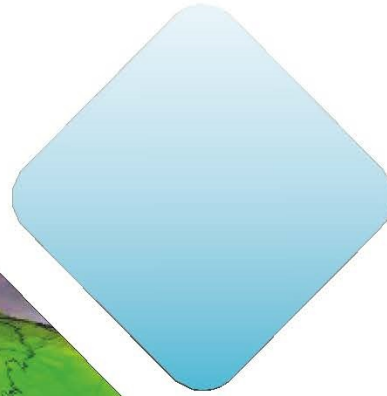
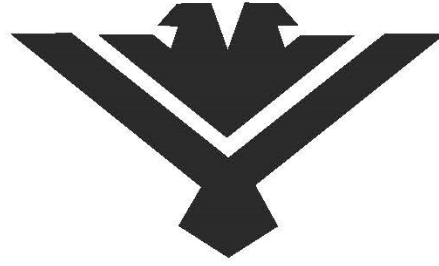


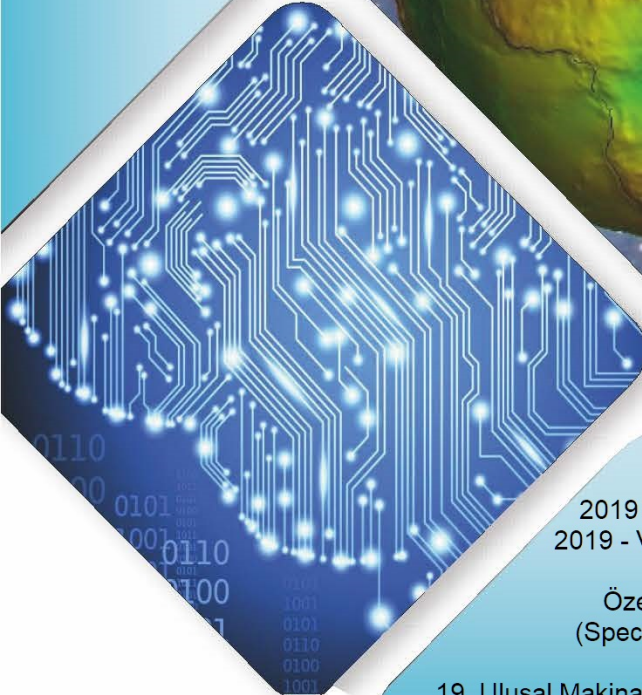


# Konya Mühendislik Bilimleri Dergisi

## Konya Journal of Engineering Sciences



**(KONJES)**  
E-ISSN: 2667-8055



2019 - Cilt : 7  
2019 - Volume : 7

Özel Sayı  
(Special Issue)

19. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu  
(UMTS 2019)

KONYA JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES (KONJES)  
KONYA MÜHENDİSLİK BİLİMLERİ DERGİSİ

**HAKEMLİ DERGİDİR**

OWNER/SAHİBİ

Owner on Behalf of Engineering and Natural Sciences Faculty of Konya Technical University **Prof. Dr. Ferruh YILDIZ**  
Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Adına Dekan **Prof. Dr. Ferruh YILDIZ**

Chief Editor/Şef Editör

**Prof. Dr. Muzaffer KAHVECİ**

Editors/Editörler

**Prof. Dr. Mustafa TABAKCI**  
**Assoc. Prof. Dr. Halife KODAZ**  
**Assist. Prof. Dr. Omer Kaan BAYKAN**

Special Issue Section Editor/Özel Sayı Alan Editörü

**Prof. Dr. Mete KALYONCU**

Advisory Board/Danışma Kurulu

**Prof. Dr. Dervis KARABOGA, Erciyes University**  
**Prof. Dr. Ibaraki SOICHI, Kyoto University**  
**Prof. Dr. Matchavariani LIA, Tbilisi State University**  
**Prof. Dr. Seref SAGIROGLU, Gazi University**  
**Prof. Dr. Vijay P. SINGH, Texas A and M University**

**Prof. Dr. Ercan AKSOY, Fırat University**  
**Prof. Dr. Lena HALOUNOVA, Czech Technical University**  
**Prof. Dr. Petros PATIAS, The Aristotle University**  
**Prof. Dr. Sitki KULUR, Istanbul Technical University**

Language Editing/Yabancı Dil Editörü

**Prof. Dr. Ali BERKTAY**

Composition and Printing/Baskı ve Dizgi

**Res. Assist. Ismail KOC**  
**Res. Assist Emir Ali DINSEL**  
**Res. Assist. Aybüke BABADAG**

Correspondance Address/ Yazışma Adresi

Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Dekanlığı  
42075-Kampüs, Selçuklu, Konya-TURKEY

Tel : 0 332 223 88 18  
Fax : 0 332 241 06 35  
E-mail : [konjes@ktun.edu.tr](mailto:konjes@ktun.edu.tr)  
Web : <http://dergipark.org.tr/konjes>

## **Editorial Board/Yayın Kurulu**

Ahmet Afsin Kulaksiz, Konya Technical University, TURKEY

Alla Anohina-Naumeca, Riga Technical University, LATVIA

Ashok K. Mishra, Clemson University, USA

Baris Binici, Middle East Technical University, TURKEY

Coskun Bayrak, University of Arkansas, USA

Demetrio Fuentes Ferrera, University of Castilla-La Mancha, SPAIN

Fahrettin Ozturk, The Petroleum Institute, UAE

Haci Murat Yilmaz, Aksaray University, TURKEY

Heinz Ruther University of Cape Town, SOUTH AFRICA

Homayoun Moghimi, Payame Noor University, IRAN

Ihsan Ozkan, Konya Technical University, TURKEY

John Trinder, The University of New South Wales, AUSTRALIA

Kerim Kocak, Konya Technical University, TURKEY

Loredana Judele, Technical University of Iasi, ROMANIA

Mohamed Bouabaz, Université 20 août 1955-Skikda, ALGERIA

Mohd Arif Wani, California State University, USA

Mortaza Yari, University of Tabriz, IRAN

Ömer Aydan, University of the Ryukyus, JAPAN

Sanchoy K. Das, New Jersey Institute of Technology, USA

Selim Dogan, Konya Technical University, TURKEY

Spase Shumka, Agricultural University of Tirana, ALBANIA

Tahira Geroeva, Baku State University, AZERBAIJAN

Vladimir Androkhonov, Novosibirsk Soil Research Institute, RUSSIA

Ali Kocak, Yildiz Technical University, TURKEY

Alpaslan Yarar, Konya Technical University, TURKEY

Ataur Rahman, University of Western Sydney, AUSTRALIA

Cihan Varol Sam Houston State University, USA

Dan Stumbea, Alexandru Ioan Cuza University of Iasi, ROMANIA

Eva Burgetova, Czech Technical University, CZECH REPUBLIC

Georgieva Lilia, Heriot-Watt University, UNITED KINGDOM

Halil Kursad Ersoy, Konya Technical University, TURKEY

Hi-Ryong Byun, Pukyong National University, SOUTH KOREA

Huseyin Devenci, Konya Technical University, TURKEY

Iraida Samofalova, Perm University, RUSSIA

Juan Maria Menendez Aguado, University of de Oviedo, SPAIN

Laramie Vance Potts, New Jersey Institute of Technology, USA

Mila Koeva, University of Twente, NETHERLANDS

Mohamed Metwaly Abu Anbar, Tanta University, EGYPT

Moonis Ali Khan, King Saud University, KSA

Murat Karakus, University of Adelaide, AUSTRALIA

Saadettin Erhan Kesen, Konya Technical University, TURKEY

Selcuk Kursat Isleyen, Gazi University, TURKEY

Shukri Maxhuni, Prizen University, KOSOVA REPUBLIC

Syed Tufail Hussain Sherazi, University of Sindh, PAKISTAN

Thomas Niedoba, AGH University of Science and Technology, POLAND

Zoran Sapuric, University American College Skopje, MACEDONIA

19. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, UMTS 2019 Özel Sayısı  
19. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, UMTS 2019 Special Issue

**KONYA MÜHENDİSLİK BİLİMLERİ DERGİSİ**  
**Konya Journal of Engineering Sciences**  
**(KONJES)**

ISSN 2667 – 8055 (Elektronik)

---

Cilt	7	Aralık	2019	Özel Sayı
Volume	7	December	2019	Special Issue

---

**İÇİNDEKİLER (CONTENTS)**

**Özel Sayı Makalesi (Special Issue Article)**

**KABLO İLE SÜRÜLEN DÜZLEMSEL PARALEL BİR ROBOTUN İLERİ KİNEMATİK ÇÖZÜMÜ  
VE DENETİMİ**

Forward Kinematics and Control of a Planar Cable Driven Parallel Robot

.....Caner SANCAK, Fatma YAMAÇ, Mehmet İTİK 862-874

**PARÇACIK DARBESİ İLE TİTREŞİM SÖNÜMLEME ÜZERİNE BİR ÇALIŞMA**

A Study On Particle Impact Damping

..... Osman YİĞİD, Orhan ÇAKAR 875-886

**DARBE GENİŞLİK MODÜLASYONU İLE SÜRÜLEN SİSTEMLERE GİRDİ ŞEKİLLENDİRME  
TEKİNİN UYGULANABİLİRLİĞİ**

Applicability of Command Shaping Techniques to the Pulse Width Modulation Driven Systems

.....Çağın TAŞKIN, Ali KILIÇ, Sadettin KAPUCU 887-894

**DALGIÇ POMPALARDA YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANILARAK DENEYSEL AKIŞ  
ANALİZİ**

Experimental Flow Analysis Using Artificial Neural Networks In Submersible Pumps

.....Menderes KALKAT, Veli TOM 895-908

**HAPTİK GERİ BİLDİRİME SAHİP ROBOT ELİN BULANIK MANTIK ESASLI KUVVET  
KONTROLÜ**

Fuzzy Logic Based Force Control of Robot Hand with Haptic Feedback

.....Aslıhan KARACA, Çağlar CONKER, Hakan YAVUZ 909-923

**DİRSEK FLEKSİYON HAREKETİNDE KASLARIN MOMENT TAŞIMA  
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Investigation of Moment Carrying Characteristics of Muscles in Elbow Flexion Movement

.....**Mehmet PARLAK, İbrahim UZMAY** 924-932

**HAVA JET İTKİLERİ KULLANARAK MÜHENDİSLİK YAPILARININ AKTİF TİTREŞİM  
KONTROLÜ**

Active Vibration Control of Engineering Structures Using Air Jet Pulses

.....**Berkan HIZARCI, Zeki KIRAL** 933-947

**İKİ ANTENDEN OLUŞAN RADAR SİSTEMİ İÇİN KATLANMA MEKANİZMASI  
GELİŞTİRİLMESİ**

Design and Construction of a Folding Mechanism for a Two–Antenna Radar System

.....**Hünkar Kemal  
YURT, Ali Emre TURGUT, Eres SÖYLEMEZ, İsmail GÜLER, Ekrem FIRTİNAOĞLU** 948-965

**A STUDY ON PREDICTION OF SURFACE ROUGHNESS AND CUTTING TOOL  
TEMPERATURE AFTER TURNING FOR S235JR STEEL**

S235JR Çeliği için Tornalama İşlemi Sonrası Yüzey Pürüzlülüğü ve Kesici Takım Uç Sıcaklığının  
Tahmini Üzerine Bir Çalışma

.....**Hasan Huseyin  
BILGIC, Mehmet Ali GUVENC, Mustafa CAKIR, Selcuk MISTIKOGLU (English)** 966-974

**ÇİFT KÖPRÜLÜ ASKI TİP KREN SİSTEMLERİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE  
MODAL ANALİZİ**

Modal Analysis of Double Beam Overhead Type Crane Systems by Finite Element Method

.....**Şahin YILDIRIM, Emir ESİM** 975-988

## KABLO İLE SÜRÜLEN DÜZLEMSEL PARALEL BİR ROBOTUN İLERİ KİNEMATİK ÇÖZÜMÜ VE DENETİMİ

<sup>1</sup>Caner SANCAK , <sup>2</sup>Fatma YAMAÇ , <sup>1</sup>Mehmet İTİK 

<sup>1</sup>Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Tarsus Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Mersin, TÜRKİYE

<sup>1</sup>csancak@ktu.edu.tr, <sup>2</sup>fatmayamac@tarsus.edu.tr, <sup>1</sup>mitik@ktu.edu.tr

(Geliş/Received: 30.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Bu çalışmada, dört kablo ile sürülen, üç serbestlik dereceli düzlemsel bir paralel robotun hassas konum ve yönelim denetimi yapılmıştır. Kablo ile sürülen robotun geri beslemeli denetimi için gerekli olan durum değişkenleri, robotun ileri kinematik denklemlerinin çözülmesi ile elde edilmiştir. İleri kinematik denklemlerinin çözüm doğruluğunu artırmak ve yakınsama zamanını azaltmak için Yapay Sinir Ağları (YSA) ve Newton-Raphson yönteminin karma şekilde kullanıldığı bir yöntem kullanılmıştır. Bu karma yöntemde ilk olarak YSA ile bir başlangıç ileri kinematik çözüm elde edilmektedir. Elde edilen bu çözüm Newton-Raphson yönteminde başlangıç koşulu olarak kullanılarak, hem çözüme hızlı yakınsama sağlanmakta hem de sayısal çözümün doğruluğu artırılmaktadır. Ayrıca karma yöntem Newton-Raphson yönteminde başlangıç koşullarının kötü seçiminden meydana gelebilecek ırsamaların önüne geçmektedir. Yapılan benzetim çalışmalarında, karma yöntem ile elde edilen ileri kinematik denklemlerinin gerçek zamanlı çözümleri robotun konumunu ve yönelimini denetlemek için tasarlanan kayan kipli denetleyicice geri besleme sinyali olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, birlikte kullanılan yöntemlerin kablo ile sürülen düzlemsel paralel robotun hassas denetiminde başarı sağlandığını göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Kablo ile sürülen paralel robot; Yapay sinir ağları; Kayan kipli denetim, Newton-Raphson yöntemi

### Forward Kinematics and Control of a Planar Cable Driven Parallel Robot

**ABSTRACT:** In this study, precise position and orientation control of a planar parallel robot, driven by four cables, with three degrees of freedom was performed. The state variables required for the feedback control of the cable-driven robot were obtained by solving the forward kinematic equations of the robot. In order to increase the accuracy of the solution of forward kinematic equations and to reduce the convergence time, a method which is used in combination with Artificial Neural Networks (ANNs) and Newton-Raphson method has been used. In this mixed method, an initial forward kinematics solution is obtained by ANNs. This solution is then used as the initial condition in the Newton-Raphson method, providing fast convergence and increased accuracy of the numerical solution. Furthermore, the hybrid method prevents divergences in the Newton-Raphson method which may be caused by the poorly selected initial conditions. In the simulations, the real-time solutions of the forward kinematic equations obtained by the hybrid method were used as feedback signals to the sliding-mode controller designed to control the position and orientation of the robot. The results show that the methods used in combination have been successful in precise control of the pose of cable driven parallel robot.

**Key Words:** Cable-driven parallel robot; Neural network; Sliding mode control, Newton-Raphson method

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

Paralel bir eyleyici (manipulator), uç işlemcinin (end effector) birkaç ayrı kinematik zincirle sabit zemine bağlandığı bir kapalı döngü kinematik zincir mekanizmasıdır (Merlet 1999). Kablo ile Sürülen Paralel Robotlar (KSPR'ler) ise, uç işlemcinin birden fazla kablo ile paralel olarak desteklediği ve kabloların uzunluklarının eyletici (aktüator) yardımı ile değiştirilerek hareketin sağlandığı bir tür paralel eyleyicidir. KSPR'ler, basit ve hafif mekanik yapısı, büyük çalışma alanları, birimsel (modular) geometrileri, kolay taşınabilirlikleri ve yüksek hızlarda hareket edebilme gibi özellikleri ile geleneksel paralel robotlara göre birçok avantaja sahiptirler. Bu özelliklerden dolayı, KSPR'ler malzeme taşıma ve yerleştirme, tıbbi uygulamalarda rehabilitasyon cihazları, oyun simülatörleri ve endüstriyel uygulamalar gibi birçok alanda kullanılabilirler (Gosselin 2014).

KSPR'lerin uygulamalar için birçok avantajının olmasına rağmen, paralel yapısı, kabloların sadece çekme kabiliyetinin olması ve dolayısıyla itme kuvveti uygulayamaması bu tip robotların analizinde, tasarımında, denetiminde ve pratik uygulamalarında bazı sorunlar ortaya çıkarmaktadır. Bu sorunlardan biri, kablo uzunlukları verildiğinde robotun konum ve yönelimini (oryantasyon) bulmak için kullanılan ileri kinematik problemin çözümüdür. Doğrusal olmayan ileri kinematik denklemlerinin çözümü genellikle birden fazla çözümle sonuçlandığı için tek ve doğru çözüm üretmek zordur. İleri kinematik problemini çözmek için analitik yaklaşımlar ve sayısal yöntemler bulunmasının yanı sıra, uç işlemcinin konumunu anlık olarak veren sensörlerin kullanımı gibi çeşitli yöntemler mevcuttur. Analitik yöntemler çok basit denklemlerin çözümünde kullanıldığı için çok kablolu ve serbestlik derecesi yüksek sistemlerin çözümünde kullanılmaları mümkün olmamaktadır (Bosscher ve diğ., 2007). Sayısal yöntemlerde ise doğrusal olmayan ileri kinematik denklemlerin çözümü temel olarak Newton-Raphson yöntemi gibi yöntemlere dayanmaktadır (Jeong ve diğ., 1999). Sayısal yöntemler ile çözümlemede iyi bir başlangıç koşulu olmadan çözümünün yapılması her zaman kesin bir çözümü garanti etmemekte ve bu tür yöntemlerin yakınsamaları büyük oranda uygun başlangıç koşullarının seçimine bağlı olmaktadır.

Geleneksel yöntemlere ek olarak, ileri kinematik problemini çözmek için Yapay Sinir Ağları (YSA) da kullanılmaktadır (Ghasemi ve diğ., 2010). Ayrıca, birkaç farklı yöntemin özelliklerinden faydalanmak için karma (hybrid) yöntemler de geliştirilmiştir (Pott 2010). Bu yöntemlere örnek olarak YSA ve Levenberg-Marquardt (Schmidt 2014) ile Tetrahedron ve Levenberg-Marquardt (Lv 2017) verilebilir. Karma yöntemlerinin yakınsama doğruluğunu artırmak için sayısal en iyileme de (optimization) uygulanmıştır (Pott 2015). Uç işlemci konumunun belirlenmesinde diğer olası yaklaşımlar ise konumun doğrudan görüntülenmesi veya lazer sensör tabanlı sistemler tarafından elde edilmesi şeklindedir (Lytle 2004, Bayani ve diğ., 2016, Sancak 2018). Ancak, bu sistemler oldukça maliyetlidir ve görüntü tabanlı sistemlerin doğruluğu doku, malzeme ve ışık koşullarından kolayca etkilenebilmektedir.

Literatürde KSPR'leri denetlemek için uygulanan farklı denetim yöntemleri bulunmaktadır. KSPR'lerin denetimi için ilk olarak PD (Proportional-Derivative) denetleyicisi ile hesaplamalı tork yöntemi beraber uygulanmıştır (Williams 2003). KSPR'ler yüksek derecede bağlaşıklık (coupled) ve doğrusal olmayan dinamik sistemler olduğundan, denetiminde daha iyi sonuçlar elde etmek için daha gelişmiş denetim yöntemlerine ihtiyaç vardır. Bu yüzden bu tip robotların denetimi için uyarlanabilir, gürbüz ve doğrusal olmayan denetçiler önerilmiştir (Oh 2004, Khosravi ve Taghirad 2014, Bayani ve diğ., 2016). Robotun geri beslemeli denetimi için kablo uzunluklarının ölçülmesi, uç işlemcinin konum ve yöneliminin elde edilmesinde ileri kinematik çözümü gerekli kılarak ek bir sorun ortaya çıkartmaktadır. Bu sorunun en iyi şekilde çözülmesinde karma yöntemler gerçek zamanlı uygulamalar için yüksek doğruluk ve hızlı sonuç sağlayabilmektedir. Bu kapsamda, robotun konumunu denetlemek için ileri kinematik denklemlerinin gerçek zamanlı çözümleri karma yöntemlerle yapılarak, denetçiye geri besleme sinyali olarak kullanılmıştır (Khosravi ve Taghirad, 2014, Lv ve diğ., 2017).

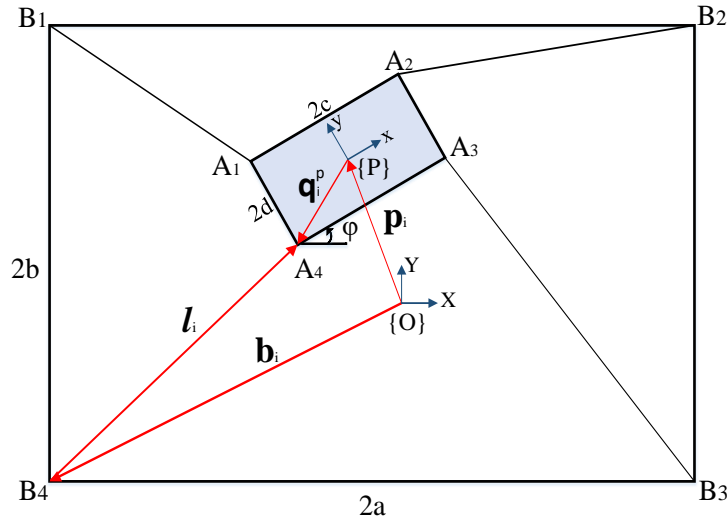
Bu çalışmada, dört kablo ile sürülen ve zemine dik düzlemde hareket eden kablolu paralel bir robotun ileri kinematik problemini çözmek için YSA ve Newton-Raphson yönteminden oluşan karma bir yöntem kullanılmıştır. Bu karma yöntemdeki amaç, YSA kullanarak ileri kinematik problem için yaklaşık bir çözüm elde etmek ve daha sonra bu çözümü iyi başlangıç koşulları ile hızlı sonuç veren Newton-Raphson algoritmasına başlangıç koşulu olarak kullanmaktır (Parikh ve Lam, 2005). Böylelikle

çözümün iyileştirilmesi, hızlandırılması ve dolayısıyla gerçek zamanlı uygulamalarda kullanıma uygun olması sağlanmaktadır. Belirtilen yöntem Gough–Stewart platformuna uygulanmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir (Parikh ve Lam, 2005). Bu yöntem ile ileri kinematik çözümden elde edilen konum ve yönelim bilgisi, KSPR'nin denetimi için geri besleme sinyali olarak kullanılmıştır. Böylelikle kamera yardımı ile uç eyleyicinin konumunu ve yönelimini görüntü işleme ile elde etmede karşılaşılabilecek yüksek donanım maliyeti ve işlemci gücü ihtiyacından tasarruf edilmesi hedeflenmiştir. Denetleyici olarak belirsizliklere ve bozuculara karşı gürbüz bir denetim yöntemi olan kayan kipli denetleyici tasarlanmış ve bu denetleyici, ileri kinematik çözümün geri besleme olarak kullanıldığı benzetim ortamında uygulanmıştır. Bu çalışma ile birlikte, kablo ile sürülen düzlemsel bir robotun hassas konum ve yönelim denetiminde gerçek zamanlı olarak kullanılabilir bir yöntemler bütünü önerilmiştir.

Çalışmanın ana hatları şu şekilde verilmektedir. İlk olarak kablo ile sürülen paralel robotun kinematik ve dinamik analizi ele alınmıştır. Ardından Kayan Kipli Denetim tasarımı açıklanmıştır. Sonraki bölümde ise sistemin benzetiminde izlenen yol ve benzetim sonuçları verilmiş olup, son olarak yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

### KABLO İLE SÜRÜLEN PARALEL ROBOT (CABLE-DRIVEN PARALLEL ROBOT)

Bu çalışmada ele alınan KSPR basit olarak sabit bir ana çerçevenin köşelerine yerleştirilmiş eyleticiler tarafından uzunluğu değiştirilen dört kablo yardımı ile paralel olarak desteklenmiş ve bir uç işlemci görevi yapan gövdeden oluşmaktadır. Şekil 1, KSPR'nin kinematik diyagramını göstermektedir.



Şekil 1. KSPR'nin kinematik diyagramı

Figure 1. Kinematics diagram of CDPR

Robota ait ana çerçevenin ortasındaki  $\{O\}$  sabit referans noktasında bulunan X-Y koordinat sistemi ve hareketli uç işlemcinin ağırlık merkezindeki  $\{P\}$  referans noktasında bulunan x-y koordinat sistemi olmak üzere iki koordinat sistemi bulunmaktadır. Kabloların bir ucu  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  ve  $A_4$  noktalarından uç işlemciye, diğer ucu ise  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$  ve  $B_4$  noktalarından eyleticilere bağlıdır. Burada  $l_i$  kablo uzunlukları,  $b_i$  ana çerçevenin merkezi ile köşeleri arası mesafe,  $q_i$  uç işlemcinin merkezi ile köşeleri arasındaki mesafe,  $R$  dönme matrisi,  $p$  uç işlemcinin  $\{O\}$  sabit referans noktasına göre konumu ve  $\phi$  uç işlemcinin  $\{O\}$  referans noktasına göre dönme açısıdır.

### KSPR'nin Kinematiği (Kinematics of Cable Driven Parallel Robot)

Bu çalışmada ele alınan KSPR genel bir yapıya sahip olup ters ve ileri kinematik denklemleri kolayca elde edilebilmektedir (Vadia 2003). Ters kinematik analitik olarak nispeten kolayca çözülmesine karşın ileri kinematik çözüm artıksıl (redundant) eyletmeden dolayı zor olmaktadır. Kabloların sadece gerilim taşıyabilmesi nedeniyle artıksıl eyletme gerekli olmaktadır.



### Ters Kinematik (Inverse Kinematics)

KSPR için ters kinematik, uç işlemcinin konumunun ve yöneliminin verilmesi durumunda gerekli kablo uzunluklarının bulunması işlemidir. KSPR'nin ters kinematiği, her bir kablo için bir kapalı döngü kinematik zinciri kullanılarak modellenmiştir. Uç işlemcinin  $\mathbf{p}$  konumu ve iki koordinat sistemi arasındaki yönelim matrisi  $\mathbf{R}$  bilindiği durumda kablo uzunlukları Denklem (1) ile hesaplanır;

$$\mathbf{l}_i = \mathbf{p} + \mathbf{R}\mathbf{q}_i^p - \mathbf{b}_i \quad (1)$$

Denklem (1) açık olarak yazılırsa;

$$l_i = \sqrt{(x - b_{ix} + q_{ix}^p \cos\phi - q_{iy}^p \sin\phi)^2 + (y - b_{iy} + q_{ix}^p \sin\phi + q_{iy}^p \cos\phi)^2} \quad (2)$$

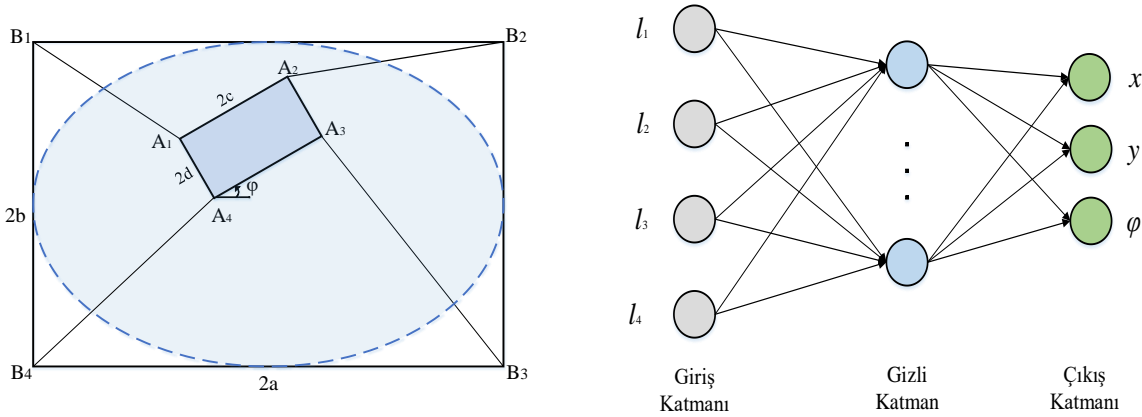
burada  $\mathbf{p} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$  ve  $\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix}$ 'dir.

### İleri Kinematik (Forward Kinematics)

KSPR'ler için ileri kinematik problem; kablo uzunluklarını ölçülmesi ve bu uzunlukların vektör kapalılık denklemlerinde kullanılması ile uç işlemcinin gerçek konumunun belirlenmesi işlemidir. Dört kablo ile sürülen robotun ileri kinematiğine bakıldığında denklem sayısının bilinmeyen sayısından çok olduğu doğrusal olmayan bir denklem sistemi görülmektedir. Bu doğrusal olmayan denklemleri çözmek zordur, çünkü bağlaşıklık doğrusal olmayan denklemlerin çözümünü gerektirir ve genellikle birden fazla çözümle sonuçlanır. Analitik yaklaşımlar, sayısal yöntemler ve algılayıcılar yardımıyla bu problem çözülebilir. Ancak analitik teknikler bazı geometrik basitleştirmeler gerektirir, sayısal yöntemler ise uygun başlangıç koşullarının seçimine dayanır ve algılayıcıların kullanımı pahalı olabilmektedir. Bu sebeple, yapılan çalışmada ileri kinematik denklemlerini çözmek için Yapay Sinir Ağları ve Newton-Raphson yöntemini birleştiren karma bir yöntem kullanılmıştır.

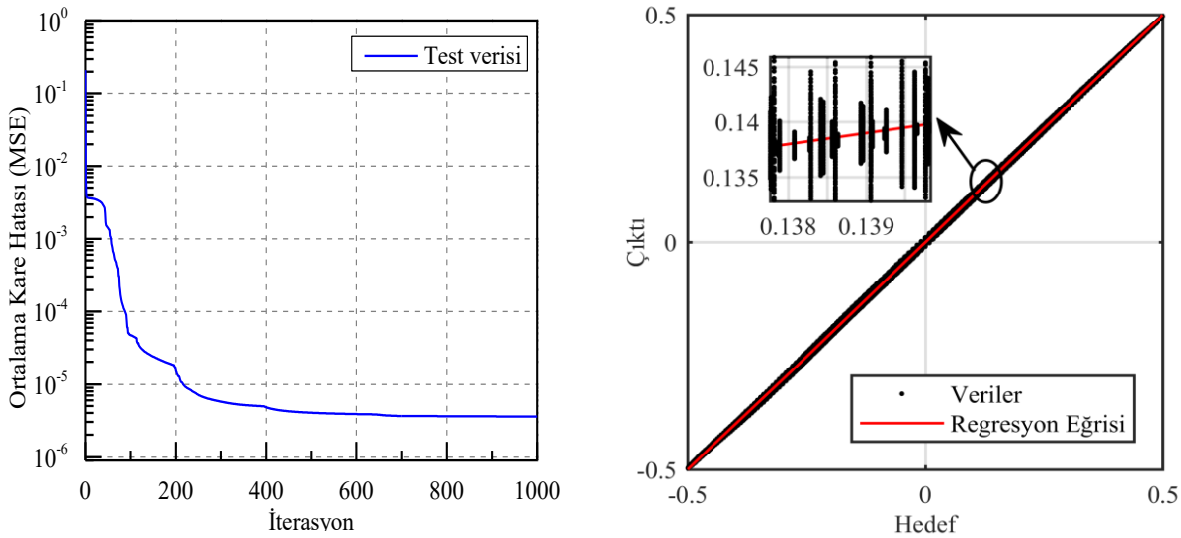
### Yapay Sinir Ağları Tasarımı (Neural Networks Design)

Oluşturulacak olan ileri kinematik YSA modeli, kablo uzunlukları verildiğinde uç işlemcinin konum ve yönelim açısını bulmak için kullanılacaktır. Bu model için gerekli veri seti elde edilirken Şekil 2a'da kesikli çizgi ile gösterilen çalışma alanı içerisindeki çok sayıda (yaklaşık 4776013 adet) nokta ve açı değerleri için ters kinematik denklem çözülerek  $\{x,y\}$  konumu ile  $\{\phi\}$  açı değerlerine karşılık  $l_1, l_2, l_3, l_4$  kablo uzunlukları hesaplanmıştır. Elde edilen bu veriler ile girişler  $l_1, l_2, l_3$ , ve  $l_4$  kablo uzunlukları ve çıkışlar ise  $\{x,y\}$  konumu ile  $\{\phi\}$  açısı olacak şekilde YSA modelinin yapısı oluşturulmuş ve doğru bir sonuç verecek şekilde uygun ağ yapısına ulaşıncaya kadar denemeler yapılmıştır.



**Şekil 2. a)** YSA modelinin veri seti için kullanılan alan (taralı alan) **b)** İleri kinematik YSA modeli  
**Figure 2. a)** Workspace for ANN model data set **b)** NN structure of forward kinematics

Şekil 2, KSPR'nin ileri kinematik çözümü için üretilen YSA yapısını göstermektedir. Giriş katmanı  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ , ve  $l_4$ 'ü içeren dört nöron ve çıkış katmanı  $\{x, y, \phi\}$  konumunu ve açısını ifade eden üç nöron oluşmaktadır. Gizli katmanda ise 10 adet nöron bulunmaktadır. Sigmoid fonksiyonu, doğrusal olmayan modeller için uygun olması nedeniyle gizli katmanın aktivasyon fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Çıkış katmanında ise Purelin aktivasyon fonksiyonu kullanılmıştır. Eğitilen YSA modeli için Levenberg-Marquardt algoritması seçilmiştir. Şekil 3a ve Şekil 3b de oluşturulan YSA modelinin başarımı gösterilmektedir.



**Şekil 3. a)** YSA modelinin Ortalama Kare Hata (MSE)'sı (solda) **b)** YSA modeli regresyon eğrisi (sağda)  
**Figure 3. a)** Mean Squared Error (MSE) of ANN (left) **b)** Regression of NN (right)

YSA modeli ileri kinematik için iyi bir çözüm sağlamış olsa bile, daha hassas konum ve yönelim bilgisini elde etmek için Newton-Raphson yöntemiyle çözümün iyileştirilmesi sağlanmaya çalışılmıştır. Newton-Raphson yönteminin başarımı başlangıç değerlerinin seçimine bağlıdır. Başlangıç değerleri gerçek çözümden uzak olduğunda, Newton-Raphson yönteminin bir çözüme yakınsaması çok uzun zaman alabilmekte ve aynı zamanda doğru sonuca yakınsamayabilmektedir. Bu nedenle, YSA'dan elde edilen çıkışlar Newton-Raphson yönteminin hızlı ve daha iyi yakınsayarak doğru sonuçları elde etmesi için başlangıç koşulları olarak kullanılmıştır.

**Newton-Raphson yöntemi (Newton Raphson Method)**

Newton-Raphson yönteminin uygulanması için Denklem 2'de verilen eşitlik aşağıdaki şekilde yeniden düzenlendiğinde;

$$F_i(X) = x^2 + y^2 + q_{ix}^p + q_{iy}^p + b_{ix}^2 + b_{iy}^2 + 2x(q_{ix}^p \cos\phi - q_{iy}^p \sin\phi) + 2y(q_{ix}^p \sin\phi + q_{iy}^p \cos\phi) - \dots \quad (3)$$

$$2(q_{ix}^p b_{ix} + q_{iy}^p b_{iy}) \cos\phi + 2(q_{iy}^p b_{ix} - q_{ix}^p b_{iy}) \sin\phi - l_i^2 = 0$$

YSA'dan elde edilen  $x$ ,  $y$  ve  $\phi$  değerleri kullanılarak oluşturulan  $X_0$  başlangıç koşulu ile Denklem 3 kullanılarak aşağıdaki adımlar iteratif bir şekilde takip edilir.

- $J_{NR} \delta X_k = -F(X)$ ,  $\delta X_k$  için çözüm elde edilir.  
 $\delta X_k = -J_{NR}^+ F(X)$
- $X_{k+1} = X_k + \delta X_k$  yeni çözüm bulunur.
- $\|\delta X_k\| < \varepsilon$  durdurma şartı kontrol edilir.

Burada  $F(x) = \{F_i(X)\}$ ,  $\delta X = \{\delta x, \delta y, \delta \phi\}^T$ ,  $\varepsilon$  kullanıcı tanımlı tolerans ve  $J_{NR}^+ = (J_{NR}^T J_{NR})^{-1} J_{NR}^T$  Jacobian matrisinin pseudo inverse matrisidir. Jacobian matrisi Denklem 4'te verilmiştir.

$$J_{NR} = \begin{bmatrix} \left\{ \frac{\delta F_i}{\delta x} \right\} & \left\{ \frac{\delta F_i}{\delta y} \right\} & \left\{ \frac{\delta F_i}{\delta \phi} \right\} \end{bmatrix} \quad (4)$$

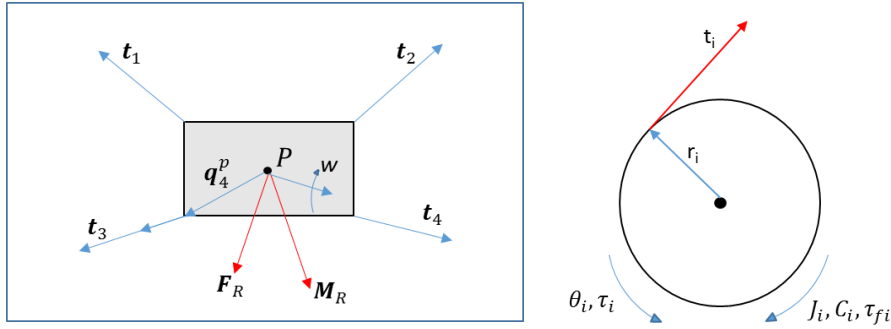
$$\left\{ \frac{\delta F_i}{\delta x} \right\} = 2(x + q_{ix}^p \cos\phi - q_{iy}^p \sin\phi - b_{ix})$$

$$\left\{ \frac{\delta F_i}{\delta y} \right\} = 2(y + q_{ix}^p \sin\phi + q_{iy}^p \cos\phi - b_{iy})$$

$$\left\{ \frac{\delta F_i}{\delta \phi} \right\} = 2(q_{ix}^p [-(x - b_{ix}) \sin\phi + (y - b_{iy}) \cos\phi] + q_{iy}^p [-(y - b_{iy}) \sin\phi - (x - b_{ix}) \cos\phi])$$

**KSPR'nin Dinamik Yapısı ve Gerilim Dağıtım Algoritması (Dynamics of Cable Driven Parallel Robot and Torque Estimation Algorithm)**

Dinamik modelleme, uç işlemcinin hareketi için gerekli olan aktif eklem torqları ile ilgilidir. Bu yüzden KSPR'nin dinamik modelinin, eyleticiler ve uç işlemci dinamiklerinden oluştuğu varsayılmıştır. Burada eyleticiler, kabloları bir makara üzerine sararak veya bırakarak kablo uzunluğunu değiştiren motorlar olarak düşünülmektedir. Robotun dinamik modelini basitleştirmek için kablolar kütsüz ve rijit bir eleman olarak kabul edilmiş ve kablo dinamikleri göz ardı edilmiştir. Şekil 4'te uç işlemci ve eyleticiye ait serbest cisim diyagramları gösterilen KSPR'nin genel dinamik denklemleri aşağıda verilmiştir (Williams 2003);



Şekil 4. a) Uç işlemci serbest cisim diyagramı (solda) b) eyletici serbest cisim diyagramı (sağda)  
Figure 4. a) Free body diagram of end effector (left) b) free body diagram of actuator (right)

$$\mathbf{M}_{eq} \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{N}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) = \mathbf{S}\boldsymbol{\tau} \quad (5)$$

$$\mathbf{M}_{eq} = \mathbf{S}\mathbf{J} \begin{pmatrix} \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \\ \frac{\partial w}{\partial \mathbf{X}} \end{pmatrix} + \mathbf{r} \begin{bmatrix} m_e \mathbf{I}_{3 \times 3} & 0 \\ 0 & \mathbf{I}_e \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{N}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) = \mathbf{S} \left( \mathbf{J} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) + \mathbf{C} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) \right) \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{S}\boldsymbol{\tau}_f + \mathbf{r} \begin{Bmatrix} -m_e \mathbf{g} - \mathbf{F}_R \\ \mathbf{w} \times \mathbf{I}_e \mathbf{w} - \mathbf{M}_R \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$\mathbf{M}_{eq}$  eşdeğer kütle matrisi,  $\mathbf{X} = [x, y, \varphi]^T$  uç işlemci konumu ve yönelimi,  $\mathbf{N}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}})$  doğrusal olmayan terimler,  $\mathbf{S}$  yapı matrisi,  $\boldsymbol{\tau} = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4]^T$  eyletici giriş torku,  $\boldsymbol{\tau}_f$  eyleticinin sürtünme torku,  $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4]$  eyleticilerin açısal konumu,  $\mathbf{J} = \text{diag}(J_1, J_2, J_3, J_4)$  eyletici sisteminin dönme ataleti,  $\mathbf{r} = \text{diag}(r_1, r_2, r_3, r_4)$  kabloları saran makaranın yarıçapı,  $\mathbf{C} = \text{diag}(C_1, C_2, C_3, C_4)$  eyletici sisteminin sönüm katsayısı,  $m_e$  uç işlemcinin kütlesi,  $I_e$  uç işlemcinin kütleli atalet momenti,  $\mathbf{g}$  yer çekimi ivmesi,  $\mathbf{w}$  uç işlemcinin merkezinin açısal hızı,  $\mathbf{F}_R$  ve  $\mathbf{M}_R$  uç işlemciye dışarıdan uygulanan kuvvet ve moment vektörleridir.

Geçerli bir kinematik ve dinamik model elde etmek için dört kablonun da pozitif gerilme kuvveti altında olması gerekmektedir. Burada sistem üç serbestlik derecesine sahiptir ve bu üç serbestlik derecesini denetlemek için dört eyletici bulunmaktadır. Sistem fazladan eyleticiye sahip olduğundan uç işlemciye gerekli kuvvet ve momenti uygulamak için kabloları uygulanabilecek sonsuz farklı gerilme vektörü  $\mathbf{T} = \boldsymbol{\tau} / \mathbf{r}$  mevcuttur. Kabloları uygulanacak  $T$  gerilmesini bulmak için literatürde özel ve homojen çözüm olarak adlandırılan iki çözümden oluşan yaklaşımlarından faydalanılmıştır (Williams 2003, Shen 1994). Bu yöntemde gerekli kablo gerilmeleri aşağıdaki gibi verilebilir;

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \end{bmatrix} + \alpha \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_3 \\ n_4 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\alpha_i = \frac{(t_{\min} - t_i)}{n_i}, \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (9)$$

Burada, Denklem (8)'nin birinci terimi özel çözümü ve ikinci terimi de yapı matrisi  $S$ 'nin sıfır uzay (kernel) vektörü olan homojen çözümü ifade etmektedir. Denklem (8)'daki skaler  $\alpha$  parametresi Denklem (9)'in en büyük değeri olarak seçilir. Denklem (9) içerisindeki  $t_{min}$  değeri küçük bir pozitif sayı olarak seçilebilir veya Denklem (10) kullanılarak KSPR'nin dinamik davranışı nedeniyle sarkma olabilecek tüm kablolarda pozitif gerilmenin korunmasını sağlayacak şekilde Denklem (11)'daki gibi  $\tau_{min}$ 'in hesaplanmasıyla bulunabilir (Vadia 2003).

$$\{T\}_i = \left\{ \frac{1}{r} \left[ \tau - \mathbf{J} \left( \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) \dot{\mathbf{X}} + \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \ddot{\mathbf{X}} \right) + \mathbf{C} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) \dot{\mathbf{X}} \right] \right\}_i \geq 0 \quad (10)$$

$$\tau_{min} = \max \left\{ \left[ \mathbf{J} \left( \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) \dot{\mathbf{X}} + \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \ddot{\mathbf{X}} \right) + \mathbf{C} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \mathbf{X}} \right) \dot{\mathbf{X}} \right], 0 \right\} \quad (11)$$

### KAYAN KIPLİ DENETİM TASARIMI (SLIDING MODE CONTROLLER DESIGN)

Bu bölümde, KSPR'nin uç işlemcisi için istenen bir yörüngeyi takip etme problemi kayan kipli denetleyici kullanarak ele alınmıştır. Öncelikle, aşağıdaki denklemlerde verildiği üzere ile bir kayma yüzeyi ve Lyapunov fonksiyonu tanımlanmıştır.

$$\sigma_{3 \times 1} = \mathbf{e} + \lambda \mathbf{e} \quad (12)$$

$$\mathbf{V} = \frac{1}{2} \sigma^T \sigma \quad (13)$$

Burada  $\lambda \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  pozitif tanımlı diyagonal bir matristir ve  $\mathbf{e} = \mathbf{X}_d - \mathbf{X}$  hatası takip edilmesi istenen konum ( $\mathbf{X}_d$ ) ile gerçek konum ( $\mathbf{X}$ ) arasındaki farktır. Lyapunov fonksiyonunun türevi Denklem (14) ile aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\dot{\mathbf{V}} = \sigma^T \dot{\sigma} = \sigma^T \left[ -\mathbf{M}_{eq}^{-1} (\mathbf{S}\mathbf{u} - \mathbf{N}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}})) + \dot{\mathbf{X}}_d + \lambda(\dot{\mathbf{X}}_d - \dot{\mathbf{X}}) \right] \quad (14)$$

Hatanın kayma yüzeyine çekilmesi için yeterli şart  $\dot{\mathbf{V}}$  ifadesinin negatif olmasıdır. Bu şartı sağlayacak  $\mathbf{u}$  denetim girişi ise aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

$$\mathbf{u} = (\mathbf{S})^{-1} \left( \mathbf{M}_{eq} \left( \dot{\mathbf{X}}_d + \lambda \mathbf{e} + \mathbf{K} \operatorname{sgn}(\sigma) \right) + \mathbf{N}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) \right) \quad (15)$$

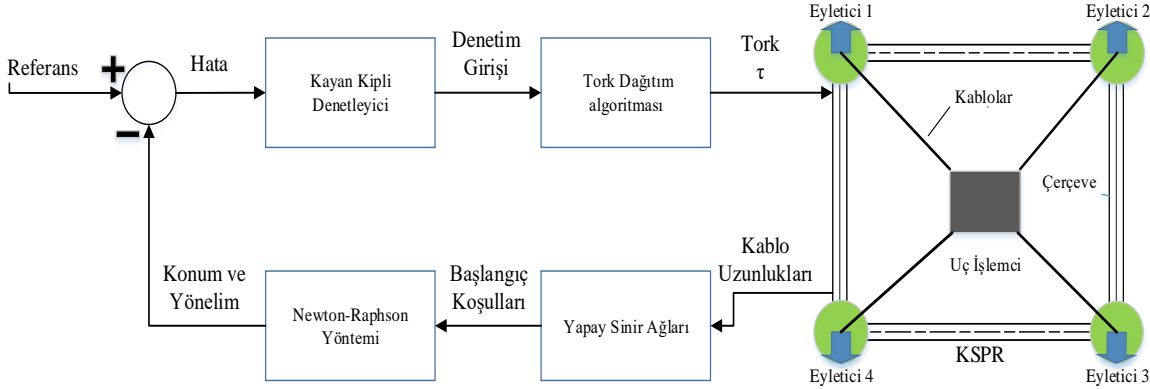
Burada  $\mathbf{K} = \operatorname{diag}(k_1, k_2, k_3)$  ve  $\operatorname{sgn}(\sigma) = [\operatorname{sgn}(\sigma_1), \operatorname{sgn}(\sigma_2), \operatorname{sgn}(\sigma_3)]^T$  'dir.

Denetim girişi tanımlandıktan sonra, KSPR'nin Kinematiği kısmında belirtilen gerilim dağıtım algoritması hareket sırasında kabloların sarkmasını önlemek için kullanılmıştır.

### BENZETİM ÇALIŞMALARI (SIMULATION RESULTS)

Kablo ile Sürülen Paralel Robot başlığı altında verilen KSPR modeli kullanılarak önceki bölümlerde bahsedilen karma yöntemin etkinliğini doğrulamak için benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Karma yöntemin benzetimi MATLAB/ Simulink platformunda yapılmış ve test edilmiştir. Sisteme ait genel denetim şeması Şekil 5'te şematik olarak gösterilmektedir. Kinematik, dinamik ve denetleyici parametreleri Çizelge 1'de verilmiştir. Kinematik ve dinamik parametreler laboratuvar ortamında yapılabilecek deneysel bir çalışma göz önüne alınarak belirlenmiştir ve robota dışarıdan uygulanan bir kuvvet ve momentin olmadığı varsayılmıştır. Kayan kipli denetleyici için denetim parametreleri ise,

çatırdama problemini göz önünde bulundurarak ve maksimum denetim girdisi olan 2 Nm değerini aşmayacak şekilde benzetim ortamından faydalanarak belirlenmiştir.



Şekil 5. KSPR sisteminin denetim şeması

Figure 5. Control scheme and CDPR system

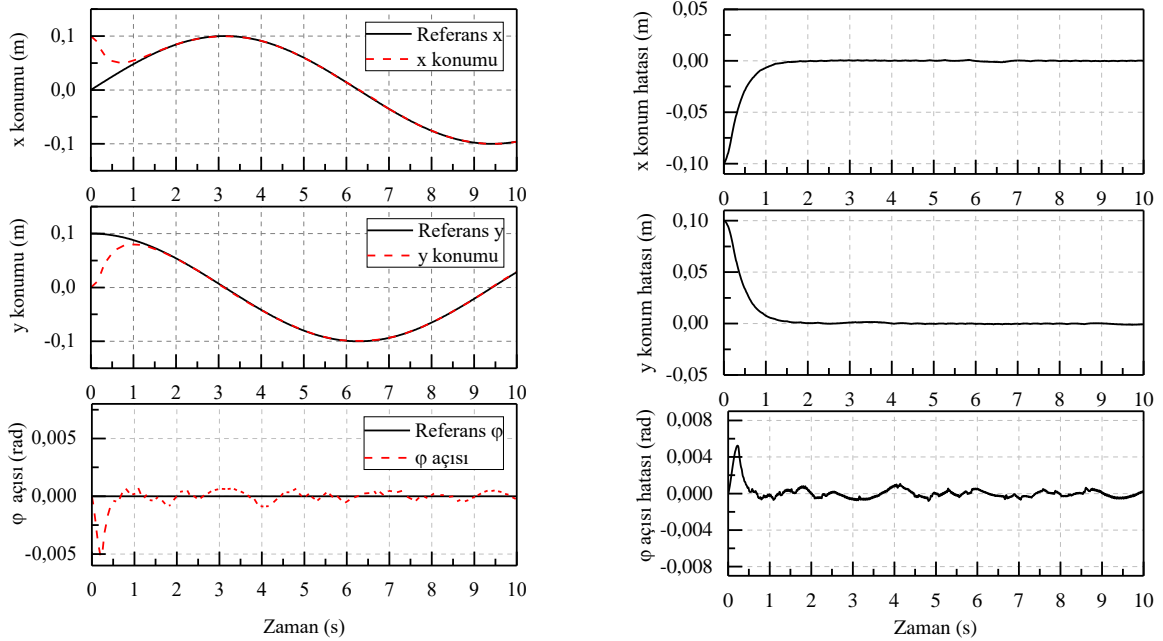
Çizelge 1. Benzetim Parametreleri

Table 1. Simulation Parameters

Denetim parametreleri		Kinematik Parametreler	
$K$	$diag(1.5, 1.5, 1)$	$a [m]$	0.5
$\lambda$	$diag(3, 3, 5)$	$b [m]$	0.5
$\tau_{max} [Nm]$	1.5	$c [m]$	0.05
$\tau_{min} [Nm]$	0	$d [m]$	0.04
Dinamik parametreler			
$\tau_f [Nm]$	$diag(0.05, 0.05, 0.05, 0.05)$	$F_R [N]$	0
$I_e [kgm^2]$	$1.667 \cdot 10^{-3}$	$M_R [Nm]$	0
$J [Nm]$	$diag(2.2, 2.2, 2.2, 2.2) \cdot 10^{-4}$	$r [m]$	0.05
$C [Nm]$	$diag(0.07, 0.07, 0.07, 0.07)$	$m_e [kg]$	1

Kablo uzunluklarını kullanarak ileri kinematiği çözmek için YSA ve Newton-Raphson yöntemi sıralı kullanılmıştır. YSA'dan gelen ileri kinematik çözümü, Newton-Raphson yöntemine bir başlangıç koşulu olarak verilmiştir. Newton-Raphson yönteminin çıktısı, KSPR'nin gerçek konumu ve yönelimi olarak denetim sistemine geri beslenmiştir. Son olarak nihai denetim giriş torkunu belirlemek için kayan kipli denetim yöntemi ve pozitif gerilmeleri sağlayan gerilim dağıtım algoritması uygulanmıştır.

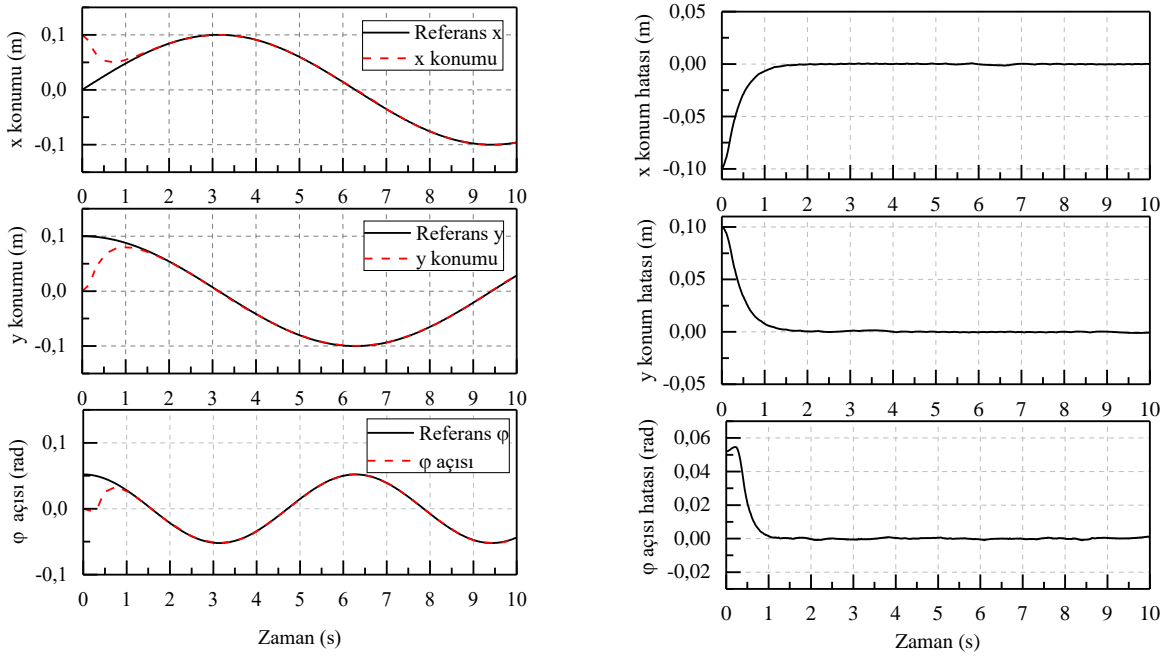
Uç işlemcinin verilen yörüngeyi izleme başarımını test etmek için ilk olarak yönelimi sıfır olacak şekilde  $(x, y)$  düzleminde dairesel bir yörünge seçilmiştir. Benzetim için seçilen yörünge ile birçok gerçek uygulamaya benzer olarak uç işlemcinin herhangi bir dönme olmadan istenilen  $x, y$  koordinatlarında konumlandırılması test edilmiştir. İstenen yörüngenin izlenmesine dair benzetim sonuçları Şekil 6a'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, kayan kipli denetleyici KSPR sisteminin istenen yörüngeyi izlemesinde başarılı sonuç göstermiştir. Kayan kipli denetleyicinin ulaşma ve kayma aşamalarını görmek için uç işlemcinin harekete başlangıç koşulları yörünge başlangıç değerlerinden farklı olarak tanımlanmıştır.



**Şekil 6. a)** Dairesel yörünge takibi için  $x, y$  konumu ve  $\phi$  açısı cevabı (solda) **b)** Referans verilen yol ile uç işlemcinin izlediği yol arasındaki hata (sağda)

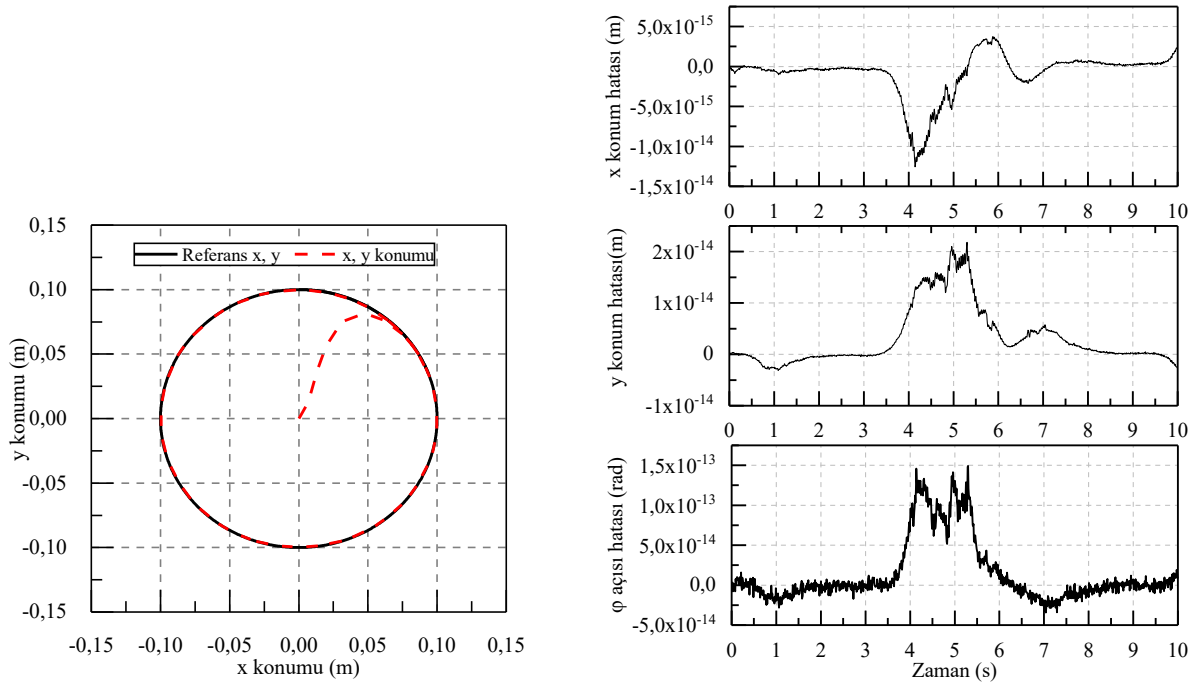
**Figure 6. a)** Desired trajectory and actual trajectory of the circular motion w.r.t. time (left) **b)** Tracking errors (right)

KSPR'nin gerçek konumu bir saniye içinde istenen yörüngeye ulaşmış ve ulaşma aşamasından sonra da başarılı bir şekilde referans girdisini izlemiştir. Denetim sonucunda kalıcı durum kök ortalama kare hataları (root mean square error, RMSE)  $x, y$  ve  $\phi$  için sırasıyla, 0.0156, 0.0170,  $7.69 \times 10^{-4}$  olarak belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 6b'de yörüngeye ait izleme hataları gösterilmektedir. Bir diğer benzetim çalışmasında ise  $\phi$  açısı referansının sinüzoidal olduğu durumda kontrolcü başarımı test edilmiştir. Referans açısı olarak 0.05 rad genlikli sinüs sinyali seçilmiştir. Bu değer uç işlemcinin ulaşabileceği maksimum açı değerinin yarısıdır. Bu durumdaki denetim cevabı ise Şekil 7'de verilmektedir.  $x, y$  ve  $\phi$  için RMSE hataları sırası ile 0.0156, 0.0170 ve 0.0109 olarak bulunmuştur. Denetim başarımlarından anlaşılacağı üzere farklı açı değerleri için  $x, y$  konumu da dahil benzer başarımlar elde edilmiştir. Tasarlanan kontrolcü farklı referans girdileri için hassas ve kararlı bir denetim sunmaktadır. Bu durumun desteklenmesi için basamak cevabı benzetimleri de yapılmıştır. Referans girdisi olarak ( $x, y$ ) koordinatlarında (0.1, 0.1) m genlikli basamak girdisi uygulanmıştır. Denetim cevabı için başarımların değerleri; yükselme zamanı ( $t_r$ ), yerleşme zamanı ( $t_s$ ) ve kalıcı durum hatası ( $e$ ) sırasıyla 0.8 s, 1.54 s,  $4.39 \times 10^{-4}$  m olarak bulunmuştur. ( $x, y$ ) koordinatlarında daha iyi bir görselleştirme açısından sıfır başlangıç koşullarına sahip olan uç işlemcinin dairesel yörünge takibi Şekil 8a'da ( $x, y$ ) düzlemi üzerinde gösterilmiştir. Son olarak karma yöntemin doğruluğunun belirlenmesi için, elde edilen ileri kinematik çözümüne ait robot konumları ile dinamik sistemin benzetim ortamındaki gerçek konumu arasındaki hata Şekil 8b'de gösterilmiştir.



Şekil 7. a)  $x$ ,  $y$  ve  $\phi$  referans takibi (solda) b) Referans verilen yol ile uç işlemcinin izlediği yol arasındaki hata (sağda)

Figure 5. a) Trajectory tracking of  $x$ ,  $y$  and  $\phi$  reference (left) b) Tracking errors (right)



Şekil 8. a) Uç işlemciye takip ettirilen dairesel yörünge (solda) b) Gerçek konum ve karma yöntemden elde edilen konum arasındaki hata (sağda)

Figure 8. a) Circular trajectory tracking (left) b) The error between actual pose and hybrid forward kinematics solution (right)

Çizelge 2'de  $x$ ,  $y$  ve  $\phi$  parametrelerine ait kök ortalama kare hataları (RMSE) yalnızca YSA modelinin kullanıldığı durum, yalnız Newton-Raphson yönteminin kullanıldığı durum ve karma yöntemin kullanıldığı durum için karşılaştırılmıştır. Sadece sayısal yöntem kullanılarak elde edilen sonuçlarda yakınsamama durumu gerçekleştiği için iterasyon limiti olan 50 iterasyon tamamlanmış ve



sonuçlar yüksek hatalı çıkmıştır. Karma yöntemde ise iki iterasyon sonunda çok düşük hata payı ile hızlı ve doğru çözümler elde edilmiştir. Karma yöntem kullanıldığında iki iterasyon ile hatanın büyük ölçüde azaltılması bu yöntemin işlem yükünün düşük olduğunu göstermektedir. Hatayı daha da azaltmak için Newton-Raphson yönteminde iterasyon durdurma şartı olan  $\varepsilon < 10^{-4}$  parametresinin değiştirilmesiyle iterasyon sayısını arttırmak mümkündür ancak iterasyon sayısı arttığında işlem süresi uzamaktadır. Bu nedenle iki işlem arasındaki dengeyi sağlamak önemlidir.

**Çizelge 2.** Kök Ortalama Kare Hataları

**Table 2.** Root Means Square Error (RMSE)

Yöntem / Parametre	x (m)	y (m)	$\phi$ (rad)
YSA	$2.40 \times 10^{-4}$	$3.73 \times 10^{-4}$	$2.68 \times 10^{-4}$
YSA+Newton Raphson	$2.85 \times 10^{-15}$	$6.44 \times 10^{-15}$	$4.13 \times 10^{-14}$

## SONUÇLAR (RESULTS)

Bu çalışmada, dört kablo ile sürülen düzlemsel paralel bir robotun ileri kinematiği ve yörünge izleme denetimi ele alınmıştır. İleri kinematik problemini çözmek için kablo uzunluklarını kullanarak uç işlemcinin konumunu veren bir karma yöntem kullanılmıştır. Karma yöntem farklı paralel manipülatörlere uygulanabilen bir yöntem olup, Yapay Sinir Ağları ve Newton-Raphson yönteminin ardışık kullanımına dayanmaktadır (Parikh ve Lam, 2005). Benzetim sonuçları, karma yöntemin doğru sonuca yakınsamasının tek başına YSA veya Newton-Raphson yönteminden daha iyi olduğunu göstermektedir. İleri kinematiğin çözümünde sadece YSA kullanılması iyi sonuçlar ortaya çıkarmaktadır. Fakat çok hassas bir sonuç için YSA eğitiminde kullanılan veri setinin çok fazla olması, parametrelerinin iyi ayarlanması ve ağırlık eğitimi için orantılı olarak daha fazla süre gerekmektedir. Bu durum, yöntemin kablolu robotlar için gerçek zamanlı uygulamalarda pratik olarak uygulanması açısından sorun oluşturacaktır. Başlangıç koşullarından bağımsız olarak gerçek çözüme yakınsama için geliştirilmiş genel (global) yakınsayan Newton-Raphson yöntemleri kullanılabilir (Flannery ve diğ., 1992). Fakat rastgele seçilmiş başlangıç şartları gerçek çözüme yakınsama için gerekli olan iterasyon sayısını ve dolayısıyla hesaplama süresini artırmaktadır. Bu nedenle genel yakınsayan yöntemlerin gerçek zamanlı uygulamalarda tek başlarına kullanılması kısıtlıdır. Kullanılan karma yöntemde hesaplama yükünün düşük olması ve kısa sürede çözüme ulaşılması, yöntemin gerçek uygulamalarda kullanılabilirliğini desteklemektedir. Elde edilen sonuçlar, kablolu düzlemsel bir manipülatörde istenen bir yörüngeyi doğru ve hassas bir şekilde izlemek için kayan kipli denetleyicinin karma ileri kinematik çözüm yöntemi ile birlikte başarıyla uygulayabildiğini göstermektedir. Gelecekteki bir çalışma olarak, bu yöntemler bütünü deneysel olarak uygulanacaktır.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENT)


Bu çalışma Karadeniz Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimince FBA-2018-7415 numaralı proje kapsamında desteklenmiştir. Destekleri için Karadeniz Teknik Üniversitesi'ne teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Bayani, H., Masouleh, M. T., Kalthor A., 2016, "An experimental study on the vision-based control and identification of planar cable-driven parallel robots", *Robotics and Autonomous Systems*, Cilt 75, ss. 187-202.
- Bosscher, P., Williams II, R. L., Bryson, L. S., Castro-Lacouture, D., 2007, "Cable-suspended robotic contour crafting system", *Automation in construction*, Cilt 17, Sayı 1, ss. 45-55.
- Flannery, B. P., Press, W. H., Teukolsky, S. A., Vetterling, W., 1992, *Numerical recipes in C*. Press Syndicate of the University of Cambridge, New York.

- Ghasemi, A., Eghtesad, M., Farid, M., 2010, "Neural network solution for forward kinematics problem of cable robots", *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, Cilt 60, No 2, ss. 201-215.
- Gosselin, C., 2014, "Cable-driven parallel mechanisms: state of the art and perspectives", *Mechanical Engineering Reviews*, Cilt 1, Sayı 1, ss. DSM0004-DSM0004.
- Jeong, J. W., Kim, S. H., Kwak, Y. K., 1999, "Kinematics and workspace analysis of a parallel wire mechanism for measuring a robot pose", *Mechanism and Machine Theory*, Cilt 34, Sayı 6, ss. 825-841.
- Khosravi, M. A., Taghirad, H. D., 2014, "Robust PID control of fully-constrained cable driven parallel robots", *Mechatronics*, Cilt 24, Sayı 2, ss. 87-97.
- Lv, W., Tao, L., Hu, Y., 2017, "On the real-time calculation of the forward kinematics of a suspended cable-driven parallel mechanism with 6-degree-of-freedom wave compensation", *Advances in Mechanical Engineering*, Cilt 9, No 6. ss. 1687814017706264.
- Lv, W., Tao, L., Ji, Z., 2017, "Sliding mode control of cable-driven redundancy parallel robot with 6 DOF based on cable-length sensor feedback", *Mathematical Problems in Engineering*.
- Lytle, A. M., Saidi, K. S., Bostelman, R. V., Stone, W. C., Scott, N. A., 2004, "Adapting a teleoperated device for autonomous control using three-dimensional positioning sensors: experiences with the NIST RoboCrane." *Automation in Construction*, Cilt 13, No 1, ss. 101-118,.
- Merlet, J. P., 2006, *Parallel robots*, Cilt 128, Springer Science & Business Media.
- Oh, S. R. ve Agrawal, S. K., 2004, "Nonlinear sliding mode control and feasible workspace analysis for a cable suspended robot with input constraints and disturbances", *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, Boston, Cilt 5, ss. 4631-4636.
- Parikh, P. J. ve Lam, S. S., 2005, "A hybrid strategy to solve the forward kinematics problem in parallel manipulators." *IEEE Transactions on Robotics*, Cilt 21 No 1, ss. 18-25.
- Pott, A., 2010, "An algorithm for real-time forward kinematics of cable-driven parallel robots", *Advances in Robot Kinematics: Motion in Man and Machine*, Editör: Lenarcic J., Stanisic M., Springer, Dordrecht, ss. 529-538.
- Pott, A., Schmidt, V., 2015, "On the forward kinematics of cable-driven parallel robots", *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Hamburg, ss. 3182-3187.
- Sancak C., Yamaç F., İtik M., 2018, "Kablo ile Sürülen Düzlemsel Paralel Bir Robotun Tasarımı ve Kontrolü", *TOK2018 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, Kayseri, ,s.367-371.
- Schmidt, V., Müller, B., Pott, A., 2014, "Solving the forward kinematics of cable-driven parallel robots with neural networks and interval arithmetic", *Computational Kinematics*, Cilt 15, Editör: Thomas F., Perez Gracia A., Mechanisms and Machine Science, Springer, Dordrecht, ss. 103-110.
- Shen, Y., Osumi H. ve Arai, T., 1994, "Manipulability measures for multi-wire driven parallel mechanisms", *Proceedings of 1994 IEEE International Conference on Industrial Technology-ICIT'94*, Guangzhou, ss. 550-554.
- Vadia, J., 2003, *Planar cable direct driven robot: Hardware implementation*, Doktora Tezi, Ohio Üniversitesi.
- Williams, R. L., Gallina, P., Vadia, J., 2003, "Planar Translational Cable-Direct-Driven Robots", *Journal of Field Robotics*, Cilt 20, No 3, ss. 107-120.

## PARÇACIK DARBESİ İLE TİTREŞİM SÖNÜMLEME ÜZERİNE BİR ÇALIŞMA

<sup>1</sup>Osman YİĞİD , <sup>2</sup>Orhan ÇAKAR 

<sup>1</sup>Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ, TÜRKİYE

<sup>1,2</sup>Bitlis Eren Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bitlis, TÜRKİYE

<sup>1</sup>oyigid@firat.edu.tr, <sup>2</sup>cakaro@firat.edu.tr

(Geliş/Received: 24.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Parçacık darbesi ile sönümlenme, ana yapı üzerindeki boşluk veya boşluklara çok sayıda küçük boyutlu parçacıklar yerleştirilerek sistemdeki titreşim enerjisinin azaltıldığı pasif bir sönümlenme yöntemidir. Titreşimi azaltılacak sistem üzerinde oluşturulan hücreler içine yerleştirilen çok sayıda küçük taneli parçacıklar titreşim esnasında hareket ederler ve hücre içerisinde birbirlerine ve hücre duvarlarına çarparlar. Bu sayede ana sistemin titreşimini bir miktar sönümlerler. Bu çalışmada, yatay doğrultuda zeminden tahrikli tek serbestlik dereceli bir yapının titreşim seviyesinin düşürülmesinde parçacık darbesi ile sönümleyicinin performansı incelenmiştir. Ana yapı üzerine açılan hücreler içerisine çok sayıda küresel parçacıklar yerleştirilmiştir. Parçacıkların birbiri ve hücre duvarları ile olan dinamik etkileşimini modellemek için Ayrık Elemanlar Yöntemi kullanılmış ve parçacık sayısına bağlı olarak çok sayıda doğrusal olmayan denklem takımı elde edilmiştir. Bu denklemlerin sayısal olarak çözülmesiyle sistemin zamana bağlı olarak titreşim genlikleri ve her parçacığın hücre içerisindeki hareketi elde edilmiştir. Yapılan sayısal uygulamalarda parçacıkların ana sistemin titreşimlerini önemli ölçüde sönümlediği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Parçacık darbe sönümlenme, Ayrık Elemanlar Yöntemi, Hertz temas teorisi

### A Study On Particle Impact Damping

**ABSTRACT:** Particle impact damping is a passive damping method in which the vibration energy in the system is attenuated by placing multiple small size particles into the cavity on the main structure. A large number of small particles, placed into the cells formed on the system where vibration reduction desired, move during vibration and collide with each other and cell walls. Thus, they absorb the vibration of the main system to some extent. In this study, the performance of particle impact damper to decrease the vibration level of a single degree of freedom system excited from the ground in horizontal direction was investigated. A large number of spherical particles are placed into the cells. The Discrete Elements Method was used to model the dynamic interaction of particles with each other and cell walls, and depending on the number of particles a set of nonlinear equations was obtained. By the numerical solution of these equations, the vibration amplitudes of the system and the movement of each particle within the cell are obtained. In the numerical applications, it has been observed that the particles significantly attenuate the vibration of the main system.

**Key Words:** Particle impact damping, Discrete Element Method, Hertz contact theory

### GİRİŞ (INTRODUCTION)

Darbe ile sönümlenme yöntemi pasif titreşim kontrol tekniğidir. Bu teknikle sistemdeki titreşim enerjisi çarpma ve sürtünme yoluyla ısı, elastik dalga, ses vb. olarak dağıtılır (Ahmad ve diğ., 2017).

Darbe ile sönümleme tekniği, ya sönümleyici kütle yerleştirilmiş taşıyıcı muhafazanın ana yapıya monte edilmesiyle ya da ana yapı üzerinde uygun delik açılarak yerleştirilmesiyle elde edilir (Xu ve diğ., 2004, 2005). Geleneksel olarak, bu teknikte tek bir katı küresel kütle yerleştirildiği boşluk içerisinde hareket eder. Kütle oranı, açıklık, malzeme, parçacık boyutu, tahrik titreşiminin frekansı ve genliği gibi parametreler incelenerek bu yöntemin hem teorik hem de deneysel olarak yapısal tepki üzerindeki etkisi kapsamlı bir şekilde çalışılmıştır (Duncan ve diğ., 2005; Masri 1970; Masri ve Gaughey 1964; Vinayaravi ve diğ., 2013). Böyle bir sistemde çarpma kuvveti çok büyüktür ve yüzey aşınmasının yanı sıra sistemde şok ve gürültüye sebep olmaktadır.

Birden çok, küçük boyutlu ve yumuşak taneciklerin kullanılması çarpma yükünü ve yapı üzerindeki istenmeyen etkileri azaltabilir. Bu şekilde modifiye edilmiş yönteme parçacık darbesi ile sönümleme (PDS) denir. PDS kurulumu kolay, çevreye duyarlı, düşük maliyetli ve geniş sıcaklık ve frekans bant aralığında etkilidir ve en önemlisi sistemin yapısal özelliklerini çok az değiştirmektedir. Viskoz damperlerin özellikle yüksek ve düşük sıcaklıklarda farklı özellik göstermelerinden dolayı bu yönüyle özellikle zor şartlar altındaki geleneksel viskoz ve viskoelastik damperlerin yerini alabilir. Parçacık darbesi ile sönümleyiciler binalarda rüzgâra ve depreme karşı (Lu ve diğ., 2012), türbin kanatlarında, takım tezgâhlarında, uzay mekiklerinde, uzay yapılarında titreşimin azaltılmasında başarılı bir şekilde uygulanmıştır (Ahmad ve diğ., 2016; Knight ve diğ., 2013; Moore ve diğ., 1995; Yao ve Chen 2015).

Bal peteği gibi hücreli sandviç yapılar hafif ve doğası gereği düşük sönümleme kabiliyetine sahip ve parçacık darbe sönümleme tekniğinin uygulanması için çok uygun ortam sunmaktadır. Son zamanlarda bal peteği sandviç panellerinin boş hücrelerinin içerisine sönümleyici parçacıklar eklenerek sönümleme performansının iyileştirilebilir olduğu gözlenmiştir (Hagop Panossian 2005; Michon ve diğ., 2013; Panossian ve Ehrig 2007; Wang ve Yang 2000). Sönümleyici parçacıklarla doldurulmuş bal peteği sandviç panellerinin sönüm ve tepki davranışıyla alakalı literatürde çok az çalışma vardır. (Wang ve Yang 2000) lehim toplarıyla doldurulmuş levhalı bal peteğini deneysel olarak analiz etmişlerdir. Hücre duvarlarına ve yapışma yüzeylerine zarar vermeden sistemin tepkisinin azaldığını gözlemlemişlerdir. (Michon ve diğ., 2013) viskoelastik toplarla doldurulmuş ankastre yapının sönümleme karakteristiği üzerindeki etkisini incelemişler ve deneysel olarak eşdeğer dinamik titreşim yapan sistemin parametrelerini elde etmişlerdir. (Koch ve diğ., 2017) araç karterinin en çok titreşim yapan kısmını bal peteği sandviç panellerinden imal edip içerisine farklı boyutlarda ve miktarlarda kum tanecikleri yerleştirip titreşim ve ses sönümlemesini başarılı şekilde uygulamışlardır. (Ahmad ve diğ., 2017) uç kısımları doldurulmuş ankastre yapının tepki davranışını ayrıntı elemanlar metodu yardımıyla incelemişlerdir. Parçacıkların birbiriyle ve hücre duvarıyla olan etkileşimini modelleyip deneysel ve matematiksel modelin yakın uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir.

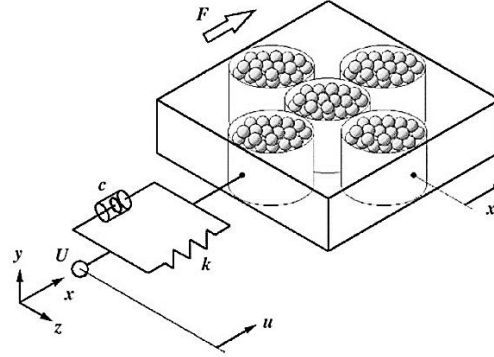
PDS'de enerji yitimi oldukça nonlineer ve ağırlıklı olarak ana yapının parametrelerine bağlıdır. Parçacıkların boyutu, şekli, sayısı, malzemesi, açıklığın geometrisi ve malzemesi, kütle oranı, yapısal moda nispeten PDS'nin konumu ve tahrik kuvvetinin frekansı sistemin yapısını önemli ölçüde etkilemektedir.

Bu çalışmada, yatay doğrultuda hareket edebilen zeminden tahrikli bir yapıya eklenen belirli sayıdaki parçacıkların hareketi modellenmiş ve parçacıkların ana sistemin titreşimini sönümleme etkisi incelenmiştir. Aşağıdaki bölümlerde PDS'nin ve modellemede kullanılan yöntemin teorisi verildikten sonra yöntemin geçerliliği sayısal uygulama ile gösterilmiştir.

## PARÇACIK TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ (PARTICLE IMPACT DAMPER)

Örnek bir parçacık titreşim sönümleme sisteminin basit bir modeli Şekil 1'de gösterilmiştir. Üzerinde silindirik boşluklar olan ve kütlesi  $M$  olan prizmatik ana yapı bir  $k$  yayı ve  $c$  sönüm elmanı ile mesnetlenmiştir. Ana yapı sadece  $x$  doğrultusunda hareket edecek şekilde sınırlandırılmış ve  $U$  mesnet noktasının harmonik olarak tahrik edildiği kabul edilmiştir. Ana yapı üzerindeki silindirik boşluğun yarıçapı  $R$  ve yüksekliği  $H$ 'dir. Parçacık sönümleyicilerin verimliliği, parçacıkların büyüklüğüne ve sayısına bağlıdır. Parçacıklar genellikle yüksek yoğunluğa sahip küresel malzemelerden ve yarıçapı boşluk yarıçapının  $1/5$ 'inden küçük olacak şekilde seçilir. Titreşim hareketi esnasında parçacıkların

hücre duvarlarıyla çarpışması momentum değişimine sebep olur. Böylece ana yapının titreşim genliği azalır.



Şekil 1. Parçacık darbe sönümleyici modeli (Saeki 2005)

Figure 1. Model of particle impact damper (Saeki 2005)

#### AYRIK ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE SİSTEMİN MODELLENMESİ (MODELING SYSTEM WITH DISCRETE ELEMENT METHODS)

Ana yapı ile birlikte parçacıkların hareketini zamana bağlı olarak belirleyebilmek için Ayırık Elemanlar Yöntemi (AEY) kullanılacaktır. Bu yöntem tanecikli malzemelerin davranışını simüle etmek için (Cundall ve Strack 1979) tarafından geliştirilmiş bir tekniktir. Sistemdeki her parçacık-parçacık ve parçacık-yapı temasının tespit edildiği, farklı yükler ve sınır şartları altındaki parçacıkların dinamik davranışını analiz etmek için kullanılan sayısal bir yöntemdir. Çok küçük zaman diliminde, parçacıklar arasında temas kaybı ve yeni temas oluşumu gerçekleşir. İki parçacık temasından kaynaklanan temas kuvvetleri, temas kuvvet modeline dayanarak hesaplanır. AEY, özellikle parçacık titreşim sönümleme problemi için uygun bir yöntemdir. Birçok araştırmacı AEY'ni parçacık sönümleme problemlerini analiz etmek için kullanmıştır. (Saeki 2002, 2005) harmonik tahrik edilen tek serbestlik dereceli sistemin parçacık sönümleme performansını incelemiş ve AEY ile deneysel çalışmaların uyum içerisinde olduğunu bildirmiştir. (Wong ve diğ., 2009), (Mao ve diğ., 2004), parçacık sönümlemesindeki enerji yitimini tahmin etmek için AEY'yi kullanmışlar ve deneysel olarak doğrulamışlardır. (Lu ve diğ., 2010) AEY'yi kullanarak rastgele yükler altındaki yatay ve dikey titreşim hareketi yapan tek ve çok serbestlik dereceli yapının performansına ilişkin parametrik çalışmalar yürütmüştür.

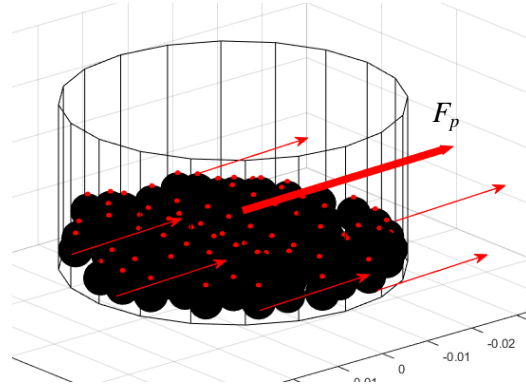
#### Sistemin hareket denklemlerinin elde edilmesi (Obtaining the Equations of Motions of the System)

Şekil 1'de gösterilen tek serbestlik dereceli olarak modellenen sistemin sadece  $x$  doğrultusunda hareket ettiği varsayılırsa hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = F_p$$

$$u = b \sin(\omega t)$$
(1)

Burada  $x$  ana yapının üst kısmının konumunu,  $u$  destek noktasının konumunu göstermektedir.  $\{\cdot\}$  ve  $\{\ddot{\cdot}\}$  zamana göre 1. ve 2. mertebeden türevleri ifade etmektedir.  $b$  sarsıcının genliği,  $\omega$  frekansı ve  $t$  ise zamandır.  $F_p$  parçacıkların,  $t$  anında yapının yüzeyleri ile temasından kaynaklanan kuvvetin titreşim doğrultusundaki bileşenlerinin toplamı olarak düşünülebilir (Şekil 2).



**Şekil 2.** Parçacıkların hücre duvarları ile temasından kaynaklanan darbe sönüm kuvveti

**Figure 2.** Impact damping force caused by contact of particles with cell walls

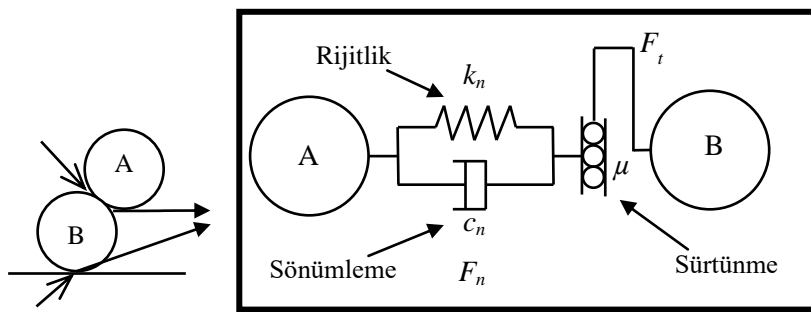
Ana sistemin hareketini ayrıntılı olarak analiz etmek için tüm parçacıkların hareketi dikkate alınmalıdır. Bir  $i$  parçacığının üç boyutlu uzaydaki hareketi, yer çekim etkisi  $g$  de dikkate alınarak aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} m\ddot{\mathbf{p}}_i &= \mathbf{F}_i - mg \\ I\ddot{\boldsymbol{\varphi}}_i &= \mathbf{T}_i \end{aligned} \quad (2)$$

Burada kalın harfler vektörleri göstermektedir.  $m$  ve  $I$  parçacığın kütlesi ve atalet momenti,  $\mathbf{p}$  ve  $\boldsymbol{\varphi}$  parçacığın doğrusal ve açısal konumları,  $\mathbf{F}_i$  parçacık üzerine etki eden temas kuvvetlerinin toplamı ve  $\mathbf{T}_i$  temas kuvvetlerinden kaynaklanan momentlerin toplamını ifade etmektedir. Bu parametrelerin hesaplanması bir sonraki bölümde ayrıntılı açıklanacaktır.

Tanecikli parçacıkların davranışının sönümleme verimliliği üzerindeki etkisi denklem (1) ve (2)'nin aynı anda çözülmesi ile analiz edilebilir. Ancak zaman adımı çok küçük olduğundan oldukça fazla hesaplama süresi gerekmektedir.

### Temas Kuvvetleri (Contact Forces)



**Şekil 3.** Çarpışma dinamiği ve oluşan kuvvetler.

**Figure 3.** Contact dynamics and forces

İki parçacığın çarpışması esnasında ortaya çıkan kuvvetler normal ve teğetsel kuvvetler olarak iki bileşene ayrılır (Şekil 3). Normal kuvvetler parçacıklarda ötelemeye, teğetsel kuvvetler ise açısal dönmeye sebep olmaktadır. Temas kuvvetinin normal bileşeni, Hertz temas teorisine dayanan yay kuvveti ve sönümleme kuvveti ile modellenmiştir (Tsuji ve diğ., 1992). Teğetsel kuvvet ise Coulomb sürtünme kuvveti olarak modellenmiştir. Parçacıkların birbirine yapışmadığı varsayımıyla bu kuvvetler aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir.

$$\mathbf{F}_n = \left( k_n \delta^{\frac{3}{2}} + c_n \delta^{\frac{1}{4}} \dot{\delta}^n \right) \vec{n} \quad (3)$$

$$\mathbf{F}_t = -\mu \mathbf{F}_n \frac{\delta^t}{|\delta^t|} \quad (4)$$

Burada;  $\mathbf{F}_n$  normal doğrultuda oluşan kuvvet,  $k_n$  Hertz yay sabiti,  $\delta$  girinti miktarı,  $c_n$  sönüm sabiti,  $\delta^n$  parçacıkların bağıl hızının normal vektöre izdüşümü ve  $\delta^t$  bağıl hızın teğetsel hız vektörüdür.  $\vec{n}$  B parçacığının merkezinden A parçacığının merkezine doğru olan birim vektör,  $\mu$  sürtünme katsayısını ifade etmektedir.

Hertz yay sabiti ( $k_n$ ) iki küresel parça ve küresel parça-düz duvar için aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$k_n = \frac{4}{3} \sqrt{r_{e\delta}} * E_{e\delta} \quad (5)$$

Burada;  $r_{e\delta}$  eşdeğer yarıçap ve  $E_{e\delta}$  eşdeğer elastisite modülü olup aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$r_{e\delta} = \frac{r_A * r_B}{r_A + r_B} \quad (6)$$

$$E_{e\delta} = \frac{E_A E_B}{(1 - \nu_A^2) E_B + (1 - \nu_B^2) E_A}$$

Düz bir duvarla temas halinde ise bu ifadeler:

$$r_{e\delta} = r_A \quad (7)$$

$$E_{e\delta} = \frac{E_A E_0}{(1 - \nu_A^2) E_0 + (1 - \nu_0^2) E_A}$$

olarak tanımlanır. Burada  $\nu$  Poisson oranıdır ve alt indis 0 duvarı simgelemektedir.  $R/r > 0.02m$  olması halinde yukarıdaki denklem silindirik duvarlar için de geçerlidir (Saeki 2005).  $c_n$  sönüm sabiti denklem (8) ile hesaplanır.

$$c_n = \alpha \sqrt{m_{e\delta} k_n} \quad (8)$$

Burada  $m_{e\delta}$  eşdeğer kütle olup aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$m_{e\delta} = \frac{m_A m_B}{m_A + m_B} \quad (9)$$

$\alpha$  ise çarpışma sönümleme katsayısı olarak ifade edilir ve restitution (geri getirme/sıçrama) katsayısına ( $e_n$ ) bağlıdır (Tsuji vd. 1992):

$$\alpha = -\ln(e_n) \sqrt{\frac{5}{\ln(e_n)^2 + \pi^2}} \quad (10)$$

Her bir parçacık aynı anda birden fazla parçacık ve duvarla temas edebilir.  $i$  parçacığının  $n_1$  adet parçacık ve  $n_2$  adet hücre duvarları ile temas halinde olduğu durumda parçacığa etkiyen kuvvetler aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mathbf{F}_i = \sum_{j=1}^{n_1} \mathbf{f}_{ij} + \sum_{w=1}^{n_2} \mathbf{f}_{iw} \quad (11)$$

$$\mathbf{T}_i = \sum_{j=1}^{n_1} \mathbf{r}_i \vec{n}_{ij} \times \mathbf{f}_{ij} + \sum_{w=1}^{n_2} \mathbf{r}_i \vec{n}_{iw} \times \mathbf{f}_{iw} \quad (12)$$

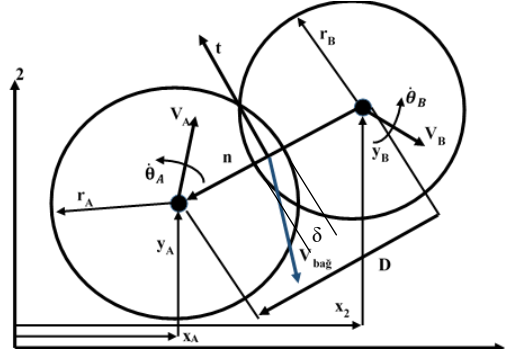
Burada  $f_{ij}$  parçacık-parçacık,  $f_{iw}$  parçacık-duvar temasından doğan kuvvetleri;  $n_{ij}$  parçacık-parçacık merkezleri arasındaki ve  $n_{iw}$  temas edilen duvardan parçacık merkezine doğru olan birim vektörü ifade etmektedir.

Denklem (1) deki  $F_p$  (11) denkleminin sağ tarafındaki ikinci terimin  $x$  yönündeki bileşenidir. Bu kuvvetlerin hesaplanması için önce parçacığın hareketi dikkate alınır. Bu hareket neticesinde oluşan temas ve temas kuvvetleri (3-12) denklemleri kullanılarak hesaplanır. Bu işlem bütün parçacıklar için

tekrarlanır. Ana yapının dinamik davranışı ise (1) ve (2) denklemlerinin zamana göre çözülmesiyle elde edilir.

#### Parçacıkların teması (Contact of particles)

Şekil 4'te görüldüğü gibi iki parçacık birbirine temas ettiğinde uygulanan kuvvete oranla parçacıklar elastik deformasyona maruz kalırlar. Bir miktar birbiri üzerine binerler. Bu miktar girinti miktarı ( $\delta$ ) olarak adlandırılır.



Şekil 4. İki parçacığın çarpışma modeli

Figure 4. Collision model of two particles.

$$\delta = (r_A + r_B) - |\mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B| \quad (13)$$

Burada  $r$  parçacıkların yarıçapı ve  $\mathbf{R}$  parçacık merkezlerinin konum vektörüdür. Parçacıkların konumu hücre boşluğunun merkezi referans alınarak elde edilir. A parçacığının hızı  $V_A$ , B parçacığının hızı  $V_B$  olsun. B parçacığının A parçacığına göre bağıl hızı  $\mathbf{V}_{B/A} = \mathbf{V}_{bağıl} = \mathbf{V}_B - \mathbf{V}_A$  ile hesaplanır. Bağıl hızın normal ve teğetsel izdüşümünü hesaplamak için skaler çarpım kullanılır.

$$\delta_n = \mathbf{V}_{bağıl} \cdot \vec{n} \quad \text{ve} \quad \delta_t = \mathbf{V}_{bağıl} \cdot \vec{t} \quad (14)$$

Parçacıkların açısal hızları ( $\omega_A, \omega_B$ ) da hesaba katılırsa;

$$\delta_t = \mathbf{V}_{bağıl} \cdot \vec{t} - \omega_A r_A + \omega_B r_B \quad (15)$$

ifadesi ile elde edilir. Parçacıkların merkezleri arasındaki normal vektör

$$\vec{n} = \frac{\mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B}{|\mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B|} \quad (16)$$

ile hesaplanır. Üç boyutlu uzayda bir  $\vec{n}$  vektörüne dik sonsuz sayıda teğetsel vektör mevcuttur. Dik vektörlerin skaler çarpımının sıfır olması varsayımından bir adet teğetsel vektör ( $\vec{t}_1$ ) bulunabilir. İki dik vektörün vektörel çarpımı yine bir dik ( $\vec{t}_2$ ) vektördür. Böylece gereken iki adet teğetsel vektör bulunabilir.

Parçacıkların hücre yüzeyi ile temasını hesaplayabilmek için yüzey denklemlerine ihtiyaç vardır. Duvarlar üç boyutlu uzayda düzlem denklemiyle ifade edilir.

$$ax + by + cz + d = 0 \quad (17)$$

A parçacığının ( $x_A, y_A, z_A$ ) duvara olan dik uzaklığı aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.



$$d_d = \frac{ax_A + by_A + cz_A + d}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \quad (18)$$

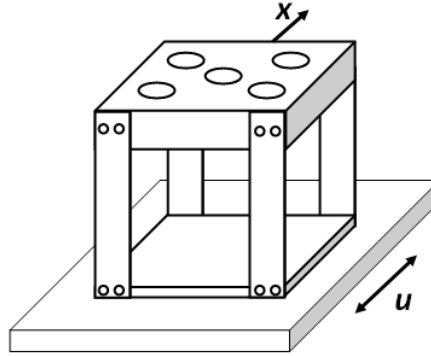
$$d_d = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} - R$$

Parçacıkların birbiri veya duvar ile çarpışmasından kaynaklanan kuvvetlerin doğru hesaplanabilmesi ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilmesi için zaman aralığının dikkatli seçilmesi gerekir. Zaman aralığının seçiminde Rayleigh Zaman Sabiti formülü  $(\Delta t^* = \pi r \sqrt{\frac{\rho}{G}})$  kullanılır. Burada,  $\rho$  parçacık yoğunluğu ve  $G$  kayma modülüdür. Zaman aralığı bu değer %10 ila %30 arasında bir değer seçilir  $(0.1\Delta t^* < \Delta t < 0.3\Delta t^*)$ .

### SAYISAL UYGULAMA (NUMARICAL APPLICATION)

Sayısal uygulama için

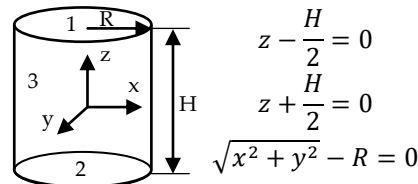
Şekil 5'de gösterilen zeminden tahrikli sistem seçilmiştir. Dört yaprak yay ile desteklenmiş bir kütleden ibaret ana yapı tek serbestlik dereceli bir sistem olarak modellenmiştir. Eşdeğer parametreler  $M=1.319$  kg,  $c=0.877$  Ns/m ve  $k=3493.2$  N/m'dir. Yapı üzerinde sönümleyici parçacıkların yerleştirilmesi için simetrik 5 adet silindirik boşluk bulunmaktadır. Silindirik hücrelerin yarıçapı  $R=0.03$ m ve yüksekliği  $H=0.03$ m'dir. Ana yapı zeminden harmonik  $(b=0.001$  m,  $f=8.3$  Hz) olarak tahrik edilmektedir. Parçacıkların yarıçapı  $r=0.003$  m'dir.



Şekil 5. Parçacık darbe sönümleyici

Figure 5. Particle impact damper

Parçacıkların malzeme özellikleri Çizelge 1'de verilmiştir. Silindirik boşluğun alt yüzeyi, üst yüzeyi ve yan yüzeylerinin denklemleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.



Şekil 6. Silindirik hücre ve yüzey denklemleri

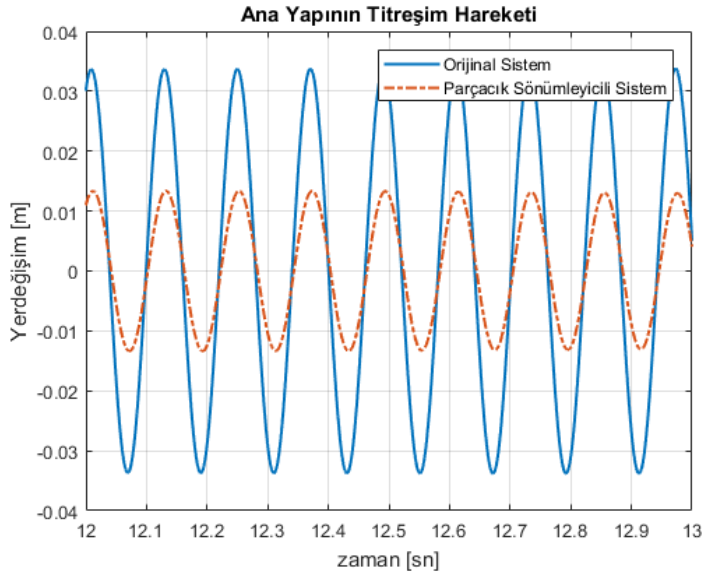
Figure 6. Cylindrical cell and its surface equations

**Çizelge 1.** Parçacık malzeme özellikleri**Table 1.** Mechanical properties of particles

Toplam Parçacık Sayısı	960
Çap (m)	0.006
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	1190
Sürtünme Katsayısı ( $\mu$ )	0.52
Sönüm Katsayısı ( $\alpha$ )	0.077
Yay Katsayısı (N/m <sup>3/2</sup> )	
Parçacık-Parçacık	1.0x10 <sup>7</sup>
Parçacık-Duvar	1.3x10 <sup>7</sup>

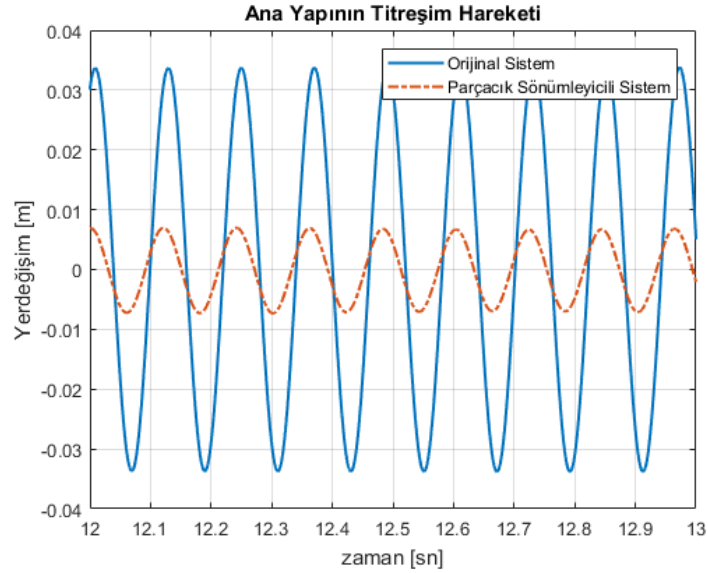
Parçacıkların ana yapı ile birlikte hareket denklemlerini çözmek için bir Matlab® programı hazırlanmıştır. Bu programda her bir  $\Delta t = 4E-6$  sn adımında denklem (13) ve (18) kullanılarak hem parçacık-parçacık hem de parçacık-duvar teması kontrol edilmiştir. Temas yoksa ara işlemleri yapmadan  $F_p$  sıfır olacak şekilde denklem (1) *ode45* fonksiyonu kullanılarak çözülmüştür. Temas olması halinde girinti miktarı, normal ve teğetsel vektörler, bağıl hızın normal ve teğetsel bileşenleri ve (5-12) denklemleri kullanılarak parçacıklara etkiyen kuvvetler ve momentler hesaplanmıştır. Bu ifadeler ( $F_p$ ) denklem (1)'de yerine yazılarak ana yapının yer değiştirme cevabı  $x$  elde edilmiştir. Aynı ifadeler denklem (2)'ye yerleştirilerek parçacıkların konum ve hız ifadeleri elde edilmiştir. Bu işlemler her bir parça için tekrarlanmıştır.

Sayısal çalışmada ilk olarak 192 adet parçacık tek bir boşluğa yerleştirilmiştir. Analiz süresi 16 sn olarak belirlenmiştir. Bu süre zarfında denklem (1) ve (2) eş zamanlı çözülerek ana yapının konum ve hız vektörleri ile her bir parçacığın kinematik parametreleri elde edilmiştir. Şekil 7 parçacıksız ve parçacık sönümlemeli sistemlerin 12-13 sn zaman aralığındaki kararlı durum titreşim genliğini göstermektedir.

**Şekil 7.** Parçacıksız (-) ve tek hücrede 192 parçacıklı (--) sistemlerin titreşim cevabı.**Figure 7.** Vibration response of systems without particles (-) and with 192 particles in one cell (--).

İkinci bir uygulama olarak 960 adet aynı özellikteki parçacık 5 adet boşluğa eşit paylaştırılmıştır. Hesaplama süresinin kısaltılması için bütün hücrelerdeki parçacıkların aynı hareketi yaptığı varsayılmıştır. Ana yapının kararlı durum titreşim hareketi Şekil 8'de verilmiştir. Birden fazla hücreye parçacık yerleştirilmesi durumunda titreşim genliğinin daha da azaldığı gözlemlenmiştir.

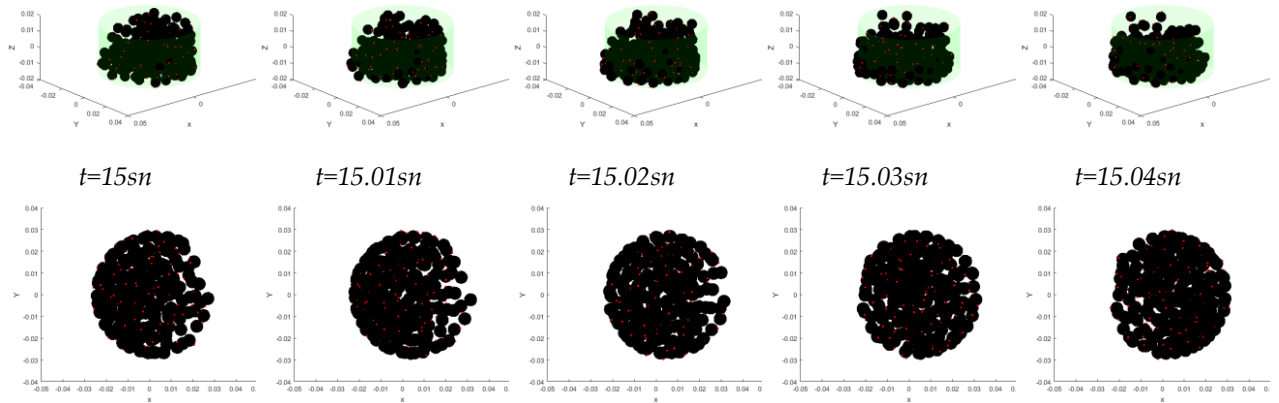
Şekil 9 tanecikli parçacıkların davranışlarını göstermektedir. Üstteki resimler izometrik alttaki resimler ise üstten görünüşü göstermektedir. Zamanla parçacıkların titreşim doğrultusunda hareket ettikleri görülmektedir.



Şekil 8. Parçacıksız (-) ve beş hücrede 960 parçacıklı (--) sistemlerin titreşim cevabı.

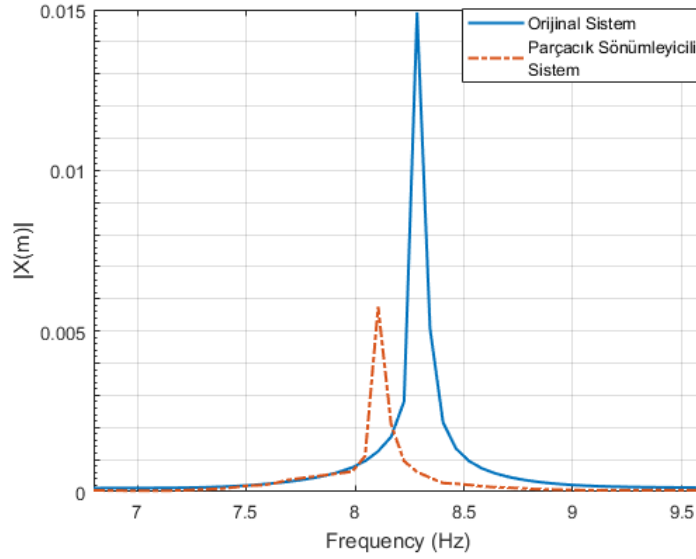
Figure 8. Vibration response of systems without particles (-) and with 960 particles in five cells (--).

Parçacıkların titreşime etkisini daha iyi görebilmek için sistemin hesaplanan titreşim cevabı FFT fonksiyonu yardımıyla hızlı Fourier dönüşümüne tabi tutulmuştur. Şekil 10 tek hücreli ve Şekil 11 beş hücreli parçacıklı ana yapının frekans-titreşim genliklerini göstermektedir. Bu grafiklerde parçacıksız sistemin titreşim genliğinin eklenen parçacıklar sayesinde azaldığı açıkça görülmektedir. Titreşim genliği ile beraber sistemin doğal frekansı da eklenen parçacıklardan dolayı bir miktar azalmıştır.



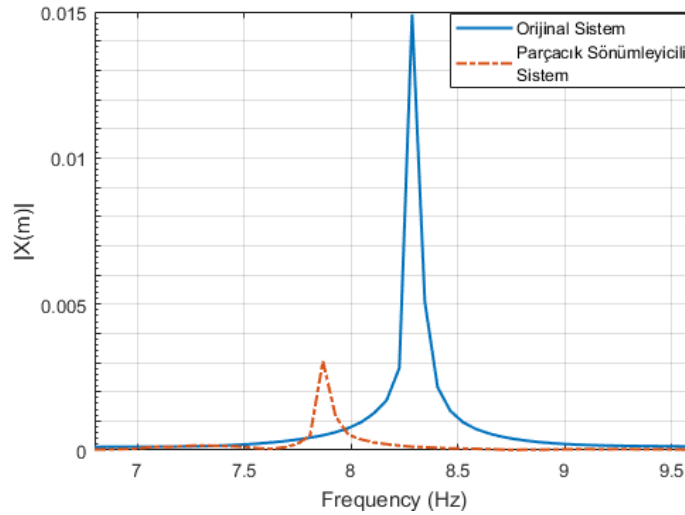
Şekil 9. Parçacıkların 15.00-15.04 sn zaman aralığındaki davranışları

Figure 9. Behavior of particles in the time range of 15.00-15.04 sec.



**Şekil 10.** Parçacıksız (-) ve tek hücrede 192 parçacıklı (--) sistemlerin frekans-titreşim genlikleri

**Figure 10.** Frequency-vibration amplitudes of systems without particles (-) and with 192 particles in one cell (--).



**Şekil 11.** Parçacıksız (-) ve 5 hücrede 960 parçacıklı (--) sistemlerin frekans-titreşim genlikleri

**Figure 11.** Frequency-vibration amplitudes of systems without particles (-) and with 960 particles in five cells (--).

## SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, pasif titreşim sönümleme yöntemlerinden biri olan çoklu parçacık darbesi ile titreşim sönümleme sistemi incelenmiştir. PDS'nin sönümleme performansını incelemek için tek serbestlik dereceli bir yapının üzerine beş tane boş hücre açılmış ve bu hücelere çok sayıda parçacık doldurularak oluşturulan yapının analitik modeli elde edilmiştir. Elde edilen denklemler sayısal olarak çözülerek her bir parçacığın uzaydaki hareketi ve ana yapının titreşim hareketi elde edilmiştir. Parçacıkların sistemin titreşim genliğini önemli miktarda azalttığı gözlemlenmiştir. Bu özelliği PDS'nin titreşim sönümleme amacıyla kullanılabileceğini göstermektedir. Parçacık sayısı, boyutları ve malzemesi ile hücre tipi ve boyutlarının sönüm performansı üzerindeki etkileri ve bunların en iyilemesi sonraki çalışmalar olarak düşünülmüştür.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

Ahmad, N., Ranganath R., Ghosal A., 2016, "Assessment of particle damping device for large laminated

- structures under acoustic excitations", *Proceedings of the 14th ISAMPE National Conference on Composites (INCCOM-14)*, Hyderabad.
- Ahmad, N., Ranganath R., Ghosal A., 2017, "Modeling and experimental study of a honeycomb beam filled with damping particles", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 391, ss. 20–34.
- Cundall, P. A., Strack, O. D. L., 1979, "A discrete numerical model for granular assemblies", *Geotechnique*, Cilt 29, Sayı 1, ss. 47–65.
- Duncan, M. R., Wassgren, C. R., Krousgrill, C. M., 2005, "The damping performance of a single particle impact damper", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 286, Sayı (1–2), ss. 123–44.
- Knight, B., Parsons, D., Smith, A., 2013, "Evaluating Attenuation of Vibration Response using Particle Impact Damping for a Range of Equipment Assemblies", *AIAA Aerospace Design and Structures Event; 8-11 Apr. 2013; Boston, MA; United States*, 1–9.
- Koch, S., Duvigneau, F., Orszulik, R., Gabbert, U., Woschke, E., 2017, "Partial filling of a honeycomb structure by granular materials for vibration and noise reduction", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 393, ss. 30–40.
- Lu, Z., Lu, X., Lu, W., Masri, S. F., 2012, "Experimental studies of the effects of buffered particle dampers attached to a multi-degree-of-freedom system under dynamic loads", *Journal of Sound and Vibration* Cilt 331, Sayı 9, ss. 2007–22.
- Lu, Z., Lu, X., Masri, S. F., 2010, "Studies of the performance of particle dampers under dynamic loads", *Journal of Sound and Vibration* Cilt 329, Sayı 26, ss. 5415–33.
- Mao, K., Yu Wang, M., Zhiwei, X., Chen, T., 2004, "Simulation and characterization of particle damping in transient vibrations", *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, Cilt 126, Sayı 2, ss. 202–11.
- Masri, S. F., 1970, "General Motion of Impact Dampers", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Cilt 47, Sayı 1B, ss. 229–37.
- Masri, S. F., Gaughey, T. K., 1964, "On the stability of the impact damper", *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, Cilt 33, Sayı 3, ss. 586–92.
- Michon, G., Almajid, A., Aridon, G., 2013, "Soft hollow particle damping identification in honeycomb structures", *Journal of Sound and Vibration* Cilt 332 Sayı, 3 ss. 536–44.
- Moore, J. J., Palazzolo, A. B., Gadangi, R., Nale, T. A., Klusman, S. A., Brown, G. V., Kascak, A. F., 1995, "A forced response analysis and application of impact dampers to rotordynamic vibration suppression in a cryogenic environment", *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME* Cilt 117, Sayı 3, ss. 300–310.
- Panossian H., 2005, "Apparatus and method for aircraft cabin noise attenuation via non-obstructive particle damping", 1(19).
- Panossian, H., Ehrigott, R., 2007, "Non-Obstructive Particle Damping (NOPD) treatment optimization for composite honeycomb panels", *Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*. Cilt 4, ss. 4209–18
- Saeki, M., 2002, "Impact damping with granular materials in a horizontally vibrating system", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 251, Sayı 1, ss. 153–61.
- Saeki, M., 2005, "Analytical study of multi-particle damping", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 281, Sayı (3–5), s.1133–44.
- Tsuji, Y., Tanaka, T., Ishida, T., 1992, "Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe", *Powder Technology*, Cilt 71, Sayı 3, ss.239–50.
- Vinayaravi, R., Kumaresan, D., Jayaraj, K., Asraff, A. K., Muthukumar, R., 2013, "Experimental investigation and theoretical modelling of an impact damper", *Journal of Sound and Vibration* Cilt 332, Sayı 5, ss. 1324–34.
- Wang, B., Yang, M., 2000, "Damping of honeycomb sandwich beams", *Journal of Materials Processing Technology*, Cilt 105, Sayı 1, ss. 67–72.
- Wong, C. X., Daniel, M. C., Rongong, J. A., 2009, "Energy dissipation prediction of particle dampers", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 319, Sayı (1–2), ss. 91–118.

- Xu, Z., Yu Wang, M., Chen, T., 2004, "An experimental study of particle damping for beams and plates", *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, Cilt 126, Sayı 1, ss. 141–48.
- Xu, Z., Yu Wang M., Chen, T., 2005, "Particle damping for passive vibration suppression: Numerical modelling and experimental investigation", *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 279, Sayı (3–5), ss. 1097–1120.
- Yao, B., Chen, Q., 2015, "Investigation on zero-gravity behavior of particle dampers", *JVC/Journal of Vibration and Control*, Cilt 21, Sayı 1, ss. 124–33.

## DARBE GENİŞLİK MODÜLASYONU İLE SÜRÜLEN SİSTEMLERE GİRDİ ŞEKİLLENDİRME TEKNİĞİNİN UYGULANABİLİRLİĞİ

<sup>1</sup>Çağın TAŞKIN , <sup>2</sup>Ali KILIÇ , <sup>3</sup>Sadettin KAPUCU 

<sup>1,2,3</sup>Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Gaziantep, TÜRKİYE  
<sup>1</sup>taskin.cagin@gmail.com, <sup>2</sup>akilic@gantep.edu.tr, <sup>3</sup>kapucu@gantep.edu.tr

(Geliş/Received: 24.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Bu çalışmada, darbe genişlik modülasyonu ile sürülen esnek sistemlerde oluşan artık titreşimin azaltılması amacıyla, alternatif bir girdi şekillendirme metodu sunulmuştur. Sistem doğal frekansı ve sönüm oranı gibi parametrelerinin tam olarak bilinmemesi ya da hatalı tahmin edilmesi durumunda dahi gürbüz bir girdi şekillendirme metodu oluşturulmaya çalışılmıştır. Birim genlik kullanılarak elde edilen girdi şekillendirme metoduyla çok sayıda darbeye sahip girdi şekillendirici üretilebilir ve bu girdi şekillendirici sistemdeki artık titreşimi yok edebilmektedir ya da azaltabilmektedir. Girdi şekillendirme tekniklerinde, darbe zamanları tekniğin performansını belirlemektedir. Önerilen metotta darbe zamanları referans hareket profilinin, değişken frekanslı üçgen dalgalarla keşitirilmesiyle bulunur. Önerilen metot, çok bilinen sıfır titreşim metodu ile karşılaştırılıp, sunulan girdi şekillendirme metodunun performans karakteristiği ve sistemin cevabıyla ilgili grafikler sunulmuştur. Ayrıca girdi şekillendirme tekniğinin, seyahat süresinin daha kısa olması istenilen durumlarda da gürbüz olarak çalıştığı görülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Girdi şekillendirme tekniği, Darbe genişlik modülasyonu, Artık titreşim sönümleme

### Applicability of Command Shaping Techniques to the Pulse Width Modulation Driven Systems

**ABSTRACT:** In this study, an alternative input shaping method is proposed to reduce residual vibration to the pulse width modulation delivered flexible systems. An input shaping method is proposed which works robust even system parameters such as system natural frequency and damping ratio are not known or wrongly estimated. It is possible to generate unity magnitude input shaper with high number of pulses within this method. This input shaper can eliminate or reduce residual vibration. Time locations have an importance on performance of input shaping techniques. Time locations of impulses are found by intersection points of reference motion profile and triangle wave. This proposed method is compared with well-known zero vibration method, performance characteristics of proposed input shaping technique and diagrams about the system response are demonstrated. Furthermore, it's shown that proposed input shaping method works robustly even travelling time is reduced.

**Key Words:** Input shaping technique, Pulse width modulation, Residual vibration reduction

### GİRİŞ (INTRODUCTION)

Esnek sistemler birçok alanda önemli görevler yerine getirmek için kullanılırlar. Bu sistemler hassas hareket kontrolü elde edilebilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Esnek sistemlerin hareketleri kalıcı titreşimler oluşturup, hareket kontrolünü zorlaştırabilir. Oluşan kalıcı titreşimlerin azaltılması ya da yok edilmesi önemli kontrol konularından biridir. Bu problemin ortadan kaldırılması için kapalı çevrim ve

açık çevrim kontrol teknikleri bu alanda kullanılan yöntemlerdendir. Kapalı çevrim kontrol teknikleri ölçüm ekipmanlarının kullanılmasını gerektirdiğinden, işlem yükünü arttıran tekniklerdir. Bu sebeple, kapalı çevrim kontrollü dinamik sistemler daha pahalı ve işlem yükü açısından karmaşık bir sistem haline gelebilir. Diğer yandan açık çevrim kontrol teknikleri, kapalı çevrim kontrol tekniklerinden farklı olarak, belirli metotlarla uygun hareket profillerinin tasarlanıp, artık titreşimi sifıra yaklaştırmayı amaçlar.

Smith tarafından yapılan çalışmalarda, basamak girdi komutunun iki adımda birbirinden farklı zamanlarda verilmesiyle artık titreşimin sönümlenmesi amaçlanmıştır (Smith, 1958). Şahinkaya matematiksel yöntemlerle fonksiyonlara bağlı bir metot geliştirmiştir (Şahinkaya, 2001). Alıcı ve arkadaşları hareket süresinin kısıtlanması ve düzeltilmesi metotlarını çeşitli ivme profilleriyle önermişlerdir (Alıcı ve diğ., 1999). Kapucu ve Kaplan, rampa, sikloid ve versin fonksiyonlarının birleşiminden oluşan fonksiyonun sisteme girdi komutu olarak verilmesinden oluşan bir metot sunmuştur (Kapucu ve Kaplan, 2005).

Başka bir yaklaşım ise açık çevrim kontrol tekniklerinden olan girdi şekillendirme tekniğidir. İlk olarak Singer ve Seering, çalışmalarında birbirinden farklı zamanlarda ve büyüklüklerde sisteme gönderilen etkilerin istenilen sistem girdi komutlarıyla birleştirilmesiyle, kalıcı titreşimin sönümlenmesini amaçlamıştır (Singer ve Seering, 1990). Daha sonra, bu çok bilinen tekniğin, gürbüz şekilde çalışan rampa-rampa sikloid-rampa versin girdi komutu ile karşılaştırılmalı çalışmasını Kapucu ve arkadaşları sunmuştur (Kapucu ve diğ., 2008).

Darbe genişlik modülasyonu tekniği ile girdi şekillendirme yöntemi ise zamana bağlı olarak değişen fonksiyonları birim genlikte sinyallere dönüştürülmesidir. Biediger çalışmasında sıfır titreşim girdi şekillendirme yöntemi ile darbe genişlik modülasyonu yöntemini beraber kullanmıştır (Biediger, 2006). Aynı seyahat süresi içerisinde, sisteme gönderilen darbelerin sayısının, sistem cevabına bağlı değişimini sunmuştur. Bir diğer çalışmada ise Gürleyük, sabit frekanslı ve değişken genlikteki referans sinyali ile frekansı değiştirilen taşıyıcı sinyal yardımıyla birim genlikte darbeler elde ederek darbe genişlik modülasyonu yöntemiyle girdi şekillendirme tekniği sunmuştur (Gürleyük, 2011).

Bu çalışmada, esnek sistemlerde oluşan artık titreşimin azaltılması amacıyla, darbe genişlik modülasyonu tekniğinden yararlanılarak, birim genlikli girdi şekillendirme tekniği önerilmiştir. Referans hareket profili olarak sikloid-rampa versin-rampa kullanılıp, artan frekanslı üçgen sinyal ile kesleştirilmesiyle darbe zamanları belirlenip birim genlikli sinyallere dönüştürülmüştür. Önerilen yöntemin karşılaştırılması amacıyla, sıfır titreşim girdi şekillendirme fonksiyonu benzer şekilde darbe genişlik modülasyonu tekniğiyle birim genlikli sinyallere dönüştürülmüştür. Her iki yöntemle elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Önerilen yöntemin kütle-yay-sönümleyici dinamik sistemi için frekansının sönümlü salınım frekansına oranının 12'den büyük olması durumunda %5 artık titreşim seviyesinin altında kaldığı görülmektedir. Ayrıca, önerilen girdi şekillendirme tekniğinin, seyahat süresinin azaltılması durumunda da frekans oranı 13'den büyük olması durumunda gürbüz bir şekilde çalıştığı görülmektedir. Sunulan yöntem gezer vinç gibi dinamik sistemlerin yanında, belirli amaçları yerine getirmek için tasarlanmış hassas hareket kontrolü gerektiren robotik uygulamalar ve benzeri tüm mekanik sistemler için kullanılabilir. Yukarıda bahsedilen tüm sistemler belirli bir kapsamda, kütle-yay-sönümleyici ile modellenebilmektedir. Dolayısıyla, bu çalışmada, temel model ele alınmıştır. Ayrıca sıfır titreşim girdi şekillendirme yönteminin kullanıldığı tüm sistemler için uygun olup daha gürbüz çalışan bir yöntem sunulmuştur.

## SİSTEMİN HAREKET DENKLEMİ (EQUATION OF MOTION OF THE SYSTEM)

Bu çalışmada kullanılan sistem 2. mertebeden kütle-yay-sönümleyici olarak belirlenmiştir. Sistemin hareket denklemi için kullanılan parametreler Gürleyük'ün çalışmasından alınmıştır (Gürleyük, 2011). Sistemin hareket denklemi aşağıda verilmiştir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

1 numaralı denklemde,  $m$  kütle,  $c$  sönümleme katsayısı,  $k$  yay sabitidir.



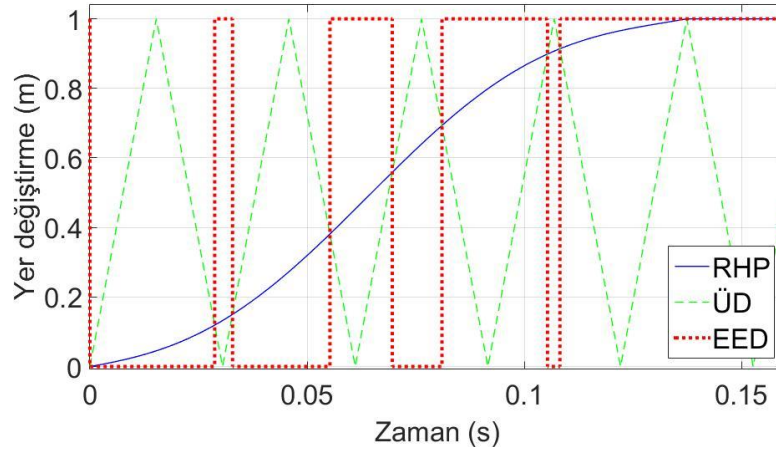
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \frac{c}{m} = 2\zeta\omega_n$$

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2)$$

2 numaralı denklem grubuna göre, sistemin doğal frekansı,  $\omega_n = 22,9476$  radyan/saniye,  $\zeta$  sönüm oranı 0,0891'dir. Sistemin sönümlü doğal frekansı,  $\omega_d = 22,8563$  radyan/saniyedir.

### Birim Genlik Darbe Genişlik Modülasyonu Oluşturma Yöntemi (Method Of Generating Unity Magnitude Pulse Width Modulation Impulses)

Analog sinyalleri dijital sinyallere dönüştürmek için kullanılan tekniklerden birisi de Darbe Genişlik Modülasyonu tekniğidir. Birim genlik Darbe Genişlik Modülasyonu tekniği istenilen kuvvetin ara bir değer olmaksızın, eyleyici limitlerinde sisteme verilmesi ve ya hiç verilmemesi durumudur. Bu teknik, rastgele seçilen bir S-eğrisinin, üçgen sinyallerle kesiştirilmesiyle elde edilen darbe zamanlarına uygun olarak, birim genlikli sinyaller üretilmesi temeline dayanır.



**Şekil 1.** Darbe Genişlik Modülasyonu ile birim genlikli darbe oluşturulması. RHP: Referans Hareket Profili, ÜD: Üçgen Dalgalar, EED: Elde Edilen Darbe (frekans oranı 9'dur).

**Figure 1.** Generating unity magnitude pulses with respect to Pulse Width Modulation technique. RHP: Reference Motion Profile, UD: Triangular Wave, EED: Generated Pulses (frequency ratio is 9).

### Referans Hareket Profili (Reference Motion Profile)

Sistemin referans hareket profilinin tasarlanması için Kapucu'nun önerdiği formül kullanılıp belirlenen seyahat süresince, sikloid-rampa versin - rampa fonksiyonlarının ayrı ayrı aldığı mesafelerin toplamı, alınan toplam mesafeye eşittir (Kapucu ve Kaplan, 2005).

$$y(t) = \frac{Y_1 Rt}{2\pi} + \frac{Y_2}{2\pi} [Rt - \sin(Rt)] + \frac{Y_3 Rt}{2\pi} + \frac{Y_3}{2\pi} [(1 - \cos(Rt))] \quad (3)$$

3 numaralı denkleme göre,  $t$  zaman,  $\tau_d = 2\pi/\omega_d$  sistemin sönümlü titreşim periyodu,  $\tau = \tau_d/2$  seyahat süresi sistemin sönümlü titreşim periyodunun yarısı olarak belirlenmiştir.  $R = 2\pi/\tau$ . Üstteki denklemin düzenlenmesiyle oluşan zamana bağlı fonksiyon dördüncü denklem olarak verilmiştir.

$$y(t) = \frac{LRt}{2\pi} - \frac{Y_2}{2\pi} \sin(Rt) + \frac{Y_3}{2\pi} (1 - \cos(Rt)) \quad (4)$$

Dördüncü denklemde, rampa fonksiyonunun aldığı yol  $Y_1$ , sikloid fonksiyonunun aldığı yol  $Y_2$ , rampa versin fonksiyonunun aldığı yol  $Y_3$ 'tür. Beşinci denklemde,  $L$  alınan toplam yol, fonksiyonların aldığı

toplam yola eşittir. Mesafelerin hesaplanması için kullanılan denklemler altıncı denklem grubu olarak verilmiştir.

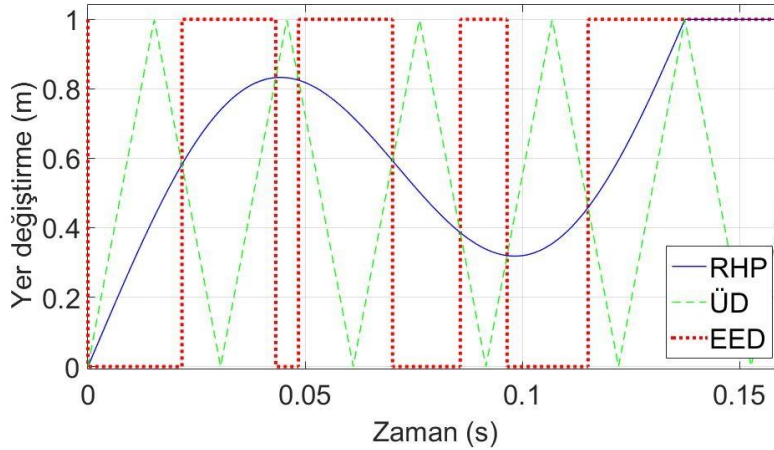
$$L = Y_1 + Y_2 + Y_3 \quad (5)$$

$$Y_1 = \left( \frac{LR(R - 2\zeta\omega_n)}{\omega_n^2} \right) = \left( \frac{L\tau_n(\tau_n - 2\zeta\tau)}{\tau^2} \right)$$

$$Y_2 = L \left( 1 - \frac{R^2}{\omega_n^2} \right) = L \left( 1 - \frac{\tau_n^2}{\tau^2} \right) \quad (6)$$

$$Y_3 = \left( \frac{L2\zeta R}{\omega_n} \right) = \left( \frac{L2\zeta\tau_n}{\tau} \right)$$

Verilen denklemlere göre sunulan fonksiyon, üçgen dalga ile beraber Şekil 2'de sunulmuştur. Üçgen dalga frekansının, sistemin sönümlü salınım frekansına oranı frekans oranı olarak tanımlanmıştır.



**Şekil 2.** Girdi komutu olarak kullanılan referans hareket profili. RHP: Referans Hareket Profili, ÜD: Üçgen Dalgalar, EED: Elde Edilen Dalgalar (frekans oranı 9'dur).

**Figure 2.** Proposed reference motion profile. RHP: Reference Motion Profile, UD: Triangular Wave, EED: Generated Pulses (frequency ratio is 9).

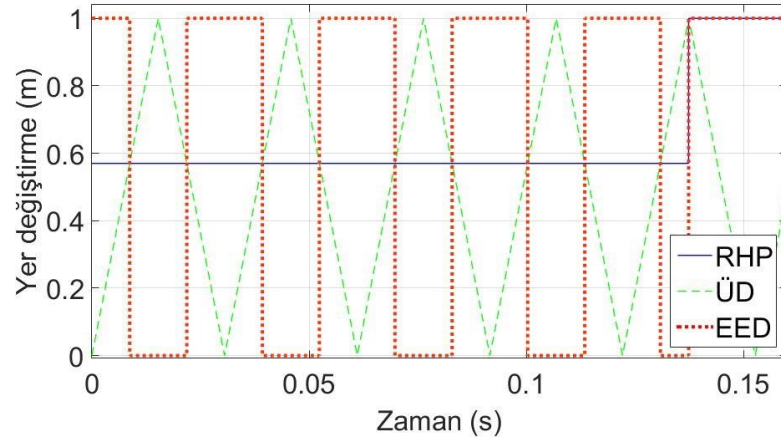
### Sıfır Titreşim Girdi Şekillendirici (Zero Vibration Input Shaper)

Çok bilinen sıfır titreşim girdi şekillendirme tekniği olan Singer ve Seering'in önerdiği metot (Singer ve Seering, 1990), önerilen metotla karşılaştırılmak amacıyla kullanılacaktır. Birbirinden farklı zamanlarda sisteme gönderilen iki darbenin, artık titreşimi azaltması prensibine dayanan bu yöntem, sistem parametrelerinin tam olarak bilindiği durumda kullanılabilir. Sistem parametrelerinin tam olarak bilinmemesi durumunda sistemde oluşabilecek artık titreşimi azaltmamaktadır.

$$t_1 = 0, \quad t_2 = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (7)$$

$$E = e^{\frac{-\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}}, \quad A_1 = \left( \frac{H}{1+E} \right) \quad (8)$$

7 numaralı denklem grubuna göre, ilk darbe zamanı  $t_1 = 0$ , ikinci darbe zamanı  $t_2 = 0,1374$  saniyedir. 8 numaralı denklem grubuna göre, ilk darbenin büyüklüğü,  $A_1 = 0,5698$  ve ikinci darbenin büyüklüğü  $H = 1$ . Elde edilen değerlere göre oluşan fonksiyon, üçgen dalga ve elde edilen darbeler Şekil 3'de gösterilmiştir.

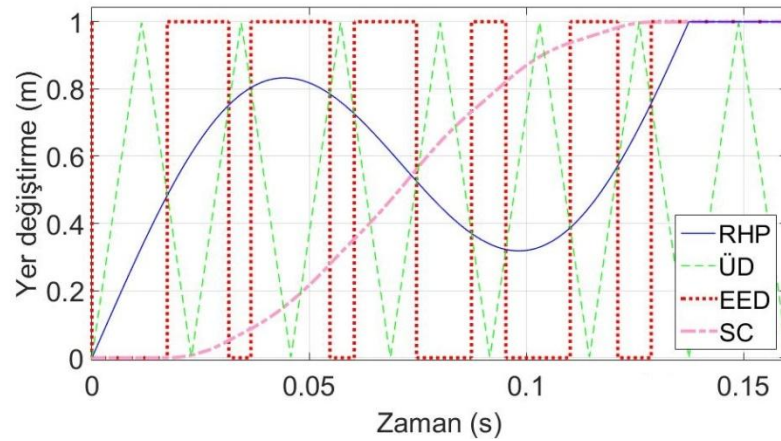


**Şekil 3.** Sıfır titreşim girdi fonksiyonu, RHP: Referans Hareket Profili, ÜD: Üçgen Dalgalar, EED: Elde Edilen Dalgalar birim genlikli darbeler (frekans oranı 9'dur)

**Figure 3.** Zero vibration input shaping function. RHP: Reference Motion Profile, UD: Triangular Wave, EED: Generated Pulses (frequency ratio is 9).

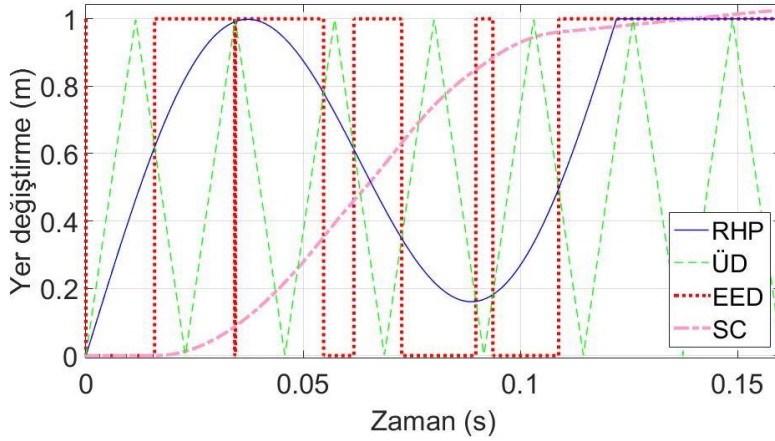
#### BENZETİM (SIMULATION)

Sunulan çalışmada, kütle-yay-sönümleyici model olarak kullanılmıştır. Önerilen tekniğin uygulanması için, frekans oranı 1'den 25'e kadar artırılarak elde edilen darbeler sisteme girdi komutu olarak verilmiştir. Sistemde oluşan artık titreşimin, frekans oranına bağlı grafiği sıfır titreşim girdi şekillendirme metoduyla karşılaştırmalı olarak şekil 6'da sunulmuştur. Ayrıca şekil 4 ve 5'te, frekans oranı 12 seçilerek seyahat süresi 0,1374 ve 0,1222 saniye olarak aynı teknik uygulanmıştır. Karşılaştırmak amacıyla örnekleme frekansı aynı seçilmiştir. Sonuç bölümünde seyahat süresi kısa olan şekillendiricinin %5 artık titreşim oranının altında ya da titreşimi tamamen sönümleyerek çalıştığı frekans oranından bahsedilecektir.



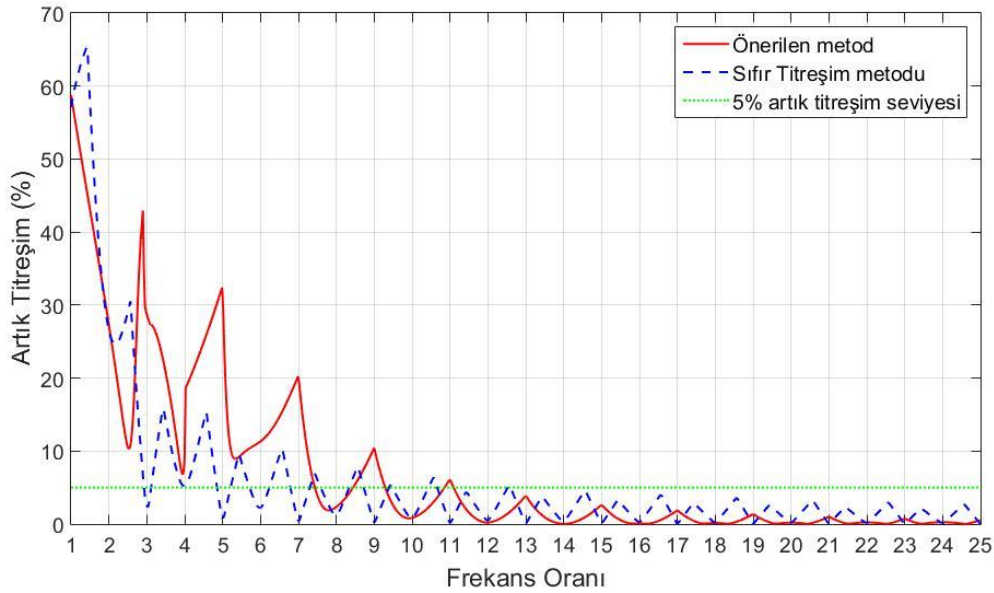
**Şekil 4.** Seyahat süresi 0,1374 saniye olan girdi komutu ve sistem cevabı. RHP: Referans Hareket Profili, ÜD: Üçgen Dalgalar, EED: Elde Edilen Dalgalar, SC: Sistem Cevabı (frekans oranı 12'dir)

**Figure 4.** Proposed input command has 0.1374 second travelling time and system response. RHP: Reference Motion Profile, UD: Triangular Wave, EED: Generated Pulses, SC: System Responses (frequency ratio is 12)



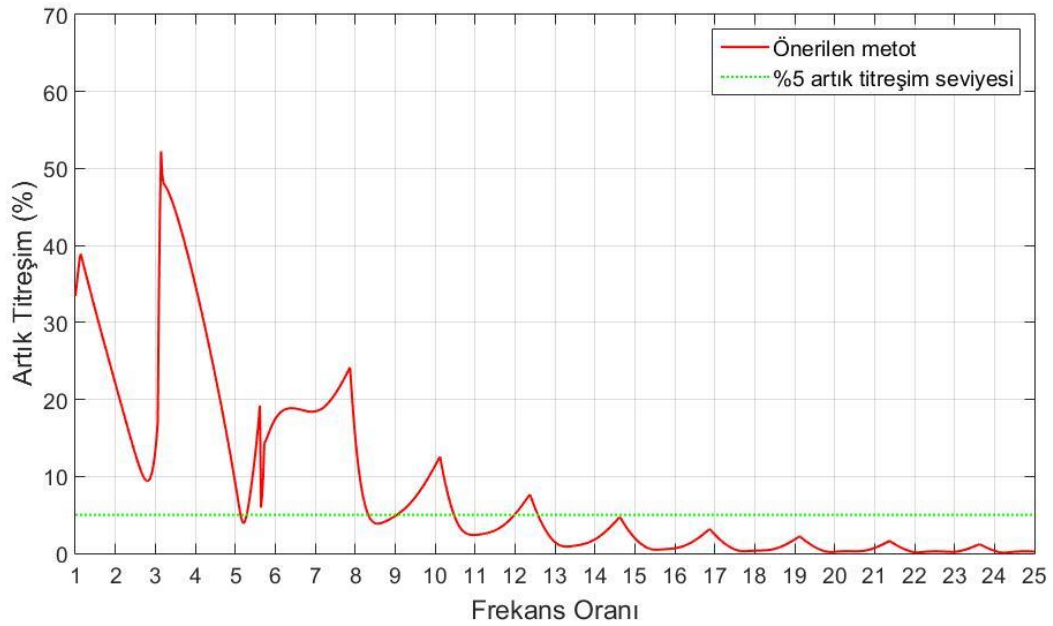
**Şekil 5.** Seyahat süresi 0,1222 saniye olan girdi komutu ve sistem cevabı. RHP: Referans Hareket Profili, ÜD: Üçgen Dalgalar, EED: Elde Edilen Dalgalar, SC: Sistem Cevabı (frekans oranı 12'dir)

**Figure 5.** Proposed input command has 0.1222 second travelling time and system response. RHP: Reference Motion Profile, UD: Triangular Wave, EED: Generated Pulses, SC: System Responses (frequency ratio is 12)



**Şekil 6.** Sunulan metot ile sıfır titreşim metodunun artık titreşim-frekans oranı grafiği (seyahat süresi  $\tau = 0,1374$  saniye)

**Figure 6.** Residual vibration-frequency ratio diagram of proposed method and zero vibration method (input shaper has 0.1374 seconds travelling time)



Şekil 7. Sunulan metodun artık titreşim-frekans oranı grafiği (seyahat süresi  $\tau = 0,1222$  saniye)

Figure 7. Residual vibration-frequency ratio diagram of proposed method (input shaper has 0.1222 seconds travelling time)

## SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada esnek sistemlerde oluşan artık titreşimin azaltılması amacıyla uygulanabilir bir girdi şekillendirme yöntemi önerilmiştir. Kütle-yay-sönümleyici dinamik sistemi üzerinde denenen bu yöntem, sıfır titreşim girdi şekillendirme tekniğiyle karşılaştırılmıştır. Her iki metotla elde edilen birim genlikteki, girdi sinyallerinin oluşturduğu sistem cevabı aynı grafikte sunulmuştur. İki metodun da performans karakteristiği 1-25 frekans oranı aralığında istenilen değer için karşılaştırılabilir. Önerilen yöntem frekans oranı 12'den fazla olması durumunda %5 artık titreşim seviyesinin altında olduğu görülmektedir. İstenilen seviyelerdeki titreşim düzeylerine hangi frekans oranlarıyla uygulanabileceği görülmektedir. Düşük frekans oranındaki kararsız bölgenin dışında, gürbüz bir şekilde çalıştığı, karşılaştırmalı olarak görülmektedir, sonuç Şekil 6'da gösterilmiştir.

Diğer önemli sonuç ise, önerilen teknikte, seyahat süresi azaltılabilmektedir. Bunu göstermek amacıyla da  $\tau = \tau_d/2$  'den  $\tau = \tau_d/2.25$ 'e azaltıldığı durumda tekniğin gürbüz bir şekilde çalışmasıdır. Elde edilen ikinci sonuca göre ve Şekil 7'de verildiği gibi frekans oranının 13'den fazla olması durumunda %5 artık titreşim seviyesinin altında olduğu görülmektedir. Seyahat süresinin kısaltıldığı durumda da tekniğin uygulanabilir olduğu sonucuna ulaşılmıştır. İlk durumla karşılaştırıldığında, girdi şekillendiricinin %5 artık titreşim seviyesinin altında kalması için frekans oranının bir miktar daha artırılması gerekmektedir. Seyahat süresinin azaltılması sıfır titreşim girdi şekillendirme metodu ile mümkün değilken, önerilen girdi şekillendirme tekniğinin seyahat süresinin azalması halinde de artık titreşimin %5 seviyesi altına indirdiği ya da yok ettiği görülmektedir.

Sunulan iki sonuca göre, frekans oranı ve sönüm oranı gibi sistem parametrelerinin tam olarak bilinmediği ya da yanlış tahmin edildiği durumlarda dahi gürbüz bir şekilde çalışan, esnek sistemlere uygulanabilir bir girdi şekillendirme tekniği sunulmuştur.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Alıcı, G., Kapucu, S., Bayseç, S., 1999, "Swing-free transportation of suspended objects with robot manipulators", *Robotica*, Cilt 17, No 5, ss. 513-521.
- Biediger, E. A. O., S., 2006, *Vibration reduction using command generation in formation flying satellites*, Doktora Tezi, Georgia Institute of Technology, Atlanta.

- Gürleyük, S. S., 2011, "Designing unity magnitude input shaping by using PWM technique", *Mechatronics*, Cilt 21, No 1, ss. 125-131.
- Kapucu, S., Kaplan, M., "Hafif Sönümlmeli Esnek Sistemlerin Girdi Komutu Biçimlendirme Tekniği ile Artık Titreşimlerinin Azaltılması", 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 347-354, 9-11 Haziran 2005.
- Kapucu, S., Yıldırım, N., Yavuz, H., Bayseç, S., 2008, "Suppression of residual vibration of a translating-swinging load by a flexible manipulator ", *Mechatronics*, Cilt 18, No 3, ss. 121-128.
- Singer, N.C., Seering W.P., 1990, "Preshaping command inputs to reduce system vibration", *Journal of dynamic systems, measurement, and control*. Vol. 112, No.1, pp. 76-82.
- Smith, O. J., 1958, *Feedback Control Systems*, Mc.Graw-Hill, New York.
- Şahinkaya, M. N., 2001, "Input shaping for vibration-free positioning of flexible systems", *Proceedings of the Institution of mechanical engineers part I: Journal of Systems and Control Engineering*, Cilt 215, No 5, ss. 467-481.

## DALGIÇ POMPALARDA YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANILARAK DENEYSEL AKIŞ ANALİZİ

<sup>1</sup>[Menderes KALKAT](#) , <sup>2</sup>[Veli TOM](#) 

<sup>1</sup>Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Niğde,  
TÜRKİYE

<sup>2</sup>Tomhisar Pompa Mak. San. Tic. Ltd. Şti.

<sup>1</sup>[mkalkat@ohu.edu.tr](mailto:mkalkat@ohu.edu.tr), <sup>2</sup>[vefatom@gmail.com](mailto:vefatom@gmail.com)

(Geliş/Received: 24.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Makale kapsamında, derin kuyu su pompalarının su debisinin deneysel akış analizi, yapay sinir ağları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Pompanın en önemli parametresi olan debi verisi debimetre ile elde edildi. Elde edilen veriler kullanılarak yapay sinir ağı modeli ile yeni modeller oluşturuldu. Aktarılan veriler ve programın oluşturduğu grafikler gerçekte oluşturulan veriler ile birbirlerine uyumlu olduğu gözlemlenmektedir. Sonuç olarak, pompaların arızası yapay sinir ağı ile yapılan debi girişleri ile tespit edilebilir ve sonrasında pompanın, de-montajı gerçekleştirilip direk arızalı kısma müdahale edilebilecek seviyeye gelinebilir.

**Anahtar kelimeler:** Derin kuyu pompası, yapay sinir ağları, debi, dalgıç pompa, pompa arızası

### Experimental Flow Analysis Using Artificial Neural Networks In Submersible Pumps

**ABSTRACT:** Article coverage, the flow analysis of the flow of deep well water pumps was carried out using artificial neural networks. Flow data of the pumps were measured by using flowmeter. Data obtained were used as desired values for neural network predictor. The desired data and the graphics created by the neural network were found to be compatible with the data actually found. As a result, the failure of the pumps can be determined by flow inputs to the neural network predictor and then the pump can be installed and the defective part can be intervened.

**Key words:** Deep well pump, artificial neural networks, flow rate, submersible pump, pump failure

### GİRİŞ (INTRODUCTION)

Yeraltında sıcak ve soğuk su kaynakları vardır. Kullanım amacıyla bu suların yeryüzüne çıkarılması gerekmektedir. İhtiyaca göre derinlikte kuyular açılmak suretiyle, kuyu dibine indirilen pompalar yardımıyla yeryüzüne su çıkarılır (Gölcü, 2002). Kuyular Şekil 1' de görüldüğü üzere sondaj makineleri yardımı ile açılır.



**Şekil 1.** Sondaj Makinası  
**Figure 1.** Well Drilling Machine

Pompa seçiminde; su rezervi (yer altı suyu, kuyu, nehir yatağı, havuz vb ), pompalanacak su miktarı, toplam emme yüksekliği ve toplam dinamik yükseklik göz önünde bulundurulması gerekli hususlardır. Yer altı suyunun bulunduğu derinliğe bağlı olarak, suyun kullanımında en iyi verimi sağlayacak kademe sayısı hesaplanarak pompa hesabı yapılır. Sondaj makinalarıyla açılan bu kuyuların çapları pompa çapına bağlı olarak seçilir; elektrik motoruyla tahrik etme imkânı varsa, elektrik motorunun çapı da pompa çapına uygun olarak seçilmiş olur (Gölcü, 2002).

Makalede tarımsal sulamada yoğun olarak kullanılan derin kuyu su pompalarının debi verilerinin Yapay Sinir Ağlarında kullanılmasıyla arıza tespiti hedeflenmiştir.

Derinkuyu Su pompaları ikiye ayrılır.

- a) Dalgıç pompalar,
- b) Düşey milli pompalar.

Dalgıç pompalar ile düşey milli pompalar arasındaki temel fark pompa fanlarını çeviren tahrik elemanının yerleştirildiği konumdur. Günümüzde en çok kullanılan tipi dalgıç pompalardır.



### Düsey Milli Pompa (Vertical Turbine Pump)

İlk defa M. Layne tarafından icat edilmiştir. Günümüzde elektriğin olmadığı ve yakın mesafeli kuyularda ya da diğer pompalarca çekilmesinin mümkün olmadığı su seviyesine sahip kuyularda kullanılacak şekilde ayarlanmıştır.



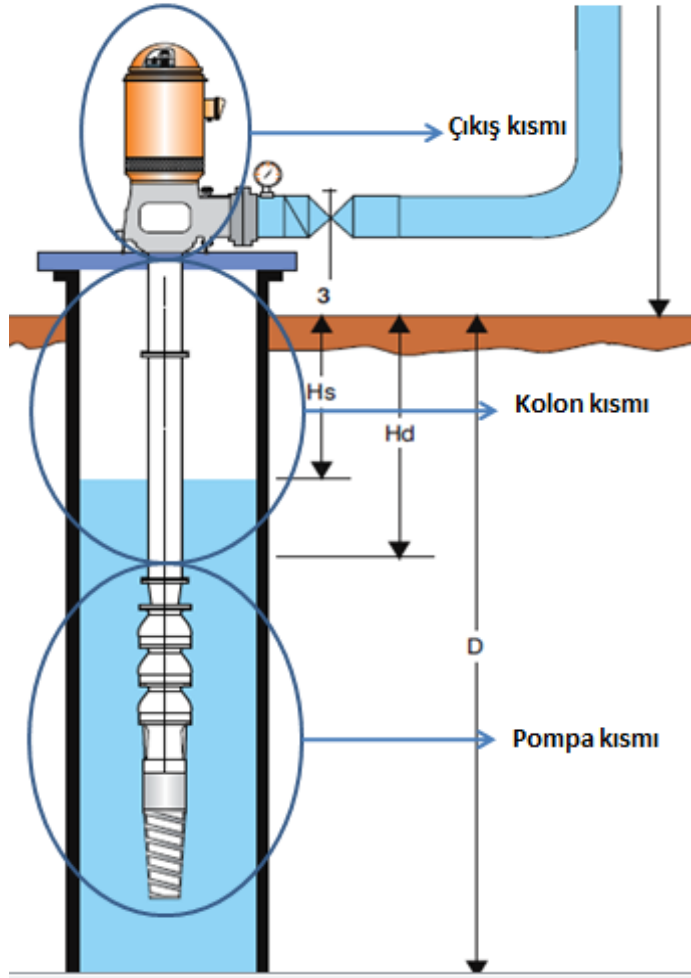
**Şekil 2.** Düsey Milli Pompa  
**Figure 2.** Vertical Shaft Pump

Şekil 3' de de görüldüğü gibi milli pompa sistemi 3 ana kısımdan oluşur. Bunlar Pompa kısmı, Kolon kısmı ve Çıkış kısmından oluşmaktadır. Çıkış kısmı, motordan ve ya traktör şaftından, pompa için gerekli devri oluşturan bir dişli kutusundan (şanzıman) çıkış başlığından oluşmaktadır. Pompa, fan için gerekli devri ve gücü üreten ve suyun sulama sistemine ulaşmasını sağlayan kısımdır. Kolon kısmı, demir sanayi boruları ve gerekli çaplarda ki miller yardımı ile pompa sisteminin kuyuda asılı kalmasını sağlar. Boruların içinde bulunan miller aracılığı ile şanzımandan aldığı torku, pompa fanlarına ulaştırır. Böylece pompanın dönmesini sağlayan kısımdır. Pompa kısmı, yeraltında suyun içinde yer alır, millerden aldığı devir ile pompanın içinde bulunan fanlar yardımı ile suyu yeryüzüne iletir.

Milli pompa dezavantajları;

- Mil kesme
- Yağ Tüketimi
- Şanzıman Bakımı
- Pompa Montajının Zor Olması
- Konik Helis Dişli ve ya Kayış Kasnak Sistemleri Kullanımından Kaynaklanan Şanzıman Maliyeti
- Gürültülü Çalışması

Yukarıda verilen sebeplerden dolayı milli pompa günümüzde yerini dalgıç pompalara bırakmıştır.



Şekil 3. Düşey Milli Pompa Şeması  
Figure 3. Vertical Shaft Pump Diagram

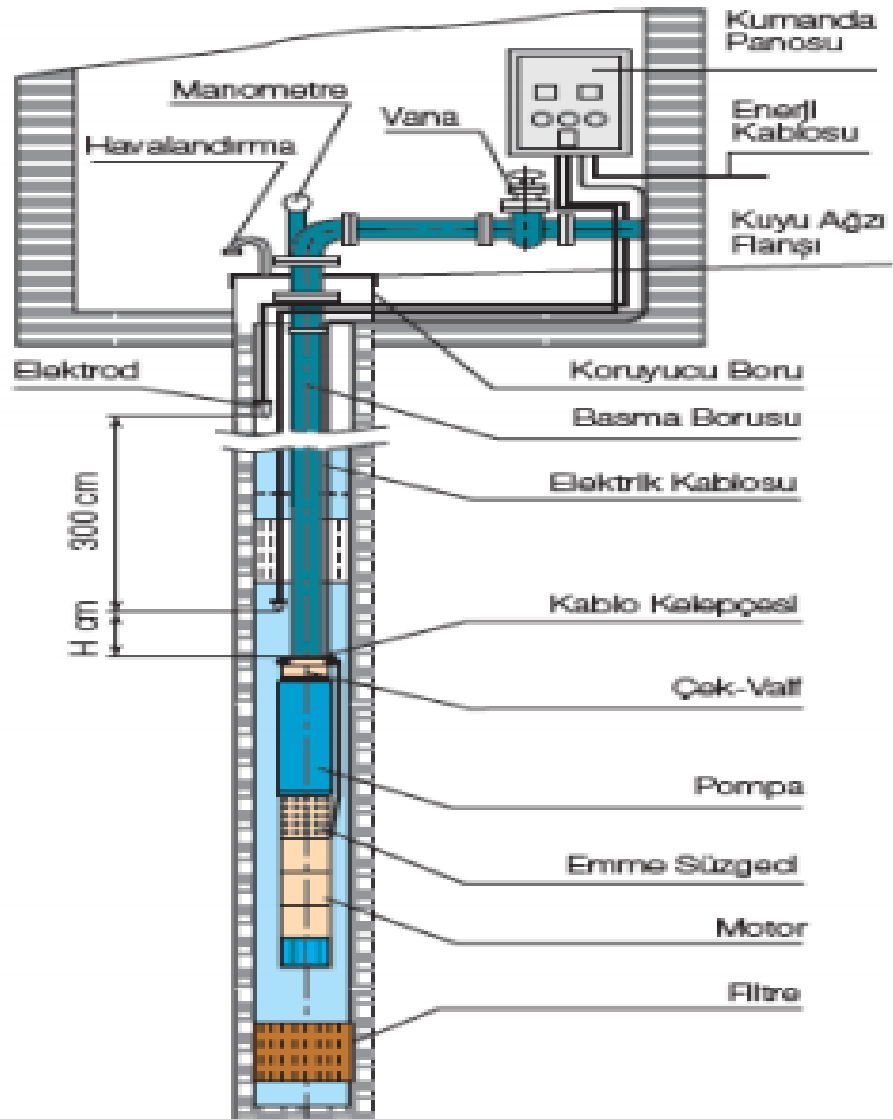
$H_s$  : Statik su seviyesi  
 $H_D$  : Dinamik su seviyesi  
 $D$  : Kuyu derinliği

### Dalgıç Pompalar (Submersible Pump)

Pompa kısmı yukarıda, motor kısmı aşağıda olacak şekilde ve birbirlerine monte edilmiş olarak dik bir şekilde kuyuya indirilir. Bu nedenle bunlara "Dalgıç Pompa" denilir.

Dalgıç pompalarda kullanılan çarkların dönüş yönü Kuzey Yarım Kürede dünyanın dönüş yönü sebebi ile saat ibreleri yönüdür. Sebebi ise Coriolis ivmesi (kuvveti) ile birlikte hareket etmesidir (Çalışır, 2005).

Dalgıç pompalar genelde çıkış çaplarına göre 4 inç, 5 inç, 6 inç, 8 inç, 10 inç ve 14 inçlik seri halde imal edilirler. Dalgıç pompa ünitesi çok kademeli santrifuj pompanın su altında çalışmaya uygun bir elektrik motoruna monte edilmesinden meydana gelmiştir. Pompa miline güç aktarımı dalgıç asenkron motorlar yardımı ile aşağıdan gerçekleşir. Oluşabilecek aksel yükler ise özel olarak dalgıç asenkron motor aracılığı ile sağlanır. Elektrik enerjisi, asenkron motora kolon sistemi boyunca yüzeyden sarkıtılan kablolarla iletilir.



Şekil 4. Dalgıç Pompa Şeması

Figure 4. Submersible Pump Diagram

**Asenkron motor;** Dalgıç Asenkron Motorlar (DASM), asenkron motorların özel bir tipi olup, tasarımı ve özellikleri biraz farklılık göstermektedir. DASM'lar, dalgıç pompa ile birlikte su içerisinde çalıştığından motorun soğutulması hava yerine su ile yapılmaktadır. Gücü 7.5kW' a kadar olan DASM'lara "doğrudan", 11 kW ve daha büyük güçte olan DASM'lara "yıldız-üçgen" yol verilmektedir (Çunkaş, 2012).

**Kolon boruları:** Pompanın ve motorun kuyunun içinden çektiği suyun yeryüzüne ulaşmasını sağlar Pompa çapına göre 3 inç, 4 inç, 6 inç, 8 inç, anma çaplarında değişir. Borular genellikle 3 metre ve ya 6 metre olarak boru ağızlarına dış çekilerek ovalama ve bilezikli olarak üretilmektedir. Pompanın montaj derinliğine göre demir sanayi borusu ve ya plastikten imal edilir.

**Elektrik kablosu:** Trifaze motorlu pompalar için pompanın derinliğine göre yassı kablolardır. Pompa montaj derinliği arttıkça kablo kalınlıkları artar.

**Kumanda panosu:** Pompanın motoruna elektrik akımını veren sistemdir. İçerisinde bulunan kontaktörler, termik ve motor koruma ve sıvı seviye röleleri ile pompa motorunun gelen voltaja göre akımı düzenleyerek motorun çalışmasını sağlar. Röleleri sayesinde motorun kullanım ömrünü uzatır. Zaman ve basınç röleleri ile de kullanıma uygun zamanlamayı ayarlar (Bulca, 2017).

Kuyu ağız flanşı pompanın kuyuda sabit durmasını sağlayan yerine göre 5 ile 50 ton arasında yük taşıyan bileşendir.

Emme süzgeci, motor ve pompa arasına yerleştirilir. Kuyuda bulunan çakıl benzeri katı tanelerin pompa fanlarına ulaşmasını engeller. Pompanın ömrünü uzatır.

Çek-valf, pompanın çıkışı ve kolon borusu arasında bulunur. Sistemin çalışması durduğunda kolon boruları içerisindeki suyun kuyunun içerisine akmasını engeller. Faydası pompanın ve motorun ters dönüş yapmasını engeller. Otomatik çalışan sistemler için gereklidir. Otomatik çalışmayan sistemler için ise motorun ilk kalkışta fazla yüke binmesini sağlar. Bundan dolayı kullanılmaması gerekir.

Kablo kelepçesi, elektrik motoruna ulaşan kablonun sabit bir şekilde durmasını sağlar.

Elektrod, sıvı seviyesini belirler. Su bittiğinde sistemi durdurur.

Basma borusu, sistemi taşıyan elemandır.

Koruyucu Boru, kuyunun içine yabancı madde girmesini engeller.

Diğer bileşenler vana su taşıma tesisatına yön veren bileşendir. Tüm vanaların kapatılması durumunda pompa anlık olarak yüksek akım çekeceğinden dolayı motor arızalanabilir, dikkat edilmelidir.

Pompa tipinin seçiminde bilinmesi gereken çalışma şartlarının değişkenleri başlıca şunlardır: Debi (Q) ve çalışma noktasında istenilen basma yüksekliği (H) değerleridir. Pompanın büyüklüğü ve devri, pompa seçim eğrilerinden belirlenir. Seçilen pompanın verim, pompa motorunun gücü ve diğer parametreleri de pompa performans eğrilerinden okunur (Goncaoğlu, 2010).

- 1- Pompa debisi: Q ile gösterilir, birim zamanda pompadan geçen sıvının hacmidir. Yaygın olarak  $[m^3/h]$  ve  $[lt/sn]$  birimleri kullanılır.
- 2- Pompa basma yüksekliği: H ile gösterilir, pompa tarafından akışı sağlanmak istenilen sıvıya verilen faydalı kinetik enerjidir. Yaygın olarak [m] birimi kullanılır.
- 3- Sistemin basma yüksekliği: Sistemin basma yüksekliği H aşağıdaki gibi belirlenir:

$H=h+TDP+P_A$  formülü ile bulunur.

**H;** Basılacak sıvının serbest sıvı yüzeyi ile basıldığı yer arasındaki statik yükseklik farkıdır.

**TDP;** Tüm basınç kayıplarının toplamıdır. Bu toplam basınç farkı emiş ve basma hattındaki borulardaki sürtünme kayıpları, tüm vana, armatür ve partiküllerin sürtünme kayıplarından oluşur.

**$P_A$  :** Akma basıncı basma hattının sonunda sıvının vana armatür veya borudan akış basıncıdır (Goncaoğlu,2010).

**Çizelge 1.** Su Borularındaki sürtünme kaybı**Table 1.** Friction loss in water pipes

SU BORULARI ANMA ÇAPLARI		¾"	1"	1"1/4	1"1/2	2"	2"1/2	3"	4"
m <sup>3</sup> /h	l/s	Düz döküm boruların her 100 metresindeki sürtünme kaybı							
1,2	0,3	10,4	3,7	1	0,3				
1,5	0,4	15,8	5,7	1,5	0,5				
1,8	0,5	22,3	8	2,1	0,7				
2,1	0,6	29,8	10,8	2,8	0,9	0,3			
2,4	0,7	38,2	13,8	2,7	1,2	0,4			
3	0,8	58,2	21,1	8	1,8	0,6			
3,6	1	82	30	10,8	2,5	0,9			
4,2	1,2		40	13,9	3,3	1,2			
4,8	1,3		51,5	17,5	4,3	1,4			
5,4	1,5		64	21,4	5,4	1,8	0,5		
6	1,7		79	33	6,6	2,2	0,6	0,2	
7,5	2,1			47	10	34	0,9	0,4	
.	.								
16	4,2				37,5	12,3	3,2	1,1	0,4
PVC boru için çarpan						0,65			
Alüminyum boru için çarpan						0,7			
Çelik boru için çarpan						0,8			
Az paslı boru için çarpan						1,25			

Yukarıdaki kullanılan tablo Suteksan sulama sistemleri A.Ş' nin kataloglarından faydalanılmıştır.

Belirtilen H yüksekliğini net olarak bulabilmek için üstteki tablodan pompanın kuyuya indiği derinliği bilmemiz yetmez, yer altındaki kuyulardan çıkan suların elbette bir basacağı mesafe ulaşabileceği bir uzaklık olur. Bu uzaklıklara üstteki sürtünme kaybı hesap çizelgesinden ulaşılır. Örnek olarak; Derinliği 148 metrede 16 m<sup>3</sup>/h su veren bir pompa için 2" veya 63 mm dış çapa sahip boru için sürtünme kaybı tablodan 12,3 okunur.

plâstik boru için çarpan 0,65 olarak verilmiştir.  $12,3 \cdot 0,65 \cdot 3 = 24$   
 $148 + 24 = 172$

Yani pompa seçimi 172 metreden olacakmış gibi yapılır.

Pompanın işletim noktasındaki debisi Q [m<sup>3</sup>/h], basma yüksekliği H[metre], akışkanın yoğunluğu p[kg/dm<sup>3</sup>] birimleriyle ve pompa verimi n ise ilgili pompa eğrisinden alınarak formülde yerine konulduğunda, gerekli olan asgari motor gücü P[kW] olarak bulunur. Kullanılan akışkan su olduğunda p=1 [kg/dm<sup>3</sup>] kabul edilerek dikkate alınmaz. Emniyet faktörü ise kullanılacak motorun nominâl gücüne aşağıda verilen oranlarda emniyet payı eklemekle bulunur (Goncaoğlu, 2010).

$P \leq 1,5$  kW lık mil gücü için  $f_{emniyet} = 1,15$

$P \leq 15$  kW lık mil gücü için  $f_{emniyet} = 1,1$

$P > 15$  kW lık mil gücü için  $f_{emniyet} = 1,05$

$$Q = \frac{(P \cdot 1000 \cdot \eta)}{(\rho \cdot g \cdot H)}$$

Suyun yoğunluğu ve yer çekimi ivmesinin sabit olmasından dolayı

$$Q = \frac{(P \cdot 367 \cdot \eta)}{H}$$

Q: hava debisi (m<sup>3</sup> / s)

P:Güç (W)

η: Verim

ρ: yoğunluk (kg / m<sup>3</sup>)

g: yerçekimi ivmesi (9.81 m / s<sup>2</sup>)

H: Yükseklik (m)

**Çizelge 2.** Dalgıç pompa seçim tablosu**Table 2.** *Submersible pump selection table*

Pompa tipi	Güç(kW)	0	10	12	14	15	16	17	18	20
		STATİK BASMA YÜKSEKLİKLERİ(Metre)								
616/01	0,65	11	10	9	8	8	7	7	6	5
616/02	1	23	20	19	16	14	16	15	14	12
616/03	1,1	34	31	29	27	25	25	24	22	19
616/04	1,5	45	41	38	36	35	33	31	29	25
616/05	2,2	56	52	49	48	44	42	45	37	32
616/06	2,2	68	63	60	56	54	51	49	46	39
616/07	3	79	73	63	61	60	59	56	53	45
616/08	4	90	80	80	75	72	60	65	61	55
616/09	4	102	94	90	84	91	77	71	68	59
616/10	4	111	104	99	92	80	85	81	76	65
616/11	6,5	125	114	108	104	99	90	96	85	73
616/12	6,5	135	120	111	107	100	104	98	78	79
616/13	6,5	146	137	130	122	117	112	106	99	86
616/14	7,5	156	147	141	137	127	124	115	109	93
616/15	7,5	169	158	151	141	136	130	123	116	100
616/16	7,5	180	168	160	156	144	140	131	123	106
616/17	7,5	190	180	172	169	163	158	138	130	112
616/18	9,2	200	183	181	169	164	153	140	139	120
616/19	9,2	214	198	190	178	172	164	155	146	126
<b>616/20</b>	9,2	224	216	200	183	180	<b>172</b>	163	154	132
616/21	15	236	222	211	200	190	181	173	163	141

Yukarıdaki tabloda Suteksan sulama sistemleri A.Ş'nin kataloglarından faydalanılmıştır. Tablo deneme kuyularında ultrasonik debimetre aracılığı ile debi verileri elde edilmiştir. Sonuç olarak parametrelerimiz olan 172 metreden saatte 16 m<sup>3</sup> su verecek pompa, 616 serisi 20 kademeli pompa çizelge 1 de siyah taralı kısım seçilir.

**Çizelge 3.** Elektrik kablosu seçim tablosu

Table 3. Electrical cable selection table

YILDIZ ÜÇGEN BAĞLANTISI											
GÜÇ		V O L T A J	KABLO KESİDİ 3X ... mm <sup>2</sup>								
HP	KW		1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50
MAKSİMUM UZUNLUK(Metre)											
4	3	380V	140	230	370						
5,5	4		100	170	270	400					
7,5	5,5		70	120	200	300	500				
10	7,5		57	90	150	220	380				
12,5	9,2		46	70	120	<b>180</b>	310	490			
15	11		39	60	100	150	250	400			
17,5	13			55	90	130	230	355			
20	15			50	80	110	200	310	490		
25	18,5				60	90	160	250	400	560	
30	22				50	70	130	210	340	470	
35	26				46	68	110	180	290	410	

Yukarıdaki tabloda Suteksan sulama sistemleri A.Ş'nin kataloglarından faydalanılmıştır. Sonuç olarak 9,2 kw motor için 180 metre de verimli çalışabilmesi için 3x6 Yassı kablo seçilir.

#### Paslanmaz Çelik Dalgıç Pompa Kısımları (Stainless Steel Submersible Pump Parts)

Çıkış: Pompadan kolon borularına çıkış sağlandığı kısımdır.

Fırlatıcı ve somun: Fandan suyun ayrıldığı kısımdır.

Fan lastiği: Fan ve difizör arasında bulunur. Sürtünmeyi azaltır

Mil lastiği: Mil ve fan arasında bulunur. Milin aşınmasını ve kesilmesini önler

Fan: Yaptığı dönme ile içerisinde bulunan kanatlar yardımı ile Merkez kaç yöntemi ile suyun difizör kanatçıklarına yönlendirerek suyu basınçlandırır.

Difizör: Fanın basınçlandığı suya yön verir ve ekipmanların birleşimine yardımcı olur.

Mil: Birden fazla fan ve difizörü birbirine bağlar fana tahriği veren elemandır.

Kaplin: Motor ve fan milini birbirine bağlayan elemandır.

Kablo muhafazası: Kablonun sabitlenmesini sağlar ve korur.

Birleştirme Kuşağı: Tüm ekipmanların bir arada tutunmasını sağlar.



Şekil 5. Krom dalgıç pompa  
Figure 5. Chrome submersible pump

#### Dalgıç Pompa Kullanımında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar (Submersible Pump Considerations)

- Pompanın kuyuya montajından önce, hem kuyunun, hem de pompanın kullanım amacına uygun olduğundan emin olunmalıdır. Kuyu debisinin kullanıcının ihtiyacını karşılamaya yeterli olduğu kontrol edilmeli, monte edilecek pompanın debi ve basma yüksekliğinin amaca uygun olduğu görülmelidir.
- Kuyunun kum temizliği yapılmış olmalı, akışkan içerisindeki kum, tortu vb. partikül miktarının pompanın işletme limitlerini aşmadığından emin olunmalıdır.
- Pompa asla kuyunun dibine kadar indirilmemeli, motorun alt noktası kuyu dibinden asgari 2 m daha yukarıda olacak şekilde monte edilmelidir.
- Dalgıç motorun yeterli soğutulabilmesi için, motor çevresinde yeterli akışkan akışının sağlandığından emin olunmalıdır
- Elektrik kontrol panolarının elektrik şebekesinden kaynaklanabilecek, yüksek veya düşük voltaj, fazlar arasında voltaj dengesizliği vb. sorunlarda dalgıç motorun korunmasını sağlayabilecek düzeyde olması gerekmektedir
- Ayrıca pompanın bulunduğu kuyu da sıvı seviye röleleri bağlantıları düzenli olarak yapılmalıdır.

#### Dalgıç Pompalarda Arıza Tipleri (Failure Types in Submersible Pumps)

**Voltajın düşük gelmesi:** Voltajın düşük gelmesi durumunda motor koruma röleleri rölesi yoksa dalgıç motoru arızalanabilir.

**Motorun imalatın kaynaklı hatalar:** Motorun imalatında yataklamaların kaliteli malzemeden ve gerekli ölçülerde imal edilmemesi durumunda motorun kullanım ömrü azalır.

**Kuyunun susuz olması:** Kuyunun susuz olması durumunda motor arızalanabilir veya pompaları aşırı sürtünmeden kaynaklanan ısı ile aşınır Mil keser motoru zorlar motor arızalanır.



**Pompa montajında bulunan boruların delinmesi:** Bu durumda delinen borulardan aşırı basınçta su kaybı yaşanır. Delinen borudan sızan su kuyunun yıkılmasına sebep olur. Kuyu yıkılınca pompa sistemi görevini yapamaz hale gelir.

**Pompa kademesinde kullanılan malzemeler:** Pompa sisteminde kullanılan malzemeler suyun sertlik derecesine asitlik oranına göre değiştirilmelidir.



**Şekil 6.** Hatalı malzeme kullanımı sonucu kaplinin kopması

**Figure 6.** Breakage of coupling due to incorrect material use



**Şekil 7.** Yeni dalgıç pompa

**Figure 7.** New submersible pump

Şekil 5' de görüldüğü gibi pompa milinin motor ile birleştiği konumda bulunan kaplin hatalı malzeme kullanımı sonucu acı (asitli) suyun içinde eriyerek yok olmuştur. Şekil 6' da ise pompanın kaplininin çalışmadan önceki hali görülmektedir.

**Pompanın imalatından kaynaklanan sorunlar:** Pompanın difüzörleri istenilen toleranslar da işlenmediğini den dolayı sürtünmeden kaynaklanan zamanla boşluklar elde edilir. Bu boşluklar pompanın verimini düşürür. Daha fazla elektrik tüketmesini sağlar. Debiyi azaltır.

**Mil kesmesi veya aşınması:** Aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi pompa fanlarının tutunduğu miller aşınırsa pompa fanları dönmez ve pompa işlevini kaybetmiş hale gelir.



**Şekil 8. Mil aşınması**  
**Figure 8. Shaft amortization**

#### Deneysel Veriler Ve Simulasyon Sonuçları (Experimental Data And Simulation Results)

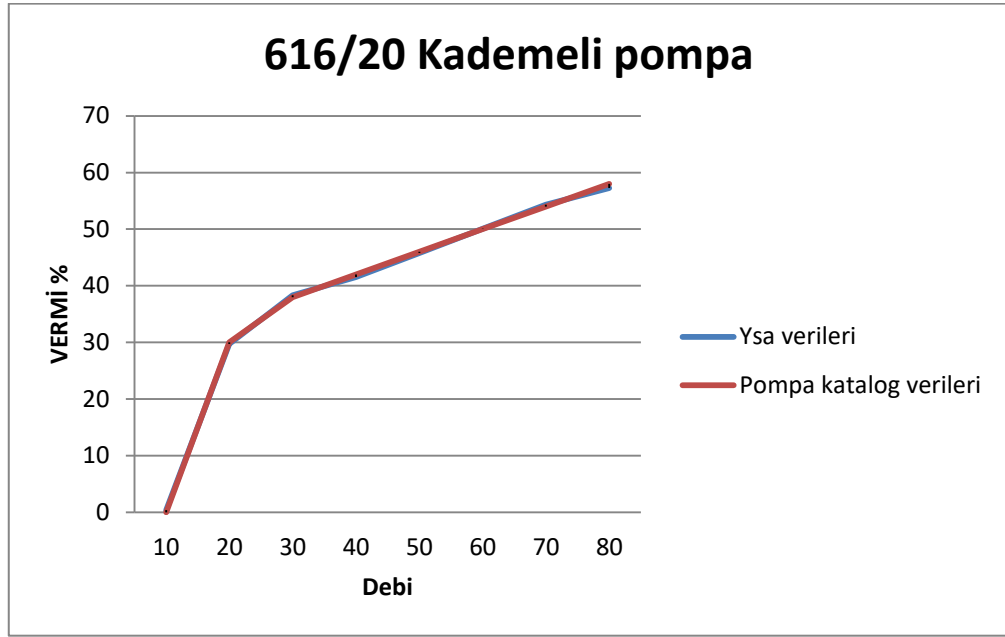
Çizelge 2' den alınan pompa basma yükseklikleri (Hm) ve debileri ( $m^3/h$ ) cinsinden YSA programı olan qwik net e tanıtıldı. Qwik net programı giriş değerleri ve kendi oluşturduğu değerler ile grafikler oluşturdu. Bu değerler ve grafikler reel de elde edilen grafiklere benzer çıktığı belirlendi.

Örnek olarak verilen 616/20 serisi pompanın Ysa değerleri Çizelge 4' deki gibidir.

**Çizelge 4. Yapay Sinir Ağ verileri**

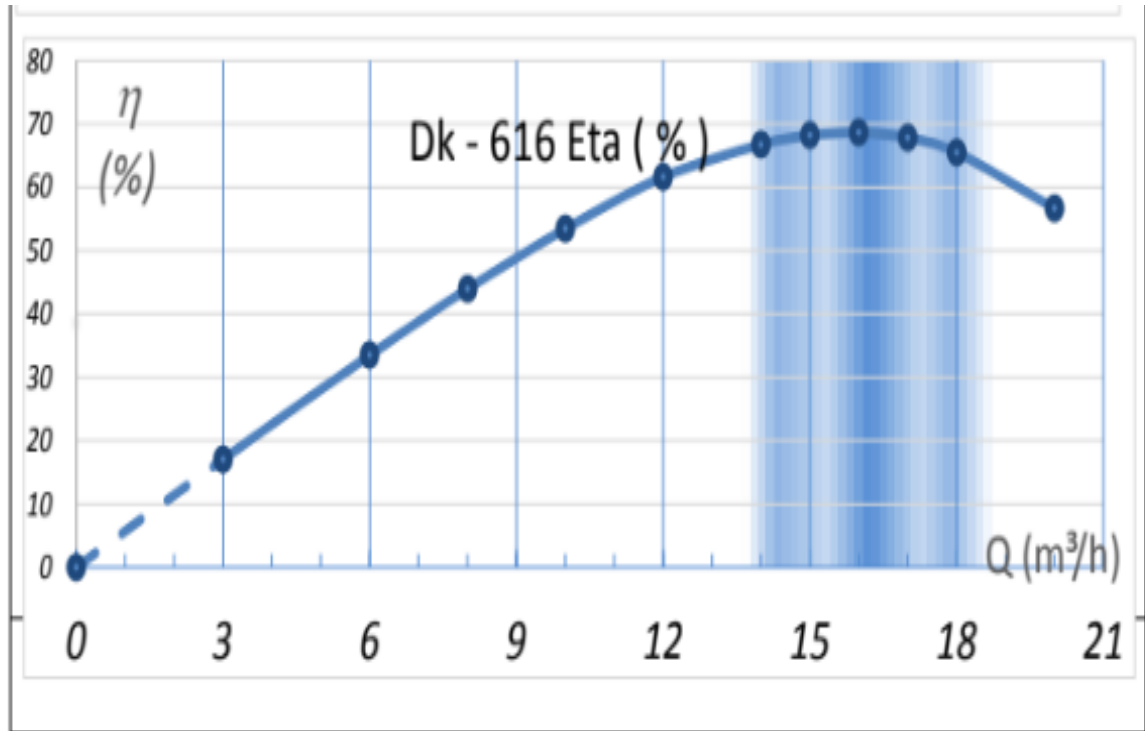
**Table 4. Artificial neural networks data**

Output1	Target1
0,40493	0
29,759219	30
38,327754	38
41,542827	42
45,787572	46
50,066754	50
54,328842	54
57,249588	58



Şekil 9. YSA grafiği

Figure 9. Artificial neural networks graphic



Şekil 10. Dalgıç Pompa Verim Grafiği

Figure 10. Submersible pump Efficiency Graphic

## SONUÇ ve TARTIŞMALAR (RESULTS and DISCUSSIONS)

Yapılan bu çalışmada Dalgıç Pompa olarak DK Pompa markası seçildi. DK Pompa' nın pompa basma yüksekliği ve pompa debisi gibi teknik özellikler bakımından değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, dikkate alınan teknik özellikler açısından Yapay Sinir Ağları yardımıyla bu tip pompalarda arıza tespiti

UMTS 2019: 19. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumunda sunulan bildiriler arasından seçilmiştir.

(4-6 Eylül 2019 İskenderun, TÜRKİYE)

sağlanabilir. Başlangıç parametreleri olan 172 metre ve saatte 16 m<sup>3</sup> için, Çizelge 2' den 616 serisi 20 kademeli pompa seçildi. Bu pompanın çalışması için 9,2 Kw dalgıç asenkron motor seçildi, bu motorun çalışması için gerekli 3x6 yassı kablo çizelge 3 de ki gibi seçildi. Çizelge 2' deki veriler Yapay Sınır Ağlarına aktarıldı ve Şekil 8' de ki grafik elde edildi. Elde edilen bu grafik Şekil 9' da ultrasonik debimetre yardımı ile elde edilen grafikte uyduğu tespit edildi. Pompa arızaları durumunda ultrasonik debimetreyle elde edilecek debi verileri, YSA programlarına aktarılıp elde edilen sonuçlar ile pompanın hangi hatayı verdiğinin tespiti yapılabilir.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Bulca, E., 2017, "Dalgıç Pompa Sistemlerinin Değişim veya Onarımında Karar Süreci.", Pompa ile Vana Dergisi, Teknik Makale No:URY-DP-008,
- Çalışır, S., 2005, "Sulamada Kullanılan Dalgıç Pompalarda Dönüş Yönünün Sistem Verimine Etkisi." , *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, Cilt 1, Sayı 2, ss. 123-134.
- Çunkaş, M., 2012, "Dalgıç Motorlar Üzerinde Bir İnceleme.", *Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 27, Sayı 4, ss.4.
- Goncaoğlu, B., 2010,"Pompa Seçimi Nasıl Yapılır." Yıldız Teknik Üniversitesi Çevre Mühendisliği Bölümü, İstanbul
- Gölcü, M., 2002, "Kanat Sayısının Dalgıç Pompa Performansına Etkisi." , *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, Cilt 6, Sayı 2, ss. 127-135.

## HAPTİK GERİ BİLDİRİME SAHİP ROBOT ELİN BULANIK MANTIK ESASLI KUVVET KONTROLÜ

<sup>1</sup>Aslıhan KARACA , <sup>2</sup>Cağlar CONKER , <sup>3</sup>Hakan YAVUZ 

<sup>1</sup>İskenderun Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
İskenderun, TÜRKİYE

<sup>2</sup>İskenderun Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü,  
İskenderun, TÜRKİYE

<sup>3</sup>Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Adana, TÜRKİYE  
<sup>1</sup>aslihan.karaca1@gmail.com, <sup>2</sup>caglar.conker@iste.edu.tr, <sup>3</sup>hyavuz@cu.edu.tr

(Geliş/Received: 24.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Sunulan çalışmada; kullanıcı tarafından kontrol edilen bir robot el sistemi için çalışma yapılmıştır. Sistemin nesne kavrama kuvveti hassasiyetinin sağlanması amacıyla kavrama kuvvetinin kontrol sorunu üzerine durulmuştur. Bunun yanı sıra nesneye uygulanan kuvvetin kullanıcıya geri bildirim için haptik geri bildirim sistemi oluşturulmuştur. Robot elin kullanıcı komutu doğrultusunda nesnelere uyguladığı kuvvetin kontrolünde, bulanık mantık önerilmiş ve uygulanmıştır. Kullanıcı bulanık mantık kontrolcüye tut, bırak, sık gibi farklı kavrama komutlarını gönderebilmektedir. Bulanık mantık kontrolcü ise kullanıcı komutu doğrultusunda objeye uygulanan kuvveti kontrol etmektedir. Ayrıca kuvvet sensöründen gelen veriler bulanık mantık kontrolcü ile değerlendirilerek haptik geri bildirim sisteminde bulunan titreşim motorlarının titreşim şiddeti ayarlanmaktadır. Böylelikle kullanıcı, hem objeleri ne kadar kuvvetle sıkıldığını hissedebilmekte hem de sadece bir kavrama komutu göndererek nesnenin uygun kuvvette kavranmasını sağlayabilmektedir. Oluşturulan sistem objelerin kavranması esnasında oluşan kavrama kuvvetinin kontrol sorunu ve his geri bildirim eksikliği sorunlarına bir çözüm niteliğindedir.

**Anahtar Kelimeler:** His geri bildirimi, Kuvvet kontrolü, Robot el, Haptik sistem, Bulanık mantık

### Fuzzy Logic Based Force Control of Robot Hand with Haptic Feedback

**ABSTRACT:** In the presented study; work has been done for a robotic hand system controlled by the user. In order to ensure the object grip force sensitivity of the system focused on control problem of clutch force. In addition, a haptic feedback system is provided for feedback to the user of the force applied to the object. Fuzzy logic is proposed and implemented for controlling the force exerted by the robot hand on objects in accordance with the user command. The user can send different gripping commands to the fuzzy logic control system such as grasp, drop and tight grasp. The fuzzy logic controller controls the force applied to the objects in according to the user command. In addition, the data from the force sensor are evaluated by fuzzy logic controller. As a result of the evaluation, the vibration intensity of the vibration motors in the haptic feedback system is adjusted. Thus, the user can feel the grasping force of the objects. Besides, the robot hand has been grasping the objects in the appropriate force range according to the user command. The created system is provides a solution to the problem of force control and lack of haptic feedback in robot hand applications.

**Key Words:** Haptic feedback, Force control, Robot hand, Haptic system, Fuzzy logic

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

Robot manipülatörlerden biri olan robot el, üretimden araştırmaya, askeri alandan protez olarak kullanıma kadar çeşitli kullanım alanlarına sahiptir (Michalec, 2011). Farklı alanlarda kullanılsa da robot ellerin objeleri kavrama kuvvetinin kontrolü önem arz etmektedir. Geçmişten bugüne robot ellerde kuvvet kontrolü üzerine birçok çalışma yapılmış ve geliştirme çalışmalarına devam edilmektedir. Bekey ve diğ. (1990), Belgrade isimli 5 parmaklı kavrayıcı ve kavrayıcı için kontrol algoritması geliştirmişlerdir. Geliştirilen kontrol algoritmasının; görev bilgisi ile istenilen kavrama modunu üretmekte olduğunu ve kavrayıcının hedef kuvvete ulaşana kadar parmaklarının kapatma işlemine devam ettiğini çalışmalarında sunmuşlardır. Pons ve diğ. (2004) yapmış oldukları çalışmada, 5 parmaklı robot el bir kullanıcı tarafından EMG (Elektromiyografi) sensörü ile kontrol edilmektedir. PID (Oransal-İntegral-Türevsel) kontrolle konum ve kuvvet sensörlerinden gelen verileri işleyerek robot elin parmağının uyguladığı torku kontrol etmişlerdir. Berselli ve diğ. (2009) yapmış oldukları çalışmada, parmağa entegre edilmiş dokunma sensörleri, optik gerilim sensörü ve minyatür yük sensörü ile yenilikçi bir parmak tasarlamışlardır. Parmakların hareketi tendonlar ile sağlanmakta olup, çalışmalarında parmakların eklem açılarını ve nesneye uygulanan kuvveti kontrol etmişlerdir. Kuo ve Chen (2010) çalışmalarında, 5 parmaklı robot el üzerinde kuvvet geri beslemeli kontrol uygulamışlardır. Robot el parmak uçlarına yerleştirilen kuvvet sensörleri ile maksimum izin verilen kuvvete kadar kuvvet uygulayabilmektedir. Sistem bütün parmaklarından kuvvet verisi alana kadar kavrama işlemine devam etmektedir. Savic ve diğ. (2016), 5 parmaklı robot elde parmakların ucunda ve tabanlarında 3 eksenli kuvvet sensörü kullanarak farklı mekanik özellikteki nesnelere hassas kavranmasını sağlamış olduklarını belirtmişlerdir. Delgado ve diğ. (2017) çalışmalarında, 5 parmaklı shadow el kullanmışlardır. Deformasyona uğrayan malzemeleri kavramak için keşif, modelleme, kontrol aşamalarından oluşan 3 aşamalı bir kontrol yöntemi geliştirmişlerdir. Konum ve kuvvet sensörü verileri ile boyut ve yumuşaklık keşfi yapılarak güvenli bir kavrayış elde ettiklerini sunmuşlardır. Vulliez ve diğ. (2018) yaptıkları çalışmada, tendonlarla sürülen 4 parmaklı elde pozisyon geri beslemesi ve PI kontrolcü ile eklem pozisyon kontrolü sağlamışlardır. Her parmağın gerçek zamanlı hibrit kuvvet/pozisyon kontrolü yapabilme yeteneğine sahip olduğunu sunmuşlardır. Farklı parmak sayısına sahip robot el ve kavrayıcı sistemleri için uygulama alanlarına yönelik birçok çalışma yapılmıştır (Acar ve diğ., 2018; Conker ve Karaca, 2019). Sunulan bu çalışmada 5 parmaklı robot el kullanılmıştır. Robot el sistemi çok girdili ve çok çıktılı bir yapıya sahiptir. Bu tip sistemlerin doğrusal bir modelinin elde edilmesi ve kontrolü karmaşık bir konudur (Lin ve Huang, 1996; Katibeha ve diğ., 2016; Yang ve diğ., 2017). Bu sebeple sunulan çalışmada robot elin kullanıcının gönderdiği komut doğrultusunda objenin kavranma kuvvetine karar vermesi için bulanık mantıkla bir kontrol sistemi oluşturulmuştur. Sistemde bulanık mantık; sezgisel uygulamalarda iyi sonuçlar vermesi sebebiyle tercih edilmiştir (Karaca ve Conker, 2018). Bulanık mantık kontrol sistemine kullanıcı tut, sık, bırak gibi komutlar göndermektedir. Bulanık mantık kontrol sistemi ise kullanıcı komutunu ve avuç içi ile parmak ucunda bulunan kuvvet sensörü verilerini değerlendirerek, robot elin parmaklarını kontrol eden servo motorlara uygun kontrol sinyalinin göndermektedir. Bulanık mantık kontrol sisteminin kararı doğrultusunda servo motorun konum kontrolü sağlanmakta dolayısıyla parmaklar açılmakta veya kapanmaktadır. Bu işlem sonucunda nesnenin kavranma kuvveti ayarlanmakta ve nesne uygun kuvvette kavranabilmektedir.

Kuvvet kontrolünde, kullanıcının nesneyi ne kadar kuvvette sıkacağını hissedememesi ve bunun sonucunda nesneye istemeden zarar vermesi de önemli bir sorun teşkil etmektedir (Karaca ve Conker, 2018). Sunulan çalışmada bu sorunun çözümü için haptik geri bildirim sistemi kullanılmıştır. Haptik sistemler ile insanlara dokunsal bildirim sağlanması amaçlanmaktadır (Üstünel, 2014). Witteveen ve diğ. (2012), bir grup protez kullanıcısının protez kullanımında görsel, vibrotaktil ve elektro dokunsal bildirim ile performanslarını karşılaştırmışlardır. Yapılan deneylerde, elektro dokunsal bildirim vibrotaktil (titreşim uyaranlı) bildirimle göre daha kullanışsız ve ağrılı olduğu sonucuna ulaşıldığını bildirmişlerdir. Hem görsel hem de vibrotaktil beslemenin birlikte kullanımıyla kavrama işlemlerinin daha başarılı gerçekleştirildiğini belirtmişlerdir. Brown ve diğ. (2013), dirseğe uygulanan haptik geri bildirim ile katılımcıların işlevsel kavrama ve yük kaldırmadaki başarısını denetlemişlerdir. Katılımcılar

EMG (Elektromiyografi) sensörü ile protez eli kontrol etmiştir. Bu protezin kontrolünü titreşim geri bildirimle ve geri bildirimlessiz olarak test etmişlerdir. Titreşim geri bildirim ile kavrama ve kuvvet kontrolünde katılımcıların çok daha başarılı olduğunu tespit ettiklerini bildirmişlerdir. Casini ve diğ. (2015), robot elin kuvvet kontrolünün sağlanması için kullanıcıya giyilebilir haptik cihaz tasarlamışlardır. Bu cihaz kullanıcıya hem cilt gerilmesi hem de cilde kuvvet uygulanması ile his bildirimini yapmaktadır. Sistem temeli elastik bir kayış ve kayışın sarılmasını sağlayan bir doğru akım (DA) motordan oluşmaktadır. Sistem farklı sertlikteki süngerlerin kavranmasında test edilmiş, kullanıcının süngerlerin sertliğini sıralaması istenmiştir. Kullanıcının başarı ile sünger sertliklerini ayırt edebildiğini çalışmalarında sunmuşlardır. Bu çalışmalara bakıldığında sistemlerin kuvvet-pozisyon kontrollerinde haptik bildirim sisteminin önemli bir yeri olduğu görülmektedir. Kullanıcıların robot el sistemini hassas kontrol edebilmesi için haptik geri bildirim sisteminin de hassas olması önemli bir parametredir. Bu sebeple kuvvet sensörü verileri uygun bir şekilde işlenmeli ve haptik geri bildirim sistemi kontrol edilmelidir (Karaca ve Conker, 2018). Sunulan bu çalışmada lineer olmayan sensör verileri bulanık mantık kontrol sistemi ile değerlendirilmiştir. Haptik geri bildirim sisteminde titreşim motorlarının kullanımıyla daha başarılı sonuçlar elde edilmesi sebebiyle sistemde titreşim motorları kullanılmıştır (Brown ve diğ., 2013; Karaca ve Conker, 2018). Kuvvet sensörü verileri bulanık mantıkla işlenmekte ve titreşim motorlarına gönderilecek uygun PWM (Darbe Genişliği Modülasyonu) sinyaline karar verilmektedir. Bu sayede kullanıcı artan veya azalan titreşim şiddeti ile nesneyi ne kadar kuvvette kavradığını hissetmektedir. Sistemin kendi kendini kontrol ederek kullanıcı komutu doğrultusunda nesneyi uygun kuvvette kavraması ve kullanıcıya haptik geri bildirim sistemi ile kavrama kuvvetinin bildirilmesi sayesinde robot el sistemini kullanıcı daha başarılı bir şekilde kontrol edebilmektedir.

Sunulan çalışmanın giriş bölümünde robot el ve haptik bildirim sistemleri hakkında bilgi verilmiş, bu sistemlerde karşılaşılan problemlere değinilerek çözüm önerisinde bulunulmuştur. Ardından üzerinde çalışma yapılan robot el ve haptik geri bildirim sistemleri tanıtılmış, sistemin elektronik donanım yapısı sunulmuştur. Çalışmanın 3. bölümünde robot el ve haptik geri bildirim sistemi için oluşturulan bulanık mantık kontrol yapısı detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Robot el ve haptik geri bildirim sistemi test edilmiş, elde edilen deney sonuçları 4. bölümde grafik ve resimler ile sunulmuştur. 5. Bölümde ise bu çalışma kapsamında tartışılan, test edilen yöntem hakkında kısa bir değerlendirme yapılmıştır.

## SİSTEM YAPISI (SYSTEM STRUCTURE)

Sistem yapısı robot el ve haptik geri bildirim sistemi olmak üzere 2 bölümden oluşmaktadır. Robot el 5 parmaklı olup, insan eli boyutundadır. Her bir parmak 1 adet servo motor ile sürülmektedir. Servo motorlardan güç ve hareket iletimi tendonlar ile sağlanmaktadır. Servo motorlar ön kolda yer almaktadır. Robot elin nesnelere uyguladığı kuvvetin ölçülebilmesi için parmak uçlarına ve avuç içine kuvvet sensörleri yerleştirilmiştir (Karaca ve Conker, 2018). Kavranan nesnelere kaymaması ve kuvvet sensörlerine temasın daha iyi bir şekilde sağlanması için parmak uçları ve avuç içi yüzeyi silikon ile kaplanmıştır. Oluşturulan robot el sistemi Şekil 1’de sunulmuştur.



Şekil 1. Robot el

Figure 1. Robot hand

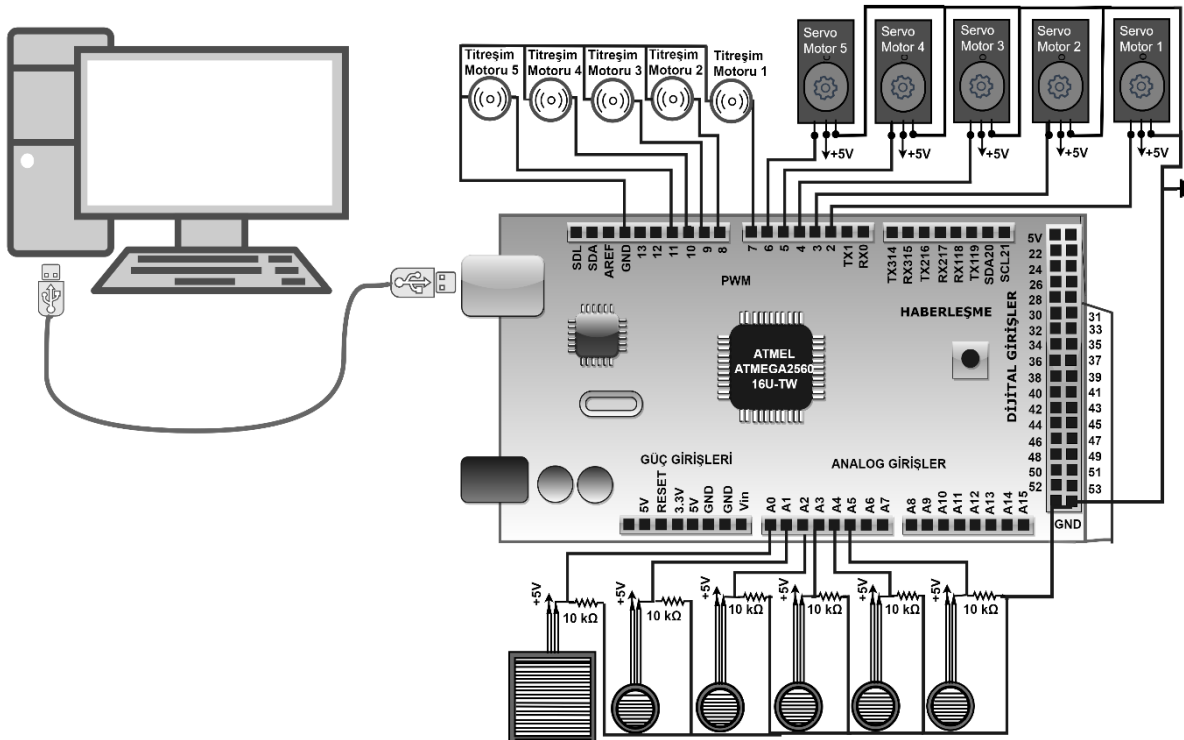
Haptik geri bildirim sisteminde her bir parmak için 1 adet olmak üzere 5 adet mini titreşim motoru kullanılmıştır. Bu sayede her bir parmak için haptik geri bildirim yapılabilmesi sağlanmaktadır. Titreşim motorları kol bandına yerleştirilmiştir. Haptik geri bildirim sistemi Şekil 2’de sunulmuştur.



Şekil 2. Haptik geri bildirim sistemi

Figure 2. Haptic feedback system

Haptik geri bildirim ve robot el sisteminde motorlara uygun kontrol sinyallerinin gönderilmesi, bilgisayar ile haberleşmenin sağlanması ve sensörlerden verilerin okunması için Arduino Mega kullanılmıştır. Sistemde bulunan elektronik donanımın bağlantı yapısı Şekil 3’te verilmiştir.



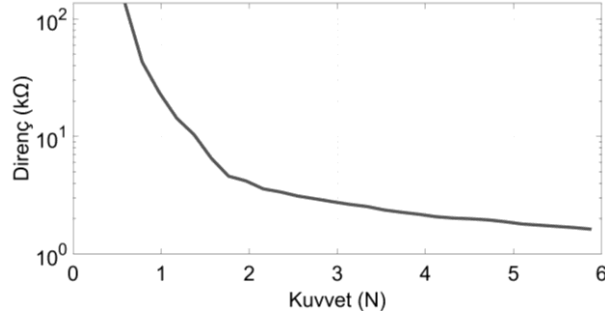
Şekil 3. Sistemin elektronik donanım yapısı

Figure 3. Electronic hardware structure of the system



### Kuvvet Sensörü (Force Sensor)

FSR (kuvvete duyarlı direnç) üzerine uygulanan kuvvetin değişmesi ile dirençte değişim gösteren elektronik bileşendir. Robot el üzerine yerleştirilen kuvvet sensörü üzerine farklı kuvvetler uygulanarak kuvvet direnç değişimi test edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4'te sunulmuştur. Şekil 4'te direnç değişimi logaritmik, kuvvet değişimi lineer olarak verilmiştir.

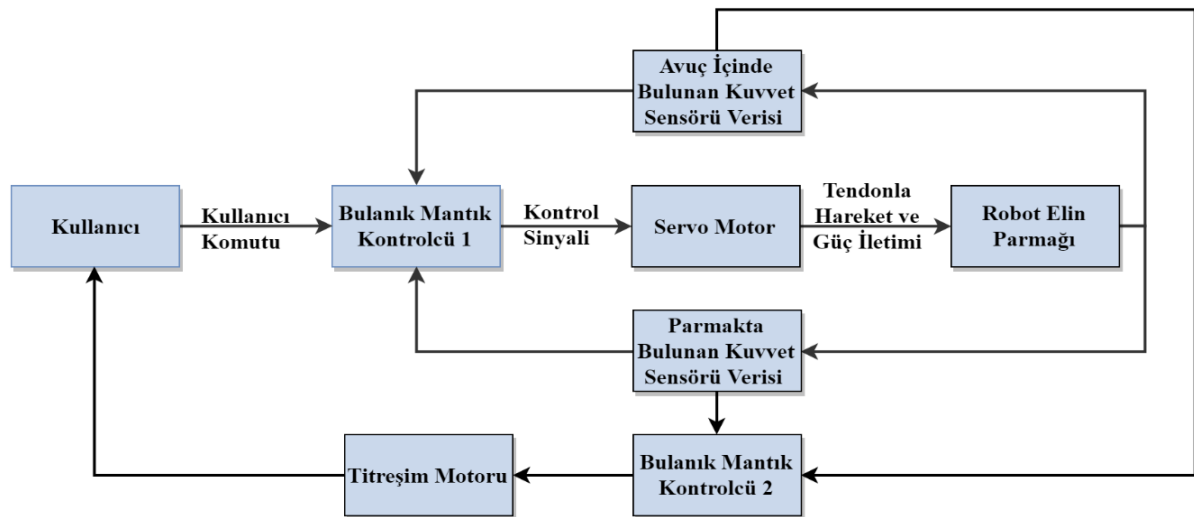


Şekil 4. Kuvvet sensörü kuvvet-direnç eğrisi

Figure 4. Force sensor force-resistance curve

### KONTROL YAPISI (CONTROL STRUCTURE)

Haptik geri bildirim ve robot elin kuvvet kontrolü için ayrı ayrı bulanık mantık kontrol yapısı oluşturulmuştur. Haptik geri bildirim sistemi için bulanık mantık kontrolcü parmakta ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verilerine göre karar vermektedir. Kuvvet kontrolü için ise bulanık mantık kontrol sistemi kullanıcı komutu, parmakta ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verileri doğrultusunda karar vererek kontrol sinyalini belirlemektedir. Kullanıcı kavrama komutlarını joystick yardımı ile göndermektedir. Şekil 5'te haptik geri bildirim ve robot elin kuvvet kontrolü için oluşturulan sistemin blok diyagramı ile gösterimi sunulmuştur. Şekil 5'te bulanık mantık kontrolcü-1; robot elin kuvvet kontrolünü yapmakta, bulanık mantık kontrolcü-2 ise haptik bildirim sisteminde bulunan titreşim motorlarını kontrol etmektedir.

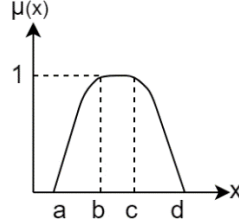


Şekil 5. Kontrol sisteminin blok diyagramı

Figure 5. Block diagram of control system

Bulanık mantık kontrol sisteminde sözel veriler (Kalyoncu ve Haydim, 2009) ile üyelik kümeleri tanımlanmıştır. Mamdani bulanık çıkarım sistemi kullanılmıştır. Kuvvet sensöründen kuvvete göre elde edilen sayısal değerler lineer bir şekilde değişmemektedir. Sistem nonlineer bir yapıdadır. Sistem

kontrolünde hem hassasiyetin sağlanması hem de daha genel bir üyelik fonksiyon modeli oluşturulması (Shen ve diğ., 2000) için simetrik olmayan pi üyelik fonksiyonu kullanılmıştır. Pi üyelik fonksiyonu daha iyi bir istikrar ve daha hızlı yakınsama sağlamaktadır (Surajudeen-Bakinde ve diğ., 2018). Pi üyelik fonksiyonu eğrisinin sol tarafı S-üyelik fonksiyonu, sağ tarafı Z-üyelik fonksiyonundan oluşmaktadır (Hajian ve Styles, 2018). Pi-üyelik fonksiyonu Şekil 6'da, üyelik derecesini veren eşitlik Denklem 1'de verilmiştir.



Şekil 6. Pi-üyelik fonksiyonu  
Figure 6. Pi-membership function

Şekil 6'da  $\mu(x)$ ; üyelik derecesini, a, b, c ve d ise üyelik fonksiyonunun sınırlarını belirtmektedir.

$$\mu(x) = \begin{cases} 0 & , & x \leq a \\ 2x \left( \frac{x-a}{b-a} \right)^2 & , & a < x \leq (a+b)/2 \\ 1 - 2x \left( \frac{x-b}{b-a} \right)^2 & , & (a+b)/2 < x < b \\ 1 & , & b \leq x \leq c \\ 1 - 2x \left( \frac{x-c}{d-c} \right)^2 & , & c < x \leq (c+d)/2 \\ 2x \left( \frac{x-d}{d-c} \right)^2 & , & (c+d)/2 < x < d \\ 0 & , & x \geq d \end{cases} \quad (1)$$

#### Haptik Geri Bildirim Sisteminin Bulanık Mantık Kontrol Yapısı (Fuzzy Logic Control Structure of Haptic Feedback System)

Haptik geri bildirim sistemi için bulanık mantık kontrol sistemi (Bulanık mantık kontrolcü-2) kuvvet sensörü verilerini değerlendirerek titreşim motoruna gönderilecek PWM sinyaline karar vermektedir. Kuvvet sensörü verilerinin bulanık mantıkla değerlendirilmesi için mantık kontrolcünde 3x3(9) adet kural tanımlaması yapılmıştır. Tanımlaması yapılan kurallar Çizelge 1'de verilmiştir. Kuvvet sensörü verileri Az, Orta ve Çok olmak üzere 3 üyelik kümesinde tanımlanmıştır. Kuvvet sensörleri verileri doğrultusunda titreşim motorlarına gönderilecek PWM sinyali Az, Az-Orta, Orta, Çok-Orta ve Çok olmak üzere 5 üyelik kümesinde tanımlanmıştır.

Çizelge 1. Kural tablosu-1

Table 1. Rule table-1

Avuç içinde bulunan kuvvet sensörü	Parmak ucunda bulunan kuvvet sensörü		
	Az	Orta	Çok
Az	Az	Az-Orta	Orta
Orta	Az-Orta	Orta	Çok-Orta
Çok	Orta	Çok-Orta	Çok

Girdi üyelik kümesi parametreleri Çizelge 2’de verilmiştir. Kuvvet sensörü 0-5886 milinewton aralığında test edilmiş, 0-880 aralığında sayısal değerler elde edilmiştir. Girdi üyelik kümeleri kuvvet sensörlerine kuvvet uygulandığında elde edilen sayısal değerler doğrultusunda oluşturulmuştur. Çizelge 2’de hem kuvvet değeri hem kuvvet sensöründen elde edilen sayısal değerlere göre girdi üyelik kümesi parametreleri verilmiştir.

**Çizelge 2.** Kuvvet sensörleri bulanık mantık üyelik kümesi parametreleri

**Table 2.** Fuzzy logic membership function parameters of force sensors

Parmak ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörlerinin üyelik kümesi isimleri	Kuvvet sensöründen elde edilen sayısal değere göre üyelik kümesi parametreleri	Kuvvet sensöründen elde edilen sayısal değerlere karşılık gelen kuvvet (mN)
Az	[0 0 0 800]	[0 0 0 2943]
Orta	[0 800 800 880]	[0 2943 2943 5886]
Çok	[800 880 880 880]	[2943 5886 5886 5886]

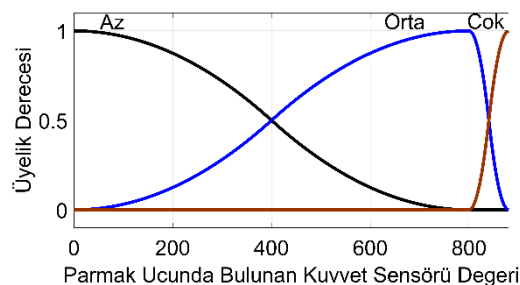
Çizelge 3’te ise titreşim motoruna gönderilecek PWM sinyalinin üyelik kümelerinin parametreleri verilmiştir.

**Çizelge 3.** Titreşim motorunun bulanık mantık üyelik kümesi parametreleri

**Table 3.** Fuzzy logic membership function parameters of vibration motor

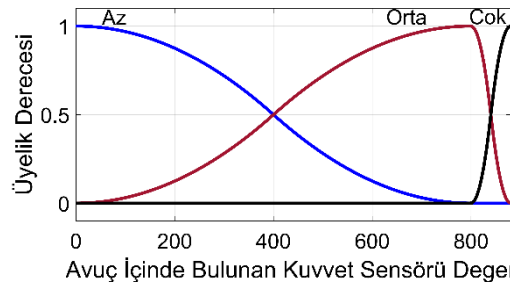
Üyelik kümesi isimleri	Üyelik kümesi parametreleri
Az	[0 0 27 84]
Az-Orta	[27 84 84 141]
Orta	[84 141 141 198]
Çok-Orta	[141 198 198 255]
Çok	[198 255 255 255]

Çizelge 2 ve Çizelge 3’te verilen parametreler ile tanımlanan üyelik kümeleri Şekil 7, Şekil 8 ve Şekil 9’da verilmiştir. Şekil 7 ve Şekil 8’de üyelik kümelerinin başlangıç ve tepe, tepe ve bitiş noktaları kuvvete göre eşit aralıklarla tanımlanmıştır.



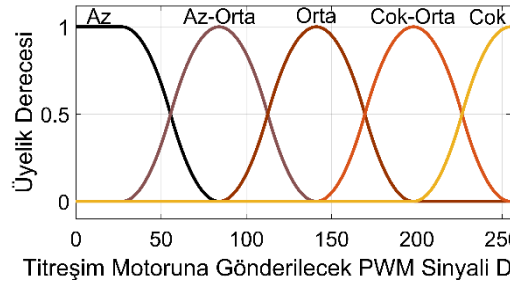
**Şekil 7.** Parmakta bulunan kuvvet sensörünün üyelik kümeleri

**Figure 7.** Membership function of force sensor on finger



Şekil 8. Avuç içinde bulunan kuvvet sensörünün üyelik kümeleri

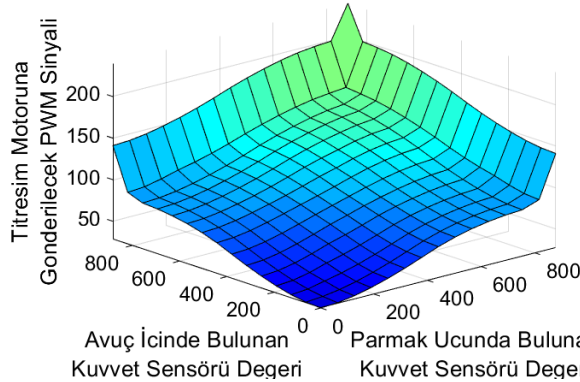
Figure 8. Membership function of force sensor in the palm



Şekil 9. Titreşim motoruna gönderilecek PWM sinyalinin üyelik kümeleri

Figure 9. Membership function of the PWM signal to be sent to the vibration motor

Bulanık mantık kontrolcü-2'de; girdi üyelik kümeleri ile çıktı değeri ağırlık merkezi yöntemi ile hesaplanmıştır. Bu hesaplama sonucunda titreşim motoruna gönderilecek PWM sinyali elde edilmiştir. Oluşturulan bulanık mantık kontrolcünün yüzey grafiği ise Şekil 10'da sunulmuştur.



Şekil 10. Bulanık mantık kontrolcü-2 yüzey grafiği

Figure 10. Fuzzy logic controller-2 surface

### Robot Elin Kuvvet Kontrol Yapısı (Force Control Structure of Robot Hand)

Robot elin kuvvet kontrolünde bulanık mantık kontrolcü-1; parmakta ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verilerini kullanıcı komutu doğrultusunda değerlendirerek servo motorun açı kontrolünü sağlamaktadır. Parmakları kontrol eden servo motorun açı kontrolü ile parmakların açılıp kapanması veya nesnelere uygulanan kuvvet kontrol edilmektedir. Bulanık mantık kontrolcü-1'de kuvvet sensörü verileri için Az, Orta ve Çok olmak 3 üyelik kümesi tanımlanmıştır. Bu üyelik kümelerinin parametre aralıkları haptik geri bildirim sisteminde bulunan kuvvet sensörü parametre aralıklarıyla aynı olup Çizelge 2'de verilmiştir. Bulanık mantık kontrolcü-1 için önce kuvvet sensörü verileri ile kural tablosu oluşturulmuş daha sonra bu kural tablosundan elde edilen durumlar ile kullanıcı komutu değerlendirilerek kural tablosu-3 oluşturulmuştur. Kuvvet sensörü verileri için oluşturulan kural tablosu Çizelge 4'te kural tablosu-2 olarak sunulmuştur. Burada kuvvet

sensörlerinden gelen veriler doğrultusunda; Az, Az-Orta, Orta, Çok-Orta ve Çok olmak üzere 5 durum elde edilmiştir. Kuvvet sensörü verileri ve kullanıcı komutu doğrultusunda oluşturulan kural tablosu ise Çizelge 5'te kural tablosu-3 olarak verilmiştir. Kullanıcı komutu; bırak, hafif tut, tut, hafif sık, sık olmak üzere 5 üyelik kümesinde tanımlanmıştır. Oluşturulan kural tabloları doğrultusunda 3x3x5 (45) adet kural tanımlaması yapılmıştır. Burada çıktı olarak NB (Negatif-Büyük), NK (Negatif-Küçük), S (Sıfır), PK (Pozitif-Küçük), PB (Pozitif Büyük) olmak üzere 5 çıktı kümesi tanımlanmıştır.

**Çizelge 4.** Kural tablosu-2

**Table 4.** Rule table-2

Avuç içinde bulunan kuvvet sensörü	Parmak ucunda bulunan kuvvet sensörü			
		Az	Orta	Çok
	Az	Az	Az-Orta	Orta
	Orta	Az-Orta	Orta	Çok-Orta
	Çok	Orta	Çok-Orta	Çok

**Çizelge 5.** Kural tablosu-3

**Table 5.** Rule table-3

Kural Tablosu 2'den elde edilen sonuç	Kullanıcı kavrama komutu					
		Bırak	Hafif-Tut	Tut	Hafif-Sık	Sık
	Az	NK	PK	PK	PB	PB
	Az-Orta	NK	S	PK	PK	PB
	Orta	NB	NK	S	PK	PB
	Çok-Orta	NB	NK	NK	S	PK
	Çok	NB	NB	NB	NK	S

Kullanıcının gönderdiği kavrama komutlarının bulanık mantık üyelik kümesi parametreleri Çizelge 6'da sunulmuştur. Servo motorun hareket miktarını veren bulanık mantık çıktı üyelik kümesinin parametreleri ise Çizelge 7'de verilmiştir.

**Çizelge 6.** Kullanıcının gönderdiği kavrama komutlarının üyelik kümesi parametreleri

**Table 6.** Membership function parameters of the clutch commands sent by the user

Üyelik kümesi isimleri	Üyelik kümesi parametreleri
Bırak	[0 0 0 256]
Hafif-Tut	[0 256 256 512]
Tut	[256 512 512 768]
Hafif-Sık	[512 768 768 1023]
Sık	[768 1023 1023 1023]

**Çizelge 7.** Servo motorun üyelik kümesi parametreleri

Table 7. Membership function parameters of servo motor

Üyelik kümesi isimleri	Üyelik küme parametreleri
Negatif-Büyük	[-8 -8 -8 -4]
Negatif-Küçük	[-8 -4 -4 0]
Sıfır	[-4 0 0 4]
Pozitif-Küçük	[0 4 4 8]
Pozitif-Büyük	[4 8 8 8]

Kuvvet sensörlerinin üyelik kümeleri haptik geri bildirim sistemindeki ile aynı olup Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiştir. Kullanıcının göndermiş olduğu kavrama komutlarını üyelik kümeleri Şekil 11'de, servo motorun konum kontrolü için oluşturulan üyelik kümeleri Şekil 12'de sunulmaktadır.

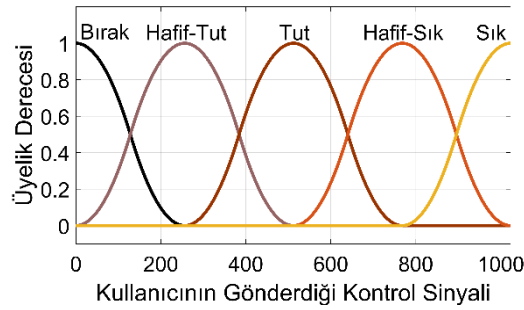
**Şekil 11.** Kullanıcının gönderdiği kavrama komutlarının üyelik kümeleri

Figure 11. Membership function of clutch commands sent by the user

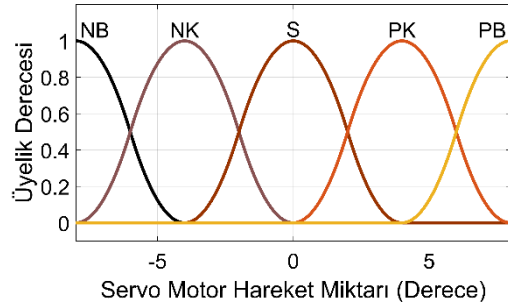
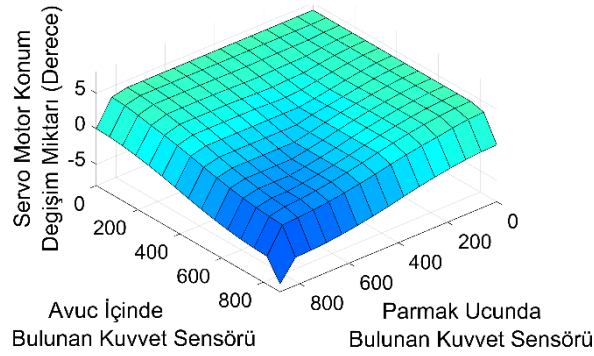
**Şekil 12.** Servo motorun hareket miktarının üyelik kümeleri

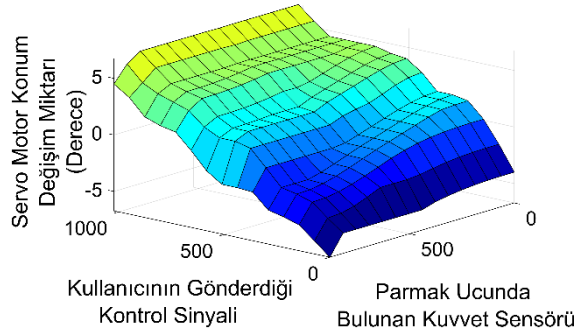
Figure 12. Membership function of servo motor

Girdi üyelik kümeleri ile çıktı üyelik kümeleri ağırlık merkezi yöntemi ile değerlendirilmekte ve çıktı değeri hesaplanmaktadır. Kuvvet kontrolü için oluşturulan bulanık mantık kontrol yapısına ait yüzey grafikleri Şekil 13, Şekil 14 ve Şekil 15'te sunulmuştur.



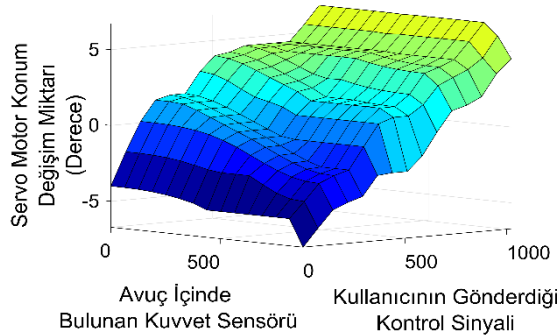
Şekil 13. Kuvvet sensörü verileri ile servo motorun bulanık mantık yüzey grafiği

Figure 13. Fuzzy logic surface of servo motor and force sensor data



Şekil 14. Kullanıcının gönderdiği kontrol sinyali, parmak ucunda bulunan kuvvet sensörü verisi ve servo motorun konum değişimini veren bulanık mantık yüzey grafiği

Figure 14. Control signal, force sensor data at fingertip and fuzzy logic surface giving servo motor position change



Şekil 15. Avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verisi, kullanıcıyı gönderdiği kontrol sinyali ve servo motorun konum değişimini veren bulanık mantık yüzey grafiği

Figure 15. Control signal, force sensor data on the palm and fuzzy logic surface giving servo motor position change

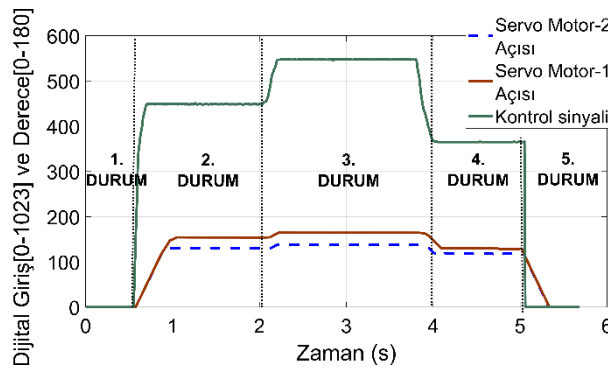
Robot el kullanıcı komutu doğrultusunda nesneye uygulayacağı kuvvete karar verebilmekte, parmaklarını nesnelere göre adaptif hareket ettirebilmektedir. Ayrıca kullanıcıya haptik bildirim yapılması ve haptik geri bildirim sisteminin hassaslaştırılması sayesinde; kullanıcının nesnelere kavraması esnasında his geri bildirim eksikliğinden ortaya çıkan hata payı azalacaktır. Kontrol yapısı 5 parmaklı robot el için oluşturulmuş olup farklı parmak sayısına sahip kavrayıcılara uygulanabilir yapıdadır.

## BULGULAR (RESULTS)

Robot el için geliştirilen kontrol sistemi ve haptik geri bildirim sistemi test edilmiş, deney ve deney sonuçları bu bölümde sunulmuştur. Deney ve deney sonuçları baş parmak ile işaret parmağı için verilmiştir. Geliştirilen kuvvet kontrolü sistemi ile kullanıcı komutu doğrultusunda nesnelere kuvvet uygulanmaktadır. Kullanıcının kavrama komutlarını gönderebilmesi için joystick kullanılmıştır.

Joystick'den mikrodenetleyici 0 ile 1023 arasında değişen değerler elde etmektedir. Şekil 16'da; deney sırasında kullanıcının gönderdiği kontrol sinyali, başparmağı kontrol eden servo motorun (servo motor-1) açısı ve işaret parmağını kontrol eden servo motorun (servo motor-2) açısı verilmiştir. Şekil 17'de ise avuç içerisinde bulunan kuvvet sensöründen (sensör-1), başparmakta bulunan kuvvet sensöründen (sensör-2) ve işaret parmağında bulunan kuvvet sensöründen (sensör-3) elde edilen kuvvet verileri sunulmaktadır. Şekil 18 ve Şekil 19'da ise kuvvet sensöründen gelen veriler doğrultusunda titreşim motoruna gönderilecek PWM sinyali verilmiştir. PWM sinyalinde yüzde görev döngüsünün artması ile titreşim motoruna gönderilen ortalama gerilim miktarı artmaktadır. Gerilim miktarının artmasıyla motorun titreşim şiddeti yükselmektedir.

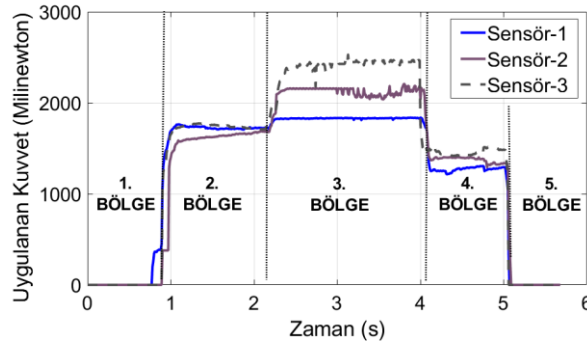
Bulanık mantık kontrolcü-1 kullanıcının gönderdiği kontrol sinyali doğrultusunda, her bir parmak için; parmakta bulunan kuvvet sensörü ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verilerini işleyerek nesnelerin uygun kuvvette kavranmasını sağlamaktadır. Şekil 16 ve Şekil 17'de görüldüğü üzere her bir parmak ayrı ayrı kontrol edilmektedir. Bulanık mantık kontrolcü-2 ise kuvvet sensörü verilerine göre titreşim motorlarının titreşim şiddetini ayarlamaktadır. Her bir parmak için ayrı ayrı haptik geri bildirim yapabilen bir sistem oluşturulmuştur. Başparmağın haptik geri bildirimi için kullanılan titreşim motoruna gönderilen PWM sinyalleri Şekil 18'de, işaret parmağının titreşim motoruna gönderilen PWM sinyalleri Şekil 19'da verilmiştir. Deney sırasında başlangıçta bırak komutu gönderilmiş olup servo motorlar 0 konumundadır ve Şekil 17 1. bölgede görüldüğü üzere sensörlerden herhangi bir veri gelmemektedir. Şekil 16 2. durumda kullanıcından hafif-tut ile tut komutu arasında bir komut gönderilmiştir. Bulanık mantık kontrolcü bu komut doğrultusunda uygun kuvvette nesneyi kavramıştır. Nesneyi kavrama kuvveti Şekil 17 2. bölgede verilmiştir. Nesneyi kavradığı sırada kullanıcıya titreşim motorları ile his bildirim yapılmış olup titreşim motorlarına gönderilen PWM sinyalleri Şekil 18.a ve Şekil 19.a'da verilmiştir. Kullanıcı Şekil 16 3. durumda robot ele tut komutunu göndermiş, bu doğrultuda bulanık mantık kontrolcü servo motorlara sinyal göndererek, nesnenin kavrama kuvvetini arttırmıştır. Tut komutu doğrultusunda nesneye uygulanan kuvvet Şekil 17'de 3. bölgede verilmiştir. Nesneye uygulanan kuvvetin artması ile kullanıcıya hissettirilen titreşim şiddetide artmıştır. Titreşim motoruna gönderilen PWM sinyali Şekil 18.b ve Şekil 19.b'de verilmiştir. Durum 4'te kullanıcı hafif-tut komutunu göndermiştir. Bulanık mantık kontrolcü kullanıcı komutu doğrultusunda parmakları kontrol eden servo motorlara kontrol sinyali göndererek, nesneye uygulanan kuvveti azaltmıştır. Nesneye uygulanan kuvvet Şekil 17'de 4. bölgede verilmiştir. Hafif-tut komutu esnasında titreşim motorlarına gönderilen PWM sinyalinin yüzde görev döngüsü azalmıştır. Dolayısıyla titreşim motorlarının titreşim şiddeti de azalmıştır. Hafif-tut komutu esnasında titreşim motorlarına gönderilen PWM sinyali Şekil 18.c ve Şekil 19.c'de verilmiştir. Şekil 16 5. durumda ise kullanıcından bırak komutu gönderilmiş ve parmaklar açılarak nesne bırakılmıştır. Bu sebeple Şekil 17 5. bölgede kuvvet sensörlerinden veri gelmemektedir. Kullanıcıya da herhangi bir his bildirim yapılmamaktadır.



**Şekil 16.** Kullanıcının gönderdiği kontrol sinyali ve robot elin işaret ve başparmağını kontrol eden servo motorların konum verileri

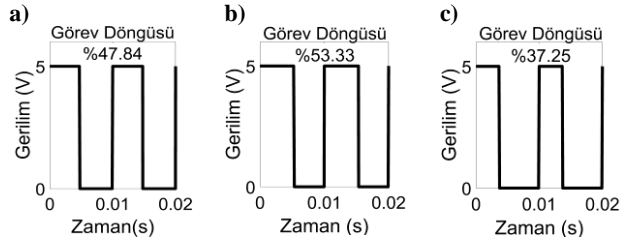
**Figure 16.** The control signal sent by the user and the position data of the servo motors controlling the index finger and thumb of the robot hand





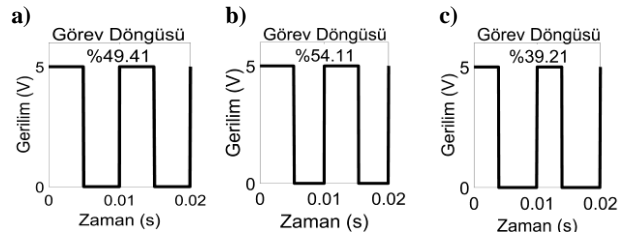
Şekil 17. Robot elin başparmağı, işaret parmağı ve avuç içinde bulunan kuvvet sensörü verileri

Figure 17. Force sensor data of robot hand's thumb, index finger and on the palm



Şekil 18. Robot elin başparmağının titreşim motoruna gönderilen PWM sinyali

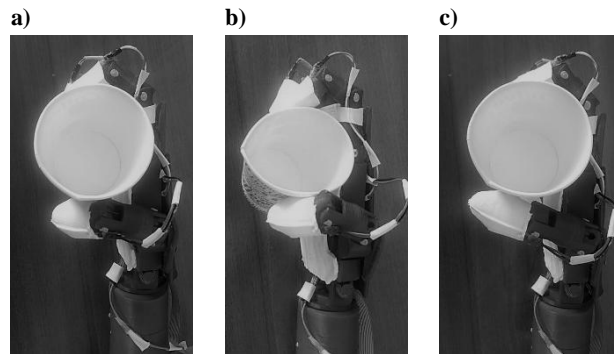
Figure 18. PWM signal sent to the vibration motor of the thumb of the robot hand



Şekil 19. Robot elin işaret parmağının titreşim motoruna gönderilen PWM sinyali

Figure 19. PWM signal sent to the vibration motor of the index finger of the robot hand

Şekil 16 ve Şekil 17'de verilen işlemler gerçekleşirken robot el ve kavradığı nesnenin (karton bardağın) durumu Şekil 20'de verilmiştir. Şekil 20'de a, b, c resimleri sırasıyla Şekil 17'de 2. bölge, 3. bölge ve 4. bölge ile gösterilen farklı kuvvet aralıklarının nesneye uygulanması ile elde edilmiştir.



Şekil 20. Robot el ve kavradığı nesnenin durumu

Figure 20. Robot hand and gripped object

## SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Sunulan çalışmada robot el sistemine haptik geri bildirim sistemi entegre edilmiştir. Bu sayede kullanıcı nesnelere uyguladığı kuvveti daha hassas kontrol ederek, daha başarılı kavrama yapabilmektedir. Sistem kontrolünde sadece parmak ucunda bulunan kuvvet sensörü verisi değil avuç içinde bulunan kuvvet sensörünün de değerlendirilmesi ile; sadece parmakta bulunan kuvvet sensör verisini değerlendiren sistemlere (Antfolk ve diğ., 2013; Sartori ve diğ., 2016) göre nesneye uygulanan kuvvetin daha hassas bir şekilde kontrol edilmesi sağlanmıştır. Ayrıca robot el sisteminin kuvvet kontrolü için bulanık mantık kontrolcü tasarlanmıştır. Bulanık mantığın sezgisel uygulamalarda iyi sonuçlar vermesi ve sözel verileri değerlendirmesi sistem için önem arz etmektedir. Bu kontrolcü vasıtasıyla robot elin her bir parmağı, kullanıcı tarafından gönderilen tek bir kontrol sinyaline göre nesneye uyguladığı kuvveti birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol etmektedir. Dolayısıyla robot elin parmakları kavranan nesnenin şekline göre farklı şekillerde hareket edebilmektedir. Robot el kullanıcısı, hem objeleri ne kadar kuvvetle sıkıldığını hissedebilmekte hem de sadece bir kavrama komutu göndererek nesnenin uygun kuvvette kavranmasını sağlayabilmektedir. Bu sebeple oluşturulan sistem objelerin kavranması esnasında oluşan kavrama kuvveti belirsizliği ve his geri bildirim eksikliği sorunlarına bir çözüm niteliğindedir. Her bir parmak için ayrı ayrı kuvvet kontrolü ve haptik geri bildirim sistemi oluşturulması sayesinde; oluşturulan kontrol yapısı ve haptik geri bildirim sistemi farklı parmak sayısına sahip sistemlere de uyarlanabilir yapıdadır.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Acar, O., Kalyoncu, M., Hassan, A., 2019, "The Bees'algorithm For Design Optimization of A Gripper Mechanism", *Selçuk-Teknik Dergisi*, 69-86.
- Antfolk, C., D'Alonzo, M., Controzzi, M., Lundborg, G., Rosén, B., Sebelius, F. And Cipriani, C., 2013, "Artificial redirection of sensation from prosthetic fingers to the phantom hand map on transradial amputees: vibrotactile versus mechanotactile sensory feedback", *IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering*, Cilt 21, Sayı 1, ss. 112-120.
- Bekey, G. A., Tomovic, R., Zeljkovic, I., 1990, "Control architecture for the Belgrade/USC hand", *Dextrous robot hands*, Springer, New York, NY, ss. 136-149.
- Berselli, G., Borghesan, G., Brandi, M., Melchiorri, C., Natale, C., Palli, G., Vassura, G., 2009, "Integrated mechatronic design for a new generation of robotic hands", *IFAC Proceedings Volumes*, Cilt 42, Sayı 16, ss. 8-13.
- Brown, J. D., Paek, A., Syed, M., O'Malley, M. K., Shewokis, P. A., Contreras-Vidal, J. L., Gillespie, R. B., "Understanding the role of haptic feedback in a teleoperated/prosthetic grasp and lift task", 2013 World Haptics Conference (WHC), 2013 April, ss. 271-276, IEEE.
- Casini, S., Morvidoni, M., Bianchi, M., Catalano, M., Grioli, G., Bicchi, A., "Design and realization of the cuff-clenching upper-limb force feedback wearable device for distributed mechano-tactile stimulation of normal and tangential skin forces", 2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), 2015 September, ss. 1186-1193, IEEE.
- Conker, Ç., Karaca, A., 2019, " Bulanık Mantık Esaslı Karar Destek Sistemi ile Robot Elin Kuvvet Kontrolünün Sağlanması", *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, Cilt 21, Sayı 62, ss. 433-447.
- Delgado, A., Jara, C. A., Torres, F., 2017, "In-hand recognition and manipulation of elastic objects using a servo-tactile control strategy", *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 48, 102-112.
- Hajian, A., Styles, P., 2018, *Application of Soft Computing and Intelligent Methods in Geophysics*, Springer, Cham.
- Kalyoncu, M., Haydim, M., 2009, " Mathematical modelling and fuzzy logic based position control of an electrohydraulic servosystem with internal leakage" *Mechatronics*, Cilt 19, Sayı, 6, ss. 847-858.
- Karaca, A., Conker, Ç., " Bulanık Kontrolör Esaslı Haptik Robotik El", TOK2018 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Kayseri, 12-14 Eylül 2018.

- Katibeha, F., Eghtesadb, M., Bazargan-Laric, Y., 2016, "Dynamic modeling and control of a 4 DOF robotic finger using adaptive-robust and adaptive-neural controllers", *International Journal of Robotics*, Cilt 4, No 4, ss. 51-61.
- Kuo, C. H., Chen, C. T., 2010, "Development of Tendon Based Dexterous Robot Hand", *Advances in Robot Manipulators*, IntechOpen.
- Lin, L. R., Huang, H. P., 1996, "Integrating fuzzy control of the dexterous National Taiwan University (NTU) hand", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Cilt 1, Sayı 3, ss. 216-229.
- Michalec, R., 2011, Modeling and control of multifingered dextrous manipulation for humanoid robot hands, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, PhD Thesis, Paris.
- Pons, J. L., Rocon, E., Ceres, R., Reynaerts, D., Saro, B., Levin, S., Van Moorlegghem, W., 2004, "The MANUS-HAND dextrous robotics upper limb prosthesis: mechanical and manipulation Aspects", *Autonomous Robots*, Cilt 16, Sayı 2, ss. 143-163.
- Sartori, E., Fiorini, P. and Muradore, R., "Cutaneous feedback in teleoperated robotic hands", In IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Florence, October, 2016.
- Savić, S., Raković, M., Penčić, M., Nikolić, M., Dudić, S., Borovac, B., "Design of an Underactuated Adaptive Robotic Hand with Force Sensing", In International Conference on Electrical, Electronic and Computing Engineering IcETRAN, Zlatibor, June 2016.
- Shen, J., Shen, W., Sun, H. J. and Yang, J. Y., 2000, "Fuzzy neural nets with non-symmetric  $\pi$  membership functions and applications in signal processing and image analysis", *Signal processing*, Cilt 80, Sayı 6, ss. 965-983.
- Surajudeen-Bakinde, N. T., Faruk, N., Popoola, S. I., Salman, M. A., Oloyede, A. A., Olawoyin, L. A. and Calafate, C. T., 2018, " Path loss predictions for multi-transmitter radio propagation in VHF bands using adaptive Neuro-Fuzzy inference system", *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Cilt 21, Sayı 4, ss. 679-691.
- Üstünel, H., 2014, Üstün Yetenekli Öğrencilerin Kullanımı İçin Sanal Gerçeklik Ortamında Kuvvet Geribeslemeli Haptik Uygulamaların Geliştirilmesi, Doktora Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Vulliez, P., Gazeau, J. P., Laguillaumie, P., Mnyusiwalla, H., Seguin, P., 2018, "Focus on the mechatronics design of a new dexterous robotic hand for inside hand Manipulation", *Robotica*, Cilt 36, Sayı 8, ss. 1206-1224.
- Witteveen, H. J., Droog, E. A., Rietman, J. S., Veltink, P. H., 2012, "Vibro-and electrotactile user feedback on hand opening for myoelectric forearm prostheses", *IEEE transactions on biomedical engineering*, Cilt 59, Sayı 8, ss.2219-2226.
- Yang, Y., Zhang, W., Xu, X., Hu, H., Hu, J., " LIPSA hand: a novel underactuated hand with linearly parallel and self-adaptive grasp", In Mechanism and Machine Science , 10th International Conference on Intelligent Robotics and Applications, 16-18 August 2017, Wuhan ,China, 739-751.

## DİRSEK FLEKSİYON HAREKETİNDE KASLARIN MOMENT TAŞIMA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

<sup>1</sup>Mehmet PARLAK<sup>ID</sup>, <sup>2</sup>İbrahim UZMAY<sup>ID</sup>

<sup>1</sup>Nevşehir Hacı Bektaş Veli Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
Nevşehir, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kayseri, TÜRKİYE  
<sup>1</sup>mehmetparlak@nevsehir.edu.tr, <sup>2</sup>iuzmay@erciyes.edu.tr

(Geliş/Received: 24.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Kas kuvvetlerinin belirlenmesi kemiklere ve eklemlere etkiyen yükleri analiz etmenin yanı sıra sinir sisteminin anlaşılması açısından da önemli bir bakış açısı kazandırır. Kas kuvvetlerini insan vücuduna hasar vermeden, doğrudan ölçmek mümkün olmadığı için bu kuvvetleri elde etmede biyomekanik modellere ihtiyaç duyulmaktadır. Dirsek günlük hayatta en sık kullanılan eklemlerin başında geldiği için bununla ilgili kas kuvvetlerini ve reaksiyon kuvvetlerini bulmak da biyomekanik çalışmalar için önem arz etmektedir. Bu çalışmada 120° lik bükülme (flexion) hareketi boyunca belirli bir yükü taşımak için gerekli kas aktivasyonları ve kasların moment taşıma paylaşımları belirlenmiştir. Bunun için bükme (flexor) kas grubunda olan biceps brachii, brachialis ve brachioradialis kasları dikkate alınmıştır. Dirsek eklemi tek serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Böylece model tek serbestlik derecesine sahiptir ve üç adet tahrik elemanı mevcut olduğundan problem belirsizdir. Bu problemi çözmek için optimizasyon metodu kullanılmıştır. Optimizasyon hedef fonksiyonu olarak kasların aktivasyon derecelerinin kareleri dikkate alınmıştır. Sonuç olarak kasların momenti paylaşırken her andaki moment kollarının, aktivasyon derecelerinin ve maksimum kuvvet taşıma kapasitelerinin belirleyici olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** *Fleksiyon, Kas aktivasyonu, Dirsek, Optimizasyon*

### Investigation of Moment Carrying Characteristics of Muscles in Elbow Flexion Movement

**ABSTRACT:** Determining of muscle forces bring great insight into understanding central nervous system as well as analyzing loads acting on the bones and the joints. Due to difficulties on measurement of muscle forces without invasive techniques, it is necessary to develop biomechanical models to predict the muscle forces. The elbow joint is frequently used in daily life. Therefore predicting the muscle forces and the reaction forces that are related to elbow joints are very important issues. In this study the muscle forces and the joint reaction forces have been predicted to carry the load for flexion movement during 120°. Three flexor muscles named biceps brachii, brachialis and brachioradialis have been considered to carry the load. The elbow joint has been modelled as one degree of freedom system. Because the model has one degree of freedom and it includes three muscles as actuator, the problem is an indeterminate type. To solve this problem, an optimization method has been used and the results have been presented.

**Key Words:** *Flexion, Muscle activation, Elbow, Optimization*

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

İnsanın herhangi bir hareketi boyunca bu hareketle ilişkili kasların aktivasyon dereceleri ile ilgili bilgi sahibi olmak merkezi sinir sistemi ve dokular hakkında önemli bakış açıları sağlayabilir. Bunun yanında protez tasarımı, farklı spor aktiviteleri boyunca bağların zarara uğrama riskini değerlendirme konularında da büyük bir öneme sahiptir. Kas kuvveti gibi iç kuvvetlerin doğrudan ölçülmesi uygun olmadığı için kas-iskelet sistemini modellemeye bağlı olarak geliştirilen invazif olmayan metotlar geliştirilmiştir (Yamaguchi, 2001; Robertson ve diğ., 2004; Winter, 2005).

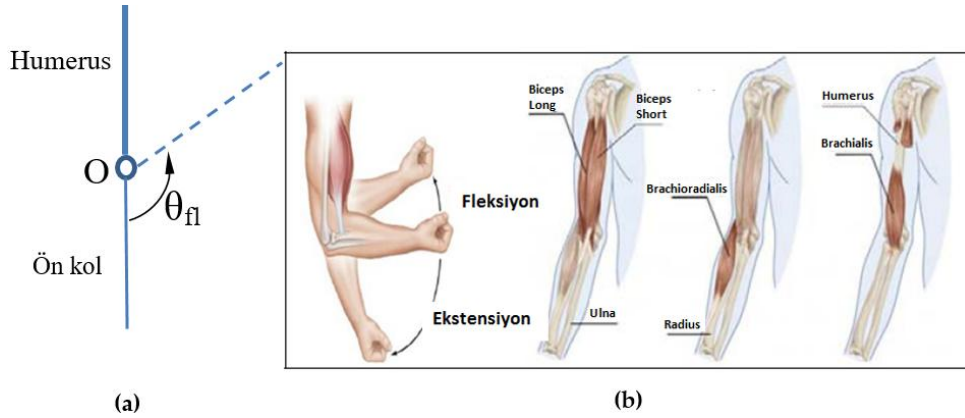
Ters dinamik yöntemleri istenilen hareketi gerçekleştirebilmek için gerekli torku hesaplamak için kas-iskelet sistemlerinde çoğunlukla kullanılmaktadır. Eklem etrafındaki torkun bulunması bize çok genel bir veri verdiği için bu torkun üretilmesinde hangi kasa ne kadar pay düştüğünü bilmek gerekmektedir. Bu moment paylaşımı da statik optimizasyon metodu kullanılarak bulunmaktadır (Tsirakos, 1997; Silva, 2004; Erdemir ve diğ., 2007; Ackermann, 2008).

Ters dinamik temelli statik optimizasyon yöntemiyle kas aktivasyonu tahmini çeşitli konulara duyarlıdır (Erdemir ve diğ., 2007). Bu konularla ilgili çeşitli çalışmalar mevcuttur. Kas aktivasyonunu ve dolayısıyla kas kuvvetini etkileyen bu konulardan başlıcaları; insan modellerinde kullanılan antropometrik parametreler, kasın başlangıç ve sonlanış noktalarının dikkatli bir şekilde belirlenmesi (Raikova, 2001; Strobach ve diğ., 2007), iskelet sisteminin konumuna göre kas doğrultusu (Raikova, 2001; Zajac, 1990; Raikova, 1996) ki bu konu kas moment kollarını da etkilemektedir. Kas kuvveti kestirimi aynı zamanda kas dayanımına ve kasın fizyolojik kesit alanına da son derece duyarlıdır (Brand, 1986). Ayrıca bu çalışmada dikkate alınmamakla beraber kas-tendon dinamiği modelleri de sisteme katıldığında, sonuçları dikkate değer şekilde etkilemektedir (Brand, 1986; Venture, 2006; Winters, 1987; Redl, 2007). Modellemede bu konular üzerine dikkatli bir şekilde eğilmekle kas kuvvetleri daha hassas şekilde tahmin edilebilir.

Bu çalışmada, insan dirseğinin 120° lik flexion hareketi boyunca ilgili kasların moment taşıma potansiyelleri belirlenmeye çalışılmıştır. Dirsek eklemi döner mafsalsal olarak modellenmiş olup tek serbestlik derecesine sahiptir. Buna rağmen sistemde 3 adet kas yani tahrik elemanı mevcuttur. Bu yüzden problem belirsiz hale gelmektedir. Bu durumda kas kuvvetleri için sonsuz sayıda çözüm mevcuttur. Bu sonsuz sayıdaki çözümü tek çözüme indirgemek için optimizasyon yöntemi kullanılmış ve bu sayede kasların momenti ne derecede paylaştığı belirlenmiştir.

## BİYOMEKANİK MODELİN OLUŞTURULMASI (CREATING OF BIOMECHANICAL MODEL)

Hesaplamaları gerçekleştirebilmek için sisteme ait fiziksel ve matematiksel modellerin oluşturulması gerekmektedir. Fiziksel modeli oluşturabilmek için öncelikle biyolojik sistemin yapılarını ortaya koymak gerekmektedir. Buna göre; Dirsek, üst kolda humerus adı verilen kol kemiği ile ön kolda radius ve ulna isimli kemikler arasında menteşe biçimli bir eklemdir. Kemiklerin dizilimi ve ilişkileri menteşe hareketine ek olarak az miktarda dönme hareketine de izin verir. Bu dönme hareketi dirsek fonksiyonu için önemli bir hareket olmasına rağmen bükülme hareketi için ihmal edilebilecek seviyede olduğundan dirsek eklemi çalışmada döner mafsalsal olarak tanımlanmıştır.

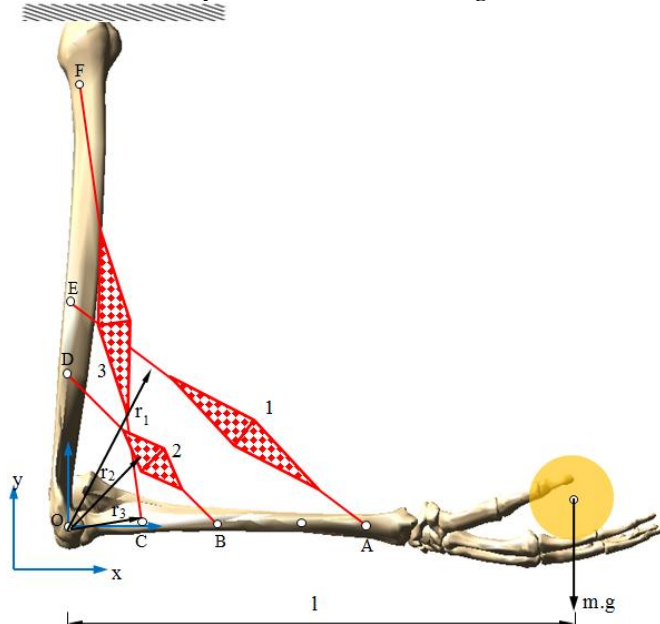


Şekil 1. Dirsek hareketi ve ilgili kaslar

Figure 1. Elbow movement and related muscles

Çalışmada, ön kol ve üst kol (humerus) arasındaki açıyı azaltarak bükme (flexion) hareketini (Şekil 1-a) gerçekleştiren biceps brachii, brachialis ve brachioradialis kasları 120° lik bükülme hareketi için modellenmişlerdir. İlgili kaslar ve modellenen kemikler Şekil 1-b’de gösterilmiştir.

Kas kuvvetlerinin doğrultusunun modellenmesi için ise iki farklı yöntem bulunmaktadır. Bunlar düz çizgi (straight-line) metodu ve merkez çizgisi (centroid-line) metotlarıdır. Çalışmada da kullanılan düz çizgi metodunda, kas kuvvetinin doğrultusu, tendonlar bağlantı noktalarını bağlayacak şekilde (kas ve tendon beraber) düz bir çizgiyle gösterilebilir (Jensen, 1975). Bu metot uygulanma açısından basit olmasına rağmen, kas bir kemiği sarmalıyor veya başka bir kasla birbirine dolaşık vaziyetteyse anlamlı sonuçlar üretmeyebilmektedir. Diğer metot olan merkez çizgisi metodunda (centroid line method) ise kas kuvvetinin doğrultusu, kasın kesit alanına ait merkezin konumu boyunca geçen bir çizgi ile temsil edilmektedir (Jensen, 1975). Bu yolla kuvvetin tesir doğrultusu daha kesin belirlenmesine rağmen, bu metodu uygulamak, uzvun tek bir pozisyonu için bile bu merkezin konumunu elde etmek zor ve uzvun bir pozisyonundan diğerine geçerken bu tesir doğrultusunun nasıl değişeceğini bilmek pratik olarak imkânsız olduğundan zor olabilmektedir. Yukarıda bahsedilen şartlara göre oluşturulan fiziksel model Şekil 2’de görülmektedir. Kaslara ait başlangıç (origin) ve sonlanış (insertion) noktalarının ön kolun 90° lik konumuna göre koordinatları ve kas dayanım kuvvetleri Çizelge 1’de verilmiştir.



Şekil 2. Dirsek mekanizması fiziksel modeli

Figure 2. Physical model of elbow mechanism

**Çizelge 2.** Kas başlangıç ve sonlanış nokta koordinatları ve dayanım kuvvetleri (Dubowsky, 2008).*Table 2. Coordinates of origin-insertion points and strength of muscles (Dubowsky, 2008)*

	Kas	Başlangıç Noktası (cm)	Bitiş Noktası (cm)	Dayanım Kuvveti (N)
1	Brachioradialis	E(0,15)	A(20,0)	1000
2	Brachialis	D(0,10)	B(10,0)	1450
3	Biceps brachii	F(0,30)	C(5,0)	1350

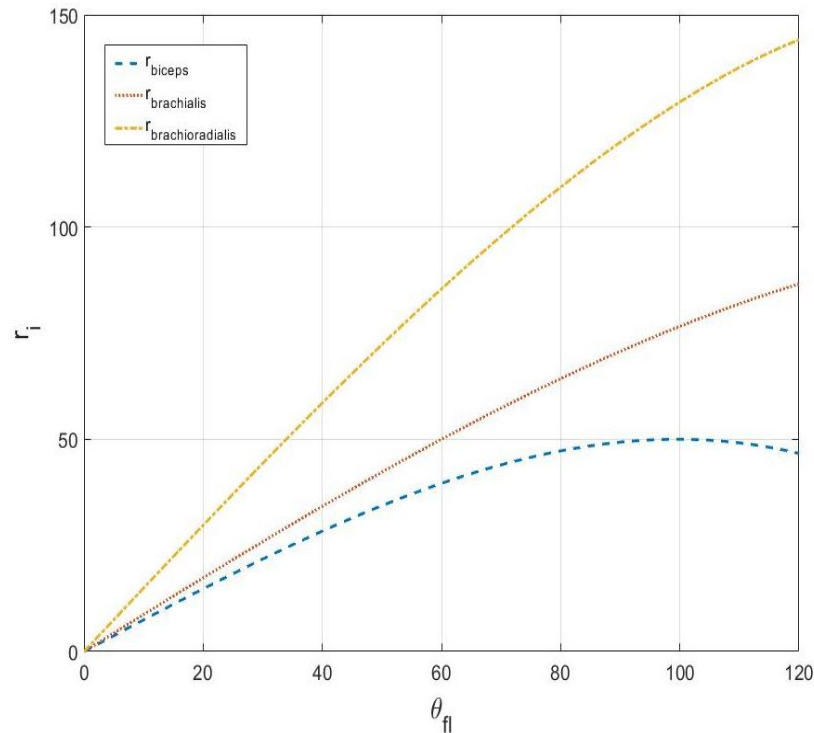
Matematiksel modele geçecek olunursa; sistemde el tarafından tutulan kütleli kaldırmak için üç adet kas görev yapacaktır. Statik denge şartına göre bu kuvvetlerin dirsek ekleme merkezi etrafındaki moment toplamalarının 0 olması gerekmektedir. Buna göre;

$$m \cdot g \cdot l \cdot \sin(\theta_{fl}) = r_1 \cdot F_1 + r_2 \cdot F_2 + r_3 \cdot F_3 \quad (1)$$

olmalıdır.

$F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  sırasıyla brachioradialis, brachialis ve biceps brachii kas kuvvetlerini temsil ederken  $r$  sembolleri de ilgili kasların moment kollarını göstermektedir.

Moment kollarının hareket boyunca değişimi Şekil 3'te verilmiştir.

**Şekil 3.** Kas moment kollarının hareket süresince değişimi*Figure 3. Muscle moment arms during the movement*

Burada  $l$  uzunluğu 45 cm,  $m$  kütlesi 10 kg'dir. Görülmektedir ki üç bilinmeyene karşılık elimizde tek denklem mevcuttur. Bu belirsiz bir problemdir ve sonsuz çözüme sahiptir. Bu sonsuz adet çözümü tek çözüme indirmek için optimizasyon yöntemi kullanılmalıdır.

### OPTİMİZASYON VE SONUÇLARI (OPTIMIZATION AND RESULTS)

Bu problemi optimizasyon yöntemi ile çözmek için minimize edilmesi gereken ve çeşitli kısıtlamalar getiren bir hedef fonksiyonu gereklidir. Literatürde birçok hedef fonksiyonu kullanılmaktadır ve en

uygun fonksiyonu seçmek muhtemel duruma bağlıdır. Örneğin, bir engele çarpmadan hızlı hareket gerektiren bir hareketle, kesin ve yumuşak bir hareketin gerektireceği hedef fonksiyonları birbirinden farklı olacaktır.

Birçok yaygın hedef fonksiyonu kas aktivasyonunu kullanmaktadır. Kas aktivasyonu 0 ile 1 arasında değişen bir değerdir. 0 olması kasın pasif olduğunu gösterirken 1 olması ise tamamen aktif olduğunu göstermektedir (Abdel-Malek, 2006).

Kas kuvveti  $F=a_i.N_i$  ile tanımlanmaktadır. Burada  $a_i$  kasın aktivasyonunu  $N_i$  ise Tablo 1’de verilen kas dayanımını temsil etmektedir. Bu haliyle  $O$  etrafındaki moment ifadesi aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenebilir.

$$m \cdot g \cdot l \cdot \sin(\theta_{fl}) = r_1 \cdot a_1 \cdot N_1 + r_2 \cdot a_2 \cdot N_2 + r_3 \cdot a_3 \cdot N_3 \quad (2)$$

Bu problem aşağıdaki optimizasyon formülasyonu kullanılarak çözülebilir.

Bul:  $a_1, a_2, a_3$

Minimize et:

$$J = \sum_{i=1}^n a_i^2 \quad (3)$$

Bağlı fonk.

$$T = \sum_{i=1}^n r_i(a_i N_i) \quad (4)$$

$$0 \leq a_i \leq 1$$

$n$  burada kas sayısını göstermektedir. Bağlı fonksiyonları, farklı eklemleri içeren farklı moment denklemleri de ekleyerek uzatabiliriz. Bu çalışmada sadece dirsek eklemi dikkate alındığından tek moment denklemi yeterlidir. Denklemleri probleme özel hale getirirsek;

Bul:  $a_1, a_2, a_3$

Minimize et:

$$J = \sum_{i=1}^3 a_i^2 \quad (5)$$

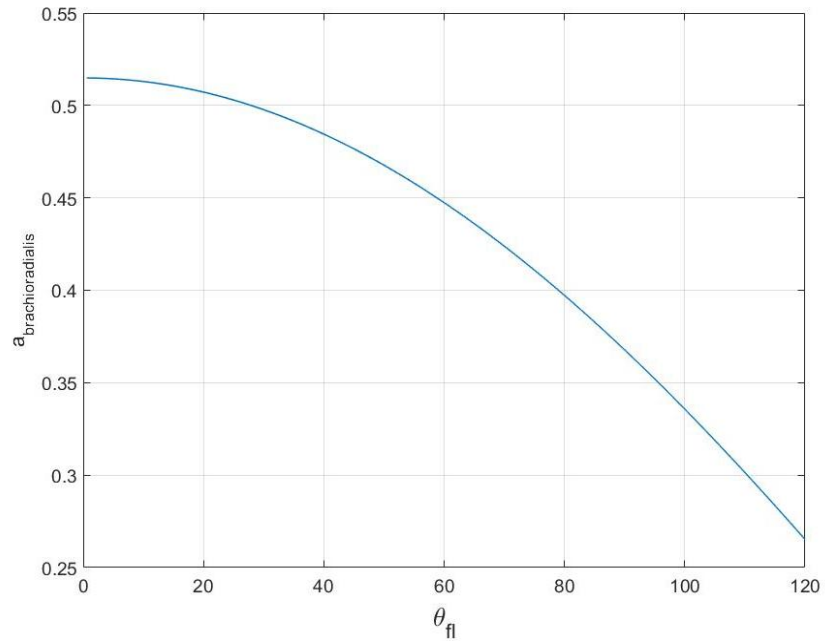
Bağlı fonk.

$$r_1 a_1 N_1 + r_2 a_2 N_2 + r_3 a_3 N_3 = mgl \quad (6)$$

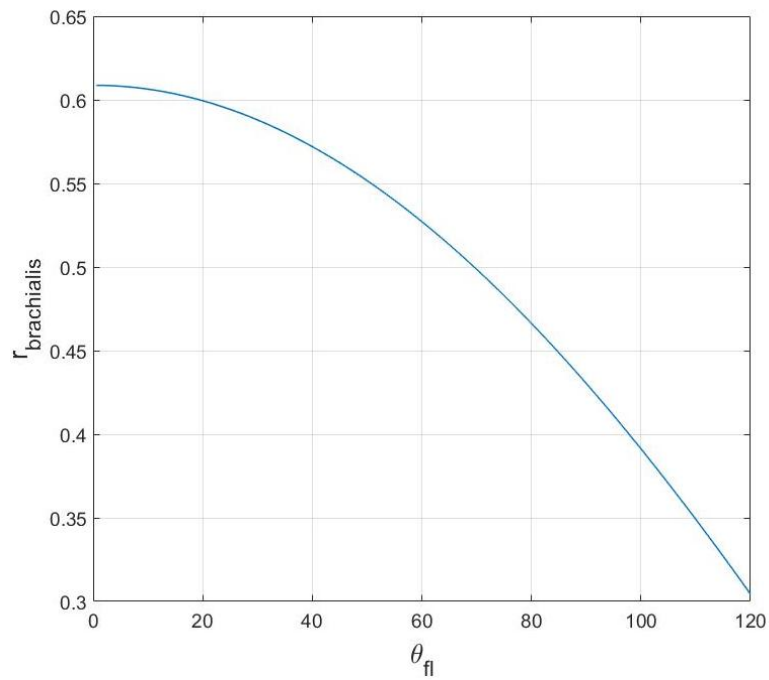
$$0 \leq a_i \leq 1$$

Bu optimizasyon problemi çözümlenerek kasların aktivasyon dereceleri Şekil 4, 5 ve 6’daki gibi elde edilir.

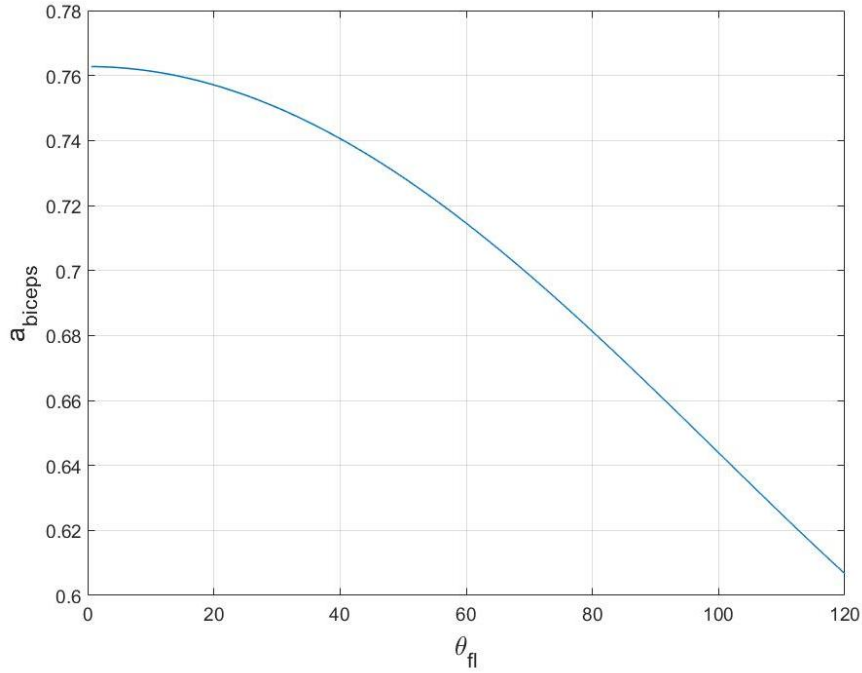




**Şekil 4.** Brachioradialis kasının hareket süresince aktivasyon değişimi  
*Figure 4. Brachioradialis muscle activation during the movement*

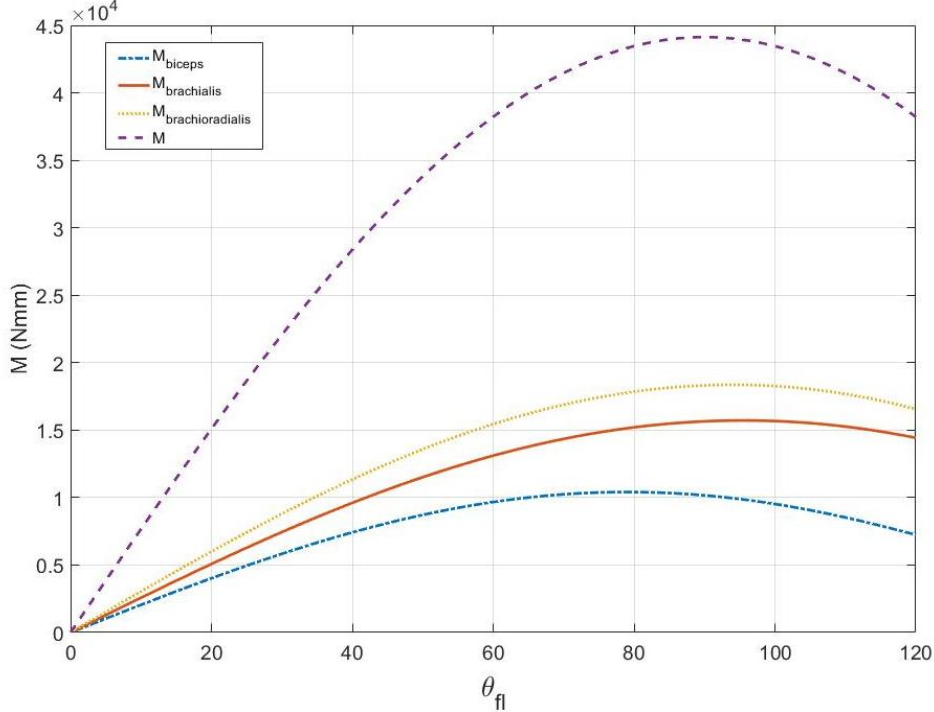


**Şekil 5.** Brachialis kasının hareket süresince aktivasyon değişimi  
*Figure 5. Brachialis muscle activation during the movement*



**Şekil 6.** Biceps brachii kasının hareket süresince aktivasyon değişimi  
*Figure 6. Biceps brachii muscle activation during the movement*

Grafikler incelendiğinde kas aktivasyonlarının 1 den küçük olduğu görülebilir. Bu aktivasyon derecelerine göre kasların moment taşıma grafiklerini elde edebiliriz (Şekil 7).



**Şekil 7.** Kasların hareket süresince moment taşıma eğrisi  
*Figure 7. Muscle moment curve during the movement*

## SONUÇLAR (RESULTS)

İnsan hareketinin ve kas fonksiyonlarının anlaşılabilmesi için biyomekanik modeller büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada kas aktivasyonunun ve kasların moment paylaşımını nasıl yaptıkları

incelenmiştir. Şekil 4-7 bununla ilgili bize bazı bilgiler vermektedir. Şekil 4-6 kasların aktivasyon derecelerini göstermektedir. Şekil 7'de dikkat edilirse moment değeri  $90^\circ$  ye kadar artış göstermesine rağmen kas aktivasyonları düşüş eğilimindedir. Şekil 3'te ise bütün kaslar için, hareket boyunca artma eğilimi gösteren moment kollarının değişimi görülmektedir. Bu grafiklerden anlaşılacağı üzere  $T=Fi \cdot ri$  ifadesine uygun bir şekilde kasın moment kolları arttığı için kas kendi üzerine düşen momenti sağlamak için aktivasyonunu düşürmektedir. Şekil 7 ve Şekil 3'ü birlikte ele aldığımızda moment kolu değeri hareket boyunca en büyük değeri alan brachioradialis kasının en fazla momenti taşıdığı görülmektedir. Buna rağmen brachioradialis kası, kaslar arasında maksimum dayanım kuvveti en az olan yani en düşük yük taşıma potansiyeline sahip olan kastr. Bu veriler Çizelge 1'de mevcuttur. Biceps brachii kası hareket boyunca en yüksek aktivasyona sahip ve dayanım kuvveti olarak ikinci kas olmasına rağmen moment kolu değerleri nedeniyle en az moment taşıyan kastr.

Sonuç olarak kasların moment taşıma potansiyellerinde en etkili parametre moment kolu olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca kasın aktivasyon derecesi ile moment kolu arasında da ters bir orantı olduğu gözden kaçmamalıdır.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Abdel-Malek, K., Yang, J., Marler, T., Beck, S., Mathai, A., Zhou, X., Patrick, A., Arora, J., 2006, "Towards a new generation of virtual humans", *Int. J. Human Factors Modelling and Simulation*, Cilt 1, No 1, ss. 2-39.
- Ackermann, M., Schiehlen, W., 2009, "Physiological methods to solve the force-sharing problem in biomechanics. In: Bottasso, C.L. (ed.) *Multibody Dynamics*", *Computational Methods and Applications*, Cilt 12, ss. 1-23.
- Brand, R.A., Pedersen, D.R., Friedrich, J.A., 1986, "The sensitivity of muscle force predictions to changes in physiologic cross-sectional area", *Journal of Biomechanics*, Cilt 19, No 8, ss. 589-596.
- Dubowsky, S. R., 2008, *Multibody computational biomechanical model of the upper body*, Doktora Tezi, The State University of New Jersey, New Jersey.
- Erdemir, A., McLean, S., Herzog, W., van den Bogert, A., 2007, "Model-based estimation of muscle forces exerted during movements", *Clinical Biomechanics*, Cilt 22, No 2, ss. 131-154.
- Jensen, R.H., Davy, D.T., 1975, "An investigation of muscle lines of action about the hip: A centroid line approach vs the straight line approach", *Journal of Biomechanics*, Cilt 8, No 2, ss. 103-110.
- Raikova, R., 1996, "A model of the flexion-extension motion in the elbow joint—some problems concerning muscle forces modeling and computations". *Journal of Biomechanics*, Cilt 29, No 6, ss. 763-772.
- Raikova, R.T., Prilutsky, B.I., 2001, "Sensitivity of predicted muscle forces to parameters of the optimization based human leg model revealed by analytical and numerical analyses", *Journal of Biomechanics*, Cilt 34, No 10, ss. 1243-1255.
- Redl, C., Gfoehler, M., Pandy, M.G., 2007, "Sensitivity of muscle force estimates to variations in muscle-tendon properties", *Human Movement Science*, Cilt 26, No 2, ss. 306-319.
- Robertson, D.G.E., Caldwell, G.E., Hamill, J., Kamen, G., Whittlesey, S.N., 2004, "Research Methods in Biomechanics" *Human Kinetics*, Champaign.
- Silva, M.P.T., Ambrósio, J.A.C., 2004, "Human motion analysis using multibody dynamics and optimization tools", Technical Report IDMEC/CPM-2004/001, Lisbon.
- Strobach, D., Kecskemethy, A., Auer, E., Luther, W., Steinwender, G., Zwick, B., 2007, "A sensitivity analysis of origin and insertion points of Hill muscle models with respect to gait dynamics. In: Bottasso, C.L., Masarati, P., Trainelli, L. (eds.) *Proceedings of Multibody Dynamics 2007*", *ECCOMAS Thematic Conference on Advances in Computational Multibody Dynamics*, Milano, Italy.
- Tsirakos, D., Baltzopoulos, V., Bartlett, R., 1997, "Inverse optimization: functional and physiological considerations related to the force-sharing problem", *Critical Reviews in Biomedical Engineering*, Cilt 25, No 4-5, ss. 371-407.

- Venture, G., Yamane, K., Nakamura, Y., 2006, "Identification of human musculo-tendon subject specific dynamics using musculo-skeletal computations and non linear least square", In: Proceedings of the First IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics, Pisa, Italy, , ss. 211–216.
- Winters, J.M., Stark, L., 1987, "Muscle models: what is gained and what is lost by varying model complexity", *Biological Cybernetics*, Cilt 55, No 6, ss. 403–420.
- Winter, D.A., 2005, "Biomechanics and Motor Control of Human Movement", Wiley, New Jersey.
- Yamaguchi, G.T., 2001, "Dynamic Modeling of Musculoskeletal Motion: a Vectorized Approach for Biomechanical Analysis in Three Dimensions". Dordrecht, Kluwer.
- Zajac, F.E., Winters, J.M., 1990, "Modeling musculoskeletal movement systems: joint and body segmental dynamics, musculoskeletal actuation, and neuromuscular control". In: Winters, J.M., Woo, S.L.-Y. (eds.) *Multiple Muscle Systems: Biomechanics and Movement Organizations*, ss. 121–148. Springer, NewYork.

## HAVA JET İTKİLERİ KULLANARAK MÜHENDİSLİK YAPILARININ AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

<sup>1</sup>Berkan HIZARCI , <sup>2</sup>Zeki KIRAL 

<sup>1</sup>Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, İzmir, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir, TÜRKİYE

<sup>1</sup>berkan.hizarci@deu.edu.tr, <sup>2</sup>zeki.kiral@deu.edu.tr

(Geliş/Received: 25.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Yapısal cevap kontrol sistemlerinin araştırılması ve geliştirilmesi araştırmacıların önemli bir ilgi alanıdır. Farklı dinamik yüklerin etkisi altında mühendislik yapılarının titreşim tepkilerini azaltmak için yapısal kontrol sistemlerinin kullanılması bir gereklilik haline gelmiştir. Yapısal cevap kontrolü kavramını uygulanabilir bir teknolojiye dönüştürmek için ciddi çabalar sarf edilmiştir. Farklı çalışma ortamlarında veya operasyonel işlemlerde kullanılan yapıların dinamik davranışlarının iyileştirilmesi için yenilikçi aktif titreşim kontrol sistemlerine ihtiyaç vardır. Bu konuda, hava jet itkileri kullanılarak yapıların titreşimlerini azaltma düşüncesi hala araştırılmaya ve uygulamaya açıktır. Bu çalışmada, örnek bir mühendislik yapısının harmonik zemin zorlaması altında verdiği cevaplar ve hava jet itkileri yardımıyla titreşim kontrolü incelenmiştir. Harmonik zemin zorlaması, yapının en yüksek yer değiştirmeye sahip olduğu birinci doğal frekans civarında verilmiştir. Yapının titreşim kontrolü için, durum geri besleme kontrol yöntemi kullanılmıştır. Örnek yapının titreşim kontrolü için gerekli olan kuvvetler hesaplanmıştır. Ayrıca, Matlab Simscape Multibody yardımıyla hem sistemin fiziksel olarak modellenmesi, hem de oluşan titreşimin görselleştirilmesi sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve önerilen sistem ile yapının titreşimlerini sönmülenebileceği sonucuna ulaşılmıştır. Son olarak, kontrol kuvvetlerinin sisteme hava jet itkileri kullanılarak verilmesi için lüle tasarımı yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hava jet itkisi, Lüle, Titreşim azaltma, Yapısal cevap, Durum geri besleme kontrol

### Active Vibration Control of Engineering Structures Using Air Jet Pulses

**ABSTRACT:** Research and development of structural response control systems are an important area of interest for researchers. Under the different static and dynamic loads, it has become a necessity to use structural control systems in order to reduce the vibration response of engineering structures. Serious efforts have been made to transform the structural response control concept into a viable technology. Innovative active vibration control systems are needed to improve the structural dynamic behavior of structures used in different operating environments or operational processes. In this regard, the idea of reducing the vibrations of structures using air jet pulses remains to be investigated and implemented. In this study, the response patterns of the sample structure and vibration control via air jet pulses under harmonic base excitation were examined. Harmonic base excitation was given around the first natural frequency at which the structure has the highest displacement. State-feedback control method was used for vibration control of the structure. The forces required for vibration control of the sample structure were calculated. In addition, with the help of Matlab Simscape Multibody, physical modeling of the system and visualization of the vibration were provided. The results were compared and it was observed that the vibration of the structure can be damped via proposed system. Finally, the nozzle design was conducted to provide control forces with air jet impulses to the system.

**Key Words:** Air jet pulse, Nozzle, Vibration suppression, Structural response, State-feedback control

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

Mühendislik yapılarındaki yükler statik ve dinamik uyarımlar olarak sınıflandırılabilir. Statik bir yük zamanla değişmez ve yapı üzerinde ivmelenme oluşturmazken, dinamik bir yük zamanla değişir ve böylece yapı içinde ivmeli yer değiştirmeler oluşturur. Dinamik yükler harmonik, periyodik ve rastgele yapıda olabilir. Genel olarak, mühendislik yapılarına etki eden dinamik yükler, türbinler, elektrik motorları, fanlar, dönen miller vb. döner makinelerde dengesizlikten kaynaklanan harmonik kuvvetler nedeniyle meydana gelir. Örneğin, bir çamaşır makinesinin tamburundaki dengesiz kıyafet yüklemesi çamaşır makinesinin yapısına etki eden harmonik bir kuvvettir. Bir süre çalıştıktan sonra, yapı üzerindeki harmonik yüklenme nedeniyle meydana gelen aşırı titreşim, çamaşır makinesinin bir kısmında arızaya neden olabilir (Şanlıtürk ve Çelikel, 2009). Bu konudaki ikinci örnek için araba tekerlekleri verilebilir. Bir arabanın tekerlekleri dengeli olmadığında, dönen tekerleklerde harmonik kuvvetler oluşur. Tekerleklerin dönme hızı, aracın süspansiyon sisteminin dikey yöndeki doğal frekansına yakınsa, aracın süspansiyon sistemindeki dikey yer değiştirme genliği artar. Rasgele dinamik bir yük için, binalara etki eden depremler veya rüzgarlar örnek olarak verilebilir.

Mühendislik yapıları, maruz kaldıkları yıkıcı yüklerden sonra da işlevlerini sürdürme yeteneğine sahip olmalıdır. Yapıların bu tür yüklerle dayanmasını sağlamak amacıyla, yapısal mukavemet, direngenlik ve sönüm oranında uygun değerlerin sağlanması esastır. Örneğin, binaların depreme karşı dayanıklı olabilmesi için, yapısal elemanların yeterli dayanımlarının yanında bu dayanımlarını sürdürebilmeleri için elemanların sünek olmaları gerekmektedir (Yüksel ve Foroughi, 2019). Fakat, malzeme teknolojisindeki gelişmeler neticesinde malzeme mukavemeti artırılırken malzemenin diğer özellikleri aynı oranda artmaması bir problem teşkil eder. Bu nedenle, özellikle esneme kapasitesi fazla olan yüksek yapılarda büyük deplasmanların pratik açıdan kontrol edilmesi ek kontrol sistemlerinin kullanılmasını gerektirmektedir (Aldemir ve Aydın, 2005). Malzeme teknolojisindeki sınırlamalar nedeniyle, araştırmacılar farklı yükler altındaki yapıların titreşim tepkisini azaltmak için kullanılacak yapısal kontrol sistemlerini geliştirmişlerdir. Bu sistemler, yükler nedeniyle oluşan enerjiyi yansıtarak ve/veya yutarak daha güvenli ve dayanıklı çalışma koşulları sağlamak için uygun bir çözümdür. Pasif, yarı aktif, aktif ve hibrit olmak üzere dört ana tip yapısal cevap kontrol sistemi mevcuttur. Pasif ve yarı aktif cihazların maliyet verimliliği ve güvenilirliğine rağmen, bu sistemler yapısal kontrolü için sınırlı bir kapasiteye sahiptir. Örneğin, pasif sistemler basit mekanizmalara sahiptir ve üretilmeleri kolaydır, ancak farklı dinamik uyarımlara uyum sağlayamazlar. Yarı aktif cihazların dinamik uyarımlara cevabı, içerdikleri pasif cihazların maksimum kapasitesi ile sınırlıdır. Aktif yapısal kontrol sistemleri, bir kontrol kuvveti veya hareketi yardımıyla yapıya doğrudan enerji aktarırlar. Bu sistemler, yapı tepkisi üzerinde etkili kontrol ve farklı dinamik yüklere adaptasyon yeteneği gibi avantajlara sahiptir. Öte yandan, farklı dinamik yüklere karşı etkili olabilmek için önemli miktarda dış enerji gerektirebilirler. Aktif yapısal kontrol sistemlerinde kullanılan kontrol yöntemleri için, bang-bang kontrol, giriş şekillendirme (Conker ve diğ., 2015), oransal integral türev denetleyicisi (PID) (Gülbahçe ve diğ., 2015), durum geri besleme yöntemi (Özdemir ve Maden, 2013), bulanık mantık kontrol (Çakan ve diğ., 2015) örnek olarak gösterilebilir. Hibrit yapısal kontrol sistemleri ise, pasif, yarı aktif ve aktif yapısal kontrol sistemlerinin seri veya paralel bağlanması ile oluşturulur. Son birkaç on yıl boyunca, çeşitli araştırmacı grupları tarafından farklı tipte yapısal kontrol sistemleri ve algoritmaları araştırılmış, geliştirilmiş ve üretilmiştir. Bu yapısal kontrol sistemlerinin birçoğu başarılı bir şekilde uygulanmakla birlikte, yapı ömrü boyunca maliyet, dış güce bağımlılık ve mekanik karmaşıklık ile ilgili zorluklar yaygın olarak kullanılmalarını geciktirmiştir.

Günümüzde, aktif yapısal kontrol sistemlerinin dış güce bağımlılığını azaltmayı amaçlayan ve rüzgar türbinleri veya vinçler gibi farklı çalışma ortamlarında veya operasyonel işlemlerde kullanılabilecek yenilikçi aktif titreşim kontrol sistemlerine ihtiyaç vardır. Bu nedenle, bu çalışmada hava jet itkilerinin bir aktif titreşim kontrol yöntemi olarak uygulanabilirliği araştırılmıştır. Hava jet itkilerinin kullanılmasındaki amaç, sürdürülebilir enerji olan havanın kullanılması ile aktif yapısal kontrol sistemlerinin dezavantajı olan yüksek enerji gereksinimini aza indirmektir. Böyle bir sistemin, örnek olarak, endüstride ürünlerin konveyör hattı veya vinç ile taşıma esnasında meydana gelen

titreşimlerin azaltılmasına yönelik olarak fabrikalarda farklı işlemler için mevcut bulunan basınçlı havanın kullanılması ile uygulamaya aktarılabilmesi düşünülmektedir. Literatürde jet itkileri ile titreşim kontrolü hakkında bazı küçük ölçekli araştırmalar yapılmıştır. Brambilla'nın 1999 yılında yaptığı aktif yapısal kontrol için jet itki aktüatörü tasarımı ve uygulaması bu konuda yapılan ilk çalışmalardan biridir (Brambilla, 1999). Bu çalışmada, düşey düzlemde konumlandırılmış bir kiriş ve üstünde bir kütle kullanılmıştır. Kütle üzerinde lüleler bulunmaktadır. Yapı, sarsma tablası yardımıyla zeminden farklı frekanslarda harmonik uyarılara maruz bırakılmaktadır. Yapıdaki titreşim ivme değeri, önceden ayarlanmış ivme eşik seviyesinin üstünde olduğunda lüleler sabit bir kuvvet uygulayacak şekilde aktif hale getirilmektedir. Fujimoto ve Cao tarafından 2002 yılında benzer bir çalışma iki dikey kiriş için yapılmış olup, kayan kip kontrol yöntemi kullanılarak lüleler sayesinde sisteme verilen kuvvet kontrol edilmiştir (Fujimoto ve Cao, 2002). Bu konudaki son çalışma, Karaikos ve diğ. tarafından 2016 yılında yine tek kiriş ve bir kütle modeli kullanılarak yapılmıştır (Karaikos ve diğ., 2016). Diğer çalışmalardan farklı olarak, zemin zorlaması tek tonlu ve çok tonlu harmonik sinyal ve deprem benzetimi için rastgele sinyal olarak verilmiştir. Bu çalışmada da, sınırlandırılmış durum kontrol yöntemi kullanılmıştır. Farklı eşik seviyesi ve kuvvet değerleri için en uygun kontrol değerleri bulunmuştur.

Jet itkileri ile aktif titreşim kontrolünün, mühendislik yapılarına gerçek ve geniş bir şekilde uygulanmasından önce, örnek yapılar üzerinde titreşimin azaltılmasına yönelik fizibilite çalışmalarının yapılması gerekmektedir. Bu çalışmanın amacı, hava jet itkilerini bir kontrol kuvveti olarak kullanarak örnek bir mühendislik yapısının titreşim kontrolünü durum geri besleme yöntemi ile gerçekleştirmektir. Örnek yapı literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, iki kat ve dört kolondan oluşan basitleştirilmiş bir bina modeli olarak seçilmiştir. Sistem, iki serbestlik dereceli topaklanmış parametrelili sistem olarak modellenmiştir. Ek olarak, yapının Matlab Simscape Multibody modeli, gövdeleri, eklemleri ve kısıtlamaları, kuvvet elemanlarını temsil eden bloklar da kullanılarak oluşturulmuştur. Bu sayede oluşturulan yapının hem fiziksel olarak modellenmesi hem de görselleştirilmesi sağlanmıştır. Doğal frekans civarındaki harmonik kuvvetin neden olduğu titreşim tepkisi yapının dayanıklılığı için çok önemlidir. Bu nedenle, frekansı yapının birinci doğal frekansına yakın olan bir harmonik zemin zorlaması yapıya uygulanmıştır. Yapının aktif titreşim kontrolü için durum geri besleme yöntemi kullanılmıştır. Hedeflenen zaman cevabı kriterlerine göre, sistem kutuplarının yerleri belirlenmiştir. Durum geri besleme yöntemi ile yapının titreşimi kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Yapının titreşim kontrolünde gerekli olan maksimum kuvvet değerini verebilecek şekilde bir lüle tasarımı gerçekleştirilmiştir.

## ÖRNEK MÜHENDİSLİK YAPISI (SAMPLE ENGINEERING STRUCTURE)

### İki Serbestlik Dereceli Topaklanmış Parametrelili Model (Two Degrees of Freedom Lumped-Parameter Model)

Şekil 1'de gösterilen kolonlar ve kütlelerden oluşan basitleştirilmiş bina modeli için kinetik enerji, potansiyel enerji ve sanal iş ifadeleri sırasıyla Denklem 1, 2 ve 3'deki gibi yazılabilir.

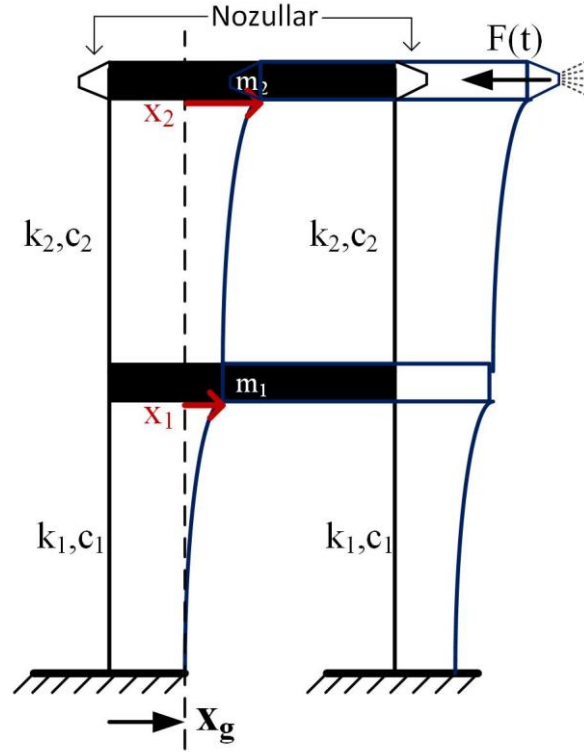
$$T = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_g + \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_g + \dot{x}_2)^2 \quad (1)$$

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

$$\delta W = 2c_1 \dot{x}_1 \delta x_1 + 2c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \delta (x_2 - x_1) - F(t) \delta x_2 \quad (3)$$

Denklem 1, 2 ve 3 ile Şekil 1'de görülen  $m_1$  ve  $m_2$  sırasıyla birinci ve ikinci katların kütleleri,  $k_1$  ve  $k_2$  kolonların eğilme direngenlikleri,  $c_1$  ve  $c_2$  kolonlar için viskoz sönüm katsayıları,  $x_g$  zemin zorlaması nedeniyle oluşan yer değiştirme,  $F(t)$  lüleler vasıtasıyla oluşturulan itme kuvvetidir. Genelleştirilmiş

koordinatlar  $x_1$  ve  $x_2$ , katların zemin yer değiştirmesine göre bağlı yatay yer değiştirmesi olarak seçilmiştir. Sistemin hareket denklemlerini elde etmek için Langrange denklemi kullanılır.



Şekil 1. Zemin uyarımına maruz iki katlı basitleştirilmiş bina şeması

Figure 1. Simplified two-storey building scheme exposed to base excitation

Langrange fonksiyonu (L) ve Langrange denklemi sırasıyla Denklem 4 ve 5'de görülebilir. Burada,  $x_i$  ( $i=1$  ve  $2$ ) olmak üzere, Denklem 1, 2 ve 3'de bulunan ifadeleri Denklem 5'de kullanarak sistemin hareket denklemleri elde edilir. Sistemin hareket denklemlerinin matris formundaki gösterimi Denklem 6'da verilmiştir.

$$L = T - V \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} = Q_i \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2c_1 + 2c_2 & -2c_2 \\ -2c_2 & 2c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_1 + 2k_2 & -2k_2 \\ -2k_2 & 2k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -m_1 \ddot{x}_g \\ -F(t) - m_2 \ddot{x}_g \end{bmatrix} \quad (6)$$

Denklem 6'da verilen hareket denklemleri gösterimi sadeleştirilirse,

$$[M]\ddot{q} + [D]\dot{q} + [K]q = -[L_c]F(t) - [M][L_g]\ddot{x}_g \quad (7)$$

elde edilir. Burada  $q$  genelleştirilmiş koordinatı,  $(\cdot)$  zamana bağlı türevi,  $[M]$ ,  $[D]$  ve  $[K]$  sırasıyla sistemin kütle, sönüm ve direnç matrislerini ifade eder. Denklem 7'nin durum uzayı ile ifadesi aşağıdaki gibi verilebilir.  $[L_c]$  kontrol kuvvetinin giriş matrisi ve  $[L_g]$  zemin zorlamasının giriş matrisi olmak üzere diğer ifadelerin içerikleri Denklem 9'da verilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= Az(t) + B_c F(t) + B_g \ddot{x}_g(t) \\ y(t) &= Cz(t) \end{aligned} \quad (8)$$



$$z(t) = \begin{bmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} & I_{2 \times 2} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0_{1 \times 2} \\ -M^{-1}L_c \end{bmatrix}, \quad B_g = \begin{bmatrix} 0_{1 \times 2} \\ -L_g \end{bmatrix}, \quad C = I_{4 \times 4}, \quad L_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad L_g = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Denklem 9'da,  $0_{n \times n}$ ,  $n \times n$  boyutlu sıfır matris,  $I_{n \times n}$ ,  $n \times n$  boyutlu birim matris,  $B_c$  aktif kontrol kuvvetinin yerleşimini gösteren girdi matrisidir.  $B_g$  zemin zorlaması için girdi matrisidir ve  $C$  sensörlerin yerlerini gösteren çıktı matrisidir. Tüm durumlar elde edilmek istenirse,  $C$  birim matris olarak seçilir. Sistemin durum uzayındaki ifadesi, sistemin sayısal benzetiminde kolaylık sağlar.

Örnek mühendislik yapısının malzeme ve tasarım parametreleri Çizelge 1'de verilmiştir. Yapıda kullanılan dört adet dikdörtgen kesitli kolon eş özelliklere sahiptir. Kolonların malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir. Kolonların eş dağılımlı eğilme rijitliğine sahip olduğu ve eksenel rijitlikleri büyük olduğu için boyuna uzamadıkları varsayılmıştır.

**Çizelge 1.** Yapının malzeme ve tasarım parametreleri

*Table 1. Material and design parameters of the structure*

Parametre	Sembol	Değer
Elastisite Modülü	E	69 GPa
Uzunluk	L	0.54 m
Genişlik	B	0.05 m
Kalınlık	h	0.004 m
Eğilme Eksen Etrafında Alan Atalet Momenti	I	$2.667 \times 10^{-10} \text{ m}^4$
Sönüm katsayısı	c	0.19 Ns/m
İlk katın kütlesi	$m_1$	3 kg
İkinci katın kütlesi+Lülelerin kütlesi	$m_2$	3 kg

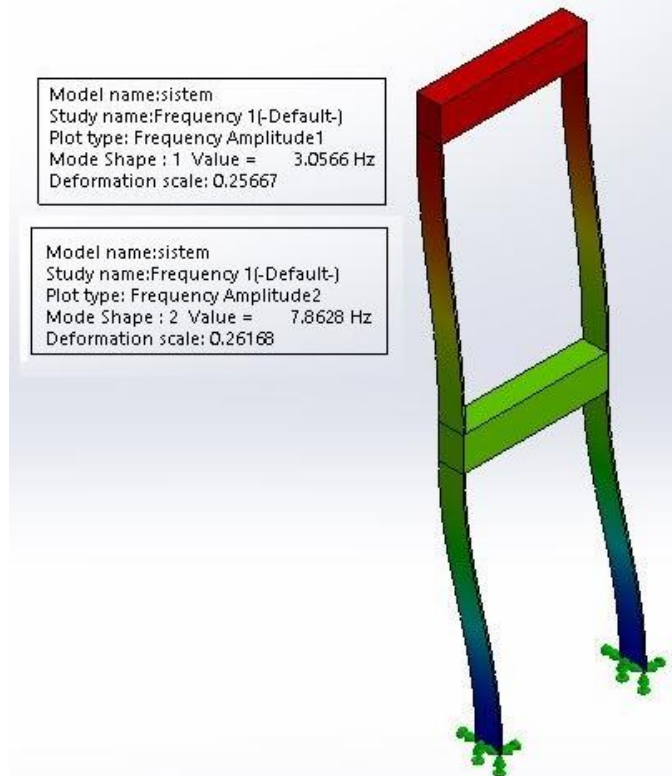
Şekil 1'de görülen yapıda kolonlar zemin ve kütleler arası sabitlenmiştir. Kütlelerin rijit olduğu varsayılarak, Şekil 1'deki her bir kolonun enine direngenlik değerinin formülü (Chopra, 2001),

$$k_{1,2} = \frac{12EI}{L^3} \quad (10)$$

kullanarak kolonların direngenlik değerleri Çizelge 1'de verilen değerler olarak bulunabilir. Sistemin doğal frekanslarının bulunması özdeğer problemidir ve Denklem 11 yardımıyla çözümlenebilir (Chopra, 2001).

$$\det[[K] - w_n^2[M]] = 0 \quad (11)$$

İki serbestlik dereceli olarak modellenmiş sistemin doğal frekansları  $f_1$  ve  $f_2$  sırasıyla 3.00 Hz ve 7.87 Hz olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlar, Şekil 2'de görülebileceği gibi SolidWorks programı ile doğrulanmıştır.



Şekil 2. SolidWorks yazılımı ile sistemin frekans analizi

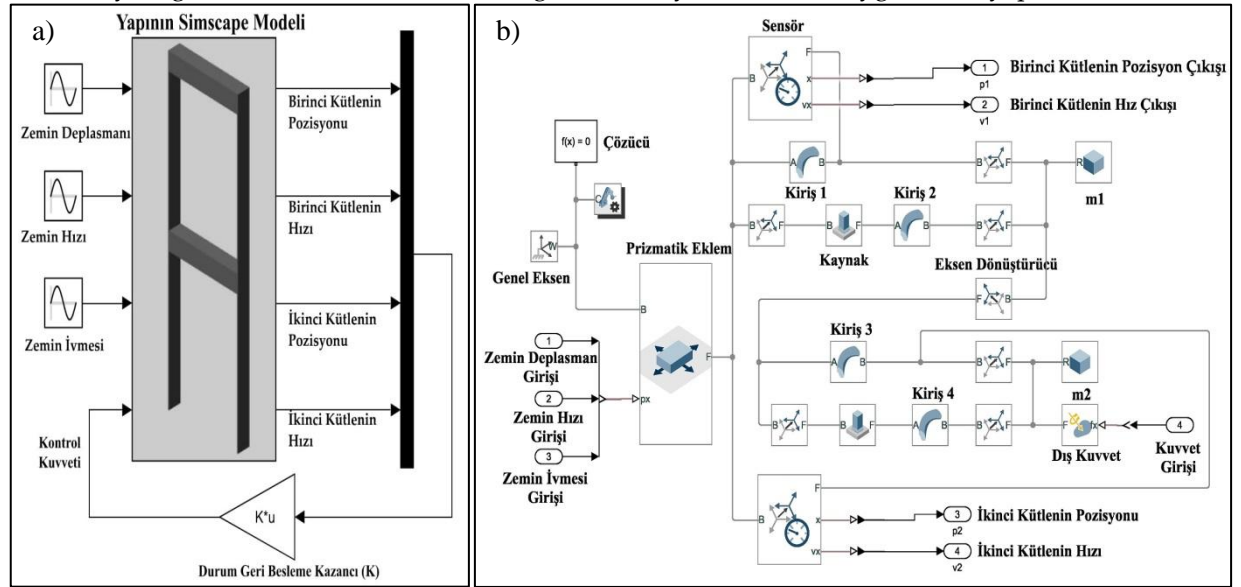
*Figure 2. Frequency analysis of the system with SolidWorks*

### Yapının Matlab Simscape Multibody Modeli (Matlab Simscape Multibody Model of the Structure)

Fiziksel sistemleri modelleyen ve simüle eden Simscape, Simulink'in alt uygulamasıdır. Simscape, Simulink ortamında fiziksel sistemlerin hızlı bir şekilde oluşturulmasını sağlar. Simscape ile, blok şemaları ve diğer model parametreleriyle bütünleşen fiziksel bağlantılara dayalı modeller oluşturulabilir. Gövdeleri, eklemleri, kısıtlamaları, kuvvet elemanlarını ve sensörleri temsil eden bloklar ile çoklu sistemler oluşturulabilir. Simscape Multibody, tüm mekanik sistem için hareket denklemlerini formüle eden ve çözen bir sayısal benzetim programıdır. Robotlar, araç süspansiyonları ve uçak iniş takımları gibi üç boyutlu (3B) mekanik sistemler için çoklu bir benzetim ortamı sağlar. Modeli ve sistem dinamiklerini görselleştirmeyi ve oluşturulan sistemin üç boyutlu animasyonunu sağlar. Mekaniksel sistemlerin hem görselleştirilmesi hem de sonuçların karşılaştırılması ve doğrulanması amacıyla Matlab Simscape Multibody sıklıkla kullanılan bir programdır. Bu programın kullanımıyla, gerçek sistemler üzerinde yapılacak çalışmalar öncesinde ele alınan yapı hakkında önemli bilgiler sağlanabilir.

Bu çalışma için, Simscape modeli üzerinde kurgulanan kontrol şeması ve ele alınan örnek yapının Simscape modeli Şekil 3(a) ve Şekil 3(b)'de sırasıyla verilmiştir. Simscape modelinde, yapının tabanını uyarmak için bir prizmatik eklem kullanılmıştır. Yapıyı ifade etmek için, esnek kiriş ve kütle kullanılır. Kütlelerin tabana göre bağlı yer değiştirmesini, hızını ve ivmesini ölçmek için dönüşüm sensörü kullanılmıştır. Zemin zorlaması yapıya yer değiştirme, hız ve ivme olarak uygulanmıştır. Yapının Simscape Multibody ile modeli ile, hem iki serbestlik dereceli matematiksel model ile sonuçların kıyaslanması ve doğrulanması, hem de Bölüm 4'de anlatılan kontrolcünün Simscape modeline

uygulanarak sonuçların görselleştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu noktada, pnömatik sistemlerin Multibody ile görselleştirilme imkanı olmadığından lüle yerine kuvvet uygulaması yapılmıştır.

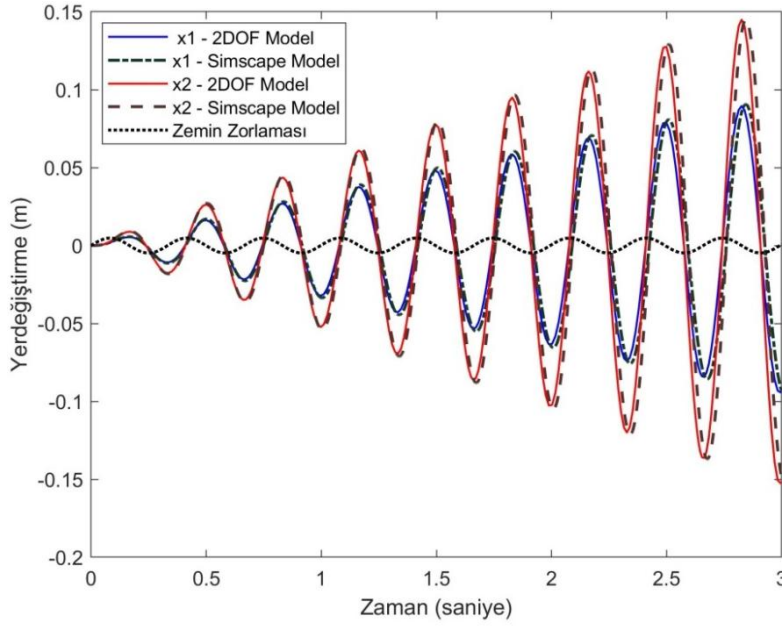


Şekil 3. (a) Simscape Kontrol Şeması, (b) Yapının Simscape Modeli  
Figure 3. (a) Control Scheme in Simscape, (b) Matlab Simscape Multibody Model of the Structure

### HARMONİK ZEMİN ZORLAMASI (HARMONIC BASE EXCITATION)

Yapının zemini, Denklem 12'de verilen belirli genlik ve frekans değeri için sinüsoidal forma sahip tek tonlu bir harmonik yer değiştirmeye maruz bırakılmıştır. Burada,  $U$  uyarma genliği ve  $\Omega$  uyarma frekansdır.  $U$  ve  $\Omega$ , sırasıyla 4.8 milimetre ve 18.9 rad/s (3 Hz) olarak seçilmiştir. Zemin yer değiştirmesinin sinüsoidal olması, yapı üzerinde sinüsoidal ivme değişimlerine ve dolayısıyla dinamik yüklere neden olur. Harmonik zemin zorlaması altında  $m_1$  ve  $m_2$  kütlelerinin yaptığı yer değiştirmeler hem matematiksel model hem de Simscape modeli için Şekil 4'de verilmiştir.

$$x_g(t) = U \sin(\Omega t) \quad \dot{x}_g(t) = U\Omega \cos(\Omega t) \quad \ddot{x}_g(t) = -U\Omega^2 \sin(\Omega t) \quad (12)$$



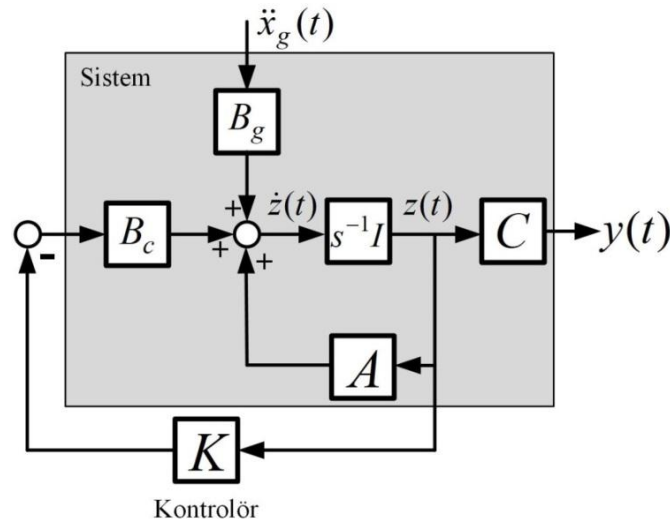
**Şekil 4.** Zemin zorlaması altında kütlelerin yer değiştirmeleri

*Figure 4.* Displacement of masses under base excitation

Sistemin birinci doğal frekansına yakın olması açısından, zemin uyarımı frekansı 3 Hz olarak özellikle seçilmiştir. Yapıda bulunan ikinci kütle bu uyarıma genliği için en fazla yer değiştirmeyi bu frekansta yapmaktadır. Aktif titreşim kontrol sisteminin bu zor durumla başa çıkması istenmektedir. Şekil 4'den görüldüğü gibi, zemin zorlaması sistemin birinci doğal frekansında verildiğinde yapının  $m_1$  ve  $m_2$  kütlelerinin yer değiştirmeleri zamanla artmaktadır. Bu, rezonans dediğimiz yapısal problemin ortaya çıktığının göstergesidir. Kütlelerin yer değiştirmesi, zeminin yer değiştirme genliğinin çok üstündedir. Bu durumda, yapının çok uzun süre ayakta kalamayacağı düşünülmektedir. Ayrıca Şekil 4'den görülebileceği gibi, Simscape sonuçları ile iki serbestlik dereceli matematiksel model sonuçları oldukça uyumludur.

#### **AKTİF TİTREŞİM SÖNÜMLEME İÇİN DURUM GERİ BESLEME KONTROL TASARIMI (STATE-FEEDBACK CONTROL DESIGN FOR ACTIVE VIBRATION SUPPRESSION)**

Bu bölümde, yapı için kontrolcü tasarımına yönelik olarak durum geri besleme yöntemi ele alınmıştır. Bu kontrol yönteminde amaç, kapalı devre sistemin kutuplarını, durum geri besleme kazancı ile sistemin istenen zaman cevabını vereceği şekilde yerleştirmektir. Bu yöntem için, tüm durum değişkenleri kontrol edilebilir olmalı ve geri besleme için uygun olmalıdır. Eğer sistem tamamen durum kontrol edilebilir ise, kapalı devre sistemin kutupları durum geri beslemesi ve uygun durum geri besleme kazanç matrisi ile istenen herhangi bir yere yerleştirilebilir. Böylelikle, kontrolcü tarafından uygulanacak kontrol işareti sayesinde sistem istenen zaman cevabını üretir. Durum geri besleme kontrol sisteminin blok şeması Şekil 5'de görülebilir. Burada,  $A$  sistem matrisidir ve sistemin kutuplarının yerlerini belirler.



Şekil 5. Durum geri besleme kontrol sisteminin blok şeması

Figure 5. Block diagram of the state feedback control system

Bu çalışmada aşağıdaki geribildirim kontrol yasası kullanılmıştır (Kuo ve Bir, 2005).

$$F(t) = -Kz(t) \quad (13)$$

Burada, K durum geri besleme kazancıdır. Denklem 13, Denklem 8'de yerine yazılırsa,

$$\dot{z}(t) = (A - B_c K)z(t) + B_g \ddot{x}_g(t) \quad (14)$$

Geri besleme kontrol yasası gereği K kontrol kazancı sistemin kutuplarını değiştirir. Çünkü eski sistem matrisi [A] yerine artık yeni sistem matrisi [A-B<sub>c</sub>\*K] mevcuttur. Kararlılık ve geçici cevap özellikleri, [A-B<sub>c</sub>K] matrisinin öz değerleri ile belirlenir. Keyfi kutup yerleştirme için gerekli ve yeterli şart kontrol edilebilirliklidir. Kontrol edilebilirlik matrisi (Kuo ve Bir, 2005), Denklem 15'de verilmiştir. Tamamen kontrol edilebilir bir sistem için, M matrisinin "full rank" olması şarttır. Bu çalışma için, kontrol edilebilirlik matrisinin rank'ı 4 olmalıdır.

$$M = \begin{bmatrix} B & AB & K & A^{n-1}B \end{bmatrix} \quad (15)$$

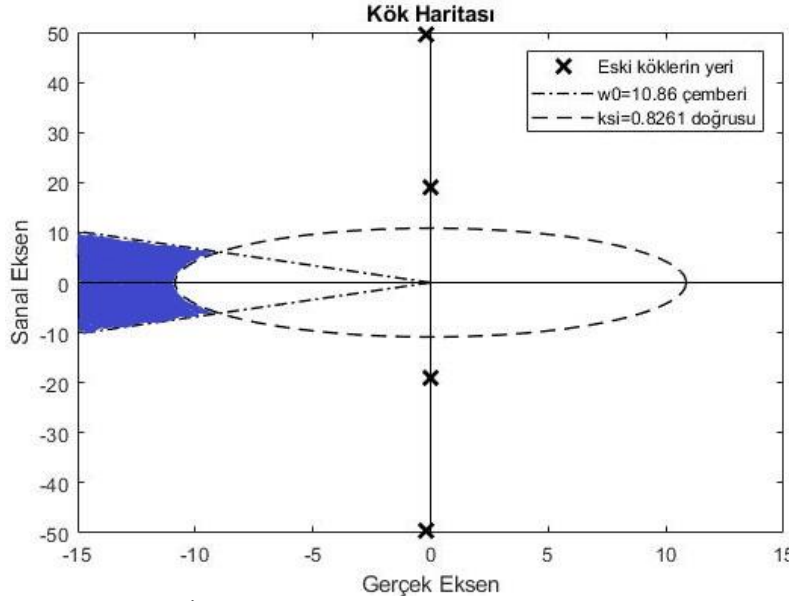
Kapalı devre sistemin yeni özdeğerleri olan kutuplar istenen zaman uzayı özellikleri ile belirlenebilir. Örneğin, sistemin baskın kutuplarının gerçek kısmını 2-3 kat sola kaydırmak, sönüm oranlarında ve sistemin doğal frekansında iyileştirmelere neden olur. Diğer taraftan kutupların sola doğru çok fazla hareket etmesi, kontrol kuvvetinin artmasına neden olur. Bu nedenle, kontrol çabası ile sistem yanıtı arasında bir optimizasyon ilişkisi mevcuttur. Bu optimizasyon problemi, doğrusal kuadratik regülatör (LQR) gibi yöntemler ile çözülebilir. Eğer, kapalı çevrim sisteminin yeni özdeğerleri olan kutuplar istenen zaman uzayı cevabı için belirlenmiş ise, K durum geri kazanım matrisi bulunabilir. K matrisini belirlemek için pek çok yöntem vardır. En çok tercih edilenler, sistem durum denklemini kontrol edilebilir kanonik forma dönüştüren dönüşüm matrisi (T), karakteristik denklemlerin katsayılarını eşitleyen doğrudan ikame yöntemi, Bass-Gura yöntemi ve Ackermann yöntemidir.

Sistemin kutupları, Denklem 9'daki A matrisinin özdeğerleridir. A matrisinin özdeğerleri,  $\det|sI - A| = 0$  formülü yardımıyla bulunabilir. Buna göre, sistemin iki adet eşlenik (toplam dört adet) kutbu,  $-0.1745 \pm 49.4707i$  ve  $-0.0255 \pm 18.8962i$  olarak bulunmuştur. Bu sistemin zemin zorlaması altında hedeflenen zaman uzayı özellikleri, aşımın %1'den ve yerleşme zamanı (T<sub>s</sub>)'nin 0.5 saniyeden az olması şeklinde belirlenmiştir. Bunun için, iki adet eşlenik baskın kutupların sönüm oranının  $\xi > 0.8261$  ve

sönümsüz doğal frekansın  $\omega_0 > 10.86$  (rad/s) olması gerektiği Denklem 16 ve 17’de sırasıyla verilen aşım ve yerleşme zamanı formülleri yardımıyla bulunur. Buna göre köklerin seçilebileceği alan Şekil 6’da mavi renk ile verilmiştir. Mavi renkli alan eksi sonsuza doğru gitmektedir (Kuo ve Bir, 2005).

$$Asim = e^{-\frac{\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (16)$$

$$T_s = \frac{-\ln(0.02\sqrt{1-\xi^2})}{\xi\omega_0} \quad (17)$$

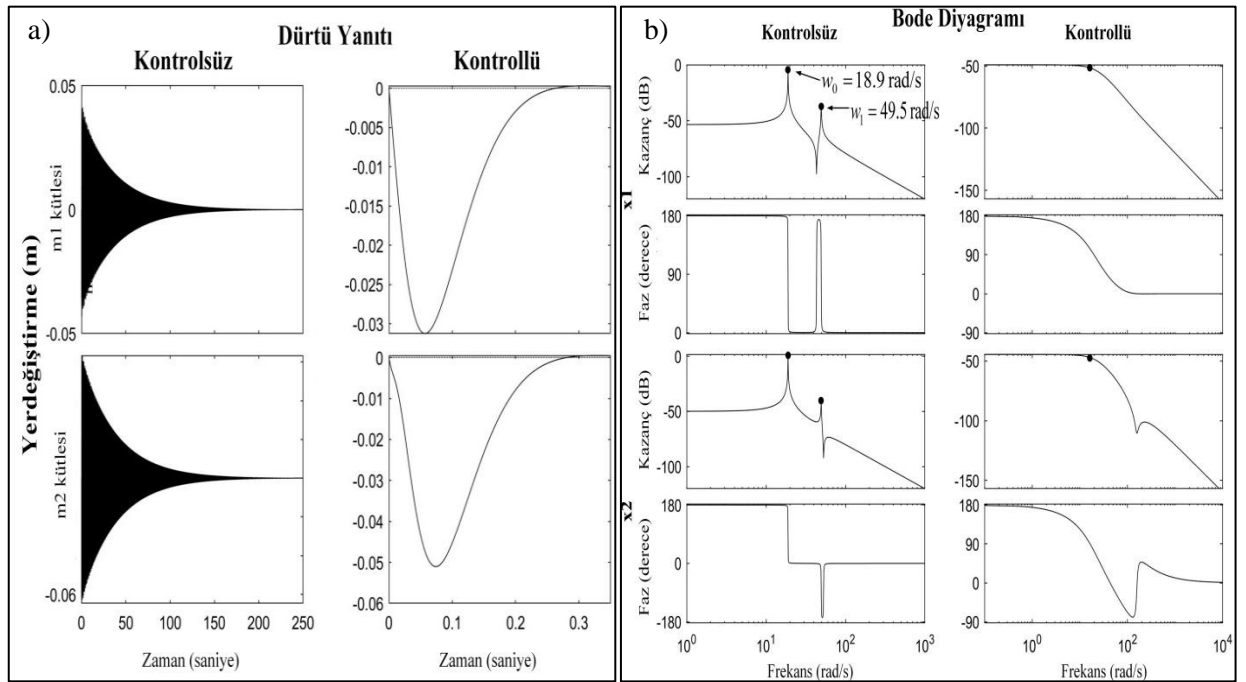


Şekil 6. İstenen zaman cevabı için yeni köklerin yerleri

Figure 6. Locations of the new roots for the desired time response

Diğer kalan iki kutup ise, baskın kutuplardan sol yarı düzleme doğru beş kat uzakta seçilir. Bu kutuplar, baskın kutuplara ne kadar yaklaşırsa geçici cevap üzerindeki etkisi o kadar büyük olur. Baskın kutuplardan ne kadar uzaklaşırsa sistem cevabı o kadar iki kutuplu istenen sistem cevabına benzer. Buna göre, istenen zaman cevabını veren kökler,  $-18.17 \pm 12.398i$  ve  $-90.8694 \pm 12.398i$  olarak seçilmiştir. K durum geri besleme kazanç Bass-Gura yöntemi yardımıyla bulunabilir. Yöntem sonucunda bulunan geri besleme kazanç değerleri  $K = [-65582 \ 37921 \ -44.98 \ 653]$  olarak elde edilmiştir.

K durum geri besleme kazançları ile kontrol edilen ve edilmeyen sistemin bozucu girişinden zemin zorlaması dürtüsü uygulandığında sistemin cevabı Şekil 7(a)'daki gibidir. Sistemin bu bozucu dürtü girişini 0.3 saniyede sönümlendiği gözlemlenmiştir. Böylelikle, istenen zaman cevabı olan yerleşme zamanının 0.5'den az olduğu görülmüştür. Sistemin Bode diyagramı Şekil 7(b)'de görülebilir. Bode diyagramı incelendiğinde kontrolsüz sistemin doğal frekanslar civarında genliğinin yüksek olduğu, kontrollü sistemin ise düşük olduğu görülmüştür. Kontrolsüz sistemin doğal frekanslarında rezonans tepeleri Şekil 7(b)'de belirgin iken, bu rezonans tepeleri  $\xi$ 'nin 0.707'den büyük alınması ile kaybolmuştur. Böylelikle, sistemin doğal frekanslarındaki zemin zorlamasında sistem rezonansa girmez. Sistemin birinci doğal frekansında zemin zorlaması altında kazanç değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 2'de verilmiştir. Bu değerler ile kontrolsüz sistemin birinci doğal frekansında yüksek genliklere sahip olduğu, kontrollü sistemin ise düşük genliklere sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 7. (a) Kontrollü ve kontrolsüz sistemin dürtü yanıtı, (b) Bode diyagramı

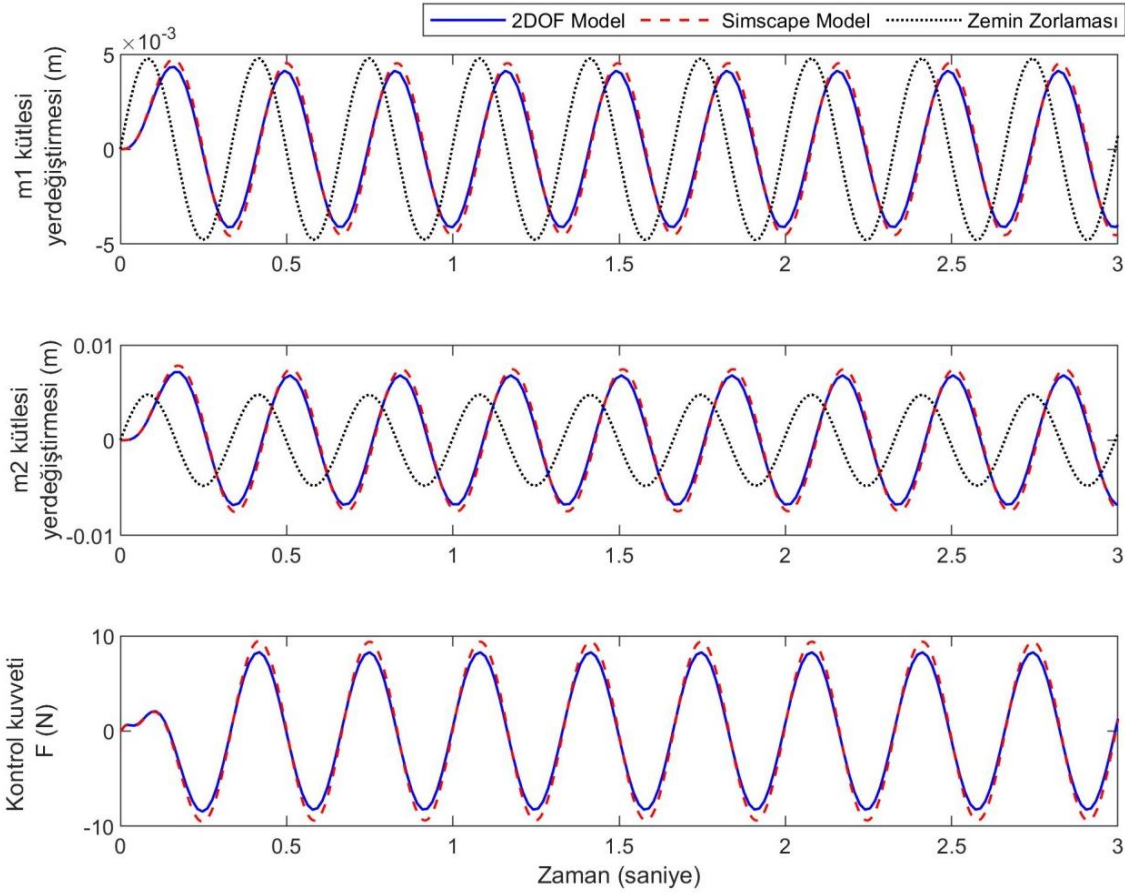
Figure 7. (a) Impulse response of controlled and uncontrolled system, (b) Bode diagram

## Çizelge 2. Sistemin birinci doğal frekansında zemin zorlaması altında Bode kazanç değerleri

Table 2. Bode gain values under base excitation at the first natural frequency of the system

Kazanç (dB)  M(j18.9)	Kontrolsüz	Kontrollü
1.kütle (m1)	-2.48	-52.1
2.kütle (m2)	1.7	-47.8

Durum geri besleme ile kontrol edilen sistem, Denklem 12’de verilen 4.8mm genlikli ve 18.9 rad/s açısal frekanslı zemin zorlamasına maruz kaldığında, kütlelerin yer değiştirmesi ve gerekli olan kontrol kuvveti Şekil 8’de görülebilir. Kontrolsüz sistemin cevabının aynı zemin zorlaması için Şekil 4’de görülebileceği gibi sonsuza gittiği bilinmektedir. Şekil 8’e göre sistemin başarılı bir şekilde kontrol edildiği görülmüştür. 4.8mm genlikli harmonik zemin zorlaması için 1. kütle için yer değiştirmesi 5 mm, 2. kütle için yer değiştirmesi 7.5 mm aralığında kalmıştır. Bu veriler ile, kontrol edilen sistemin yer değiştirmesinin zemin zorlaması ile neredeyse aynı seviyeye indiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, Simscape ile matematik model kontrollü sistem için benzer sonucu vermektedir. Bu kontrolü gerçekleştirebilmek için lüleler vasıtasıyla uygulanması gereken kontrol kuvvetinin maksimum 10N olduğu gözlemlenmiştir. Bu kontrol kuvvetini verebilecek şekilde lüle tasarımı ve gerekli basınç miktarı belirlenecektir. Daha önce yapılan çalışmalarda, Brambilla aç/kapa kontrol ile sistemini birinci doğal frekansında zemin zorlamasına maruz bıraktığında yaklaşık %20’lik bir azaltma elde edebilmiştir. Fujimoto ve Cao ise kayan kipli kontrol ile tek katlı bina deneysel modelini hava jet itkileri yardımıyla 0.4 saniye de kontrol etmeyi başarmış olmalarına rağmen, tırlama denilen kontrol işaretinin yüksek frekansta zigzag yapması problemi ile karşı karşıya kalmışlardır. Karaiskos ve diğ. ise %51’lik bir kontrol başarısı elde eder iken, uyguladıkları sınırlandırılmış durum kontrolü değişen uyarımlara veya bozucu girişe karşı duyarsızdır. Bu çalışmada, iki katlı bina modelinin kullanılması ve sadece ikinci katta bulunan birbirine zıt yönlü iki lüle ile aktif titreşim kontrolü literatürde yapılan diğer çalışmalara göre farklılık katar. Ayrıca, kontrolsüz sistem için 3. Saniyedeki ikinci katın yer değiştirmesi 0.15 m’den, kontrollü sistem için 0.005 m’ye düşmesi ile yüksek bir başarıyla titreşimin sönümlendiği hem matematiksel model hem de Matlab Simscape model üzerinden gözlemlenmiştir.

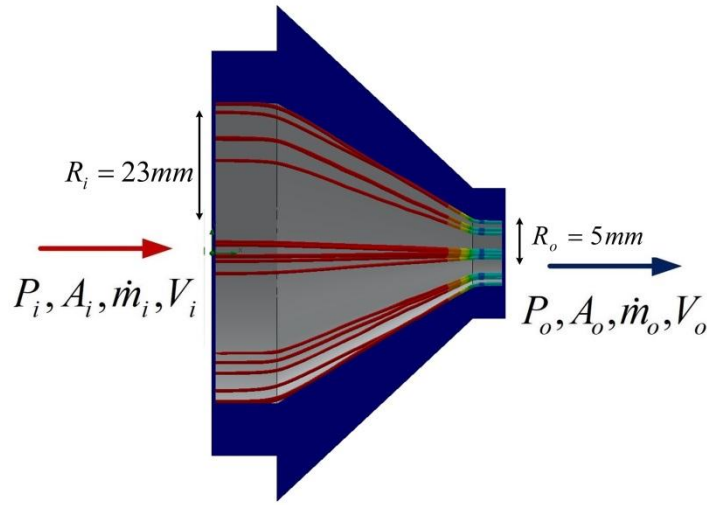


**Şekil 8.** Durum geri besleme yöntemiyle kontrol edilen sistemin zemin zorlaması altında cevapları  
*Figure 8. Response of the system controlled by the state-feedback method under base excitation*

## LÜLE TASARIMI (NOZZLE DESIGN)

İtke kuvveti, Newton'un üçüncü hareket yasası tarafından açıklanan, bir gaz kütlelerinin ivmelendirilmesi ile oluşturulan bir kuvvettir. Gaz veya sıvı bir yöne doğru ivmelendirilirken itke kuvveti oluşturur ve bağlı olduğu sistemi ters yönde harekete geçirir. Gazı hızlandırmak için bir tür tahrik sistemine ihtiyaç vardır. Bu çalışmada, lüle veya nozul diye adlandırılan nispeten basit bir tahrik sistemi kullanılmıştır. Lüle, içinden gaz veya akışkan geçen, çeşitli şekillerde ve boyutlarda olabilen bir tüpe benzer. Bu çalışma için tasarlanan lüle Şekil 9'da gösterilmiştir. Bu lüle 23 mm giriş yarıçapına ve 5 mm çıkış yarıçapına sahiptir ve 60 mm uzunluktadır. Bu tasarımı sınırlandıran nokta, lülenin maksimum giriş basıncı ile tek akımlı daimi akış olabilmesi ve akışın sıkıştırılmaz kabulü için Mach sayısı (Ma)'nın 0.3'ün altında olması gerekliliğidir (Elger ve diğ., 2000). Mach sayısı, hareket halindeki bir kütlenin hızının, kütlenin bulunduğu şartlardaki ses hızına oranı olarak tanımlanır. Ses hızının 30 derece sıcaklık için 343 m/s olarak kabul edilir ise, lüledeki sıkıştırılmış havanın hızının 100 m/s'den fazla olması halinde hava sıkıştırılmış olur ve yoğunluğu değişir. Bu çalışmada, sıkıştırılmış havanın hızının tüm işlem boyunca 100 m/s'nin altında kaldığı hesaplandığından dolayı havanın sıkıştırılmaz olduğu kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla, havanın yoğunluğunun sıcaklık ile değişmediği de kabul edilmiştir.





Şekil 9. Gerekli kontrol kuvvetini elde etmek için tasarlanan lüle

Figure 9. Designed nozzle to achieve the required control force

Lülenin oluşturduğu itki kuvveti, Newton'un ikinci hareket yasasından, zaman içinde bir nesnenin momentumundaki değişikliği yardımıyla bir F kuvveti tanımlayarak bulunabilir.

$$F = \frac{m_o V_o - m_i V_i}{\Delta t} \quad (18)$$

Burada,  $m_i$  ve  $m_o$  sırasıyla giriş kütlesi ve çıkış kütlesi,  $V_i$  ve  $V_o$  giriş hızı ve çıkış hızıdır. Akışkanlarda kütle yerine kütleli debi tanımlanır. Ayrıca, F kuvvetini hesaplarken, çıkış basıncının giriş basıncından farklı olup olmadığını dikkate alan ek bir terim de mevcuttur. Akışta net bir basınç değişimi varsa, momentumda ek bir değişiklik olur. Lüle çıkış alanında, [(çıkış basıncı)-(giriş basıncı)] x giriş alanı'na eşit ek bir basınç kuvveti terimi yazılmalıdır (Elger ve diğ., 2000).

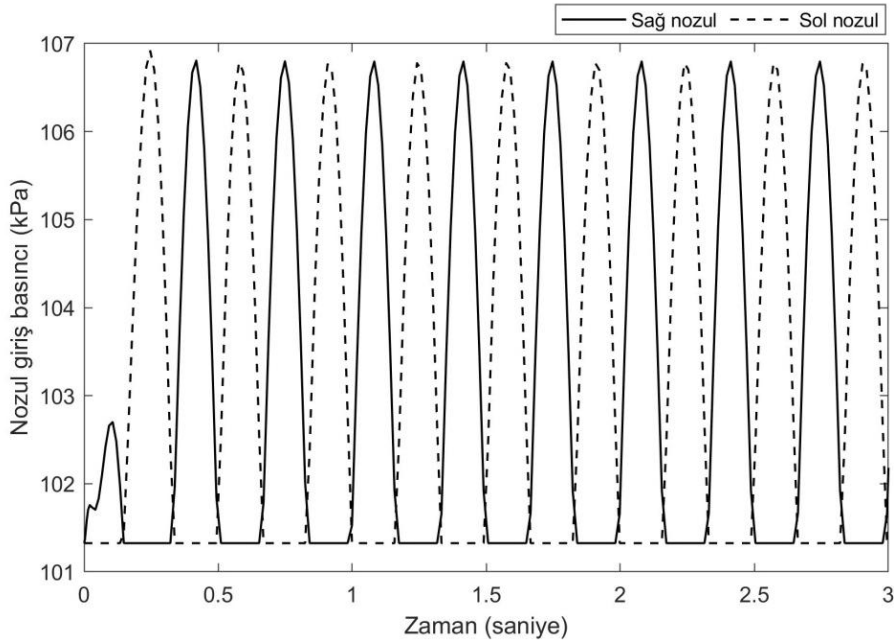
$$F = m_o V_o - m_i V_i + (P_o - P_i) A_i \quad (19)$$

Lülenin giriş basıncı lülenin uyguladığı kuvveti değiştirmektedir. Titreşim kontrolü için lülenin oluşturması gereken itme kuvveti bilinmektedir. Lülenin çıkış basıncı atmosfer basıncıdır. Denklem 20'de verilen Bernoulli denklemi ve Denklem 21'de verilen süreklilik denklemi yardımıyla lülenin girişinde ve çıkışındaki kütleli debi ve hızlar bulunabilir (Elger ve diğ., 2000). Bu değerler Denklem 19'da kullanılarak, istenen itme kuvveti (F) için, gerekli olan giriş basıncı ( $P_i$ ) bulunur.

$$\frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} + h_i = \frac{P_o}{\rho g} + \frac{V_o^2}{2g} + h_o \quad (20)$$

$$V_i A_i = V_o A_o \quad (21)$$

Sistemin belirlenen koşullar altında kontrolü için gerekli kuvvet Şekil 8'den görülebilir. Şekil 9'da gösterilen lülenin, belirtilen kuvvetleri sağlayacak şekilde sağ ve sol lüledeki giriş basıncı değişimleri Şekil 10'da verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, lülelerin girişinde maksimum 107 kPa'lık bir basınç ihtiyacı vardır. Bu değişen basınç değerleri, iki lüle için de elektro-pnömatik regülatör ve valfler kullanılarak sağlanabilir. Elektro-pnömatik regülatörler, verilen elektrik sinyaliyle orantılı olarak hava basıncını ayarlarlar. Valfler ise hangi lülenin aktif olacağını belirler. Bu noktada, böyle bir kontrol uygulaması için elemanların çalışma frekansları, çözünürlükleri ve gecikme zamanları önemlidir.



Şekil 9. Gerekli kontrol kuvvetini elde etmek için lüle girişindeki basınç değişimi  
Figure 9. Pressure change at the nozzle inlet to obtain the required control force

## SONUÇ ve TARTIŞMALAR (RESULTS and DISCUSSIONS)






Bu çalışma, titreşim kontrolüne yönelik olarak örnek bir mühendislik yapısının modellenmesine, harmonik temel uyarımı altındaki yapısal tepkisinin hesaplanmasına ve kutup yerleştirme yöntemi kullanılarak titreşimlerinin sönümlenmesine odaklanmaktadır. Örnek mühendislik yapısı, iki katlı basitleştirilmiş bir bina modeli olarak seçilmiştir. Bu yapı, iki serbestlik dereceli topaklanmış parametrelili sistem olarak modellenmiştir. Matematik modeli doğrulamak için, yapının Simscape Multibody modeli oluşturulmuştur. Doğal frekans etrafındaki harmonik girdinin neden olduğu titreşim tepkisi yapının dayanıklılığı için çok önemlidir. Bu nedenle, yapının tepkisi, sistemin doğal frekansında uyarılması durumu için elde edilmiştir. Böylelikle, yapının kontrolü için gereken maksimum kontrol kuvvetleri elde edilmiştir. Sonuçlar, mevcut modellerin aynı zemin uyarımı altında aynı yer değiştirmelere sahip olduğunu göstermektedir. Yapının kontrolü için durum geri besleme yöntemi kullanılmıştır. Kapalı döngü kutuplarının belirlenmesi için, zaman uzayı cevabının istenen özelliklerde olması esas alınmıştır. Bu kutuplar için gereken durum geri besleme kazançları belirlenmiştir. Uygulanan durum geri besleme kontrolü ile sistemin rezonans durumu kontrol altına alınmıştır. Yapıya uygulanacak aktif kontrol kuvveti lüle yardımıyla oluşturulacak itki kuvvetidir ve sisteme uygulanmaktadır. Bu itkinin oluşması için lüle tasarımı yapılmış, lüle giriş alanında gerekli olan basınç değerleri bulunmuştur. Hava itkili aktif titreşim kontrolü sisteminin, otomatik dağıtım ve depolama, hafif yapılar, uzay istasyonlarının enerji panelleri, rüzgar türbini, robot manipülatörleri ve değerli eşya taşımacılığı gibi birçok alanda kullanılabileceği düşünülmektedir. Sonraki çalışmalar için bir deney düzeneği üzerinde gerçekçi çalışmaların yapılması planlanmaktadır. Ayrıca, bu çalışmada önerilen hava jet itkileri ile aktif yapısal kontrol sisteminin, pasif bir kontrol sistemi ile birleştirilerek hibrit bir yapısal kontrol sistemi oluşturulması da düşünülmektedir.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Aldemir, Ü., Aydın, E., 2005, "Depreme dayanıklı yapı tasarımında yeni yaklaşımlar", *Türkiye Mühendislik Haberleri*, 435(1), ss. 81-89.
- Brambilla, M., 1999, "Design and implementation of a jet actuator for active structural control", *Journal of Structural Control*, 6(1), ss. 117-127.

- Chopra, A. K., 2001, *Dynamics of structures: theory and applications to earthquake engineering*. Prentice-Hall, A.B.D.
- Conker, Ç., Bilgiç, H.H., ve Yavuz, H., 2015, "Esnek sistemlerin aktif titreşim kontrolünde konvansiyonel negatif girdi şekillendirme teknikleri ve gürbüzlüklerinin kıyaslanması", *Uluslararası Katılımlı 17. Makine Teorisi Sempozyumu*, İzmir, 14-17 Haziran 2015.
- Çakan, A., Botsalı, F., Tınkır, M., 2015, "Çeyrek araç modelinde PID ve bulanık mantık kontrolcü ile aktif titreşim kontrolü", *Uluslararası Katılımlı 17. Makine Teorisi Sempozyumu*, İzmir, 14-17 Haziran 2015.
- Elger, D.F., Williams, B.C., Crowe, C.T., Roberson, J.A., 2000, *Engineering fluid mechanics*. Wiley; 7 edition (October 24, 2000).
- Fujimoto, T., Cao, F., 2002, "Sliding mode control of framed structure vibration by an air-pulse actuator", *In Proceedings of the 41st SICE Annual Conference, SICE 2002, Vol. 5*, ss. 3066-3071.
- Gülbahçe, E., Çelik, M., Konya, K., 2015, "Aktif titreşim kontrolü için bir yapının sonlu elemanlar yöntemi ile modelinin elde edilmesi ve PID, PPF kontrolcü tasarımları", *Uluslararası Katılımlı 17. Makine Teorisi Sempozyumu*, İzmir, 14-17 Haziran 2015.
- Karaiskos, G., Papanicolaou, P., Zacharopoulos, D., 2016, "Experimental investigation of jet pulse control on flexible vibrating structures", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 76, ss. 1-14.
- Kuo, B. C., Bir, A., 2005, *Otomatik kontrol sistemleri*, Literatür Yayınları, Türkiye.
- Özdemir, A., Maden, D., 2013, "Aktif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinin optimal gözlemleyiciyle kontrolü", *Sakarya University Journal of Science*, c. 17, s.2, ss. 181-187.
- Şanlıtürk, K.Y., Çelikel, S., 2009, "Çamaşır makinası dinamik modeli:serbest ve zorlanmış titreşimler", *14 Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*, ss. 87-97.
- Yüksel, S. B., Foughi, S., 2019, "Betonarme kolonların sargısız ve sargılı beton dayanımının analitik olarak araştırılması", *Konya Mühendislik Bilimleri Dergisi*, c.7, s.3, ss. 611-629.

## İKİ ANTENDEN OLUŞAN RADAR SİSTEMİ İÇİN KATLANMA MEKANİZMASI GELİŞTİRİLMESİ

<sup>1</sup>Hünkar Kemal YURT , <sup>2</sup>Ali Emre TURGUT , <sup>3</sup>Eres SÖYLEMEZ ,  
<sup>4</sup>İsmail GÜLER , <sup>5</sup>Ekrem FIRTİNAOĞLU 

<sup>1,4,5</sup>Aselsan A.Ş., Radar ve Elektronik Harp Sistemleri Sektör Başkanlığı, Mekatronik ve Mekanizma Teknolojileri  
Müdürlüğü, Ankara, TÜRKİYE

<sup>2,3</sup>Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, TÜRKİYE  
<sup>1</sup>hkyurt@aselsan.com.tr, <sup>2</sup>aturgut@metu.edu.tr, <sup>3</sup>eres@metu.edu.tr, <sup>4</sup>iguler@aselsan.com.tr,  
<sup>5</sup>firtina@aselsan.com.tr

(Geliş/Received: 25.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Bu çalışmada, iki antenden oluşan radar sistemi için geliştirilen bir serbestlik dereceli katlanma mekanizması sunulmuştur. Problem için gereksinimleri sağlayan uygun mekanizma çözümü, üzerinde kavramsal olarak çalışılan farklı mekanizma alternatifleri arasından sistematik olarak seçilmiştir. Seçilen mekanizma alternatifi üzerinde detaylı sentez ve analiz çalışmaları yapılmış ve mekanizma radar sistemine uyarlanmıştır. Geliştirilen katlanma mekanizmasının radar sistemine uyarlanması ile oluşturulan 3B model dosyası üzerinde modal ve statik mukavemet analizleri yapılarak, beklentiler doğrultusunda tasarım iyileştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Mekanizma sentezi, katlanma mekanizması, bağıl hareket sentezi

### Design and Construction of a Folding Mechanism for a Two–Antenna Radar System

**ABSTRACT:** In this study, a folding mechanism having 1 degree of freedom is designed and constructed for a two-antenna radar system. The optimum mechanism for the problem is selected systematically among the conceptual mechanism alternatives. Then, a detailed synthesis and analysis study are performed on the selected mechanism, and the mechanism is implemented on the radar system. By performing modal and strength analyses on the 3D model of the folding mechanism, the design is improved and finalized according to the system requirements.

**Key Words:** Mechanism synthesis, folding mechanism, relative motion synthesis

### GİRİŞ (INTRODUCTION)

Geliştirilen erken ihbar amaçlı radar sistemi, uzun menzillerden balistik füzeleri ve insansız hava araçlarını tespit ve sonrasında takip edebilme kabiliyetlerine sahiptir. Ayrıca, üzerinde bulunan yatırımcı kaldır mekanizması (YKM) sayesinde katlanabilen radar sistemi, taktik tekerlekli araçlar ve kargo uçakları ile taşınabilir.

Çalışma kapsamında istenilen anten pozisyonlarını sağlayan YKM'nin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Radar sisteminin boyutlarının görselleştirilebilmesi için 8x8 taktik tekerlekli araç üzerine konumlandırılmış hali Şekil 1'de verilmiştir.

Radar sistemi Şekil 1'de görüldüğü üzere iki antenden oluşmaktadır. Anten çifti araca göre 12 dev/dk açılma hızı ile dönerken, büyük anten (A#1) uzun menzillerdeki hedefleri tespit ve takip etmekte,

küçük anten (A#2) ise hedefin dost-düşman ayrımını yapmaktadır. Antenlere ait fiziksel özellikler Çizelge 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Erken ihbar amaçlı radar sistemi

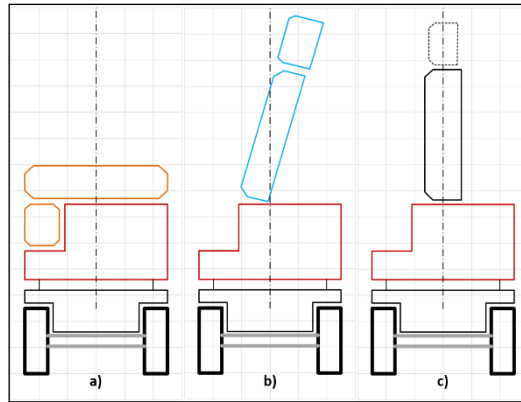
Figure 1. Early Warning Radar System

Çizelge 1. Antenlere ait fiziksel özellikler

Table 1. Physical properties of antennas

	Kütle [kg]	Boyutlar [mm] (En, Boy, Derinlik)
A#1	5000	2500, 600, 5000
A#2	1000	600, 750, 3000

Geliştirilmesi amaçlanan YKM’nın temel vazifesi, anten çiftini Şekil 2’de verilen üç konumda pozisyonlandırmaktır.



Şekil 2. a) Seyir konumu b) Operasyon konumu c) Bakım konumu

Figure 2. a) Transport position b) Operation position c) Maintenance position

Anten çifti seyir konumunda karayolları yönetmeliğine belirlenen gabari ölçüleri içerisine araç ile birlikte sığabilecek şekilde katlanmış konumdadır. (Şekil 2.a) Bu konumda antenlerin ön yüzeylerinin doğrultusu serbest bırakılmıştır. Operasyon konumunda ise her iki anten yere göre 75° açı ile konumlanmakta ve araca göre 12 dev/dk açısal hız ile belirtilen eksen etrafında dönmektedir. (Şekil 2.b) Bakım konumunda büyük antenin arka kapaklarına erişilerek içerisinde bulunan elektronik birimlerin çıkarılabilmesi hedeflenmektedir. (Şekil 2.c) Bu nedenle bakım konumunda A#1 anteninin yere dik olması beklenmektedir.

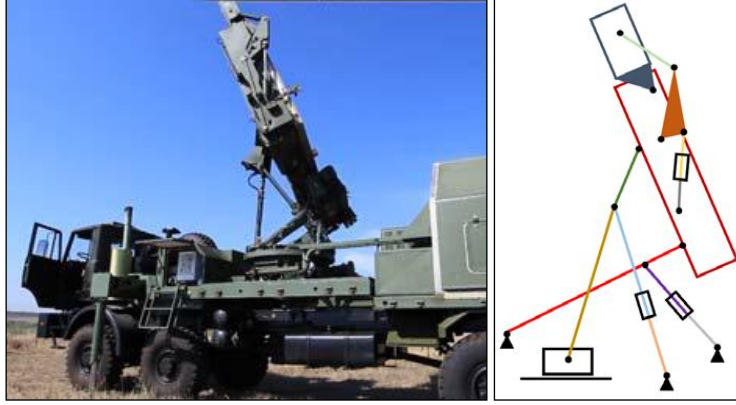
İstenilen pozisyonlar arası geçiş esnasında, anten çiftinin anten yönlendirme birimi (AYB) için ayrılmış hacme girişim yapmaması gerekmektedir.

Uzun menzillerde çalışan anten çifti için esnemez yapısal tasarım ve tekrarlanabilirlik performansı önem arz etmektedir. YKM istenilen konumlar arası geçişi sağlarken, aynı zamanda yüksek rüzgâr yüklerine maruz kalan anten çifti için gerekli katılıkta yapısal dayanımı da sağlamalıdır. Yapının tekrarlanabilirlik performansı önem arz ettiğinden ve katlanma mekanizmasının manuel olarak

kapatılabilmesi gerektiğinden, bir serbestlik derecesine sahip mekanizma ile konum geçişlerinin sağlanması hedeflenmiştir. Antenler arkası erişim gereksinimi nedeniyle, YKM anten çiftinin her iki tarafında ve bağlantılar sadece anten çiftinin yan duvarlarından yapılabilecektir.

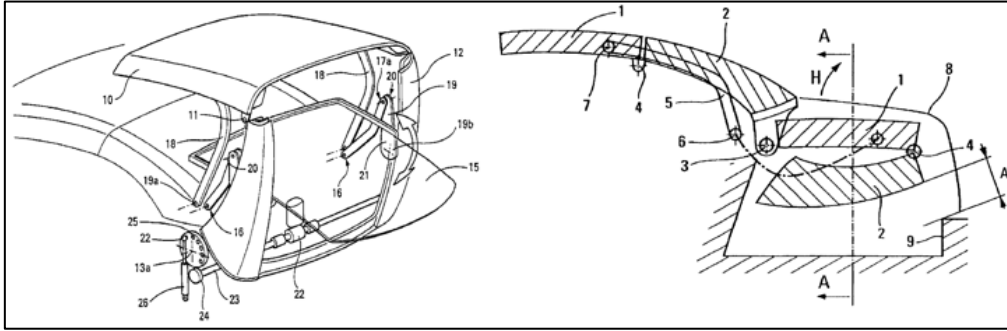
Belirtilen proje istekleri göz önünde bulundurularak literatür taraması yapılmış, muadil sistemler ve alternatif olabilecek katlanma mekanizmaları incelenmiştir.

Geliştirilen radar sistemi ile benzer şekilde anten çiftinden oluşan ISKRA® firmasına ait 80K6M radar sistemi ve kullanılan katlanma mekanizmasının dört serbestlik dereceli kinematik zinciri Şekil 3'te verilmiştir (80K6M).



Şekil 3. a) ISKRA® - 80K6M operasyon konumu b) Kinematik zincir  
Figure 3. a) ISKRA® - 80K6M at operation position b) Kinematic chain

Uygulamaya ilişkin literatür kaynakları oldukça sınırlı olduğundan, benzer şekilde çalışan sert tavanlı üstü açılabilir araçların tavan mekanizmaları incelenmiştir. 2002 yılında Queveau tarafından patentlenen mekanizmada bir serbestlik dereceli mekanizma ile üç uzvun istenilen konumlar arasındaki geçişi sağlanmıştır. Bu uygulama bağıl hareket sentezi açısından fikir vermiştir (Queveau, 2002)



Şekil 4. Queveau ve Guillez tarafından geliştirilen katlanma mekanizması  
Figure 4. The folding mechanism by Queveau and Guillez

Literatür çalışması ışığında yapılan çalışma ile, iki anten arasında bağıl hareket sentezi kullanımıyla bir serbestlik derecesine sahip katlanma mekanizması geliştirilmiştir.

#### KAVRAMSAL TASARIM (CONCEPTUAL DESIGN)

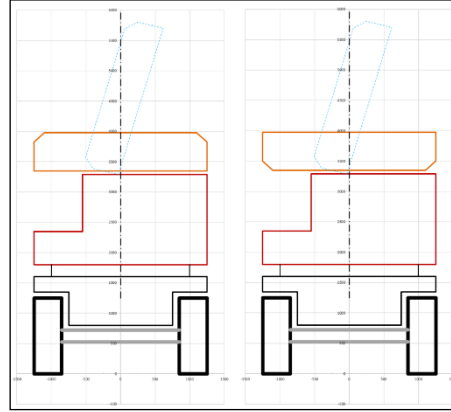
Yapılan literatür çalışması ile elde edilen bulgular ve istekler göz önünde bulundurularak YKM için kavramsal tasarım alternatifleri üzerinde çalışılmıştır. YKM, A#1 ve A#2 için olmak üzere iki mekanizma grubuna ayrılmış ve önce A#1 için mekanizma grubu üzerine çalışılmıştır. Sonrasında A#2 için olan mekanizma alternatifleri geliştirilmiştir.

YKM için optimum mekanizma çözümü, alternatifler arasından Pahl ve Beitz tarafından geliştirilen yöntemle sistematik olarak seçilmiştir (Pahl ve Beitz, 1984). Alternatiflerin değerlendirilme sürecinde;

yüksek yapısal katılık, az sayıda mekanizma uzvu kullanılması, basit özelliklerde eyleyici gereksinimi, kolay monte edilebilirlik ve anten duruşları gibi kriterler göz önünde bulundurulmuştur.

#### A#1 Mekanizma Alternatifleri (Mechanism Alternatives for A#1)

Operasyon konumunda A#1 antenin ön yüzünün istenilen yönü tanımlanmışken, seyir konumunda herhangi bir yön isteri bulunmamaktadır. Bu nedenle, seyir konumunda A#1 antenin ön yüzünün yukarıya ve aşağıya baktığı her iki durum da değerlendirilmiştir. İlgili konumlar Şekil 5'te verilmiştir.

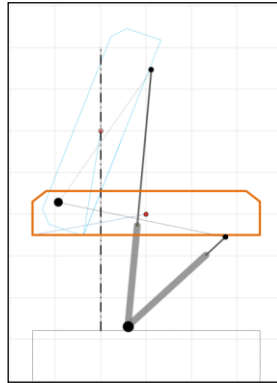


Şekil 5. A#1 ön yüzünün sırasıyla yukarıya ve aşağıya doğru konumlandırılması

Figure 5. Upwardly and downwardly directed A#1

A#1 ön yüzeyi yukarıya bakarken, seyir ve operasyon konumları arasında  $75^\circ$  dönme hareketi yeterli olmaktadır. Diğer taraftan, ön yüzey aşağıya doğru konumlandırılırsa, A#1'in istenilen konumlar arasında toplamda  $105^\circ$  dönmesi gerekecektir. Ancak, A#1 konumlar arası geçiş esnasında  $105^\circ$  dönerken aynı zamanda  $90^\circ$  bakım konumundan da geçecektir. Böylece mekanizmada ek bir gereksinim kalmadan bakım konumu sağlanabilmektedir. Seyir konumunda A#1 antenin ön yüzünün aşağıya bakmasının diğer avantajları ise, dışarıdan gelebilecek etkilere karşı ön yüzeyde bulunan radomun korunaklı hale gelmesi ve anten arkası kapakların seyir konumunda erişebilir olmasıdır. A#1 için istenen konumları sağlayabilen 4 adet mekanizma alternatifi geliştirilmiş ve sistematik olarak değerlendirilmiştir.

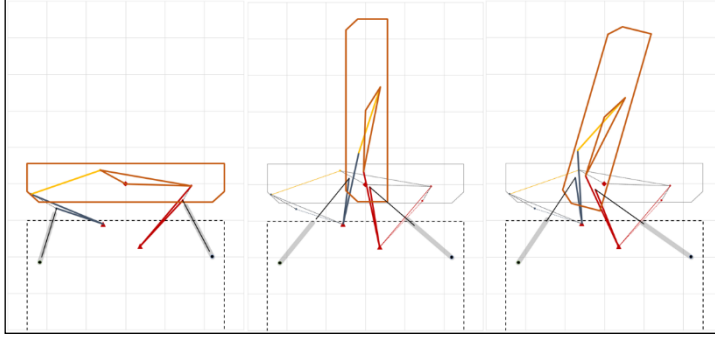
İlk alternatifte, Şekil 6'da şematik gösterimi verilen kol – kızak mekanizması kullanılmıştır. Bu alternatifte A#1'in ön yüzeyi yukarı doğru bakmakta ve piston – silindir mekanizmasıyla  $75^\circ$  döndürülmektedir. Ancak, istenen konumlar için hesaplanan ana dönme ekseninin konumu nedeniyle, A#1 operasyon konumunda araç simetri eksenine göre kaçık durmaktadır. Bakım konumu için ise eyleyicinin daha fazla açılabilir olması gerekmektedir.



Şekil 6. A#1 mekanizma grubu alternatif #1

Figure 6. Mechanism alternative #1 for A#1

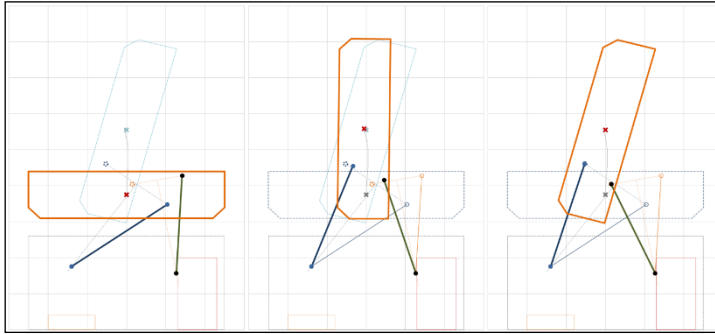
İkinci alternatifte, şematik gösterimi Şekil 7’de verilen ve literatürde düzlemsel paralel manipülatör olarak bilinen beş çubuk mekanizması kullanılmıştır. Mekanizmanın sahip olduğu iki serbestlik derecesi ile anten açısı sabit tutularak anten çifti yatay ekseninde kaydırılabileceğinden, operasyon konumunda dönen yapı dönme eksenine göre rahatlıkla dengelenebilecektir. Ancak, mekanizma iki serbestlik derecesine sahip olduğundan, iki adet eyleyicinin eşzamanlı bir şekilde sürülmesi gerekmektedir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür.



Şekil 7. A#1 mekanizma grubu alternatif #2

Figure 7. Mechanism alternative #2 for A#1

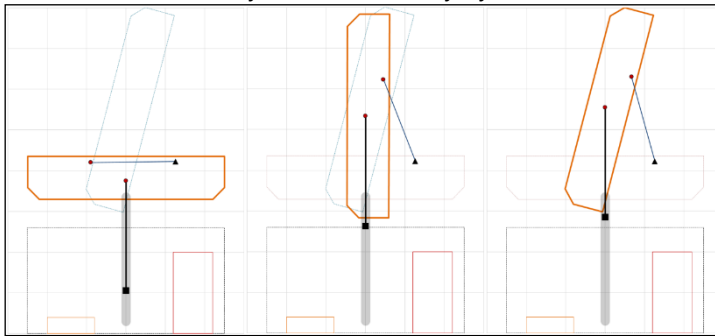
Üçüncü alternatifte, şematik gösterimi Şekil 8’de verilen 4 – çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür. Bu alternatifte, A#1 4 – çubuk mekanizmasının giriş ve çıkış uzuvları arasındaki uzvu oluşturmaktadır.



Şekil 8. A#1 mekanizma grubu alternatif #3

Figure 8. Mechanism alternative #3 for A#1

Sonuncu alternatifte, şematik gösterimi Şekil 9’da verilen krank - biyel mekanizması tercih edilmiştir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür. Geliştirilen alternatifte, A#1 kayar uzuv ile şaseye yataklanmaktadır.



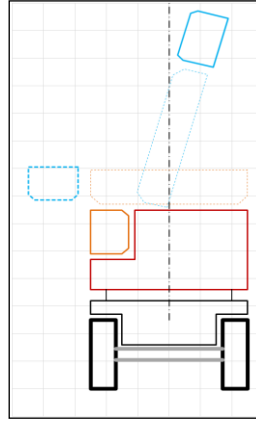
Şekil 9. A#1 mekanizma grubu alternatif #4

Figure 9. Mechanism alternative #4 for A#1



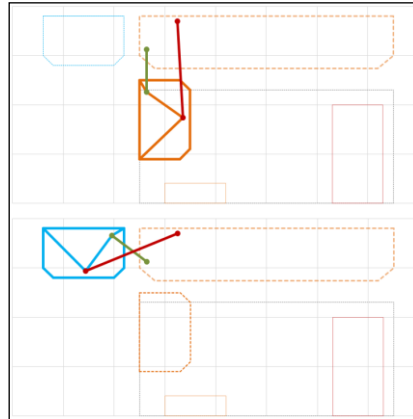
### A#2 Mekanizma Alternatifleri (Mechanism Alternatives for A#2)

A#2 anteni için seyir ve operasyon konumları için istenen pozisyonlar Şekil 10'da verilmiştir. İstenen anten konumları incelendiğinde, seyir ve operasyon konumları arasında A#2'nin yere göre  $195^\circ$  döndüğü görülmektedir. Ancak yere göre  $105^\circ$  dönme hareketi yapan A#1 anteni hareketi birlikte düşünüldüğünde, A#1 antenine göre sadece  $90^\circ$  dönmektedir. A#2 antenini A#1 antenine göre  $90^\circ$  döndürecek iki alternatif geliştirilmiş ve değerlendirilmiştir.



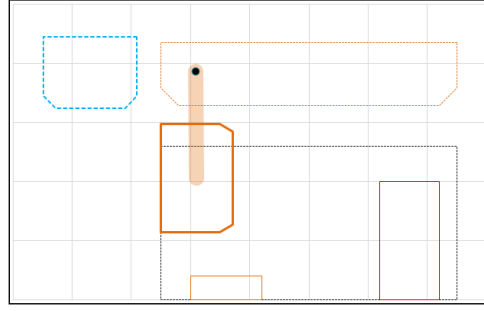
Şekil 10. İstenen A#2 pozisyonları  
Figure 10. Desired positions for A#2

Geliştirilen ilk alternatifte, A#2 anteni 4 - çubuk mekanizması ile A#1 anteni üzerine yataklanmaktadır. Düşünülen alternatif mekanizma ile A#2 anteninin A#1 antenine göre seyir ve operasyon konumları Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11. A#2 mekanizma grubu alternatif #1  
Figure 11. Mechanism alternative #1 for A#2

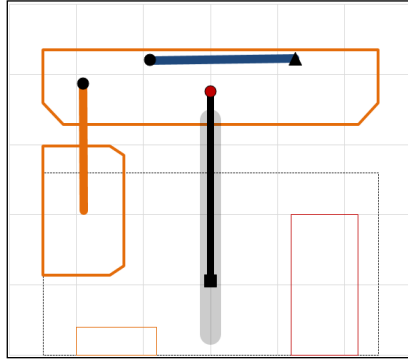
İkinci alternatifte, A#2 anteni sabit bir mafsallarda A#1 antenine göre  $90^\circ$  dönmektedir. Alternatife ilişkin görsel Şekil 12'de verilmiştir.



Şekil 12. A#2 mekanizma grubu alternatif #2  
Figure 12. Mechanism alternative #2 for A#2

### Seçilen Mekanizma Çözümü (Selected Mechanism Solution)

Geliştirilen alternatifler üzerinde, proje üzerinde çalışan bir grup tasarım mühendisi tarafından yapılan sistematik değerlendirme ile A#1 mekanizma grubu için Alternatif #4, A#2 mekanizma grubu için ise Alternatif #2 seçilmiştir. Seçilen mekanizma alternatiflerinin antenler üzerine yerleşimi Şekil 13'te verilmiştir. Detaylı sentez çalışması esnasında, iki mekanizma grubu arasına yerleştirilecek mekanizma ile A#1 ve A#2 arasında istenen bağlı hareket sağlanacaktır.



Şekil 13. Seçilen mekanizma çözümü  
Figure 13. Selected mechanism solution

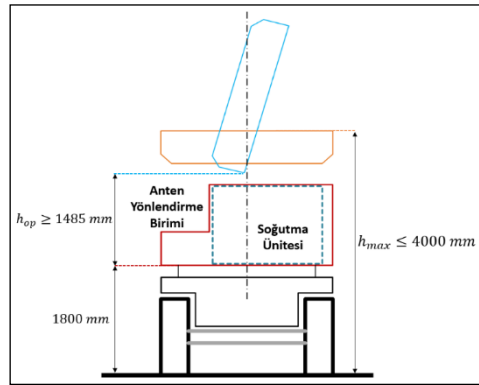
### SENTEZ ve ANALİZ ÇALIŞMALARI (SYNTHESIS and ANALYSIS STUDIES)

Seçilen mekanizma çözümleri üzerinde istenen anten pozisyonları için geometrik sınırlamalar dikkate alınarak detaylı sentez çalışmaları yapılmıştır. Sonrasında, her iki antenin istenen konumları için sentezlenmiş olan mekanizmalar arasına bağlı hareket sentezi prensibiyle 4 – çubuk mekanizması yerleştirilmiştir. Böylece iki antenin istenen konumlar arasındaki hareketi 1 serbestlik derecesine sahip mekanizma ile sağlanmıştır.

Sentez çalışmalarının ardından, mekanizma oldukça düşük hızlarda çalışacağı için sadece konum analizi yapılmıştır. Kinematik analizin ardından kuvvet analizi yapılarak, sonrasında yapılacak boyutlandırma çalışmaları için uzuvlar üzerine düşen yükler tespit edilmiştir.

### A#1 Mekanizma Grubu Sentezi (Synthesis of A#1 Mechanism)

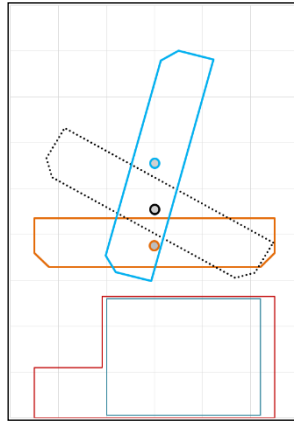
A#1 mekanizması için seçilen krank – biyel mekanizması istenen konumlar için analitik olarak sentezlenmiştir. Sentez çalışmasının öncesinde geometrik sınırlamalar ve istenen anten konumları açık bir şekilde belirlenmiştir. Operasyon ve sınır konumlarında A#1 için belirlenen geometrik sınırlamalar Şekil 14'te verilmiştir. İstenen konum bilgilerine ilave olarak, konumlar arasındaki geçiş esnasında antenin anten yönlendirme birimi (AYB) için ayrılmış bölgeye girişim yapmaması beklenmektedir.



Şekil 14. A#1 için geometrik sınırlar

Figure 14. Geometric restriction for A#1

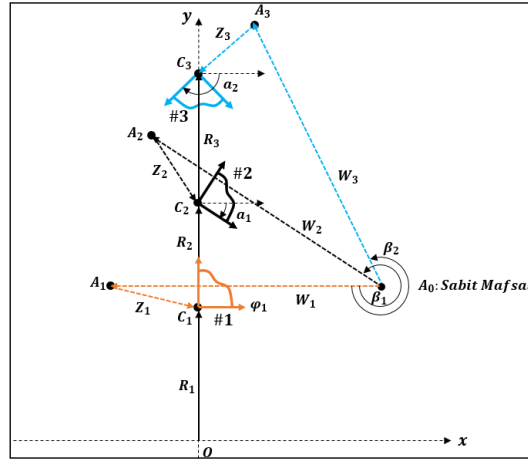
A#1 antenini yönlendirecek krank – biyel mekanizması için antenin geometrik merkezi olan C noktasının 3 konum belirlenerek analitik üç konum sentezi yapılmıştır. Seyir ve operasyon konumuna ilave olarak, ilerleyen süreçte mekanizmanın hareketini kontrol etme serbestliği verecek olan rastgele ara konum belirlenmiştir. Şekil 15'te A#1 için belirlenen seyir konumu turuncu, operasyon konumu mavi, ara konum ise siyah renk ile belirtilmiştir.



Şekil 15. Belirlenen A#1 konumları

Figure 15. Defined A#1 positions

A#1 anteni için C noktası ve istenen konumlar bilindiğinden, mekanizmanın sadece krank uzvu belirsiz kalmaktadır. Mekanizmanın krank uzvu sentezlenmeden, krank uzvu için çözüm ailesi hesaplanarak sonuç kümesi incelenmiştir. Krank uzvu için çözüm ailesinin hesaplanmasında kullanılan diyadik gösterim Şekil 16'da verilmiştir (Erdman, 1984) (Erdman,1984).



Şekil 16. Mekanizmanın diyadik gösterimi

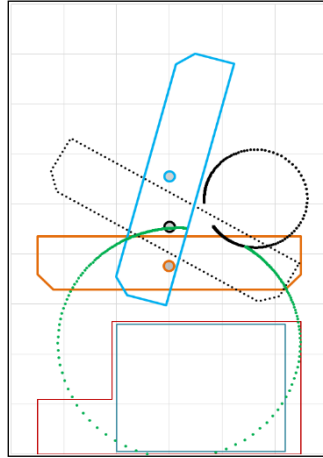
Figure 16. Dyadic representation of mechanism

Vektör çiftleri için devre kapalılık denklemleri yazılarak merkez ve çember çözüm noktaları ailesi hesaplanmıştır.

$$\vec{W}(e^{i\beta_1} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_1} - 1) = \vec{R}_2 - \vec{R}_1 = \vec{\delta}_1 \quad (1)$$

$$\vec{W}(e^{i\beta_2} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_2} - 1) = \vec{R}_3 - \vec{R}_1 = \vec{\delta}_2 \quad (2)$$

Seçilen  $\beta_2$  açısı ve  $0 < \beta_1 < \beta_2$  koşulu ile aşağıdaki denklem takımı çözülerek çember ve merkez noktaları çözüm ailesi hesaplanmaktadır. Mekanizmanın seyir konumunda krank uzvu için hesaplanan çember ve merkez noktaları çözüm ailesi Şekil 17'de sırasıyla yeşil ve siyah renk ile belirtilmiştir.



Şekil 17. Çember ve merkez noktaları çözüm ailesi

Figure 17. Family of solution circle and center points

Çember ve merkez noktaların çözüm ailesi incelenerek istenilen anten konumları için krank uzvunun sistemin neresinde olması gerektiği tespit edilmiştir. Buna göre krank uzvunun sabit mafsalsal ( $A_0$ ) lokasyonu ilgili tasarımcı ekip ile kararlaştırılarak istenilen sabit mafsalsal için krank uzvu sentezlenmiştir. Şekil 16'da verilen notasyona göre aşağıdaki devre kapalılık denklemleri yazılarak çözülmüştür.

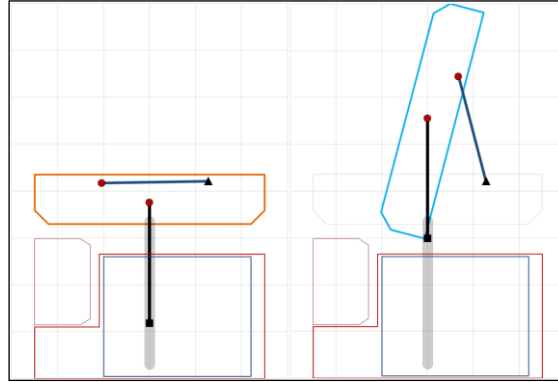
$$L_A = OA_0 \quad (3)$$

$$\vec{W} + \vec{Z} = \vec{R}_1 - \vec{L}_A \quad (4)$$

$$\vec{W}e^{i\beta_1} + \vec{Z}e^{i\alpha_1} = \vec{R}_2 - \vec{L}_A \quad (5)$$

$$\vec{W}e^{i\beta_2} + \vec{Z}e^{i\alpha_2} = \vec{R}_3 - \vec{L}_A \quad (6)$$

W ve Z vektörlerinin hesaplanmasıyla, istenilen anten konumlarını sağlayan ve krank uzvunun sabit mafsalları lokasyonu belirlenmiş olan krank – biyel mekanizması elde edilmiştir. Elde edilen mekanizma Şekil 18’de verilmiştir.

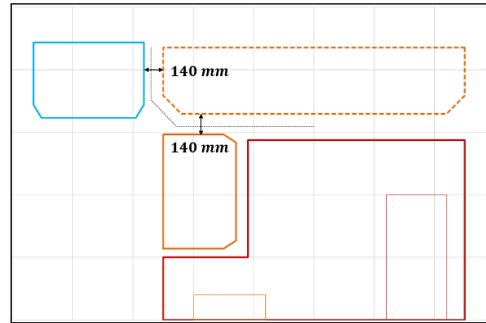


Şekil 18. A#1 krank – biyel mekanizması

Figure 18. Slider – crank mechanism of A#1

#### A#2 Mekanizma Grubu Sentezi (Synthesis of A#2 Mechanism)

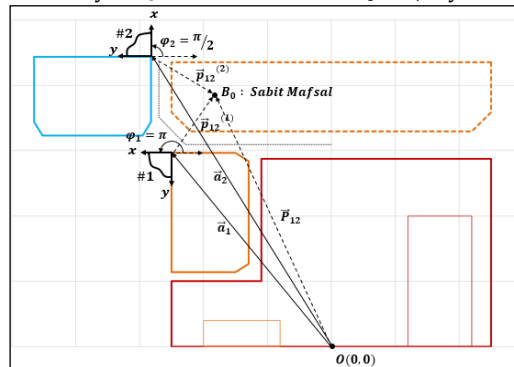
Seçilen mekanizma alternatifinde A#2 anteni A#1 anteni üzerindeki sabit mafsalları  $B_0$  etrafında  $90^\circ$  dönerek istenen anten konumlarını sağlamaktadır. A#2 anteni için geometrik sınırlamalar dikkate alınarak belirlenen anten konumları Şekil 19’da verilmiştir. Hareket esnasında kablaj ve hortum geçişlerine olanak vermek için A#1 ve A#2 antenleri arasında belirli mesafe kalması gerekmektedir.



Şekil 19. Belirlenen A#2 konumları

Figure 19. Desired A#2 positions

Sabit mafsalları  $B_0$  lokasyonu istenilen anten konumlarına göre Chasles Teoremi ile hesaplanmaktadır. Chasles Teoremi’nde kullanılan notasyon Şekil 20’de verilmiştir (Söylemez,2013)(Söylemez,2015).



Şekil 20. Chasles Teoremi’nde kullanılan notasyon

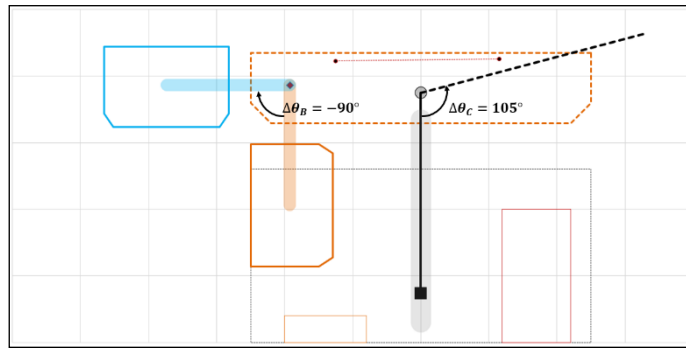
Figure 20. The used notation for Chasles Theorem

$$\frac{\omega}{P_{12}} = \frac{a_2 e^{i\phi_1} - a_1 e^{i\phi_2}}{e^{i\phi_1} - e^{i\phi_2}} \quad (7)$$

### A#1 ve A#2 Arasında Bağlı Hareket Sentezi (Relative Motion Synthesis Between A#1 and A#2)

Daha önce belirtildiği üzere bir serbestlik derecesine sahip katlanma mekanizması hedeflenmektedir. Bu nedenle A#1 antenin hareketi için verilen tahrikle aynı zamanda A#2 antenin gerekli konum değişikliğini sağlamak gerekmektedir.

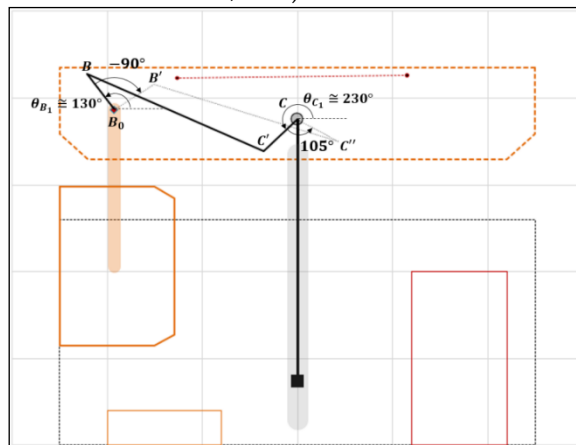
A#1 antenin hareketi incelendiğinde; krank-biyel mekanizmasının kayar uzvunun A#1 antene göre  $105^\circ$  döndüğü görülmektedir. Bu harekete karşılık, sentezlenecek mekanizma ile A#2 antenin  $B_0$  etrafında A#1 antene göre  $-90^\circ$  dönmesi beklenmektedir. Bahsedilen uzuv açıları Şekil 21’de görselleştirilmiştir.



Şekil 21. Bağlı hareket sentezi girdileri

Figure 21. The inputs of relative motion synthesis

A#1 anten mekanizması ile A#2 anteni arasına eklenen 4 – çubuk mekanizması sayesinde istenen bağlı hareket elde edilebilmektedir. İlgili mekanizma, krank açıları arasındaki korelasyon için Freudenstein Denklemi kullanılarak sentezlenmiştir. Bilindiği üzere Freudenstein Denklem seti üç konum için yazılmaktadır. Problemden istenen iki konum olduğu için, üçüncü denklem optimum bağlama açısı şartı için yazılmıştır. Bağlı hareket için sentezlenen mekanizma Şekil 22’de verilmiştir (Freudenstein,1954)( Freudenstein ve Primrose,1972).

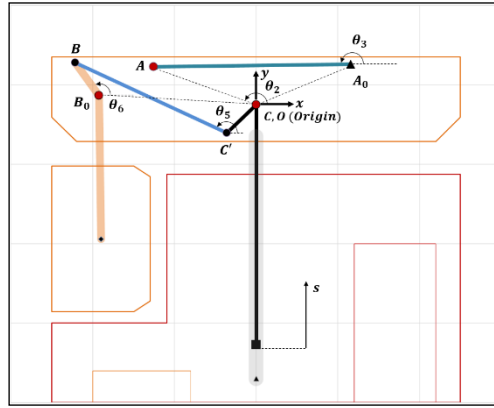


Şekil 22. Bağlı hareket için sentezlenen mekanizma

Figure 22. The synthesized mechanism for relative motion

### Kinematik Analiz (Kinematic Analysis)

Sentezlenen mekanizmanın istenen anten konumlarını sağladığını ve geometrik kısıtlara sağdık kaldığını kontrol etmek için mekanizmanın pozisyon analizi yapılmıştır. Pozisyon analizi için kullanılan değişken mafsal açıları ve sabit uzuv boyları Şekil 23’te verilmiştir.

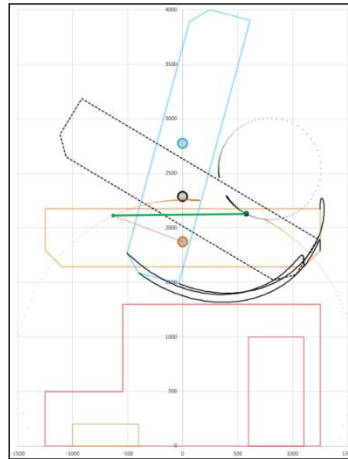


Şekil 23. Mafsal ve uzuv isimlendirmeleri

Figure 23. The used notation for joints and links

Mekanizma için devre kapalılık denklemleri yazılarak, mekanizmanın girdisi olan eyleyici stroğuna (s) göre çözülmüştür.

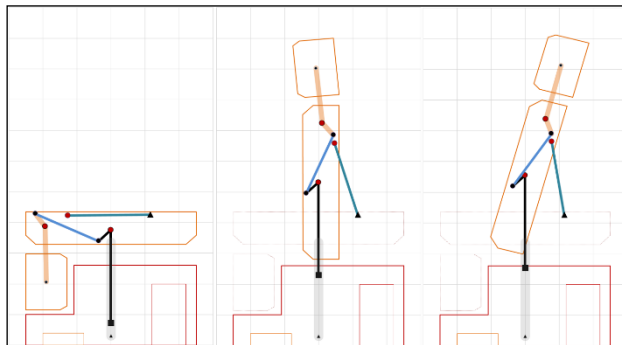
Kinematik analiz ile A#1 antenin hareketi incelenmiş ve AYB için ayrılan bölgeye girişim yapmaması serbest değişkenler vasıtasıyla sağlanmıştır. A#1 antenin konum geçişleri esnasındaki izi Şekil 24'te verilmiştir.



Şekil 24. A#1 antenin izi

Figure 24. The trace of antenna A#1

Benzer şekilde A#2 antenin hareketi de analiz edilmiş ve antenler arası istenen boşluğun korunduğu görülmüştür. Son olarak, geliştirilen mekanizmanın istenen konumlardaki duruşu Şekil 25'te verilmiştir.



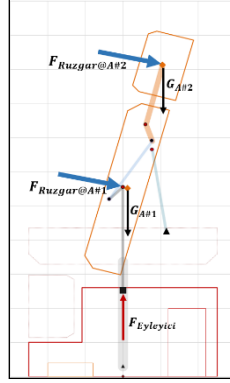
Şekil 25. Katlanma mekanizmasının istenen anten konumlarındaki duruşu

Figure 25. The pose of the folding mechanism at the desired antenna positions

### Kuvvet Analizi (Force Analysis)

Mekanizmanın kinematik analizinin ardından, mafsallar üzerine düşen yüklerin tespit edilmesi için kuvvet analizi yapılmıştır. Mekanizmanın tüm mafsallarındaki yükleri bulabilmek için her bir uzvun serbest cisim diyagramı çıkarılarak Newton kanunlarına dayanarak statik denge denklemleri yazılmış ve stroka bağlı olarak çözülmüştür.

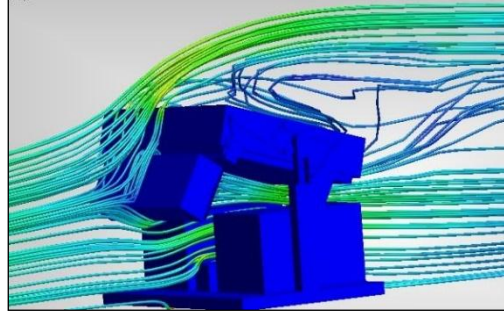
Mekanizmanın maruz kaldığı dış yükler Şekil 26'da verilmiştir. Hesaplamalarda antenlerin kütle merkezleri geometrik merkez olarak kabul edilmiştir.



Şekil 26. Mekanizma üzerindeki dış yükler

Figure 26. The external forces on the mechanism

Yüksek rüzgâr yüklerine maruz kalan radar sistemi için rüzgâr yüklerinin doğru modellenmesi mekanizma açısından önem arz etmektedir. Bu nedenle ilgili mekanizma için kaba boyutlarda 3B model oluşturularak, proje isterlerinde belirtilen rüzgâr hızları için akış analizleri yapılmıştır. Antenin farklı konumları için yapılan akış analizlerinde, anten konumuna göre antenler üzerinde hesaplanan kuvvetler mekanizmanın kuvvet analizlerine girdi sağlamıştır. A#1 anteninin yere göre 15° konumu için yapılan akış analizinde oluşan akış eğrileri Şekil 27'de örnek olarak verilmiştir (Etiz, 2017).



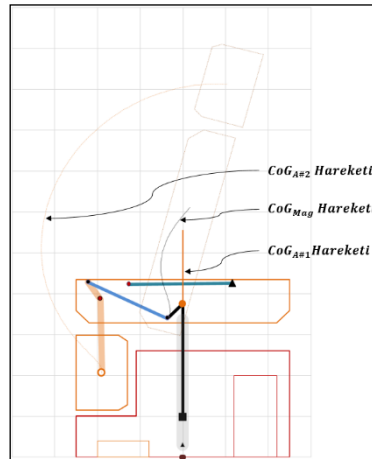
Şekil 27. A#1 anteninin 15° konumu için rüzgâr yükü analizi

Figure 27. Wind load analysis for the antenna A#1 at 15°

### Eyleyici Kuvveti Optimizasyonu (Optimization for the Actuator Force)

Pozisyon ve kuvvet analizi çalışmaları ile mekanizmanın piston kuvveti gereksinimi çıkarılmış ve hareket sırasında kütle merkezlerinin hareketleri incelenmiştir. Şekil 28'de geometrik merkezde kabul edilen kütle merkezlerinin hareketleri verilmiştir.

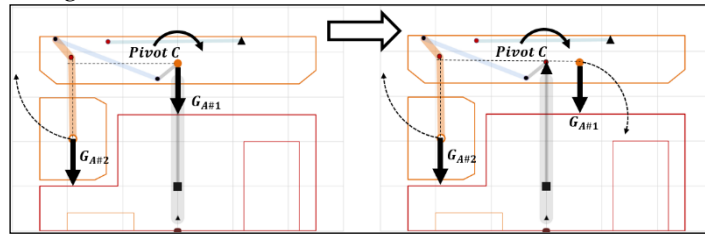




Şekil 28. Anten kütle merkezlerinin hareketi

Figure 28. The traces of the center of gravities of antennas

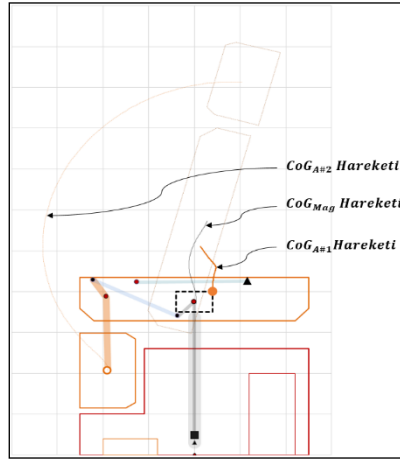
Kütle merkezlerinin hareketi incelendiğinde, A#1 antenin kütle merkezinin yerçekimine karşı doğru şekilde bir hareket yaptığı gözükmemektedir. Diğer yandan A#2 anteni ana mafsal C etrafında ciddi bir moment doğurmaktadır. Antenlerin hareketi incelendiğinde, A#1 antenin kütle merkezi C mafsalının diğer tarafına alındığında A#2 antenin dengelenebileceği açık bir şekilde görülmektedir. Bahsedilmeye çalışılan dengeleme çalışması Şekil 29'da verilmiştir.



Şekil 29. Kütle merkezleri ile mekanizmanın dengelenmesi

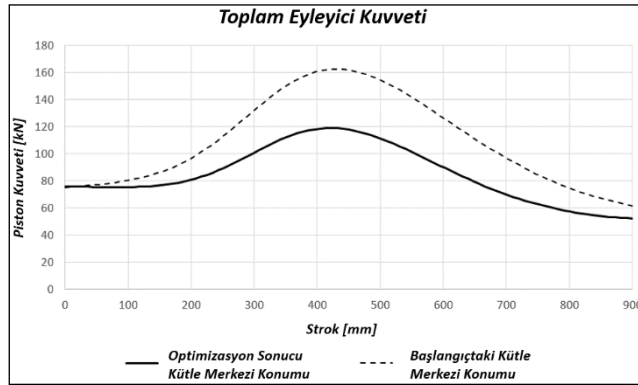
Figure 29. Balancing of mechanism by changing the center of gravities

Anten tasarımcıları ile A#1 anteni üzerinde bulunan kütle merkezinin kaydırılabileceği bölge belirlenerek genetik algoritma vasıtasıyla optimizasyon çalışması yapılmıştır. İlgili çalışmada, A#1 antenin belirlenen bölge içerisindeki lokasyonu değişken olarak tanımlanırken maksimum eyleyici kuvvetinin minimizasyonu amaç fonksiyonu olarak yazılmıştır. Optimizasyon çalışması ile hesaplanan A#1 kütle merkezi için kuvvet ve pozisyon analizi yenilendiğinde, eşdeğer sistemin kütle merkezinin yer çekimine karşı daha az yer değiştirdiği görülmektedir. Başka bir deyişle, A#1 anteni yukarı doğru giderken yaptığı dönme hareketi neticesinde kütle merkezi aşağıya doğru gitmektedir. Böylece eyleyici kuvveti gereksinimi azalmaktadır.



Şekil 30. Optimize edilmiş kütle merkezi hareketleri  
Figure 30. The optimized center of gravity motions

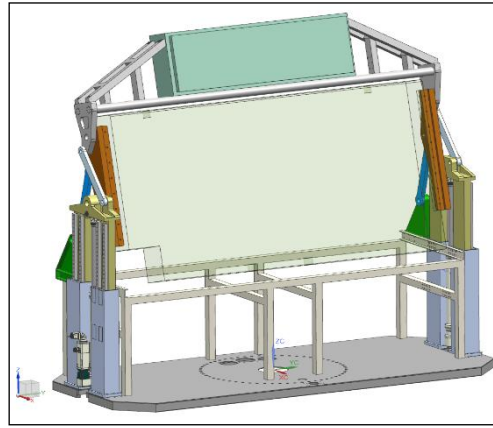
Mekanizmanın eyleyici kuvvet gereksinimi incelendiğinde optimizasyon çalışması ile kuvvet gereksiniminin %25 oranında azaldığı görülmektedir. Gerçek uygulamada anten kütle merkezini optimizasyon ile bulunan lokasyonda konumlandırmak yapının karmaşıklığı nedeniyle çok kolay olmayacaktır. Ancak yapının tasarımı süresince bu konuya dikkat edilmek üzere ilgili tasarımcılar bilgilendirilmiştir.



Şekil 31. Optimize edilmiş eyleyici kuvvet gereksinimi  
Figure 31. The optimized actuator force requirement

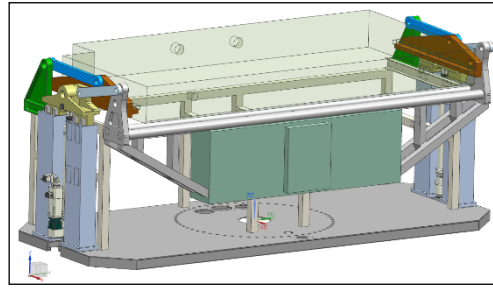
#### DETAY TASARIM ve BENZETİM ÇALIŞMALARI (DETAILED DESIGN and SIMULATION STUDIES)

Geliştirilen mekanizma çözümü ile radar sistemi 3B olarak Siemens NX® yazılımı ortamında modellenmiştir. Mekanizma uzuvları ve mafsalları modellenirken, kuvvet analizi ile hesaplanan uzuv ve mafsal yükleri dikkate alınmıştır. Radar sistemi için oluşturulan 3B modelin, operasyon ve seyir konumu için görselleri sırasıyla Şekil 32 ve Şekil 33'te verilmiştir.



Şekil 32. Operasyon konumu

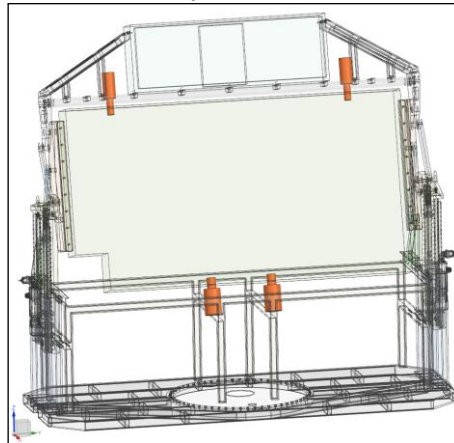
Figure 32. Operation position



Şekil 33. Seyir konumu

Figure 33. Transport position

Oluşturulan 3B model üzerinde, rüzgâr yükü altında statik mukavemet ve modal analizler yapılmıştır. Analizler için MSC Nastran® yazılımı kullanılmıştır. Yapılan analizler ile radar sisteminin doğal frekansları ve rüzgâr yükü altındaki deformasyonu incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre anten çiftinin operasyon konumunda kilitlenmesi gereksinimi ortaya çıkmıştır. Şekil 34'te gösterildiği gibi sisteme eklenen kilit mekanizmaları ile analizler yinelenmiştir.



Şekil 34. Anten kilit mekanizmaları

Figure 34. Locking mechanisms for the antennas

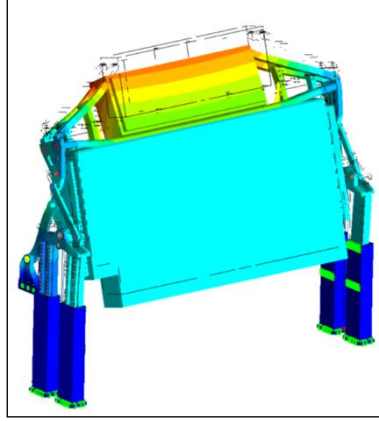
Kilit mekanizmaları ile sistemin operasyon konumundaki doğal frekanslarının değişimi ilk 5 mod için Çizelge 2'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde kilit mekanizmalarının sistemin doğal frekanslarını önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür.

Çizelge 2. Modal analiz sonuçları

Table 2. The results of modal analysis

Mod	Kilitsiz Konfigürasyon Doğal Frekans [Hz]	Kilitli Konfigürasyon Doğal Frekans [Hz]
1	6.61	17.70
2	10.16	38.01
3	13.45	39.72
4	22.20	51.26
5	25.27	59.29

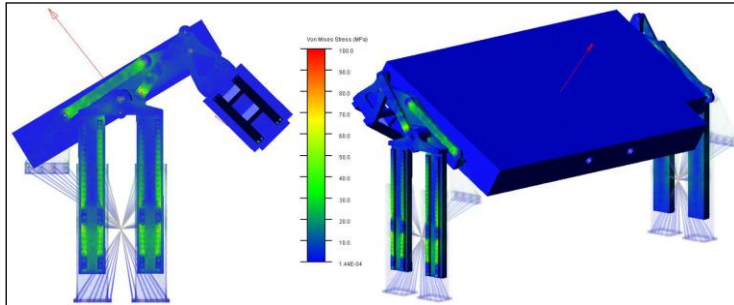
Benzer şekilde rüzgâr yükü altındaki yapının deformasyonu da iyileşmiştir. Kilitsiz konfigürasyonda hesaplanan maksimum deformasyon değeri %20 mertebelerine düşmüştür. Kilitli versiyonun rüzgâr yükü altında abartılı deformasyonu Şekil 35'te verilmiştir.



Şekil 35. Kilitli anten konfigürasyonunun deformasyonu

Figure 35. The deformation of locked antenna configuration

Katlanma mekanizmasının hareketi esnasında mafsal yükleri incelendiğinde, maksimum yüklerin ara konumda olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle MSC Adams® yazılımı ile Craig Bampton Süperpozisyon yöntemi kullanılarak mekanizmanın tüm hareketi için mukavemet analizi yapılmıştır. Yapılan esnek cisim dinamiği analizi ile yapı üzerinde hesaplanan maksimum gerilmeler Şekil 36'da verilmiştir.



Şekil 36. Esnek çoklu cisim dinamiği benzetimi – maksimum gerilme sonuçları

Figure 36. Flexible multibody dynamic simulation – maximum stress on the mechanism

## DEĞERLENDİRME ve SONUÇ (DISCUSSION and CONCLUSION)

Yapılan sentez, analiz ve tasarım doğrulama çalışmaları ile iki antenden oluşan radar sistemi için 1 serbestlik dereceli katlanma mekanizması geliştirilmiştir. Geliştirilen mekanizmanın literatürde

benzerine rastlanmadığı için 148 ülkeyi kapsayan PCT (Patent Corporation Treaty) sistemine patent başvurusunda bulunulmuş ve mevcut durumda araştırma raporu olumlu sonuçlanmıştır.

Mekanizmanın büyük boyutlarından kaynaklanan endişelerden dolayı ön prototip üretilerek üzerinde tekrarlanabilirlik ve sıcak – soğuk ortamda çalışma testleri yapılmıştır. Üretilen ön prototipe ait görsel Şekil 37’de verilmiştir.



**Şekil 37.** Mekanizma ön prototipi  
**Figure 37.** The pre-prototype of the mechanism

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- 80K6M 3-D Air Surveillance Radar, Zaporizhzhia, Ukraine: ISKAR, [www.iskra.zp.ua](http://www.iskra.zp.ua)
- Erdman, A.G., 1984, Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 1. Prentice – Hall.
- Erdman, A.G., 1984, Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 2. Prentice – Hall.
- Etiz U., RadarSistemi\_RüzgarYükü\_Analizi.ppt, Ankara, Türkiye: Aselsan, 2017.
- Freudenstein, F., 1954, “An Analytical Approach to the Design of Four-Link Mechanisms”, *Transactions of the ASME*, Vol. 76, 1954, pp.483-92.
- Freudenstein, F., Primrose, E.J., 1972, “The Classical Transmission-Angle Problem”, *The Institution of Mechanical Engineers*, C96/72.
- Pahl, G., Beitz, W., 1984, “Engineering Design: A Systematic Approach”, *The Design Council*, London, pp. 57-151.
- Söylemez, E., 2013, Makina Teorisi 1 – Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, 4. Baskı, İstanbul.
- Soylezmez, E., 2015, Kinematic Synthesis Course Notes, Middle East Technical University, Ankara.
- Queveau, G., 2002, Three-Part Folding Roof for Convertible Vehicles, U.S. Patent 6382703B1.

## A STUDY ON PREDICTION OF SURFACE ROUGHNESS AND CUTTING TOOL TEMPERATURE AFTER TURNING FOR S235JR STEEL

<sup>1</sup>Hasan Huseyin BILGIC , <sup>2</sup>Mehmet Ali GUVENC , <sup>3</sup>Mustafa CAKIR ,  
<sup>4</sup>Selcuk MISTIKOGLU 

<sup>1,2,3,4</sup>Iskenderun Technical University, Faculty of Engineering and Naturel Science, Department of Mechanical Engineering, Iskenderun, Hatay, TURKEY

<sup>1</sup>hhuseyin.bilgic@iste.edu.tr, <sup>2</sup>mali.guven@iste.edu.tr, <sup>3</sup>mustafa.cakir@iste.edu.tr,  
<sup>4</sup>selcuk.mistikoglu@iste.edu.tr

(Geliş/Received: 25.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ABSTRACT:** In machining technologies, the most important criterion taken into consideration when evaluating the product quality is seen as the surface roughness. In the consideration of production quality and cost, tool wear is one of the factors that directly affect the cost of production. In the machining process, the most important parameters affecting the surface roughness and tool temperature are the cutting depth, speed and feed rate of rotation. In order to obtain the best surface quality and to keep the cost at the optimum level, the most suitable processing parameters should be selected by taking into consideration the effect of these parameters on each other. In this study, it is aimed that to prediction of surface roughness (Ra.) and tool temperature (°C) values for turning which has an important position in machining. For this purpose, Artificial Neural Networks (ANN) method and Multi Linear Regression Model (MLRM) were used separately. The data obtained from ANN, Regression Model were compared with the actual test data, and the results were examined. According to the obtained results, it is seen that the ANN method has more successful results than Regression model in surface roughness and tool temperature estimation.

**Key Words:** Turning, Artificial Neural Networks (ANN), Multi Linear Regression (MLR), Surface Roughness

### S235JR Çeliği için Tornalama İşlemi Sonrası Yüzey Pürüzlülüğü ve Kesici Takım Uç Sıcaklığının Tahmini Üzerine Bir Çalışma

**ÖZ:** Talaşlı üretim teknolojilerinde, ürün kalitesi değerlendirilirken dikkate alınan en önemli kıstas yüzey pürüzlülüğü olarak görülmektedir. Üretim kalitesi ve maliyet dikkate alınması durumunda ise takım aşınması, üretim maliyetini doğrudan etkileyen etkenler arasında öne çıkmaktadır. Talaşlı imalat sürecinde, yüzey pürüzlülüğü ve takım sıcaklığını etkileyen parametrelerin en önemlileri; kesme derinliği, devir sayısı ve ilerleme hızıdır. En iyi yüzey kalitesini elde etme ve aynı zamanda maliyeti optimum seviyede tutabilmek için bu parametrelerin birbirlerini etkileme durumları dikkate alınarak en uygun işleme parametreleri seçilmelidir. Bu çalışmada; talaşlı üretimde önemli bir konuma sahip olan tornalama için yüzey pürüzlülüğü (Ra/Aritmetik Ortalama Sapma) ve işleme sonrası takım uç sıcaklığı (°C) değerlerinin tahmin edilmesi amaçlanmıştır. Bunun için Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemi ve Çoklu Lineer Regresyon Modeli (ÇLRM) ayrı ayrı kullanılmıştır. Geliştirilen YSA ve Regresyon Modelinden elde edilen veriler ile gerçek test verileri karşılaştırılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yüzey pürüzlülüğü ve takım sıcaklığı tahmininde; YSA yönteminin, Regresyon modeline göre daha başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Tornalama, Yapay Sinir Ağları (YSA), Çoklu Lineer Regresyon (ÇLR), Yüzey Pürüzlülüğü

## INTRODUCTION

In recent years, the rapid developments in the aerospace and automotive industry have contributed greatly to the development of the molding industry and machining technologies. In this process, machining equipped with more reliable, stable, precise and advanced automation systems were introduced to the industry (Childs, 2000; Wenden, 1981a; Preacher & Rucker, 2003). After the increase of machining equipment to a certain level, the tendency towards Artificial Intelligence (AI) techniques, which supports production quality in the background and optimizes production parameters, has increased (Akkuş, 2010; Markopoulos, Manolakos, & Vaxevanidis, 2008; Zain, Haron, & Sharif, 2010).

The development that started with the use of AI concept in the 1950s for the first time is increasing day by day. Increasing development with increasing acceleration has enabled the use of AI in industrial applications (Bilgic et al, 2016; Mert & Arat, 2014). Today, the most widely used AI methods are Artificial Neural Networks (ANN) (Wenden, 1981b), Fuzzy Logic (Zadeh & Jose, 1975), Machine Learning and Bee Colony Algorithm (Karaboga & Basturk, 2007; Bilgic et al., 2016), Genetic Algorithms (Goldberg & Holland, 1988), Ant Colony Optimization Algorithms (Dorigo & Di Caro, 1999; Çakır et al., 2011), Taguchi method (Guvenc et al., 2019) and etc. ANN is one of the most commonly used method for estimating parameters in non-linear systems.

In machining process, the most important parameters affecting surface roughness and tool temperature are cutting depth, speed and feed rate. In order to obtain the best surface quality and at the same time to keep the cost at an optimum level, the most suitable machining parameters should be selected considering the influence of these parameters on each other.

Lu emphasized that there were large number of uncontrollable factors that surface quality and used radial basis function neural network to predict surface quality of machined workpiece (Lu, 2008). Abouelatta and Madl collected and analyzed surface roughness and cutting vibration parameters with commercial software packages to predict surface roughness parameters with 4 different model as functions of cutting parameters and tool vibrations (Abouelatta & Mad, 2001). Öztürk and co-workers used Bees algorithm as heuristic optimization method to optimize the parameters of cutting. Some researchers proposed response surface methodology to predict surface roughness and delimitation in end milling of composite materials with ANN (Raj et. al, 2012) and support vector regression (Mia & Dhar, 2019; Jurkovic et. al., 2018) in high speed turning process. Singh and Rao investigated the influence of tool geometry on the surface roughness and the effect of cutting conditions in their study (Singh & Rao, 2007).

In this study, S235JR quality, 35 mm diameter cylindrical material is processed by turning. Surface roughness and tool temperature data were recorded after turning. Obtained data were used for ANN and MLRM training. After the completion of the training; Surface roughness and tool temperature were estimated using 12 different sample sets. The estimation data obtained were evaluated according to various performance criteria.

## MATERIALS and METHODS

Machining is the most common metal forming method used in the mechanical manufacturing industry (Dahbi, Ezzine, & El Moussami, 2017). The main machining methods are milling, turning, drilling and grinding (Harun, 2010). Turning, which is one of the manufacturing processes of the cutting tool between metal cutting methods, is commonly used to remove unwanted materials from the surface of a rotating cylindrical workpiece to achieve the desired shape. In the turning process, the cutting tool is fed linearly parallel to the axis of rotation. In turning, in addition to the tool and workpiece material, the cutting speed ( $v$ , rpm), feed rate ( $f$ , mm/rev) and depth of cut ( $d$ , mm) are the parameters that affect the surface quality the most. The turning process and these three parameters are shown schematically in Figure 1. In the turning process C: 0.22; P: 0.05; S: 0.045; N: 0.072; S235JR steel material with a Mn<1.4 composition was used.

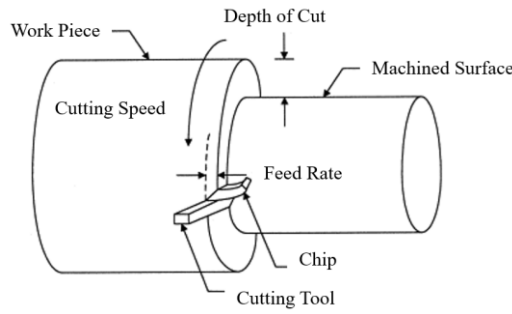


Figure 1. Turning schematic illustration

Artificial Neural Networks

ANN which inspired by the human nervous system is composed of artificial neurons that are interconnected. Artificial neurons, which work in a similar way as biological neurons, evaluate the information received to it and send it to the other neuron or output unit. Figure 2 presents the structure of the artificial neuron.

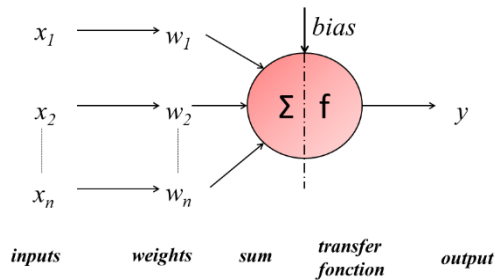


Figure 2. The Structure of Artificial Neuron

Here, the artificial neuron collects the information that comes before it by multiplying it with weights according to its importance. The bias (threshold value) is added to make subsequent data meaningful in the transfer function, and the output value is transmitted to the next neuron or generates the output. Tangent-Sigmoid transfer function and its mathematical function presented in Figure 3 and Equation 1 was used in the study.

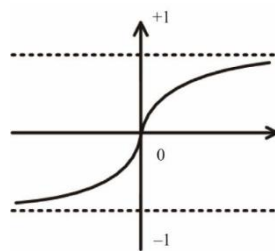


Figure 3. Transfer Function of Tangent Sigmoid

$$F(x)=1/1+e^{-x} \tag{1}$$

In this study, feed-forward backpropagation network architecture is used as the network structure presented in Figure 4.



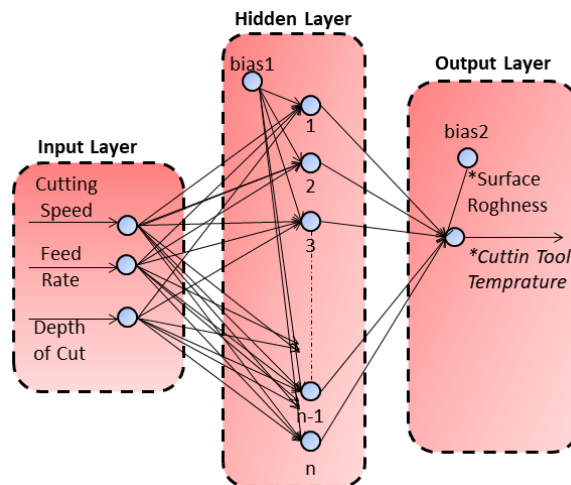


Figure 4. Structure of ANN Model

### Multiple Linear Regression Model (MLRM)

MLRM is different from Simple Linear Regression (SLR). Dependent variable or variables are calculated by considering multiple independent variables for the MLRM (Preacher & Rucker, 2003).

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_j X_e + \varepsilon \quad (2)$$

In equation 2,  $Y$  denotes the variable dependent on  $X$ , where  $\beta_0$  denotes the line where the line intersects the y-axis,  $\beta_1$  represents the regression coefficient (slope of the line),  $\beta_j$  represents the  $j^{\text{th}}$  parameter, and  $\varepsilon$  represents the chance-dependent error value. The values  $\beta_0$  and  $\beta_{1-j}$  are theoretical values calculated using the entire dataset. The success of the dependent variable  $Y$  calculated with the help of  $X$ -linked regression model can be evaluated with various performance measures.

$$MSE = \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^N (Y_i - Y_{obs})^2 \right) \quad (3)$$

$$MAE = \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^N |Y_i - Y_{obs}| \right) \quad (4)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^N |Y_i - Y_{obs}| \right)^2} \quad (5)$$

$$R_{adj}^2 = 1 - (1 - R^2) \left( \frac{N - 1}{N - k} \right) \quad (6)$$

In this study, MSE (Mean Square Error), RMSE (Root Mean Square Errors), MAE (Mean Absolute Error) and  $R^2$  (coefficient of determination) were used to determine the success of the models presented by equations 3, 4, 5 and 6.

## RESULTS and DISCUSSION

In this study, the universal lathe was used with HSS (High Speed Steel) cutting tool for different cutting speed, feed rate and depth of cut values. Surface roughness class and cutting tool temperature data were obtained from 48 different test results. Processing results of the samples used are shown in Figure 5.

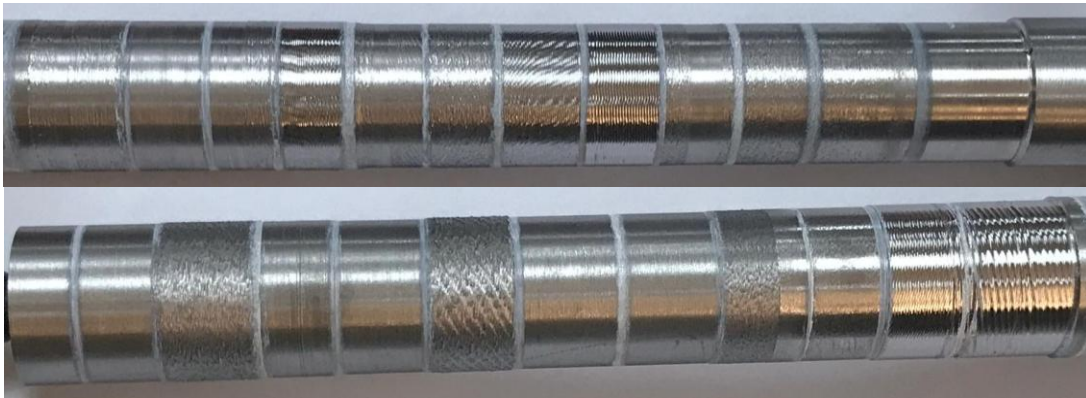


Figure 5. Machining Samples

The properties of the gauge tool used to determine the surface roughness class are classified according to the values given in Table 1. The tool temperature and surface roughness images after turning are presented in Figure 6.

Table 1. Surface roughness classes

Class	Ra (µm)	Rz (µm)
N6	0,8-32	3,2-128
N7	1,6-63	6,1-244
N8	3,2-125	12,2-488
N9	6,3-250	23,7-950
N10	12,5-500	47,5-1900
N11	25-1000	95-3800

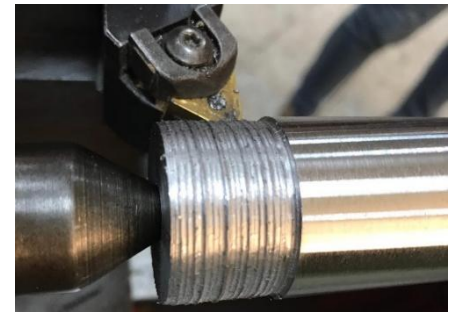


Figure 6. Chip removal and temperature measurement

Tool removal temperature was obtained by HT-175 model with 10% accuracy. 36 of the 48 data obtained were obtained by using 370, 540, 800 and 1200 rpm cutting speed, 0.3, 0.5 and 1 mm / rev feed rate and 0.5, 1 and 1.5 mm depth of cut and combinations. The 36 data collected were used as training and test data for ANN and MLRM. Then, surface roughness class and cutting tool temperature values were estimated for values that ANN and MLRM had not seen before. Weights and related equations calculated for parameters of surface roughness class ( $P$ ) and cutting tool temperature ( $T$ ) are shown in Equations 7 and 8.

$$P=5,7165-v.0,0061+f.3,5075+d.0,4257 \tag{7}$$

$$T=29,362+v.0,0032+f.1,4189+d.6,503 \tag{8}$$

In the equations,  $v$  is the cutting speed,  $f$  is the feed rate and  $d$  is the depth of cut. In the ANN model, feed-forward backpropagation network architecture is used as network structure. Levenberg marquardt training algorithm was used as the training algorithm in the network structure where tangent-sigmoid transfer function was used for the hidden layer and the output layer.

The training was repeated by increasing the number of intermediate neurons one by one to one hundred for a hidden layer. The number of intermediate neurons was determined by taking MSE value into consideration. While 44 intermediate neurons were used for surface roughness class, 31 intermediate neurons were selected for estimation of tool tip temperature.

As a result of the training, 12 data sets were used in both models and the estimation process was made by entering the data of the network. Table 2 presents the performance criteria for education, testing and all data obtained through the MLRM and ANN model. The scatter graphs of the training and test process are shown in Figure 7. In order to see the success of the models clearly, surface roughness class and tool temperature are presented as graphs in Figure 8 and 9.

**Table 2** Performance criteria for the ANN and MLRM

Tool Temperature						
	Train		Test		All Data	
	ANN	MLRM	ANN	MLRM	ANN	MLRM
<b>MSE</b>	1,0611	1,1994	0,0186	4,2618	0,8006	2,3400
<b>MAE</b>	0,5219	1,0008	0,0847	1,8641	0,4126	1,2166
<b>RMSE</b>	1,0301	1,3036	0,1374	2,0664	0,8947	1,5297
<b>R</b>	0,8889	0,8100	0,9986	0,8228	0,9189	0,7555
Surface Roughness						
	Train		Test		All Data	
	ANN	MLRM	ANN	MLRM	ANN	MLRM
<b>MSE</b>	0,1484	0,7693	0,0529	1,8960	0,1245	1,0510
<b>MAE</b>	0,2566	0,7059	0,1863	1,2388	0,2390	0,8391
<b>RMSE</b>	0,3852	0,8771	0,2300	1,3770	0,3528	1,0252
<b>R</b>	0,9228	0,5941	0,9825	0,0001	0,9320	0,4276

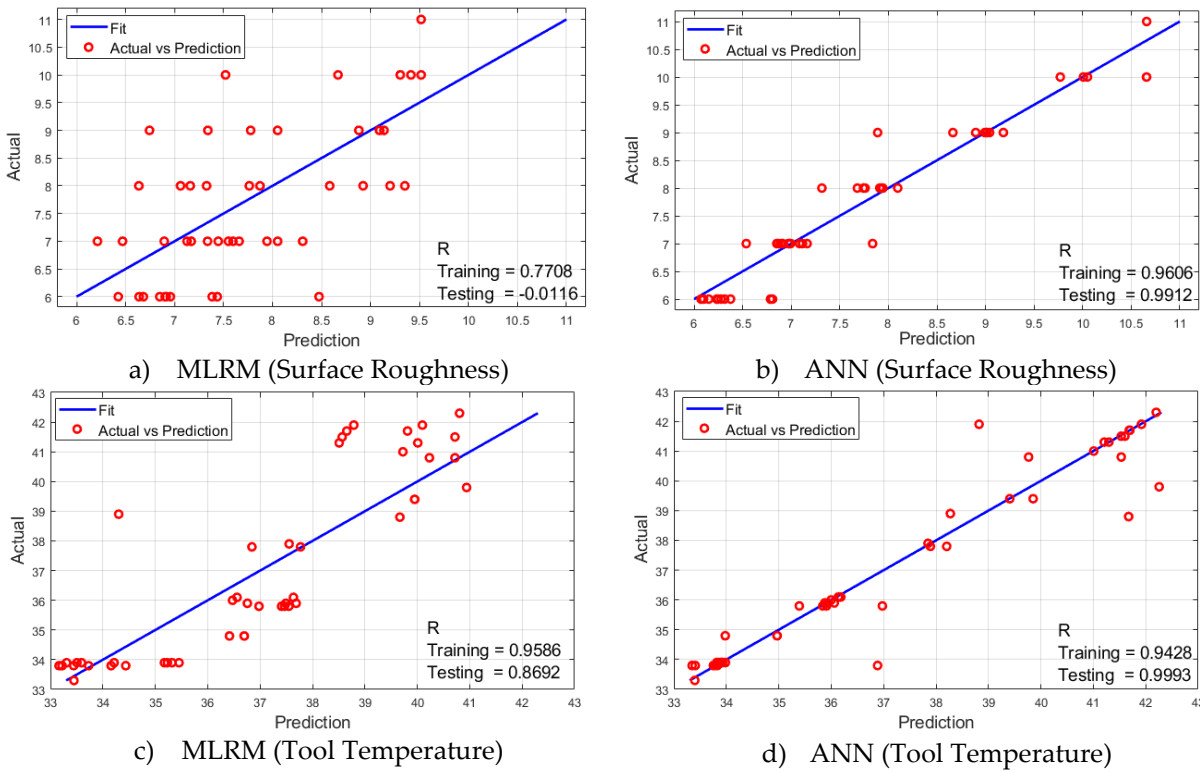


Figure 7. Scatter Graphs

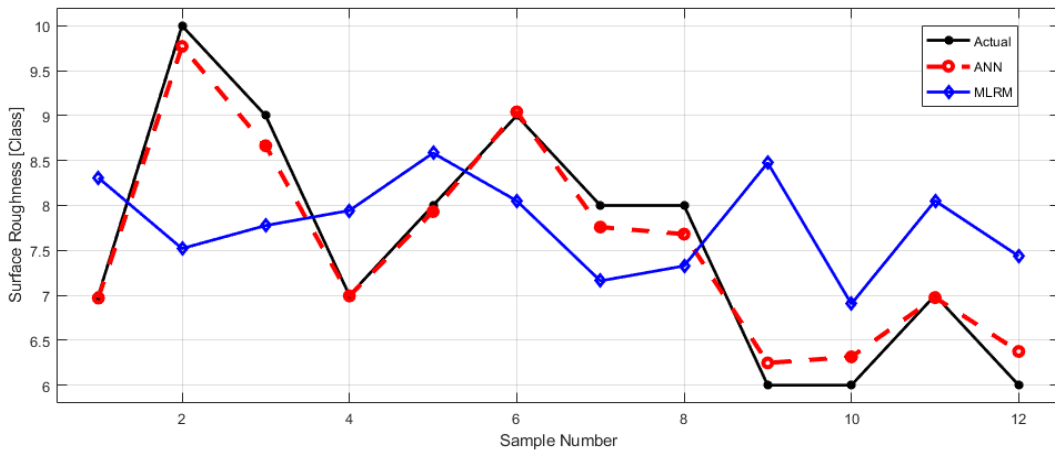


Figure 8. Model Results of Surface Roughness

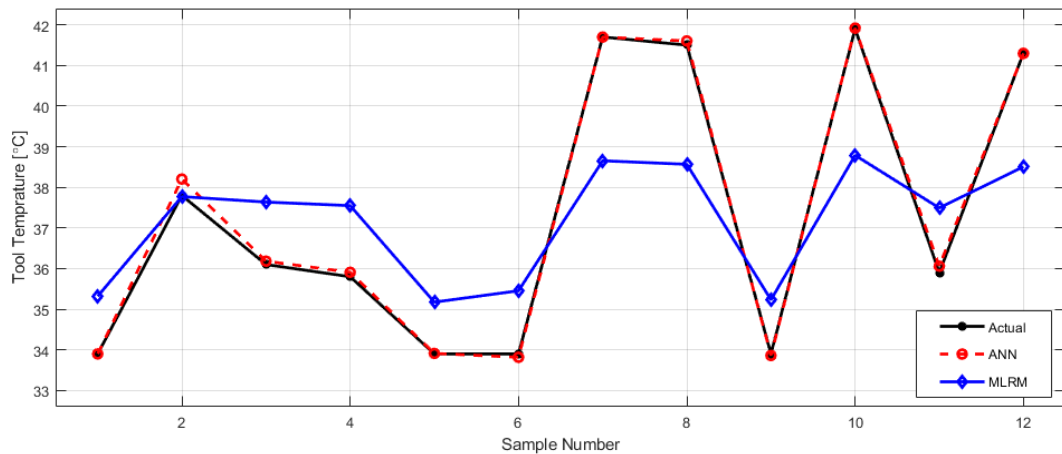


Figure 9. Model Results of Tool Temperature

## CONCLUSION

In this experimental study, surface roughness and tooltip temperature values which are among the most important outputs in determining product quality in machining are estimated. MLRM, which is one of the traditional methods, has been used in the prediction studies together with the ANN method which is one of the most frequently used AI estimation methods. ANN and MLRM have been created separately and estimation have been done with the obtained models. According to the results obtained in surface roughness and tool temperature estimation, the ANN method was found to be more successful than MLRM.

## REFERENCES

- Abouelatta, O. B., & Madl, J. (2001). Surface roughness prediction based on cutting parameters and tool vibrations in turning operations. *Journal of materials processing technology*, 118(1-3), 269-277.
- Akkuş, H. (2010). Tormalama işlemlerinde yüzey pürüzlülüğünün istatistiksel ve yapay zeka yöntemleriyle tahmin edilmesi (Doctoral dissertation, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Bilgic, H. H., Sen, M. A., & Kalyoncu, M. (2016). Tuning of LQR controller for an experimental inverted pendulum system based on The Bees Algorithm. *Journal of Vibroengineering*, 18(6), 3684-3694.
- Bilgic, H. H., Yağlı, H., Koç, A., & Yapıcı, A. (2016). Deneysel bir organik rankine çevriminde yapay sinir ağları (Ysa) yardımıyla güç tahmini. *Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim Ve Teknoloji Dergisi*, 4(1), 7-17.
- Childs, T. (2000). *Metal Machining Theory and Applications*. Materials Technology, 416.
- Çakır, M., Oral, M., & Aydın, A. (2011). Karınca Koloni Optimizasyon Algoritmaları ile Risk Faktörlerine Bağlı Optimum Hastane Yerleşim Noktasının Bulunması. *Engineering Sciences*, 6(1), 195-208.
- Dahbi, S., Ezzine, L., & El Moussami, H. (2017). Modeling of cutting performances in turning process using artificial neural networks. *International Journal of Engineering Business Management*, 9, 1847979017718988.
- Dorigo, M., & Di Caro, G. (1999). Ant colony optimization: A new metaheuristic, evolutionary computation. *CEC 99. Proceedings of the 1999 Congress On*, 2.
- Goldberg, D. E., & Holland, J. H. (1988). Genetic algorithms and machine learning. *Machine learning*, 3(2), 95-99.
- Guvenc, M. A., Cakir, M., Mistikoglu, S. (2019). Experimental Study on Optimization of Cutting Parameters by Using Taguchi Method for Tool Vibration and Surface Roughness in Dry Turning of AA6013. *10th International Symposium on Intelligent Manufacturing and Service Systems*. 1032-1040

- Jurkovic, Z., Cukor, G., Brezocnik, M., & Brajkovic, T. (2018). A comparison of machine learning methods for cutting parameters prediction in high speed turning process. *Journal of Intelligent Manufacturing*, 29(8), 1683-1693.
- Karaboga, D., & Basturk, B. (2007). A powerful and efficient algorithm for numerical function optimization: Artificial bee colony (ABC) algorithm. *Journal of Global Optimization*, 39(3), 459-471.
- Lu, C. (2008). Study on prediction of surface quality in machining process. *Journal of materials processing technology*, 205(1-3), 439-450.
- Markopoulos, A. P., Manolacos, D. E., & Vaxevanidis, N. M. (2008). Artificial neural network models for the prediction of surface roughness in electrical discharge machining. *Journal of Intelligent Manufacturing*, 19(3), 283-292.
- Mert, I., & Arat, H. T. (2014). Prediction of heat transfer coefficients by ANN for aluminum & steel material. *International Journal*, 5(2), 2305-1493.
- Mia, M., & Dhar, N. R. (2019). Prediction and optimization by using SVR, RSM and GA in hard turning of tempered AISI 1060 steel under effective cooling condition. *Neural Computing and Applications*, 31(7), 2349-2370.
- Öztürk, O., Kalyoncu, M., & Ünüvar, A. (2018). Multi objective optimization of cutting parameters in a single pass turning operation using the bees algorithm. *1st International Conference on Advances in Mechanical and Mechatronics Engineering*.
- Preacher, K. J., & Rucker, D. (2003). A primer on interaction effects in multiple linear regression. Retrieved November, 10, 2003.
- Raj, P. P., Perumal, A. E., & Ramu, P. (2012). Prediction of surface roughness and delamination in end milling of GFRP using mathematical model and ANN.
- Singh, D., & Rao, P. V. (2007). A surface roughness prediction model for hard turning process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 32(11-12), 1115-1124.
- Wenden, A. L. (1981a). *Machining Fundamentals and Recent Advances*. (J. P. Davim, Ed.) (Vol. 3). Springer.
- Wenden, A. L. (1981b). Two Neural Network Programming Assignments Using Arrays. In *SIGCSE '91 Proceedings of the twenty-second SIGCSE technical symposium on Computer science education* (Vol. 3, pp. 43-47).
- Zadeh, L. A., & Jose, S. (1975). The Concept of a Linguistic Variable II. *Electrical Engineering*, 357, 301-357.
- Zain, A. M., Haron, H., & Sharif, S. (2010). Prediction of surface roughness in the end milling machining using Artificial Neural Network. *Expert Systems with Applications*, 37(2), 1755-1768.

## ÇİFT KÖPRÜLÜ ASKI TİP KREN SİSTEMLERİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE MODAL ANALİZİ

<sup>1</sup>Sahin YILDIRIM , <sup>2</sup>Emir ESİM 

<sup>1</sup>Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Kayseri, TÜRKİYE  
<sup>1</sup>sahiny@erciyes.edu.tr, <sup>2</sup>emiresim@erciyes.edu.tr

(Geliş/Received: 30.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

**ÖZ:** Doğal frekanslar cisimlerin kütle ve esnekliğine bağlı olarak belirlenen bir parametredir. Kren sistem elemanların hepsi birbiri ile temasta olmasından dolayı bir bütün olarak tasarlanıp frekansların belirlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle kren sisteminin çalışma şartlarına göre üzerinde araba bulunması ve sistemde yapının yük ile hareket etmesi sebebi ile kren sistemi bir bütün olarak modellenmiştir. Ayrıca kren sistemlerinde köprü grubunun hareket ettiği taşıyıcı çerçevelerde dikkate alınarak modal analizler Sonlu Elamanlar Metodu (SEM) ile yapılmıştır. Köprü grubu, kaldırma grubu ve yük ile tasarlanan kren sisteminde; araba grubunun ve yükün köprü başında ve ortasında olması durumlarına göre de analizler yapılmıştır. Belirtilen şartlara göre doğal frekans ve mod şekilleri elde edilerek, karşılaştırmalar yapılmış ve tasarım özelliklerinin sonuçlar üzerindeki etkileri üzerinde durulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Köprülü kren, Sonlu elemanlar metodu, Modal analiz, Mekanik titreşimler

### Modal Analysis of Double Beam Overhead Type Crane Systems by Finite Element Method

**ABSTRACT:** Natural frequencies are a parameter determined by the mass and flexibility of the bodies. Since all the crane system elements are in contact with each other, they should be designed as a whole, and their frequencies should be determined. Therefore, the crane system is modelled as a whole system due to the presence of cars on the crane system and the movement of the structure with the load. In addition, modal analysis was performed by using finite element method in crane systems by taking into consideration the carrier frames in which the bridge group moves. In the crane system designed with bridge group, lifting group and load; analyses were made according to the fact that the car group and the load were at the beginning and middle of bridge. Natural frequency and mode shapes are obtained according to the specified conditions, comparisons have been made and the effects of the design characteristics on the results are emphasized.

**Key Words:** Bridged crane, Finite element method, Modal analysis, Mechanical vibrations

### GİRİŞ (INTRODUCTION)

Mühendislikte birçok yapıda bazen çevresel dış etkenlerden bazen de kaynağı tespit edilemeyen nedenlerden dolayı titreşimler oluşmaktadır. Meydana gelen bu titreşimler sistemin zarar görmesine neden olabilecek kritik etkiler oluşturabilmektedir. Bahsi geçen bu titreşimlerin belirlenmesinde incelenmesi gereken önemli konular 'doğal frekans' ve 'rezonans' konularıdır. Bu nedenle tasarlanan

yapının titreşim özelliklerini tahmin etmek için tasarım sürecinin modal analizi önemli bir adım olarak kabul edilir. Modal analizin amacı doğal frekansları ve bu frekanslara karşılık gelen mod davranışlarını belirlemektir. Kren sistemleri üzerinde yapılan çoğu çalışmalar kren sistemi kirişler ve davranışları üzerinde olmuştur. Bu konuda yapılan çalışmalar şu şekilde özetlenebilir: Kren kirişleri üzerinde teorik olarak en kapsamlı çalışma Fryba tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kren üzerinde hareket eden yüklerin etkisi ile yapı ve katların titreşimleri incelenmiştir. (Fryba,1999).

K.H. Low tarafından yapılan çalışmada çoklu kütle taşıyan kirişler için öz fonksiyonlar kullanılarak titreşim analizi yapılmıştır polinom yaklaşımlı mod analizi hem analitik hem de deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılaştırma sonuçları önerilen modeller için geçerli sonuçlar vermiştir (Low,1997). K.H. Low diğer bir çalışmasında ise Bir Euler Bernoulli kirişinin yoğunlaşmış kütle ve herhangi bir noktasındaki kütle taşıması durumunda doğal frekanslarının karşılaştırma çalışması yapılmıştır (Low,1997). Cha tarafından yapılan çalışmalarda; farklı noktalarda toplu kütle taşıyan lineer elastik yapıların serbest titreşimleri ile alakalı yaygın olarak kullanılan analiz yaklaşımlarının sınıflandırılması, yaklaşık ve tam analizler hakkında çalışmalar genellenerek özetlenmiştir (örneğin Lagrange yaklaşımı, Dinamik Green fonksiyon yaklaşımı, Laplace transformu, analitik ve nümerik çözüm metotları) (Cha,2005), (Cha,2002), (Cha, 1997).

J. Wu, A.R. Whittaker ve M.P. Cartmell tarafından yapılan çalışmada zamana bağlı olarak hareket eden yükler altındaki yapıların dinamik davranışlarının tespiti standart paket analiz programları ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle analizler tek kiriş üzerinde hareket eden tekil kütle için gerçekleştirilerek örneklendirilmiş ve daha sonra aynı metodoloji iki boyutta hareket edebilen mobil portal kren için tekrarlanmıştır (Wu,2001). W. Yang, Z. Zhang ve R. Shen tarafından yapılan çalışmada; bir kule kren modeli ele alınırken sistem dönebilen ve aynı zamanda hareket eden taşıyıcı ile serbest olarak mafsallanmış kiriş üzerinde sarkaç hareketi ile taşınan küresel şekilde gösterilmiş faydalı yük olarak modellenmiştir. Serbest mafsallanmış ve dönebilen kiriş Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre matematiksel modeli oluşturulmuştur. Faydalı yük noktasal kütle olarak modellenerek, kütsüz elastik kablo ile dönebilen serbest mafsallı kirişe bağlanmıştır. Hamilton prensibine göre hareket yükleri kiriş düzlemi içinde ve dışında ele alınarak hareket denklemleri çıkarılmıştır(Yang,2007). Abu Hilal, Euler Bernoulli kirişlerinin zorlanmış titreşimini Green fonksiyonlarına dayalı dinamiği üzerine çalışmalar yapmıştır (Abu-Hilal, 2003).

Wu, 3 boyutlu portal vincin sonlu elemanlar modeli ve deneysel model analizini yaparak dinamik analizini gerçekleştirmiştir (Wu, 2006). Malgaca ve diğ. dinamik şekil değiştirme ölçümü askı tip krene uygulamalar ve kiriş için SEM modeli ile deneysel gerilme değerlerini karşılaştırmışlardır (Malgaca ve diğ, 2008).

Pesterev ve arkadaşları, üzerinde birçok hareketli salınım yapan elastik kirişlerin dinamik cevabı hakkında çalışmalar yapmış ve sistem titreşimleri üzerinde salınım yapan osilatörlerin sistemin titreşim dinamiğini daha da karmaşık hale getirdiğini göstermişlerdir (Pesterev,2001). Pesterev ve Bergman yine kiriş üzerinde hareketli osilatör olan sistem için yeni bir çözüm metodu geliştirmişler ve etkinliğini nümerik çözümlerle göstermişlerdir (Pesterev,2000).

Gasic ve diğ. yine osilatör taşıyan farklı yay katsayıları ve farklı hızlara göre kirişin dinamik cevabı üzerine çalışmalar yaparak sistem üzerine etkilerini incelemişlerdir (Gasic ve diğ.,2011). Zirnic ve diğ. portal vinç üzerinde elastik olarak bağlanmış hareket eden bir cismin etkilerini analitik ve sonlu elemanlar yöntemi ile açıklamaya çalışmışlardır. Hareketli cismin atalet etkileri sistemin diferansiyel denklemi elde edilirken sisteme dahil edilmiş, yine aynı şekilde sistemim sönümü de dahil edilerek sistemde hızın, ivmenin ve süspansiyon karakteristiklerinin etkileri çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar önerilen yöntemin kren tasarımında kullanılabilir bir yaklaşım olduğunu göstermişlerdir (Zirnic ve diğ., 2015).

Yıldırım ve Esim tarafından yapılan çalışmada; köprülü krenlerde üzerinde farklı araba sayılarının dikkate alındığı ve aynı yükün taşınmasında köprünün bir kiriş veya çift kiriş olması durumunda farklı çalışma hızlarına göre kirişin orta noktalarında meydana gelen dinamik etkileri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir (Yıldırım, 2017). Azeloğlu ve arkadaşları, kren kirişlerinin hareketli



yük altında teorik ve deneysel deformasyon analizi üzerinde çalışmışlardır. Burada kiriş olarak içi dolu profil dikkate alınmış ve kiriş üzerinde meydana gelen dinamik etkilerin çözümü için numerik çözüm yöntemlerinin geliştirilmesine katkı sağlamak amaçlanmıştır. Nümerik çözümle deneysel elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak kiriş modelleri için nümerik çözüm yaklaşımlarının etkinliği gösterilmeye çalışılmıştır (Azeloğlu,2015). Yıldırım ve Esim, sonlu elemanlar analizini kullanarak çok arabalı çift köprülü gezer vinç sisteminin serbest titreşim ve harmonik analizi üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir (Yıldırım, 2019), (Yıldırım, 2019).

Bu çalışmanın ana amacı kren sisteminin titreşim davranışlarının belirlenmesidir. Bu kapsamda kren sisteminin, simülasyon ortamında titreşim biçimleri ortaya konulacak ve buradan elde edilen sonuçlar daha sonra yapılacak deneyler ile doğrulanacaktır. Kren sistemleri üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde çalışmaların sadece kirişler üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Fakat kren sistemleri çalışma esnasında birbiri ile temas halinde bulunduğundan dolayı sadece kirişlerin incelenmesi doğru bir yaklaşım değildir. Kren sistemleri çalışma esnasında üzerinde araba, yük ve halat bağlantısı ile birbiri ile temasta olmasından dolayı analiz gerçekleştirilirken bütüncül olarak düşünülmesi gerekmektedir. Çünkü kren sistemlerinin serbest titreşim davranışları kütle ve esnekliğe bağlı olarak değişmesinden dolayı araba, yük ve halatında dikkate alınması gereklidir. Bu çalışma ile bu durum dikkate alınmış ve kren sistemlerinde analiz modeli hazırlanırken gerçek kren modelini oluşturan köprü grubu, taşıyıcı çerçeve, kaldırma gurubu halat ve yük durumlarına göre farklı şartlar dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte kren sisteminde kaldırma grubunun köprü üzerindeki konumları da dikkate alınarak modelleme ve analizler yapılmıştır. Bu çalışma literatürdeki benzer çalışmalardan farkı analiz modeli hazırlanırken gerçek durumla ilgili tüm durumlar göz önünde bulundurularak buna uygun analizler yapılması ve krenin bir bütün ve kren kirişi olarak ayrı olarak düşünüldüğünde kirişlerin ana davranışı arasındaki farklılıkların belirlenmesidir. Elde edilen bulgular sonuç kısmında detaylı bir biçimde ifade edilmiştir.

### SONLU ELEMANLAR ANALİZİ (FINITE ELEMENT ANALYSIS)

Modal analizdeki ana varsayım, sistemin lineer olması ve sistemdeki herhangi bir doğrusal olmayan durumun göz ardı edilmesidir (Abdullah, 2012). Sistemi tarifleyen çok serbestlik dereceli lineer yapıya dönüşen yapının titreşim modeli aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir:

$$[m] \ddot{x}(t) + [c] \dot{x}(t) + [k] x(t) = f(t) \quad (1)$$

Burada; [M] kütle matrisi, [C] sönüm matrisi, [K] rijitlik matrisi,  $x(t)$  sistem deplasman cevabı vektörü;  $f(t)$  sisteme etki eden kuvvet vektörü olarak ifade edilir.

Sonlu elemanlar modelinde çok serbestlik dereceli titreşim sistemlerinde sönümleme olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla Denklem 2 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$[m] \ddot{x}(t) + [k] x(t) = 0 \quad (2)$$

Sonlu elemanlar yöntemindeki modal analiz temel teorisi, koordinat dönüşümüyle fiziksel koordinatları değiştirmek için doğal koordinatları kullanmaktadır.

Bağımlı hareket denklemi ve birleştirilmiş denklemler bağımsız diferansiyel denklemlere dönüştürülür. Denklem 2 de  $x(t)$  fizik koordinatlarını modal koordinatlara dönüştürmek için aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$x(t) = [u] \Psi \quad (3)$$

Yukarıdaki eşitlikte [u] modal matrisidir,  $\Psi$  modal koordinatlarıdır. Denklem 3 Denklem 2'de yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$[m] [u] \Psi + [k] [u] \Psi = 0 \quad (4)$$

Sönümsüz sistem ve sönümleme sisteminin oranı için, modal matris [u], modal ortogonal(dik) bir matris olarak kabul edilir.

$$[u]^T [m][u] = [I] , [u]^T [k][u] = \lambda \quad (5)$$

Denklem 4  $[u]^T$  ile çarpılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$[u]^T [m][u] \Psi + [u]^T [k][u] \Psi = 0 \quad (6)$$

Denklem 6'dan aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$\begin{cases} \Psi + \lambda \Psi = 0 \\ [k \{u\}] - \lambda [m] \{u\} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Yukarıdaki eşitlik çözüldüğünde aşağıdaki bağıntılar elde edilir:

$$\Psi = A \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad \lambda = \omega^2 \quad (8)$$

Burada A ve  $\varphi$  keyfi sabitler  $\omega$  titreşim frekansı,  $\{u\}$  ise modal vektör olarak ifade edilir.

Denklem 8 Denklem 7'de yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$[k \{u\}] - \omega^2 [m] \{u\} = \{0\} \quad (9)$$

Burada  $\{w_1^2, w_2^2, \dots, w_n^2\}$ ,  $\{u\} = (u^{(1)}, u^{(2)}, \dots, u^{(n)})^T = \Psi$  olarak adlandırılmaktadır.

Denklem 9'un çözümünden aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\{u\}^T [k] \{u\} = \omega^2 \{u\}^T [m] \{u\} \quad (10)$$

Modal vektörün normalleştirilmesi düşünüldüğünde, aşağıdaki ifade elde edilebilir:

$$\{u\}^T [m] \{u\} = 1, \quad \{u\}^T [k] \{u\} = \omega^2 \quad (11)$$

Bir modal matris, bir karede sırayla n normalleştirilmiş modal vektörlerinin düzenlenmesi ile oluşturulur. Yukarıdaki teoriye göre, Denklem (7) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Psi_r + w_r^2 \Psi_r = \{0\} \quad (r = 1, 2, \dots, n) \quad (12)$$

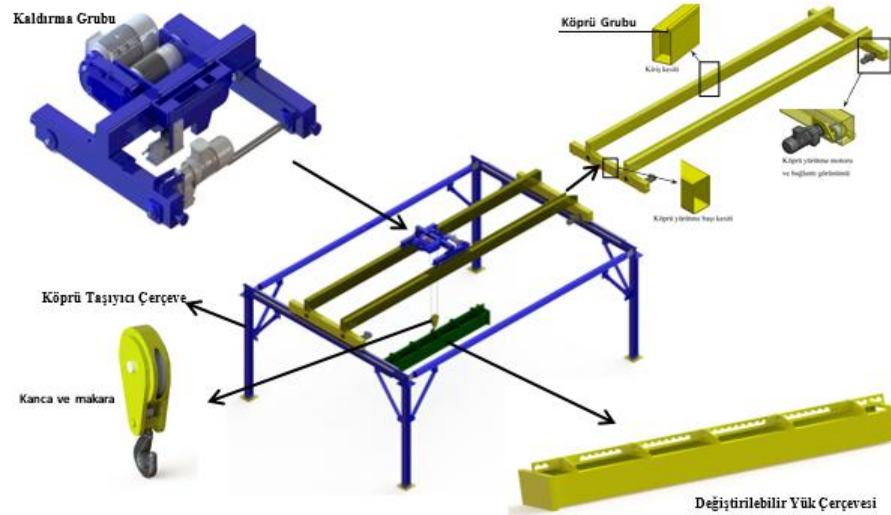
## MODELLEME VE NÜMERİK ÇALIŞMA (MODELING AND NUMERICAL STUDY)

Bu çalışmada incelenen kren sistemi, tasarımı gerçekleştirilirken referans olarak kren sisteminin kaldırma kapasitesi, kaldırma yüksekliği, köprü açıklığı ve köprü hareket uzunluğu gibi tasarım parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Genel olarak laboratuvar şartlarında deneysel olarak kullanılacağı düşünülerek bu parametreler belirlenmiştir. Kren sisteminin fiziksel şartlara göre belirlenen tasarım parametreleri ve çalışma hızları Çizelge 1'de verilmiştir.

**Çizelge 1.** Kren tasarım parametreleri*Table 1. Crane design parameters*

Parametreler	Değer
Köprü Açıklığı	7 m
Kaldırma Yüksekliği	4 m
Maksimum Yük	1600kg
Kaldırma Hızı	4 m/min
Köprü Hareket Uzunluğu	5 m
Köprü Hareket Açısal Hızı	147,7 rpm
Köprü Hareket Motor Gücü	0,37 kW
Araba Hareket Açısal Hızı	16 rpm
Araba Hareket Motor Gücü	0,25 kW
Çelik Halat (6*19 Fiber Core)	8 mm
Kanca	DIN15401
Malzeme	St 37

Krenin tasarım parametrelerine göre Katı modeller ve montajlar Solidworks programı kullanılarak oluşturulmuştur. Farklı çalışma şartlarına göre tasarımı yapılan krenlerin montaj modelleri ANSYS Workbench 18.1 programına aktarılmıştır. Tüm konektör tanımlamaları ANSYS Workbench 18.1 programında yapılmıştır. Kren Sistemini meydana getiren elemanlar ve oluşturulan kren sisteminin örnek bir görünümü Şekil 1’de verilmiştir.

**Şekil 1.** Kren sistemi katı model örneği ve kren elemanları*Figure 1. Crane system solid model example and crane elements*

Kren köprü grubu, kaldırma grubu yükün birlikte olduğu şekilde tasarlanan kren sisteminde yapısal olarak yükün bulunduğu yerlerde etkisini de görebilmek amacıyla araba grubunun ve yükün köprü başında ve ortasında bulunması durumlarına göre ve sistemde yük, taşıyıcı çerçeve, köprü ve arabanın etkilerinin neler olduğunu görebilmek amacıyla Şekil 2’de görülen katı modeller oluşturulmuştur.

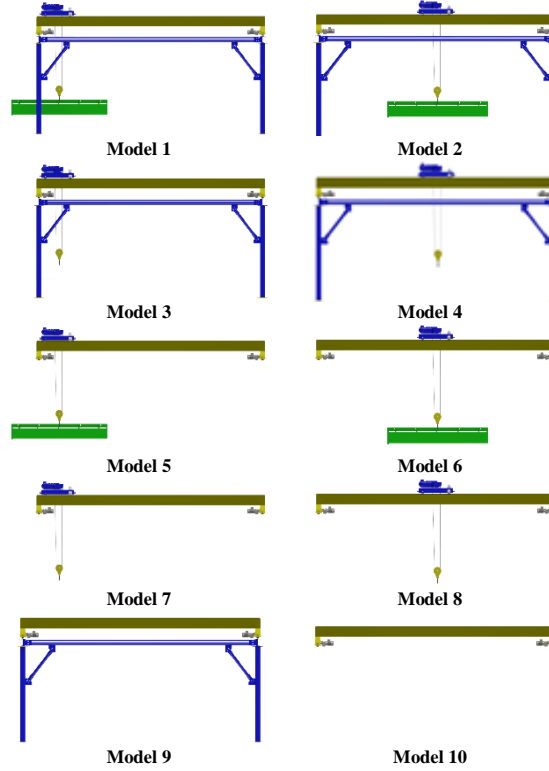
Modal analiz krenin doğal frekanslarını bulmak için yapılmıştır. Analiz için Intel(R) Core (TM) i7-2600 CPU @ 3.40 GHz 3.40 GHz, 32 GB Ram özelliklerine sahip bir bilgisayar kullanılmıştır. Kren sisteminin sonlu elemanlar modelinin görünümü Şekil 3’te verilmiştir. Kren sisteminde köprü taşıyıcısının altında bulunan 4 adet saç levha yere sabitlenmiştir. Diğer parçaların birbirine temasta bulunan yüzeyleri ayrılmaz şekilde birbirine bağlayan BAĞLI (BONDED) ilişkisi tanımlanmıştır. 4 düğüm noktalı doğrusal kabuk elemanı (shell181), doğrusal tetrahedral katı elemanı (solid186) ve doğrusal kübik katı elemanı (solid187) tip elemanlar sonlu elemanlar modellerinde tercih edilmiştir. Elemanların boyutları ise 5-30 mm arasında değişmektedir. Verilen bu model 324367 elemandan ve 808442 düğüm noktasından meydana gelmiştir. Bu sonlu elemanlar modeli kullanılarak yapılan analizin çözümü yaklaşık 1 saat 30 dakika sürmektedir. Krenin farklı modellerinde aynı ağ yapısı kullanılmış fakat üzerindeki elemanların

olamamasına göre eleman ve düğüm sayısı farklılık göstermektedir. Analizlerde kullanılan malzemelerin özellikleri Çizelge 2’ de verilmiştir.

**Çizelge 2.** Kren için sonlu eleman analizinde kullanılan malzeme özellikleri

*Table 2. Material properties used in finite element analysis for crane*

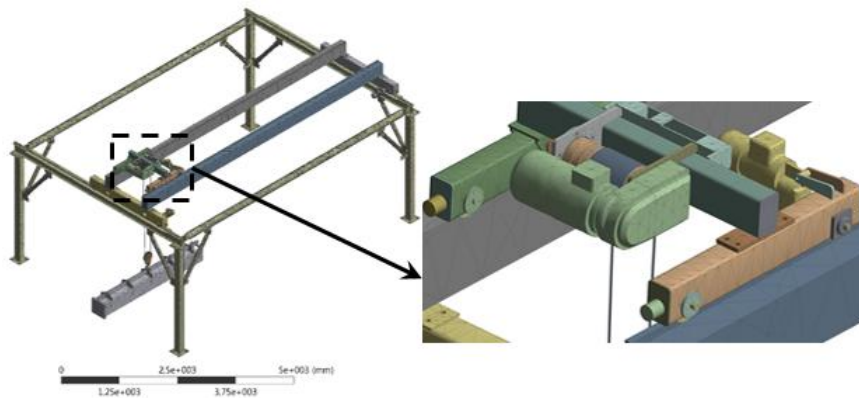
Malzeme	Elastiklik Modülü(GPa)	Poison oranı	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
Yapı çeliği	200	0,3	7850



**Şekil 2.** Modal analiz için oluşturulan katı modeller

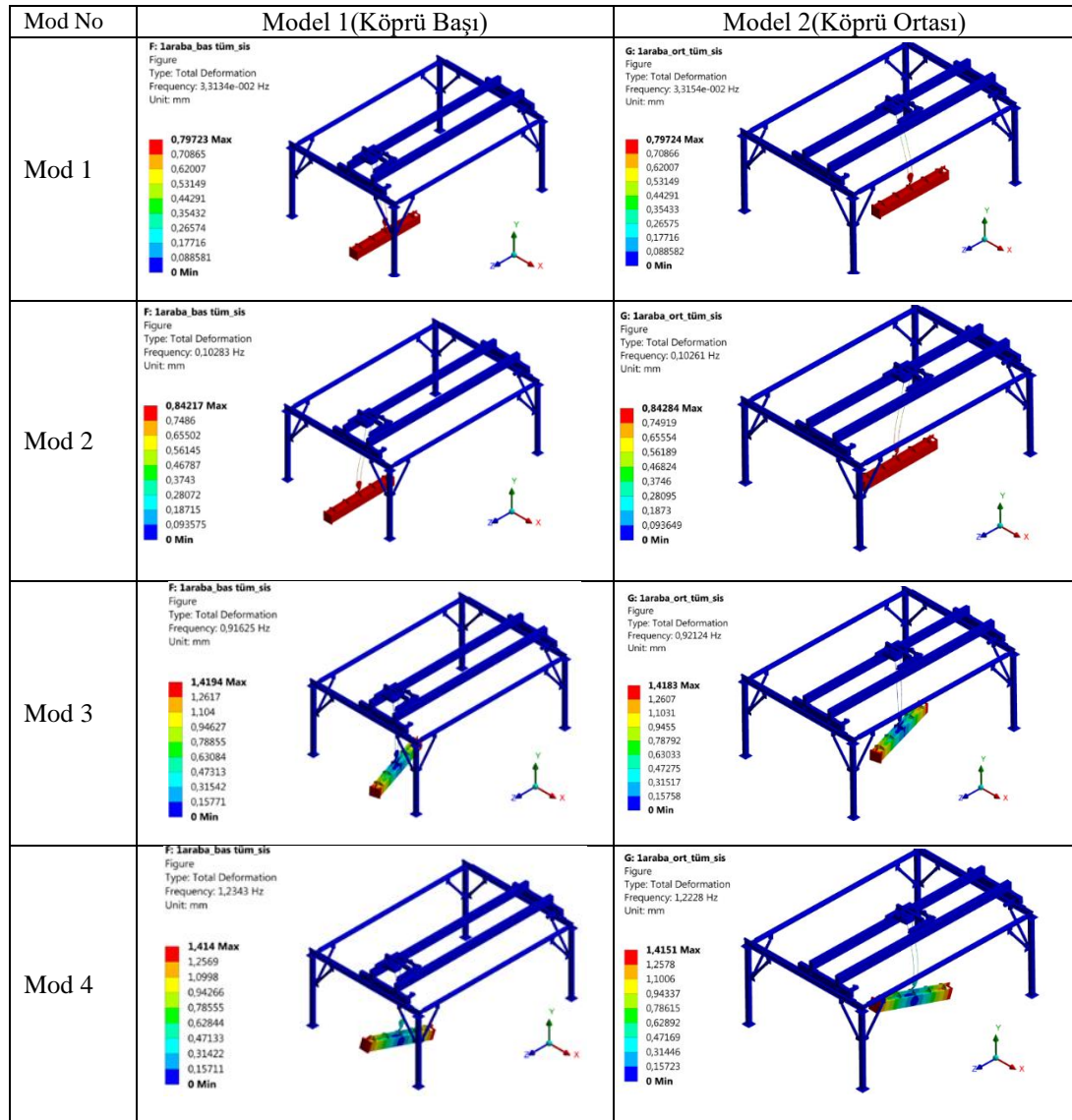
*Figure 2. Solid models for modal analysis*

Kren için tüm yapının (taşıyıcı çerçeve, köprü grubu, kaldırma grubu, kanca grubu ve yük) olduğu, arabanın köprü başı ve ortasına göre analizden elde edilen ilk 4 doğal frekansa karşılık titreşim biçimleri Şekil 4’ te verilmiştir.



**Şekil 3.** Katı elemanlar kullanılarak oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli

*Figure3. Finite element model using solid elements*



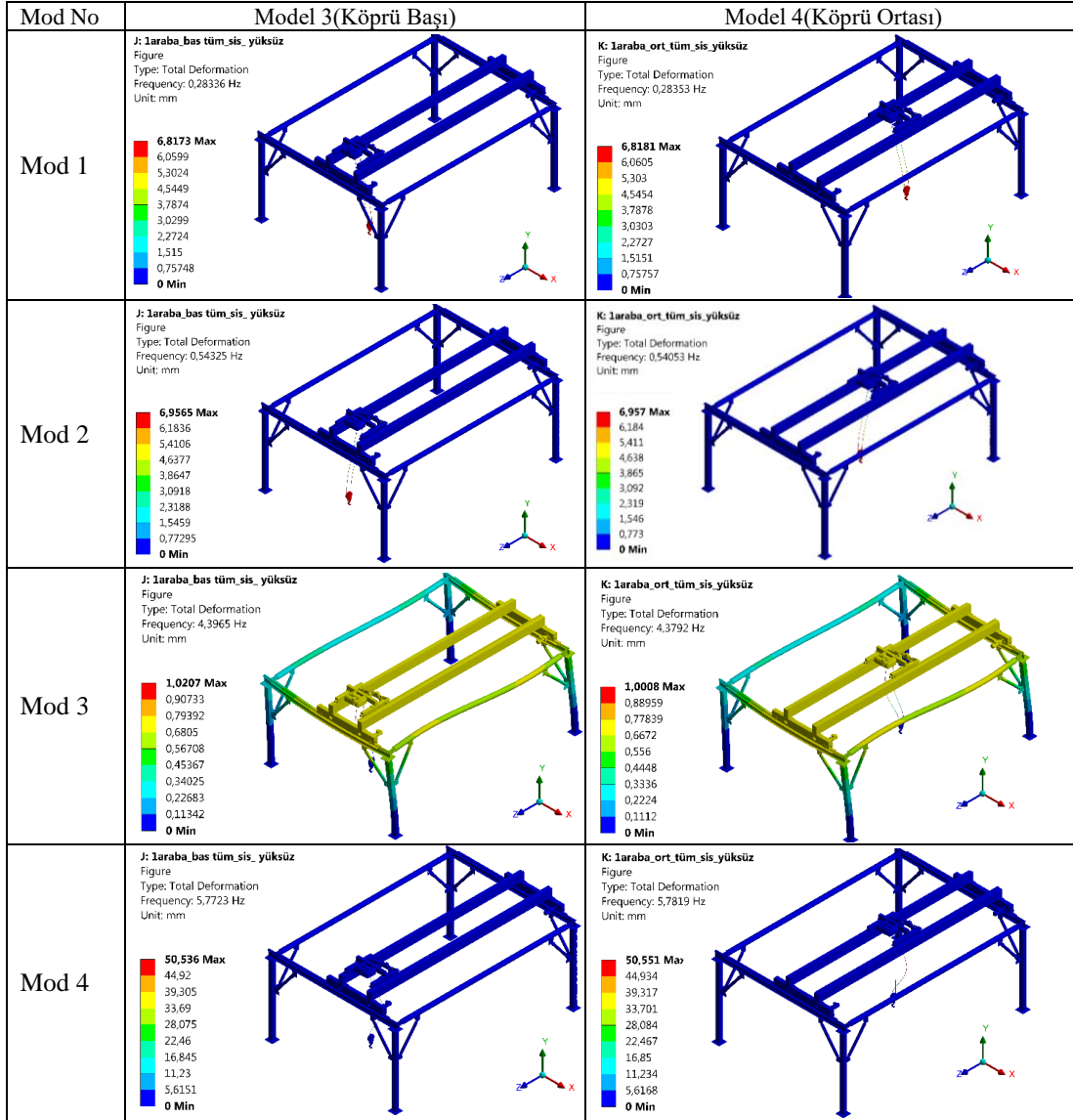
Şekil 4. Kren sisteminin tüm olarak modellenmesi ve arabanın köprü konumlarına göre titreşim biçimleri

Figure 4. Modeling of the crane system as a whole and vibration shapes according to the bridge positions of the car

Analizlerde ilk 10 doğal frekans sonuçları hesaplanmıştır. Frekans analizlerinde genellikle ilk 4 doğal frekans cevabı yüksek şekil değişimine neden olduğundan dolayı modal davranış biçimlerinde ilk dört mod davranış sonuçları verilmiştir. Frekanslarda genel değerlendirme yapabilmek ve elde edilen doğal frekans sonuçları Çizelge 3'te verilmiştir. Kren sistemi üzerinde yükün etkisine göre meydana gelen doğal frekans değişimlerini değerlendirmek amacıyla yapılan modal davranış biçimleri Şekil 5'te verilmiştir. Arabanın köprü başı ve ortasında olması durumunda ise meydana gelen frekans sonuçları ise Çizelge 4'te verilmiştir.

**Çizelge 3.** Sonlu elemanlar analizinde araba konumlarına göre tüm yapının doğal frekans değerleri*Table 3. Natural frequency values of the whole structure according to car positions in finite element analysis*

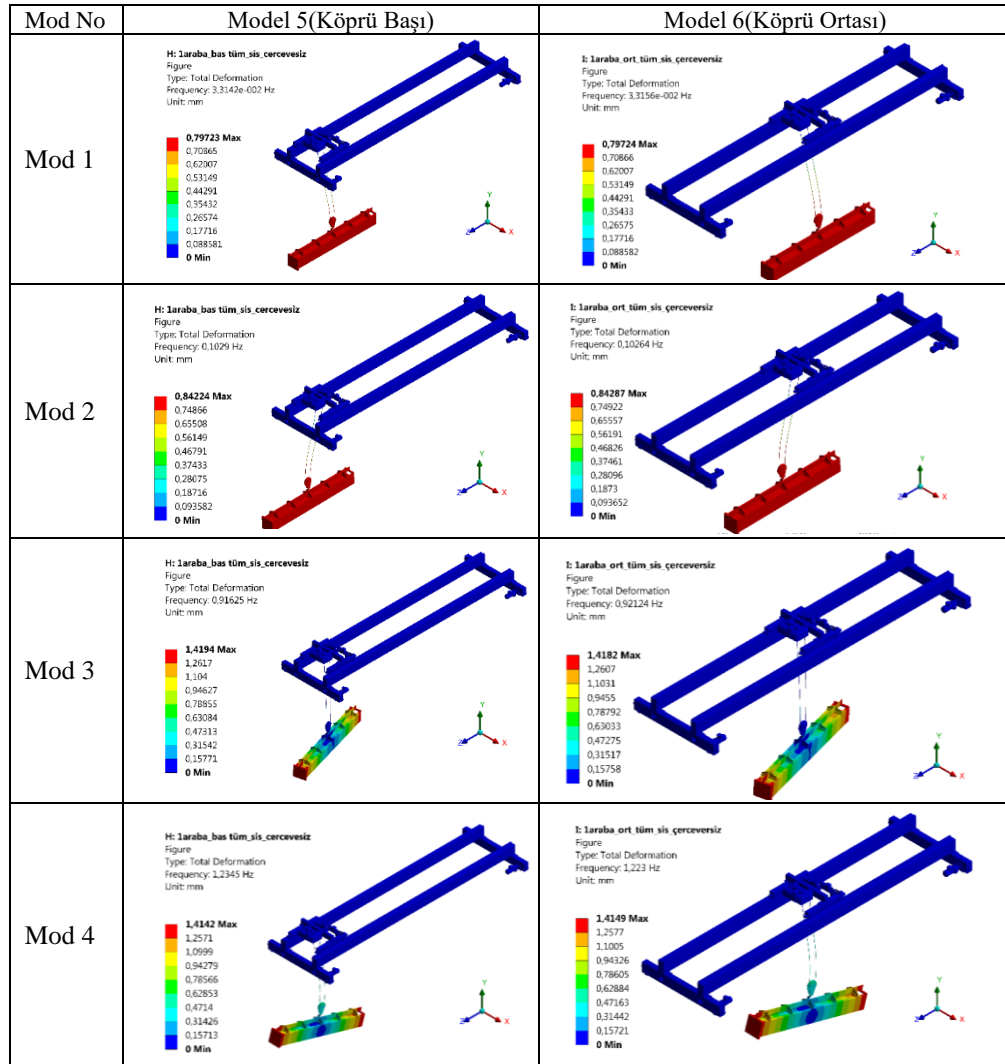
Doğal Frekans Değerleri (Hz)										
Mod No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Model 1 (Baş konum)	3,31E-02	0,10283	0,91625	1,2343	4,3962	5,0504	5,769	5,8309	6,6223	6,6554
Model 2 (Orta konum)	3,315E-02	0,10261	0,92124	1,2228	4,3792	4,9613	5,7773	5,8354	5,8612	6,6222

**Şekil 5.** Kren sisteminin yüksüz olması ve arabanın köprü üzerindeki konumlarına göre titreşim biçimleri*Figure 5. Modeling of the crane system without load and vibration shapes according to positions of the car on bridge*

**Çizelge 4.** Yük olmadan araba konumlarına göre tüm yapının doğal frekans değerleri*Table 4. Natural frequency values of the whole structure without load according to car positions*

Doğal Frekans Değerleri (Hz)										
Mod No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Model 3 (Baş konum)	0,28336	0,54325	4,3965	5,7723	5,7959	6,6236	6,6521	8,7237	10,109	10,831
Model 4 (Orta konum)	0,28353	0,54053	4,3792	5,7819	5,8061	6,6221	6,6521	8,2631	10,102	10,376

Krenlerde kullanılan çerçeve yapılar sadece kren tasarımında değil birçok köprü bina ve gemilerde kullanılmakta ve birçok araştırmacı için önemli bir çalışma konusudur. Kren sistemleri fabrikalarda kurulmadan önce kren yolu olarak imal edilmektedir ve tasarım yaparken de çerçeve daha önce modellendiği için analizlerde kullanılmamaktadır. Burada köprü taşıyıcı sistem olmadığı durumda kren sisteminin davranışlarının belirlenmesi amacıyla kren sisteminde taşıyıcı çerçeve olmadan modelleme ve analiz gerçekleştirilmiştir. Bu durumda meydana gelen doğal frekans değişimlerini değerlendirmek amacıyla yapılan modal davranış biçimleri Şekil 6'da verilmiştir. Çerçevesiz yapıda arabanın köprü başında ve ortasında olması durumunda ise meydana gelen frekans sonuçları ise Çizelge 5'te verilmiştir.

**Şekil 6.** Kren sisteminin taşıyıcı çerçeve olmadan araba konumlarına göre titreşim biçimleri  
*Figure 6. Modeling of the crane system without bridge carrier and vibration shapes according to positions of the car on bridge*

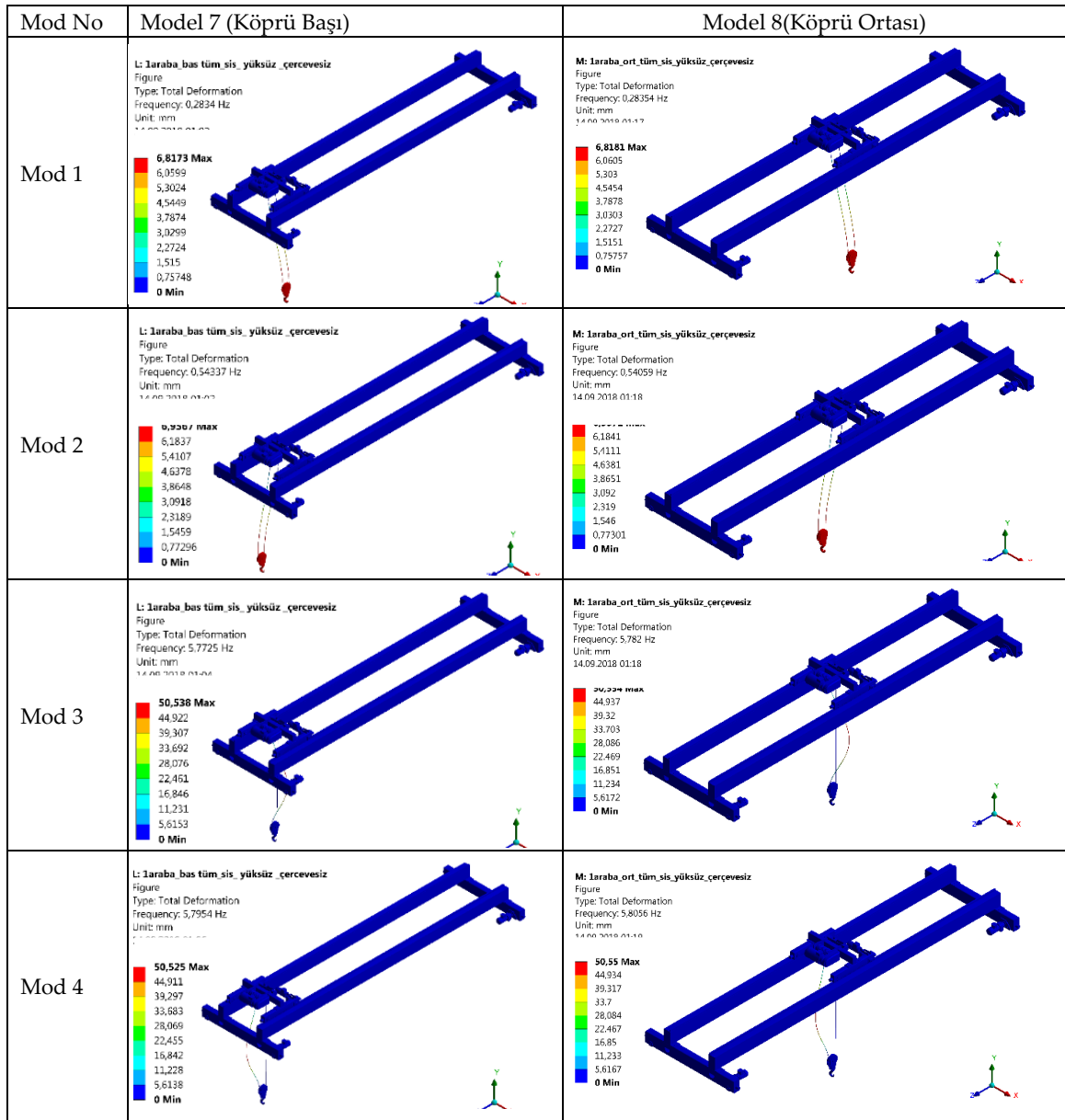
**Çizelge 5.** Çerçevesiz yapının yükle beraber araba konumlarına göre doğal frekans değerleri*Table 5. Natural frequency values of frameless structure with load according to car positions*

Doğal Frekans Değerleri (Hz)										
Mod No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Model 5 (Baş konum)	3,31E-02	0,1029	0,91625	1,2345	5,0504	5,7684	5,8311	6,6218	6,6558	10,187
Model 6 (Orta konum)	3,32E-02	0,10264	0,92124	1,223	4,9613	5,777	5,8357	6,6217	6,6537	7,6425

Kren sisteminin yükün uygulanması genel olarak halatın geometrik yapısından dolayı karakteristik şekil değişimi yük üzerinde gerçekleşirken yükün olmadığı durumda kanca ve halatta söz konusudur. 3.modda ise yük olmadığından dolayı kütlelerin azalmasından dolayı köprü ve köprü taşıyıcı üzerinde şekil değişimi gerçekleştiği görülmektedir. Çerçevesiz yapı ile çerçevesiz yapının sonuçları değerlendirildiğinde ise karakteristik modal davranış benzerlik gösterirken doğal frekanslarda ise 5. moddan itibaren artış gösterdiği anlaşılmaktadır.

Kren sistemi üzerinde çerçevesiz yapıda yük olmadığı durumda gelen modal davranış biçimleri Şekil 7'de verilmiştir. Arabanın köprü bas ve ortasında olması durumunda ise meydana gelen frekans sonuçları ise Çizelge 6'da verilmiştir.





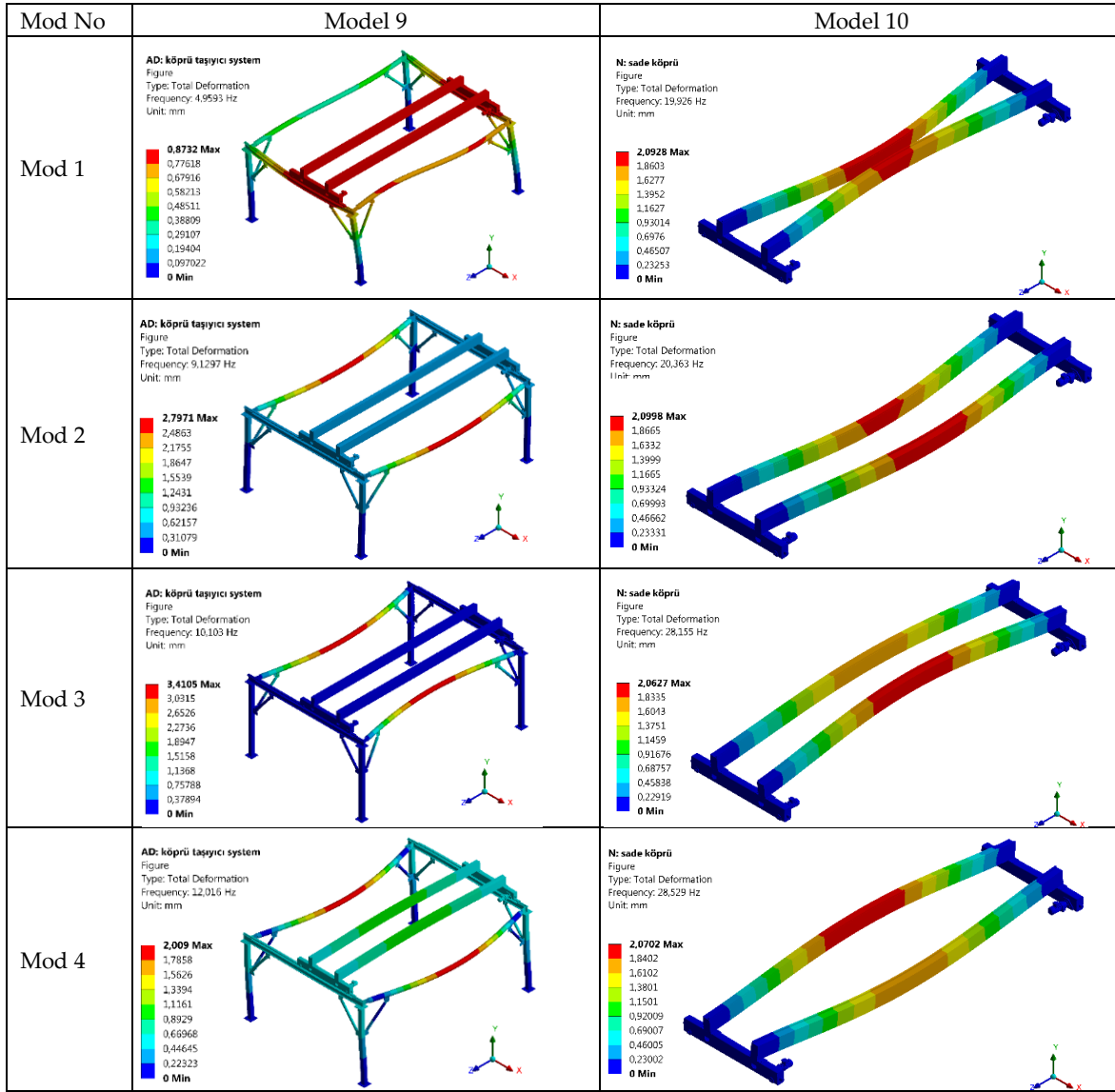
Şekil 7. Çerçevesiz ve yüksüz kren sisteminin araba konumlarına göre titreşim biçimleri  
 Figure 7. Frameless and unloaded modeling of crane system and vibration shapes according to positions of the car on bridge

Çizelge 6. Yüksüz ve çerçevesiz durumda araba konumlarına göre tüm yapının doğal frekans değerleri  
 Table 6. Natural frequency values of frameless and unloaded structure according to car positions

Mod No	Doğal Frekans Değerleri (Hz)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Model 7 (Baş konum)	0,2834	0,54337	5,7725	5,7954	6,6241	6,6517	15,861	15,928	18,2	18,274
Model 8 (Orta konum)	0,28354	0,54059	5,782	5,8056	6,6226	6,6516	12,675	15,889	15,956	17,6

Yüksüz ve çerçevesiz yapının sonuçları değerlendirildiğinde çerçevesiz duruma göre benzer titreşim biçimleri gözlenirken yükün olmamasından dolayı doğal frekans değerlerinde artış meydana geldiği görülmektedir. Üzerinde arabanın olmadığı ve genel olarak köprü taşıyıcı ve köprü olarak sistemin genel davranışının ne olduğunu gözlemlemek amacıyla sistem köprü taşıyıcı ve köprü olarak tasarımı gerçekleştirilmiş model ve sadece çift kiriş olarak modeli gerçekleştirilen köprünün modal davranış

biçimleri Şekil 8'de verilmiştir. Bu iki model için meydana gelen frekans sonuçları ise Çizelge 7'de verilmiştir.



Şekil 8. Köprü çerçeve ve sadece köprünün titreşim biçimleri

Figure 7. Vibration shapes of frame with bridge and only bridge model

Çizelge 7. Yüksüz ve çerçevesiz durumda araba konumlarına göre tüm yapının doğal frekans değerleri

Table 7. Natural frequency values of frameless and unloaded structure according to car positions

Mod No	Doğal Frekans Değerleri (Hz)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Model 9 (Çerçeve+köprü)	4,9593	9,1297	10,103	12,016	12,472	13,823	16,029	18,481	22,599	22,955
Model 10 (Köprü)	19,926	20,363	28,155	28,529	55,246	55,518	70,466	80,262	84,724	104,41

Modeller incelendiğinde sistem bir bütün olarak değerlendirildiğinde köprü üzerinde net olarak ne kadarlık bir şekil değişimi tespit edilemediğinden; köprü taşıyıcı ve köprünün ne kadar bir şekil değiştirmeye maruz kalacağı hakkında bilgilere ulaşılmaktadır. Doğal frekanslar incelendiğinde ise daha önce gerçekleştirilen modal analizlere göre arabasız, köprü taşıyıcı ve köprüden oluşan yapının

frekanslarında bir artışın olduğu görülmektedir. Köprü gurubunun modal davranışları incelendiğinde ise simetrik olmasına rağmen her iki kirişte birbirinden farklı şekil değiştirme gerçekleştiği anlaşılmaktadır.

## SONUÇ ve TARTIŞMALAR (RESULTS and DISCUSSIONS)

Bu çalışma, yapılan diğer çalışmalardan farklı olarak kren sisteminin tüm bileşenleri ve kreni oluşturan taşıyıcı çerçeve, yük gibi elemanların olmadığı durumlarda dinamik davranışı incelenmiştir. Ayrıca, krenlerde yükün kaldırılması köprü üzerinde farklı konumlarda gerçekleşmesinden dolayı yükün köprü başında veya ortasında olması dikkate alınarak krenin dinamik davranışına konum etkisi araştırılmıştır. Bu nedenle 10 farklı modelleme yapılarak kren sisteminin dinamik analizleri SEM kullanılarak yapılmıştır.

Kren sisteminin çalışması esnasında yük, halat, araba, köprü ve köprü taşıyıcı sistem birbirleri ile temasta olduğundan dolayı bir bütüncül olarak dikkate alınması gerekmektedir. Tüm bileşenlerin dikkate alındığı sistem için ilk dört mod davranışındaki yer değiştirmeler daha çok yük üzerinde gerçekleşirken ilk iki mod için 0.8mm civarlarında yükün ötelemesi şeklinde iken, 3.ve 4. modlarda şekil değişimi 1.4mm civarlarında olup yükün dönme hareketi şeklinde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Arabanın köprü üzerindeki konumu açısından incelendiğinde arabanın köprü başında bulunduğu konum için elde edilen doğal frekansların hemen hemen aynı değerlerde olmasına rağmen bir miktar artış gösterdiği tablo ve şekillerden anlaşılmaktadır. Frekans değerleri açısından değerlendirildiğinde frekans değerlerinde çok az bir değişim meydana geldiği görülmektedir. Tüm sistem için maksimum doğal frekans değerinin 0-6.60 Hz dolaylarında gerçekleştiği ve davranış karakteristiklerinin aynı olduğu görülmektedir. Yükün olmadığı durumlarda ise doğal frekans değerlerinde artış gerçekleştiği şekil değiştirme karakteristiği ilk 2 mod için kanca üzerinde olup yükün olduğu sistemle benzer karakteristik göstermektedir. İlk iki mod için şekil değiştirme 6.8mm civarlarında olup yük olduğu duruma göre 8 kat artış göstermiştir. 3 modlarda hem köprü başı hem köprü ortasın konumlarında köprü ve taşıyıcı çerçeve üzerinde maksimum şekil değiştirme 1mm dolaylarında olduğu görülmektedir. 4 modda ise şekil değiştirme 50 mm olup halatlar üzerinde gerçekleştiği görülmektedir. Köprü çerçevesiz şekilde modellendiği durumda meydana gelen şekil değiştirme çerçeveli duruma göre benzer karakteristik göstermektedir. Aynı zamanda şekil değiştirme ilk iki mod için 0.8 mm, 3. ve 4. mod için 1.4mm civarlarında gerçekleşerek çerçeveli durumla benzerlik göstermektedir. İlk 9 mod için frekans değişimlerinde 6.65Hz kadar çerçeveli sistemle benzerlik olduğu sadece 10. mod frekans değerlerinde değişim gösterdiği anlaşılmaktadır. Çerçevesiz ve yüksüz durumda ise ilk 6 doğal frekans değerleri yüklü ama çerçevesiz duruma göre aynı değerlerde olup daha sonraki frekanslarda artış gerçekleştiği görülmektedir. Burada meydana gelen şekil değişimi ise ilk 2 mod için makara ve kanca üzerinde 6.8mm iken, 3.ve 4. modlarda 50mm olarak halatlarda meydana gelmektedir. Kren isteminde taşıyıcı çerçeve ve köprüden oluşan modelde ilk 10 mod için 4-23Hz arasında gerçekleşirken sadece köprü dikkate alındığında 20-105Hz arasında değişen değerlerde doğal frekanslarla karşılaşılmaktadır. Doğal frekanslara karşılık gelen şekil değişimleri incelendiğinde köprü ve taşıyıcı sistemden oluşan modelde meydana gelen maksimum şekil değişimi 3. Modda 3.41mm, sadece köprü olarak değerlendirildiğinde tüm modlar için 2.09mm civarlarındadır.

Yukarıda belirtilen frekans ve modal davranış sonuçlarına göre aşağıda belirtilen şu genel sonuçlara ulaşılabilir:

- Kren sisteminin iki kirişten oluşmasından dolayı şekil değişimlerinin her iki kirişte de farklı olduğu anlaşılmaktadır. Bu yüzden çift kiriş köprüsü analizleri yapılırken ki kirişlerin benzer şekil değişimine maruz kalması kabul edilerek analiz edilmesi doğru bir yaklaşım değildir. Buradaki şekil değişimleri bu kabulün yanlış olacağını ve sistemlerde analiz gerçekleştirilirken bu davranışlarında dikkate alınması gerekliliğini ortaya koymaktadır.
- Kren sistemlerinde arabaların köprü başında veya ortasında olması durumuna göre değerlendirildiğinde konumun doğal frekansları ve karakteristik şekil değiştirmeleri

etkilemediği ve analizler gerçekleştirilirken sadece konumlardan birisinin dikkate alınmasının yeterli olduğu görülmektedir.

- Kren sitemi üzerinde her bir grubun karakteristiği farklı olduğundan dolayı ayrı olarakta incelenmesinde fayda olduğu yapılan analizler sonucunda ortaya çıkmaktadır.
- Kren sistemlerinde kütle azaldıkça meydana gelen doğal frekans değerlerinde artış meydana geldiği ve bu durum ise literatürde belirlenen doğal frekansların kütle ve esnekliğe bağlı olduğu ilkesini desteklemektedir.
- Ayrıca kren siteminde çerçevesiz durumda ki doğal frekans değerleri ile modal davranışlarının aynı olduğu görülmektedir. Bu durum bize kren tasarımında çerçevesiz durumun dikkate alınmasının yeterli olacağını göstermektedir.

Belirtilen bu sonuçlar; bu tip kren tasarım ve analizlerinde titreşim karakteristiğini belirlemede dikkate alınacak parametrelerin belirlenmesine katkı sunmaktadır.

#### KATKI BELİRTME (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (BAP) tarafından FCD-2015-5162 nolu proje ile desteklenmiştir. Yazarlar Erciyes Üniversitesi BAP birimine desteklerinden dolayı teşekkür eder.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Abdullah, O.I. and J. Schlattmann, 2012, Vibration Analysis of the Friction clutch Disc Using. *Advances in Mechanical Engineering and its Applications (AMEA)*, Cilt 1, Sayı 4, ss. 86-91.
- Azeloğlu, C.A.H., A. G.; Özen S.; Çolakçakır Ö. Ü.; Sağrı A., 2015. Theoretical and experimental deformation analysis of crane beams subjected to moving loads. *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*, 33(4): p. 653-663.
- Abu-Hilal, M., 2003, Forced vibration of Euler-Bernoulli beams by means of dynamic Green functions. *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 267, Sayı 2, ss. 191-207.
- Cha, P.D., 2005, A general approach to formulating the frequency equation for a beam carrying miscellaneous attachments. *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 286, Sayı 4-5, ss. 921-939.
- Cha, P.D., 2002, Eigenvalues of a linear elastic carrying lumped masses, springs and viscous dampers. *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 257, Sayı 4, ss. 798-808.
- Cha, P.D. and W.C. Wang, A novel approach to determine the frequency equations of combined dynamical systems. *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 219, Sayı 4, ss. 689-706.
- Fryba, L., 1999, *Vibration of Solids and Structures Under Moving Loads*. Thomas Telford, London
- Low, K.H., 1997 An analytical-experimental comparative study of vibration analysis for loaded beams with variable boundary conditions. *Computers & Structures* Cilt 65, Sayı 1, ss. 97-107.
- Low, K.H., G.B. Chai, and G.S. Tan, 1997, A comparative study of vibrating loaded plates between the rayleigh-ritz and experimental methods. *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 199, Sayı 2, ss. 285-297.
- Malgaca L., Kara C., and Demirsoy M., 2008, Dinamik Şekil Değiştirme Ölçümü ve Bir Tavan Vincinde Uygulaması, in VII. Ulusal Ölçüm Bilim Kongresi, MMO Tepekule Kongre ve Sergi Merkezi İzmir. ss. 191-201.
- Pesterev, A.V., Yanh, B., Bergman, L.A., Tan, A., 2001. Responce of elastic continiuum carrrying multiple moving oscillators. *Journal of Engineering Mechanics*, 127(3): p. 260-265.
- Pesterev, A.V. and L.A. Bergman, 2000. An improved series expansion of the solution to the moving oscillator problem. *Journal of Vibration and Acoustics*. 122(1): p. 54.
- Vlada Gašić, N. Z., Aleksandar Obradović, Srđan Bošnjak (2011). Consideration of Moving Oscillator Problem in Dynamic Responses of Bridge Cranes, *FME Transactions*, 39: 17-24.

- Wu, J.J., A.R. Whittaker, and M.P. Cartmell, 2001, Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods. *International Journal of Mechanical Sciences*, Cilt 43, Sayı 11, ss. 2555-2579.
- Wu, J.J., 2006 Finite element analysis and vibration testing of a three-dimensional crane structure. *Measurement*, Cilt 39, Sayı 8, ss. 740-749.
- Yang, W., Z. Zhang, and R. Shen, 2007, Modeling of system dynamics of a slewing flexible beam with moving payload pendulum. *Mechanics Research Communications*, Cilt 34, Sayı 3, ss. 260-266.
- Yıldırım, Ş. and E. Esim. 2017. A New Approach for Dynamic Analysis of Overhead Crane Systems Under Moving Loads. in *CONTROLO 2016*, Cham: Springer International Publishing.
- Yıldırım, Ş., Esim, E., 2019, Free vibration analysis of multi-carriages crane systems with finite element method, in 5th International Conference on Engineering and Nature Science. Prague. p. 22-30.
- Yıldırım, Ş., Esim, E., 2019, Harmonic Response Analysis of Double Bridge Crane System on Multi Carriages, in 5th International Conference on Engineering and Nature Science. Prague. p. 90-96.
- Zrnić, N.Đ., V.M. Gašić, and S.M. Bošnjak, 2015. Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 15(1): p. 243-250.