

Yaklaşık Çembersel ve Yaklaşık Doğrusal Yörünge İzleyen Düzlemsel Mekanizmaların Tasarımına Yeni Bir Yaklaşım

Hüseyin Mutlu
Yrd. Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Mersin Üniversitesi
Mersin

Bu çalışmada kinematik boyutları verilen bir mekanizmanın biyel uzvunun sonlu bir hareketi esnasında, bu uzuv üzerinde yaklaşık çembersel veya yaklaşık doğrusal yörüngeler izleyen bir biyel noktasının belirlenmesi yolu ile, istenilen çembersel veya doğrusal yörüngeyi izleyen bir mekanizmanın tasarımı gerçekleştirilmiştir. Biyel uzvu üzerindeki çembersel veya doğrusal yörünge izleyen bir noktanın belirlenmesi sürecinde ardışık yok etme metodu kullanılarak kapalı çözümler elde edilmiştir. Bu yolla mümkün olan tüm çözümlere ulaşılmıştır. Yöntemin etkinliği, boyutları verilen dört çubuk ve krank-biyel mekanizmasının biyel uzvu ele alınarak gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çembersel ve doğrusal yörünge, yaklaşık sentez, biyel noktası, kapalı çözüm.

GİRİŞ

Sanayi, tarım, taşımacılık, iletim sistemleri, madencilik, petrol üretimi, yol yapımı ve buna benzer pek çok alanlarda kullanılan makina, alet, araç ve gereçlerdeki mekanizmaların pek çoğunda doğrusal veya çembersel yörüngeli mekanizmalar yaygın olarak kullanılır.

Yatay doğrusal yörüngeli kılavuz mekanizmaları çok sayıda uygulama bulmuştur. Limanlarda boşaltma-yükleme işlerinde çok sık karşılaşılan Demag tipi vinçler; şerit üzerine düzgün aralıklarla konmuş cisimleri beklemeli olarak ilerleten makineler; yol yapımında kullanılan ağır yük kamyonları; takım ve tezgahlarda kesici kalemi tutan ve iş parçasına fazla yer kaplamadan yaklaşma ve uzaklaşmayı sağlayan taşıyıcı yatay doğrusal yollar izleyen kılavuz mekanizmalarının yaygın örnekleri arasındadır [1-5].

Yukarıda verilen örnekler aynı zamanda hareket ettirilen cismin ağırlık merkezinin bir doğru üzerinde kalarak en az enerji ile gerekli işin yapılması gibi enerjinin verimli kullanılması düşüncesini içermektedir. Düşey doğrusal yörüngeli kılavuz mekanizmaları arasında ise laboratuvarlarda ve evlerde sıvı-sıvı, sıvı-katı karışımlarını gerçekleştiren karıştırma aleti; ağaç, fidan, bitki ya da elektrik, telefon, çit v.b. direklerini dikmek için taşınabilir, helezon çukur açıcı, delgi aleti; silindir

duvarlarında sürtünmesi en aza indirilmiş içten patlamalı motor; petrol üretiminin vazgeçilmez ağır pompalama sistemi uygulama çeşitliliğini sergileyen örnekler olarak sayılabilir [1-7].

Çembersel yörüngeli mekanizmaların daha çok beklemeli kol mekanizmaları için teknik bir anlamı vardır. Bu tür kılavuz mekanizmalara özellikle otomatik makinelerle, paketleme, basım, tekstil makinelerinde çok rastlanır [1,4,7,8].

Pek çok mekanizmanın biyel uzvunun mekanizmaya mafsallandığı noktalar genellikle çember yayları veya doğru parçaları üzerinde hareket eder. Hatasız çembersel ve ya doğrusal olan bu mafsalsal noktası yörüngeleri istenilen çembersel veya doğrusal yörünge olacak biçimde, ait olduğu mekanizmanın kinematik boyutları yardımıyla belirlenebilir. Belirlenen bu mekanizmanın biyel uzvu üzerinde, mafsalsal noktaları hariç, çembersel veya doğrusal yörüngeden sapması en az olan başka nokta veya noktalar bulunabilir. Bulunan bu noktalardan doğrusal yörüngeli olanına kayar elemanı uzuv, çembersel yörüngeli olanına da döner elemanlı uzuv eklenir ve orijinal mekanizmanın biyel uzvunun mafsallandığı uzuv sökülürse, farklı yapıda veya aynı yapıya sahip fakat kinematik boyutları farklı olan yeni mekanizma elde edilir. Bu durumda, orijinal mekanizmaya ait iken hatasız çembersel veya doğrusal yörünge izleyen mafsalsal noktası, yeni mekanizmanın bir biyel noktası olup yaklaşık

Burada gösterilen biyel uzvunun A noktasının t parametresine bağlı yatay , düşey ve açısız yer değiştirmesi sırası ile $Z_1(t)$, $Z_2(t)$ ve $\delta(t)$ ile simgelenmiştir. t parametresi $t_0 \leq t \leq t_n$ aralığında değişimine karşılık biyel uzvunun yatayla yaptığı δ açısı $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_n$ aralığında değişecektir. Bunlara bağlı olarak da biyel uzvuna ait bir C noktası, sabit bir oxy referans sistemine göre, $x_0 \leq x \leq x_n$ aralığında bir doğru veya bir çember yayı üzerinde hareket edecek biçimde seçilebilir, Şekil-1. Eğer biyelin düzlemdeki sonlu hareketi aralığında, Şekil-1. referans alınarak, yaklaşık doğrusal veya çembersel eğri çizen bir D noktası belirlenir ve bu noktaya kayar veya döner bir uzuv eklenerek tam çembersel veya doğrusal yörünge izleyen C mafsal noktası serbest bırakılırsa, ortaya çıkan yeni mekanizmanın yeni biyel uzvuna ait olan ve artık bir mafsal noktası olmayan C noktasını izlediği yörünge de istenilen yaklaşık doğrusal veya çembersel eğri olacaktır.

Şekil-1 deki biyel uzvu üzerindeki çembersel veya doğrusal bir yörünge izleyen D noktasının, bu noktanın biyel uzvu üzerindeki bağlı yerini belirleyen ve birbirine dik olan x_4 ve x_5 uzunlukları yardımı ile, koordinatları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$x = Z_1(t) + k_1 x_4 - k_2 x_5 \quad (1)$$

$$y = Z_2(t) + k_2 x_4 + k_1 x_5 \quad (2)$$

Burada,

$$k_1 = \text{Cos} \delta(t) \quad ; \quad k_2 = \text{Sin} \delta(t) \quad (3)$$

dir.

Çembersel Yörünge Hali

Şekil-1 deki biyelin sonlu düzlemsel hareketi halinde, üzerindeki bir D noktasının çembersel yörüngeyi izlemesi için, merkez koordinatları x_m, y_m

$$\left. \begin{aligned} a_i &= 2 \\ &\int_{t_0}^{t_n} \text{Cos} \delta w_i dt; \quad b_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} \text{Sin} \delta w_i dt; \quad c_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} (Z_1 \text{Cos} \delta + Z_2 \text{Sin} \delta) w_i dt; \\ d_i &= 2 \int_{t_0}^{t_n} (Z_1 \text{Sin} \delta - Z_2 \text{Cos} \delta) w_i dt; \quad e_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} Z_1 w_i dt; \quad f_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} Z_2 w_i dt; \\ g_i &= \int_{t_0}^{t_n} (Z_1^2 + Z_2^2) w_i dt; \quad u_i = \int_{t_0}^{t_n} w_i dt; \end{aligned} \right\} i = 1,2,3,4,5 \quad (8)$$

(6) nolu doğrusal olmayan denklem takımından (P, x_m, y_m) büyüklükleri sırası ile yok edilirse, aşağıdaki (x_4, x_5) e bağlı iki tane 3. dereceden polinom denkleme ulaşılır.

ve yarı çapı R olan aşağıdaki düzlemsel genel bir çemberin denklemini sağlaması gerekir.

$$(x - x_m)^2 + (y - y_m)^2 = R^2 \quad (4)$$

(1-3) bağıntıları (4) de yerine yazıldığında , $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$ şeklinde bilinmeyen parametreleri (x_4, x_5, x_m, y_m, R) olan 5 bilinmeyenli t parametresine bağlı doğrusal olmayan bağıntı elde edilir. $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$ ifadesinden optimum tasarım denklem takımına ulaşmak amacıyla Galerkin [9] metodu uygulanmıştır. Galerkin adı verilen metodun $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$ denkleme uygulanması, bilinmeyen parametre sayısı kadar keyfi seçilen $(w_i(t), i=1,2,3,4,5)$ ağırlık fonksiyonunun F denklemleri ile ortogonal olması koşulunu gerektirir ve yöntemin ağırlık fonksiyonlarının seçiminden etkilenmesi ihmal edilecek düzeydedir, [9]. Bu koşulundan hareketle aşağıdaki doğrusal olmayan denklem takımına ulaşılır

$$\int_{t_0}^{t_n} F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) w_i(t) dt = 0, \quad i = 1,2,3,4,5 \quad (5)$$

(5) ifadesi aşağıdaki gibi yeniden yazılırsa,

$$\begin{aligned} F_i(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) &= u_i P - a_i x_4 x_m + b_i x_5 x_m - \\ &- b_i x_4 y_m - a_i x_5 y_m + c_i x_4 - d_i x_5 - \\ &e_i x_m - f_i y_m + g_i = 0, \quad i = 1,2,3,4,5 \end{aligned} \quad (6)$$

elde edilir.

Burada,

$$P = x_4^2 + x_5^2 + x_m^2 + y_m^2 - R^2 \quad (7)$$

(6) bağıntısındaki hesaplanabilen katsayılar aşağıda verilmiştir:

$$\left. \begin{aligned} a_{pk} x_4^3 + (b_{pk} x_5 + c_{pk}) x_4^2 + (a_{pk} x_5^2 + e_{pk} x_5 + \\ f_{pk}) x_4 + (b_{pk} x_5^3 + h_{pk} x_5^2 + m_{pk} x_5 + n_{pk}) = 0 \end{aligned} \right\} k = 1,2 \quad (9)$$

(9) ifadesinden x_4 ün yok edilmesi sonucunda aşağıdaki 7. dereceden x_5 e bağlı polinom elde edilir. Burada x_4 ün yok edilmesi için [27] referansında verilen yöntem kullanılmıştır.

$$w_0 + w_1x_5 + w_2x_5^2 + w_3x_5^3 + w_4x_5^4 + w_5x_5^5 + w_6x_5^6 + w_7x_5^7 = 0 \quad (10)$$

9 ve 10 ifadelerindeki katsayılar 8 numaralı denklemde verilen sabitlerle bağlıdır.

(10) ifadesindeki polinomun ($w_i, i=0,1,\dots,7$) katsayıları ekte sunulmuştur. (10) ifadesindeki polinomun tüm köklerinin bulunması sonucunda ($x_{5i}, i=1,2,\dots,7$), gerçek veya sanal olmak üzere, 7 adet çözüm kümesi elde edilir. Bulunan bu çözüm kümesi (9) denkleminde yerine konur ve aynı ifadedeki iki denklemden x_4^3 terimi yok edilirse, aşağıdaki ikinci dereceden polinom elde edilir.

$$(aa_1dd_2 - aa_2dd_1) + (aa_1cc_2 - aa_2cc_1)x_4 + (aa_1bb_2 - aa_2bb_1)x_4^2 = 0 \quad (11)$$

Burada,

$$\left. \begin{aligned} aa_k &= a_{pk} \\ bb_k &= b_{pk}x_{5i} + c_{pk} \\ cc_k &= a_{pk}x_{5i}^2 + e_{pk}x_{5i} + f_{pk} \\ dd_k &= b_{pk}x_{5i}^3 + h_{pk}x_{5i}^2 + m_{pk}x_{5i} + n_{pk} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} i=1,2,\dots,7 \\ k=1,2 \end{array} \quad (12)$$

(11) nolu ikinci dereceden polinomun iki tane kökü bulunduğundan, ($x_{4i\pm}, i=1,2,\dots,7$) şeklinde 14 adet çözüm elde edilir.

(9) ifadesinde yer alan hesaplanabilir katsayılar aşağıda sunulmuştur.

Diğer parametreler olan (x_m, y_m, R) büyüklükleri aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

$$y_{mi\pm} = \left. \begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} & e_k g_2 u_1 - e_2 g_k u_1 - e_k g_1 u_2 + e_1 g_k u_2 + e_2 g_1 u_k - e_1 g_2 u_k + \\ & x_{5i}^2 [b_k d_2 u_1 - b_2 d_k u_1 - b_k d_1 u_2 + b_1 d_k u_2 + b_2 d_1 u_k - b_1 d_2 u_k] + \\ & x_{5i} [d_k e_2 u_1 - d_2 e_k u_1 - b_k g_2 u_1 + b_2 g_k u_1 - d_k e_1 u_2 + d_1 e_k u_2 + \\ & b_k g_1 u_2 - b_1 g_k u_2 + d_2 e_1 u_k - d_1 e_2 u_k - b_2 g_1 u_k + b_1 g_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm}^2 [a_k c_2 u_1 - a_2 c_k u_1 - a_k c_1 u_2 + a_1 c_k u_2 + a_2 c_1 u_k - a_1 c_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm} \left\{ \begin{aligned} & -c_k e_2 u_1 + c_2 e_k u_1 + a_k g_2 u_1 - a_2 g_k u_1 + c_k e_1 u_2 - c_1 e_k u_2 - \\ & a_k g_1 u_2 + a_1 g_k u_2 - c_2 e_1 u_k + c_1 e_2 u_k + a_2 g_1 u_k - a_1 g_2 u_k + \\ & x_{5i} [-b_k c_2 u_1 + b_2 c_k u_1 - a_k d_2 u_1 + a_2 d_k u_1 + b_k c_1 u_2 - b_1 c_k u_2 + \\ & a_k d_1 u_2 - a_1 d_k u_2 - b_2 c_1 u_k + b_1 c_2 u_k - a_2 d_1 u_k + a_1 d_2 u_k] \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad \begin{array}{l} i=1,2,3,\dots,7 \\ k=3/4/5 \end{array} \\ & \left\{ \begin{aligned} & e_k f_2 u_1 - e_2 f_k u_1 - e_k f_1 u_2 + e_1 f_k u_2 + e_2 f_1 u_k - e_1 f_2 u_k + \\ & x_{5i}^2 [a_k b_2 u_1 - a_2 b_k u_1 - a_k b_1 u_2 + a_1 b_k u_2 + a_2 b_1 u_k - a_1 b_2 u_k] + \\ & x_{5i} [-a_k e_2 u_1 + a_2 e_k u_1 - b_k f_2 u_1 + b_2 f_k u_1 + a_k e_1 u_2 - a_1 e_k u_2 + \\ & b_k f_1 u_2 - b_1 f_k u_2 - a_2 e_1 u_k + a_1 e_2 u_k - b_2 f_1 u_k + b_1 f_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm}^2 [a_k b_2 u_1 - a_2 b_k u_1 - a_k b_1 u_2 + a_1 b_k u_2 + a_2 b_1 u_k - a_1 b_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm} [-b_k e_2 u_1 + b_2 e_k u_1 + a_k f_2 u_1 - a_2 f_k u_1 + b_k e_1 u_2 - b_1 e_k u_2 - \\ & a_k f_1 u_2 + a_1 f_k u_2 - b_2 e_1 u_k + b_1 e_2 u_k + a_2 f_1 u_k - a_1 f_2 u_k] \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Yukarıdaki bağıntıda ve bundan sonraki bağıntılarda yer alan ve alt indisin alabileceği değerleri göstermek için kullanılan “/” simgesi, alt indisin “/” arasındaki değerlerden sadece keyfi seçilen bir değeri alabileceği anlamına gelmektedir. Örneğin “k=3/4/5”

in anlamı, k'nın 3 veya 4 veya 5 değerleri arasında keyfi seçilen bir değeri alabilmesi anlamında kullanılmıştır.

$$x_{mi\pm} = \frac{u_1(a_k x_{5i} y_{mi\pm} + b_k x_{4i\pm} y_{mi\pm} - c_k x_{4i\pm} + d_k x_{5i} + f_k y_{mi\pm} - g_k) - u_k(a_1 x_{5i} y_{mi\pm} + b_1 x_{4i\pm} y_{mi\pm} - c_1 x_{4i\pm} + d_1 x_{5i} + f_1 y_{mi\pm} - g_1)}{u_1(a_k x_{4i\pm} - b_k x_{5i} + e_k) - u_k(a_1 x_{4i\pm} - b_1 x_{5i} + e_1)} \quad \left. \begin{array}{l} i = 1, 2, \dots, 7 \\ k = 2/3/4/5 \end{array} \right\} \quad (16)$$

$$P_{i\pm} = \frac{a_k(x_{4i\pm} x_{mi\pm} + x_{5i} y_{mi\pm}) + b_k(x_{4i\pm} y_{mi\pm} - x_{5i} x_{mi\pm}) - c_k x_{4i\pm} + d_k x_{5i} + e_k x_{mi\pm} + f_k y_{mi\pm} - g_k}{u_k} \quad \left. \begin{array}{l} i = 1, 2, \dots, 7 \\ k = 1/2/3/4/5 \end{array} \right\} \quad (17)$$

$$R_{i\pm} = \sqrt{x_{4i\pm}^2 + x_{5i}^2 + x_{mi\pm}^2 + y_{mi\pm}^2 - P_{i\pm}}$$

Elde edilen $(x_{4j}, x_{5j}, x_{mj}, y_{mj}, R_j, j=1, 2, \dots, 14)$ çözüm kümesinin sadece 7 tanesi (6) ifadesinde yer alan denklem takımının ortak çözümüdür. Yukarıda sözü edilen ve keyfi seçilen (k) değerinin farklı değerler seçilmesi 7 tane ortak çözüm değerini değiştirmemektedir. Sadece (6) ifadesinin ortak çözüm olmayan değerlerde farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Bu ortak çözümler arasından gerçek olanlarının çembersel yörüngeyi üretme

Doğrusal Yörünge Hali

Şekil-1. deki biyelin düzlemsel hareketi halinde, üzerindeki bir D noktasının doğrusal yörünge izlemesi için aşağıdaki koşulu sağlaması gerekir.

$$y = mx + n \quad (19)$$

(1-3) bağıntıları (19) de yerine yazılıp düzenlenirse aşağıdaki doğrusal olmayan denklem takımı elde edilir.

$$F(x_4, x_5, m, n; t) = a_i x_4 + b_i x_5 - b_i m x_4 + a_i m x_5 - c_i m - d_i n + e_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (20)$$

(20) bağıntısındaki hesaplanabilen katsayılar Galerkin metoduna göre aşağıda verilmiştir:

$$\begin{aligned} PPP = & a_4 b_3 d_2 e_1 - a_3 b_4 d_2 e_1 - a_4 b_2 d_3 e_1 + a_2 b_4 d_3 e_1 + a_3 b_2 d_4 e_1 - a_2 b_3 d_4 e_1 - \\ & a_4 b_3 d_1 e_2 + a_3 b_4 d_1 e_2 + a_4 b_1 d_3 e_2 - a_1 b_4 d_3 e_2 - a_3 b_1 d_4 e_2 + a_1 b_3 d_4 e_2 + \\ & a_4 b_2 d_1 e_3 - a_2 b_4 d_1 e_3 - a_4 b_1 d_2 e_3 + a_1 b_4 d_2 e_3 + a_2 b_1 d_4 e_3 - a_1 b_2 d_4 e_3 - \\ & a_3 b_2 d_1 e_4 + a_2 b_3 d_1 e_4 + a_3 b_1 d_2 e_4 - a_1 b_3 d_2 e_4 - a_2 b_1 d_3 e_4 + a_1 b_2 d_3 e_4 \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} PYY = & a_4 b_3 c_2 d_1 - a_3 b_4 c_2 d_1 - a_4 b_2 c_3 d_1 + a_2 b_4 c_3 d_1 + a_3 b_2 c_4 d_1 - a_2 b_3 c_4 d_1 - \\ & a_4 b_3 c_1 d_2 + a_3 b_4 c_1 d_2 + a_4 b_1 c_3 d_2 - a_1 b_4 c_3 d_2 - a_3 b_1 c_4 d_2 + a_1 b_3 c_4 d_2 + \\ & a_4 b_2 c_1 d_3 - a_2 b_4 c_1 d_3 - a_4 b_1 c_2 d_3 + a_1 b_4 c_2 d_3 + a_2 b_1 c_4 d_3 - a_1 b_2 c_4 d_3 - \\ & a_3 b_2 c_1 d_4 + a_2 b_3 c_1 d_4 + a_3 b_1 c_2 d_4 - a_1 b_3 c_2 d_4 - a_2 b_1 c_3 d_4 + a_1 b_2 c_3 d_4 \end{aligned} \quad (24)$$

Diğer parametreler olan (x_4, y_5, n) büyüklükleri aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

hassasiyetinin belirlenmesi amacıyla aşağıdaki yapısal hata (e) tanımlanabilir.

$$e(t) = R_{th} - R_{ac} \quad (18)$$

Burada, R_{th} (4) ifadesinden hesaplanan çemberin teorik yarıçapını, R_{ac} ise biyel uzvunun düzlemsel hareketi sonucu olarak (1) ve (2) bağıntısından hesaplanabilen gerçek yarıçap değerini simgelemektedir.

$$\left. \begin{array}{l} a_i = \int_{t_0}^{t_n} \sin \delta w_i dt; \quad b_i = \int_{t_0}^{t_n} \cos \delta w_i dt; \\ c_i = \int_{t_0}^{t_n} Z_1 w_i dt \\ d_i = \int_{t_0}^{t_n} w_i dt; \quad e_i = \int_{t_0}^{t_n} Z_2 w_i dt \end{array} \right\} i = 1, 2, 3, 4 \quad (21)$$

(20) nolu doğrusal olmayan denklem takımından (x_4, x_5, n) büyüklükleri yok edilirse, doğrunun eğimi (m) aşağıdaki gibi çözülür.

$$m = -\frac{PPP}{PYY} \quad (22)$$

Burada,

$$n = - \frac{\left\{ \begin{array}{l} m[-a_k b_2 c_1 + a_2 b_k c_1 + a_k b_1 c_2 - a_1 b_k c_2 - a_2 b_1 c_k + a_1 b_2 c_k] + \\ a_k b_2 e_1 - a_2 b_k e_1 - a_k b_1 e_2 + a_1 b_k e_2 + a_2 b_1 e_k - a_1 b_2 e_k \\ - a_k b_2 d_1 + a_2 b_k d_1 + a_k b_1 d_2 - a_1 b_k d_2 - a_2 b_1 d_k + a_1 b_2 d_k \end{array} \right\}}{k = 3/4} \quad (25)$$

$$x_5 = - \frac{\left\{ \begin{array}{l} m^2(b_1 c_k - b_k c_1) + m[n(b_1 d_k - b_k d_1) + a_k c_1 - a_1 c_k + b_k e_1 - b_1 e_k] + \\ n(a_k d_1 - a_1 d_k) - a_k e_1 - a_1 e_k \end{array} \right\}}{m^2(a_1 b_k - a_k b_1) - a_k b_1 + a_1 b} \quad k = 2/3/4 \quad (26)$$

$$x_4 = - \frac{b_i x_5 - b_i m x_4 + a_i m x_5 - c_i m - d_i n + e_i}{a_i}, \quad i = 1/2/3/4 \quad (27)$$

Elde edilen (x_4, x_5, m, n) çözüm kümesinin doğrusal yörüngeye olan yakınlığının tespiti için aşağıdaki yapısal hata (e) dan faydalanılabilir.

$$e(t) = y_{th} - y_{ac} \quad (28)$$

Burada, y_{th} (19) ifadesinden hesaplanan doğrunu teorik ordinat değerini, y_{ac} ise biyel uzvunun düzlemsel hareketi sonucu ortaya çıkan be (2) bağıntısından hesaplanabilen gerçek ordinat değerini simgelemektedir.

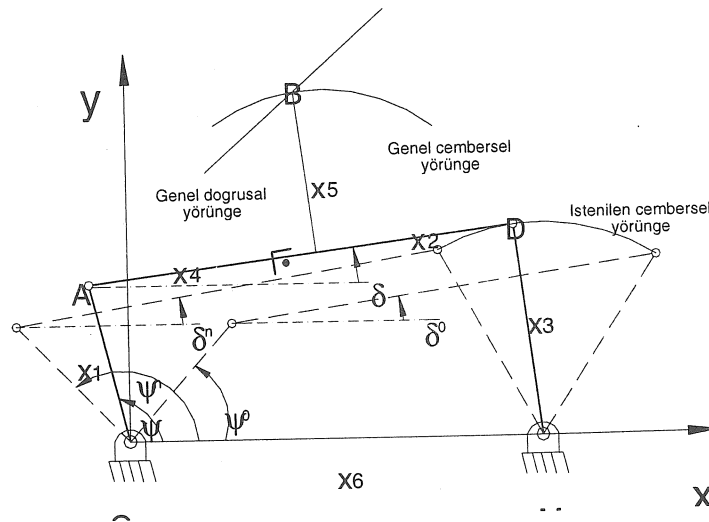
DÖRT ÇUBUK VE KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ BİYEL UZVU ÜZERİNDE GENEL ÇEMBERSSEL VE DOĞRUSAL YÖRÜNGE İZLEYEN NOKTANIN BULUNMASI

Dört çubuk mekanizmasının biyel uzvunun mafsal noktalarının izlediği yörüngeler tam çemberseldir. Bu yörüngelerin istenilen çembersel

yörüngeler olacak biçimde bir dört çubuk mekanizmasının kinematik boyutları çeşitli yöntemlerle belirlenebilir. Örneğin, Grashof kuralı ile beraber kol-sarkaç mekanizması tasarım denklemleri kullanılabilir. Buna göre Şekil-2. de görülen bir dört çubuk mekanizmasının D noktası istenilen çembersel yörüngeyi izleyecek biçimde seçilmiş olduğu varsayımından yola çıkarak, giriş uzvunun seçilen $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_n$ aralığındaki açısal hareketine bağlı olarak AD biyel uzvunun da $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_n$ arasında yer değiştirmesi esnasında biyel uzvu üzerindeki B noktasının yaklaşık bir çembersel yörünge izlemesi için (1-3) ifadesindeki Z_1, Z_2, δ büyüklükleri Oxy referans sistemine göre aşağıdaki gibi yazılır.

$$Z_1 = x_1 \cos \psi \quad (29)$$

$$Z_2 = x_1 \sin \psi \quad (30)$$



Şekil-2. Dört Çubuk Mekanizmasının Biyel Uzvunun Genel Düzlemsel Hareketi

$$\delta_{\pm} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (31)$$

Burada,

$$A = x_1^2 + x_2^2 - x_3^2 + 2x_2x_6 + x_6^2 - (2x_1x_2 + 2x_1x_6)\cos\psi$$

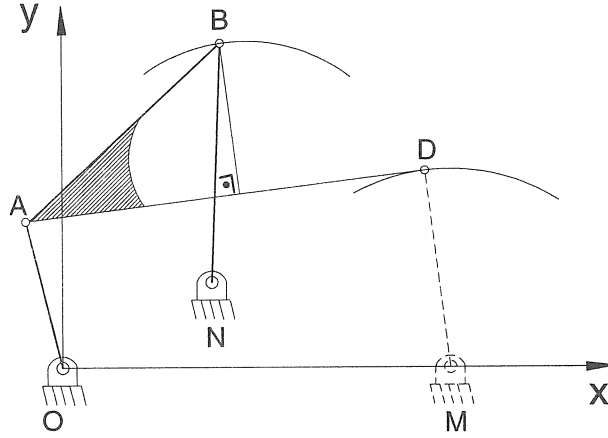
$$B = 4x_1x_2\sin\psi$$

$$C = x_1^2 + x_2^2 - x_3^2 - 2x_2x_6 + x_6^2 + (2x_1x_2 - 2x_1x_6)\cos\psi \quad (32)$$

Burada daha önce genel olarak yazılmış olan t parametresi yerine dört çubuk mekanizmasının giriş kolunun açısız dönmesi ($t=\psi$) alınmıştır. (31) ifadesindeki biyel açılardan sadece bir tanesi verilen mekanizmanın istenilen montaj biçimini gösterir.

(29-32) eşitlikleri ile (12) nolu polinomun katsayılarının hesaplanması sonucunda elde edilen kökler yardımı ile (5) nolu ifadedeki bilinmeyen (x_4, x_5, x_m, y_m, R) parametreler kümesi bulunur.

Şekil-3. de görüldüğü gibi, dört çubuk mekanizmasının biyel düzlemi üzerinde bulunan ve genel çembersel yörüngeyi yaklaşık izleyen ve orijinal OADN dört çubuk mekanizmasının AD biyeline ait olan B noktasına, çemberin yarıçapına eşit uzunluktaki bir uzvu çemberin merkez noktasında mafsallanıp DM uzvu ortadan kaldırılırsa istenilen çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak izleyen yeni OABN dört çubuk mekanizması kolaylıkla elde edilir. D noktası da artık bir mafsal noktası olmayıp yeni OABN dört çubuk mekanizmasının AB biyeline ait bir nokta olur. Yaklaşık çembersel yörünge izleyen orijinal OADM dört çubuk mekanizmasının AD biyeline ait B noktası, oluşturulan yeni OABN dört çubuğunu bir mafsal noktası olması nedeniyle BN yarıçaplı çembersel yörüngeyi tam olarak izler. Ters olarak da orijinal 4 çubuk mekanizmasının bir mafsal noktası olan D noktası da yeni dört çubuk mekanizmasının bir biyel noktası olması sebebiyle yaklaşık çembersel yörünge izler. Buna göre, kurulan OABN yeni dört çubuk mekanizmasının boyutları, Şekil-2. referans alınarak, aşağıdaki gibi belirlenir.



Şekil-3. Çembersel Yörünge İzleyen Dört Çubuk Mekanizmasının Oluşturulması

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= x_1; & x'_2 &= \sqrt{x_4^2 + x_5^2}; & x'_3 &= R; & x'_4 &= x_2 \cos\gamma; & x'_5 &= x_2 \sin\gamma; \\ x'_6 &= x_m; & x'_9 &= y_m; & \psi'_0 &= \psi_0; & \gamma &= \tan^{-1} \frac{x_5}{x_4} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

(33) ifadesinde $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_9, \psi_0]$ parametreleri OADM dört çubuğuna ait kinematik büyüklükleri, $[x_m, y_m, R]$ parametreleri biyel düzlemi üzerindeki genel çembersel yörünge tasarımı sonucunda elde edilen büyüklükleri, $[x'_1, x'_2, x'_3, x'_4, x'_5, x'_6, x'_9, \psi'_0]$ parametreleri ise

OABN dört çubuk mekanizmasına ait büyüklükleri simgelemektedir. Ayrıca Şekil-2 de gösterilmeyen x_9 uzunluğu dört çubuk mekanizmasının çıkış koluna ait sabit mafsalının giriş kolu sabit mafsalına göre düşey uzaklığını göstermektedir. Ayrıca, yeni OABN 4-çubuk mekanizmasının biyel uzvuna ait D noktasının istenilen çembersel yörüngeye olan yakınlığı (33)

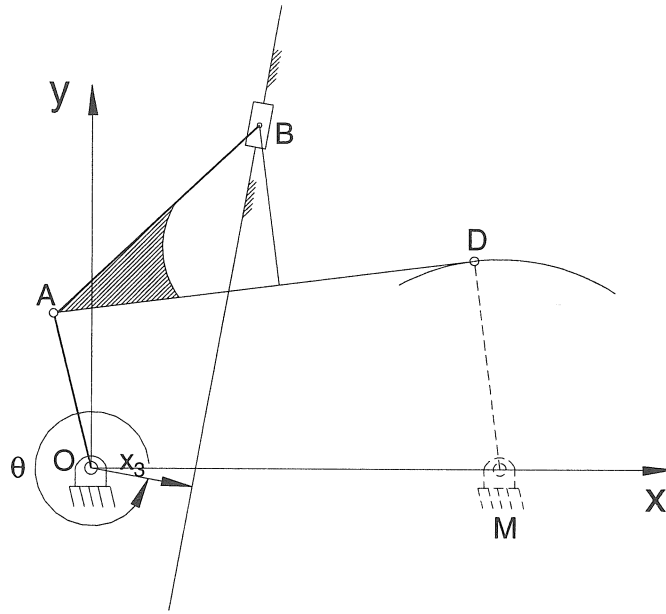
ifadesindeki boyutlar kullanılarak (18) yardımı ile hesaplanır.

Şekil-2. deki dört çubuk biyeli üzerinde genel doğrusal bir yörünge için dört çubuk mekanizmasının biyel düzleminin hareketini ifade eden (29-32) ifadelerinin (20-27) de yerine konulması sonucunda doğrusal yörüngeye ait bilinmeyen $[x_4, x_5, m, n]$ parametrelerinin hesaplanması gerekir. Hesaplanan parametrelerin doğrusal yörüngeye olan yakınlığı (28) ifadesindeki yapısal hata dağılımından belirlenebilir. Elde edilen bu doğrusal yörünge

üzerine bir kayar uzvun eklenmesi ve dört çubuk mekanizmasının çıkış uzvunun kaldırılması sonucunda Şekil-4 deki istenilen çembersel yörüngeyi izleyen bir krank-biyel mekanizması tasarımı gerçekleştirilir.

Genel doğrusal yörünge izleyen dört çubuk mekanizmasının istenilen çembersel yörüngeyi izleyen krank-biyel mekanizmasına dönüştürülmesiyle ortaya çıkan kinematik parametreler aşağıdaki gibi hesaplanır, Şekil-4.

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= x_1; & x'_2 &= \sqrt{x_4^2 + x_5^2}; & \theta &= \frac{\pi}{2} + \tan^{-1} m; & x'_3 &= \sqrt{\frac{n^2 + \tan^2 \theta}{(\tan \theta - m)^2}}; \\ x'_4 &= x_2 \cos \gamma; & x'_5 &= x_2 \sin \gamma; & \psi'_0 &= \psi_0; & \gamma &= \tan^{-1} \frac{x_5}{x_4} \end{aligned} \right\} \quad (34)$$



Şekil-4. Çembersel Yörünge İzleyen Krank-Biyel Mekanizmasının Oluşturulması

(34) ifadesinde $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_9, \psi_0]$ parametreleri OADM dört çubuğuna ait kinematik büyüklükleri, $[m, n]$ parametreleri biyel düzlemi üzerindeki genel doğrusal yörünge tasarımı sonucunda elde edilen büyüklükleri, $[x'_1, x'_2, x'_3, x'_4, x'_5, \psi'_0]$ parametreleri ise OAB krank-biyel mekanizmasına ait büyüklükleri simgelemektedir.

SAYISAL SONUÇLAR

Yukarıda anlatılan yöntemlerle ilgili olarak geliştirilen bilgisayar yazılımı yardımı bazı tasarım örnekleri gösterilmiştir. Kullanılan yöntemin kapalı

çözümlere dayalı olması nedeniyle mümkün olan tüm çözümler, sanal veya gerçek, elde edilmiştir. Sayısal örneklerde bulunan bu çözümler arasından pratik amaçlar için (yapısal hata ve boyut oranları kriteri) en uygun olduğu düşünülen çözümle ilgili mekanizmanın kinematik diyagramları gösterilmiştir.

Örnek 1: Bu örnekte, kol uzunlukları $x_1=0.6481$; $x_2=0.9848$; $x_3=0.6710$; $x_6=1.0000$; $x_9=0.0000$; olan, giriş kolu $\psi_0=10.00^\circ$ den $\psi_n=100.00^\circ$ ye kadar $\Delta\psi=90.00^\circ$ miktar döner iken biyel uzvu da $\delta_0=10.00^\circ$ ile $\delta_n=1.19^\circ$ aralığında $\Delta\delta=-8.81^\circ$ değişen ve giriş kolu tam dönü yapabilecek şekilde seçilen dört çubuk mekanizmasının biyel kolu düzlemi üzerinde genel bir çember çizen noktanın bulunması

ele alınmıştır. Söz konusu dört çubuk mekanizmasının boyutları geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirilmesi sonucunda, x_5 e göre 7. dereceden olan (10) nolu polinomun kökleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$(X_{5i}, i=1,\dots,7) = 10.3158; -75.1396-40.7582 i; -75.1396+40.7582 i; 0.3939; 5.0193; 0.0000; 0.0000;$$

Yukarıdaki kökler arasında iki tanesi sanal ve iki tanesi de x_5 in sıfır olduğu ve biyel uzvu ile giriş ve çıkış uzuvların ortak bağlantı noktalarını temsil eden bilinen çözümlerdir. Geriye kalan üç adet çözüm değerleri arasında yapısal hata ve uzunluk oranları bakımından en uygun dördüncü çözüm seçilmiş ve buna bağlı diğer parametre değerleri ve yapısal hatanın en büyük değeri e_{max} aşağıda verilmiştir.

$$x_4 = -1.0696; x_5 = 0.3939; x_m = -1.1040; y_m = 0.3985; R = 0.6212; e_{max} = 0.0055;$$

Elde edilen 4. çözüme ait dört çubuk mekanizmasının sınır konumları, izlemesi gereken genel çemberin gerçek eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel çembersel yörünge izleyen noktanın çizdiği kapalı biyel eğrisinin tamamı Şekil-5. (a) da gösterilmiştir. Buna göre, dört çubuk mekanizmasının önceden belirlenen sınır konumları arasındaki biyel eğrisi genel çembersel yörüngeyi yakından izlerken, bu yakınlığın mekanizmanın sınır konumları dışında da, yaklaşık yarım çember kadar, devam ettiği Şekil-5. (a) dan görülebilir.

Giriş kolu tam dönü yapabilen dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu ortadan kaldırıp genel çembersel yörüngeyi merkez noktası üzerine çemberin yarı çapı uzunluğunda yeni bir çıkış uzvunun ilave edilmesi sonucunda elde edilen yeni dört çubuk mekanizmasının (33) ifadesine göre hesaplanan kinematik büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

$$x'_1 = 0.6481; x'_2 = 1.1414; x'_3 = 0.6212; x'_4 = -0.9229; \\ x'_5 = 0.3438; x'_6 = -1.1040; \\ x'_9 = 0.3985; \psi'_0 = 10.00^0; \psi'_n = 100.00^0; e_{max} = 0.0040;$$

Elde edilen bu yeni dört çubuk mekanizmasının izlediği çembersel yörünge önceden belirlenmiş çembersel yörüngeyi. Buna ait mekanizmanın kinematik diyagramı, sınır konumları ve yaklaşık çembersel yörünge olan biyel eğrisi Şekil-5 (b) de çizilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi, mekanizmanın sınır konumları dışında da çembersel yörünge bir miktar daha devam etmektedir. Ancak dört çubuk mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapamadığı için biyel eğrisi kapalı eğri olmamaktadır.

Bu defa da giriş kolu tam dönü yapabilen ve biyel eğrisi genel bir çembersel yörüngeyi yaklaşık

olarak izleyen dört çubuk mekanizmasının giriş kolu çıkarılıp, çembersel yörüngeye merkezine ilave edilen yeni uzuv giriş kolu yapılırsa aşağıda kinematik boyutları verilen yeni dört çubuk mekanizması elde edilir.

$$x'_1 = 0.6212; x'_2 = 2.0927; x'_3 = 0.6010; x'_4 = 1.1259; \\ x'_5 = -0.1875; x'_6 = 2.1040; \\ x'_9 = -0.3985; \psi'_0 = -7.31^0; \psi'_n = 99.27^0; e_{max} = 0.0031;$$

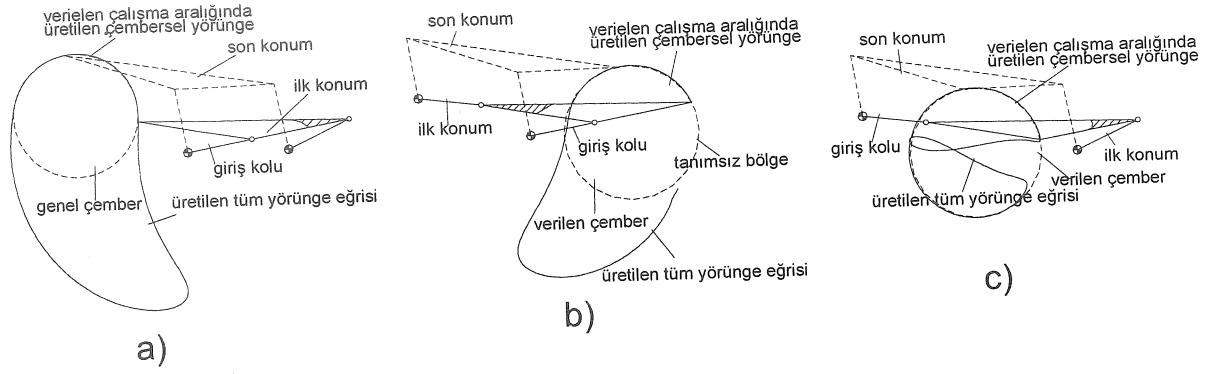
Yukarıda kinematik büyüklükleri verilen mekanizmanın kinematik diyagramı, sınır konumları ve yaklaşık çembersel yörünge olan biyel eğrisi Şekil-5 (c) de çizilmiştir. Daha önceki tasarımlara

benzer olarak burada da mekanizmanın sınır konumları dışında çembersel yörüngeye neredeyse verilen çemberin tamamına yakın olarak devam ettiği Şekil-5 (c) den görülebilir. Ayrıca istenilen çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak üreten yeni dört çubuk mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapabildiği nedeniyle söz konusu biyel eğrisi kapalı eğri olmaktadır.

Örnek 2: Bu örnekte, kol uzunlukları $x_1=0.5250$; $x_2=1.0858$; $x_3=1.3505$; $x_6=1.0000$; $x_9=0.0000$; olan, giriş kolu $\psi_0=110.00^0$ den $\psi_n=230.00^0$ ye kadar $\Delta\psi=120.00^0$ miktar döner iken biyel uzvu da $\delta_0=46.42^0$ ile $\delta_n=81.24^0$ aralığında $\Delta\delta=34.82^0$ kadar değişen ve giriş kolu tam dönü yapabilen bir dört çubuk mekanizmasının biyel kolu düzlemi üzerinde genel bir doğrusal yörünge izleyen noktanın bulunması gösterilmiştir. Söz konusu dört çubuk mekanizmasının boyutları geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirilmesi sonucunda, genel doğruya ait bilinmeyen parametreler aşağıda verilmiştir.

$$x_4 = 1.9971; x_5 = 0.0166; m = 0.3102; n = 1.5837; \\ e_{max} = 0.0061;$$

Elde edilen bu genel doğruya ait dört çubuk mekanizmasının sınır konumları, izlemesi gereken genel doğrusal yörünge eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel doğrusal yörünge izleyen noktanın çizdiği kapalı biyel eğrisinin tamamı Şekil-6. (a) da gösterilmiştir. Buna göre, dört çubuk mekanizmasının önceden belirlenen sınır konumları arasındaki biyel eğrisi genel doğrusal yörüngeyi oldukça yakın izlerken, bu yakınlığın mekanizmanın sınır konumları dışında da bir miktar devam ettiği Şekil-5. (a) dan görülebilir.



Şekil-5. Verilen Çalışma Aralığında Dört Çubuk Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Çembersel Yörüngeler.

Giriş kolu tam dönü yapabilen dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu ortadan kaldırıp genel doğrusal yörünge üzerine bir kayar uzvunun ilave edilmesi sonucunda elde edilen krank-biyel mekanizmasının (34) ifadesine göre hesaplanan kinematik büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

$$x'_1 = 0.5250; x'_2 = 1.9971; x'_3 = 1.5126;$$

$$\theta = 107.23^\circ; x'_4 = 1.0858; x'_5 = -0.0090;$$

$$\psi'_0 = 110.00^\circ; \psi'_n = 230.00^\circ; e_{\max} = 0.0048$$

Verilen bir çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak izleyecek biçimde yukarıda tasarımı gerçekleştirilen krank-biyel mekanizmasının izlediği yaklaşık çembersel olan yörünge ve mekanizmanın çalışma aralığını gösteren kinematik diyagram Şekil-6 (b) de gösterilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi, mekanizmanın sınır konumları dışında da çembersel yörünge az miktar daha devam etmektedir. Söz konusu krank-biyel mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapamadığı için mekanizmanın biyel eğrisi kapalı eğri olmamaktadır.

Şekil-6. (a) da gösterilen dört çubuk mekanizmasının giriş kolu ortadan kaldırılır ve bu mekanizmanın genel doğrusal yörünge izleyen biyel noktasına bir kayar uzuv ilave edildiğinde Şekil-6 (c) deki krank-biyel mekanizması elde edilir. Bu mekanizmaya ait kinematik boyutlar aşağıda gösterilmiştir.

$$x'_1 = 1.3505; x'_2 = 0.9114; x'_3 = 1.8089;$$

$$\theta = 107.23^\circ; x'_4 = -1.0856; x'_5 = 0.0198;$$

$$\psi'_0 = 108.61^\circ; \psi'_n = 150.21^\circ; e_{\max} = 0.0069;$$

Örnek 3: Birinci örnekte ele alınan dört çubuk mekanizmasının yerine bu kez de bir krank- biyel mekanizmasının biyel uzvunun düzlemsel hareketi esnasında genel çembersel yörünge izleyen biyel noktalarının araştırılması bu örnekte ele alınmıştır. Söz konusu krank-biyel mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapacak biçimde ve boyutları keyfi olarak seçilmiştir. Buna göre, kinematik büyüklükleri $x_1=1.3546$; $x_2=3.7011$; $x_3=0.0000$; $\theta=0.00^\circ$; olarak seçilmiş olan krank-biyel mekanizmasının giriş kolu $\psi_0=65.00^\circ$ dan $\psi_n=155.00^\circ$ ye kadar $\Delta\psi=90.00^\circ$ miktar döner iken, biyel uzvu $\delta_0=-19.37^\circ$ ile $\delta_n=-8.90^\circ$ aralığında $\Delta\delta=10.47^\circ$ döner. Ayrıca biyel uzvunun bu hareket aralığında piston uzvunun doğrusal yer değiştirme miktarı $\Delta s=1.6352$ olur. Bu hareket aralığında ele alınan krank-biyel mekanizması geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirildiğinde, x_5 e göre 7. dereceden olan (10) nolu polinomun kökleri aşağıdaki gibi bulunur.

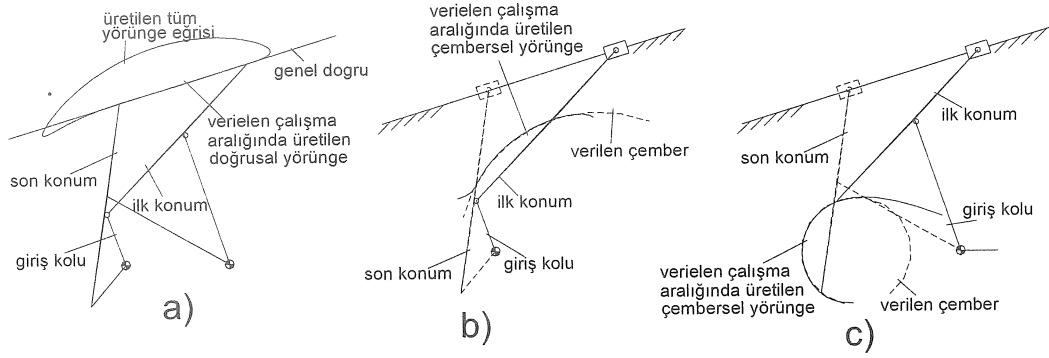
$$(x_{5i}, i=1, \dots, 7) = 38.148; -8.3255-2.7548 i;$$

$$-8.3255+2.7548 i; 1.4570; 1.7788; 0.0000; 0.0000;$$

Yukarıdaki kökler arasında iki tanesi sanal ve iki tanesi de x_5 in sıfır olduğu ve biyel uzvu ile giriş ve çıkış uzuvlarının ortak mafsal noktalarını temsil eden ve önceden bilinen çözümlerdir. Geriye kalan üç adet çözüm değerleri arasından yapısal hata ve boyut oranları bakımından en uygun olan üçüncü ve beşinci çözümlerdir. Bu iki çözüm arasından beşinci çözüm ele alınarak buna bağlı diğer parametre değerleri aşağıda gösterilmiştir.

$$x_4=4.9945; x_5=1.7788; x_m=5.3017; y_m=3.6556;$$

$$R=2.4738; e_{\max}=0.0051;$$



Şekil-6. Verilen Çalışma Aralığında Dört Çubuk Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Doğrusal Yörüngeler.

Elde edilen beşinci çözüme ait krank-biyel mekanizmasının sınır konumları, teorik olarak izlemesi gereken genel çembersel yörünge eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel çembersel yörünge izleyen noktanın çizdiği gerçek biyel eğrisinin kapalı biçimi Şekil-7. (a) da gösterilmiştir. Çizilen kapalı biyel eğrisinin mekanizmanın sınır konumları arasında kalan parçası, bu çalışma kapsamında tasarımı gerçekleştirilen yaklaşık çember olan yörünge eğrisidir.

Şekil-7 (a) da gösterilen krank-biyel mekanizmasının genel çembersel yörünge izleyen biyel noktasına bir uzuv eklenerek piston uzvunun ortadan kaldırılması sonucunda elde edilen ve yaklaşık doğrusal yörünge izleyen dört çubuk mekanizmasının kinematik diyagramı Şekil-7(b) de, kinematik boyut değerleri de aşağıda verilmiştir.

$$x'_1 = 1.3546; x'_2 = 5.3018; x'_3 = 2.4738;$$

$$x'_4 = 3.4866; x'_5 = -1.2417; x'_6 = 5.3017;$$

$$x'_9 = 3.6556; \psi'_0 = 65.00^0; \psi'_n = 155.00^0; e_{\max} = 0.0045;$$

Eğer Şekil-7(a) yardımı ile elde edilen ve Şekil-7(b) de görülen mekanizmanın piston uzvu tekrar yerine konur ve bu kez de giriş uzvu çıkarılırsa Şekil-7 (c) deki yaklaşık çembersel yörünge izleyen yeni bir krank-biyel mekanizması elde edilir. Aşağıda kinematik boyutları verilen bu yeni krank-biyel mekanizmasının izlediği çembersel yörünge, tasarımcı tarafından önceden belirlenebilir.

$$x'_1 = 2.4738; x'_2 = 2.1993; x'_3 = 3.6556;$$

$$\theta = 270.00^0; x'_4 = 4.3758; x'_5 = 2.9934;$$

$$\psi'_0 = -76.62^0; \psi'_n = -122.17^0; e_{\max} = 0.0078;$$

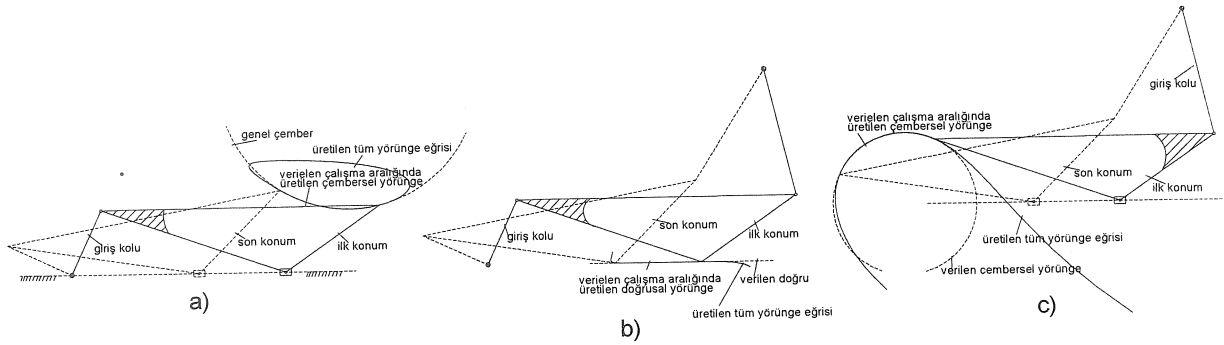
SONUÇ

Bu çalışmada herhangi bir mekanizmanın biyel uzvu üzerinde çembersel ve doğrusal yörüngesi en az

hata ile izleyen bir noktanın bulunması için, kapalı çözüme dayalı Galerkin adı verilen bir metot gösterilmiştir. Söz konusu biyel noktasının izlediği çembersel veya doğrusal yörünge önceden tasarımcı tarafından belirlenmiş yörüngeler değildir. Bu yörüngeler kinematik boyutları önceden belirlenmiş olan herhangi bir mekanizmanın seçilen biyel uzvunun sonlu bir hareketi esnasında üzerindeki bir noktanın en az hata ile izleyebildiği kısmi çembersel veya doğrusal yörüngelerdir.

Geliştirilen yöntemin etkinliği, keyfi olarak seçilen krank-biyel ve dört çubuk mekanizmasının biyel uzuvları ele alınarak gösterilmiştir. Bu çalışmada gösterilen sayısal örneklerde seçilen mekanizmaların belirlenen çalışma aralıklarında tespit edilen biyel noktalarının ürettiği yörünge ile istenilen yörünge eğrileri arasındaki yapısal hata 1% den küçük olması sağlanmıştır. Bu durum seçilen mekanizmanın çalışma aralığının ve boyutlarının sistematik biçimde değiştirilmesi ile mümkün olmuştur. Çünkü mafsal noktaları arzu edilen çembersel veya doğrusal yörünge parçalarını izleyen biyel uzvuna sahip çok sayıda farklı kinematik boyutlara veya farklı çalışma aralıklarına sahip mekanizmalar belirlenebilir.

Biyel uzvu üzerinde yaklaşık çembersel yörünge izleyen noktaların bulunmasında kullanılan kinematik denklemler yedinci dereceden polinoma indirgenmiştir. Polinomun derecesinin tek olması, her zaman en az bir tane gerçek çözümün varlığının gösterir. Ayrıca dört-çubuk mekanizmasının biyel uzvunun tam çembersel yörünge izleyen her iki mafsal noktasının da yedinci dereceden polinomun bilinen çözümleri olması nedeniyle, amaca uygun çözüm sayısı en fazla beş olmaktadır. Bu durum krank-biyel mekanizmasının biyel uzvu için de geçerlidir. Çünkü tam doğrusal bir yörünge izleyen biyel piston mafsalı aynı zamanda yarı çapı sonsuza giden çembersel yörünge olarak düşünülebilir.



Şekil-7. Verilen Çalışma Aralığında Krank-Biyel Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Çembersel Yörüngeler.

Bu çalışmada gösterilen yaklaşım sadece 4-çubuk ve krank biyel mekanizmasının biyel uzvu ile sınırlı olmayıp bunların dışındaki farklı mekanizma yapıları için de kullanılabilir.

A NOVEL APPROACH TO THE DESIGN OF PLANAR MECHANISMS TRACING APPROXIMATE CIRCULAR AND APPROXIMATE LINEAR COUPLER CURVES

In this work, the design of a mechanism tracing a desired circular or a linear trajectory is accomplished by determining a suitable coupler point supposed to generate approximate circular or linear paths during the finite displacement of a coupler link of a mechanism with known dimensions. Closed-form solutions have been obtained by using an elimination technique in the design process. So all the possible solutions resulting in this process are found out. Numerical examples are given to demonstrate the effectiveness of the method.

Keywords: Circular and linear paths, approximate synthesis, coupler point, closed-form solutions.

KAYNAKÇA

1. Dittrich, G., Braune, R., *Getriebetechnik in Beispielen*, R. Oldenbourg Verlag, München, 1978.
2. Volmer, J., *Getriebetechnik, Koppelgetriebe*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1979.
3. Norton, R.L., *Design of Machinery*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1992.
4. Volmer, J., *Getriebetechnik, Lehrbuch*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1972.
5. Martin, G.H., *Kinematics and Dynamics of Machines*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1969.
6. Hall, A.S., *Kinematics and Linkage Design*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, 1961.
7. Hirschhorn, J., *Kinematics and Dynamics of Plane Mechanisms*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1962.
8. Shigley, J.E., *Theory of Machines*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1961.
9. I.D.Akçalı, G.Dittrich, Function Generation By Galerkin's Method, *Mechanism and Machine Theory*, 24 (1989) No.1, 1989, 39-43.
10. A.K. Dhingra, A.N. Almadi, D.Kohli, Closed-Form Approach to Coupler-Curves of Multi-Loop Mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design*, 122 (2000), 464-471.
11. Hartenberg, R.S., Denavit, J., *Kinematics Synthesis of Linkages*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1964.
12. Nolle, H., Linkage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review-III Spatial Synthesis and Optimization, *Mechanism and Machine Theory*, 10 (1997) 1, 41-55.
13. Almadi A.N., Dhingra A.K., Kohli D., Displacement analysis of ten-link kinematic chains using homotopy, *Proc. of 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms I*, 90-94, 1995.
14. Dhingra A.K., Cheng J.C., Kohli D., Synthesis of six-link, slider-crank and four-link mechanisms for function, path and motion generation using homotopy with m-homogenization, *ASME Journal of Mechanical Design*, 116 (1994), 1122-1131.
15. Raghavan M., The Stewart platform of general geometry has 40 configurations, *ASME Journal of Mechanical Design*, 115 (1993), 277-282.
16. Subbian T., Flugard D.R., Four-Bar path generation synthesis by a continuation method, *ASME Journal of Mechanical Design*, 113 (1991), 63-69.
17. Wampler C.W., A.P. Morgan, A.J. Sommese, Numerical continuation methods for solving polynomial systems arising in kinematics, *ASME Journal of Mechanical Design*, 112 (1990), 59-68.

18. Wampler C.W., Morgan A.P., Sommese A.J., Complete solutions of the nine-point path synthesis problem for four-bar linkages, *ASME Journal of Mechanical Design*, 114 (1992), 153-159.
19. Buchberger B., Grobner bases: an algorithmic method in polynomial ideal theory, in: N.K., Bose (Ed.), *Multidimensional Systems Theory*, 184-232, Reidel, Holland, 1985.
20. Salmon G., *Modern Higher Algebra*, Chelsea, New York, 1985.
21. Waldron K.J., Sreenivasan S.V., A study of the position problem for multi-circuit mechanisms, *Mechanism Synthesis and Analysis DE*, 70 (1994), 337-348.
22. Almadi A.N., Dhingra A.K., Kohli D., Closed-Form Displacement Analysis of SDOF 8-Link Mechanisms, in: *Proceedings of the ASME Design Engineering Technology Conference*, Irvine, CA, 1996.
23. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms:Part-I, *Mechanism and Machine Theory*, 36 (2001) 1, 29-56.
24. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 8,9 and 10-link mechanisms:Part-II: 9-link 2-DOF and 10-link 3-DOF mechanisms, *Mechanisms and Machine Theory*, 35 (2000) 1, 851-869.
25. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms:Part-II: polynomial solutions, *Mechanisms and Machine Theory*, 36 (2001), 57-75.
26. Akçali, İ.D., Mekanizma Tekniğinde Yörünge ve Fonksiyon Sentezine Çeşitli Yaklaşımların Gözden Geçirilmesi, *Doğa* 8, 1 (1984), 1-12.
27. Akçali, İ.D., Mutlu, H., A Novel Approach in the Direct Kinematics of Stewart Platform Mechanism, (Paper Under Review) Sent to *ASME, J. Mechanical Design*, Aug.2003.