

KONVEYÖRLER ARASINDA PARÇA NAKLİNDE YARARLANILAN KOL - SARKAÇ KOL MEKANİZMASININ DİZAYNI

İbrahim UZMAY, Şahin YILDIRIM, Hürvet SARIKAYA

Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü, 38090, Kayseri

ÖZET

Farklı konumdaki konveyörler arasında parça iletiminde taşıyıcı mekanizma olarak kullanılan kol - sarkaç kol mekanizmasında, taşıma hızına bağlı olarak uygulanması gereken tahrik momentinin değeri araştırılarak bunun, esas olarak kütle ve atalet değerlerine bağlı olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, hareket iletiminin iyilik derecesini gösteren ve kinematik parametre olan bağlama açısı, düzgün dönme şartını da sağlayan bir değer olarak seçilmek suretiyle uygun ölü konum açılarına göre optimum uzuv boyutlarına sahip bir kol - sarkaç kol mekanizmasının dizaynı, dinamik yeterliliği de haiz olarak gerçekleştirilmeye çalışılmıştır.

1. GİRİŞ

Bu çalışmada, farklı konumda çalışan iki konveyör arasında kutu formundaki parçaların 90° döndürmek suretiyle taşıma işlemini gerçekleştiren dört - çubuk mekanizmasının dinamik analizi yapılmıştır. Bu amaçla, farklı konveyör taşıma hızlarında, mekanizma uzuvlarına ve taşınan kutuya etkiyen kuvvet ve momentlerin değerleri araştırılmıştır. Ayrıca mekanizmanın dizaynında dikkate alınması gereken kinematik parametrelerden bağlama açısının ve ölü konum açılarının optimum değerleri belirlenmiştir.

2. TAŞIYICI KOL MEKANİZMASININ DİNAMİK ANALİZİ

Şekil-1'de gösterilen ve bu çalışmaya esas teşkil eden kol - sarkaç kol mekanizmasına ait temel parametreler aşağıdaki şekilde verilmiştir [1].

Temel Parametreler :

$r_1 = 2 \text{ m}$	$\theta_1 = 0^\circ$	$r_{32} = 2.16 \text{ m}$	$I_{G3} = 5.4 \text{ kg.m}^2$
$r_2 = 1.4 \text{ m}$	$\theta_2 = 45^\circ$	$r_{33} = 2.92 \text{ m}$	$I_{G6} = 16.7 \text{ kg.m}^2$
$r_{31} = 3.2 \text{ m}$	$\theta_3 = 18.4^\circ$	$\gamma_1 = 7.1^\circ$	$w_2 = 1 \text{ rd/sn}$
$r_4 = 2.8 \text{ m}$	$\theta_4 = 45^\circ$	$\gamma_2 = 12.6^\circ$	$w_3 = 0$
			$w_4 = 0.5 \text{ rd/sn}$

$$\alpha_2 = 0 \quad \text{rd/sn}^2$$

$$\alpha_3 = 0.49 \quad \text{rd/sn}^2$$

$$V_{G3} = V_{Gb} = 0.99 \quad \text{m/sn}$$

$$T_4 = 18 \quad \text{N.m}$$

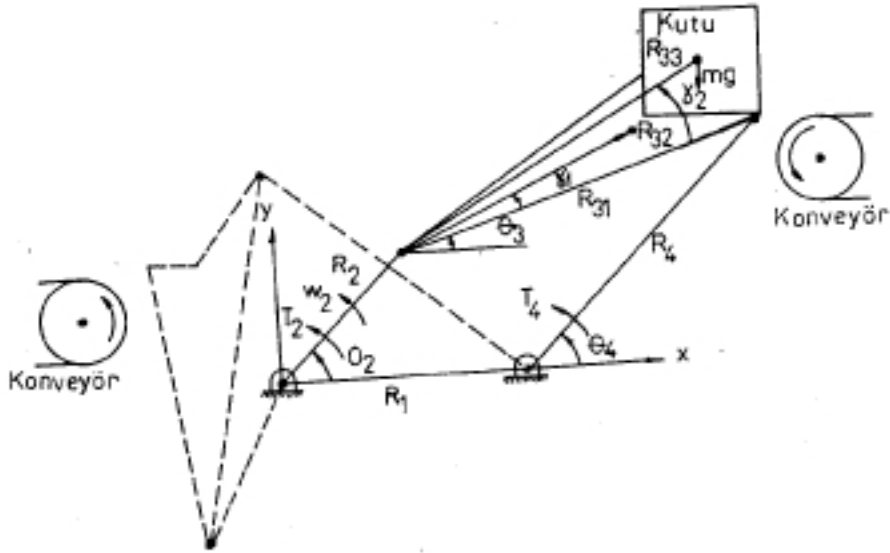
$$m_b = 100 \quad \text{kg}$$

$$m_3 = 20 \quad \text{kg}$$

$$a_{G3} = 1.51 \quad \text{m/sn}^2$$

$$a_{Gb} = 1.83 \quad \text{m/sn}^2$$

$$g = 9.81 \quad \text{m/sn}^2$$



Şekil-1 : Kol - sarkaç kol mekanizmasının ölçülendirilmiş şekli

Mekanizma uzuvlarının kuvvet analizi, virtüel iş teoremine göre mekanizmaya etkiyen tüm kuvvet ve momentlerin virtüel işlerinin sıfır olması prensibinden yararlanılarak gerçekleştirilecektir. Virtüel iş teoreminden de türev alınmak suretilme mekanizmada ani güç kavramından faydalanılarak, giriş uzvuna uygulanması gereken momentin değeri aşağıdaki denklemlerle tanımlanmıştır [1]:

$$T_2 = -1/w_2 [-I_{G3} \alpha_3 w_3 - I_{Gb} \alpha_3 w_3 + T_4 w_4 - m_3 a_{G3} V_{G3} - m_b a_{Gb}$$

$$V_{Gb} + m_{G3} \cdot V_{G3} + M_{Gb} V_{Gb}] \quad (1)$$

Bu denklemle verilen ani giriş momentini bulabilmek için hız ve ivme terimleri belirli olmalıdır. Açısal hız değerlerini veren analitik ifadeler [2, 3];

$$w_3 = (-r_2/r_{31}) w_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)/\sin(\theta_4 - \theta_3) \quad (2)$$

$$w_4 = r_2/r_4 \cdot w_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)/\sin(\theta_3 - \theta_4) \quad (3)$$

Burada $r_2 = |R_2|$, $r_{31} = |R_{31}|$ ve $r_4 = |R_4|$ ve θ_2 , θ_3 ve θ_4 açıları ise Şekil-1'de gösterilmiştir. Dört çubuk mekanizmasında üç nolu uzvun açısal ivmesinin analitik denklemi ise aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir. [2],

$$\alpha_3 = w_2^2 \cdot r_2 \cos(\theta_4 - \theta_2) + w_3^2 \cdot r_{31} \cos(\theta_4 - \theta_3) - w_4^2 \cdot r_4/r_{31} \sin(\theta_4 - \theta_3) \quad (4)$$

Bu denklemde giriş uzvunun açısal ivmesi $a_2 = 0 \text{ rad/sn}^2$ alınmıştır. Kutuyu taşıyan 3 no'lu taşıyıcı uzvun ağırlık merkezinin hız ve ivmesi ise [1]

$$V_{G3} = w_2 r_2 + w_3 r_{32} \quad (5.1)$$

$$a_{G3} = a_3 r_{32} + w_2^2 r_2 + w_3^2 r_{32} \quad (5.2)$$

Benzer şekilde taşınan kutunun ağırlık merkezinin hız ve ivme değerleri ise aşağıdaki ifadelere göre hesaplanmaktadır.

$$V_{Gb} = w_2 \cdot r_2 + w_3 \cdot r_{33} \quad (6.1)$$

$$a_{Gb} = \alpha_3 r_{33} + w_2^2 r_2 + w_3^2 r_{33} \quad (6.2)$$

Yukarıdaki denklemlerle verilen kinematik parametreleri kullanarak, taşınan parçaya ve taşıyıcı uzva etkiyen kuvvet ve momentlerle, tahrik uzvuna uygulanması gereken moment tayin edilecek

tir. Bu amaçla, aşağıdaki sembolik şekilde gösterilen matris denkleminin yararlanılacaktır. [2] .

$$[F_1] = [L] \cdot [F_B] \quad (7)$$

[F₁] = Bilinen dış kuvvet ve atalet kuvvetleri ile bunların momentlerini gösteren sütun matris.

[L] = Bilinen uvuz parametreleri ve pozisyon açılarını gösteren kare matris

[F_B] = Bilinmeyen mafsal reaksiyonlarının ve giriş momentini gösteren sütun matris.

$$[F_B] = [L]^{-1} [F_1] \quad (7.1)$$

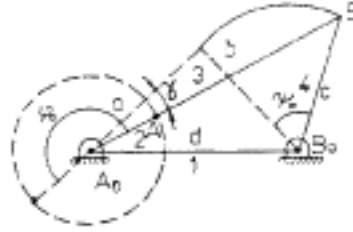
Mevcut probleme matris formunu uygulamak suretiyle aşağıdaki matris eşitliği elde edilir.

$$\begin{bmatrix} T_{03} \\ T_b \\ F_{3y} \\ T_2 \\ F_{03} \\ F_{0b} \\ F_{by} \end{bmatrix} = \frac{1}{w_2} \begin{bmatrix} \alpha_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_3 w_3 & \alpha_3 w & -V_{G3} & -w_4 & V_{G3} & V_{Gb} & -V_{Gb} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{G3} \\ I_{Gb} \\ m_3 g \\ T_4 \\ m_3^a G_3 \\ m_b^a G_b \\ m_b g \end{bmatrix} \quad (8)$$

3. MEKANİZMADA HAREKET İLETİMİ VE BOYUT TAYİNİ

Taşıyıcı mekanizma olarak yararlanılan kol - sarkaç kol mekanizmasının ölü konumunu tanımlayan (φ_0) ve (ψ_0) açıları cinsinden gidiş ve dönüş zamanlarının oranı aşağıdaki ifadeden ve Şekil-2'de gösterilen değerlerden tayin edilebilecektir [4] .

$$t_{git}/t_{gel} = \varphi_0 / (360 - \varphi_0) \quad (9)$$



Şekil-2 : φ_0 ve ψ_0 ölü konum açılarıyla kol - sarkaç kol mekanizması

Söz konusu mekanizmada hareket iletiminin geliştirilmesinde önemli bir kinematik parametre olan ve hareketi alan uzuv ile hareketi ileten uzuvların yörünge teğetleri arasında 90° den küçük olan açı şeklinde tanımlanan bağlama açısının uygun değerlerinin tayininde, bu açının, ölü konum açılarına göre değişimini gösteren nomogramlardan yararlanılmıştır [4] . Bu kritere göre optimum mekanizma boyutlarının tayininde ise aşağıdaki ifade kullanılacaktır [5],

$$a/d = \sin \psi_0/2 \cos (\varphi_0/2 - \beta)/\sin (\varphi_0/2 - \varphi_0/2) \quad (10.1)$$

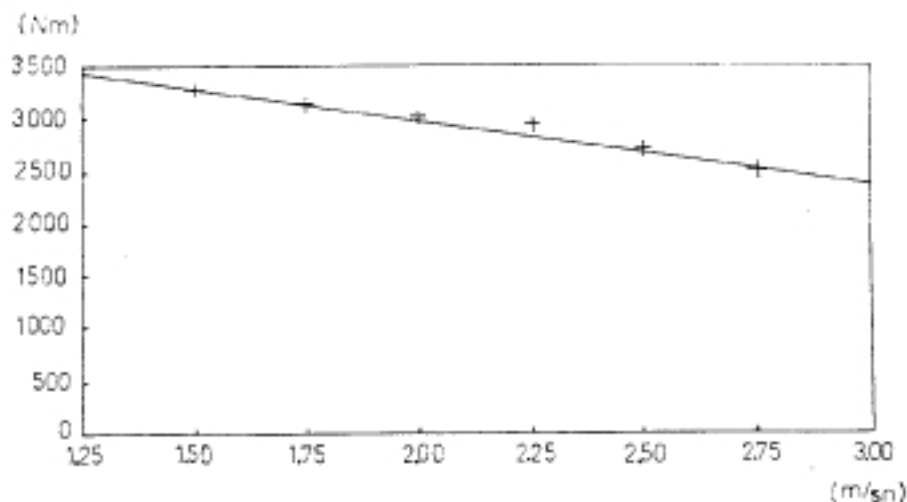
$$b/d = \sin \varphi_0/2 \sin (\varphi_0/2 + \beta)/\cos (\varphi_0/2 - \varphi_0/2) \quad (10.2)$$

$$c^2 = (a + b)^2 + d^2 - 2(a + b) d \cos \beta \quad (10.3)$$

4. SONUÇLAR VE İRDELEME

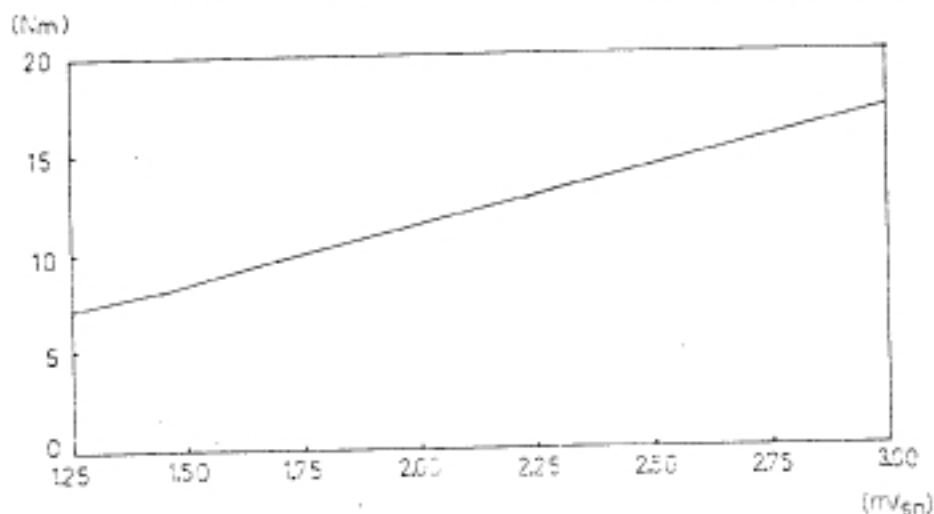
Farklı konumlarda iki konveyör arasında parça taşınmasında kullanılan Kol- sarkaç kol mekanizmasının özellikle dinamik analizinde, konveyör hızı ve dolayısıyla mekanizmanın tahrik uzvunun hızı önemli kinematik parametre olmaktadır. Bu nedenele hızın değişen değerlerine göre taşıyıcı uzuv taşınan parçaya etkileyen kuvvet ve momentlerle , tahrik uzvuna uygulanması gereken tahrik momentinin değişimi incelenecektir. Bu doğrultuda , tahrik momenti ile hız arasındaki ilişki incelenmiş ve sonuç şekil. 3'de gösterilmiştir.(1) denkleminin doğal bir sonucu olarak, tahrik momenti, artan hız değerlerine göre azalan bir karakter göstermektedir. Fakat hız yaklaşık üç katına çıkmasına rağmen tahrik momenti ancak yaklaşık (1/3) oranında düşmektedir. Hızın yükselmesiyle atalet kuvvetlerinin büyümesi ve ilave dinamik

yüklerin oluşması, tahrik momenti değerinin azalmasını önleyen bir faktör olarak açıklanabilir. Ayrıca, taşıyıcı uzvu ve taşınan parçanın kütle ve ataletlerin, tahrik momenti değerini etkileyen önemli parametreler olduğuna dikkat edilmelidir.



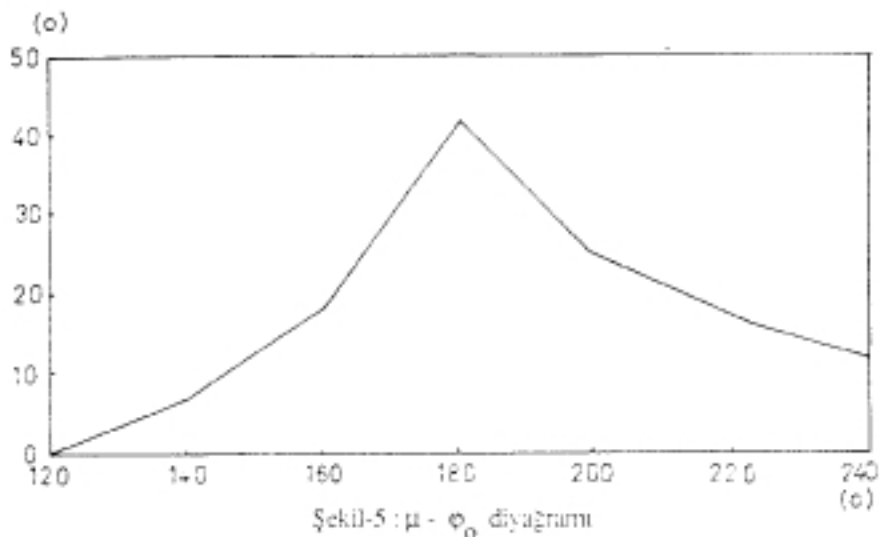
Şekil-3 : Giriş hızı ve T₂ torku grafiği

Hız değişiminin, taşınan parça üzerinde oluşan moment değerine etkisi ise Şekil. 4'de gösterilmiştir. Taşınan kutu veya parçanın, hız artışıyla orantılı olarak artan açısal ivme nedeniyle oluşan atalet



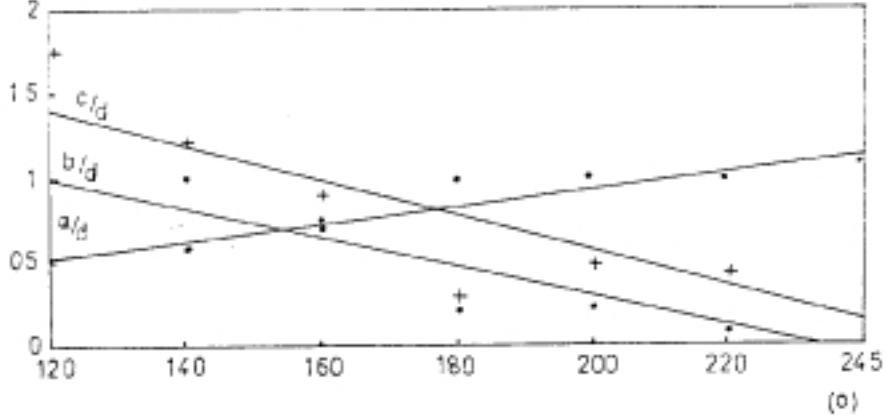
kuvvetleri momentleriyle zorlandığı görülmektedir. Taşınan kutuyu devirmeye çalışan bu moment, tahrik uzvuna uygulanan giriş momentinin karşılanması gereken bir büyüklük olmakla birlikte, toplam içinde küçük bir oran teşkil etmektedir.

Mekanizmanın giriş uzvu olan kolun düzgün döndüğü kabul edilmekle, taşıma işleminde gidiş ve dönüş zamanlarının birbirine eşit vedolayısıyla bunların oranlarının bir olduğu sonucuna varılmaktadır. (9) denkleminde, bu sonucu sağlayacak kol ölü konum açısını (φ_0) ise 180° olması gerektiği tesbit edilmektedir. Kol mekanizmalarında hareket iletiminin iyilik derecesini gösteren bağlama açısının (μ) en küçük değerlerinin maksimumu uygun değer olarak alınır. Bu açının, Kol-sarkaç kol mekanizması için denklemlerle bulunmuş değeri $\mu=40^\circ - 50^\circ$ arasında olup, kullanılacak bağlama açısının bu aralıkta olması gerekir. Bu şartlar altında ilgili nömogramlardan sarkaç ölü konum açısı $\psi=90^\circ$ ve yardımcı açı $\beta=12^\circ$ şeklinde optimum değerleri olarak belirlenmiştir. Bağlama açısının, ölü konum açısına (φ_0) göre değişimi ise şekil. 5'de verilmiş olup, yukarıdaki optimum parametrelere bağlı olarak bağlama açısı yaklaşık 42° civarında gerçekleşmektedir.



Hareketli uzuv boyutlarının, iki sabit yatak arasındaki boyuta oranlarının (10) denklemlerinden hesaplanmış değerlerinin değişimi ise

Şekil. 6'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi özellikle $\varphi_0 > 180^\circ$ değerlerinde, hareketi ileten ve hareketi alan uzuv boyutları hızla sıfıra yaklaşmakta olup, pratik olarak mekanizma çalışmaz hale gelmektedir.



Şekil-6 : a/d , b/d , c/d - φ_0 grafiği

Elde edilen sonuçlardan, tahrik momentinin hıza bağlı olarak önemli oranda değişmediği yaklaşık sabit kaldığı söylenebilmektedir. Dolayısıyla uygulanması gereken giriş momentinin, temel faktör olarak uzuvların kütle ve ataletleriyle, taşınan kütle değerlerinden etkilendiği sonucuna ulaşılır. Ayrıca, düzgün dönmenin gereği olarak yukarıda belirlenen optimum kinematik parametrelerle, gerek hareket iletiminin iyileştirilmesi ve gerekse düzgünsüzlüğün doğuracağı çeşitli dinamik dengesizliklerin önüne geçilmesi mümkün olmaktadır. Böylelikle, mekanizmanın işleyişi hakkında kinematik kriter olan bağlama açısının uygun değerinde dinamik bakımdan da optimum sonuçlar sağlamakta ve optimum uzuv boyutları da yeterli yaklaşıklıkla tayin edilebilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1]. Sandor, N. G., Erdman, G. A., *Advanced Mechanism Design*, Vol.2 Prentice - Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1984.
- [2]. Sandor, G. A., Erdman, G. A., *Mechanisms Design*, Vol. 1, Prentice - hall, International, Inc., London, 1984.
- [3]. Williams, R. J., and Ruppert, S., "Dynamic Force Analysis of Planar Mechanisms", *Proceedings of the sixth OSU Applied Mech*

anisms Conference S. 1-9 Oklahoma State University,1979.

- [4] Köseçöglü . M.,Yılmaz, Y., Mekanizma Tekniği, sayı: 1349, İ.T.Ü matbaası, Gümüşsuyu, 1987.
- [5]. Pasin, F., Mekanizma Tekniği, cilt.1, sayı :1060, İ.T.Ü. matbaası 1976.