

Beklemeli Hareket Yapan Uzaysal Mekanizmaların Tasarımı

Volkan Parlaktaş
Makine Yüksek Mühendisi

Makine Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara, Türkiye

Eres Söylemez
Prof. Dr,

Makine Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara, Türkiye

Doküman tezgahları gibi çeşitli uygulamalarda uzun süreli beklemeli mekanizmalara gereksinim duyulmaktadır. Çıkış uzvunun tamamen sabit kalmasının istendiği durumlarda kam, malta haçı gibi yüksek mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalar kullanılır. Çıkış uzvunun yaklaşık olarak sabit kalmasının yeterli olduğu durumlarda ise genellikle düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalar yada dişli çarkların kullanımıyla sikloid hareket yapan mekanizmalar kullanılır. Bu durumda mekanizmaların çalışma hızının artırılabilmesi mümkün olmaktadır. Literatürde kamların yerine düzlemsel 6-çubuk mekanizmalarının kullanıldığı örnekler mevcuttur. Ancak geniş bir salınım açısının ve/veya uzun bir bekleme süresinin istendiği durumlarda bu tip mekanizmalar uygun çözümler sağlamamaktadır. Bu çalışmada uzaysal ve düzlemsel dört çubuk mekanizmaları seri bağlanarak uzun süreli beklemeli mekanizmalar elde edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen mekanizmaların tasarımı sırasında modüler tasarım yöntemi kullanılmış, mekanizma düzlemsel dört çubuk, RSSR uzaysal dört çubuk mekanizmaları (dik açılı, simetrik çarpık) gibi alt gruplara ayrılarak bu alt gruplar için ayrı ayrı modüler tasarım kriterleri geliştirilmiş ve bu modüller kullanılarak sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartlar ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Beklemeli Mekanizmalar, Uzaysal 4-Çubuk Mekanizması Tasarımı

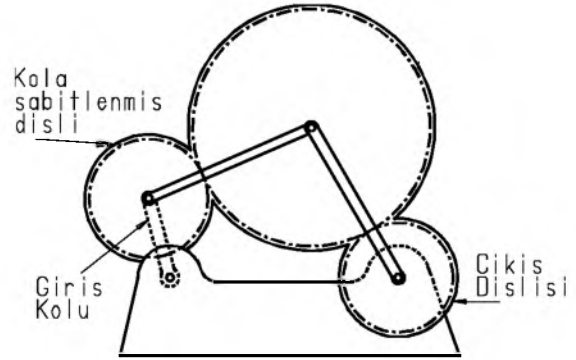
GİRİŞ

Beklemeli mekanizma uygulamalarında genellikle kamlar kullanılır. Ancak yüksek hızlarda ve /veya ağır yükler altında dinamik etkiler kritik hale gelir ve kamlar düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalara göre daha çabuk aşınırlar. Ancak kamların aksine düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalarda çıkış uzvu yaklaşık olarak sabit kalır. Sadece düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalarla değil dişli çarkların kullanımıyla da yaklaşık beklemeli mekanizmalar elde edilmiştir (Şekil 1) [1,2,3,4].

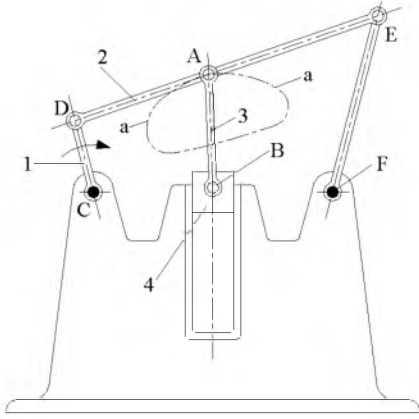
Düzlemsel mekanizmalar kullanılarak beklemeli mekanizma tasarımı yaygın bir biçimde incelenmiştir [5,6,7,8,9,10,11,12]. Bunlardan en yaygını biyel uzvunun eğrisinden yararlanmaktır (Şekil 2).

Uzun süreli bir yaklaşık bekleme elde etmek için iki mekanizma seri olarak bağlanabilir. Örneğin iki adet düzlemsel 4-çubuk mekanizması seri olarak bağlanıp ölü konumları çakıştırılırsa, yüksek mertebeli (hız ve ivmesi sıfır olan) bir bekleme elde edilir (Şekil 3). Fakat bu bekleme süresi istenilen kadar uzun değildir. Bu sebepten iki mekanizmanın ölü konumları arasında bir faz farkı olması faydalı olmaktadır.

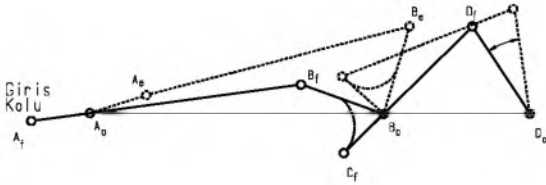
Mekanizmalar, çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir (Şekil 4). Yöntem seri bağlama ile sekiz-on uzuvlu bekleme süresi uzun mekanizmalar için genişletilebilirse de sonuç mekanizmanın karmaşıklığı nedeni ile uygulama alanı yoktur.



Şekil 1. Dişli çark içeren mekanizma ile yaklaşık bekleme

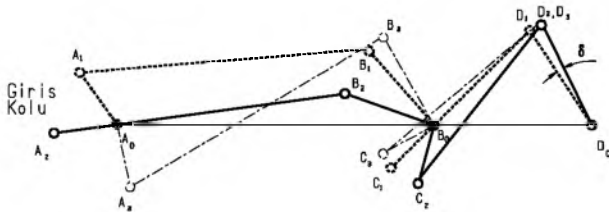


Şekil 2. Biyel uzvunun eğrisinden yararlanarak elde edilen beklemeli mekanizma

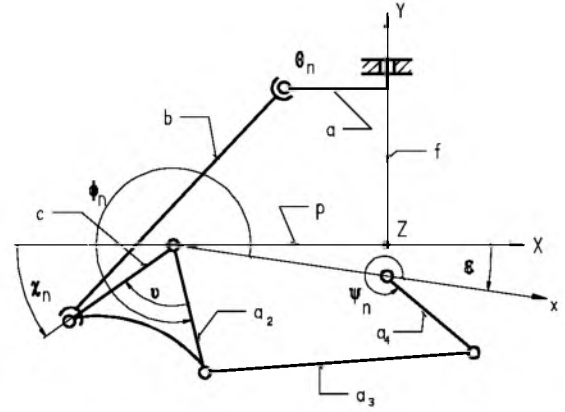


Şekil 3. Ölü konumları çakıştırılmış seri bağlı 4-çubuk mekanizmaları

Bir simetrik çarpık 4-çubuk mekanizması ile düzlemsel 4-çubuk mekanizması seri bağlanarak uzun süreli beklemeli mekanizmalar elde edilir. [13,14] (Şekil 5). Bu çalışmada mekanizmalar önce uzaysal mekanizma girişte olacak şekilde bağlanmıştır. Daha sonra ise mekanizmaların yerleri değiştirilmiş, girişte düzlemsel 4-çubuk mekanizması, çıkışta ise uzaysal 4-çubuk mekanizması kullanılmıştır. Bu çalışmada elde edilen mekanizmaların tasarımı sırasında modüler tasarım yöntemi kullanılmış ve bu modüller kullanılarak sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartları ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.



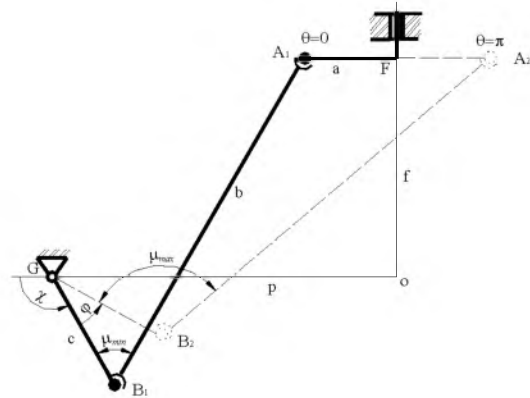
Şekil 4. Ölü konumları arasında faz farkı bulunan seri bağlı 4-çubuk mekanizmaları



Şekil 5. Seri bağlı simetrik çarpık 4-çubuk mekanizması ile düzlemsel 4-çubuk mekanizması

1.Tip Mekanizma

Girişteki mekanizma olarak, giriş ve çıkış eksenleri birbirine dik açıda olan ve çıkış uzvu giriş eksenine ile ortak dikme ayağının oluşturduğu düzlemde hareket eden, simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizması kullanılmıştır (Şekil 6). Mekanizma kol açısı $\theta = 0$ iken açık ve $\theta = \pi$ iken kapalı ölü konumlardadır. Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının ölü konumlarına göre en iyi kuvvet iletimi için tasarlanması uygun görülmüştür [15,16]. Mekanizmanın tasarım parametreleri verilen sarkaç salınım açısı φ ve kol merkezinin ortak dikme ayağından uzaklığı f dir. Verilen φ ve f için uzvu boyut oranları kuvvet iletim karakteristiği en iyi olacak şekilde bulunur ($p=1$). Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının en iyi kuvvet iletimi için ölü konumlara göre tasarımında kullanılan formüller Tablo 1'de özetlenmiştir.

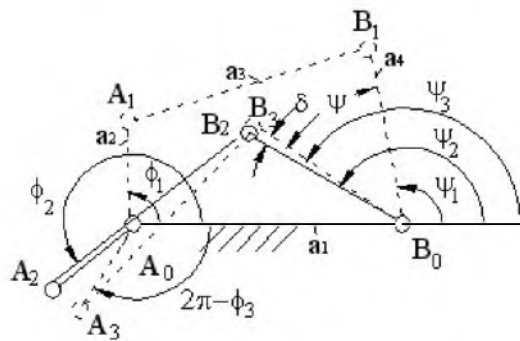


Şekil 6. Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının ölü konumları

Tablo 1. Simetrik Çarpık Kol-Sarkaç Mekanizmasının En İyi Kuvvet İletimi İçin Ölü Konumlarına Göre Tasarımı [15,16]

<p>Verilen φ ve f için:</p> $\frac{f^*}{p} = \frac{[4(\cos^2 \varphi + \cos \varphi) + 2(5 + 4 \cos \varphi)^{1/2} - 2]^{1/2}}{(5 + 4 \cos \varphi)^{1/2} - 1}$ $\eta = \tan^{-1} \left(\frac{f}{p} \right)$ <p>eğer $\frac{f^*}{p} < \frac{f}{p}$ ise $\chi = \cos^{-1} [\cos(\varphi/2) \cos \eta] + \eta - \varphi/2$ ve $(c/p=1)$</p> <p>aksi takdirde $\chi = \frac{1}{2}(\eta + \pi - \varphi)$</p>
<p>Uzuv Boyutları:</p> $\frac{a}{p} = -\tan \frac{\varphi}{2} \left[\frac{f}{p} + \cot(\chi + \varphi/2) \right]$ $\frac{b}{p} = \left[1 + \left(\frac{a}{p} \right)^2 - \left(\frac{c}{p} \right)^2 + \left(\frac{f}{p} \right)^2 \right]^{1/2}$ $\frac{c}{p} = \frac{a \sin(\chi + \varphi/2)}{\sin(\varphi/2)}$

Çıkış mekanizması olarak kullanılan düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının üç konuma göre tasarımı yapılmıştır. Uzaysal mekanizma açık ölü konumdayken düzlemsel 4-çubuk mekanizması en ileri konumdadır. 2. konumda düzlemsel 4-çubuk mekanizması kapalı ölü konuma gelir. 3. konum ise uzaysal mekanizmanın kapalı ölü konumudur. Bu durumda düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım parametreleri giriş kolunun üç konumu ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , ve çıkış kolunun üç konumu ψ_1, ψ_2 ve ψ_3 'dür (Şekil 7). Uzuv boyutları Freudenstein denklemi kullanılarak bulunur [8]. Düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım formülleri Tablo2'de özetlenmiştir.



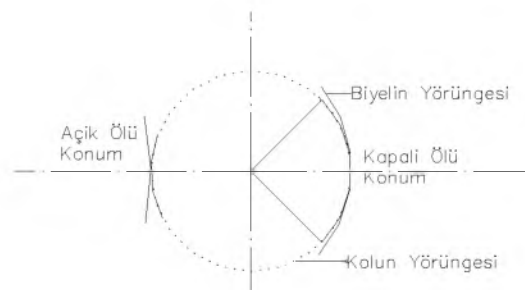
Şekil 7. Düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım konumları

Tablo 2. Düzlemsel 4-Çubuk Mekanizmasının Tasarım Formülleri [8]

<p>Verilen $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \psi_1, \psi_2$ ve ψ_3 için</p> $K_1 = \frac{\cos(\psi_1 - \phi_1) - \cos(\psi_3 - \phi_3) + K_2(\cos \phi_1 - \cos \phi_3)}{\cos \psi_1 - \cos \psi_3}$ $K_2 = \frac{\sin(\psi_2 - \phi_2)}{\sin \phi_2}$ $K_3 = \cos(\psi_1 - \phi_1) - K_1 \cos \psi_1 + K_2 \cos \phi_1$
<p>Uzuv Boyutları a_1, a_2, a_3, a_4:</p> $K_1 = a_1 / a_2, \quad K_2 = a_1 / a_4,$ $K_3 = (a_1^2 + a_2^2 - a_3^2 + a_4^2) / 2a_2a_1, \quad a_1 = 1$

Mekanizmaların Seri Bağlanması

Uzun süreli bekleme elde etmek amacıyla iki mekanizmanın ölü konumları çakıştırılarak yüksek mertebeli (hız ve ivmesi sıfır olan) bir bekleme elde edilebilir. Fakat bu bekleme süresi istenilen kadar uzun değildir. Bu sebepten iki mekanizmanın ölü konumları arasında bir faz farkı olması faydalı olmaktadır. Mekanizmalar, çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir. Burada bahsedilen ölü konumlar kapalı ölü konumlardır. Kolun ve biyelinin izlediği yörünge kapalı ölü konumda açık ölü konuma göre daha uzun süre çakışmakta ve böylece daha uzun süreli bekleme elde edilebilmektedir (Şekil 8).



Şekil 8. Açık ve kapalı ölü konumlarda kolun ve biyelinin yörüngesi

İki mekanizma seri olarak bağlandığında birinci mekanizmanın çıkış kolu ile ikinci mekanizmanın giriş kolu arasındaki birleştirme açısı ν , ikinci mekanizmanın koordinat eksenine göre sabit koordinat

ekseni arasındaki açı ε değiştirilerek istenildiği gibi ayarlanabilir (Şekil 5). ν , ikinci mekanizmanın kolundan birinci mekanizmanın sarkacına doğru, ε sabit koordinat ekseninden ikinci mekanizmanın koordinat eksenine doğru, çarpık simetrik mekanizmanın sarkacının konumu χ ise negatif x-ekseninden ölçülmektedir. Böylece ikinci mekanizmanın kolunun konumu ϕ için genel bir denklem yazılabilir.

$$\phi = \chi + \pi - \nu - \varepsilon \quad (1)$$

ν ve ε açıları bir parametre ∂ cinsinden ifade edilebilir.

$$\phi = \chi + \pi - \partial \quad (2)$$

Tasarım Konumları

Mekanizmalar birbirinden bağımsız tasarlandığında sekiz optimizasyon parametresi görülmektedir. Fakat mekanizmalar seri olarak bağlandığında parametre sayısı düşmektedir. Şekil 9'da mekanizmanın 3 konumu görülmektedir. İlk konumda uzaysal 4-çubuk mekanizması açık-ölü konumda, ikinci konumda düzlemsel 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumda, üçüncü konumda ise uzaysal 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumdadır.

Mekanizmanın çıkış kolunun ilk konumu ψ_1 , optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde çıkış kolu salınımı ψ belli olduğu için çıkış kolunun son konumu ψ_3 bulunur (ψ pozitif yada negatif bir değer olabilir).

$$\psi_3 = \psi_1 + \psi \quad (3)$$

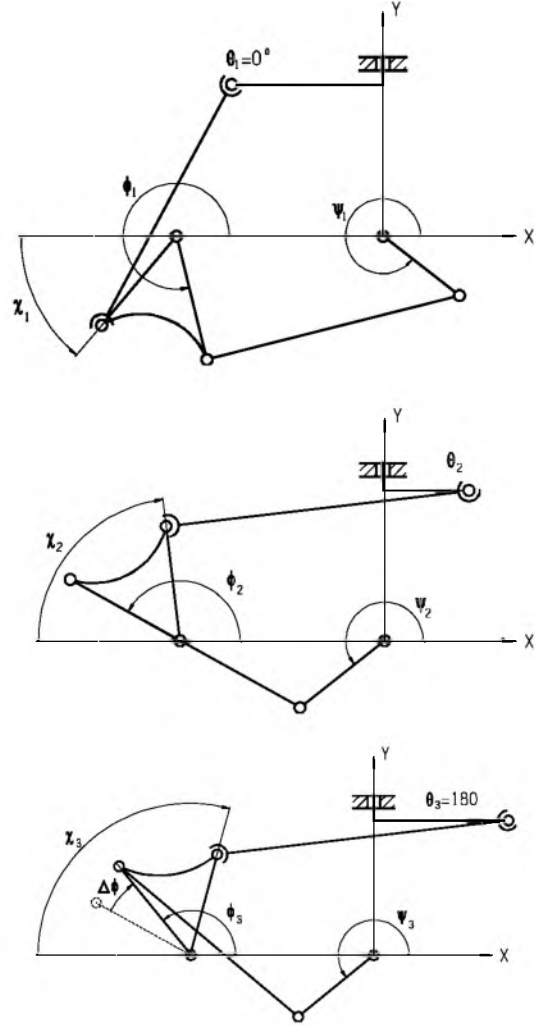
İkinci mekanizmanın giriş kolunun ilk ve son konumu ϕ_1 , ϕ_3 optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde birinci mekanizmanın sarkaç salınımı ϕ bulunur.

$$\phi = \phi_3 - \phi_1 \quad (4)$$

İkinci mekanizma ölü konumuna geldiği zaman birinci mekanizma ölü konuma gelmek üzeredir. Bu iki ölü konum arasındaki fark $\Delta\phi$ optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde ikinci mekanizmanın giriş kolunun 2. konumu bulunur.

$$\phi_2 = \phi_3 - \Delta\phi \quad (5)$$

Çıkış kolunun ikinci ve üçüncü konumları arasındaki salınım oldukça küçüktür ve başlangıçta $\psi_2 = \psi_3$ kabul edilebildiği görülmüştür. Böylece optimizasyon parametreleri ψ_1 , ϕ_1 , ϕ_3 , $\Delta\phi$ ve f olarak belirlenmiştir ve sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartlar ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.



Şekil 9. Mekanizmanın 3 konumu

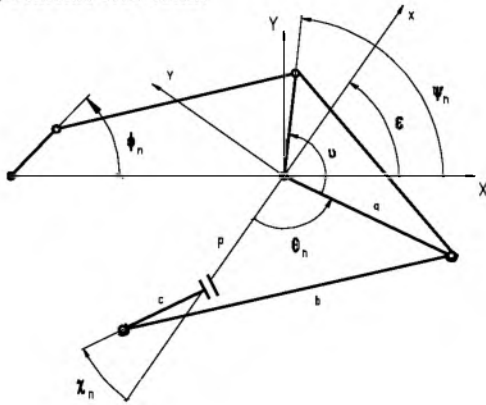
2. Tip Mekanizma

Girişteki mekanizma olarak kullanılan kol-sarkaç tipi düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının ölü konumlarına göre tasarlanması uygun görülmüştür. Bu mekanizmanın tasarım parametreleri sarkaç salınım açısı ψ ve karşılık gelen kol açısı ϕ 'dir. Verilen bir ψ ve ϕ için uzuv boyutları kuvvet iletim açısı en iyi olacak şekilde bulunur [17]. Santrik 4-

çubuk mekanizmalarının kuvvet iletim karakteristiği diğer kol-sarkaç tipi mekanizmalardan daha iyi olduğu için [18] girişte santrik 4-çubuk mekanizması kullanılmıştır. Çıkış mekanizması olarak kullanılan uzaysal dik açılı 4-çubuk mekanizmasının ise en ileri, en geri ve giriş mekanizmasının kapalı ölü konumundaki konumlarının belirlenmesi gereklidir. Bu sebepten üç konuma göre tasarımı yapılmıştır [19]. Burada 2. konum ölü konumdur. Bu mekanizmanın tasarım parametreleri ise kolun ve çıkış uzvunun 1. 2. ve 3. konumları $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \chi_1, \chi_2, \chi_3$ ve kol merkezinin ortak dikme ayağından uzaklığı f dir.

Mekanizmaların Seri Bağlanması

Mekanizmalar 1.tip mekanizmada olduğu gibi çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa, girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir.



Şekil 10. İkinci Tip Mekanizma

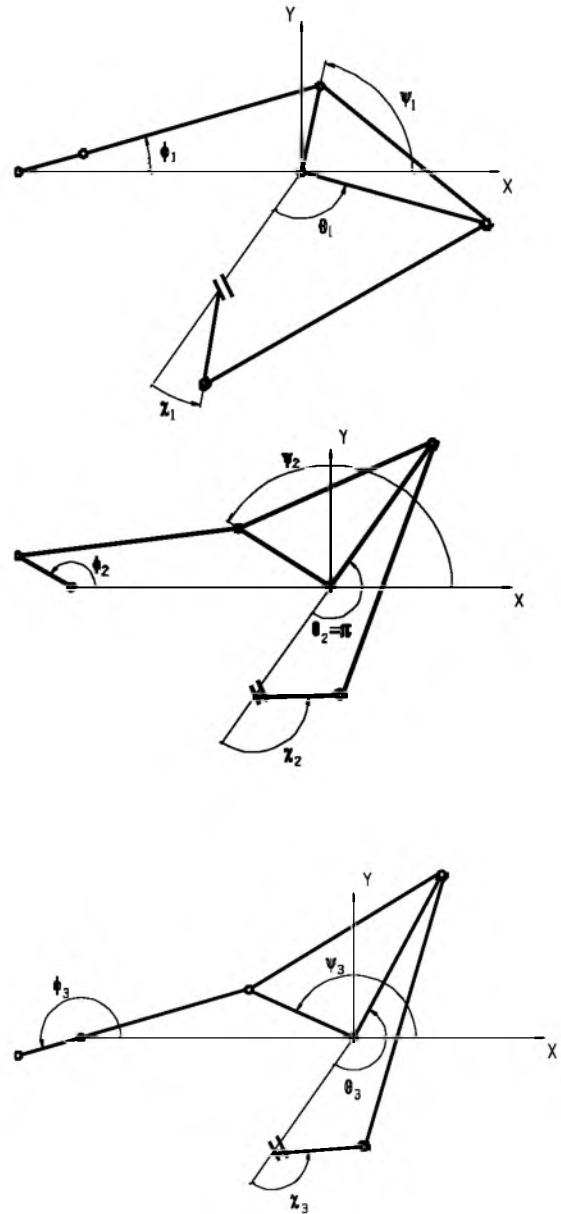
Birinci tip mekanizmada olduğu gibi, ikinci tip mekanizmanın kolunun konumu θ için genel bir denklem yazılabilir Şekil (10).

$$\theta = \psi + \pi - \nu - \varepsilon \quad (6)$$

Tasarım Konumları

Mekanizmanın tasarım konumları Şekil 11'de görülmektedir. Dik açılı 4-çubuk mekanizmasının ölü konumları bilinmektedir. Kol açısı 0° 'de açık 180° 'de kapalı ölü konumdadır. Mekanizma 2.konumdayken dik açılı 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumunda olduğuna göre $\theta_2 = \pi$ 'dir. Ölü konumlar arasındaki faz açısı $\Delta\theta$, optimizasyon parametresi olarak seçilmiştir. Bu açı uzaysal mekanizmanın kolunun 2. ve 3. konumları arasındaki açıdır ve bu durumda kolun 3. konumu bulunur:

$$\theta_3 = \pi + \Delta\theta \quad (7)$$



Şekil 11. İkinci Tip Mekanizmanın 3 Konumu

Santrik mekanizmanın sarkaç salınım açısı ψ optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde bu açı aynı zamanda uzaysal mekanizmanın kolunun 1. ve 3. konumu arasındaki açı olduğuna göre bu mekanizmanın kolunun 1. konumu da belirlenmiş olur:

$$\theta_1 = \theta_3 - \psi \quad (8)$$

6-çubuk mekanizmasının sarkaç salınımı χ başlangıçta belirlenir. Bu durumda sarkacın 1. konumu χ_1 optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde sarkacın 3. konumu χ_3 bulunmuş olur.

$$\chi_3 = \chi_1 + \chi \quad (9)$$

Sarkacın 2. ve 3. konumu arasında çok küçük bir salınım olmaktadır $\Delta\chi$, bu salınım da bir optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde sarkacın 2. konumu χ_2 bulunmuş olur.

$$\chi_2 = \chi_3 + \Delta\chi \quad (10)$$

Böylece optimizasyon parametreleri $\Delta\theta$, ψ , χ_1 , $\Delta\chi_2$ ve f olarak belirlenmiştir.

Optimizasyon

Mekanizmanın çıkış kolunun maksimum açısal ivmesi α , hızı ω , ve bekleme süresindeki salınımı δ , kullanılarak minimize edilmek üzere bir hedef fonksiyon oluşturulmuştur.

$$\Phi = P_1 \left(\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right) + P_2 \left(\frac{\omega}{\omega_{\max}} \right) + P_3 \left(\frac{\delta}{\Delta\theta} \right) \quad (11)$$

Burada P_1 (25%), P_2 (25%) ve P_3 (50%), ağırlık faktörleri α_{\max} ve ω_{\max} aynı hareketi sağlayan parabolik kamdaki maksimum açısal ivme ve açısal hızdır. δ bekleme süresindeki salınım $\Delta\theta$ bekleme süresi olarak kabul edilen 180° dir.

Düzlemsel mekanizmanın bağlama açısının dik açıdan en fazla sapmasının 45° den az olması istenmektedir. Uzaysal mekanizmanın kuvvet iletim katsayısının 0.707 den az olmaması istenmektedir. Ancak bu sınır şartlarını 1. tip mekanizma sağlayabilmiştir. 2. tip mekanizmada bu sınır şartları için uygun sonuçlar elde edilemediğinden sınır şartları biraz daha genişletilmiştir ve $\Delta\mu_{\max} \leq 53^\circ$, $KI_{\min} > 0.6$ olarak değiştirilmiştir. Mekanizmadaki uzuv boyut oranlarının makul olması için en uzun uzvu en kısa uzva oranının 10'u geçmemesi istenmektedir. Böylece sezgisel bir optimizasyon yöntemi [20] ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartları ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır. Sezgisel optimizasyon yöntemlerinin mekanizmalar için uygun olduğu ve iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir [20]. Bu problem için yapılan denemelerde de iyi sonuçlar alındığı görülmüştür.

Sonuçlar

1. tip mekanizmanın değişik sarkaç salınım açıları için yapılan tasarımlarında, sezgisel

optimizasyon sonucunda (optimizasyon süresi 6 saat, işlemci P3 996 MHz) elde edilen tasarım parametreleri ve uzuv boyutları Tablo 3 ve 4'de verilmiştir.

Tablo 3. Farklı sarkaç salınımları ψ için elde edilen optimum tasarım parametreleri

ψ	ϕ_1	ϕ_2	$\Delta\phi$	ψ_1	f
60°	110°	245°	17°	102°	1,1
70°	119°	247°	17°	90°	1,138
80°	110°	245°	17°	79,5°	1,1
90°	110°	255°	19°	70°	1,263
100°	110°	255°	19°	59,5°	1,263
110°	110°	242°	16,5°	45,3°	1,063
120°	110°	242°	16,5°	34°	1,063
130°	103,25°	243°	18°	24°	1,175
140°	104°	244°	18°	13°	1,17

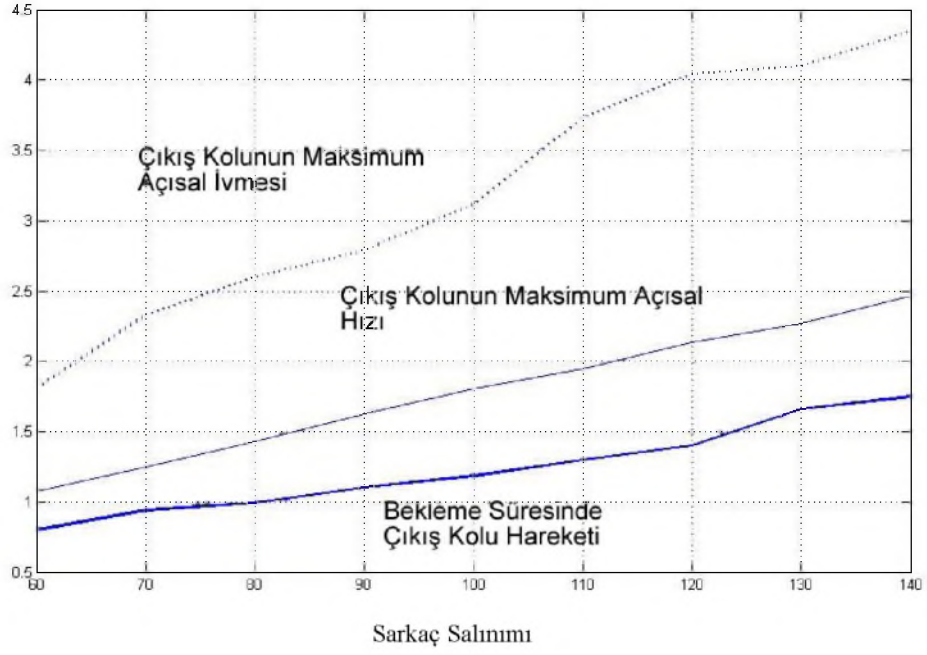
Tablo 4. Farklı sarkaç salınımları ψ için elde edilen optimum uzuv boyutları

ψ	a	b	c	a_2	a_3	a_4	ε
60°	1,099	1,555	1	0,768	1,096	0,814	59,69°
70°	1,058	1,554	1	1,329	1,68	0,815	55,12°
80°	1,099	1,555	1	1,266	1,629	0,799	59,69°
90°	1,261	1,784	1	1,696	2,032	0,854	46,64°
100°	1,261	1,784	1	2,277	2,620	0,853	46,64°
110°	1,061	1,501	1	2,996	3,425	0,759	63,45°
120°	1,061	1,501	1	4,589	5,034	0,752	63,45°
130°	1,171	1,659	1	3,859	4,302	0,748	60,16°
140°	1,171	1,655	1	7,14	7,55	0,75	59,36°

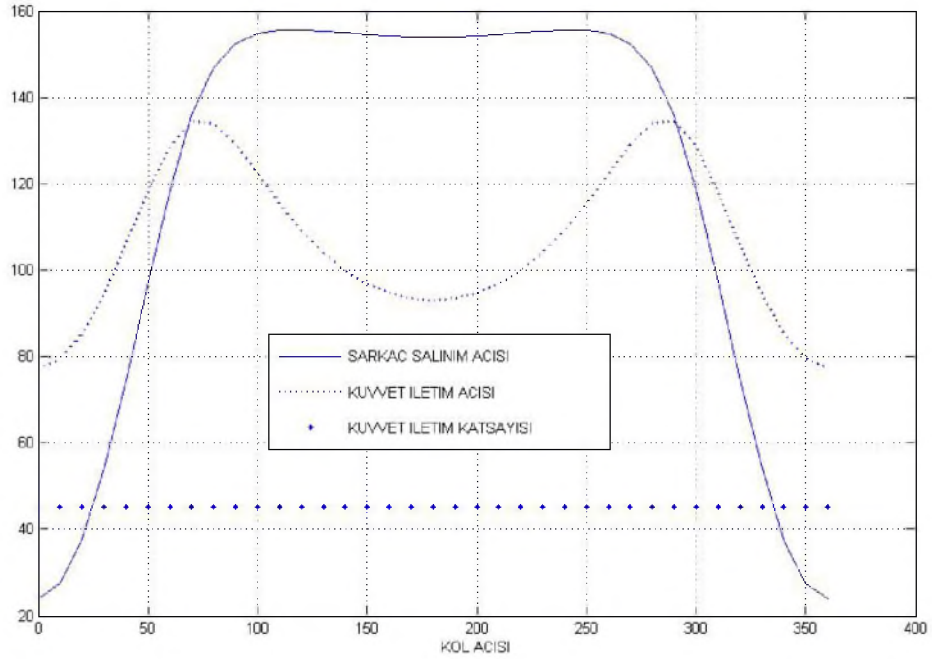
Tablo 4'de verilen mekanizmaların çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi, normalize edilmiş açısal hızı ve ivmesi Şekil 12'de gösterilmiştir. 140°'ye varan çok geniş sarkaç salınımları için 180° bekleme süresince çıkış kolunun hareketi $\pm 2^\circ$ den az olan mekanizmalar elde edilebilirdiği ve bu mekanizmaların maksimum açısal hız ve ivme değerlerinin uygun olduğu görülmektedir.

Optimizasyon sonucu elde edilmiş, sarkaç salınım açısı 130° olan mekanizmanın çıkış kolunun hareketi, ve kuvvet iletim karakteristikleri Şekil 13'de gösterilmiştir. Simetrik-çarpık mekanizmanın kuvvet iletim katsayısının kolun her konumu için sabit olduğu görülmektedir. Bu mekanizmanın çıkış kolunun normalize edilmiş ($\omega_{\text{giriş}} = 1$ and $\alpha_{\text{giriş}} = 0$) açısal hız ve ivme eğrileri Şekil 14'de gösterilmiştir.

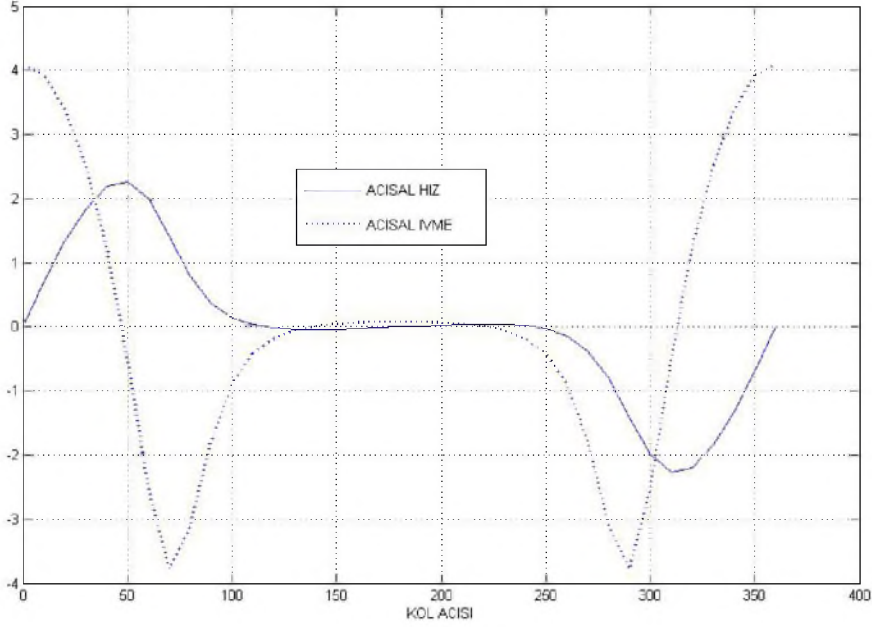
2. tip mekanizmada ise Şekil 15'de görüldüğü üzere 180° bekleme süresince çıkış kolunun hareketi $\pm 2^\circ$ olan mekanizmalar ancak 50° sarkaç salınımı için elde edilebilmiştir. 110° sarkaç salınımında ise bekleme süresince çıkış kolunun hareketi $\pm 8^\circ$ 'ye kadar çıkmıştır.



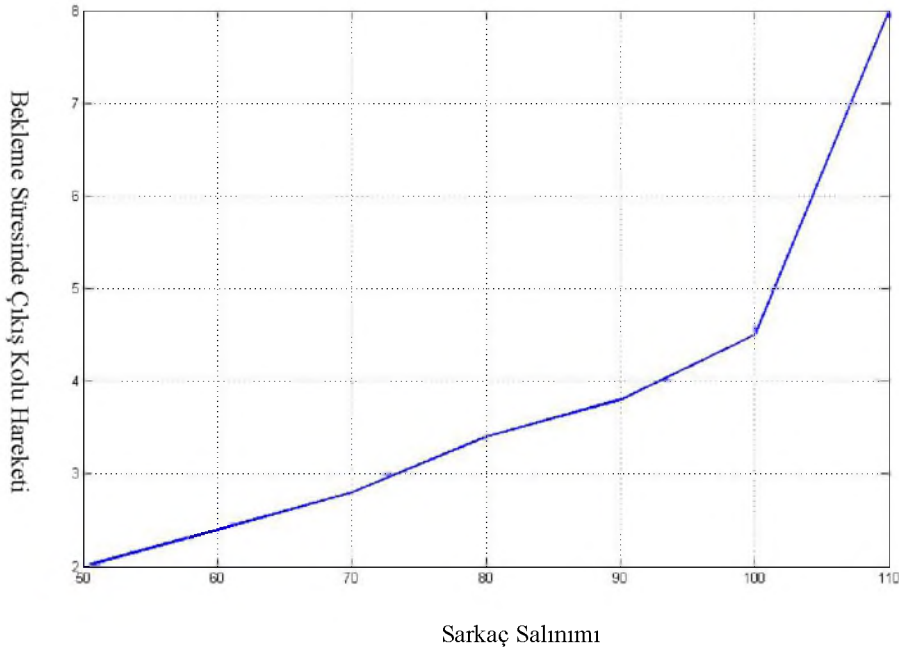
Şekil 12. Farklı sarcak salınımları için çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi, maksimum (normalize edilmiş) açısal hızı ve ivmesi



Şekil 13. Sarcak salınım açısı 130° olan mekanizmanın çıkış kolunun hareketi ve kuvvet iletim karakteristikleri



Şekil 14. Sarkaç salınım açısı 130° olan mekanizmanın çıkış kolunun normalize edilmiş açısal hız ve ivme eğrileri



Şekil 15. İkinci tip mekanizmanın 50°-110° sarkaç salınimleri için çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi

Girişteki mekanizma olarak uzaysal 4-çubuk, çıkıştaki mekanizma olarak düzlemsel 4-çubuk mekanizmaları kullanıldığında geniş bir salınım açısına sahip, karşı gelen kol dönme açısı devrin yarısı kadar olan, bekleme süresi içinde çıkış

kolunun çok az hareket ettiği ($\pm 1.5^\circ$), kuvvet iletim karakteristikleri, uzuv boyut oranları, hız ve ivme karakteristikleri uygun mekanizmalar elde edilebilmiştir. Mekanizmaların yerleri değiştirildiğinde ise 180° bekleme süresince çıkış

kolunun hareketi $\pm 2^\circ$ olan mekanizmalar ancak 50° sarkaç salınımı için elde edilebilmiştir. Bu durumda bu tip tasarımlar için uzaysal 4-çubuk mekanizmalarının giriş mekanizması olarak kullanılması sonucu çıkarılabilir. Bu tip mekanizmalarla çok uygun kuvvet iletim karakteristikleri ile büyük sarkaç salınımları elde edilebildiğinden bu sonuç doğaldır.

DESIGN OF SPATIAL DWELL MECHANISMS

In several design applications, there is a need for mechanisms having long periods of dwell. If the output is to remain completely stationary cam, Geneva or intermittent gear mechanisms are used. When an approximate dwell is sufficient, this is usually achieved by mechanisms with lower kinematic pairs or with cycloidal motion mechanisms utilizing gear pairs. There exists several examples in the literature where a cam is conveniently replaced by a six-link planar dwell mechanism. However, in cases where large output stroke and/or large proportion of dwell period is required, such a solution may not provide an acceptable solution in terms of link proportions, force transmission and kinematic characteristics or due to the excessive oscillations during the dwell period.

In this study, spatial and planar four-bar mechanisms have been used in series to obtain mechanisms having long periods of dwell. A modular approach accompanied by a heuristic synthesis procedure is used.

Keywords: Dwell Mechanisms, Spatial Four-Bar Mechanism Design

KAYNAKÇA

1. Lee, T. W., and Shereshevsky, Y., "Kinematic Synthesis of Planar Two Gear Drives with Prescribed Dwell Characteristics" ASME J. of Mechanical Design, Vol. 104, No.4, Oct. 1982, pp.687-97.
2. Spotts, M. F., "Kinematic Properties of Three-Gear Drive", J. Franklin Institute, 286, 6, Dec. 1959, pp.464-73.
3. Lee, T. W., and Akbil, E., "Kinematic Synthesis of Spherical Two-Gear Drives with Prescribed Entire- Motion Characteristics", Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Dec. 1983, Vol. 105, pp.663-71.
4. Chironis, N. P. "Mechanisms, Linkages and Mechanical Controls" McGraw-Hill, New York, 1965
5. Hain, K., "Applied Kinematics", D. P. Adams and T. P. Goodman, eds. McGraw-Hill, New York, 1967
6. Artobolevsky, I. I., "Mechanisms in Modern Engineering Design", Vol. 2, Mir Publishers, Moscow, 1976.
7. Tiniş, F., Söylemez, E., Tümer, S. T., "Optimum Design of Rigid Rapter Drive Mechanism" Proc. Of the 6th World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, 1983.
8. Erdman, A. G., and Sandor, G. N., "Advanced Mechanism Design-Analysis and Synthesis", Vol.2, Prentice-Hall, Engle Wood Cliffs, NJ, 1984.
9. Kota, S., Erdman, A. G., and Riley, D. R., "Development of Knowledge Base for Designing Linkage-Type Dwell Mechanisms: Part 1-Theory and Part 2-Application", Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Sept. 1987, No.3, Vol.109, pp.308-21.
10. Kota, S., "Generic Models of Designing Dwell Mechanisms: A Novel Kinematic Design of Stirling Engines as an Example." Journal of Mechanical Design, Vol.1113, Dec. 1991, pp.446-50.
11. Lichtenheldt, W., "Mekanizmaların Konstrüksiyonu" Çeviren Dr. Fuat Pasin , İTÜ Müh.-Mim. Fakültesi Sayı:103, 1975.
12. Dizioğlu, B. "Getriebelehre" Mabestimmung Band 2, Vieweg,1976.
13. Parlaktaş, V., Söylemez, E., "Uzaysal Dört Çubuk Mekanizmaları Kullanılarak Beklemeli Mekanizma Tasarımı", UMTS10,155-165, 2001.
14. Söylemez, E., Parlaktaş, V., "Use of Spatial Four-Bar Mechanism for the Synthesis of Mechanisms with Large Dwell", Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, August 2003, Tianjin, China.
15. Söylemez, E., "Transmission Optimization of Right-Angled Four-Bar Mechanisms," Mechanism and Machine Theory, Vol. 28, No.4, 1993, 539-552.
16. Söylemez, E., Freudenstein, F., "Transmission Optimization of Spatial 4-Link Mechanisms," Mechanism and Machine Theory, Vol. 17, No. 4, 1982, 263-283.
17. Söylemez, E., "Mechanisms", METU Publications, Ankara, 2000.
18. VDI-Richtlinien "Ebene Kurbelgetriebe" VDI2130, VDI-AWF Handbuch Getriebetechnik, August 1959.
19. Parlaktaş, V., Söylemez, E., "Optimum Synthesis of Large Dwell Mechanisms" M.S Thesis, METU, 2001.
20. Lee, T.W. "Kinematic Synthesis of Mechanisms with Prescribed Entire Motion Characteristics", Ph.D. Thesis, Columbia University, New York, 1975.