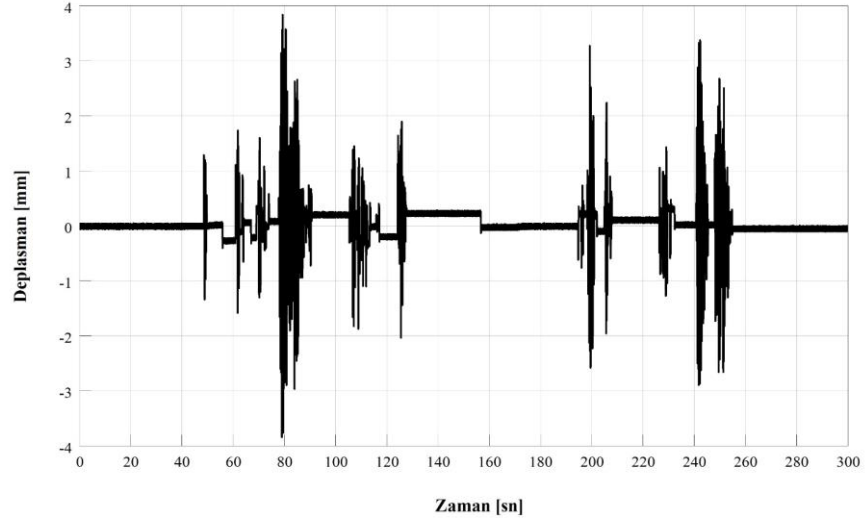
Test Koşulu	
Deney No	36
Ağırlık [kg]	420
Kısıcı Konumu	Geniş
Yol	On-Road
Silindir [mm]	75*63*40
Akümülatör	Membranlı



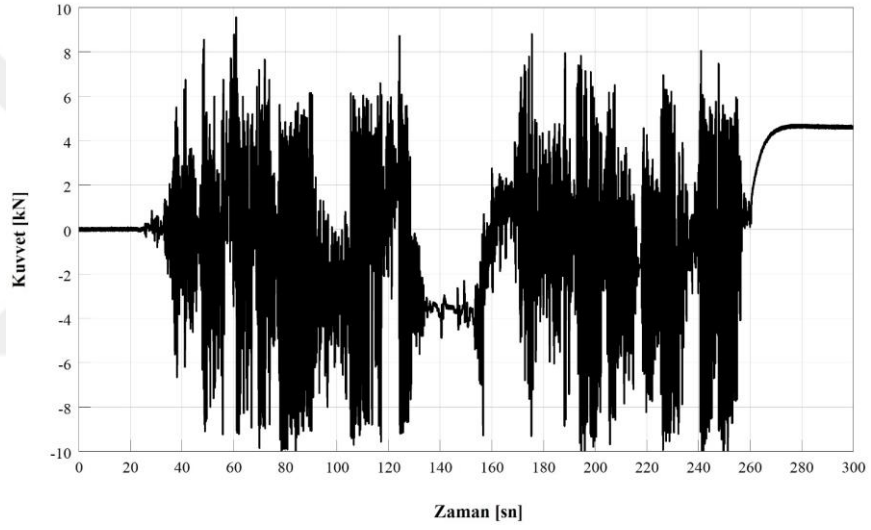
Şekil 1. Yaylanan kütle ivme verisi



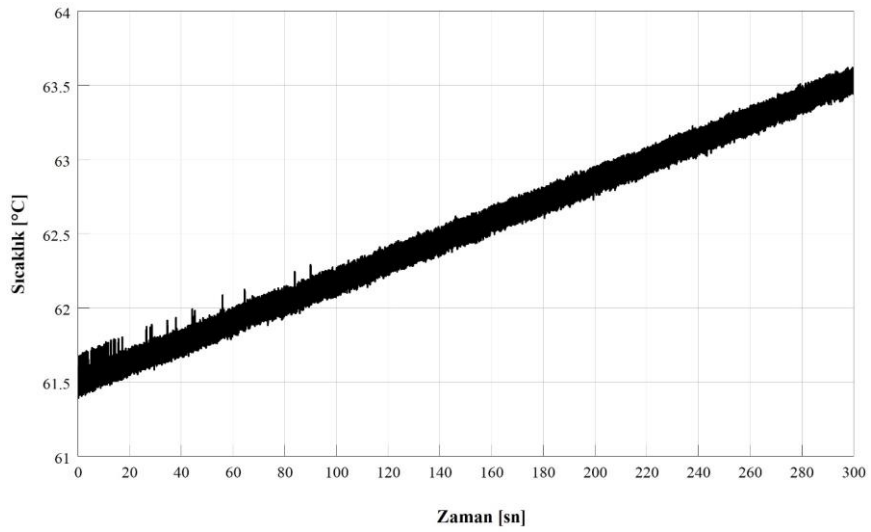
Şekil 2. Servo valf açıklığı



Şekil 3. Yaylanan kütle deplasman



Şekil 4. Sisteme uygulanan kuvvet



Şekil 5. Sistemde oluşan sıcaklık değişimi

EK-2 Deneylere ait RMS bilgi tablosu.

Deney	Ağırlık [kg]	Kısıcı Konumu	Yol	Silindir [mm]	Akümülatör	RMS [a]
1	260	Kısık	On-Road	90*80*50	Membranlı	0.1276
2	260	Kısık	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	0.1285
3	260	Kısık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	0.1143
4	260	Kısık	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	0.1844
5	260	Kısık	On-Road	55*45*25	Membranlı	0.1245
6	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Membranlı	0.1446
7	260	Kısık	Off-Road	90*80*50	Membranlı	0.4019
8	260	Kısık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	1.2134
9	260	Kısık	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	0.4414
10	260	Geniş	On-Road	90*80*50	Membranlı	0.1213
11	260	Geniş	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	0.1273
12	260	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	0.1303
13	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	0.3983
14	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	0.9053
15	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Membranlı	0.5277
16	260	Geniş	Off-Road	90*80*50	Membranlı	0.4253
17	260	Geniş	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Tek	0.3271
18	260	Geniş	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	0.5280
19	420	Kısık	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	1.0313
20	420	Kısık	Off-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	0.5302
21	420	Kısık	Off-Road	75*63*40	Membranlı	1.4991
22	420	Kısık	Off-Road	90*80*50	Membranlı	1.2397
23	420	Kısık	Off-Road	55*45*25	Membranlı	1.3998
24	420	Kısık	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Çift	1.5991
25	420	Kısık	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	1.391
26	420	Kısık	On-Road	55*45*25	Membranlı	0.1364
27	420	Kısık	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	0.1247
28	420	Geniş	Off-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	0.9477
29	420	Geniş	Off-Road	55*45*25	Membranlı	0.6311
30	420	Geniş	Off-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	1.1434
31	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Çift	0.1151
32	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Membranlı	0.1281
33	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Pistonlu-Tek	0.1116
34	420	Geniş	On-Road	90*80*50	Pistonlu-Tek	0.1324
35	420	Geniş	On-Road	55*45*25	Pistonlu-Çift	0.1456
36	420	Geniş	On-Road	75*63*40	Membranlı	0.1785