

Esnek Bağlantılı Mekanizma Modeli ve Kontrolü

Merve Acer, Asif Şabanoviç

Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Mekatronik Mühendisliği Bölümü
Sabancı Üniversitesi, İstanbul,

merveacer@su.sabanciuniv.edu, asif@sabanciuniv.edu

Özetçe

Bu çalışmada mikro sistem için konumlandırıcı olarak tasarımı yapılmış uyumlu bir mekanizmanın benzetiminin yapılması amacıyla mekanizmanın dinamik modellenmesi yapılmıştır. Mekanizmanın kirislerden oluştuğu düşünülüp, mekanizmaya gelen kuvvetler kirislerin uçlarında dikey deformasyonlara neden olduğundan, kirislerin dikey dinamik denklemleri kullanılarak model oluşturulmuştur. Mekanizmanın merkezine bir eksen takımı yerleştirilip, merkezinin hareketi kirislere dik yönde oluşan deformasyon vektörlerinin mekanizmanın geometrisine bağlı olarak oluşturdukları kinematik transformasyon ile mekanizmanın merkezine hareketi bulunmuştur. Son olarak da mekanizmanın benzetimi Matlab Simulink ortamında yapılmıştır. Ayrıca PID kontrol uygulanıp sistemin pozisyon kontrolü sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Esnek Bağlantılı Mekanizma, kiris dinamiği, pozisyon kontrolü.

1. Giriş

Mekanizmalar hareket, kuvvet veya enerji ileticek şekilde tasarlanmış direngen cisim topluluklarıdır. Bir çok mekanizma bu iletimleri gerçekleştirebilmek için rijit bağlantılardan oluşur. Ancak bu bağlantılar hareket iletimlerinde yüksek hassaslık gerektiren uygulamalarda sorun oluşturmaya başlamıştır. Bağlantılar arasındaki boşluklar, sürtünmeler, aşınmalar vb. nedenler yüzünden bu tür mekanizmaların hassas uygulamalarda kullanımları zorlaşmıştır. Bu yüzden esnek bağlantılı mekanizmalar geliştirilmiştir. Bu mekanizmalar tek parçadan oluşan mekanizmalardır. Yani ara bağlantı elemanları yoktur. Hareket, literatürde "flexure" adı verilen inceltmiş, geometrisinin ve malzemesinin izin verdiği kadar eğilebilen kirislerle, eğriliklerle aktarılmaktadır. Bu uzuvlar hareketleri sınırlandırılmış rumanlar olarak da düşünülebilirler.[1]

Esnek Bağlantılı mekanizmalar aslında yaşamımızda bir çok alanda da kullanılmaktadır. Cımbızlar, ataçlar, emniyet kemelerinin kilitleri, tırnak makasları gibi bir çok kullandığımız alet birer Esnek Bağlantılı mekanizmadır.[2]

Mikro sistemlerde Esnek Bağlantılı mekanizmalar çokça kullanılmaktadır. Mikro montaj istasyonlarında mikron seviyesindeki parçaları manipüle etmek için tasarlanan birçok mikrotutucu da Esnek Bağlantılı mekanizmadır. [3],[4] ve [5] de Esnek Bağlantılı mekanizmalı mikrotutucular tasarlanmıştır.[6]'da tasarlanmış olan nano konumlandırıcı da

nano teknoloji ve optik sensörlerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir Esnek Bağlantılı mekanizmadır. Ayrıca bu tür mekanizmalar kullanılarak iki kararlı durumu olan sistemler de elde edilmiştir. Bu tip mekanizmalar mikro [7] ve makro [8] uygulama alanlarında anahtar olarak kullanılmıştır.

Esnek Bağlantılı mekanizmanın bir çok alanda kullanılmasının sebebi sistemlere bir çok avantaj sağlamasıdır. Bunları sırasıyla sayarsak:

- Tek bir parçadan üretilibilmeleri, bu mekanizmanın daha hassas çalışmasını, daha hafif olmasını sağlamaktadır.
- Kullanılan parça sayısını azaltırlar. Böylelikle mekanizmanın imalatı, montaj kolaylaşır ve maliyeti azalır.
- Ek bağlantılar olmadığından hareketi bozan boşluklar oluşmaz ve yağlanmaya ihtiyaç duymazlar.
- Simetrik parçalar yapılırsa sıcaklıktan oluşan hatalar çok aza indirgenebilir.
- Eğer düzgün tasarlanırlarsa çok hassas hareketler sağlanabilir. MEMS imalat teknikleri kullanılarak kolaylıkla mikron boyutlarda üretilip kullanılabilirler.

Esnek Bağlantılı mekanizmaların avantajları olduğu kadar dezavantajları da vardır.

- Benzetimlerinin yapılması zordur. Mekanizma analizi, sentez metodları, kirislerin eğilim hareketleri gibi bilgilerin iyi bilinmesi gerekir. Eğer kirisler büyük eğilmelere maruz kalıyorsa lineer kiris kuvvetleri geçerliliğini yitirir ve lineer olmayan denklemler oluşur.
- Bu tür mekanizmaların büyük kuvvetlere karşı az toleransları vardır. Plastik deformasyon oluşabilir. Eğer malzeme büyük gerilim altında kalırsa elastik şekil değiştirme plastik şekil değişime dönüşür ve gerilim ortaya kalktığında eski haline dönmez.

Esnek Bağlantılı mekanizmaları modellemek için literatürde bir çok yöntem vardır. Farz edilen mod metodunda G.G. Hastings, W.J. Book zamana göre değişen mod genlikler fonksiyonlarını kullanarak kirisleri modellemiştir. [9] Ancak bir çok kirisden oluşa sistemlerde ve kesit geometrileri değişen kirislerde çözmesi zorlaşmıştır. Sonlu elemanlar metodunda bilinen rijit bir cismin hareketinden yola çıkılarak mekanizmanın elastik hareketi bu rijid hareketten süperpoze edilmiştir. Ancak bir çok kesin olarak bilinmeyen sınır şartları ve diferansiyel denklemler oluşmaktadır. Ayrıca bazı araştırmacılar toptan parametrelili modeli oluşturmuştur. [10] Bu modelde mekanizma kütle ve yaylardan oluşan bir sistem olarak modellenmiştir ve çözümlemeye büyük kolaylık sağlamıştır. Howell L.L. Pseudo rigid body model adlı modeli oluşturmuştur. [2] Burada her eğrilik, burulma yayı bulunan

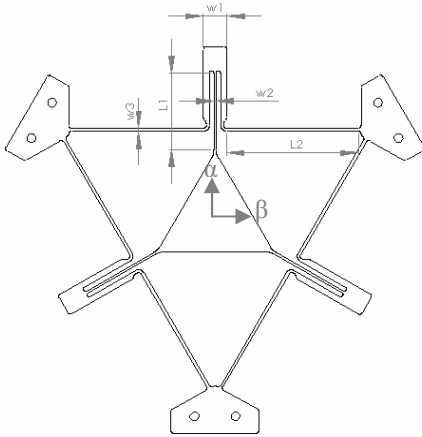
döner bağlantı olarak düşünülmüştür ve mekanizma rijit olarak alınarak modellenmiştir. Choi K., Kim H. “substructuring dynamic modeling” olarak adlandırdıkları bir yöntemle sonlu elemanlı lagrange formülasyonu uygulayarak bu tip mekanizmaları modellemiştir. [11]

Bu çalışmada daha önce tasarlanmış olan [12] uzaysal esnek bağlantılı bir mekanizmanın sadece 2 boyutta kullanılmak üzere yeniden tasarlanmıştır. Bu mekanizma paralel bir mekanizmadır. Yapılan tasarımda paralel bir mekanizmanın seçilmesinin nedeni paralel mekanizmaların seri bağlı mekanizmalara göre daha iyi dinamik özelliklere sahip olmasıdır. Seri mekanizmalar bilindiği gibi fazla rijit değildir, motorların ağırlıklarını taşıyabilecek kadar büyük tasarlanmak zorundadırlar bu sistemin dinamik performansını düşürmektedir. Ayrıca seri mekanizmalar açık döngülü olduklarından dolayı eyleyici hataları toplanarak uçta büyük bit hata vermektedir. Yapılacak olan sistem mikrosistemde kullanılacağı için rijit ve hassasiyet bakımından daha üstün oldukları bilinen paralel mekanizmalar seçilmiştir. Çalışmada esnek bağlantılı mekanizmanın matematiksel modeli çıkarılmıştır. Modellemede kirişlerin mod şekil fonksiyonları kullanılarak oluşturulan Euler-Bernoulli Kiriş denklemleri kullanılmıştır. Modellenen mekanizmanın Matlab Simulink ortamında benzetimi yapılmış ve kontrolü uygulanmıştır.

Bu çalışmada izlenen organizasyon: 2. bölümde Esnek Bağlantılı mekanizma tanıtımı yapılacak, 3. bölümde mekanizmanın dinamik modelinin çıkarılışı anlatılacak, 4. bölümde çıkarılan dinamik modelin açık döngülü modeli elde edilecek, 5. bölümde kapalı döngülü kontrol yapılacak ve sonuçlar gösterilecek ve 6. bölümde de çalışma sonlandırılacaktır.

2. Esnek Bağlantılı mekanizma

Önerilen Esnek Bağlantılı mekanizma Şekil 1’de görüldüğü gibi α - β eksenlerinde hassas bir şekilde mikron hatta nano seviyelerde çalışabilecek bir mekanizmadır. Mekanizma, düzlemsel üçgen bir platformun üçgenin köşelerine bağlı yekpare esnek kirişlerden oluşmaktadır. Esnek kirişlerin uçlarına piezo motorlar monte edilerek, platform hareket etmektedir. Bu hareket üçgenin köşelerine yerleştirilmiş kirişlerin eğilmesiyle gerçekleşmektedir ve kirişlerin eğilme miktarı da verilen kuvvete ve malzemenin en önemli özelliklerinden biri olan elastiklik modülüne bağlıdır.

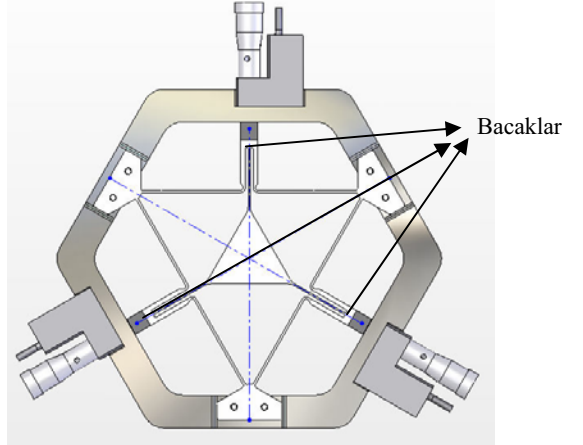


Şekil 1: Tasarlanmış esnek bağlantılı mekanizma

Tasarlanmış uysal mekanizmanın gerekli sonlu eleman analizleri yapıldıktan sonra seçilen parametreleri is Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1: Mekanizmanın önemli ölçüleri

L_1	25 mm
L_2	45 mm
w_1	8 mm
w_2	0.8 mm
w_3	1 mm
t (kalınlık)	2 mm



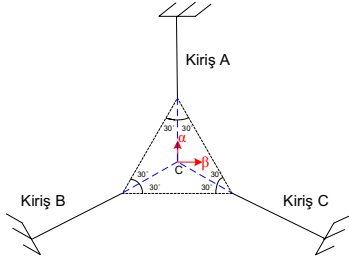
Şekil 2: Esnek Bağlantılı Mekanizmanın Montajı

Şekil 2’de Esnek bağlantılı mekanizmanın montajı ve mekanizmanın piezo motorlara nasıl bağlandıkları ve tahrik ettikleri görülmektedir. Piezo motorlardan esnek bağlantılı mekanizmaya gelen kuvvetler mekanizmanın bacaklarından üçgenin tam merkezine doğru verilmektedir. Böylece kuvvetler sistemde bir dönme hareketi yaratmayacak olup sadece Şekil 1 de gösterildiği gibi α - β eksenlerinde hareket edecektir.

3. Mekanizmanın Matematiksel Modeli

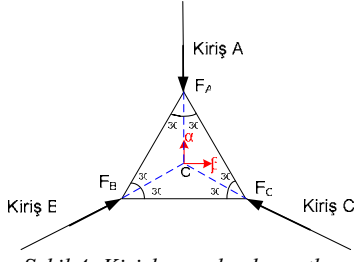
Esnek bağlantılı mekanizma dağılmış parametrelili bir sistemdir. Bunun nedeni ise bu sistemlerinin hareketleri esnek elemanların malzemelerinin izin verdiği ölçüde esnemesinden oluşmasıdır. Bu tip elemanların eğilme miktarları bilindiği gibi hem zamana hem de esnek elemanda buldukları konuma göre değişmektedir.

Tasarlanmış uysal mekanizmanın Şekil 3’de görüldüğü gibi 3 tane ankastre mesnet-boşta uçlu kirişten oluştuğunu düşünerek, bu kirişlerin serbest uçlarının dikey yönde deformasyon dinamikleri alınarak, eşkenar üçgenin merkezinin dinamiği çıkarılmıştır. Kirişlerinin bir ucunun ankastre mesnetlenmiş olarak alınmasının sebebi, tasarımda hareketi sağlamak için kullanılması düşünülen piezo motorların asıl mekanizmanın bu uçlara bağlanmasından dolayıdır. Yani bu uçlarda eğilme olmadığı varsayılmaktadır. Kirişlerin boyuna yönde deformasyonu bu bildiride gösterilmemiştir. Ancak yapılan çalışmalarda etkisinin yok sanılabilecek kadar az olduğu görülmüştür.



Şekil 3: Varsayılan mekanizma

Mekanizmanın uçlarından gelen kuvvetlerin de Şekil 4'deki gibi kirişler boyunca doğrudan iletildiği varsayılmıştır.



Şekil 4: Kirişlere gelen kuvvetler

Sistemin Şeki 4'de görüldüğü 3 tane kuvvet girişi vardır. Bunlar F_A , F_B ve F_C 'dir. Ancak sistem 2 boyutta α - β eksenlerinde kontrolü yapılacağından sistem 2 girişli 2 çıkışlı bir sisteme çevrilecektir. Sistem girişleri F_α ve F_β ve çıkışları da x_α ve x_β olan bir sistem olarak modellenenmektedir. Şekil 4'de bakılarak F_A , F_B ve F_C ile F_α ve F_β arasındaki ilişki şu şekilde yazılır:

$$\begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & \sin 30 & \sin 30 \\ 0 & \cos 30 & -\cos 30 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_B \\ F_C \end{bmatrix} \quad (1)$$

Ancak görüldüğü gibi dönüştürme matrisimiz 2x3 lük matris olduğundan F_α ve F_β kuvvetlerine karşılık gelen F_A , F_B ve F_C kuvvetleri bulunamamaktadır. Yani dönüştürme matrisinin tersi yoktur. 3 elemanlı bir uzaydan 2 elemanlı bir uzaya geçmek içinde 2 elemanlı uzaya F_0 elemanı eklenerek 3 elemanlı bir uzay haline dönüştürülmüştür. Böylece iki uzay arasında tersi alınabilir 3x3 lük bir dönüştürme matrisi şu şekilde yazılabilir:

$$K \begin{bmatrix} -1 & \sin 30 & \sin 30 \\ 0 & \cos 30 & -\cos 30 \\ b & b & b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_B \\ F_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \\ F_0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

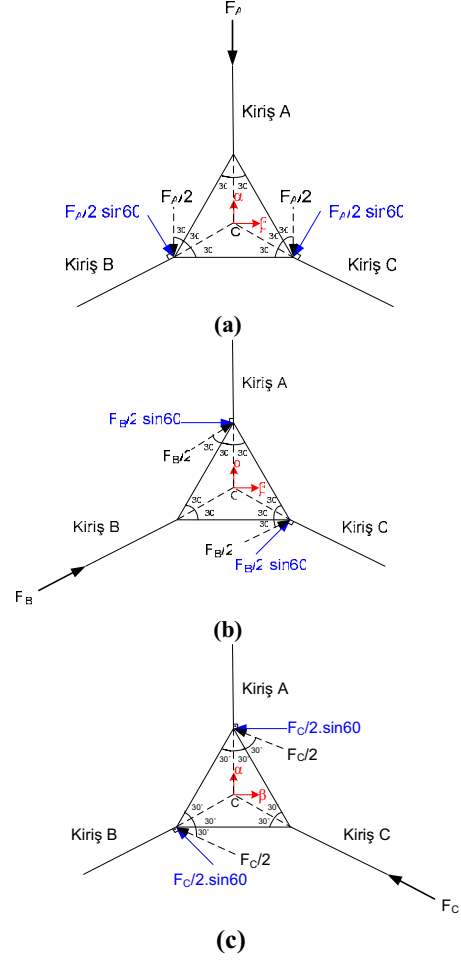
$$\text{Transfer matrisi: } A_{\alpha\beta 0}^{ABC} = K \begin{bmatrix} -1 & \sin 30 & \sin 30 \\ 0 & \cos 30 & -\cos 30 \\ b & b & b \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$A_{\alpha\beta 0}^{ABC} \cdot A_{\alpha\beta 0}^{ABC T} = I \quad (4)$$

$F_0 = 0$ olarak seçilmiştir. Denklem 31 ve 32 kullanılarak $K = \sqrt{3}/2$, $b = \sqrt{2}/2$ olarak hesaplanır. Artık transfer matrisinin tersiyle F_α ve F_β kuvvetlerine karşılık gelen F_A , F_B ve F_C kuvvetleri hesaplanabilir.

3.1. Dikey Dinamik Model

A, B ve C diye adlandırılan ankastre mesnet-serbest uçlu kirişin enine dinamik modeli bu kirişlere dik gelen kuvvetlerin etkisiyle oluşmaktadır. Bu yüzden Şekil 5'e bakarak bu yönde esnemelerini sağlayan kuvvetleri mekanizmanın geometrisinden kolayca bulunabilir.

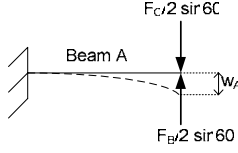


Şekil 5: (a) F_A kuvvetinin oluşturduğu dikey dinamik kuvvetleri (b) F_B kuvvetinin oluşturduğu dikey dinamik kuvvetleri (c) F_C kuvvetinin oluşturduğu dikey dinamik kuvvetleri

Şekil 5 e bakarak ve saat dönüş yönünü pozitif olarak alırsak tahrik eden kuvvetlerle kirişlere etkiyen dik kuvvetler arasındaki ilişkiyi şu şekilde yazabiliriz;

$$\begin{bmatrix} 0 & 0.5 \sin 60 & -0.5 \sin 60 \\ -0.5 \sin 60 & 0 & 0.5 \sin 60 \\ 0.5 \sin 60 & -0.5 \sin 60 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_B \\ F_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1t} \\ F_{2t} \\ F_{3t} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$T_{\text{forçetransverse}} = \begin{bmatrix} 0 & 0.5 \sin 60 & -0.5 \sin 60 \\ -0.5 \sin 60 & 0 & 0.5 \sin 60 \\ 0.5 \sin 60 & -0.5 \sin 60 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$



Şekil 6: Dikey kuvvetlere maruz kalmış Kiriş A.

Dinamik denklemin nasıl yazıldığını daha açık bir şekilde göstermek için Şekil 6'da sadece kiriş A'yı etkileyen dikey kuvvetler gösterilmiştir. Kirişin ucundaki hareketi de görüldüğü gibi etkileyen kuvvetin yönünde olup $w_A(t)$ 'dir. Buna göre Euler Bernoulli Kiriş denklemini yazarsak:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{d^2 w}{dt^2} = FY(L) \quad (7)$$

E: Malzemenin elastisite modülüsü

I: Eylemsizlik Momenti

$w(x,t)$: Kirişin konuma ve zamana bağlı olan kirişe dik eğilmesi

F: Kirişe gelen dik kuvvet

L: Kirişin uzunluğu

$Y(L)$: Kirişin serbest ucunun şekil fonksiyonu

Kirişin sınır koşullarını da yazarsak:

$x=0$ da kirişin sabitlenmesinden dolayı;

$$w(0,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial w}{\partial x}(0,t) = 0 \quad (8)$$

$x=L$ de yani kirişin ucunda momentin ve kesme kuvvetinin 0 olmasından dolayı,

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(L,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial^3 w}{\partial x^3}(L,t) = 0 \quad (9)$$

Eğer kirişin dik eğilme fonksiyonu sadece zamana ve sadece konuma bağlı iki ayrı fonksiyonun çarpımı şeklinde yazılırsa:

$$w(x,t) = Y(x)f(t) \quad (10)$$

6. denklem 3. denklemde yerlerine yerleştirilirse:

$$EI \frac{d^4 Y}{dx^4} f + \rho A Y \frac{d^2 f}{dt^2} = 0 \quad (11)$$

Her taraf $\rho A Y f$ 'e bölünürse;

$$\frac{EI}{\rho A Y} \frac{d^4 Y}{dx^4} f + \frac{1}{f} \frac{d^2 f}{dt^2} = 0 \quad (12)$$

denklemi elde edilir.

12. denklemde ikinci terimi $-\omega^2$ e eşitlersek;

$$\frac{d^2 f}{dt^2} + \omega^2 f = 0 \quad (13)$$

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - \frac{\rho A}{EI} \omega^2 Y = 0 \quad (14)$$

elde edilmiş olur. 8. ve 9. denklemlerde gösterilen sınır koşulları kullanılarak 13. ve 14. denklemler çözülürse ankastre mesnetli-serbest uçlu kirişin şekil fonksiyonu ve kirişin doğal frekansını belirleyen β_n aşağıdaki gibi bulunur.

$$Y_n(x) = \cosh \beta_n x - \cos \beta_n x - \frac{\sinh \beta_n L - \sin \beta_n L}{\cosh \beta_n L + \cos \beta_n L} (\sinh \beta_n x - \sin \beta_n x) \quad (15)$$

$$\beta_n = \frac{(2n-1)\pi}{2L} \quad (16)$$

Konuma bağlı olan fonksiyonlara şekil fonksiyonları denmektedir. Kirişlerin herhangi bir zamanda tahriki ile çeşitli şekil fonksiyonları çıkmaktadır ve bu fonksiyonların lineer kombinasyonları da kirişin ucundaki yer değişimini

göstermektedir. Şekil fonksiyonları birbirlerine dik olan fonksiyonlardır. Yani farklı şekil fonksiyonlarının kiriş boyunca çarpımı şu şekilde olur;

$$\int_0^L Y_n(x) Y_m(x) dx = 0, \quad n \neq m \quad (17)$$

n ve m kirişin frekanslarına karşılık gelen mod sayılarını göstermektedir. Kiriş doğal frekansında tahrik olduğunda $n=m$ olur ver sonuç 0 dan farklı olur.

Daha önce 10. denklemde belirtildiği gibi çözüm kullanılan mod sayısına göre artık şu şekilde hesaplanır:

$$w(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} Y_n(x) \eta_n(t) \quad (18)$$

18. denklem 7. denklemde yerine konup, her terim $Y_n(x)$ ile çarpılıp $x=0$ dan $x=L$ ye kadar integrali alınırsa;

$$\left(\int_0^L \rho A Y_n^2 dx \right) \ddot{\eta}_n + \left(\int_0^L Y_n EI \frac{d^4 Y_n}{dx^4} dx \right) \eta_n = F(t) Y_n(L) \quad (19)$$

Denklem 11 denklem 19 da yerine yazılırsa sonuç olarak;

$$\left(\int_0^L \rho A Y_n^2 dx \right) \ddot{\eta}_n + \left(\int_0^L \rho A Y_n^2 dx \right) \omega_n^2 \eta_n = F(t) Y_n(L) \quad (20)$$

elde edilir. Bu denklemi daha kısa hale getirirsek ve m_n modal kütle, k_n modal katılık olarak adlandırılırsa;

$$m_n = \int_0^L \rho A Y_n^2 dx \quad \text{ve} \quad k_n = m_n \omega_n^2 \quad \text{olmak üzere;}$$

$$m_n \ddot{\eta}_n + k_n \eta_n = F(t) Y_n(L) \quad (21)$$

Bu tür sistemlerde az da olsa sistemde bir sönüm etkisi vardır bu sönüm etkisi de denkleme modal sönüm eklenerek eklenebilir. Detaylı bilgi [13] referansından elde edilebilir.

$$R_n = 2m_n \zeta \omega_n \quad (22)$$

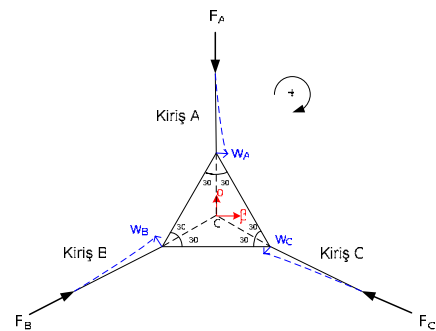
Az sönümlü sistemlerde ζ sönüm oranı 0.1-0.01 arasındadır. [13] Buna göre 21. denklem ikinci dereceden kendinden sönümü olan 23. denkleme dönüşür ve sistemin dinamik denklemi oluşturulmuş olur.

$$m_n \ddot{\eta}_n + R_n \dot{\eta}_n + k_n \eta_n = F(t) Y_n(L) \quad (23)$$

3.2. Dikey Deformasyon Kinematığı

Dikey deformasyonların eşkenar üçgenin merkezini hareketini nasıl etkilediğini anlamak için mekanizmanın kinematik çözümlemesi yapılmıştır.

Şekil 7 de bu dikey hareketlerin vektörel olarak yönleri gösterilmiştir.



Şekil 7: Dikey hareketin kinematığı

Eşkenar üçgenin merkezinde bulunan α - β eksen takımına göre merkezin x_α ve x_β konumları dik eğilme vektörleri cinsinden şu şekilde yazılır.

$$x_\alpha = w_B \sin 60 - w_C \sin 60 \quad (24)$$

$$x_\beta = w_A - w_B \cos 60 - w_C \cos 60 \quad (25)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & \sin 60 & -\sin 60 \\ 1 & -\cos 60 & -\cos 60 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_A \\ w_B \\ w_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$T_T = \begin{bmatrix} 0 & \sin 60 & -\sin 60 \\ 1 & -\cos 60 & -\cos 60 \end{bmatrix} \quad (27)$$

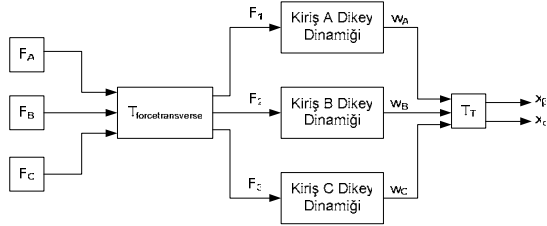
4. Açık Döngülü Model

Sistemin açık döngülü modeli F_A , F_B ve F_C kuvvetleri uygulandığında, mekanizmadaki eşkenar üçgenin merkezinin α - β koordinat sistemine göre nasıl hareket ettiğini göstermektedir. Şekil 8 de açık döngülü modelin şematik olarak açıklaması gösterilmiştir.

Mekanizmanın simülasyonu MATLAB Simulink kullanılarak yapılacağından, bulunan dinamik denklemler durum denklemleri şeklinde yazılması kolaylık sağlayacaktır. Bu yüzden sistemin dinamik denklemleri Denklem 28 ve 29 da gösterildiği gibi durum denklemlerine çevrilmiştir.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (28)$$

$$y = Cx + Du \quad (29)$$



Şekil 8: Açık Döngülü Modelin Şematik Gösterimi

Her mod için kirişlerin dikey eğilme konumları ve hızları durumlar olarak alınırsa;

$$\dot{\eta}_{1n} = \eta_{2n} \quad (30)$$

$$\dot{\eta}_{2n} = \frac{Y_n(L)}{m_n} F(t) - \frac{R_n}{m_n} \eta_{2n} - \frac{k_n}{m_n} \eta_{1n} \quad (31)$$

Çıkış kirişlerin ucundaki yer değişim olacağından;

$$w = Y_n(L) \eta_{1n} \quad (32)$$

Durum denklemleri şeklinde yazarsak:

$$\begin{bmatrix} \dot{\eta}_{1n} \\ \dot{\eta}_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_n}{m_n} & -\frac{R_n}{m_n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \eta_{1n} \\ \eta_{2n} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{Y_n(L)}{m_n} \end{bmatrix} \cdot F(t) \quad (33)$$

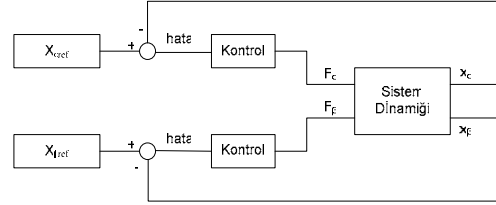
$$w = [Y_n(L) \ 0] \cdot \begin{bmatrix} \eta_{1n} \\ \eta_{2n} \end{bmatrix} + 0 \cdot F(t) \quad (34)$$

5. Kapalı Döngülü Model ve Kontrolü

5.1. Kapalı döngülü modelin elde edilmesi

Bu bölümde sistemin pozisyon kontrolü yapılmıştır. Amaç istenilen eşkenar üçgenin merkezinin pozisyonu gerekli kuvvetler elde edilerek gerçekleştirilmiştir. İstenilen $x_{\alpha ref}$ ve $x_{\beta ref}$ konumları sistem dinamiğinden gelen x_α ve x_β konumlarından

çıkartılarak elde edilen hata kontrol girişi olarak kontrol bloğuna girer ve kontrol bloğun çıkışı olarak da sistem için gerekli F_α ve F_β kuvvetleri hesaplanır. Artık F_α ve F_β kuvvetleri sistem dinamiğinin girişi olmuştur. Bu kuvvetlere karşılık gelen x_α ve x_β konumları yeniden hesaplanır. Bu işlem hata sıfırlanmaya kadar tekrar eder. Şekil 9 da kontrolün şematik bloklar halinde gösterimi görülmektedir.



Şekil 9: Kapalı Döngülü Kontrol

5.2. Parametreler

Benzetimde kullanılan parametreler şunlardır:

Geometrik Parametreler: Kirişlerin kesitlerini boyutlar

$$b = 0.8 \text{ mm} \quad h = 2 \text{ mm}$$

Kirişlerin uzunlukları $L=25 \text{ mm}$.

Kirişlerin kesit alanları $A=bh=1.6 \text{ mm}^2$

Kirişlerin eylemsizlikleri $I=bh^3/12=0.5333 \text{ mm}^4$

Malzeme özellikleri:

Esnek Bağlantılı mekanizmanın malzemesi Alüminyum olarak seçilmiştir. Buna göre;

Elastiklik modülü $E = 69000 \text{ N/mm}^2$

Yoğunluğu $\rho = 0.0027 \text{ g/mm}^3$

5.3. Benzetim sonuçları

Benzetim MATLAB Simulink kullanılarak yapılmıştır. Dinamik denklemlerde sönüm oranı, ζ , 0.08 olarak alınmıştır. Dikey kiriş dinamik denklemleri 4 mod kullanılarak oluşturulmuştur.

İlk olarak üçgenin merkezinin $-a$ kordinatında 10 mikron β kordinatında ise 20 mikron gitmesi istenmiştir. Kontrol için PID kullanılmıştır. K_p : 1200, K_i :46 ve K_d : 100 olarak alınmıştır. Buna göre oluşturulan referanslara karşılık gelen sonuçlar:

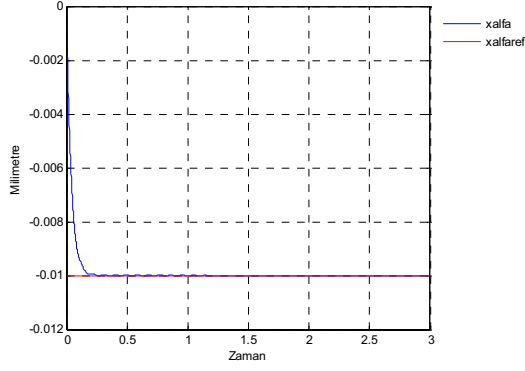
Şekil 10 ve 11 'den kontrol sonuçlarına bakılırsa üçgenin merkez kordinatları verilen referansı düzgün takip etmektedir. İkinci olarak, üçgenin merkezinin verilen bir referans yolunu takip etmesi istenmiştir. Üçgenin merkezinin 100 mikron çapında daire çizmesi için referans değerleri şu şekilde verilmiştir:

$$x_{\alpha ref} = 0.1 \sin(\pi t) \quad x_{\beta ref} = 0.1 \sin(\pi t + \pi/2) = 0.1 \cos(\pi t) .$$

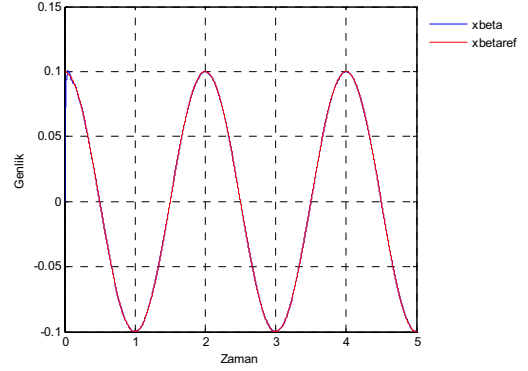
Kontrol için PD kontrol kullanılmıştır. K_p : 2000 ve K_d : 20 olarak alınmıştır. Sonuçlar Şekil 12, 13 ve 14 den görüldüğü gibi sistem verilen referansı takip etmektedir.

6. Sonuç

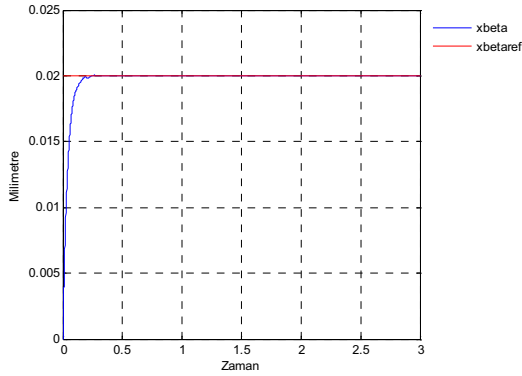
Sonuç olarak, esnek bağlantılı bir mekanizmanın matematiksel modeli kirişlerin dinamiğinden faydalanılarak çıkarılmıştır. Sistemin pozisyon kontrolü PID kontrolü kullanılarak yapılmıştır. Başka kontrol metodları kullanılarak sistem kontrol edilip kontrol yöntemleri arasında karşılaştırmalar yapılabilir.



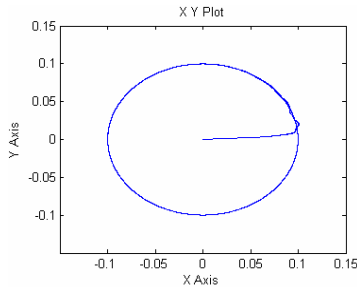
Şekil 10: x_α ve $x_{\alpha ref}$



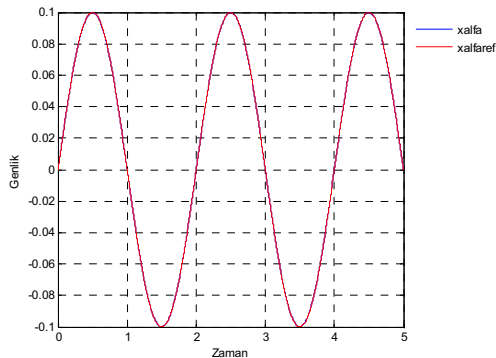
Şekil 14: x_β ve $x_{\beta ref}$



Şekil 11: x_β ve $x_{\beta ref}$



Şekil 12: x eksenine x_α ve y eksenine x_β olduğunda merkezin konumunun hareketi



Şekil 13: x_α ve $x_{\alpha ref}$

7. Kaynakça

- [1] Lobontiu N.,2003, "Compliant Mechanisms design of flexure hinges",CRC Press.
- [2] Howell L. L., 2001, "Compliant Mechanisms",John Wiley & Sons.
- [3] Blideran M.M., Bertsche G.,Henschel W. and Kern D. P., February 2006, "A mechanically actuated silicon microgripper for handling micro- and nanoparticles", Elsevier.
- [4] Nah S. K. and Zhong Z. W., February 2006, "A microgripper using piezoelectric actuation for micro-object manipulation", Elsevier.
- [5] Hohl M., Krevet B. and Just E., October 2001, "SMA microgripper system", Elsevier.
- [6] Bergna S., Gorman J.J., Dagalakis N.G.,November 2005," Design and modeling thermally actuated mems nano positioners", ASME.
- [7] Baker M. S, Howell L. L. ,2002, "On-Chip Actuation of an In-Plane Compliant Bistable Micromechanism".
- [8] Brigham Young University, "Compliant Mechanisms", <http://techtransfer.byu.edu/techabstracts/compliantmech.htm>
- [9] G.G. Hastings, W.J. Book, Verification of a linear dynamic model for flexible robotic manipulators, Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (1986) 1024–1029.
- [10] Dwivedy S. K.,Eberhard P. ,2006,"Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review".
- [11] Wang X., Mills J. K.,2005,"Dynamic modeling of a flexible-link planar parallel platform using a substructuring approach".
- [12] Culpepper M.L.,Anderson G.,2003,"Design of a low-cost nano-manipulator which utilizes a monolithic, spatial compliant mechanism", Precision Engineering, Volume 28, Issue 4, 1 October 2004, Pages 469-482.
- [13] C. Karnopp, Donald L. Margolis, Ronald C. Rosenberg.,2006," System dynamics : modeling and simulation of mechatronic systems", John Wiley & Sons, s. 426-433.
- [14] Inman Daniel J.,1996,"Engineering Vibration", Prentice Hall International Inc., s. 329-340.