

# Bir Kanatçık Tahrik Sistemi Yapısal Özelliklerinin Sistem Performansına Etkilerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Murat KELEŞ<sup>\*,a</sup>, Cengiz BAYKASOĞLU<sup>b</sup>

<sup>a,\*</sup> Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü, ORCID:0000-0001-8453-1287, 06261, ANKARA, TÜRKİYE

<sup>b</sup> Hitit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, ORCID:0000-0001-7583-7655, 19030 ÇORUM, TÜRKİYE

## MAKALE BİLGİSİ

Alınma: 08.01.2020  
Kabul: 26.04.2020

### **Anahtar Kelimeler:**

Kanatçık tahrik sistemi  
Deformasyon  
Kanatçık açısı  
Çoklu cisimler  
dinamiği  
Sonlu elemanlar  
metodu  
Deneysel doğrulama

### **\*Sorumlu Yazar:**

e-posta:  
murat.keles@tubitak.  
gov.tr

## ÖZET

Kanatçık tahrik sistemleri mühimmata yönelim hareketini sağlayan kanatçıkları hareket ettiren sistemler olup, mühimmatın başarılı bir uçuş yapabilmesi için bu sistemlerin davranışları ile ilgili belirsizliklerin minimum seviyeye indirilmesi oldukça önemlidir. Bu çalışma kapsamında havadan karaya atılan mühimmatlar için ters krank biyel mekanizmasına dayalı elektromekanik bir kanatçık tahrik sistemi yapısının sistem davranışına etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu noktada, isterler göze alınarak sistem tasarımı yapılmış ve aerodinamik yük altında kanatçık hareketlendirilmesini etkileyen mafsal boşlukları ve yapısal deformasyonlar detaylı olarak incelenmiştir. Mekanizma analizleri çoklu cisimler dinamik benzetimleri ile gerçekleştirilmiş ve aerodinamik menteşe kuvvetlerinden kaynaklanan yüklerin sebep olduğu elastik deformasyonlar, değişik kanatçık açılarında sonlu elemanlar benzetimleri ile incelenmiştir. Gerçek zamanlı kanatçık yükleme cihazı kullanılarak, kanatçık tahrik sisteminin kuvvet altında istemsiz kanatçık açısı değişimi incelenmiş; elastik deformasyondan ve mafsal boşluklarından kaynaklanan kanatçık açısı değişimi, gerçek zamanlı olarak değişik kanatçık açılarında elde edilmiştir. Analitik yöntemlerle kanatçık tahrik sisteminin mekanizma analizi doğrulanmış; öte yandan sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen analizler ile deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar kıyaslanmış ve yüksek tutarlılık elde edilmiştir.

<https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2020.01.04>

# Experimental and Numerical Investigation on the Effect of the Structural Characteristics of a Fin Actuation System on System Performance

## ARTICLE INFO

Received: 08.01.2020  
Accepted: 26.04.2020

### **Keywords:**

Fin actuation system  
Deformation  
Fin angle  
Multi body dynamics  
Finite element  
method  
Experimental  
validation

### **\*Corresponding**

#### **Authors**

e-mail:  
murat.keles@tubitak.  
gov.tr

## ABSTRACT

The fin actuation system moves the fins that provide the missile guidance. It is very important to reduce the uncertainties about the behavior of these systems to a minimum level so that the missile can make a successful flight. In this study, the effect of the structural characteristics of electromechanical fin actuation system which is based on an inverted slider crank mechanism on the system for an air to ground missile has been investigated by experimental and numerical. The system designed according to requirements. Clearance on revolute joint and structure deformation affecting the actuation of the fin under aerodynamic loads have been examined in detail. Mechanism analyzes were carried out by multibody dynamic simulations. The elastic deformations caused by the aerodynamic hinge forces were analyzed using the finite element method for different fin angles. Also, involuntary change of the fin angle has been investigated under the forces which are exerted by using a real-time fin loading system. The variation of the angle of the fin resulting from the elastic deformation and the clearance of revolute joint was obtained in real time at different fin angles. The mechanism analysis of the fin actuation system was verified by analytical methods on the other hand, the results obtained from the experimental measurements and analyzes of the finite element method. Those results were compared and a high consistency was obtained between them.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Teknoloji alanında yapılan her bir yeni gelişim, paralel olarak savunma sanayisinde de yeni gelişmelerin ve yeni ürünlerin ortaya çıkmasına olanak sağlamaktadır. Savunma sanayii sektöründe bu gelişmelerin izleri özellikle mühimmat teknolojisinde açıkça görülebilir. Bu kapsamda, hassas vuruş kapasitesine sahip, gelişmiş menzilli, yüksek oranda zarar verebilme kabiliyetine sahip ve uygun maliyetli yeni nesil mühimmatlar sürekli olarak geliştirilmektedir.

Uçuş maliyeti ve risklerinden dolayı, havadan karaya atılan mühimmatlarda hedefin tek atış da yok edilmesi istenmektedir. Bu noktada, hedefin tek atış da vurabilmesi için gelen güdüm emirlerini anlık olarak takip edebilen Kanatçık Tahrik Sistemi (KTS)'ne ihtiyaç duyulmaktadır. Öte yandan, mühimmatın başarılı bir uçuş yapabilmesi için KTS'nin davranışına etki edecek tüm parametrelerin kontrol edilerek, belirsizliklerin en aza indirgenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde, KTS düzeyinde oluşan her hata, doğrudan mühimmat yönelimini etkileyeceği için uçuş başarısız olacaktır [1, 2]. Bu noktada, KTS'ler den istenilen çıktılarının elde edilebilmesi amacıyla birçok yeni mekanizma önerilmiş veya mevcut mekanizmaların performanslarının artırılması noktasında birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında örnek bir KTS yapısının sistem davranışlarına etkilerinden kaynaklı performansının incelenebilmesi için deney düzeneği tasarımı ve testleri, sayısal ve teorik hesapları içerdiğinden, takip eden paragraflarda KTS mekanizmaları hakkında özet bilgiler verilmiş ve literatürde ki ilgili çalışmalar tartışılmıştır.

KTS'ler farklı güç aktarım mekanizmaları kullanılarak kanatçıklara etkiyen aerodinamik menteşe kuvvetlerine karşı kanatçık hareketini sağlamaktadır. KTS'de hareketi sağlayan güç elemanı olarak hidrolik ve elektromekanik sistemler kullanılmaktadır [3, 4]. Hidrolik KTS'ler yavaş hareket edebilen, hacim sınırı olmayan ve aşırı güç isteyen hava araçlarında tercih edilirken; elektromekanik KTS'ler hızlı hareket kapasitesine sahip, sızdırmazlık sorunu olmayan, hacim sınırı ve bakım maliyeti az olan uygulamalar için önerilmiştir [5]. Elektromekanik KTS'de, hız, güç, hacim ve kütle isterleri göz önüne alındığında ters krank biyel mekanizması genellikle tercih edilmektedir [4, 6]. Ters krank biyel mekanizmasındaki temel amaç, güç aktarımının 90°'ye çevrilerek gelen hareketin dik şekilde iletilmesidir [7]. Öte yandan, literatürde ters krank biyel mekanizmasına alternatif sistemlerde

önerilmiştir. Çelik ve Özkan [8], ters krank biyel ile dişli mekanizmalarını kıyaslamış, dişli mekanizmasının daha küçük ve hafif olmasına karşın, ters krank biyel mekanizmasına göre daha fazla bileşen içerdiği ve veriminin daha düşük olduğunu göstermişlerdir. Diğer bir çalışmada, Hastürk [6], elektromekanik KTS'ler de ters krank biyel ile iskoç boyunduruğu mekanizmalarını karşılaştırmış ve ters krank biyel mekanizmasının yük altındaki serbest hareketinin, iskoç boyunduruğu mekanizmasına göre daha fazla meydana geldiği; ters krank biyel mekanizmasının sürtünmesinin daha düşük ve veriminin daha yüksek olduğu göstermiştir. Ters krank biyel mekanizmasının hassas güç aktarımını sağlayabilecek bağlantı elemanı prizmatik kayar mafsalıdır. KTS mekanizmalarında en çok tercih edilen prizmatik kayar mafsal bağlantı türü bilya vidadır. İlgili çalışmalar incelendiğinde bu tip mekanizmaların tasarımlarında aşırı hız ve tork isterleri sebebiyle bilya vidanın güç aktarımı elemanı olarak tercih edildiği görülmüştür [6, 9]. Elektromekanik sistemlerde güç aktarımında kullanılan dönüsel hareketi doğrusal harekete çevirebilen, tork aktarımında kullanılabilen bilya vida, özellikle hava araçlarında ağırlık ve hacim sınırlarının olduğu güç aktarım mekanizmalarında tercih edilmektedir [4, 6]. Ayrıca, KTS'nin güç ve hız isteri bilya vida bağlantı seçiminde oldukça etkilidir. Mekanizma aktarma oranının ve menteşe yüklerin yüksek olduğu durumlarda da bilya vida güç aktarım elemanı olarak öne çıkmaktadır [5]. Mekanizmaların doğasında bulunan aktarma oranı, güç isterlerinin sağlaması açısından oldukça öneme sahiptir. KTS mekanizmasında bulunan aktarma oranı giriş ve çıkış kısımlarının pozisyona bağlı değişimi kullanılarak hesaplanması önerilmiştir [9]. Öte yandan, KTS'ye etkiyeceği düşünülen aerodinamik menteşe momentlerini benzetebilmek için hidrolik ve elektromekanik Kanatçık Yükleme Cihazları (KYC) genellikle kullanılmaktadır [2, 10, 11]. Başarım karşılaştırması ile yüksek frekanslarda yükleme yapılabilmesi için elektromekanik yükleme sisteminin daha kontrol edilebilir olduğu görülmüştür [10]. KTS için gerçek zamanlı kontrolcü ile elektromekanik KYC'de KTS'nin belirlenen uçuş senaryolarında istenilen pozisyon emrini sağlaması ve bu sırada KYC'nin verilen tork emri senaryosunu takip etmesi istenmektedir. KYC'nin kontrolünü sağlayabilmek için genellikle kayan kipli (*ing. sliding mode*) kontrolcü kullanımı önerilmiştir [11]. Elektromekanik KTS'nin, güdüm otopilotunun belirlemiş olduğu kanatçık açısı pozisyon emrine gitmesi beklenmektedir. Mekanizmanın bu hareketi isterler doğrultusunda yapılabilmesi için kontrolcüye sahip

olması gerekmektedir. Literatür çalışmaları incelendiğinde, güdümlü bir mühimmattın KTS'si için gürbüz kontrolcü tercih edildiği görülmüştür [12].

KTS mekanizmaların analitik ve sayısal analizleri yapılarak, performanslarının en iyileştirilmesi üzerine literatürde bazı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalarda, krank mekanizmalarının pozisyon, hız ve kuvvet gereksinimleri analitik ve nümerik yöntemler ile incelenmiştir [13, 14]. Mekanizmalarda bulunan oynar mafsallar belirli bir toleranslar ile geçiş sağlamaktadır. Bu noktada, geçişin sebep olduğu boşluklar nedeniyle sistem cevaplarında farklılıklar oluşmaktadır. Zhang ve Wang [15], boşlukların yay şeklinde modelleyerek kinematik analize etkilerini incelemiştir. Tink ve ark. [16] ters krank biyel mekanizmasının mekanik oynar ve prizmatik mafsallar arasındaki geçiş boşluklarının sisteme etkisiyle kinematik analizde oluşabilecek değişimleri incelemiştir. Kuvvet taşıyan mekanizmalar da yüklemeler sonucunda deformasyonlar meydana gelmektedir. Elastik deformasyonların yüke göre değişimi mekanizmada önemli uzuvların istemsiz şekilde hareket etmesiyle belirsizliğe yol açmakta ve sistemden istenilen performansın elde edilememesine neden olabilmektedir. Gokce [17], bir malzemenin kuvvet altında sonlu elemanlar methodu (SEM) ile nümerik analiz gerçekleştirerek etkisini incelemiş ve gerçek zamanlı deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Wang ve ark. [18], elastik bir mekanizmada yükler nedeniyle meydana gelen deformasyonları SEM ile incelemiştir. Öte yandan Kim ve ark. [2], Elektromekanik KTS mekanizmasında farklı yüklerde meydana gelen deformasyonların mekanizma açalarına olan dinamik etkilerini deneysel ve benzetim çalışmaları ile göstermişlerdir.

Literatürde KTS mekanizmaları, güç aktarım elemanları, boşluk analizi, yükleme cihazları ve kontrolcüler hakkında çalışmalar olmasına rağmen KTS mekanizmalarının yapısal özelliklerinin sistem davranışına etkisi hakkındaki çalışmalar oldukça kısıtlıdır. Bu motivasyonla hazırlanan çalışmanın amacı bir KTS mekanizmasına etkiyen kanatçık menteşe yüklerinin sebep olduğu yapısal değişikliklerin kanatçık açısına etkisinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesidir. Kinematik analizler çoklu cisim dinamik modelleri; yapısal analizler ise sonlu elemanlar modelleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. KTS'nin analitik yöntemlerle kinematik analizi doğrulanmıştır. Öte yandan, sonlu elemanlar modeli, gerçek zamanlı KTS ölçüm sonuçları ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Ayrıca, KTS'nin oynar mafsallarında oluşan geçiş boşluklarının kanatçık açısına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Test ve analiz sonuçları KTS mekanizmalarının yapısal özelliklerinin sistem

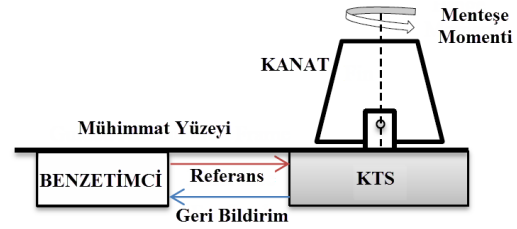
davranışına önemli derecelerde etkisinin olduğunu göstermiştir.

## 2. KTS VE MODELLENMESİ (FAS and MODELING)

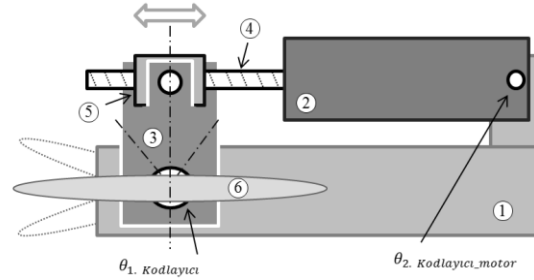
KTS yapısal davranışlarının sistem performansına etkilerinin sayısal olarak incelenebilmesi için öncelikle sonlu elemanlar benzetimleri için gerekli parametreler sayısal ve analitik yöntemler vasıtasıyla elde edilmiştir. Takip eden alt bölümlerde imal edilen KTS kısaca tanıtlanacak ve modelleme bileşenleri hakkında bilgiler verilecektir.

### 2.1. KTS Bileşenleri (FAS Components)

KTS, mühimmat yüzeyine paralel olacak şekilde kabuk kısmının hemen altına yerleştirilen alt sistemdir (Şekil 1). Mühimmata hareket kabiliyeti verebilen aerodinamik yüzeye sahip kanatçık, Şekil 2'de gösterildiği gibi KTS'nin kanatçık mili parçasına sabitlenerek mekanizmanın hareket çıkışı olarak kabul edilmektedir. KTS, ana şase (1), motor bütünü (2), kanatçık mili (3), bilya vida mili (4), bilya vida somunu (5) ve kanatçık (6) parçalarından meydana gelmektedir (Tablo 1).



Şekil 1. Mühimmat içerisinde KTS'nin konumu [4] (Position of FAS in missile)



Şekil 2. KTS şematik gösterimi (Schematic representation of FAS)

Ters krank biyel mekanizmalı ve bilya vidalı KTS; ilk olarak motor bütünü'nün vermiş olduğu dönü hareketini bağlı olan bilya vida miline doğrudan aktarmaktadır. Bilya vida milinin dönüşü, bilya vida somununa doğrusal hareket kabiliyeti vermektedir. Bilya vida somununun hareketi ile kanatçık mili ana şaseye bağlı olduğu mafsaldan açılabilir olarak hareket etmektedir. Kanatçık mili hareketi ile de kanatçıklar istenilen pozisyona kontrolcü sayesinde gelmektedir.

Kanatçık açısı değişimiyle mühimmatın yönelim hareketi yaparak istenilen hedefe ulaşması sağlanmaktadır.

Tablo 1. KTS bileşenleri ve malzemeleri (Components and materials of FAS)

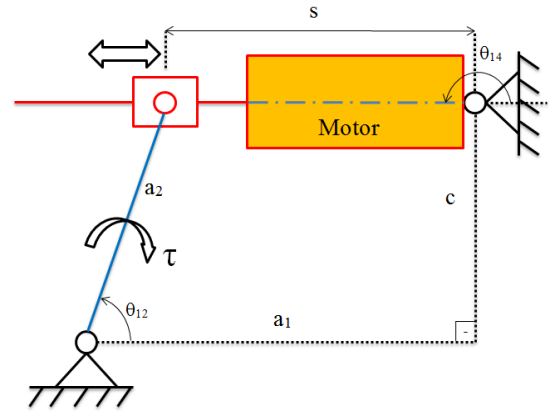
No	Parça Adı	Malzeme	Elastik Modülü (GPa)	Poisson Oranı (ν)
1	Ana Şase	AA 6061	69,5	0,33
2	Motor Bütünü	AA 6061	69,5	0,33
3	Kanatçık Mili	Çelik 304	193	0,29
4	Bilya Vida M.	Çelik 4340	210	0,3
5	Bilya Vida S.	Çelik 4340	210	0,3
6	Kanatçık	AA 6061	69,5	0,33

## 2.2. Analitik Ve Sayısal Yöntem İle Mekanizma Analizi (Analytical And Numerical Mechanism Analysis)

Bu bölümde, ters krank biyel mekanizması için KTS mekanizmasında kinematik hesaplamalar yapılarak; ilerleyen adımlarda gerekli olacak mekanizma indirgeme oranı, bilya vida adımı ve mekanizma açılarının zamana bağlı değişimi analitik yöntem kullanılarak MATLAB® ile hesaplanmıştır. Mekanizma analizinden elde edilen analitik sonuçlar ayrıca ADAMS® yazılımı kullanılarak sayısal hesaplama yöntemi ile karşılaştırılmıştır.

### 2.2.1. Analitik olarak mekanizma analizi (Mechanism analysis of analytically)

Analitik yöntem ile çözüm için KTS mekanizmasının, Şekil 3'deki şematik çizim üzerinde gösterilen parametreler cinsinden konum analizi için devre kapallık denklemleri düzenlenmiştir. Mekanizmaya ait konum denklemleri türetildikten sonra bu denklemler kullanılarak pozisyon değişimi ve indirgeme oranı değerlerini veren ifadeler elde edilmiştir.



Şekil 3. Ters krank biyel mekanizması şematisel gösterimi (Schematic drawing of inverted slider crank mechanism)

Bu mekanizmada hareket girdisi, kanatçık milinin yatay eksenle yaptığı açı ( $\theta_{12}$ ) olduğundan, pozisyon analizinde  $\theta_{14}$  açısı ve doğrusal somun yer değiştirmesi ( $s$ )'nin  $\theta_{12}$  cinsinden ifadeleri bulunmalıdır. Ters krank biyel mekanizmasının Şekil 3'de gösterilen parametreler cinsinden kapalı döngü Eş. 1'deki gibi yazılır:

$$a_2 \cdot e^{i\theta_{12}} = a_1 + s \cdot e^{i\theta_{14}} + ic \quad (1)$$

Bu denklem kullanılarak x ve y eksenlerine indirgenmiş konum eşitlikleri sırasıyla Eş. 2 ve 3'te verildiği gibidir.

$$a_2 \cdot \cos(\theta_{12}) = a_1 + s \cdot \cos(\theta_{14}) \quad (2)$$

$$a_2 \cdot \sin(\theta_{12}) = c + s \cdot \sin(\theta_{14}) \quad (3)$$

Eş. 2 ve 3 numaralı eşitliklerin her iki tarafının kareleri alınarak taraf tarafa toplanıp gerekli sadeleştirmeler yapılırsa;  $s$  değişkeni ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak  $\theta_{14}$  açısı Eş. 4 ve 5'te verildiği gibi elde edilir.

$$\theta_{14}(\theta_{12}) = \pi + \tan^{-1} \left( \pm \frac{\sqrt{s^2 - (c + a_2 \cdot \sin \theta_{12})^2}}{c + a_2 \cdot \sin \theta_{12}} \right) \quad (4)$$

$$s = \sqrt{(a_1^2 + a_2^2 + c^2 - 2 \cdot a_2 \cdot c \cdot \sin \theta_{12} + 2 \cdot a_2 \cdot a_1 \cdot \cos \theta_{12})} \quad (5)$$

KTS eyleyicisi olarak kullanılan Fırçasız Doğru Akım Motor (FDAM)'u, mekanizma analizi sonrası elde edilen somun kuvveti gereksinimini karşılaması gerekir. Motor pozisyon değişimi  $\theta_m$ , bilyavida hatvesi vasıtasıyla doğrusal somun yer değiştirmesi  $s$ 'ye dönüştürülür. Bilyavida hatvesi, motor konumu ve doğrusal somun yer değiştirmesi arasındaki

matematiksel bağıntının parametrik ilişkileri Eş. 6'da verilmiştir.

$$s = s_0 + p \cdot \theta_m \quad (6)$$

Pozisyon analizi sonucu motor açısı değişimi ve kanatçık açısı değişimi bilindiğinden dolayı, mekanizmanın herhangi bir andaki aktarma oranı bu iki pozisyonun oranına eşittir. Buna göre, aktarma oranının  $\theta_{12}$  cinsinden ifadesi Eş. 8'deki gibi yazılabilir (Şekil 4).

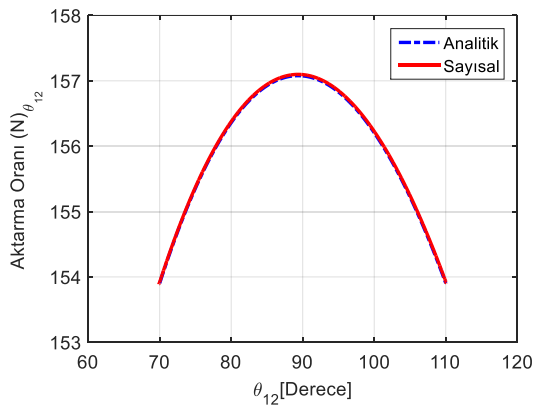
$$N(\theta_{12}) = \frac{\theta_m}{\theta_{12}} = \frac{(s - s_0)/p}{\theta_{12}} \quad (7)$$

$$N(\theta_{12}) = \frac{(\sqrt{a_1^2 + a_2^2 + c^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot \cos \theta_{12} - 2 \cdot c \cdot a_2 \cdot \sin \theta_{12}} - s_0)/p}{\theta_{12}} \quad (8)$$

Kanatçık açısı  $\theta_{12}$ 'ye göre değişen  $N$ ,  $s$  ve  $\theta_{14}$  değişkenlerinin mekanizmanın hareketi boyunca aldığı değerlerin hesaplanması için gerekli olan sistem parametrelerinin değerleri Tablo 2'de verildiği gibidir.

Tablo 2. Sistem parametrelerinin değerleri (System parameters values)

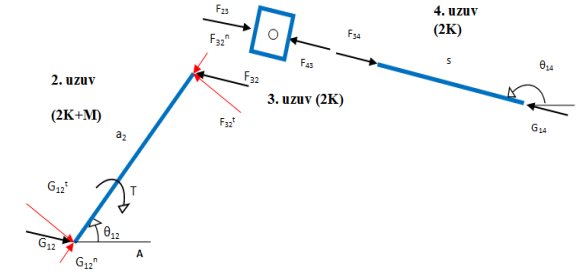
Parametre	Değer	Birim
$p$	2	mm/rev
$a_1$	200	mm
$a_2$	50	mm
$c$	48,5	mm
$s_0$	200	mm
$\theta_{12}$	$90 \pm 20^\circ$	°
$\omega_{12}$	250	°/s



Şekil 4. Aktarma oranının  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi (Change of reduction ratio according to  $\theta_{12}$ )

Mekanizmanın kuvvet analizi, mekanizma elemanlarının tasarımında önemli bir yere sahiptir. Kuvvet analizi sonrası elde edilecek somun yükleri yardımıyla, mekanizmayı sürmek için gereken motor torku yaklaşık olarak bulunabilir ve mekanizmanın değişik noktalarındaki rulmanların taşıması gereken yükler belirlenebilir. Bu tasarım hesabında

mekanizmanın statik analizi yapılmıştır. Şekil 5'de mekanizma elemanlarının serbest cisim diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 5. Mekanizma uzuvlarının serbest cisim diyagramları (Free body diagrams of mechanism's links)

Kuvvet kolunun hareket açısı ( $\theta_{12}$ ) bilindiğinden, mekanizmaya etkiyen kuvvet ve momentler  $\theta_{12}$  değişkeni cinsinden bulunabilir. Şekil 5'de verilen kuvvet ve momentler için uygun yönlere kuvvet ve moment dengesi denklemleri yazılarak mekanizmanın statik analizi yapılır. Buna göre, her uzuv için kuvvet ve moment denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

## 2. Uzuv

$$G_{12}^t - F_{12}^t = 0 \quad (9)$$

$$G_{12}^n - F_{12}^n = 0 \quad (10)$$

$$-T + F_{32}^t a_2 = 0 \quad (11)$$

$$F_{32}^t = F_{32} \cdot \cos(\theta_{12} - \theta_{14}) \quad (12)$$

$$F_{32}^n = F_{32} \cdot \sin(\theta_{12} - \theta_{14}) \quad (13)$$

## 3. Uzuv

$$F_{23} = -F_{32} \quad (14)$$

$$F_{23} + F_{43} = 0 \quad (15)$$

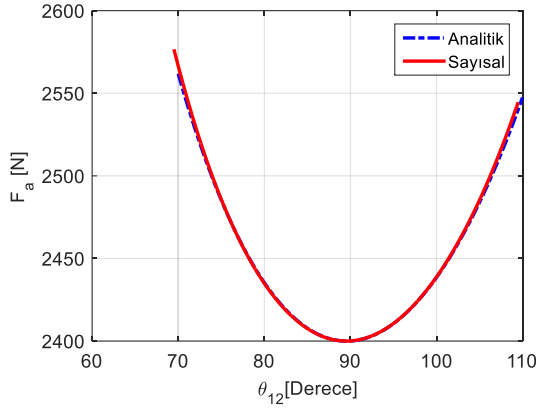
## 4. Uzuv

$$F_{34} = -F_{43} \quad (16)$$

$$F_{34} + G_{14} = 0 \quad (17)$$

Bu denklemlerin birlikte çözülmesiyle, kuvvetler  $\theta_{12}$  ve  $\theta_{14}$  cinsinden elde edilir. Kanatçık torkunun en büyük değerinin hareketin ters yönünde etki ettiği kabul edilerek  $F_{23}$  bulunur.

$$F_{23} = F_a = -F_{32} = \frac{-T}{a_2 \cdot \sin(\theta_{12} - \theta_{14})} \quad (18)$$

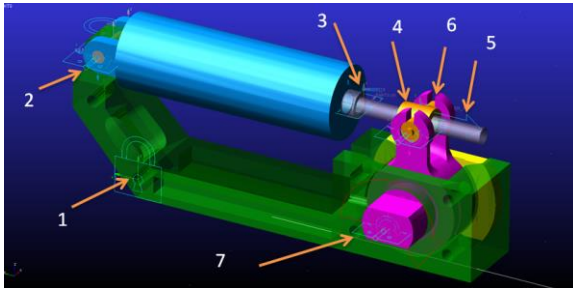


Şekil 6. Somun üzerine düşen kuvvetin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi (Change of force on the nut according to  $\theta_{12}$ )

$F_a$  kuvveti büyüklük olarak motorun yataklarında kanatçık torku dolayısıyla oluşacak kuvvete de eşittir. Buna göre  $70^\circ$  ile  $110^\circ$  arasındaki  $\theta_{12}$  değerleri için  $F_a$ 'nın  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi Şekil 6'da verilmiştir.

### 2.2.2. Çoklu cisimler dinamik modeli (Multi body dynamics model)

Mekanizma parametreleri ile 3 boyutlu katı model oluşturulmuş ve sistemin istenilen analitik değerlere uygunluğunun doğrulanması için sayısal model Msc ADAMS® çoklu cisimler dinamik benzetim yazılımı ile geliştirilmiştir. Mekanizma ölçülerine göre tasarlanan 3 boyutlu katı modelin Şekil 7'de gösterilen mafsallı bölge, bağlantı türlerine göre bağlantı ilişkileri tanımlanmıştır (Tablo 3).



Şekil 7. KTS'nin Msc ADAMS® ile sayısal çözümü (Numerical analysis of FAS with Msc ADAMS®)

Güdümlü algoritmasının verdiği emirlere göre Şekil 7'de bulunan 4 numaralı mafsala  $\pm x$  yönünde doğrusal hareket edebilecek  $0,85 \cdot 20 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 12 \cdot \text{time})$  fonksiyonu girilerek kanatçık açısının  $\pm 20^\circ$  değişim profili tanımlanmıştır. Kanatçık açısı  $\pm 20^\circ$  hareket ederek gerekli hız isterini sağlayan sinüs hareketi yapması sağlanmıştır. Aerodinamik yükler altında kanatçıklara gelen menteşe yükünü benzetebilmek için Şekil 7'de

bulunan 7 numaralı mafsallı kısma  $\pm z$  yönünde tork yükü verebilecek  $\text{step}(\text{time}, 0,0625, 120000, 0,063, -120000)$  fonksiyonu girilmiştir. Kanatçıklara gelen aerodinamik yükün en yüksek tork değeri olan  $\pm 120$  Nm yük profili şeklinde tanımlanmıştır.

Tablo 3. KTS'nin mafsallı bağlantı listesi (Joint list of FAS)

Mafsallı No	Mafsallı Türü	Serbestlik Derecesi	Parça 1	Parça 2
1	Sabit	0	Yer	1
2	Döner	1( $\pm z$ )	1	2
3	Döner	1( $\pm x$ )	2	4
4	Silindirik Kayar	2( $\pm x$ )	4	5
5	Vida Hatve		4	5
6	Döner	1( $\pm z$ )	5	3
7	Döner	1( $\pm z$ )	3	1

Analizin çözüleceği adım sayısı sonucun doğruluğu için önem arz etmektedir. Denemeler ile farklı adım sayılarında farklı çözümler elde edilmiştir. Belirli bir adım sayısından sonra aynı sonuçlar elde edilmiş ve yakınsama sağlanmıştır. Sonuç olarak, analiz 0,126 sn boyunca 6000 adımda gerçekleştirilmiştir.

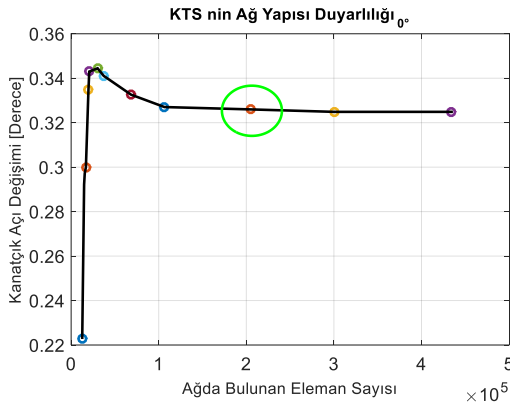
Şekil 4'de verilen aktarma oranının kanatçık açısına göre değişimi ve Şekil 6'da verilen somun üzerine düşen kuvvet değerleri incelendiğinde, analitik ve sayısal sonuçların oldukça tutarlı olduğu görülmektedir. Bu noktada, çoklu cisimler dinamiği modeli doğrulanmış ve sonraki detaylı sistem analizlerinin gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır.

### 2.3. KTS SEM Analizi (FEM Analysis of FAS)

Elektromekanik KTS'de kanatçıklara gelen aerodinamik menteşe kuvvetlerinin oluşturduğu deformasyonların uzuvlara etki etmesiyle kanatçık açısı istemsiz olarak hareket etmektedir. Bu istemsiz hareket mühimmatlarda farklı hatalara sebebiyet vermektedir. Özellikle ilk KTS modellerinde yük altındaki istemsiz hareket davranışlarını gerçek testlerden önce incelemek ve sonuçlarına göre model üzerinde değişiklik yapılması için SEM analizine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bölümde sistemde meydana gelen esnemelerden kaynaklı kanatçık açısı değişimlerinin SEM ile incelenmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, KTS'nin gerçek yükleme ve sınır koşulları göz önünde alınarak analizleri ANSYS® sonlu elemanlar yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Tablo 1'de KTS elemanlarına ait malzeme özellikleri verilmiştir.

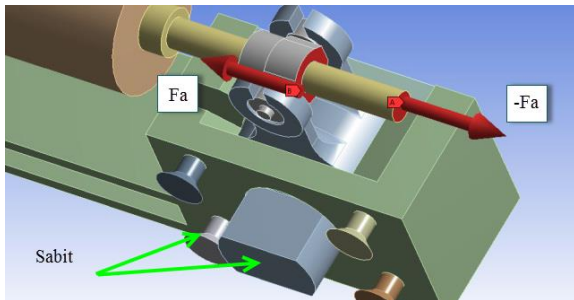
KTS için  $0^\circ$  kanatçık açısında, düğüm ve eleman sayıları değiştirilerek sistemin ağ duyarlılığı

incelenmiştir. Ağ elemanları için Tet 10 ve Hex 20 yapıları kullanılmıştır. Özellikle gerilme yığılma bölgelerinde sık ağ yapısı seçilmiştir. Şekil 8’de eleman sayılarının artışı ile kanatçık açısı değişim grafiği verilmiştir. Grafiğe göre 100,000 eleman sayısından sonra kanatçık açısı belirli bir aralıkta kaldığı gözlemlenmiştir. İşlem maliyeti ve çözüm zamanı hesaba katıldığında analizlerde Şekil 8’de işaretli olan 205,135 eleman sayılı ağ yapısı kullanılmasına karar verilmiştir. Bu noktada, ana şase’nin eleman büyüklüğü 4 mm, kanatçık mili 2 mm, motor bütünü ve bilya vida mili için 2 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 8. Ağ duyarlılık analizi (*Mesh sensitivity analysis*)

Ağ yapısı hazırlanmış KTS bileşenlerinin mafsallı ilişkileri Tablo 3’e göre belirlenmiştir. Sistemin yapısal analizi için sınır şartları gerçeğe uygun şekilde belirlenmiştir. Şekil 9’da görüldüğü gibi kanatçık mili ön kısmı ve ana şase civataları sabit bağlantı olarak tanımlanmıştır. Bilya vida mili ve somununa değişik kanatçık açıları ve farklı aerodinamik kanatçık menteşe momentlerini verebilmek için  $F_a$  kuvvetleri tanımlanmıştır (Şekil 9).



Şekil 9. Sınır şartları (*Boundary conditions*)

KTS, değişik kanatçık açıları ve farklı aerodinamik menteşe yükleri altında davranışı incelenmiştir. Analizlerin farklı kanatçık açıları yapılmıştır, mekanizmanın doğrusalsızlığından dolayı aynı tork yükünde farklı eksenel yükler ( $F_a$ ) meydana getirmiştir. Analiz,  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$ , ve  $0^\circ$  kanatçık açıları, 120 Nm, 100 Nm, 90 Nm, 80 Nm,

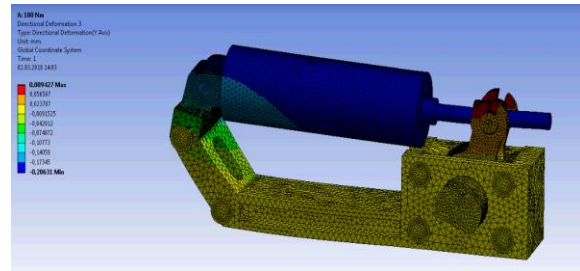
60 Nm ve 40 Nm tork kuvvetlerinde gerçekleştirilmiştir. Kanatçık açıları ve tork yüklerine göre değişen somun eksenel yükleri teorik hesaplamalarda bulunan değerler kullanılarak analiz gerçekleştirilmiştir.

Kanatçık açısına etkiyen aerodinamik yüklerden dolayı kanatçık açısı istemsiz şekilde yer değişimine uğramıştır. Yer değişimlerinin etkisinden dolayı kanatçık açısı değişimi analizde hesaplanmıştır. Bilya vida milinin yüzeyinin (-) yönde hareket etmesi ( $S_{mil}$ ) ve bilya vidanın somununun (+) yönde hareket etmesi ( $S_{somun}$ ) deneysel test ile örtüşmektedir. Bu yer değişimlerin mutlak değerleri toplanırsa bilya vida mili ile somunu arasındaki yer değişimi elde edilmiş olur (Eş. 19).  $\rho$  ve analiz yapılan açıdaki  $N(\theta_{12})$  bilindiğinden dolayı istemsiz kanatçık açısı değişimi hesaplanmıştır (Eş. 20).

$$S_{değişim} = |S_{mil}| + |S_{somun}| \quad (19)$$

$$\theta_{istemsiz\_değişim} = \frac{(S_{değişim} * 360)/2}{N(\theta_{12})} \quad (20)$$

Şekil 10’a göre renk ölçeğinde negatif (-) ve pozitif (+) yer değişimleri belirtilmiştir. Ana şase, civatalar, motor bütünü, bilya vida mili parçalarında genelde negatif (-) yer değiştirme gözlemlenmiştir. Bilya vida mili aşırı deformasyona uğramıştır. Kanatçık mili ve bilya vida somunu da genelde pozitif (+) yer değişim gözlemlenmiştir. Görüldüğü gibi bilya vida somununda, bilya vida mili gibi aşırı yer değişimi gözlemlenmiştir. Deformasyonun kanatçık açısına olan istemsiz etkisi Bölüm 4’de detaylı şekilde tartışılmıştır.



Şekil 10. SEM analizi görüntüsü (*FEM analysis screenshot*)

### 3. DENEYSEL ANALİZ (*EXPERIMENTAL ANALYSIS*)

KTS’nin yapısal özelliklerinin sisteme etkileri ayrıca deneysel testler kullanarak incelenmiştir. KTS’ye gelen aerostatik yükün benzetimi için kanatçık yükleme cihazı (KYC) kullanılmıştır. KTS’ye verilen yüklerle sistemin doğrulanması amaçlanmıştır.

Deneyel test aşaması iki kısımdan oluşmuştur. Birinci aşamada mekanizmanın mafsallarında bulunan üretim ve hazır malzemelerden meydana gelen boşluk miktarının kanatçık açısına etkisi ölçülmüştür. İkinci aşamada KYC kullanılarak kaideye bağlı şekilde bulunan KTS'nin değişik kanatçık açılarında farklı torklar verilerek elastik deformasyonun kanatçık açısına etkisi incelenmiştir.

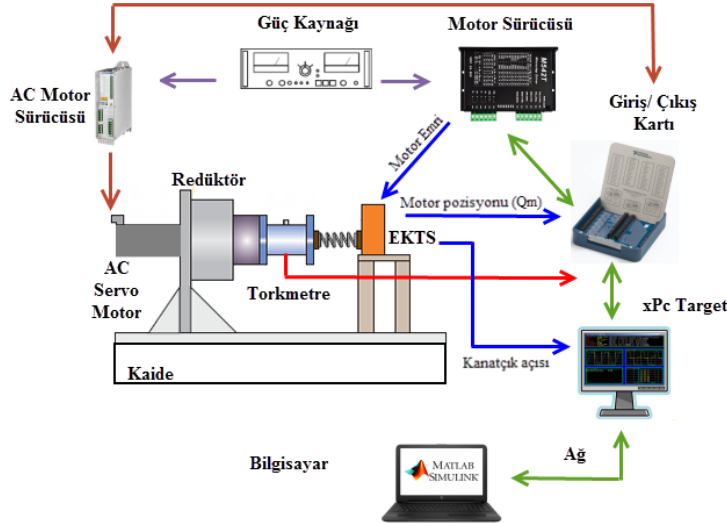
### 3.1. KYC Çalışma Prensipleri (FLS Working Principle)

KTS istenilen zamanda istenilen pozisyona verilmesi için denetleyiciye sahip olan bir mekatronik sistemdir. Sistemin çalışması için Şekil 11'de görüldüğü gibi çeşitli donanımlara ve hassas cihazlara ihtiyaç vardır. KTS bilindiği üzere servo eyleyici diye adlandırılan FDAM'dan hareketi alarak kanatçık açısına göre yönelmektedir. KYC ise istenilen torku verebilmesi için tasarlanmış bir denetleyiciye sahiptir. Servo motor, torka bağlı kontrol edilerek istenilen tork yükünü sisteme verilebilmektedir. Denetleyicilerin çalışması ve veri iletimi için yazılım ve donanımlar gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında, MATLAB®-Simulink yazılımı kullanılarak, iki ayrı denetleyici ile gerçek zamanlı veri iletişimi yapılabilmesi için xPC Target bilgisayar kullanılmıştır (Şekil 11).

KYC, yazılımdan aldığı tork emrini yerine getirebilmesi için ağ ile xPC target bilgisayarına veri gönderimi yapmaktadır. Bilgisayarda mevcut olan kontrol kartı ve giriş/çıkış arayüzü (SCB) kullanılarak

AC servo motor sürücüsüne analog sinyal ile akım emirleri gitmektedir. Gelen emiri, sürücü akım orantılı olarak AC servo motora iletmektedir. Bu sırada KYC'ye bağlı torkmetreden alınan analog tork sinyalleri giriş/çıkış arayüzüne giderek oradan xPC bilgisayarında bulunan kontrol kartına gitmektedir. Ağ ile bağlı olan yazılıma torkun değeri gerçek zamanlı iletilmektedir. İstenilen emre göre bu döngü tekrardan devam etmektedir. Böylelikle, KTS'nin hareket profili içerisinde herhangi bir konuma istenilen bozucu etki (menteşeme momenti) altında gitmesi test edilir. Aerodinamik uçuş koşullarına bağlı olarak değişen menteşe momenti değerleri KYC kullanılarak laboratuvar ortamında KTS'ye uygulanır.

KTS, yazılımdan aldığı pozisyon emrini yerine getirebilmesi için ağ ile xPC target bilgisayarına veri gönderimi yapmaktadır. Bilgisayarda bulunan kontrol kartı ile giriş/çıkış arayüzü vasıtasıyla motor sürücüsüne analog sinyal emri gitmektedir. Güç kaynağı yardımıyla motor sürücüsünün beslemesi için gerekli olan akım sağlanmaktadır. Motorun hareket etmesi ile mekanizmanın açı değişimi gerçek zamanlı olarak giriş/çıkış arayüzü kartına analog sinyal olarak gelmektedir. Sinyal buradan xPC target bilgisayarında bulunan kontrol kartına gelerek ağ aracılığı ile yazılıma aktarılmaktadır. Bu sayede ilk verilen pozisyon emrinin doğruluğu kontrol edilmektedir. Anlık pozisyona göre denetleyicinin vermiş olduğu emir değişerek aynı döngü devam etmektedir. Ayrıca motor kısmından okunan kodlayıcı da diğer alınan kodlayıcı verisi gibi okunmaktadır.



Şekil 11. Yükleme sistemi işleyiş şeması (Loading system operation diagram)

### 3.2. Boşluk Testi (Clearance Test)

KTS'de kullanılan mekanizmada çeşitli mafsalları kullanılan mekanizmada çeşitli mafsalları kullanılmaktadır. Mafsallar birbirine giren



uzuvları istenilen eksenlerde hareket etmeye yarayan ara bileşenlerden oluşmaktadır. Mafsallar tasarım ve üretim esnasında bir takım geçiş boşluklarını beraberinde getirmektedir. Mekanizma da bulunan boşlukların, kanatçık açısına etkisi deneysel ölçümler ile incelenmiştir. KTS'de eyleyici kısmında bulunan motor miline ve kanatçık miline açısal pozisyonunu ölçebilen kodlayıcılar bağlanmıştır (Şekil 2). Bu kodlayıcılar sayesinde sistemin boşluktan kaynaklanan hareketi ölçülmüştür.

Test sırasında KTS, KYC'ye Şekil 11'de görüldüğü gibi sabit şekilde bağlanmıştır. Test sırasında bilya vidanın üzerinde bulunan somunun aksel ve radyal boşluk miktarı sıfır olduğu kabul edilmiştir. Sisteme belirlenmiş tork yükü verebilmek için kontrollü tork verebilen KYC kullanılmıştır. Üzerinde bağlı bulunan kalibrasyonlu torkmetre sayesinde gerçek zamanlı tork yükü verileri elde edilmiştir. Boşluk testi için verilecek tork yükü, KTS'nin kendiliğinden hareket edebildiği en büyük tork yükü olan 14 Nm olarak belirlenmiştir. Sisteme verilen tork yükü profili Şekil 12'de belirtilmiştir.

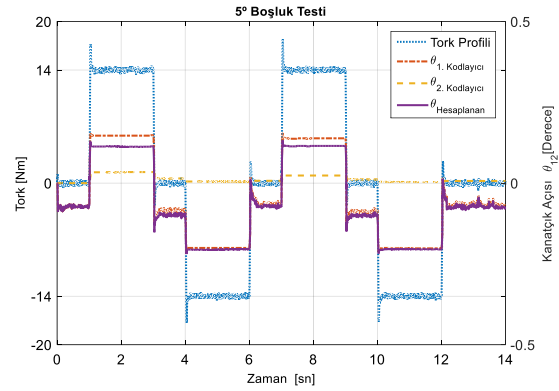
KYC ile test sırasında tork ile pozisyon verileri gerçek zamanlı elde edilmiştir. Bu verilerden 2. kodlayıcıdan yani motor kısmından alınan veriler belirli bir hesaplamalar yapılarak kanatçık açısına dönüştürülmüştür. Test sırasında 2. kodlayıcıdan alınan veriler ( $\theta_{2,Kodlayıcı\_motor}$ ) ile mekanizma aktarma oranı sayesinde Eş. 7 kullanılarak motor mili dönüşünün kanatçık açısına etkisi ölçülmüş ve hesaplanmıştır (Eş. 22).

$$\theta_{2,Kodlayıcı} = N(\theta_{1,Kodlayıcı}) \cdot \theta_{2,Kodlayıcı\_motor} \quad (22)$$

Eş. 22'de bulunan 2. Kodlayıcı verisi ile 1. Kodlayıcıdan alınan veriler gerçek zamanlı Şekil 12'de belirtilmiştir.  $\theta_{2,Kodlayıcı}$  ile  $\theta_{1,Kodlayıcı}$  verileri birbirinden çıkarılarak  $\theta_{Hesaplanan}$  ulaşılmıştır (Eş. 23).

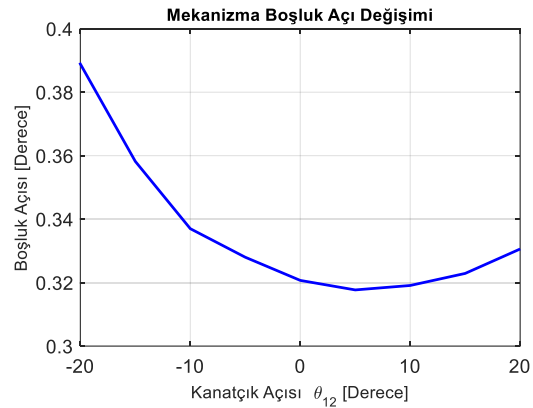
$$\theta_{Hesaplanan} = \theta_{1,Kodlayıcı} - \theta_{2,Kodlayıcı} \quad (23)$$

Eş. 23'de hesaplanan boşluk değeri grafiği Şekil 12'de örnek olarak verilmiştir. Test profilinde - ve + yönlere yükleme yapıldığından dolayı boşluk hareketi iki yönlü meydana gelmiştir. İki yönde tepe değerlerinin mutlaklarının toplanması ile o kanatçık açısındaki boşluk değeri elde edilmiş olur.



Şekil 12. 5°'de iki ayrı kodlayıcıdan alınan veriler ve tork profili (Data and torque profile from two different encoders at 5°)

Mekanizma doğrusal bir yapıya sahip olmadığı için farklı kanatçık açı değerlerinde boşluk değerlerinin test edilmesi gerekmektedir. Testler Şekil 12'deki tork - zaman profiline göre  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$  kanatçık açıları gerçekleştirilmiştir. Testin sonucunda hesaplanan boşluk değerleri Şekil 13'de belirtilmiştir.



Şekil 13. Kanatçık açılarına göre boşluktan kaynaklanan açı değişimi (Angle change due to clearance according to the fin angles)

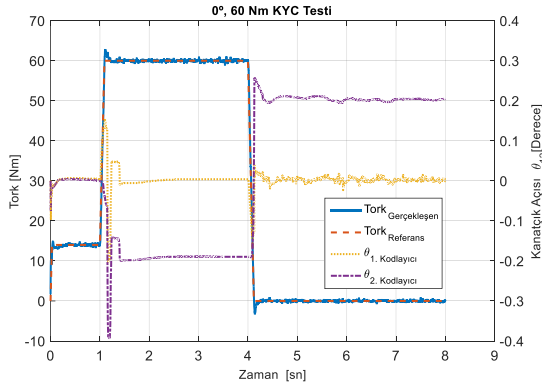
### 3.3. Yükleme Test (Fin Loading Test)

KTS'nin katı model üzerinden yapılan analizlerde elastik deformasyondan kaynaklanan kanatçık açısının istemsiz değişimi deneysel olarak da doğrulanmak istenmiştir. Farklı kanatçık açıları ve tork yüklerinde test gerçekleştirilerek mekanizmanın çeşitli pozisyonlarda durumu incelenmiştir.

Yükleme test sırasında en önemli nokta boşluk miktarını bilebilmektir. KTS yüklendiğinde, 0 Nm tork yükünden başladığında boşluk miktarının hangi kısımda bulunduğu kestirilememektedir. Boşluk testinde belirlenen tork miktarı ön yükleme olarak sisteme girilmiştir. Her yükleme yapıldığında ilk

olarak 14 Nm ön yük verilmiş ve sistemin boşluğu alınmıştır. O noktadan itibaren yük verilmiştir. Şekil 14'de 60 Nm yükleme yapılması için izlenen profil verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi ilk olarak 0-1 sn arasında ön yükleme uygulanmıştır. 1-4 sn zaman aralığında ise tork yükü verilmiştir. Kontrolcülü KYC'ndan gerçek zamanlı tork profili girilmiştir. Sistem verilen referans emrini kararlılıkla takip ettiği görülmüştür (Şekil 14).

Zamana bağlı tork yükü profili uygulanırken KTS'nin sahip olduğu kontrolcü sayesinde 1. Kodlayıcıya göre kanatçık milini 0°'de sabit tutması için emir verilmiştir. Bu iki ayrı kontrolcü gerçek zamanlı olarak aynı anda çalışmıştır. Şekil 14'de görüldüğü gibi 2 ayrı kodlayıcı 0° başlamıştır. 1. sn de tork yükü gelmiş ve kontrolcü onu bastırabilmek için aşım yapmıştır. 2,4. sn den sonra 1. Kodlayıcı 0°'e gelebilmiştir. Yalnız 2. Kodlayıcı Şekil 14'de görüldüğü gibi 0,1892° de kalmıştır. Aradaki bu açı farkı değerin okunması ile elastik deformasyonların etkisi görülmüştür. Bu değer 60 Nm de tork yükünden meydana gelen elastik yer değiştirmelerin kanatçık açısına etkisi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 14. Bir yükleme testindeki yük profili ve açı değişimi (Load profile and angle change in fin loading test)

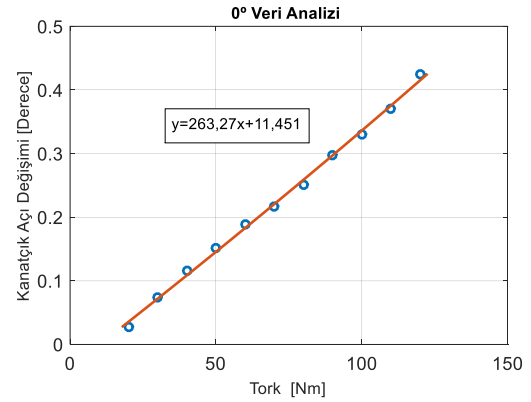
Test prosedürü  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$  kanatçık açılarında ve 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm, 90 Nm, 100 Nm, 120 Nm tork profili altında yapılmıştır. Testlerin sonucu olarak grafiklerden elastik deformasyonun sebep olduğu kanatçık açı değişimi bulunmuştur.

#### 4. KARŞILAŞTIRMA VE TARTIŞMA (COMPARISON AND DISCUSSION)

Farklı kanatçık açılarında ve değişik tork yüklerinde meydana gelen SEM analizleri ve yüklemeli testlerin sonuçları değerlendirilerek kanatçık açı değişimi incelenmiştir. Boşluk testinden

gelen istemsiz kanatçık açıları ile de KTS'nin boşluk davranışı incelenmiştir.

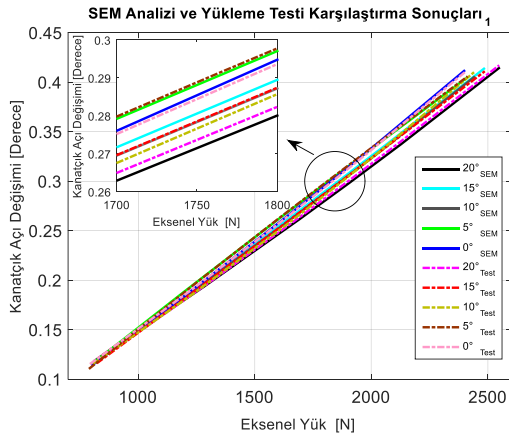
SEM analizi ve yüklemeli test verileri noktasal şekilde alınmıştır. Her bir kanatçık açısında bu noktalardan geçen bir doğru geçirilmiş ve ona göre değerlendirmeler yapılmıştır. Bu işlem için MATLAB® kullanılmıştır. Örneğin, yüklemeli testten çıkan  $0^\circ$ 'deki sonuçlar ile çeşitli torklarda yükleme yapılmıştır. Çıkan verilere göre Şekil 15'de belirtilen noktalar işaretlenmiştir. Bu noktalardan geçebilecek 2. dereceden bir doğru geçirdiğinde Şekil 15'deki gibi doğru meydana gelmiştir. Bu doğru en küçük kareler yöntemi ile incelediğinde genel olarak % 99,1 yakınsadığı görülmüştür. SEM analizi ve yüklemeli test sonuçları bu şekilde doğrusallaştırma yapılarak incelenmiştir.



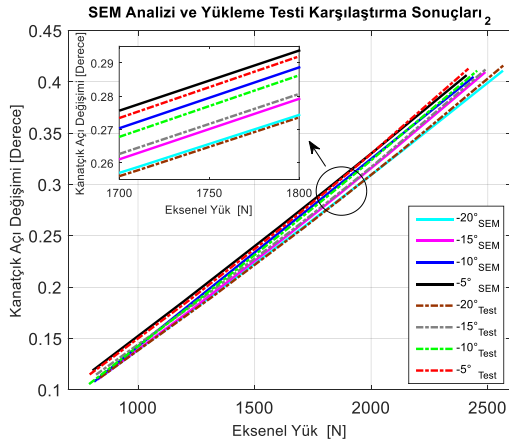
Şekil 15.  $0^\circ$ 'de alınan verilerin 2. dereceden bir denkleme dönüştürme işlemi (Conversion of the data received at  $0^\circ$  to the 2<sup>nd</sup> order equation)

Yüklemeli test ile SEM analizlerinin değerlendirilebilmesi için verileri kullanarak diğer kanatçık açılarındaki grafikler çizdirilmiştir. Her kanatçık açısında Şekil 15'de belirtilen işlem uygulanarak düzenli hale getirilmiş ve grafikler oluşturulmuştur. Grafiklerde değişik kanatçık açılarındaki farklı somun eksenel yüklerine göre kanatçık açısının istemsiz değişimi incelenmiştir.

Şekil 16'da KTS kanatçık açısı  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$ 'deki pozisyonlarında yüklemeli test ve SEM sonuçları verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi belirli bir eğimde doğrusal bir değişim gözükümüştür. Sonuçlara göre verilen yük altında KTS'nin elastik bölgede kalarak hareket ettiği sonucuna ulaşılmıştır. SEM analizi ile deneysel sonuçlar birbirine benzer yapıya sahip olduğu görülmüştür. Pozitif (+) ile negatif (-) kanatçık açıları aynı türden davranış sergilemiştir. Belirgin bir farklılık gözlemlenmemiştir.



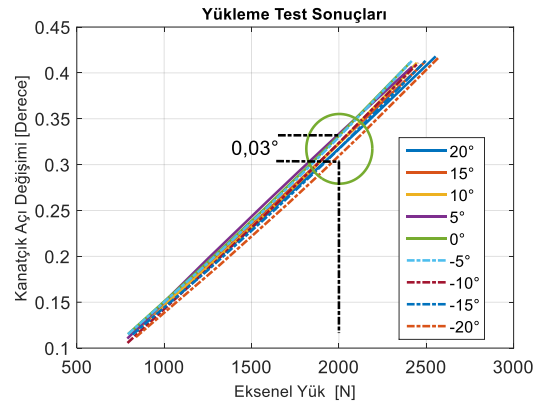
(a)



(b)

Şekil 16. Yükleme testi ve SEM analizi karşılaştırması (a) + kanatçık açıları, (b) -kanatçık açıları (Fin loading test and SEM analysis comparison (a) + Fin angles, (b) - Fin angles)

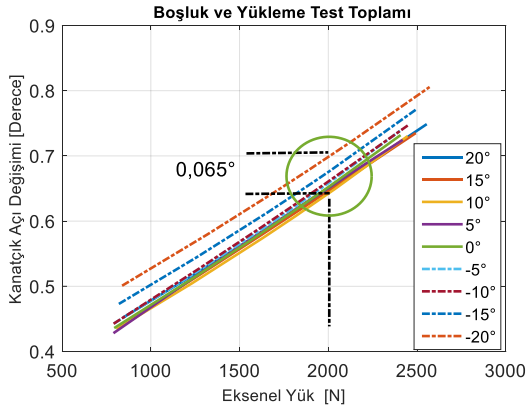
Şekil 17'de KTS'nin yüklemeli test sonuçları bütün kanatçık açıları ile beraber verilmiştir. Aynı eksenel yükte farklı kanatçık açılarına bakıldığında KTS'nin 0°'de daha çok istemsiz kanatçık açı değişimi olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 17'ye göre aynı eksenel yükte yaklaşık kanatçık açı değişimi 0,03°'lik bir banda seyretmiştir. Bu aralık farklı eksenel yüklerde de yaklaşık aynı aralığa sahip olduğu görülmüştür sadece düşük yüklerde bu aralık değeri yaklaşık 0,02°'ye indiği gözlemlenmiştir.



Şekil 17. Her bir kanatçık açısında deneysel sonuç karşılaştırması (Experimental results comparison at each fin angle)

Genel olarak gerçek zamanlı yüklemeli test ile SEM analiz sonuçları karşılaştırıldığında, aynı eksenel kuvvet değerinde, negatif (-) kanatçık açıları ile pozitif (+) kanatçık açıları arasında farklılık gözlemlenmiştir. Bu değişimin sebebi, KTS modelinin değişik açılarda farklı model yapısına sahip olmasından kaynaklıdır. Özellikle kanatçık milinin kulak kısımlarında kapanma ya da açılma yönünde deformasyon meydana gelmektedir. Bu değişim bu farklılığın çıkmasına sebep olmuştur. Bu farklılığın oluşmasının bir başka sebebi de KTS'nin ters krank biyel mekanizmasına sahip olmasına bağlı olarak gelen doğrusalsızlıklardan kaynaklanmaktadır. Şekil 17'den anlaşılacağı gibi küçük yüklerde kanatçık açı değişimi 0,11° - 0,13° arasında çıkmıştır. Eksenel yükün artışı ile görüldüğü gibi kanatçık açı değişimi artmıştır. En yüksek yüklerde 0,4° - 0,43° arasında açı değişimi gözlemlenmiştir. Eksenel yükün artışı ile aynı doğrultuda deformasyon miktarının yükseldiği gözlemlenmiştir. Bu yükselişin etkisiyle kanatçık açısının istemsiz hareketi de artmıştır.

Deneysel olarak mekanizmanın mafisallerında bulunan boşlukların sebep olduğu kanatçık açı değişiminin etkisi önceki bölümlerde incelenmiştir. Sonuç olarak, Şekil 13'de boşluktan kaynaklanan kanatçık açı değişimleri verilmiştir. En yüksek boşluk değeri, -20° kanatçık açısında 0,3889° gözlemlenmiştir. En düşük boşluk değeri ise +5° kanatçık açısında yapılan deneysel testlerde de 0,3177° gözlemlenmiştir. Yüklemeli testler ilk olarak ön yükleme ile belirli seviyede tork yükü verilerek ve boşluk değeri alınarak gerçekleştirilmiştir. Yüklemeli testlerin sonuçlarına kanatçık açılarına göre boşluk değerlerinin sebep olduğu kanatçık açı değişimi de eklenildiğinde Şekil 18 de gösterilen grafik elde edilmiştir.



Şekil 18. Bütün kanatçık açılarında yüklem ve boşluk test sonuçları karşılaştırması (Load and clearance test results comparison at each fin angle)

Şekil 18'e göre, yüklemeli test ile boşluk testinden gelen değerler toplandığında  $-20^\circ$ 'de oldukça farklı bir yapı meydana gelmektedir. Boşluk testinden gelen kanatçık açısı değişiminin etkisi büyük rol oynamıştır. Şekil 18'e göre aynı eksenel yükte yaklaşık kanatçık açısı değişimi  $0,065^\circ$  lik bir banda seyretmiştir. Bu aralık farklı eksenel yüklerde de yaklaşık aynı banda sahip olduğu gözlemlenmiştir. Aralık boşluk testinden gelen değerlerin eklenmesi ile oldukça fazla şekilde artmıştır.

Boşluk ve yüklemeli test den gelen sonuçların toplanması ile KTS'nin genel olarak istemsiz kanatçık açısı değişimi çıkarılmıştır. Bunun sonuçları olarak KTS'nin hesaplayamadığı istemsiz kanatçık açısı değişimi şeklinde belirtilmiştir. En yüksek kanatçık açısı değişimi  $120 \text{ Nm}$  tork yükünde, kanatçık açısı  $-20^\circ$ 'de iken,  $0,81^\circ$  gözlemlenmiştir. En düşük kanatçık açısı değişimi  $40 \text{ Nm}$  tork yükünde, kanatçık açısı  $5^\circ$ 'de iken,  $0,42^\circ$  olarak belirlenmiştir.

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada mühimmatlarda bulunan kanatçık tahrik sistemlerinin yapısal özelliklerinin kanatçık açısına etkisi deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Kanatçık tahrik sisteminde bulunan mekanizmanın kinematik ve statik analizi, analitik ve nümerik metotlar ile çözümlenerek karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar metodu ile farklı kanatçık açılarında değişik tork yüklerinde analizler yapılmıştır. Analizlerin sonucunda elastik deformasyonların sebep olduğu kanatçık açısı değişimleri incelenmiştir. Yapılan analizlerin karşılaştırması için kanatçık yüklem cihazı kullanılarak sisteme menteşe kuvvetlerinin benzetimi verilerek esnemelerin oluşturduğu kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. Sistemin en önemli özelliği olan aktarma oranı deneysel olarak çıkarılmış ve

teorik yöntem ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Mekanizmaların genel özelliklerinden olan mafsal arası boşluk miktarı kanatçık açısını istemsiz şekilde hareket ettirmektedir. Deneysel çalışmalar ile mafsal arası geçiş boşluklarının sebep olduğu istemsiz kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. Bu çalışmadan çıkarılacak genel sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırıldığında uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Bazı grafiklerde deneysel veriler ile analiz arası önemsenmeyecek uyumsuzluklar vardır. Bunun sebebi ise deneysel model ile analiz model arasında bulunan farklılıklardır. Örneğin, yataklama elemanı gibi karmaşık yapılar sonlu elemanlar metodu ile tam olarak tanımlanamamıştır. Ayrıca, veri okuma sırasında gerçekleşen elektriksel gürültü ve kodlayıcı çözünürlüğünün etkisi hatalı okunmasına sebep olmuştur.
- Farklı kanatçık açıları, aynı eksenel yük durumu incelendiğinde  $0^\circ$  ve  $5^\circ$  civarlarında en yüksek kanatçık açısı değişimi meydana gelmiştir.  $-20^\circ$  ve  $+20^\circ$  kanatçık açıları en az kanatçık açısı değişimi olmuştur.
- Kanatçık tahrik sistemine gelen aerodinamik menteşe kuvvetlerinin artması ile deformasyon miktarının arttığı görülmüştür. Sonuç olarak, kanatçıklara gelen tork yükü arttığında kanatçık açısı değişiminin arttığı gözlemlenmiştir.
- Yüklü durumda meydana gelen kanatçık açısı değişim miktarı, farklı kanatçık açıları arasında beraber incelendiğinde belirli bir aralığın içinde kalarak arttığı gözlemlenmiştir.
- Sistemde bulunan mafsal boşlukları deneysel olarak test edilmiştir. Kanatçık açısı – dereceye doğru ilerlediğinde oldukça yüksek kanatçık açısı değişimine sebep olmaktadır. + yönde ise daha az kanatçık açısı değişimi görülmüştür. Sistemin simetrik davranmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Özellikle  $0^\circ$  kanatçık açısında mafsal boşluğundan kaynaklanan kanatçık açısı değişimi en düşük seviyede gözlemlenmiştir.
- Kanatçık tahrik sistemine yüklemmeden gelen deformasyon miktarına mafsal boşluğundan gelen kanatçık açısı değişimi eklendiğinde  $-20^\circ$  kanatçık açısında yüksek kanatçık açısı değişimi gözlemlenmiştir.

İleriki çalışmalarda bu makale çalışmasından farklı olarak kanatçık tahrik sistemlerinde bulunan mekanizmalarda mafsal geçiş boşlukları teorik olarak incelenerek kanatçık açısına etkisi araştırılacaktır. Ek olarak farklı mekanizmalar ve farklı malzemeler için

deneysel veya sayısal analizler yapılarak kanatçık açısı değişimi incelenecektir.

## 6. SİMGELER (SYMBOLS)

### Latin Harfleri (Latin Letters)

$a_1$	:	Kanatçık dönme eksenine ile motor dönme eksenine arasındaki yatay uzaklık
$a_2$	:	Kanatçık kuvvet kolu uzunluğu
$c$	:	Kanatçık dönme eksenine ile motor dönme eksenine arasındaki eksantriklik
$s$	:	Somunun, bilya vida eksenine boyunca, motor dönme eksenine uzaklığı
$s_0$	:	Kanatçık açısı $0^\circ$ 'de iken somunun, bilya vida eksenine boyunca, motor dönme eksenine uzaklığı
$N$	:	Mekanizmanın anlık aktarma oranı
$T_{kmax}$	:	Kanatçık en yüksek torku
$p$	:	Bilya vida adımı
$S_{değişim}$	:	SEM analizinde toplam deformasyon değişimi
$S_{mil}$	:	SEM analizinde bilya vida milinin deformasyon değişimi
$S_{somun}$	:	SEM analizinde bilya vida somununun deformasyon değişimi
$N_t$	:	Mekanizmanın deneysel anlık aktarma oranı

### Yunan Harfleri (Greek Letters)

$\theta_{12}$	:	Kanatçık kuvvet kolunun yatay eksenle yaptığı açı
$\theta_{14}$	:	Bilya vida – motor bütününe yatay eksenle yaptığı açı
$\theta_{1. Kodlayıcı}$	:	1. Kodlayıcıdan alınan kanatçık açısı değişim verisi
$\theta_{2. Kodlayıcı}$	:	2. Kodlayıcıdan alınan verinin kanatçık açısı cinsi
$\theta_{2. Kodlayıcı\_motor}$	:	2. Kodlayıcıdan alınan motor açısı değişim verisi
$\theta_{istemsiz\_değişim}$	:	SEM analizinde sonucunda, istemsiz kanatçık açısı değişimi
$\theta_{Hesaplanan}$	:	Deneysel kanatçık açısı boşluk verisi

## ÇIKAR ÇATIŞMASI BEYANI (CONFLICT OF INTEREST STATEMENT)

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması bildirilmemiştir.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] G. M. Siouris, *Missile guidance and control system*. First Edition. USA: Springer, 2004.
- [2] S.H. Kim and M.J. Takh, "Modeling and experimental study on the dynamic stiffness of an electromechanical actuator." *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol.53, no.4, pp. 708-719, June, 2016. Doi: 10.2514/1.A33483
- [3] V.B. Blaignan and V.A. Skormin, "Stiffness enhancement of flight control actuator." *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems* vol. 29, no.2, pp. 380-390, April, 1993. Doi: 10.1109/7.210076
- [4] E. Daş, İ.İ. Delice and M. Keleş, "Analysis and robust position control of an electromechanical control actuation system." *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, vol. 42, no.3, pp. 628-640, 2020. Doi: 10.1177/0142331218813421
- [5] M. Garrison and S. Steffan, "Two-fault tolerant electric actuation systems for space applications." *42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 09-12 July, 2006, Sacramento, USA*. Doi: 10.2514/6.2006-4939
- [6] Ö. Hastürk, "Applications of slider chain inversion in control actuation systems." *IEEE International Conference on AIM, 12-15 July, 2016, Alberta, Canada*, 1579-1584.
- [7] E. Soylemez, *Mechanism*. METU, Fourth edition, Ankara: Middle East Technical University, 2009, pp. 277-281.
- [8] T. Çelik and B. Özkan, "Kontrol tahrik sistemlerinde kullanılan ters krank biyel ve dişli çark mekanizmalarının başarımlı özelliklerinin karşılaştırılması." *TOK 2015, Otomatik kontrol ulusal toplantısı, Denizli, Türkiye*, 2015, pp. 212-217.
- [9] H.C. Yoo, "Active Control of Aeroelastic Vibrations for Electromechanical Missile Fin Actuation Systems." *Journal of guidance, control, and Dynamics*, vol. 40, no. 12, pp. 1-8, December, 2017. Doi: 10.2514/1.G002821
- [10] M.U. Özakalın, "Kayan kipli denetim yaklaşımına göre hidrolik ve elektromekanik eyletimli kanatçık yükleme cihazlarının başarımlı özelliklerinin karşılaştırılması." *Ulusal makine teorisi sempozyumu, UMTS 2013, Eylül, 12-13, 2013, Erzurum, Türkiye*, G. Şakar, Erzurum: UMTS, 2013, pp. 294-302.

[11] G.S. Tombul, "Real time control of a fin loading system." *ICCC, 17 th international carpathian control conference, May 29-June 1, 2016, Tatranska Lomnica, Slovakia*, 2016, pp. 747-752. Doi: 10.1109/CarpathianCC.2016.7501195

[12] İ.İ. Delice, E. Daş and L. Gören, "Güdümlü bir mühimmat kanatçık tahrik sistemi için iki döngülü kontrol sistem tasarımı." *TOK 2014, Otomatik kontrol ulusal toplantısı, Kocaeli, Türkiye*, 2014, pp. 517-522.

[13] R.C. Silva, M.A. Nunes, J.P.M. Bento and V.E. Costa, "Modelling an inverted slider crank mechanism considering kinematic analysis and multibody aspects." *DINAME, Proceedings of the XV international symposium on dynamic problems of mechanics, Feb-17-22, 2013, RJ, Brazil*, M.A. Savi, Buzios: ABCM, 2013.

[14] P. Frankovský and D. Hroncová, "Kinematic analysis of the crank mechanism with rotating cylinder using MSC Adams/View." *Applied mechanics and materials*, vol. 816, pp. 213-223, December, 2015. Doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.816.213

[15] J. Zhang and Q. Wang, "Modeling and simulation of a frictional translational joint with a flexible slider and clearance." *Springer, Multibody system dynamic*, vol. 38, pp. 367-389, December, 2016. Doi: 10.1007/s11044-015-9474-7

[16] K. Tink, K. Hsu, Z. Yu and J. Wang, "Clearance induced output position uncertainty of planar linkages with revolute and prismatic joints." *Elsevier, Mechanism and machine theory*, vol. 111, pp. 66-75, May 2017. Doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.09.012

[17] H. Gokce, "Prediction of nonlinear dynamic impact force history by finite element method." *Journal of Engineering Science and Technology Review*, vol. 11, no. 2, pp. 32-37, May 2018. Doi: 10.25103/jestr.112.06

[18] Y.M. Wang and Z. Wang, "A time finite element method for dynamic analysis of elastic mechanism in link coordinate systems." *Elsevier, Computers and structures*, vol. 79, no. 2, pp. 223-230, January 2001. Doi: 10.1016/S0045-7949(00)00120-6

## Murat KELEŞ

04 Ekim 1989 Çorum doğumlu Murat KELEŞ, 2012'de Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği lisansı programı ve 2018'de Hitit Üniversitesi Makine

Mühendisliği yüksek lisans programından mezun oldu. Ardından Hitit Üniversitesi'nde alanında doktora programına başladı. Çalışma alanları, tahrik mekanizmaları, mekanik etkileşimler ve malzeme alanlarında devam etmektedir. 2015'de başlamış olduğu TÜBİTAK SAGE Mekatronik Biriminde kanatçık tahrik sistemleri tasarımı ve geliştirmesi konularında uzman araştırmacı olarak çalışmalarını sürdürmektedir.

## Cengiz BAYKASOĞLU

Dr. Cengiz Baykasoğlu, makine mühendisliği alanında lisans, yüksek lisans ve doktora derecelerini sırasıyla Dokuz Eylül Üniversitesi, Gazi Üniversitesi ve İstanbul Teknik Üniversitesi'nden 2003, 2006 ve 2012 yıllarında almıştır. Dr. Baykasoğlu ayrıca TÜBİTAK 2219 Yurt Dışı Doktora Sonrası Araştırma Burs Programı kapsamında Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği ve Malzeme Bilimi Bölümü'nde doktora sonrası araştırmalar gerçekleştirmiştir. Hitit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde tam zamanlı öğretim üyesi olarak çalışan Dr. Baykasoğlu, 2017 yılından beri ayrıca Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü görevini sürdürmektedir. Ulusal ve uluslararası seviyelerde yayımlanmış 60'dan fazla akademik çalışması olan Dr. Baykasoğlu, aynı zamanda birçok bilimsel dergi ve kurulda aktif olarak hakemlik ve kurul üyeliği yapmaktadır. Dr. Baykasoğlu'nun aktif çalışma konularından bazıları hesaplamalı ve deneysel mekanik ile malzeme bilimi uygulamaları, metal katmanlı imalat yöntemleri ve benzetimleri, bilgisayar destekli tasarım ve optimizasyon ile kompozit malzemeler ve mekaniğidir.