



Kol-kızak mekanizması dinamiğinin deneysel analizi

Experimental analysis of dynamics of inverted slider-crank mechanism

Çağlar Sevim^{1,*} , İbrahim Uzman² 

¹ Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 51240, Niğde, Türkiye

² Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 38280, Kayseri, Türkiye

Öz

Makinalarda temel tahrik mekanizmalarından biri olan kol-kızak mekanizması, dönme hareketini kayar uzuv vasıtasıyla çıkış uzvuna aktararak, çıkış uzvunun sarkaç hareketi yapmasını sağlamaktadır. Bu durum mekanizmada ani yön değişimine ve yüksek hız dalgalanmasına yol açmaktadır. Bu çalışmada kol-kızak mekanizmasının hareket denkleminin çözümünden elde edilen sonuçlar, deneysel sistem cevapları ile karşılaştırılmıştır. Yüksek mertebe doğrusal olmayan değişken katsayılı hareket denklemini çözümünde Runge-Kutta metodu kullanılmış, deneysel sistemde tahrik mili hız değişimini ölçmek için ise bir tam devirde 100 adet sinyal gönderen enkoder kullanılmıştır. Tahrik milinde meydana gelen hız değişimi yaklaşık olarak %20 olarak meydana gelmiştir.

Anahtar kelimeler: Kol-Kızak mekanizması, Hareket denklemleri, Dinamik analiz, Deneysel doğrulama

1 Giriş

Mekanizmalar bir işi gerçekleştirmek amacıyla hareketi ya da kuvveti iletmek üzere tasarlanmış uzuv topluluğudur. Mekanizma uzuvlarının kütsel parametrelerinin ve ataletlerinin mekanizmanın dinamiğine katkısını görmek açısından indirgenmiş kütsel atalet momenti değişimi önem göstermektedir. Mekanizmaya uygulanan harici etkiler (iş kuvvetleri, tahrik momenti vb.) de dikkate alındığında, mekanizmalarda güç dengesi kurularak mekanizmaların hareket denklemleri elde edilebilir. Hareket denkleminin çözümü mekanizmanın dinamik davranışını ve uzuvların hareket özelliğini verecektir [1, 2]. Bu konuda çeşitli teorik ve deneysel içerikli çalışmalar mevcuttur. Silva vd. [3] eş merkezli L şekilli çıkış uzvuna sahip bir kol kızak mekanizmasının kinematik analizini gerçekleştirmişlerdir. Uzuvların konum, hız ve ivme gibi kinematik parametrelerinin bulunması amacıyla matris işlemlerine dayalı, her bir uzvun vektör olarak temsil edildiği kinematik model geliştirilmiştir. Çözüm için Runge-Kutta yöntemi kullanılmış ve elde edilen çözüm ADAMS/View programında modellenen çok gövdeli mekanizma ile karşılaştırılmıştır. Shaikh vd. [4] Kol-kızak mekanizmasının dinamik modellenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Mekanizmanın sentezi, geleneksel yöntemin dışında MATLAB aracılığıyla Powell optimizasyon yöntemi ile de yapılmış ve sonuçlar

Abstract

The Inverted slider-crank mechanism, which is one of the main driving mechanisms in machines, transfers the rotational movement to the output part with the sliding part, and makes the output member pendulum movement. This situation causes a sudden change of direction and high speed fluctuation in the mechanism. In this study, the results obtained from the solution of the equation of motion of the arm-slide mechanism were compared with the experimental system responses. The Runge-Kutta method is used to solve the high-order nonlinear variable coefficient motion equation, and in the experimental system, an encoder sending 100 signals in one full revolution was used to measure the drive shaft speed change. The speed fluctuation in the crankshaft is approximately 20%.

Keywords: Arm-Slider mechanism, Equation of Motion, Dynamic analysis, Experimental validation

karşılaştırılmıştır. Erkaya vd. [5] Biyel ve krank uzuvları arasında eksantrik bir uzva sahip krank-biyel mekanizmasının dinamiği üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Gaz kuvvetleri krank miline hem eksantrik biyel hem de planet dişli sistemi vasıtasıyla iletilmekte olup her iki mekanizmanın dinamik analizi sonucu, klasik krank biyel mekanizmasına göre daha yüksek çıkış momentine sahip olduğu görülmüştür. Karabulut vd. [6] tek silindirli dört zamanlı bir motorun dinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada deneysel sistemden alınan silindir içi basınç verilerinin Fourier Serisi açılımı kullanılmış ve gaz kuvvetlerinin etkisi hareket denkleminde bu şekilde katılmıştır. Öztürk vd. [7] Dört zamanlı tek silindirli bir motorun dört serbestlik dereceli dinamik modelini oluşturarak motorun dinamik analizini gerçekleştirmiş ve motor bloğunun düşey ve yatay doğrultudaki titreşimlerini incelemişlerdir. Hesaplamalarında gaz kuvvetlerini de dikkate alarak farklı yüklenme şartları ve sürtünme etkisinin krank mili açısal hızına etkisi incelenmiş ve motor titreşimine yönelik uygun takoz yay ve sönümlenme sabitleri belirlenmiştir. Sarıgeçili vd. [8] Krank biyel mekanizmasının dinamik davranışını topraklanmış kütle yöntemi ile modelleyerek farklı çalışma parametrelerinin piston hızına etkisini incelemiş ve sonuçları deneysel sistemden alınan veriler ile karşılaştırmışlardır. Kabul edilebilir hata farkları ile sonuçlar doğrulanmıştır. Ha vd. [9] dinamik modeli

* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta / e-mail: caglar.sevim@ohu.edu.tr (Ç. Sevim)

Geliş / Received: 14.03.2022 Kabul / Accepted: 31.03.2022 Yayınlanma / Published: 15.04.2022

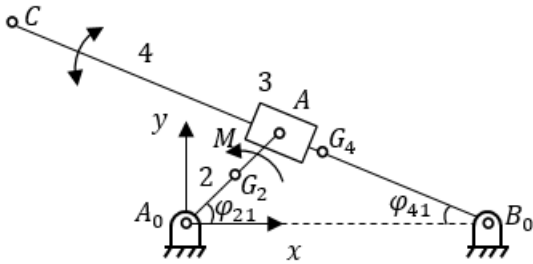
doi: 10.28948/ngumuh.1087806

oluşturulan krank-biyel mekanizmasının hareket denkleminin çözümünden elde edilen tahrik uzvu açılmal konum, hız ve ivmesini deneysel sistem sonuçları ile doğrulamışlardır. Tahrik etkisi için servo motor kullanılan deneysel sistem ile analitik çözüm sonuçları karşılaştırıldığında servo motorun dinamiği doğru olarak modellendiği görülmüştür. Huang vd. [10] uzaysal krank-biyel mekanizmasının dinamik modeli ve deneysel analizi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Aynı zamanda genetik algoritma tabanlı yeni bir doğrulama yöntemi geliştirilmiş ve sonuçlarla karşılaştırıldığında yöntemin kullanılabilir olduğu görülmüştür. Cakar vd. [11] DC motor vasıtasıyla tahrik edilen dört çubuk mekanizmasında, mekanizma ve motorun matematiksel modelini Eksergian Denklemleri ile oluşturmuş ve sonuçları deneysel sistem sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Benzer bir deneysel çalışma Yan vd. [12] tarafından servo motor kontrollü krank biyel mekanizması için yapılmıştır.

Bu çalışmada kol-kızak mekanizmasının dinamik analizi gerçekleştirilmiş ve kol kızak mekanizması deneysel sistemi kurulmuştur. Hareket denkleminin çözümünden elde edilen krank mili açılmal hız değişimleri deneysel sistem ile karşılaştırılmıştır.

2 Kol-kızak mekanizması matematiksel modeli ve hareket denklemleri

2.1 Kol-kızak mekanizması hareket denklemleri



Şekil 1. Kol-kızak mekanizması şematik görünümü

Literatürde hızlı dönüş mekanizması (quick return mechanism) olarak adlandırılan kol-kızak mekanizması, yapısal olarak dönme hareketini gidip-gelme veya salınım hareketin dönüştürür. C noktasına bağlanacak farklı uzuvlar ile var-gel, testere gibi makinelerin temel hareket mekanizmalarından olan kol-kızak mekanizması şematik görünümü Şekil 1’de verilmiştir. A0 noktasından tahrik edilen mekanizmada A0A kolu, dönme hareketi ile A noktasında mafsallanmıştır ve 4 numaralı uzvu üzerinde kayar hareket yapan 3 numaralı uzvu hareket ettirmektedir. 3 numaralı uzvu hareketi iki farklı uzvu tarafından sınırlandırılmış olduğundan 4 numaralı uzvu üzerinde kayar hareket gerçekleştirerek, uzva sınırlı dönme hareketi yaptırmaktadır. Burada AB0 mesafesi zamana, dolayısıyla giriş uzvu açılmal konum değerine göre değişmektedir;

$$AB_0 = \sqrt{A_0A^2 + A_0B_0^2 - 2 \cdot A_0A \cdot A_0B_0 \cdot \cos \varphi_{21}} \quad (1)$$

CB0 uzvu açılmal konum değişkeni φ41 ise;

$$\varphi_{41} = \sin^{-1} \left(\frac{A_0A \cdot \sin \varphi_{21}}{AB_0} \right) \quad (2)$$

olarak tanımlanabilir. Denklem (1) ve Denklem (2)’deki konum değişkenleri mekanizmanın dinamiğini doğrudan belirleyici olan indirgenmiş kütle atalet momenti I üzerinde önemli etkiye sahiptir.

Mekanizmanın hareket denklemleri için kinetik ve potansiyel enerjiler ile birlikte toplam enerji terimlerinin tanımlanması gereklidir. Lagrange denklemleri vasıtasıyla oluşturulan hareket denklemlerinde enerjinin korunumu esastır. [14]

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \mathcal{L}(\varphi)}{\partial \dot{\varphi}} \right] - \frac{\partial \mathcal{L}(\varphi)}{\partial \varphi} = Q(\varphi) \quad (3)$$

Burada, L Lagrangian terimi olup kinetik ve potansiyel enerji farkına (L = Ekin - Epot) eşittir. Q(φ) ise genelleştirilmiş kuvvet/moment fonksiyonudur.

Mekanizmalarda kinetik enerji dönme ve öteleme kaynaklı enerji toplamı ile tanımlanarak, mekanizmayı oluşturan uzuvların kütle merkezlerinin öteleme ve dönme hareketlerini dikkate alarak türetilir.

$$E_{kin}(\varphi) = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^l [m_i (\dot{x}_{Gi}^2 + \dot{y}_{Gi}^2) + I_{Gi} \dot{\varphi}_i^2] \quad (4)$$

$$= \frac{1}{2} I(\varphi) \dot{\varphi}^2$$

Burada i uzvu sayısı, xGi ve yGi her bir uzvu kütle merkezlerinin öteleme kaynaklı hız bileşenleri olup, IGi, i’nci uzvu kütle merkezine göre kütle atalet momentidir. Eşitliğin sağ tarafında yer alan I(φ) mekanizmanın tahrik miline indirgenmiş kütle atalet momenti ve φ mil hızıdır.

Uzuvların kütle merkezlerinin yer çekimine karşı yaptığı işlerin toplamı olmak üzere toplam potansiyel enerji ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$E_{pot}(\varphi) = \sum [m_i g y_{Gi}] \quad (5)$$

Denklem (3)’deki türev ifadeleri yerine konduğunda mekanizmanın hareket denklemleri;

$$I(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} I'(\varphi) \dot{\varphi}^2 + E'_{pot}(\varphi) = Q(\varphi) \quad (6)$$

Burada; Genelleştirilmiş koordinat φ olup, genelleştirilmiş koordinata göre olan türevler çizgi (') ile, zamana göre olan türevler nokta (·) ile gösterilmiş olup I'(φ) mekanizmanın indirgenmiş kütle atalet momentinin genelleştirilmiş koordinat φ21’e göre türevidir.

Mekanizmaya ait indirgenmiş kütle atalet momenti ise Denklem (7)’de tanımlanmıştır.

$$I(\varphi) = m_2 \cdot (x'_{A_0G_2}{}^2 + y'_{A_0G_2}{}^2) + I_{G_2} + m_3 \cdot (x_A'^2 + y_A'^2) + I_{G_3} \cdot \dot{\varphi}_{31}^2 + m_4 \cdot (x'_{B_0G_4}{}^2 + y'_{B_0G_4}{}^2) + I_{G_4} \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 \quad (7)$$

Genelleştirilmiş kuvvet/moment $Q(\varphi)$ ifadesi tahrik momenti, fren kuvvetleri, dış kuvvet/momentlerden oluşmaktadır.

Deneyel sistemde tahrik kaynağı olarak AGM 90 S 2 tipi 1.5 kW gücünde asenkron motor kullanıldığı için, dinamik analizde de aynı motor parametreleri kullanılmıştır. Asenkron motorlarda moment ifadesi aşağıdaki gibidir [2],

$$M = \frac{M_d}{1 + (s_d - s)^2(a/s - bs^2)} \quad (8)$$

Burada s kayma değeri olup $s = 1 - \left(\frac{n}{n_s}\right)$ ' dir. M_d devrilme momenti, n çalışma hızı, n_s nominal hız ve s_d , a , b değerleri ise her bir motor tipi için belirlenmiş sabit parametrelerdir. AGM 90 S 2 tip motor parametreleri Tablo 1' de verilmiştir.

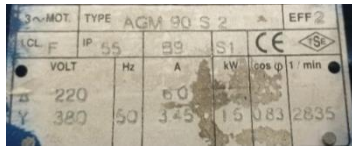
Tablo 1. NM 132M-4 tip motor parametreleri [2]

Parametre	Değer
M_d	12 75 Nm
n_s	2835 1/dk
s_d	0 315
a	2 565
b	1 380

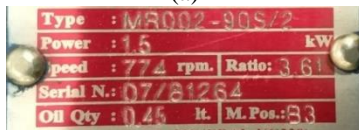
Denklem (6)' da elde edilen hareket denklemi ikinci dereceden değişken katsayılı lineer olmayan bir denklemdir. Denklem çözümü 4.dereceden Runge-Kutta Metodu kullanılmıştır. Bu metotta başlangıç koşulları ile birlikte, çözüm eğrisinin değişimi belirlenen bir zaman aralığı için dört farklı noktada hesaplanır [13]. Kol-Kızak mekanizmasının hareket denklemi çözümünde MATLAB programı üzerinde, 4.dereceden Runge-Kutta metoduna dayanan ode45 çözüm operatörü kullanılmıştır.

2.2 Deneyel sistem ve sistem parametreleri

Deneyel sistemde tahrik kaynağı olarak, uygulamada yaygın kullanım alanı olması sebebi ile asenkron elektrik motoru kullanılmıştır.



(a)



(b)

Şekil 2. Deneyel sistem (a) motor ve (b) redüktör bilgileri

Motor çıkış milinde, mile akuple edilmiş ve çıkış hızını 3.61 oranında düşüren çift dişli sistemine sahip redüktör bulunmaktadır. Teorik analizde redüktörün, mekanizmanın dinamiğine katkısı sabit atalet momenti olarak kabul edilmiştir. Motor ve redüktör etiket bilgileri Şekil 2'de verilmiştir.

Dinamik analizi yapılacak kol kızak mekanizmasının deneyel sisteminde tahrik uzvunun ağırlık merkezi A_0G_2 olarak ve çıkış uzvunun ağırlık merkezi B_0G_4 olarak tanımlanmıştır. Kol uzvuna bağlı kızak mekanizması olarak lineer ray-araba çifti kullanılmış olup, araba içinde sonsuz bilye sistemi bulunmakta ve bu durum sürtünmenin azalmasına yardımcı olmaktadır. Deneyel sistem görünümü Şekil 3' de verilmiştir. Genel olarak teoride ağırlık merkezinin uzuvların tam orta noktalarında olduğu kabul edilerek kütesel atalet momentleri de bu şekilde tanımlanmaktadır. Uygulamada ise uzuvların ağırlık merkezleri uzuv yapılarına göre değişiklik gösterebilmektedir. Yapılan hesaplamalarda, deneyel sistemde kullanılan uzuvların bağ noktalarının ve/veya uzuv geometrilerinin farklılığından dolayı oluşan dengesiz kütle dağılımı, uzuvların ağırlık merkezlerini değiştirmektedir. Bu durumun ise dinamiği etkileyeceği aşikârdır. O yüzden deneyel analizi yapılacak mekanizmayı oluşturan uzuvların geometrik özellikleri, kütle merkezlerinin gerçek yerleri ve buna bağlı olarak hesaplanan kütesel atalet momentleri teorik hesaplamalara da birebir aktarılmıştır. Deneyel sistem parametreleri Tablo 2' de verilmiştir.

Tablo 2. Deneyel sistem parametreleri

Parametre	Değer
A_0A	150 mm
A_0G_2	75 17 mm
A_0B_0	500 mm
B_0C	900 mm
B_0G_4	336 2 mm
I_{G_2}	0 000756 kgm ²
I_{G_3}	0 0015 kgm ²
I_{G_4}	0 2023 kgm ²
I_{sabit}	0 42 kgm ²
m_2	0 27275 kg
m_3	1 6662 kg
m_4	2 96932 kg



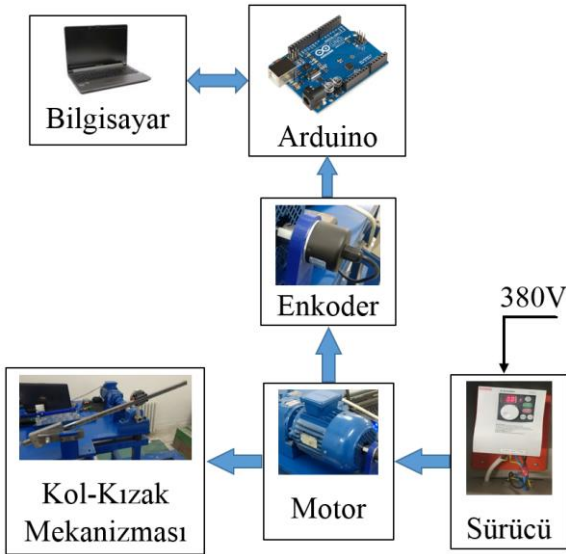
Şekil 3. Kol-kızak mekanizması deneyel sistemi

Deneysel sistemde çalışma hızı 276 d/dk seçilmiş olup redüktör çıkış mil hızı 76.45 d/dk' dır. Tahrik milinin anlık konum ve hızı, motor miline akuple edilmiş enkoder vasıtası ile ölçülmüştür. Şekil 4' de enkoder bağlantısı genel görünümü verilmiştir. Olası merkez kaçıklığını ve küçük titreşim etkilerini sönmülemek amacıyla enkoder için bağlantı ayağı tasarımı yapılarak 3B yazıcı ile üretilmiştir.



Şekil 4. Enkoder bağlantısı

Sistemde kullanılan enkoder 1 tam turda 100 adet sinyal göndermektedir. Sinyal bilgileri, açık kod kaynaklı Arduino kontrol sistemi ile işlenerek konum ve hız bilgisine çevrilmektedir. Deneysel kontrol ve ölçüm sistemi blok diyagramı Şekil 5' de verilmiştir.

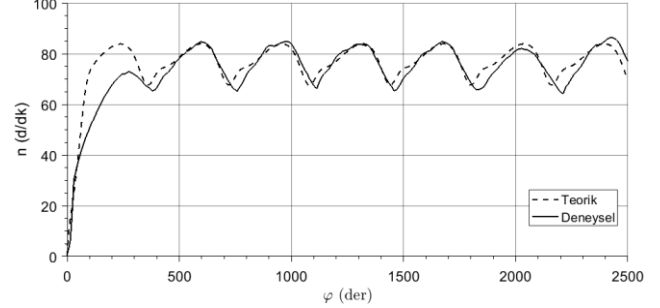


Şekil 5. Deneysel sistem blok diyagramı

3 Bulgular ve tartışma

Bu çalışmada kol-kızak mekanizmasının deneysel sistem kurulumu gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar hareket denklemi çözümü ile karşılaştırılmıştır. Mekanizmanın hareket denkleminde sürtünme ve diğer kayıplar ihmal edilmiş olup mekanizma üzerine potansiyel kuvvetler ve tahrik motor momentini hariç herhangi bir dış kuvvet/moment etkimemektedir. Hareket denklemi çözümü 4.dereceden Runge-Kutta metodu ile yapılmıştır. Deneysel sistemde tahrik mili konumu ve hızı enkoder üzerinden ölçülmüş, olası salınımların önüne geçmek adına mekanizma tahrik mili çift rulmanlı yataklar ile desteklenmiş ve tüm uzuvlar hassas olarak yataklanmıştır. Hareket denklemi çözümü, mekanizmanın durağan halden ve $\varphi_{21} = 0^0$ 'lik

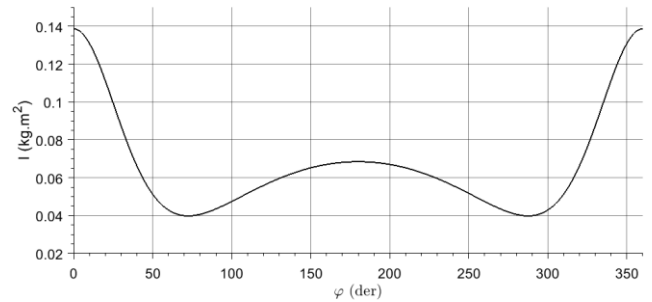
konumundan itibaren yapılmış olup deneysel sistem de aynı başlangıç şartları ile başlatılmış ve tahrik mili hız değişimi ölçülmüştür. Hareket denklemi çözümünden ve deneysel sistemden elde edilen, tahrik milinde oluşan hız değişimi Şekil 6' da verilmiştir.



Şekil 6. Tahrik mili hız değişimi

Deneysel sistemde tahrik mili hız değişimi, teorik analizden elde edilen hız değişimi ile aynı değişim karakterine sahiptir. Elde edilen sonuçlar mekanizmanın dinamik analizinde, hareket denkleminin ve kullanılan çözüm yönteminin kabul edilebilirliğini göstermektedir. Bununla birlikte, deneysel sistemde var olan sürtünmeler ve diğer kayıplardan dolayı tahrik mili hız değişimi tam periyodik hal göstermemektedir. Bu duruma, hareket denkleminde etkisi ihmal edilen; motor rulman aşınmaları, redüktör içerisinde bulunan çift aktarımli dişli sistemindeki kayıplar, bağ noktalarındaki sürtünmeler ve montaj hatası etkileri sebep olduğu düşünülmektedir.

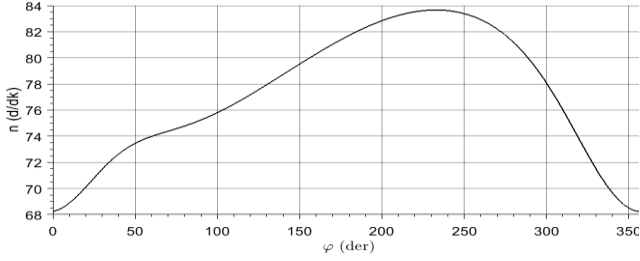
Mekanizmanın dinamiğini belirleyici etken sadece kendi uzuvlarının kütleli atalet momenti etkisidir. Bu yüzden teorik analizde mekanizma $\varphi_{21} = 0$ konumundan düzgün bir hızlanma sonrasında periyodik hareket yapmaktadır. Mekanizmanın tahrik miline indirgenmiş kütleli atalet momenti değişimi Şekil 7' de verilmiştir. Mekanizma üzerinde, mekanizmanın kendi ataleti harici bir dış yük bulunmadığından dolayı, mekanizma dinamiğini indirgenmiş kütleli atalet momenti belirlemektedir.



Şekil 7. İndirgenmiş kütleli atalet momenti

Mekanizmaya ait indirgenmiş kütleli atalet momenti, başlangıç konumunda en yüksek değerini alırken, çıkış uzvu hareketinde C noktasının üst ve alt sınır konumları olan, krank milinin 72.5^0 ve 287.5^0 'lik açısal konumlarında minimum değerini almaktadır. Mekanizma durağan hal ve başlangıç konumundan itibaren tahrik edilmeye başladığında kararlı çalışma haline ikinci turunda geçtiği

görülmektedir. Kararlı çalışma hal aralığında bir tam turdaki hız değişimi Şekil 8’ de verilmiştir.

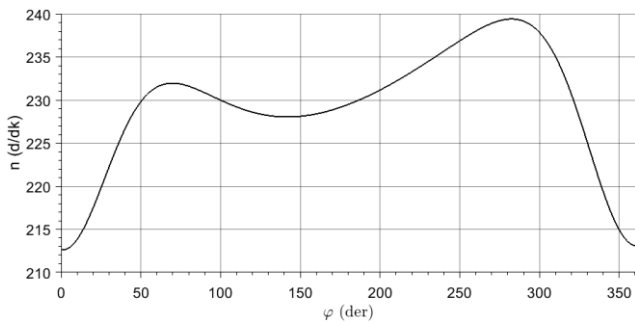


Şekil 8. Kararlı çalışma hal aralığında bir tam turdaki hız değişimi

Şekil 7 ve 8’ de bir tam tur için verilen indirgenmiş kütleli atalet momenti ve hız değişim karakterlerinin, Denklem (6) ifadesine uygun şekilde ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Başlangıç anında indirgenmiş kütleli atalet en yüksek değerinde iken hız en düşük değeri almaktadır. İndirgenmiş kütleli ataletin en düşük olduğu sınır konumlarının her ikisinde hızın maksimum olması beklenirken, 72.5°’lik üst sınır konumunda hız, 287.5°’lik alt sınır konumuna göre daha düşük değerdedir. Bu durumda hız düzgünlüğü Denklem (8)’ de ifade edildiği üzere yaklaşık %20 olarak meydana gelmektedir.

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{nominal}} = \frac{83,67 - 68,23}{76,45} \cong 0.201 \quad (8)$$

Denklem (5)’ de ifade edilen potansiyel enerjiler, mekanizma hızından bağımsız olup konuma bağlı olarak değişmektedir. Denklem (4)’ de ifade edilen mekanizmaya ait toplam kinetik enerji her bir uzvun hızlarının kareleri ile orantılı olarak artmaktadır. Çalışmada seçilen motor hızı 276 d/dk olup redüktör çıkışı tahrik mili hızı 76,5 d/dk olmaktadır. Bu sebeple düşük hızlarda uzuvların yüklendiği enerji üzerinde potansiyel kuvvetlerin etkisinin daha belirgin olduğu görülmektedir. Hız arttıkça kinetik enerjide artış meydana geleceği için potansiyel enerji etkisi azalacak, kinetik enerji değişimi, hız değişim karakterinde belirleyici olacaktır. Potansiyel kuvvetlerin mekanizma üzerinde etkisinin görülmesi için hareket denklemi çözümünde çalışma hızı üç katına (828 d/dk (229.36 d/dk redüktör çıkış hızı)) çıkarıldığında tahrik milinde meydana gelen hız değişimi Şekil 9’ da verilmiştir.



Şekil 9. Ortalama 828 d/dk çalışma hızında meydana gelen tahrik mili hız değişimi

Hızın artması ile birlikte, uzuvların yüklendiği enerji miktarı artmakta ve tahrik mili hız değişimi potansiyel kuvvetlerin de tesiri altında, indirgenmiş kütleli atalet değişim karakterine yaklaştığı görülmüştür. Bu durumda hız düzgünlüğü %11.6 olmaktadır.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada deneysel sistem kurulumu gerçekleştirilen kol-kızak mekanizmasının hareket denklemi oluşturulmuş ve Runge-Kutta yöntemi ile çözümü yapılmıştır. Deneysel sistemde krank miline akuple edilmiş enkoder vasıtasıyla elde edilen krank mili hız değişimi, hareket denklemi çözümü ile karşılaştırılmış ve sonuçlar önerilen hareket denklemi çözümünün kabul edilebilirliğini kanıtlamıştır. 276 d/dk’lık çalışma hızında hız düzgünlüğü %20 olurken, 828 d/dk’lık çalışma hızında bu değer %11.6 olarak hesaplanmıştır. Çalışma hızı arttıkça mekanizmanın toplam kinetik enerjisi her bir uzvun hızlarının kareleriyle orantılı olarak arttığından dolayı krank mili hız değişim karakteri, mekanizmanın A₀ noktasına indirgenmiş kütleli atalet momenti değişim karakterine (ters orantılı şekilde) yaklaştığı görülmektedir. Çalışma hızındaki artış, hız düzgünlüğünde azalmaya neden olmakta fakat incelenen mekanizmanın yapısı itibarıyla hızlı dönüş mekanizması olması sebebiyle sözü edilen artış uzuvlar arasında ve mekanizma yataklarında ani ve yüksek kuvvet oluşumlarına neden olabilecektir. Bu nedenle de sistemin çalışma hızının bu doğrultuda belirlenmesi gerekmektedir. Hız düzgünlüğünün yüksek değerlerinde tahrik miline volan dahil edilmesi veya mekanizmanın dönme hareketi yapan uzuvlarına dengeleyici karşı ağırlık eklenmesi, hız düzgünlüğünde azalma meydana getirecektir. İleriki çalışmalarda yüksek hızlarda çalışan kol-kızak mekanizmasında yatak kuvvetlerini ve oluşan hız düzgünlüğünü azaltmaya yönelik, mekanizmanın kuvvet analizleri ve uygun volan tasarımı yapılması planlanmaktadır.

Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

Benzerlik oranı (Turnitin): %2

Kaynaklar

- [1] F. Pasin, Makina dinamiği, Birsen Yayınevi, 1997.
- [2] E. Söylemez, Makina Teorisi-2: Makina Dinamiği, Birsen Yayınevi, 2007.
- [3] 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. <https://doi.org/10.1007/s11044-016-9515-x>
- [4] Z.A. Shaikh, T.Y. Badgujar, Optimal Kinematic Synthesis of Crank and Slotted Lever Mechanism. Int. J. Mod. Trends Eng. Res. 4, 67-74, 2017. <https://doi.org/10.21884/ijmter.2017.4383.yhf3q>
- [5] S. Erkaya, Ş. Su, I. Uzmay, Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with eccentric connector and

- planetary gears. *Mech. Mach. Theory* 42, 393–408, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.04.011>
- [6] H. Karabulut, E. Öztürk ve C. Çınar, Tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli ve titreşimlerinin incelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, c. 26, sayı. 1, ss. 0, 2011
- [7] E. Öztürk ve H. Karabulut, Tek silindirli bir dizel motorunun dinamik ve titreşim analizleri, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, c. 27, sayı. 3, ss. 0, 2012
- [8] M. İ. Sarıgeçili ve İ. D. Akçalı, Dynamic modeling of slider-crank mechanism for selecting input parameters for desired piston speeds: Lumped mass approach, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, c. 33, sayı. 4, ss. 67-82, Ara. 2018. <https://doi.org/10.21605/cukurovaummfd.522981>
- [9] J. L. Ha, R. F. Fung, K. Y. Chen, S. C. Hsien, Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. *J. Sound Vib.* 289, 1019–1044, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.011>
- [10] M. S. Huang, K. Y. Chen, R. F. Fung, Comparison between mathematical modeling and experimental identification of a spatial slider-crank mechanism. *Appl. Math. Model.* 34, 2059–2073, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2009.10.018>
- [11] O. Çakar, A. K. Tanyıldızı, Application of moving sliding mode control for a DC motor driven four-bar mechanism. *Adv. Mech. Eng.* 10, 1–13, 2018. <https://doi.org/10.1177/1687814018762184>
- [12] H. S. Yan, W. R. Chen, On the output motion characteristics of variable input speed servo-controlled slider-crank mechanisms. *Mech. Mach. Theory* 35, 541–561, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(99\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(99)00023-3)
- [13] S. C. Chapra, R. P. Canale, *Numerical Methods for Engineers*, McGraw-Hill, 2010.
- [14] H. Dresig, H. Franz. *Dynamics of machinery: theory and applications*, Springer Science & Business Media, 2010.

